

地方都市中心部における自動車の総合燃費の推定*

常 本 秀 幸^{*1}, 石 谷 博 美^{*1}
畠 山 収 司^{*2}, 小 鷹 稔 生^{*3}Estimation of Total Fuel Economy in Vehicles
on Center of Local CityHideyuki TSUNEMOTO^{*4}, Hiromi ISHITANI
Syuuji HATAKEYAMA and Toshio KOTAKE^{*4} Department of Mechanical Engineering, Kitami Institute of Technology,
165 Koen-cho, Kitami-shi, Hokkaido, 090-8507 Japan

The improvement of fuel economy in passenger cars and trucks contributes directly to CO₂ emission reduction. Recently, low fuel consumption cars are developed, however most of operated cars are still old types. To estimate the effect of new engine systems, light weight cars and running conditions on fuel economy, in this study a new calculation method of fuel consumption was proposed. In this calculation even if the engine types and sizes were changed, the fuel consumption is easily calculated from the indicated thermal efficiency and friction mean effective pressure. Here by applying the running mode in the center of local city the total fuel economy included small passenger cars to heavy duty trucks was estimated. As the result, the influence of new type engine, light weight cars and driving patterns on fuel economy was made clear.

Key Words: Diesel Engine, Gasoline Engine, Fuel Economy, Low Emission Vehicle

1. まえがき

自動車から排出される排気ガスは、これまで光化学スモッグの原因物質あるいは人体に直接被害を与える物質に対して厳しく規制されてきた。一方、近年問題になっている地球温暖化に対して、自動車から排出されるCO₂は、自動車使用台数の世界的拡大から規制が必要になってきている。このような社会状況を反映して自動車には多くの燃費向上技術が導入されている。しかし、このような最新技術は新しく売り出された車両にだけ装着されており、使用過程車を含めた、全体としての低減は進んでいない。従って、自動車による地球温暖化などの環境負荷低減の効果を評価する場合、車両単体での改善効果よりも自動車が多数走行している路線全体での効果を定量的に示すことが重要となる。しかしながら、このような評価を正確に行うには車両の走行頻度分布、運転パターン、道路環

境、交通状況などの影響を詳細に調べその上で燃費の計測を実施する事になるが、このような実測はきわめて困難である。現在は、各国が法規制しているモード運転での結果が利用できるが、軽自動車からトラックを含んだ多くの車両の走行結果を入手することは難しいため、これらに関する研究例は少ない^{1)~4)}。

本研究では、地方都市中心部の路線を対象に、各種自動車の走行燃費を推定する計算方法を提案し、路線全体での総合的燃費の評価を行うことを試みた。これによって、現状の車両走行状態から低燃費車両が導入された場合、あるいは車両形式、交通状態等の要因が変化した場合の路線全体での燃料消費量、すなわちCO₂などに対する低減効果の推定が可能になった。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

燃料消費量を推定する場合、計算結果の信頼性を確認するため実測データが必要となる。本研究が対象にしている路線全体の燃費を求める場合、走行している車両すべての燃料消費量を測定することは困難であるから、モデル車両を設定し走行実験を行い、測定結

* 原稿受付 2000年12月8日。

^{*1} 正員, 北見工業大学工学部(〒090-8507 北見市公園町165)。^{*2} 正員, 北見工業大学大学院。^{*3} TCM(株)。

E-mail: tsune@mech.kitami-it.ac.jp

果と推定値との比較を行った。試験に用いた車両は、表 1 に示す SUV と小型トラックの 2 台で、ともに DI ディーゼル機関を搭載したマニュアルトランスミッション付きである。ガソリン機関はテストベンチを利用して、一定速で走行した場合について推定結果と実験結果の比較を行っており、この場合のエンジンは、表 1 に示す軽自動車用機関である。

いずれの場合も燃料流量は、燃料タンクと噴射ポンプあるいは化器の間に取り付けられた車載用燃料流量計を用いて測定している。

2.2 試験方法

走行試験は、平坦直線路での加速および一定速走行、さらに都市中央部を縦断する国道で行い、その際の燃料消費量を測定した。

一定速試験では、速度一定でミッション位置が異なる場合について、1km の区間を走行して測定している。この場合、風向きあるいは道路勾配を考慮し、同一路面を往復するとともに、複数回測定して再現性の確認を行っている。加速試験は停止状態からアクセル開度を全開および半開の場合で行い、一定のエンジン回転数でシフトアップしながら、最終段において一定のエンジン回転数に到達するまでの燃料流量を測定した。

燃費推定のための対象路線は、人口 11 万都市の中心街であり、ここを法定速度および信号待ちをしながら走行した場合の計測結果である。対象とした路線長は国道 39 号線の 16.1km で、この区間がこの都市における車両流入の最も多い路線である。全区間で片側 2 車線となっており、路線内に信号機は 39 カ所あり、平均停止回数が 12 回になっている。なお、登りに向かってゆるやかな勾配があるため、往復での測定結果をもとに推定値との比較を行っている。

なお、車両総質量は燃費に大きな影響を与えるパラメータであることから、トラックの場合は無積載、半積載（積載質量 1t）、定積載（同 2t）での試験を行っている。

ベンチ試験はガソリン機関を用い、ミッション位置を変更しながら一定速の走行抵抗を動力計で吸収し

実施している。

3. 走行燃費の推定

車両は、走行抵抗に相当したエンジン出力とのバランスによって運転が可能になる。しかし、エンジン側での燃料消費は、エンジンの暖機状態あるいはミッション位置によって異なることがわかっている。これは、エンジンの摩擦損失が変化し正味熱効率が変化するためであり、エンジンの図示熱効率が変化しないと考えられれば、摩擦損失の推定によって燃費の推定が可能になる。

本研究では、このような考えのもとに計算プログラムを構築して燃料消費量を推定したが、この場合のフローチャートは図 2 のようになっている。図に示すように、計算の流れは 4 段階になっており、①は初期値入力、②でエンジン形式を選んで図示熱効率を求める。③では摩擦損失を推定し、④で燃料流量を算出している。

3.1 燃料消費量計算モデル

3.1.1 摩擦損失 エンジンの摩擦損失はメーカー、エンジンの型式、あるいは諸元等により異なるが、今回のような推定を行う場合、摩擦損失を平均有効圧に置き換え、これまでのデータを一般化することで推定が可能と考えた。すなわち、図 1 に示すように公表されている摩擦損失のデータを平均化し、ガソリン機関とディーゼル機関に区分し近似式を求めている^{5)~9)}。なお、摩擦損失は負荷に対しても変化すると言われているが、今回は一定とし平均ピストン速度 V_p の上昇による増大のみを考慮して、次式により推定している。

ガソリン

$$P_f = 0.4063 \times V_p^2 + 4.8725 \times V_p + 82.3 \quad (\text{kPa}) \quad \dots \quad (1)$$

ディーゼル

$$P_f = 1.3799 \times V_p^2 - 1.9613 \times V_p + 115.5 \quad (\text{kPa}) \quad \dots \quad (2)$$

3.1.2 図示熱効率 多くのエンジンの図示熱効率は公表されていないが、次のような方法で推定が可能である。すなわち、燃料消費率曲線 B_e が公表されてい

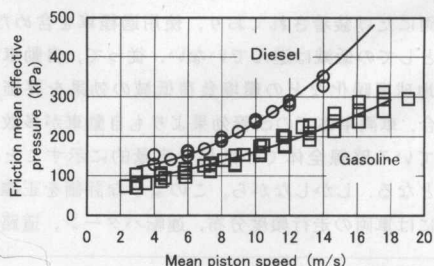


Fig.1 Friction mean effective pressure for gasoline and diesel engines

Table1. Specifications of experimental vehicle and engine

Vehicle	SUV	Truck (2t)	
Engine	TC, DI diesel	NA, DI diesel	NA, Gasoline
Bore×Stroke	93×102 mm	104×105 mm	65×66 mm
No. of cyl.	4	4	3
Swept vol.	2771 cc	3567 cc	657 cc
Max power	80.3 kW (3600 rpm)	80.3 kW (3500 rpm)	33.8 kW (7000 rpm)
Vehicle mass	1670 kg	2310 kg	
Tire radius	0.375 m	0.357 m	
Transmission	5MT	5MT	4MT

るので、これをもとに正味熱効率 η_i および供給熱量 Q は次式より求まる。

$$\eta_i = \frac{W_e}{Q} = \frac{1}{\frac{B_e}{3600} \times H_u} \quad (3)$$

$$Q = W_e \times B_e \times H_u \times \frac{1}{3600} \quad (\text{kJ/s}) \quad (4)$$

H_u : 低位発熱量 (kJ/g) B_e : 燃料消費率 (g/kW・h)

W_e : 正味出力 (kW) Q : 供給熱量 (kJ/s)

なお、図示出力 W_i は正味出力 W_e と摩擦馬力 F_r を加算したものであるから、図示熱効率 η_i は次式から求められる。

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q} = \frac{W_e}{Q} + \frac{F_r}{Q} \quad (5)$$

ここで、 F_r は先に求めた摩擦平均有効圧力から、また、供給熱量 Q は式(4)より求めることができる。この結果、全負荷付近でのガソリン機関とディーゼル機関、および直接噴射式ガソリン機関の図示熱効率 η_i は、カタログの燃費率をもとに図3のような結果が得られた。図に示すように、図示熱効率は機関の大きさ、エンジン回転数で若干変化するが、一定値と考えても問題ない範囲であり、種々の機関のデータを平均化して、DIディーゼル機関 47%、直接噴射式ガソリン機関 40% および吸気管噴射式ガソリン機関の場合 36%として以後の計算を行った。なお、ここで示した図示熱効率は全負荷付近のものであり、ディーゼル機関および直接噴射式ガソリン機関は負荷によらず図示熱効率は一定とした。しかし、ガソリン機関では全負荷と部分負荷で空燃比が大きく異なることから図示熱効率の影響¹⁰⁾を考慮して計算する必要があるが、このことは今後データを集積し、各計算方式の精度向上と合わせ

て実施する予定である。ただし、吸気絞りで負荷制御している通常のガソリン機関では、負荷が減るとスロットルバルブによるポンピングロスが増大するため図示熱効率は低下する。本研究では実測していないため、文献¹¹⁾による測定データをもとに負荷比率に応じて、先に求めた η_i に係数をかけ補正した。この場合の補正係数 k_p およびポンピングロスを考慮した図示熱効率 η_i は次式により求めている。

$$\eta_i = \eta_i \times k_p$$

$$k_p = -3 \times 10^{-5} \times LR^2 + 0.0052 \times LR + 0.7702 \quad (6)$$

η_i : 全負荷での図示熱効率 LR : 負荷率

なお、ここで用いた負荷率 LR は全負荷と走行時の負荷との比率であり、アイドリング時には負荷率ゼロになる。この場合の図示熱効率は点火時期の関係で計算結果より悪化しているものと思われるが、全燃料消費量に対するアイドリング時の比率が少なかったことから、今回の計算では考慮しなかった。

3.1.3 燃料消費量の計算 (1)一定速走行

本計算モデルで用いた燃料消費量の計算方法は以下のようにになっている。エンジン形式、車速、ギヤ比が決まると、その走行抵抗に相当した必要出力およびエンジン回転数が求まるので、図示熱効率 η_i と摩擦平均有効圧力 P_f が求まる。すなわち、必要出力 W_e は車速に対応した走行抵抗であるから、

$$W_e = (\mu Mg + \frac{1}{2} C_d \rho A V^2) \times V \times \frac{1}{\eta_i} \quad (\text{kW}) \quad (7)$$

であり、この条件での摩擦損失 W_f は、エンジン回転数から次式で求まる。

$$W_f = P_f \times V_h \times \frac{n}{120} \quad (8)$$

μ : 転がり抵抗係数 M : 車両質量 (kg)
 C_d : 抗力係数 A : 前面投影面積 (m²)
 ρ : 空気密度 (kg/m³) V : 車速 (m/s)
 V_h : 行程容積 (m³) n : 機関回転数 (rpm)
 η_i : 伝達効率¹²⁾(トップギア=0.98, その他のギア=0.96)

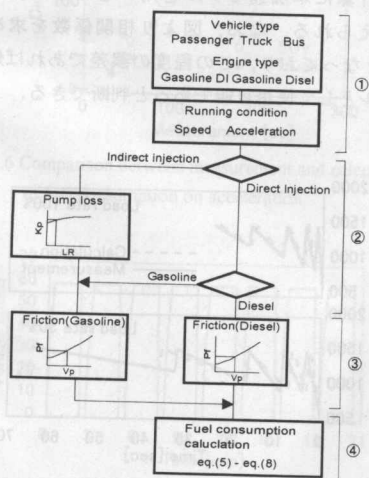


Fig.2 Flow chart for calculating the fuel consumption

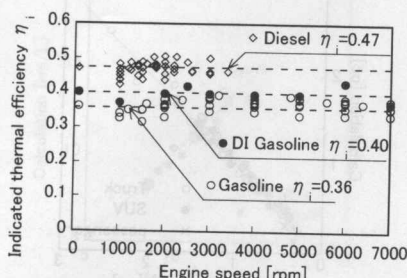


Fig.3 Indicated thermal efficiency for each engine Swept volume: MPI Gasoline (0.65 to 3.1L), DI Gasoline (1.8L), DI Diesel (3.1 to 17L)

従って、図示出力 W_i は

$$W_i = W_e + W_f \quad (\text{kW}) \quad (9)$$

となる。

図示熱効率 η_i が求まっているから供給熱量 Q が次式より逆算できる。

$$Q = \frac{W_i}{\eta_i} \quad (\text{kW}) \quad (10)$$

燃料の密度 ρ_f および発熱量 H_u (kJ/kg) より、燃料消費量 B_f は

$$B_f = \frac{Q}{\rho_f \times H_u} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (11)$$

となる。

(2) 加速走行 加速時の計算は走行抵抗とカタログに記載された駆動力線図を速度の関数に近似し、両者の差をもとに余裕駆動力を求めて瞬間加速度・速度を算出している。計算では微分方程式を数値解析しているが、この場合の加速度 α は、余裕駆動力 P をもとに次式から求めている。ここで、 Δm は回転部分の等価慣性質量係数であり、今回は各ミッション位置での減速比と最終減速比の積である総減速比に対して次式を用いて決定した¹³⁾。

$$\alpha = \frac{P}{M(1+\Delta m) + M_f} \quad (12)$$

$$\Delta m = 1 + 0.04 + 0.0025 \times i^2 \quad (13)$$

Δm : 回転部分等価質量係数 i : 総減速比
 M : 車両質量 (kg) M_f : 積載質量 (kg)

なおトラックの場合、積載によっても等価慣性質量は変化しないことから、車両質量と積載質量 M_f とを区別した式を用いている。

加速時の燃料消費量は、全開加速、半開加速時ともに一定速走行と同様、正味出力に摩擦損失を加え、図示熱効率一定の条件から瞬間燃料流量を計算し、それを積分して求めている。

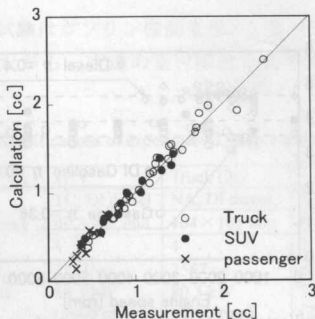


Fig.4 Comparison between measurement and calculation of fuel consumption on constant speed

4. 計算結果および考察

4.1 実測値と計算結果の比較

4.1.1 一定速走行と加速走行時の燃費 本研究で提案した燃費の推定方法が、多くの機関に適用可能かどうかを知るために、一定速走行時の結果との比較を行った。

図4は、一定速走行時における燃費消費量の実測値と計算値との相関を示している。なお、ここでは2台の試験車両の他に、ベンチ試験を行った軽自動車用ガソリン機関での測定データもプロットしている。図より、試験車両、ベンチ試験の実測値と推定値の結果は相関係数 0.987 と良く一致している。この結果から、本研究で提案した燃費推定方法を用いると、車両およびエンジンが異なった場合でも一定速での燃費推定が可能であると言える。

次に、加速走行の場合について検討を行った。加速走行時の燃料消費量を比較する場合、実験条件での加速度・速度と計算時の加速度・速度が一致していなければならない。図5は、SUV車における全負荷加速と50%負荷加速時の経過時間に対する実測値と計算値を比較した結果である。図より全開加速の場合には、実験値と計算値の機関回転数の履歴はほぼ重なっており、目標速度への到達時間も正確に計算できている。しかし、50%の場合は計算結果と実測値が各ギア段で異なっている。これは、実車における50%負荷をアクセル開度で変更しているが、ギアチェンジ後のアクセル開度が一定になっていなかったためではないかと考えている。このような差異を含んでいても、SUV車とトラックで行った燃料消費量の实測値と計算値の結果は図6のように良い相関が得られており、燃料消費量の計算に本加速モデルを用いることは妥当であると考えられる。なお、図より相関係数を求めると0.960 となっており、この程度の誤差であれば燃費推定モデルとして使用可能であると判断できる。

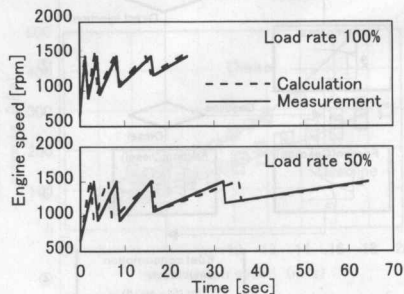


Fig.5 Estimation of engine speed during acceleration

Table2 Specification of model vehicle

	Light Passenger	Passenger	SUV	Light Truck	Heavy Truck	Bus
Engine type	NA, Gasoline	NA, Gasoline	TC,DI, Diesel	NA,DI, Diesel	TC,DI, Diesel	NA, DI,Diesel
Displacement [cc]	657	1595	2771	3567	12068	15201
Max Power [kW/rpm]	33.6/7000	116.8/7600	80.3/3600	80.3/3500	286.8/2000	209.6/2300
Total Vehicle Mass [kg]	720	1190	1780	3310	14555	11635
Transmission	4MT	5MT	5MT	5MT	7MT	5MT

4.1.2 路線走行時の走行パターンと燃費 一定速走行, 加速走行での燃料消費量の推定が高い精度で可能である事が明らかになった. そこで, 燃費推定対象路線である国道 39 号線を走行した場合の燃費の推定を試みた. 走行パターンは, 路線実走行試験時に記録した停止回数, 停止時間, 走行時間のデータをもとに図 7 のように単純化し, この走行パターンを用いて燃料消費量を推定した. また図 8 は, 測定区間を数回走行した場合の運転パターンを, その走行状態に対応して図 7 のようにモデル化し, 推定値と実測値との関係を求めたものである. 図 8 より, 推定値と実測値の相関係数は 0.9709 と高い値を示している. 従って, 単純化した走行パターンによって, 対象路線上での燃費推定が可能であると言える.

4.2 総合燃料消費量の推定

路線全体での総合燃料消費量を推定する場合, 交通量の推定が重要となる. 本研究で対象にしているような地方都市の路線では, 交通量がそれほど多くないこ

とから, 路線を数区間に分割し, それぞれの区間での走行車両の頻度分布を調査することによって交通量の全体像の推定が可能となる. 従って, この区間ごとの全走行車両の燃料消費量を求め, その区間累計から設定区間での総合燃料消費量の推定を行っている. なお, 路線を走行している車両の種類は様々であり, 場所, 時間によって変化するが, 交通量調査の結果より, 本研究では表 2 に示す 6 種類の車両に走行台数を分類し, 燃料消費量の計算を行っている.

4.2.1 車両頻度分布 対象路線の車両頻度分布を把握するため, 交差点 6 か所で交通量調査を行った. なお, 車両頻度分布の計測には数回の停止信号待ちの車をデジタルカメラで撮影し, 各々の交差点で車種ごとに分類して記録した. 図 9 は, このような方法で測定した朝夕の通勤帯と正午付近での車両の頻度分布を 1 時間あたりに平均化し, 6 種類の車種に分類した結果である.

4.2.2 各種ファクターと燃費変化 本計算モデルを対象路線に適用し, エンジン形式, 運転パターンの総合燃料消費量に対する影響について検討を行った.

(1) エンジン形式 自動車総台数の 60% 近くが乗用車であり, その多くが吸気絞り型ガソリンエンジンである. 仮にこのガソリンエンジンより熱効率が高い直噴ガソリン機関あるいは直噴ディーゼルエンジンが乗用車用エンジンとして普及した場合を想定して総合燃料消費量を推定してみた.

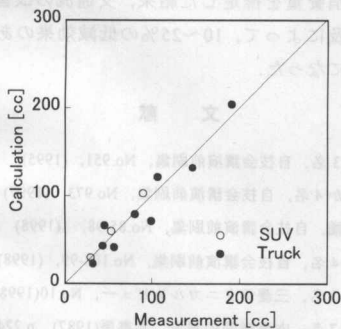


Fig.6 Comparison between measurement and calculation of fuel consumption on acceleration

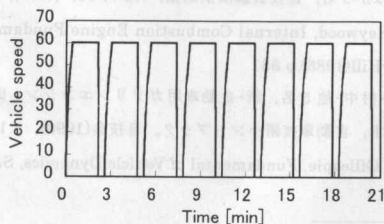


Fig.7 Running pattern for actual road condition

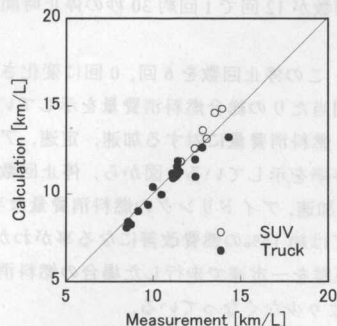


Fig.8 Comparison between measurement and calculation fuel of consumption on real running condition

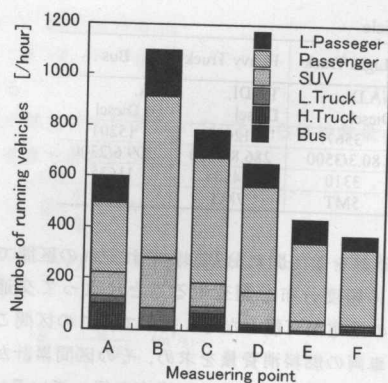


Fig.9 Vehicle distribution on each sampling position

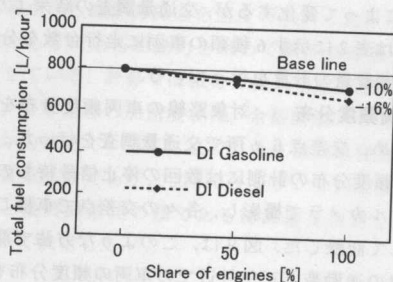


Fig.10 Effect of changing engine type on fuel consumption

図 10 は、現行ガソリンエンジン搭載車の台数に対する改良型のエンジンの導入比率を変更した場合の燃費の変化を示している。この図から、ガソリンエンジンがすべて直噴ガソリンエンジンに変わった場合、総合燃料消費量が 10%低減できることがわかる。また、吸気管噴射方式のガソリンエンジンがすべて直噴ディーゼルエンジンに変わった場合は 16%も総合燃料消費量が低減できる。

(2) 運転パターンの影響 標準走行パターンは、信号待ちの停止回数が 12 回で 1 回約 30 秒の停止時間になっている。

図 11 は、この停止回数を 6 回、0 回に変化させた場合の 1 時間当たりの総合燃料消費量を示している。また図には、燃料消費量に対する加速、定速、アイドリングの寄与率を示している。図から、停止回数が半分になると、加速、アイドリングの燃料消費量は半減し、全体としては約 15%の燃費改善になる事がわかる。また、同じ距離を一定速で走行した場合の燃料消費量は、12 回停止より少なくなっている。

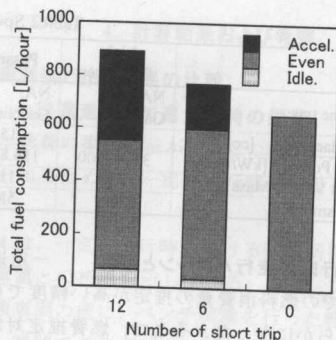


Fig.11 Effect of stopping times on fuel consumption

5. まとめ

以上、自動車の新たな燃費推定法を提案し、それを地方都市の路線に適用した結果、以下のようなことが明らかとなった。

- 1) エンジンの図示熱効率をエンジン形式ごとに設定し、走行条件に対応したエンジンの摩擦損失を推定することによって、様々な種類の車両やエンジンに適用できる燃費推定方法を確立することができた。
- 2) 本推定方法の推定値と実測値を比較した結果、エンジンおよび車両が変わった場合でも、一定速、加速および設定路線での実走行と推定値の相関係数は 0.95 以上になっており、本方式の妥当性が確認できた。
- 3) 車両の走行頻度分布を考慮して地方都市中心部の総合燃料消費量を推定した結果、交通流の改善、低燃費車の普及によって、10~25%の低減効果のあることが明らかになった。

文 献

- 1) 貴志・他 3 名, 自技会講演前刷集, No.951, (1995)
- 2) 本田・ほか 4 名, 自技会講演前刷集, No.973, (1997)
- 3) 金野・大橋, 自技会講演前刷集, No.85-98, (1998)
- 4) 中島・他 4 名, 自技会講演前刷集, No.108-99, (1998)
- 5) 尾口・他 3 名, 三菱テクニカルレビュー, No.10(1998), p.64
- 6) 染谷・他 7 名, 内燃機関の潤滑, 幸書房(1987), p.224
- 7) 明本, エンジンテクノロジー, 1-4, (1999), p.37
- 8) 小松, 松村, エンジンテクノロジー, 2-1, (2000), P.36
- 9) 芦沢・ほか 3 名, 自技会講演前刷集, NO.71-98, (1999), p.7
- 10) J.B.Heywood, Internal Combustion Engine Fundamental McGraw-Hill(1988), p.831
- 11) 中島・村中・他 5 名, 新・自動車用ガソリンエンジン, 山海堂
- 12) 佐々木, 自動車技術ハンドブック, 自技会(1990), p.105
- 13) T. D. Gillespie, Fundamental of Vehicle Dynamics, SAE