

ダンプトラックを対象とした省燃費運転評価手法の開発

平田 昌史*1・山本 達生*2・安井 利彰*1・林 まゆ*2・武部 篤治*3・舟橋 政司*1

Development of the Eco-Driving Evaluation Method for a Dump Truck

Masafumi HIRATA, Tatsuo YAMAMOTO, Toshiaki YASUI, Mayu HAYASHI, Atsuji TAKEBE, Masashi FUNAHASHI



図-1 10t ダンプトラック

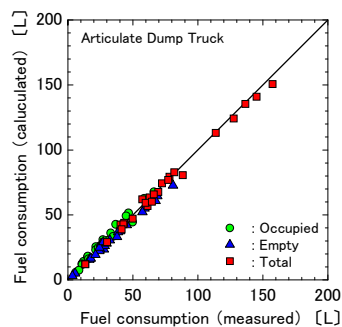


図-2 燃料消費量の推定値と実測値の比較

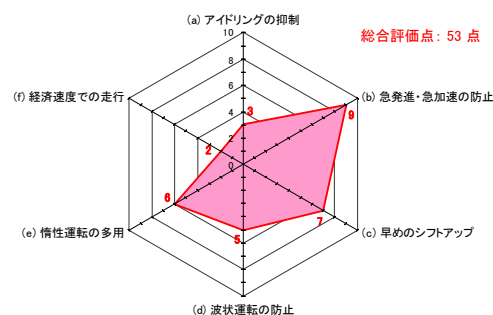


図-3 省燃費運転の実施状況評価例

研究の目的

建設施工現場では、エネルギー使用量の約 7 割をトラックや重機等が使用する軽油が占めているため、建設車両に対する省燃費運転の教育・指導が、燃費向上および CO₂ 削減に非常に効果的である。しかしながら、省燃費運転の実施状況を把握・評価するための一般的なエコドライブ車載機器は、設置に手間が掛かるため基本的に他車両への載せ換えが出来ないという問題や、自車に関する情報のみを考慮して省燃費運転の評価を行うため、車両が異なる場合や渋滞等の走行条件が異なる場合には定量的な評価や比較が出来ないという問題がある。建設施工現場では、工事の進捗や作業状況によって走行条件は日々変化し、これに伴いトラックや重機等も日々入れ替わることが多いため、車両を選ばず簡単に載せ替えが可能なエコドライブ車載機器が求められるとともに、省燃費運転の実施状況を車種や走行条件の違いによらず定量的に評価する手法が必要である。

技術の説明

本研究では、建設施工現場のダンプトラックを対象として、簡単に載せ替え可能なエコドライブ車載機器を想定し、比較的容易に計測可能であると思われる車両速度とエンジン回転速度の 2 つの運行データから、省燃費運転の実施状況や燃費向上効果を定量的に評価する手法について検討を行った。ここで提案する評価手法では、ダンプトラックの車両速度とエンジン回転速度の 2 つの運行データから、ダンプトラックの積荷状況や燃料消費量を高い精度で算定することが可能である。また、車両性能や走行条件の違いを考慮した省燃費運転達成率という指標を用いることにより、ドライバーの省燃費運転実施状況のみを定量的かつ統一的に評価することが可能である。

主な結論

- ・ 車両速度とエンジン回転速度の 2 つの運行データを用いて、ダンプトラックの積荷状況や燃料消費量を推定した結果、実際の積荷状況や燃料消費量と高い精度で一致することが確認できた。
- ・ 車両性能および走行条件が異なる 2 種類のダンプトラックに対して省燃費運転の実施状況の比較を試みた結果、提案する省燃費運転達成率がドライバーの省燃費運転技術のみを定量的に評価する指標として有効であることが確認できた。

*1 本店 技術研究所 基盤技術研究グループ

*3 本店 CSR・環境部

*2 本店 土木事業本部 土木設計・技術部 技術開発グループ

ダンプトラックを対象とした省燃費運転評価手法の開発

平 田 昌 史*¹ 山 本 達 生*²
 安 井 利 彰*¹ 林 ま ゆ*²
 武 部 篤 治*³ 舟 橋 政 司*¹

要 旨

建設施工現場では、エネルギー使用量の7割弱をトラックや重機等が使用する軽油が占めているため、建設車両に対する省燃費運転の教育・指導が、燃費向上やCO₂削減に効果的である。省燃費運転教育は、安価で手軽に実施することが可能であり高い効果が期待できるが、教育効果を長期間維持していくためには、省燃費運転の実施状況や効果を正しく把握・評価する必要がある。本研究では、建設施工現場のダンプトラックを対象として、車両速度とエンジン回転速度の2つのデータから、省燃費運転の実施状況や燃費向上効果を定量的に評価する手法について検討を行った。本手法では、車種や走行条件（渋滞等）の違いを考慮した「理想的な省燃費運転モデル」を作成し、これを指標とすることで、省燃費運転の実施状況や燃費向上効果を統一的に評価・比較することが可能である。

キーワード ダンプトラック／省燃費運転教育／燃料消費量／車両速度／エンジン回転速度

目 次

- | | |
|----------------------|---------------------|
| 1. はじめに | 4. 定量的な省燃費運転実施状況の評価 |
| 2. ダンプトラックの運転状況・積荷状況 | 5. 省燃費運転教育のポイントと評価 |
| 3. ダンプトラックの燃料消費量の算定 | 6. おわりに |

DEVELOPMENT OF THE ECO-DRIVING EVALUTION METHOD FOR A DUMP TRUCK

Masafumi HIRATA	Tatsuo YAMAMOTO
Toshiaki YASUI	Mayu HAYASHI
Atsuji TAKEBE	Masashi FUNAHASHI

Synopsis:

In the construction site, the light oil that the construction vehicles such as dump trucks use accounts for 70 percent of the amount of the energy use. Therefore, the eco-driving education of the construction vehicle is effective in the fuel cost improvement and CO₂ reduction. The eco-driving education can be executed cheap and easily, and a high effect can be expected. However, it is necessary to evaluate the eco-driving situation of the construction vehicle exactly to maintain the educative effect for a long term.

In this paper, the method for evaluating the effect of the fuel cost improvement was examined by using the vehicle speed and the engine rotational speed of the dump truck. In this method, "Ideal eco-driving model" that considers the difference between the vehicle model and the running condition (traffic jam etc.) is made. As a result, it is possible to evaluate the fuel consumption improvement effect of a dump truck by the same index.

* 1 本店 技術研究所 基盤技術研究グループ
 * 2 本店 土木設計・技術部 技術開発グループ

* 3 本店 CSR・環境部

1. はじめに

地球温暖化の主因とされる二酸化炭素（CO₂）の排出量削減は、建設業界においても重要な環境対策として位置づけられている。建設施工現場では、エネルギー総使用量の 7 割弱をトラックや重機等の建設車両が使用する軽油が占めているため¹⁾、これら建設車両の燃費向上は、建設施工現場の CO₂ 削減に高い効果が期待できる。(社)日本建設業連合会は、建設施工段階で排出される CO₂ を 2012 年度までに 1990 年度比で 13%削減する目標²⁾を掲げており、その具体的方策として、安価で手軽に実施することが可能な省燃費運転教育の普及に注力している。(社)日本建設業連合会が発行する省燃費運転マニュアル³⁾には、表-1 に示す省燃費運転のポイントと年間省エネ効果³⁾を教育・指導することにより、平均 20～30%の高い燃費向上効果が得られると報告されている。しかしながら、省燃費運転教育のみを実施するだけでは、省燃費運転の実施状況や燃費向上効果を把握・評価することができないため、教育効果が持続しにくいという問題もある。省燃費運転教育の効果を効率的かつ継続的に維持するためには、省燃費運転の実施状況や燃費向上効果を把握・評価し、適切な教育・指導を適宜実施する必要がある。

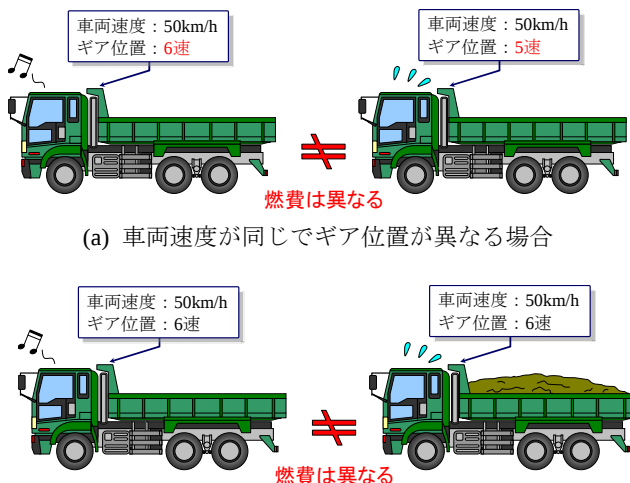
近年、このような背景から乗用車や運輸業の貨物車を対象として、エコドライブによる燃費向上効果に関する研究（例えば、文献 4),5)）や、エコドライブ車載機器に関する研究・開発（例えば、文献 6)～8)）が幅広く行われている。エコドライブ車載機器とは、車両速度やエンジン回転速度、燃料消費量、走行時ギア、アクセル開度等、さまざまな運行データを計測し、省燃費運転の実施状況を評価・誘導する機器である。エコドライブ車載機器を導入することにより、燃費向上・CO₂ 削減という経済面・環境面のみならず、事故件数の減少という安全面でも高い改善効果が報告されている⁹⁾。

一方、これらエコドライブ車載機器は、運行データを取得するための計測機器の設置に手間が掛かるため、基本的に他車両への載せ替えができないという問題や、自車に関する情報のみを考慮して省燃費運転の評価を行うため、車両が異なる場合や、渋滞等の走行条件が異なる場合には、定量的な評価・比較ができないといった問題もある。建設施工現場では、同じ車両を長期間に渡って使用する運輸業等とは異なり、工事の進捗や作業状況によって走行条件は日々変化し、これに伴いトラックや重機等も日々入れ替わることが多い。建設施工現場で省燃費運転による効果を一元管理するためには、車両を選ばず簡易に載せ替え可能なエコドライブ車載機器が求められるとともに、省燃費運転の実施状況を走行条件や車種の違いによらず定量的に評価する手法が必要である。既存のエコドライブ車載機器には簡易に載せ替え可能な機器（例えば 10),11)）もあるが、これらの機器は GPS 位置情報等を利用して車両速度のみを測定する簡易なものであるため、車両速度に関する項目しか省燃費運転を評

表-1 省燃費運転のポイントと年間の省エネ効果³⁾

省燃費運転のポイント	省エネ効果（年間）
(1) アイドリングの抑制	2缶
(2) 急発進・急加速を避ける	24缶
(3) 早めのシフトアップ・遅めのシフトダウン	18缶
(4) 波状運転の防止	29缶
(5) 惰性運転の多用	7缶
(6) 下り坂でのエンジンブレーキの併用	25缶
(7) 経済速度での走行	24缶

単位：ドラム缶（200L）



(a) 車両速度が同じでギア位置が異なる場合

(b) 車両速度・ギア位置が同じで積荷状態が異なる場合

図-1 ギア比・積荷状態の違いによる燃費の比較

価できない。また、燃費はギア位置や積荷状態の影響を受けるため（図-1 参照）、車両速度のみの測定では、燃費やCO₂排出量を定量的に評価することは困難である。

本研究では、建設施工現場のダンプトラックを対象として、簡易に載せ替え可能なエコドライブ車載機器を想定し、比較的容易に計測可能であると思われる車両速度とエンジン回転速度の 2 つの運行データから、燃費を定量的に評価する手法について検討を行った。また、車種や走行条件の違いを「理想的な省燃費運転モデル」を用いて考慮することで、省燃費運転の実施状況のみを統一的に評価する手法について検討を行った。なお、本検討では CO₂ 排出量は燃料消費量と比例関係にあると考え、CO₂ 排出量の削減率を燃費の向上率に置き換えて評価を行っている。

2. ダンプトラックの運転状況・積荷状況

ダンプトラックの燃費は、走行時のギア位置や積荷状態の影響を受けるため、ダンプトラックの省燃費運転を評価するためには、運転状況や積荷状況を詳細に把握する必要がある。そこで、車両速度とエンジン回転速度の 2 つの運行データを用いて、ダンプトラックの運転状況・積荷状況の分析を行い、実際の運行との比較を行った。

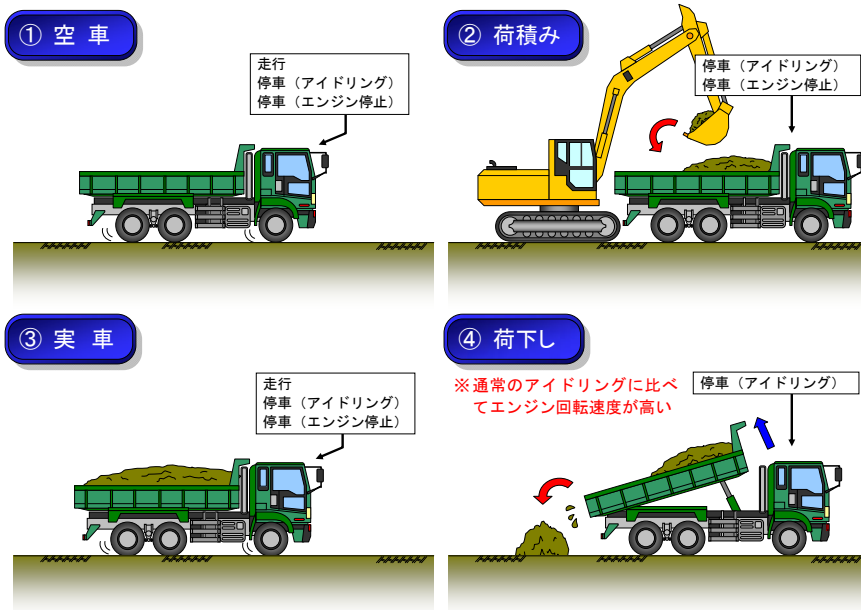


図-2 ダンプトラックの積荷状態の分類



写真-1 重ダンプトラック



写真-2 10t ダンプトラック

2.1 走行・アイドリング・エンジン停止の判定

ダンプトラックの運転状況・積荷状況を把握するためには、まず車両が走行しているのか停車（アイドリング）もしくはエンジン停止）しているのか、を判定する必要がある。この判定は、車両速度とエンジン回転速度を用いれば容易に可能である。車両速度がゼロでない場合が走行、ゼロの場合が停車である。また、停車中にエンジン回転速度がゼロではない場合がアイドリング状態、エンジン回転速度もゼロの場合がエンジン停止状態である。

2.2 走行時の加速・減速の判定

車両の燃費は、走行時の加速・減速方法によっても変化するため、車両の加速状態の判定も重要である。走行時の加速・減速の判定は、車両の加速度から判定する。計測時刻 t における加速度 α は、計測時刻 t における速度 v_t と、その前の計測時刻 $t - \Delta t$ における速度 $v_{t-\Delta t}$ から、以下のように求める。

$$\alpha = \frac{v_t - v_{t-\Delta t}}{\Delta t} \quad [1]$$

Δt は計測間隔時間であり、通常は秒単位の間隔で計測されることから、式 [1] に示す加速度 α の単位は km/h/s である。この加速度 α がゼロより大きい場合が加速、ゼロより小さい場合が減速である。なお、走行時に加速度 α がゼロとなる場合は、一定速度での走行である。

2.3 走行時のギア位置の判定

エンジンの回転は、変速機および終減速機により最適に減速されタイヤに伝達される。この時の車両速度とエンジン回転速度の関係は、

$$v = \frac{120\pi}{1000} \cdot \frac{r}{i_m \cdot i_f} \cdot N \quad [2]$$

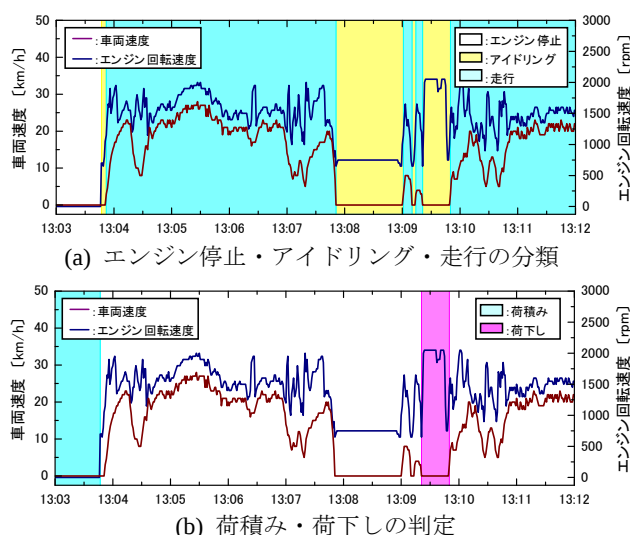


図-3 ダンプトラックの積荷状態の判定例

で表される。 v は車両速度 (km/h)、 N はエンジン回転速度 (rpm)、 i_m は変速機ギア比、 i_f は終減速機ギア比、 r はタイヤの動的負荷半径 (m) である。終減速機ギア比 i_f およびタイヤの動的負荷半径 r は、各車両で一定であるため、走行時のギア位置 (変速機ギア比 i_m) は、車両速度 v とエンジン回転速度 N を式 [2] に代入することで求められる。

2.4 ダンプトラックの積荷状態の判定

建設現場で使用するダンプトラックは積載重量が大きく、図-1(b)に示すように積荷状態が燃費に大きな影響を及ぼすことから、積荷状態の判定は重要である。ここでは、ダンプトラックの積荷状態を図-2 に示すような空車・荷積み・実車・荷下しの4つの状態に大別する。

まず、先ほど求めた車両の走行、アイドリング、エンジン停止の分析結果から、運行データを図-3(a)に示すよ

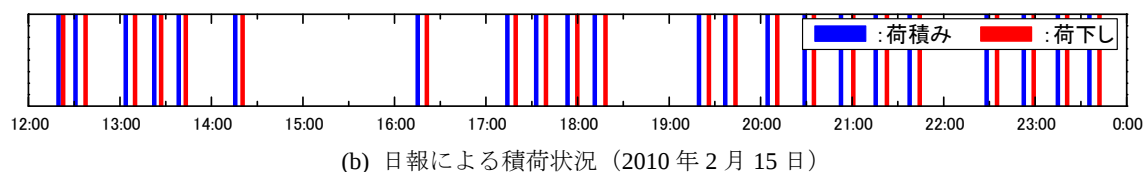
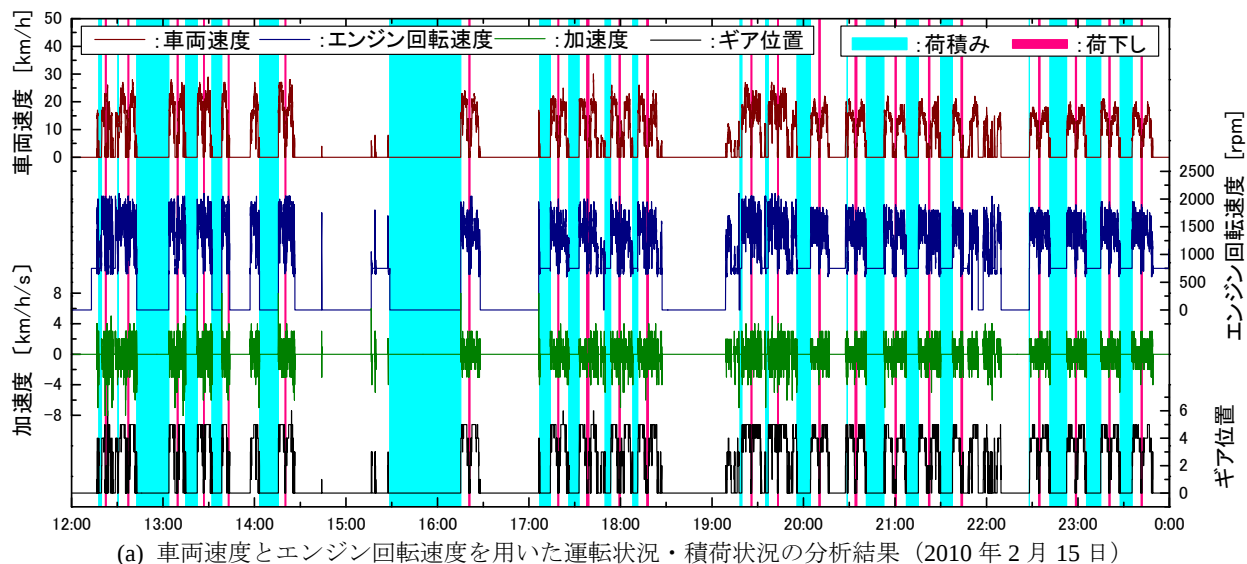


図-4 重ダンプトラックにおける運転状況・積荷状況分析結果と実際の積荷状況との比較事例

うに、各状態で分類しグループ化する。そして、ダンプトラックの荷下しが、荷台のダンプアップのため常にアイドリング状態にあり、この時のエンジン回転速度が通常のアイドリングよりも高いことに着目する。ここでは、分類した各グループにおいて、アイドリング状態にあり、かつエンジン回転速度が基準値を超える場合を、図-3(b)に示すように荷下しとして判定する。荷積みについては、ダンプトラックの運搬距離を用いて、荷下しまでの走行距離を逆算し、車両が停止しているグループを荷積みと判定する。荷積みと荷下しが判定できれば、後は荷積みから荷下しまでの間が実車、荷下しから荷積みまでの間が空車と判定すれば良い。

2.5 運転状況・積荷状況の分析結果

実際のダンプトラックに対して、測定した車両速度とエンジン回転速度の運行データを用いて、運転状況・積荷状況の分析を行った。今回対象としたのは、NATM トンネル現場の坑内を走行する重ダンプトラック（前田製作所製 MDT30ET2、写真-1）による 25 日分の走行データと、一般道を走行する土砂運搬用の 10t ダンプトラック（いすゞ製 CXZ51K4JNT、写真-2）による 25 日分の走行データである。表-2 に、これらダンプトラックの車両諸元を示す。なお、車両速度とエンジン回転速度の測定には、矢崎総業㈱のデジタルタコグラフ¹²⁾を使用している。

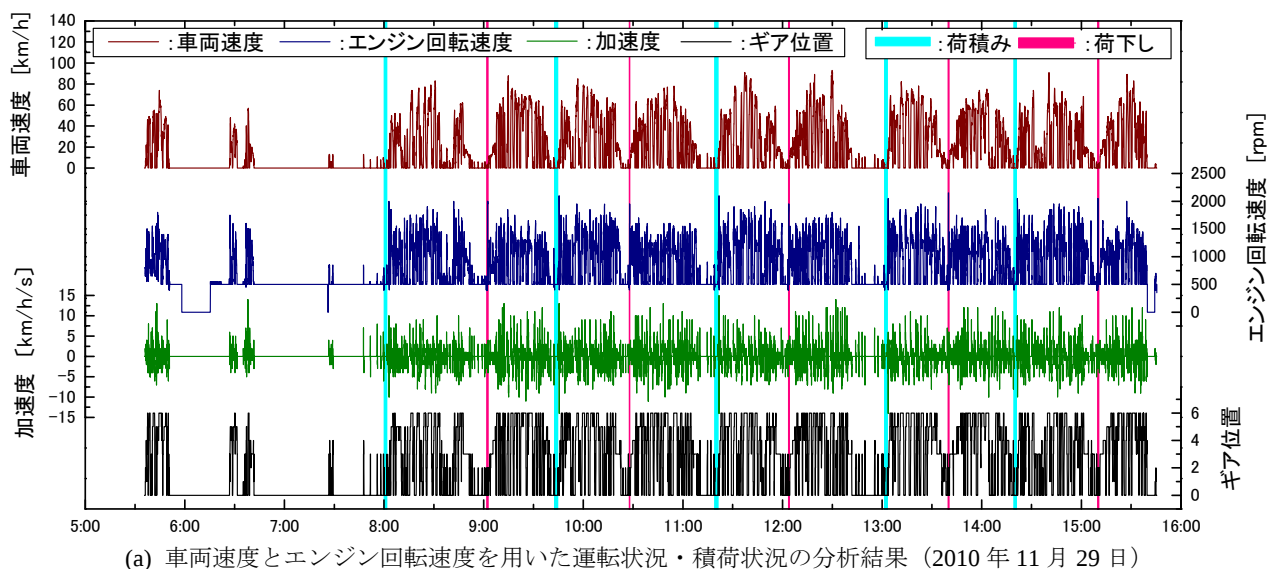
図-4(a)および図-5(a)は、ダンプトラックの車両速度とエンジン回転速度、加速度とギア位置、荷積み・荷下しの分析結果の一例である。荷積み・荷下しの分析では、車両が停車・待機している時間も含めて判定されるため、

表-2 ダンプトラックの車両諸元

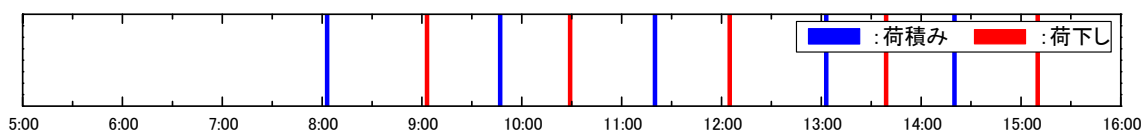
		重ダンプトラック (MAEDA MDT30ET2)	10tダンプトラック (ISUZU CXZ51K4JNT)	
車 体	車両長	8.380 m	8.075 m	
	車両幅	2.600 m	2.490 m	
	車両高	3.270 m	3.200 m	
	車両重量	19,500 kg	8,060 kg	
	最大積載重量	27,000 kg	11,700 kg	
	タイヤ動的負荷半径	0.630 m	0.508 m	
エ ン ジ ン	種類	DI, TI	DI, TI	
	内径 × 行程	114 mm × 135 mm	147 mm × 140 mm	
	シリンダ数・配置	6	6	
	総排気量	8,270 cc	14,256 cc	
	最高出力	240 PS / 2,100 rpm	330 PS / 1,750 rpm	
	最大トルク	900 N・m / 1,400 rpm	1,422 N・m / 1,000 rpm	
	アイドリング回転速度	650 rpm	550 rpm	
トランスミッション	種類	6AT	6MT	
	変速機ギア比	1st	5.991	6.000
		2nd	3.447	4.007
		3rd	2.596	2.342
		4th	1.494	1.468
		5th	1.179	1.000
		6th	0.679	0.689
	終減速機ギア比	19.800	5.571	

※ 1 PS (馬力) = 0.7355 kW

特に図-4(a)に示した積荷状況の判定結果を見ると、荷積み時刻の判定範囲が長時間に渡っている部分がある。しかし、荷積み・荷下しでは車両は常に停車しており、燃費や CO₂ 排出量にも影響を与えないため、このような結果でも特に問題にはならない。なお、今回の検討では荷下しの判定基準値を、重ダンプトラックではエンジン回転速度 1000rpm 以上、10t ダンプトラックではエンジン回



(a) 車両速度とエンジン回転速度を用いた運転状況・積荷状況の分析結果 (2010 年 11 月 29 日)



(b) 日報による積荷状況 (2010 年 11 月 29 日)

図-5 10t ダンプトラックにおける運転状況・積荷状況分析結果と実際の積荷状況との比較事例

転速度 900rpm 以上、ダンプアップの最低所要時間 6 秒以上と設定している。また、荷積み時刻の判定に用いた運搬距離は、ダンプトラックの運搬経路が基本的に土取場と土捨場の往復であると考え、各運行データにおける荷下し間走行距離の約 1/2 と設定している。

図-4(b)および図-5(b)は、ダンプトラックのドライバーが記載した荷積み・荷下しの管理日報の結果である。日報では、ドライバーが確認した荷積み・荷下し終了時刻のみが記載されており、グラフでは記載時刻の 2 分間前までを荷積み・荷下しと仮定して表示している。荷積み終了後、すぐに走行・運搬を開始すると考えれば、図-4(a)および図-5(a)に示した分析結果と、日報による荷積み・荷下し時刻は非常に良く一致していると言える。なお、図-4 および図-5 に示した分析結果は、取得した運行データの 1 日分を抜粋したものであるが、他の日の運行データに対して実施した分析においても、日報による荷積み・荷下し時刻とほぼ一致する結果が得られている。以上のように、今回実施した手法は、ダンプトラックの運転状況・積荷状況を精度良く分析可能であり、車種が異なるダンプトラックに対しても適用可能であることが伺える。

3. ダンプトラックの燃料消費量の算定

省燃費運転教育の目的は、燃費の向上および CO₂ の削減である。このため、省燃費運転の実施状況は、車両の燃費や CO₂ 排出量を用いて定量的に評価する必要がある。既存のエコドライブ車載機器の多くは、燃料消費量や CO₂ 排出量を直接計測し評価しているが、ここでは簡易

に設置可能な車載機器を想定しているため、燃料消費量や CO₂ 排出量の直接的な計測は行わない。そこで、先に説明したダンプトラックの運転状況・積荷状況の分析結果等を用いて、野田ら¹³⁾の手法を参考に、エンジンの燃料消費量の算定を試みた。

3.1 燃料消費量の算定方法

車両の燃料消費量は、エンジンが発揮する軸トルクとエンジン回転速度によって決まる。軸トルクは、車両を前進させるためにエンジンが発揮する力であり、この時のエンジンの軸出力 P (PS) は、エンジン回転速度 N と軸トルク T (N・m) を用いて、

$$P = \frac{2\pi \cdot T \cdot N}{0.7355 \times 1000 \times 60} \quad [3]$$

と表される。一方、車両が速度 v で走行するためにタイヤがする正味の仕事率 P_e (PS) は、

$$P_e = \frac{g}{0.7355 \times 3600} \cdot v \cdot R \quad [4]$$

で表される。 g は重力加速度 (m/s²)、 R は車両抵抗 (kg) である。エンジンが発揮する軸出力 P は、変速機および終減速機を介してタイヤに伝わるため、エンジンの軸出力 P と正味の仕事率 P_e の関係は、

$$P_e = (\eta_m \cdot \eta_f) \cdot P \quad [5]$$

と表すことができる。式中の η_m は変速機の伝達効率、 η_f は終減速機の伝達効率である。式 [3] および式 [4] を式 [5] に代入し、さらに式 [2] を用いることで、軸

トルク T は車両抵抗 R の関数として、

$$T = \frac{g}{\eta_m \cdot \eta_f} \cdot \frac{r}{i_m \cdot i_f} \cdot R \quad [6]$$

と表される．車両抵抗 R とは、空気抵抗 R_a 、転がり抵抗 R_r 、勾配抵抗 R_θ 、加速抵抗 R_c の和であり、

$$R = R_a + R_r + R_\theta + R_c \quad [7]$$

である．

空気抵抗 R_a は、車両表面の空気摩擦による抵抗であり、車両速度 v の二乗に比例する次式で表される．

$$R_a = \mu_a \cdot A \cdot v^2 \quad [8]$$

ここで A は車両前面投影面積 (m^2)、 μ_a は空気抵抗係数である．

転がり抵抗 R_r は、タイヤが転がる際に生じる抵抗であり、車両速度に関係なく車両重量のみに比例すると考えられ、以下の式で表される．

$$R_r = \mu_r \cdot M \quad [9]$$

M は車両重量 (kg)、 μ_r は転がり抵抗係数である．

勾配抵抗 R_θ は、登坂の際に発生する抵抗であり、車両重量 M と路面の傾斜角 θ より、

$$R_\theta = M \cdot \sin \theta \quad [10]$$

と表される．なお、路面の傾斜角 θ は車両速度とエンジン回転速度のみでは判断できないため、勾配抵抗 R_θ を求めることは困難である．今回の計算では、ダンプトラックの運搬経路が基本的に土取場と土捨場の往復であると考え、総合的に勾配抵抗 R_θ はゼロになると仮定し無視することとした．

加速抵抗 R_c は、加速を行う際に発生する抵抗であり、加速度と車両重量に比例した次式で表される．

$$R_c = \frac{\alpha}{3.6} \cdot \frac{M + \Delta M}{g} \quad [11]$$

α は加速度 (m/s^2)、 ΔM は加速時の回転部分相当重量 (kg) である．以上の式 [8]、式 [9]、式 [11] を式 [7] に代入すると、車両抵抗 R は、

$$R = \mu_a \cdot A \cdot v^2 + \mu_r \cdot M + \frac{\alpha}{3.6} \cdot \frac{M + \Delta M}{g} \quad [12]$$

と表される．

車両の燃料消費量は、式 [6] および式 [12] から計算した軸トルクと測定したエンジン回転速度から、エンジン燃費マップを用いて各時刻の瞬間燃料消費量を求め、得られた瞬間燃料消費量を積算することで算出される．また、燃費はこの燃料消費量を走行距離で割ることで求められる．なお、エンジン燃費マップとは、エンジン回転速度と軸トルク、瞬間燃料消費量の関係を示したグラフ

であり、実際のエンジンに対して試験を実施し得るものである．しかし、今回の検討では重ダンプトラックと 10t ダンプトラックのエンジン燃費マップを入手できなかったため、以下に示す簡易的な推定方法により、エンジン回転速度と軸トルク、瞬間燃料消費量の関係を求めた．

エンジンの 1 行程あたりの正味仕事量 W_e (J) は、エンジン回転速度 N と軸出力 P より、

$$W_e = \frac{0.7355 \times 1000 \times 60}{e \cdot N} \cdot P \quad [13]$$

である． e はサイクル係数であり、ダンプトラックの場合、4 サイクルエンジンであることから $e=0.5$ である．

この式 [13] に式 [3] を代入すると、

$$W_e = \frac{2\pi}{e} \cdot T \quad [14]$$

と表され、正味仕事量 W_e は軸トルク T の関数となる．一方、エンジンの 1 行程あたりの供給熱量 Q (J) は、

$$Q = \frac{60}{e \cdot N} \cdot \rho \cdot H_u \cdot F \quad [15]$$

と表すことができる．ここで F は瞬間燃料消費量 (cc/s)、 ρ は燃料の比重 (g/cm^3)、 H_u は燃料の低位発熱量 (kJ/kg) であり、ダンプトラックの燃料が軽油であることから、燃料の比重 ρ には 0.80g/cm^3 、低位発熱量 H_u には 43000kJ/kg の値を用いた．エンジンの 1 行程あたりの正味熱効率 η_e は、正味仕事量 W_e と供給熱量 Q を用いて、

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q} \quad [16]$$

と表せる．この式 [16] に、式 [14] および式 [15] を代入し、瞬間燃料消費量 F で整理すると、

$$F = \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{T \cdot N}{\rho \cdot H_u \cdot \eta_e} \quad [17]$$

となり、正味熱効率 η_e の具体的な値さえわかれば、エンジン回転速度 N と軸トルク T 、瞬間燃料消費量 F の関係が求められる．正味熱効率 η_e は、図示熱効率 η_i と損失効率 η_f より、

$$\eta_e = \eta_i - \eta_f \quad [18]$$

であり、損失効率 η_f は、1 行程あたりの損失仕事量を W_f (J) とすると、式 [16] と同様に供給熱量 Q から、

$$\eta_f = \frac{W_f}{Q} \quad [19]$$

と求められる．損失仕事量 W_f は、エンジンの行程容量 V_h (cc) とピストンの圧力損失 p_f (kPa) から、

$$W_f = \frac{V_h \cdot p_f}{1000} \quad [20]$$

である．ここで、圧力損失 p_f を常本ら¹⁵⁾に倣い、

$$p_f = 1.3799 \cdot v_p^2 - 1.9613 \cdot v_p + 115.5 \quad [21]$$

とし、図示熱効率 η_i が一定であると仮定すれば、正味熱効率 η_e が求められる。なお、 v_p はエンジンの平均ピストン速度 (m/s) であり、

$$v_p = \frac{2 \cdot S}{60 \times 1000} \cdot N \quad [22]$$

で求められる。 S はピストン行程 (mm) である。

以上の式に、エンジン性能試験結果（エンジン回転速度～軸トルク関係、エンジン回転速度～燃料消費率関係）を代入することで、エンジン燃費マップを仮想的に推定した。図-6 に、重ダンプトラックと 10t ダンプトラックに対して推定したエンジン燃費マップを示す。

3.2 燃料消費量の計算結果と実測結果

表-2 に示した重ダンプトラックと 10t ダンプトラックに対して、運転状況・積荷状況の分析結果から軸トルクを算出し、エンジン燃費マップを用いて燃料消費量の推定を試みた。軸トルクの算出に必要な空気抵抗係数 μ_a 、転がり抵抗係数 μ_r 、加速時の回転部分相当重量 ΔM の算定には、重量車の車速変換プログラム¹⁴⁾を参考に、以下の近似式を適用した。

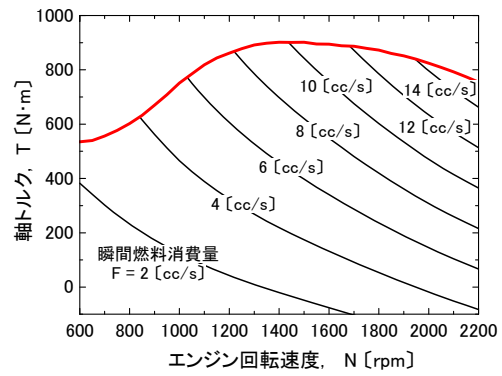
$$\mu_a = 0.00299 - \frac{0.000832}{B \cdot H} \quad [23]$$

$$\mu_r = 0.00513 + \frac{17.6}{M} \quad [24]$$

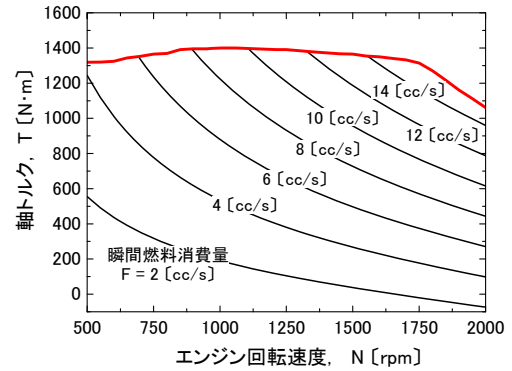
$$\Delta M = (0.07 + 0.03 \cdot i_m^2) \cdot M_0 \quad [25]$$

B は車両全幅 (m)、 H は車両全高 (m)、 M_0 は空車時車両重量 (kg) である。ただし、タイヤが大きく路面状況の悪いトンネル現場を走行する重ダンプトラックの場合、式 [24] は適用できないと考えられ、転がり抵抗係数 μ_r には 0.025（メーカー公称値）を用いた。また、実車時の車両重量 M については、最大積載重量まで荷積みすると仮定している。

図-7 は、シミュレーションによる燃料消費量の計算結果と実測値の比較である。図中には、今回取得した重ダンプトラック 25 日分、10t ダンプトラック 25 日分のデータすべてをプロットしている。燃料消費量の実測値は、別途車両に取り付けた燃料流量計による計測結果である。図-7 に示した全体の燃料消費量の計算結果と実測値は、重ダンプトラックで相関係数が 0.998、10t ダンプトラックで相関係数が 0.982 と良く一致しており、今回実施した燃料消費量の算定方法は、実務においても十分適用可能であると言える。また、空車時と実車時の燃料消費量についても、計算結果と実測値はほぼ一致しており、高い相関性が伺える。これは、ダンプトラックの運転状況・積荷状況の分析が、高い精度で実施されていることを示唆しており、この精度の高い分析結果が、全体の燃料消費量算定の精度に反映されていると考えられる。なお、

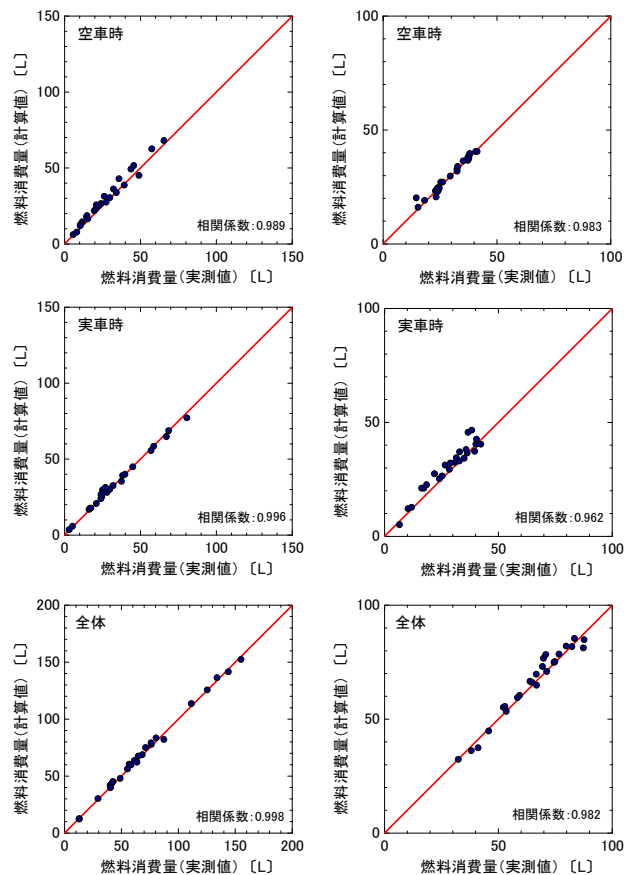


(a) 重ダンプトラック



(b) 10t ダンプトラック

図-6 推定したエンジン燃費マップ



(a) 重ダンプトラック

(b) 10t ダンプトラック

図-7 燃料消費量の計算結果と実測結果の比較

CO₂ 排出量については、この燃料消費量に原単位をかけることで評価・算出することが可能である。

4. 定量的な省燃費運転実施状況の評価

車両の燃費は図-8 に示すように、車両の性能、走行条件（交通量や信号等の影響）、そしてドライバーの省燃費運転技術によって決定される。既存のエコドライブ車載装置では、車両の性能が異なる場合や走行条件が異なる場合には、計測される燃費も異なるため、省燃費運転の実施状況のみを評価・比較することが困難であった。そこで、車両の性能や走行条件を考慮した「理想的な省燃費運転モデル」を運行データ毎に作成し、これを用いた省燃費運転技術の評価を試みた。

4.1 理想的な省燃費運転モデル

理想的な省燃費運転モデルとは、実際の運転状態・積荷状況に対して、同じ車両を用いて最も燃費の良い運転をした場合の走行モデルである。ここでは、最も燃費の良い運転方法を、波状運転等の複雑な走行パターンを取り除いた、図-9 に示すような加速・経済速度走行・減速の最も単純な運行プロファイル¹⁶⁾で走行した場合であると考え、この運行プロファイルを実際の運行データのショートトリップ毎に作成する。これにより、エンジン性能やギア比等の車両性能の違いは、運行プロファイル作成時の加速方法や減速方法、経済速度等で考慮され、交通渋滞や信号等の走行条件の違いは、各ショートトリップの移動距離として考慮されることになる。

4.2 運行プロファイルの運転条件設定

図-9 に示した運行プロファイルを作成するためには、最も燃費の良いシフトアップ方法や加速方法、減速方法、経済速度等の運転条件が必要であり、これらの運転条件は、対象とする車両によって異なるものである。そこで、車両性能を考慮した運転条件を、以下のように設定した。

(1) シフトアップ方法の設定

最も燃費の良いシフトアップ方法とは、表-1 に示したように、できる限り早めにシフトアップを行うことである。これは、ギア比が小さい高速ギアの方が、燃費が良いためである。しかし、あまりにも早い段階でシフトアップすると、エンジン回転速度が小さくなりすぎてエンジンが停止してしまう。つまり、シフトアップ後のエンジン回転速度には下限値が存在し、この下限値が燃費の良い最適なシフトアップであると考えられる。ここでは、エンジン回転速度の下限値が各ギアの最低常用エンジン回転速度 N_{min} であるとし、次式を用いて求める。

$$N_{min} = \frac{x}{100}(N_{max} - N_{idle}) + N_{idle} \quad [26]$$

N_{max} は最高出力エンジン回転速度 (rpm) , N_{idle} はアイドリング時のエンジン回転速度 (rpm) , x は各ギアにお

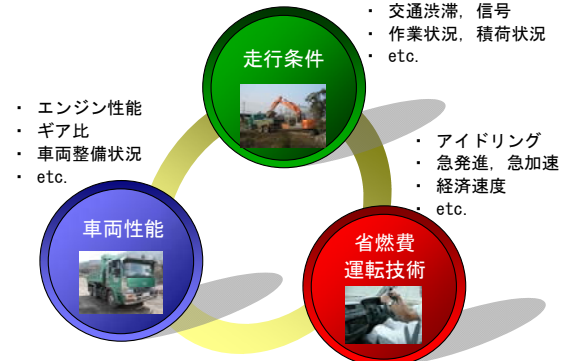


図-8 車両の燃費に関わる影響因子

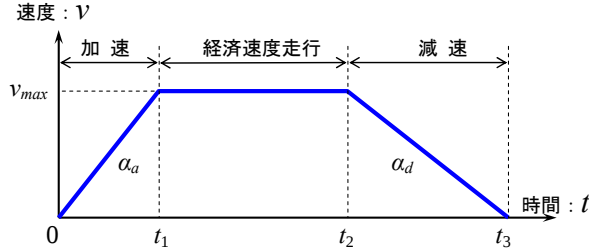


図-9 省燃費運転の運行プロファイル¹⁶⁾

表-3 正規化エンジン回転速度と余裕率¹⁴⁾

ギア比	正規化エンジン回転速度 x [%]	ギア比	余裕率 m	
			8t未満	8t以上
1～2速	5	1速	2.4	2.0
3速	11	2速	2.4	2.0
4速	19	3速	1.7	1.7
5速以上	26	4速以上	1.6	1.3

表-4 省燃費運転条件（重ダンプトラック）

ギア位置	シフトアップ		加速度		経済速度	移動距離	
	エンジン回転速度 [rpm]	車両速度 [m/h]	空車時 [m/h/s]	実車時 [m/h/s]		空車時 [m]	実車時 [m]
1速	1400	4	3	3	3	2～5	2～5
2速	1350	6	2	2	5	5～10	5～10
3速	1650	10	2	2	7	10～25	10～25
4速	1800	17	2	2	11	25～68	25～68
5速	1750	25	2	2	18	68～141	68～145
6速	-	-	2	1	26	141以上	145以上

表-5 省燃費運転条件（10t ダンプトラック）

ギア位置	シフトアップ		加速度		経済速度	移動距離	
	エンジン回転速度 [rpm]	車両速度 [m/h]	空車時 [m/h/s]	実車時 [m/h/s]		空車時 [m]	実車時 [m]
1速	1000	6	4	4	4	3～9	3～9
2速	1250	11	4	4	7	9～26	9～26
3速	1300	20	3	3	12	26～81	26～81
4速	1350	34	3	3	21	81～226	81～228
5速	1350	49	3	2	35	226～462	228～493
6速	-	-	3	2	50	462以上	493以上

ける正規化エンジン回転速度 (%) である。なお、ここでは正規化エンジン回転速度 x に、表-3 に示す値¹⁴⁾を用いた。この式〔26〕から求めた最低常用エンジン回転速度 N_{min} とギア比 i_m を式〔2〕に代入すれば、各ギアにお

ける最低常用速度が求められ、この 1 つ下の低速ギアにおいて、最低常用速度に達した時が最適なシフトアップ方法と設定できる。表-2 に示した重ダンプトラックおよび 10t ダンプトラックについて、最適なシフトアップ方法を計算した結果が表-4 と表-5 である。なお、表中に示したシフトアップ時のエンジン回転速度は、シフトアップ時の車両速度から、式〔2〕を用いて求めた値である。また、今回測定している車両速度は 1km/h 間隔、エンジン回転速度は 50rpm 間隔で出力されるため、表中に示した値はこの計測値の間隔に合わせて数値を切り上げている。

(2) 加速方法の設定

最も燃費の良い加速方法とは、表-1 の省燃費運転のポイントに示すように、急発進や急加速を避けることである。急発進や急加速を行うと、車両抵抗（加速抵抗）が大きくなるため、瞬間燃料消費量が増加するとともに、高いエンジン回転速度でのシフトアップが必要となる。しかしながら、ゆっくりとした加速ほど燃費が良いというわけではない。ある一定距離を走行する場合、ゆっくりとした加速を長時間続けるより、できるだけ短時間で加速し、車両抵抗の小さい一定速度走行に早く移行した方が燃費は良い。つまり、最も燃費の良い加速方法は、先ほど求めた最適なシフトアップ方法の条件下において、最も大きな加速度で加速することであると考えられる。そこで、各ギアにおける加速度の上限値を、最適なシフトアップを実施した際の軸トルクから求める。シフトアップ直後の軸トルクは、エンジンの最大トルクに対して、ある程度の余裕が必要であるため、加速時の軸トルク最大値 T_a は、最大トルク $T_{\max}$ より、

$$T_a = \frac{1}{m} \cdot T_{\max} \quad [27]$$

と求められる。 m は最大トルクに対する余裕率であり、今回は表-3 に示す値¹⁴⁾を用いた。また、この時の加速度 α_a は、式〔6〕と式〔12〕に軸トルクの最大値 T_a を代入することで、

$$\alpha_a = \frac{3.6g}{(M + \Delta M)} \cdot \left\{ \frac{i_m \cdot i_f}{r} \cdot \frac{\eta_m \cdot \eta_f}{g} \cdot T_a - (R_r + R_a) \right\} \quad [28]$$

と表される。一方、実際のシフトアップでは、ある程度のギア保持時間が必要である。ここでは、発進ギア（1～2 速）の最低ギア保持時間を 1.5 秒、その他（3 速以上）の最低ギア保持時間を 3 秒として最大加速度を求め、式〔28〕より求められる α_a と比較して小さい値を加速度の上限値とした。また、スムーズなシフトアップを実施するために、シフトアップした際の加速度はシフトアップ前の加速度以下である、という制約条件も別途考慮し、加速度の上限値を補正した。表-4 と表-5 に、表-2 に示したダンプトラックに対して、最適な加速度を計算した結果を示す。なお、車両重量が異なる空車と実車では、式〔28〕で求められる加速度の上限値も異なるため、空車

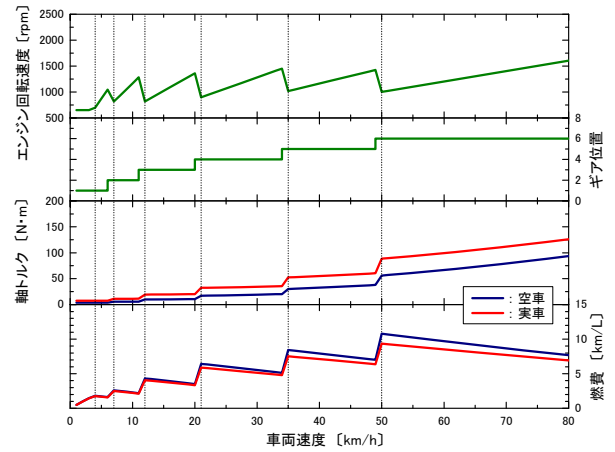


図-10 各ギア比における経済速度と燃費の関係
(10t ダンプトラック)

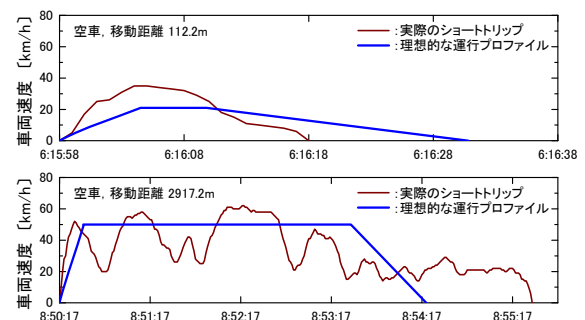


図-11 運行プロファイル例（10t ダンプトラック）

と実車の両方に対して最適な加速度を求めている。また、加速度の出力は 1km/h/s 間隔であるため、表中の加速度の値は小数点以下を切り下げている。

(3) 減速方法の設定

最も燃費の良い減速方法とは、できるだけゆっくり減速することであり、表-1 に示した省燃費運転のポイントでは、惰性運転の多用という項目に相当する。減速時は車両抵抗が小さいため、減速時の加速度 α_d はゼロに近いほど燃費は向上する。今回取得した加速度データは 1km/h/s 間隔であるため、表-2 に示したダンプトラックの減速時の加速度 α_d は、最小値である -1 km/h/s とした。

(4) 経済速度の設定

経済速度とは、一定速度で走行している際に、最も燃費の良い車両速度のことである。そこで、各車両速度に対する燃費を計算し、経済速度の設定を行った。各車両速度 v に対する軸トルク T は、一定速度（加速抵抗がゼロ）での走行であるため、式〔6〕および式〔12〕から以下のように求められる。

$$T = \frac{g}{\eta_m \cdot \eta_f} \cdot \frac{r}{i_m \cdot i_f} \cdot (\mu_a \cdot A \cdot v^2 + \mu_r \cdot M) \quad [29]$$

各車両速度 v に対するエンジン回転速度 N については、各車両速度 v に対応するギア比 i_m から、式〔2〕を用いて

表-6 省燃費運転達成率（重ダンプトラック）

運行データ 取得日	実走行燃費		理想燃費 〔km/L〕	省燃費運転 達成率 〔%〕
	実測 〔km/L〕	計算 〔km/L〕		
2009年7月28日	0.470	0.448	1.015	44.2
2009年7月29日	0.544	0.587	1.097	53.6
2009年7月30日	0.511	0.563	1.036	54.3
2009年7月31日	0.547	0.564	1.085	52.0
2009年8月1日	0.466	0.459	1.029	44.6
2009年8月3日	0.560	0.580	1.003	57.8
2009年8月4日	0.583	0.577	1.033	55.8
2009年8月5日	0.540	0.536	1.080	49.6
2009年8月6日	0.576	0.632	1.102	57.3
2009年8月7日	0.589	0.624	1.097	56.9
2009年8月18日	0.534	0.599	1.154	51.9
2009年8月19日	0.523	0.510	1.014	50.3
2009年8月20日	0.589	0.591	1.016	58.1
2009年8月21日	0.548	0.542	1.057	51.3
2010年2月15日	0.612	0.616	1.170	52.7
2010年2月16日	0.617	0.646	1.179	54.8
2010年2月17日	0.625	0.630	1.187	53.1
2010年2月18日	0.626	0.644	1.212	53.1
2010年2月19日 AM	0.625	0.640	1.198	53.4
2010年2月19日 PM	0.697	0.695	1.203	57.8
2010年2月20日	0.629	0.635	1.185	53.6
2010年2月23日	0.622	0.661	1.189	55.6
2010年2月24日	0.657	0.705	1.198	58.8
2010年2月25日	0.719	0.740	1.329	55.6
2010年2月26日	0.742	0.745	1.269	58.7
平均値	0.590	0.607		53.8

計算され、軸トルク T と図-6 に示したエンジン燃費マップから、瞬間燃料消費量 F が求められる。一方、各車両速度 v に対する瞬間移動距離 D (m/s) は、

$$D = \frac{v}{3.6} \quad [30]$$

であることから、燃費 f (km/L) は、

$$f = \frac{D}{F} \quad [31]$$

と求められる。図-10 は、表-2 に示した 10t ダンプトラックに対して、経済速度走行時の燃費を計算した例である。経済速度は、最も燃費の良い車両速度であるため、この図から各ギアに対する経済速度 $v_{\max}$ は、表-5 のように求められる。なお、経済速度は空車と実車の違いに関わらず一定である。

図-10 を見ると、各ギアにおける経済速度は、シフトアップ直後の車両速度となっていることがわかる。この傾向は、表-4 に示した重ダンプトラックの計算結果でも同様である。つまり今回の事例では、エンジン燃費マップを用いた複雑な計算を実施しなくても、シフトアップ時の車両速度から簡易的に経済速度を設定することも可能である。なお、簡易的に経済速度を設定する場合、1 速ギアにおける経済速度は、最低常用エンジン回転速度 $N_{\min}$ を式〔2〕に代入して求めた車両速度であると考えて良い。

(5) 移動距離の設定

運行プロファイルを作成する際、加速の上限（経済速度）を決定する基準となるのは、各ショートトリップの移動距離である。例えば、ショートトリップの移動距離が十分長い場合には、高速ギアまでシフトアップすることが可能であるが、ショートトリップの移動距離が短い

表-7 省燃費運転達成率（10t ダンプトラック）

運行データ 取得日	実走行燃費		理想燃費 〔km/L〕	省燃費運転 達成率 〔%〕
	実測 〔km/L〕	計算 〔km/L〕		
2010年10月23日	2.813	2.888	5.523	52.3
2010年10月25日	3.190	3.105	6.209	50.0
2010年10月26日	3.458	3.707	6.099	60.8
2010年10月27日	3.380	3.253	6.017	54.1
2010年11月1日	2.499	2.619	5.263	49.8
2010年11月4日	3.379	3.450	6.472	53.3
2010年11月5日	2.985	2.951	6.196	47.6
2010年11月8日	2.426	2.719	6.542	41.6
2010年11月10日	2.864	2.920	6.160	47.4
2010年11月16日	3.352	3.501	8.043	43.5
2010年11月18日	3.022	3.145	6.789	46.3
2010年11月19日	3.363	3.099	6.482	47.8
2010年11月20日	3.324	3.044	5.857	52.0
2010年11月23日	3.340	3.339	6.229	53.6
2010年11月24日	3.059	3.036	6.060	50.1
2010年11月25日	3.084	2.975	5.822	51.1
2010年11月26日	3.306	3.268	6.606	49.5
2010年11月29日	3.038	2.958	6.035	49.0
2010年11月30日	2.953	2.859	5.660	50.5
2010年12月1日	3.109	3.393	7.153	47.4
2011年1月13日	3.328	3.377	6.921	48.8
2011年1月14日	3.479	3.455	6.890	50.1
2011年1月17日	3.397	3.421	7.207	47.5
2011年1月18日	3.352	3.379	7.196	47.0
2011年1月19日	2.725	2.721	5.776	47.1
平均値	3.129	3.143		49.5

場合には、加速距離が足りず、高速ギアまでシフトアップすることができなくなる。そこで、各ギア比に対する最低移動距離 $D_{\min}$ (m) を次式により求めた。

$$D_{\min} = D_a + D_d \quad [32]$$

D_a は加速距離、 D_d は減速距離（制動距離）であり、加速時および減速時の加速度 $\alpha_{a,d}$ を用いて、

$$D_{a,d} = \int_0^t (v + \alpha_{a,d} \cdot t) dt \quad [33]$$

である。ショートトリップの移動距離が、式〔32〕で求めた各ギアの最低移動距離 $D_{\min}$ より短い場合、このギアへのシフトアップは実施しないと考えると、各ギアと移動距離の関係が求められる。表-4 および表-5 に、表-2 に示すダンプトラックに対して求めた各ギアと移動距離範囲の関係を示す。例えば、表-5 に示す 10t ダンプトラック（空車時）の結果を見ると、6 速ギアまでシフトアップするためには移動距離が 462m 以上必要であり、226m～462m の移動距離範囲では 5 速ギア、81m～226m の移動距離範囲では 4 速ギアまでしかシフトアップは実施しないことになる。図-11 に、10t ダンプトラックにおける実際のショートトリップと、作成した運行プロファイルの事例を示す。

4.3 ダンプトラックの省燃費運転の評価

表-2 に示した重ダンプトラック、10t ダンプトラックに対して、理想的な省燃費運転モデルを作成し、エンジン回転速度および軸トルク、エンジン燃費マップ（図-6）を用いて、省燃費運転モデルの理想燃費を計算した。表-6 および表-7 に、理想燃費の計算結果を示す。なお、理想的な省燃費運転モデルの作成に用いた運行プロファ

イルは、車両が走行している場合を対象としているため、停車中のアイドリングについては別途モデルを設定する必要がある。ここでは、アイドリングの継続時間が 30 秒以上の場合に、エンジンを停止するモデルとした。なお、アイドリングの継続時間は、車両や作業状況に合わせて任意に設定すればよい。

理想燃費とは、省燃費運転を実施した際の燃費の上限値である。そこで、省燃費運転の達成率を A_E とし、理想燃費 f_i と実走行燃費 f の比率から、次のように定義した。

$$A_E = \frac{f}{f_i} \times 100 \quad [34]$$

重ダンプトラック、10t ダンプトラックに対して求めた省燃費運転達成率を、表-6 および表-7 に示す。省燃費運転達成率は、省燃費運転がどの程度実践されているかを定量的に示した値である。このため、日々の省燃費運転の推移を評価することが可能であるとともに、この達成率の具体的な数値目標を定めることで、より効率的な省燃費運転の教育・指導を実施することが可能である。さらに、省燃費運転達成率はドライバーの省燃費運転技術のみを評価した数値であるため、車種が異なる場合や走行条件が異なる場合でも、達成率を比較することが可能である。例えば、表-6、表-7 に示すダンプトラックの省燃費運転達成率は、重ダンプトラックで平均 53.8%、10t ダンプトラックで平均 49.5%であり、重ダンプトラックのドライバーの方が、省燃費運転をより実践できていると言える。なお、表-6 に示した重ダンプトラックのドライバーには、既に省燃費運転教育を実施しているため^{17),18)}、教育を実施していない 10t ダンプトラックのドライバーと比較して達成率が高いのは、当然の結果である。

以上のように、省燃費運転達成率は、省燃費運転を定量的かつ統一的に評価する指標として、非常に有効であると言える。

5. 省燃費運転教育のポイントと評価

先に求めた省燃費運転達成率は、運行データ全体に対する評価点である。このため、省燃費運転の教育を実施する際には、燃費を向上させるための具体的な運転方法についての評価が必要である。ここでは、建設三団体が発行する省燃費運転マニュアルに倣い、表-1 に示す省燃費運転のポイントが、教育・指導を必要とする具体的な運転方法であると考え評価を行う。なお、表-1 では省燃費運転のポイントとして 7 つの項目が挙げられているが、車両速度とエンジン回転速度の運行データだけでは、下り坂の判定はできない。ここでは、下り坂でのエンジンブレーキの併用という項目を除外した、6 項目を対象として評価を行った。

5.1 省燃費運転教育ポイントの評価方法

省燃費運転達成率は、車両の燃費を用いて評価を行っ

ているため、表-1 に示した省燃費運転の各ポイントについても、車両の燃費を用いて評価することが望ましい。

しかしながら、これら省燃費運転のポイントは互いに相関性がある（例えば、急発進・急加速を行うと、シフトアップするタイミングが遅くなるし、波状運転の頻度が多ければ、経済速度での走行頻度が減少する）ため、各項目の燃費を個別に評価することは困難である。そこで、省燃費運転の各ポイントに対して、以下のような簡易的な評価を行うこととした。

(1) アイドリングの抑制

理想的な省燃費運転モデルでは、任意に設定した継続時間（今回の検討では 30 秒）を越えるアイドリングについて、エンジンを停止するモデルを用いている。そこで、実際の運行データにおける車両の停車時間に対して、理想的なアイドリングが実施された時間の比率を求めることにより、アイドリングの評価を行う。この場合、アイドリングの評価点 E_a は、

$$E_a = \frac{t_{i,ideal}}{t_s} \times 100 \quad [35]$$

と定義される。 t_s は運行データにおける車両停止の累計時間、 $t_{i,ideal}$ は理想的なアイドリング抑制が実施された累計時間である。なお、長時間エンジンを停止する昼休憩等を含む場合、アイドリングの評価点 E_a は過小評価されることから、停車時間が 30 分を超える場合には、エンジンは常に停止しなければならないと考え、車両停止の累計時間 t_s には含まないものとした。

(2) 急発進・急加速の防止

急発進・急加速とは、先に求めた理想的な加速度を超えて加速する走行である。そこで、急発進・急加速の評価点 E_b を、走行時の加速頻度 n_a と理想的な加速度以下の頻度 $n_{a,ideal}$ の比率を用いて以下のように定義する。

$$E_b = \frac{n_{a,ideal}}{n_a} \times 100 \quad [36]$$

なお、表-4 および表-5 に示したように、理想的な加速度はギア比や積荷状態（空車および実車）によって異なる。このため、空車・実車の各ギア比に対して、理想的な加速度以下の頻度 $n_{a,ideal}$ を個別に評価し足し合わせることで、全体の評価点を求める。

(3) 早めのシフトアップ

表-1 に示した省燃費運転のポイントでは、遅めのシフトダウンも省燃費運転の項目として挙げられているが、この項目は後述する惰性運転に含まれるものと考えられるため、ここでは早めのシフトアップのみを対象として評価を行う。早めのシフトアップとは、先に求めた理想的なエンジン回転速度でシフトアップすることであり、

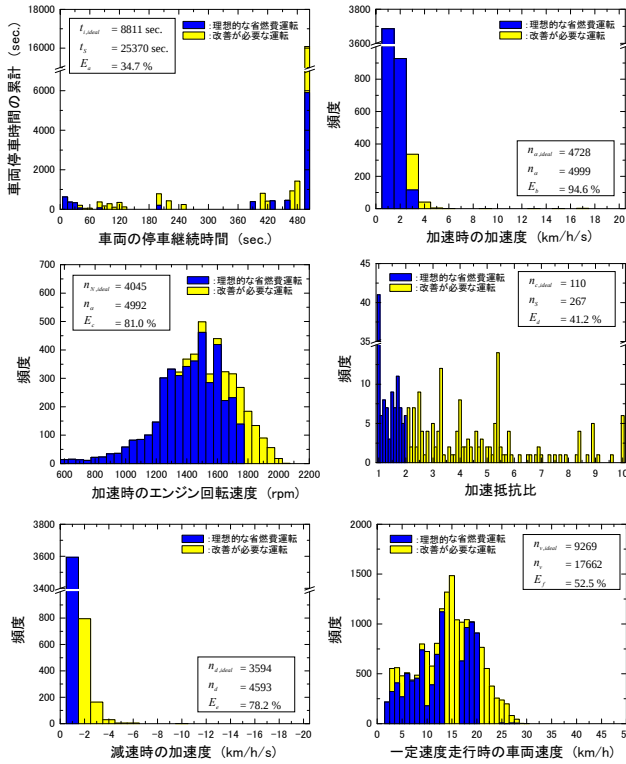


図-12 重ダンプトラックにおける省燃費運転ポイントの評価例 (2010 年 2 月 15 日)

この理想的なエンジン回転速度を越えた加速が、燃費の悪化に繋がると考える。ここでは、走行時の加速頻度 n_a に対して、理想的なエンジン回転速度以下での加速頻度 $n_{N,ideal}$ の比率から、早めのシフトアップの評価点 E_c を以下のように定義する。

$$E_c = \frac{n_{N,ideal}}{n_a} \times 100 \quad [37]$$

なお、理想的なエンジン回転速度はギア比によって異なるため、各ギアに対して加速頻度 $n_{N,ideal}$ を評価し足し合わせることで、全体の評価点を求める。また、シフトアップの評価であるため、最高速ギア（今回の場合は 6 速ギア）の加速走行は除外する。

(4) 波状運転の防止

波状運転とは、ショートトリップ内において、加速と減速を何度も繰り返すような運転である。このため波状運転では、加速する際の車両抵抗（加速抵抗）が燃費に影響を与えると考えられる。そこで、各ショートトリップの加速抵抗 R_c の累計と、理想的な運行プロファイルの加速抵抗 $R_{c,ideal}$ の累計から、加速抵抗比 c_R を以下のように求める。

$$c_R = \frac{\sum R_c}{\sum R_{c,ideal}} \quad [38]$$

この加速抵抗比 c_R が大きいほど波状運転が多い走行となり、1 に近いほど波状運転を防止した理想的な走行となる。

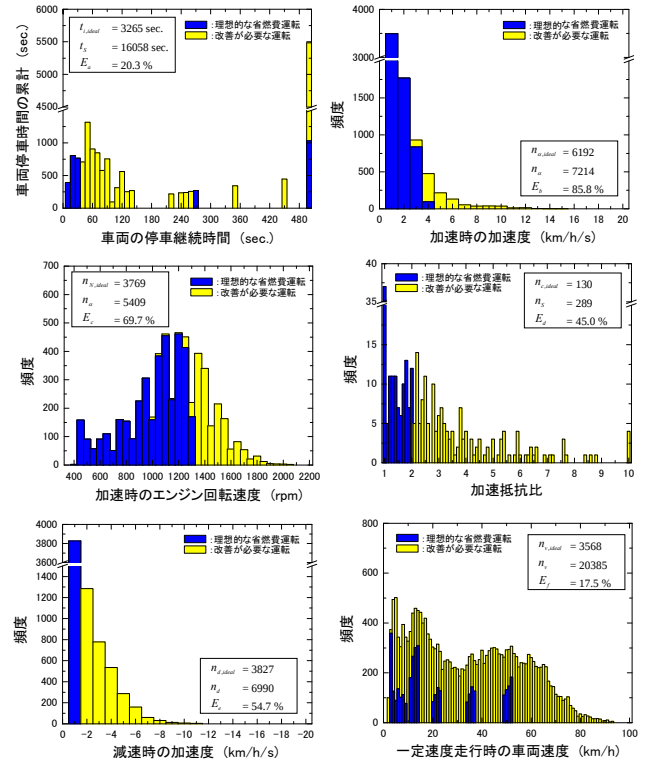


図-13 10t ダンプトラックにおける省燃費運転ポイントの評価例 (2010 年 11 月 29 日)

波状運転の評価点 E_d は、この加速抵抗比 c_R の頻度分布より、以下のように定義する。

$$E_d = \frac{n_{c,ideal}}{n_s} \times 100 \quad [39]$$

n_s はショートトリップの頻度、 $n_{c,ideal}$ は理想的な加速抵抗比 c_R の頻度である。なお、本検討では加速抵抗比 c_R が 2 以下となる範囲から頻度 $n_{c,ideal}$ を求めた。

(5) 惰性運転の多用

惰性運転とは、アクセルを踏み込まず惰性で走行する運転である。ここでは惰性運転を、アクセルを踏み込まない減速走行として捉える。惰性運転の評価点 E_e は、走行時の減速頻度 n_d と、先に設定した減速時の加速度 α_d での走行頻度 $n_{d,ideal}$ の比率により、次のように定義する。

$$E_e = \frac{n_{d,ideal}}{n_d} \times 100 \quad [40]$$

(6) 経済速度での走行

経済速度とは、一定速度走行時（加速抵抗ゼロ）における最も燃費の良い車両速度である。そこで、経済速度の評価点 E_f を、一定速度での走行頻度 n_v と経済速度での走行頻度 $n_{v,ideal}$ を用いて、以下のように定義する。

$$E_f = \frac{n_{v,ideal}}{n_v} \times 100 \quad [41]$$

なお、一定速度を保持した運転は実際にはかなり困難であると考えられるため、経済速度の判定値にはある程度の許容範囲を持たせる必要がある。今回の検討では、経済速度に対して $\pm 2\text{km/h}$ の範囲で頻度 $n_{v,ideal}$ を求めている。

5.2 ダンプトラックに対する具体的な評価

表-2 に示したダンプトラックに対して、省燃費運転の具体的な評価を行った。図-12 および図-13 は、図-4、図-5 に示したダンプトラックの運行データに対して、省燃費運転ポイントの各項目を評価した例である。これらのヒストグラムにおいて、青色の棒グラフが占める割合が、省燃費運転ポイントの各項目の評価点 $E_a \sim E_f$ となる。これらの評価点が高いほど、省燃費運転が実践されていると判断される。

省燃費運転ポイントの各評価点 $E_a \sim E_f$ は、運転の頻度から求めた簡易的な値であるため、これらの評価点が実際の燃費に反映されているのかは、この評価点のみでは判断できない。そこで、省燃費運転ポイントの評価点 $E_a \sim E_f$ の平均値 $\bar{E}$ を求め、表-6 および表-7 に示す省燃費運転達成率 A_E との比較を行った。その結果を図-14 に示す。省燃費運転ポイントの各評価点は、ヒストグラムから求めた簡易的なものであるため、若干のばらつきが見られるものの、省燃費運転達成率 A_E と評価点平均値 $\bar{E}$ の間には相関性が見られ、回帰直線が以下のように求められる。

$$A_E = 0.389 \times \bar{E} + 28.582 \quad [42]$$

このことから、各項目の評価点アップは、省燃費運転達成率の向上に繋がり、燃費の改善に反映されと考えられる。

図-15 は、図-12 および図-13 に示した各評価点を、レーダーチャートとしてまとめた図である。ここでは、省燃費運転ポイントの各評価点 $E_a \sim E_f$ の数値を 10 点満点（小数点以下切り上げ）で表している。省燃費運転教育は、これらの図を参考に、重ダンプトラックの場合には波状運転の防止とアイドリングの抑制を、10t ダンプトラックの場合には経済速度での走行と波状運転の防止を中心に指導すればよい。なお、先にも述べたように、重ダンプトラックのドライバーには省燃費運転教育を実施しており、この時はアイドリングの抑制を中心に指導を行っている。この結果、図-16 に示すように、アイドリングの抑制の評価点が全体的に上昇しており、これに伴い燃費も向上していることが伺える。ちなみに、省燃費運転モデルは障害物のない平坦な直線での運転を仮定している。このため、計算される理想燃費は実際よりも過大評価され、ダンプトラックの省燃費運転達成率は、表-6、表-7 に示すように 50%前後の低い値となる傾向がある。そこで、省燃費運転達成率を式[42]により補正した値を、省燃費運転の総合評価点とした。図-15 には、この省燃費運転の総合評価点を併記している。

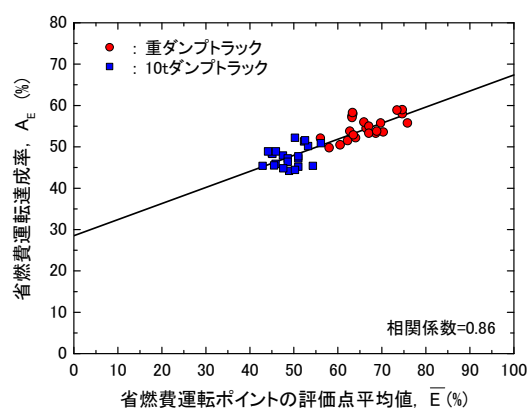
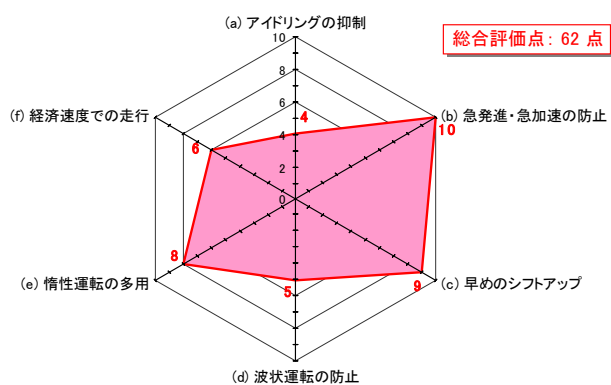
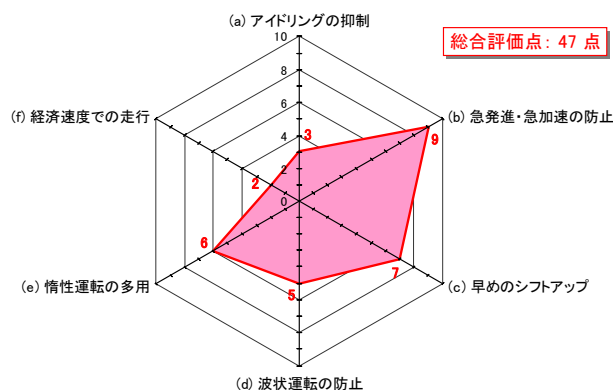


図-14 省燃費運転ポイントの評価平均値と省燃費運転達成率の関係



(a) 重ダンプトラック (2010 年 2 月 15 日)



(b) 10t ダンプトラック (2010 年 11 月 29 日)

図-15 レーダーチャートによる評価例

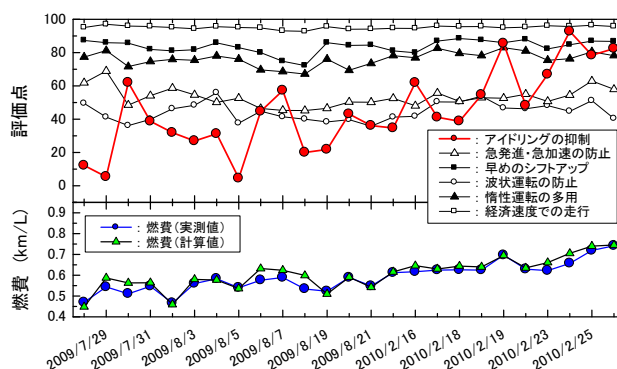


図-16 評価点と燃費の推移 (重ダンプトラック)

6. おわりに

本研究では、建設施工現場のダンプトラックを対象として、車両速度とエンジン回転速度の 2 つの運行データのみを用いて燃費の算定を試みた。算定したダンプトラックの燃料消費量は、実際に測定した燃料消費量と高い精度で一致しており、簡易な計測でも燃費を定量的に評価することが可能であることが伺えた。また、省燃費運転の実施状況を定量的に評価するため、省燃費運転達成率という指標を提案し、車両性能および走行条件が異なる 2 種類のダンプトラックの比較を試みた。この結果、省燃費運転達成率は、ドライバーの省燃費運転技術のみを定量的に評価する指標として非常に有効であることが確認できた。なお、省燃費運転達成率は車両の性能や走行条件が異なる場合でも比較可能であり、すべてのダンプトラックを対象に省燃費運転技術を競うことができるため、表彰制度やエコポイント制度等を導入すれば、ドライバー全員の省燃費運転に対する意識向上を図ることも可能である。

以上のように、今回提案した省燃費運転の評価手法は、省燃費運転の実施状況の把握、あるいは省燃費運転を教育・指導する上で非常に有効であると考えられる。今後は、ダンプトラックの車両速度とエンジン回転速度を測定可能で、かつ簡易に載せ替えが可能なエコドライブ車載機器の開発を進めるとともに、運行データのさらなる収集・分析を実施し、本手法の実用性・有効性、具体的な燃費向上効果や CO₂ 削減効果について検証を実施していく予定である。また、今回の検討ではダンプトラックのみを評価の対象としているが、コンクリートミキサー車等、他の建設車両や一般車への適用も十分可能であると考えられ、今後検討していく予定である。

参考文献

- 1) 建設三団体 地球温暖化防止対策ワーキンググループ：2009 年度 CO₂ 排出量調査報告書, 2010.9.
- 2) 建設三団体：建設業の環境自主行動計画, 第 4 版（改訂版）, 2010.
- 3) 建設三団体：絵で見る省燃費運転マニュアル, http://www.nikkenren.com/environment/index6_3.html
- 4) 鹿島茂, 横田久司, 国領和夫, 柴田直俊：燃料消費情報の提供による燃料消費量削減効果の分析, 交通工学, Vol.40, No.3, pp.76-83, 2005.
- 5) 谷口正明：エコドライブによる省エネルギー効果, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.04-08, pp.23-26, 2008.
- 6) 北川勉, 越沢俊文, 青山大：新世代商用車向けオンラインサービス, 自動車技術, Vol.58, No.4, pp.117-122, 2004.
- 7) 矢木義規, 金子慎太郎, 安藤泰輔, 田村佐恵子, 春日仁：エコドライブ診断システム“Drive Manager”の開発, NEC 技報, Vol.60, No.1, pp.44-48, 2008.
- 8) 宮崎和彦, 香川正勝, 肥高知成, 平田賢志：商用車用運行管理システムの開発, 自動車技術, Vol.63, No.3, pp.78-83, 2009.
- 9) 新田保次, 藤岡太造：車載機器を用いたエコドライブ支援による貨物自動車の燃費・環境改善および安全性向上効果の分析, 土木学会論文集 D, Vol.65, No.3, pp.293-302, 2009.
- 10) 高畑研, 横山勝彦, 鈴木正憲, 吉川寛治：ICT の活用により施工現場での CO₂ 削減を一元管理（その 3）, 土木学会第 66 回年次学術講演会, VII-082, pp.163-164, 2011.
- 11) ㈱トワード物流：エコサム, http://www.towards.co.jp/ecosam_top.html
- 12) 矢崎総業㈱：デジタルタコグラフ DGT3, <http://www.yazaki-keiso.com/product/dtg3.html>
- 13) 野田明, 佐藤由雄, 佐藤辰二, 塚本雄次郎：トラック、バス等の重量車に対する燃費評価法の研究（第 3 報）PC で動作する重量車燃費評価用シミュレーション開発ソフトの概要と適用例, 平成 12 年度交通安全環境研究所研究発表会講演概要, Vol.30, pp.117-120, 2000.
- 14) 道路運送車両の保安基準の細目を定める告示, 別紙 41（重量車排出ガスの測定方法）, 国土交通省, 2008.
- 15) 常本秀幸, 石谷博美, 畠山収司, 小鷹稔生：地方都市中心部における自動車の総合燃費の推定, 日本機械学会論文集(B 編), 67 巻 664 号, pp.297-302, 2001.
- 16) 角知憲, 広松新, 厲国権, 大枝義直：交通機関のエネルギー効率に関わる技術的性格に関わる検討, 運輸政策研究, Vol.3 No.1, pp.14-22, 2000.
- 17) 山本達生, 武部篤治, 遠藤正史, 伊藤雅一, 舟橋政司：デジタルタコグラフを利用した省燃費運転教育効果の検証, 前田建設工業㈱技術研究所報, Vol.51, 2010.
- 18) 山本達生, 武部篤治, 遠藤正史, 伊藤雅一, 舟橋政司：建設重機の省燃費運転支援ツールを活用した CO₂ 削減技術に関する検討, 土木学会第 65 回年次学術講演会, VII-093, pp.185-186, 2010.