

■ 技術報告 ■

自動車に対する熱工学的見解に基づく

省エネルギーの一考察

An Investigation of Save Energy for Cars based on the
view point of Thermodynamics Engineering in Japan.

岸 浪 紘 機*

Kōki Kishinami

1. 緒言

昭和49年初頭、突然に始まったOil Shock¹⁾はバレルあたり3ドル弱の原油を12ドル強と4倍にはね上げ、全世界にOil危機をもたらした地球上の石炭・石油系化石燃料エネルギー源の有限性を新ためて私達へ認識させた。さらに、54年4月OPEC(石油輸出機構)は14.5ドル/バレルと価格上げを決定し今後年率20%の価格上昇の見通しと伝えて間もなく、中東状況の変化に伴い55年5月現在32ドル/バレルの高騰状態にある。

しかるに、私共人類の石炭・石油系エネルギー源に依存する近代文明の機構は、その進展と共にあらゆる分野に増々エネルギー源を必要とする極めて矛盾する状態にある。

このような状況において新エネルギー源と代替エネルギーの開発が本格的に叫ばれ²⁾、各国政府は米国の1985年実施のエネルギー節約法の制定にみられる如く本気の省エネルギー政策を実施する段階に至っており、各国国内関係部門でも生産効率と製品価格競争に継がるものとして強力な省エネルギー対策を実施しているものと思われる。

日本では年に消費する総エネルギー¹⁾の78%を海外に依存する石油関係の²⁾省エネルギーが今後の原油価格攻勢を迎えて最重要なことのひとつになる。

現行の動力エネルギー変換の低効率(15~38%)を新しい技術革新により高効率化することが最も有効な省エネルギー対策である事は万人の認めることと考えられるが、その実現普及は一朝になされない実情にあり、関係部門の研究・技術者の懸命の努力を傍観するだけではすまされないものがある。

そこで、著者は現行のエネルギー・システムでも特

に機械工学に関連するエネルギー部門について技術革新に頼らない省エネルギーの実現と可能性を論ずる事は現実的で、このような逼迫した情勢において意義ある事と考える次第である。

特に、機械工学に関連する部門として原油輸入量¹⁾の16~18%を越えるに至った自動車部門のガソリン乗用車(内率70%)の燃料消費を工学的に究明しその省ガソリン対策を論じ、この分野の省エネルギーのひとつの試みと方法について考察してみる。

2. 現行自動車の走行性能と走行解析

自国で6割以上の石油を自給する米国ではFull Size Car(4~6ℓエンジン)の普及により総石油需要の41.3%を自動車が占め³⁾、1978年時の乗用車平均燃費18マイル/ガロン(7.6 km/ℓ)を1985年実施のエネルギー法の制定で燃費27.5マイル/ガロン(11.7 km/ℓ)の向上により大巾な石油節約を計らんとしている。米国での12 km/ℓ燃費状況は日本の現乗用車の致達燃費値であるが、90セント/ガロンの米国の経済事情(45円/ℓ)と日本の事情(150円/ℓ)を比較するならば36~45 km/ℓの燃費向上を日本に強いることになる。

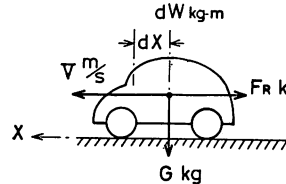
日本において今後増々増加普及するであろう乗用車において、より一層の燃費向上の実現は最も大きな省エネルギーのひとつになるものと思われる。

そこで、図-1に自動車の走行モデルを示し、駆動馬力 $Np's$ と燃費特性を調べることにする。図中、仕事の定義式〔作用力(kg)×作用方向への移動距離(m)]より、車体の走行仕事は図の式(A)で表わされ、 dx の概念が V (速度m/S× dr (微小時間S)変換されることより、車の仕事率 L kg·m/s および走行馬力 Nps が式(B)および(C)で与えられることになる。自動車の進行方向への抗力を走行抵抗 F_R kgと定義するが、走行抵抗 F_R は加減速時の慣性抗力 $G/g \cdot dv /$

* 室蘭工業大学工学部産業機械工学科助教授

☎ 050 室蘭市水元町27番1号

dr, 登坂時の自重Gの重力成分抗力 $G \cdot \sin \alpha$ (α :勾配角), タイヤの変形によるころがり抗力 $\mu r \cdot G$ (μr :ころがり係数), 空気の車体に対する粘性や渦の抗力 $CD \cdot Asec \cdot \rho_{air} / 2 \cdot V^2$ ($Asec$:車体の前断面積, CD :抗力係数)等の計として式(D)で与えられる。平地の定速走行ではこの式により空気とタイヤの抗力のみが作用することになり, この速度 V_m /s時の駆動馬力 $Np's$ は機械効率 η_m とすれば次式で与えられることになる。



$$dW = F_R \cdot dX = F_R \cdot V \cdot d\tau \text{ Kg-m (A)}$$

$$L = \frac{dW}{d\tau} = F_R \cdot V \text{ Kg-m/s (B)}$$

$$N = \frac{F_R \cdot V}{75} \text{ PS (C)}$$

$$F_R = \mu_r \cdot G + C_D \cdot Asec \cdot \rho_{air} \cdot \frac{V^2}{2} + \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{d\tau} + G \cdot \sin \alpha \text{ kg (D)}$$

Steady Run Unsteady Run Climb Run

$$Np's = Nps / \eta_m = (\mu_r \cdot G + CD \cdot Asec \cdot \rho_{air} / 2 \cdot V^2) / (75 \cdot \eta_m) \dots\dots\dots(1)$$

又, この時の燃費 $Roil_{km}/\ell$ はエンジン熱効率 η_e , ガソリン発熱量 Hu_{kcal}/kg , ガソリン比重 $roil_{kg}/liter$, $1 ps \cdot h = 632 kcal$, ガソリン消費量 $Goil_{kg}/h$ として次式で与えられる。

$$Roil = \frac{3.6 \times V}{Goil / roil} = \frac{(3.6 \times V) \frac{km}{h} \times roil \frac{kg}{\ell} \times Hu \frac{kcal}{kg} \times \eta_e}{632 \frac{kcal}{ps \cdot h} \times Np's}$$

(但し, $V \frac{m}{s} = 3.6 \cdot V \frac{km}{h}$) \dots\dots\dots(2)

式(1), (2)より駆動馬力 $Np's$ は車重 G_{kg} が軽く, 車速 V_m/s が低ければ低い程少なくてすむこと, 燃費 $Roil_{km}/\ell$ はエンジン効率 η_e に比例し, $Np's$ に反比例することになる。

従って燃費 $Roil$ は車体が軽い程良く, 又同一車体であっても速度の増加に伴い二乗的に急激に悪化することが一般的に判かる。これは2 ton前後の大型乗用車が時速100 km/h前後で走行する米国の燃費事情を平均5~6 km/ ℓ に³⁾, 0.8~1.4 tonの小型乗用車が時速60 km/h前後で走行する日本の燃費を平均12~14 km/ ℓ にする理由と思われる。

図-2は日本の1300 cc大衆車の走行性能線図⁴⁾であるが, これよりこのクラスの車の走行特性を吟味してみる。図中縦軸は走行抵抗 F_R , 機関回転数 n_{rpm} で, 横軸は車速を表わし, 各勾配角($\tan \alpha$)毎の走行性能を表わす。例えば, 平地定速60 km/h, 4速時の機関回転数 $n = 2300 rpm$ 程での「No Throttle」におけるエンジン引張力は124 kgもあり $F_R = 30 kg$ の60 km/h時の車体の走行抵抗を大巾に上回る結果, 機関回転の上昇と共に最終的に $V = 150 km/h$ 程まで増速することになる。

しかるに現実の定速走行(60 km/h)では機関を絞る(Throttle)ことにより $F_R = 30 kg$ に対応する出力($Np's$)で釣合せていることになる。この大衆車($Gt = 920 kg$)

図-1 自動車の走行抵抗と走行馬力

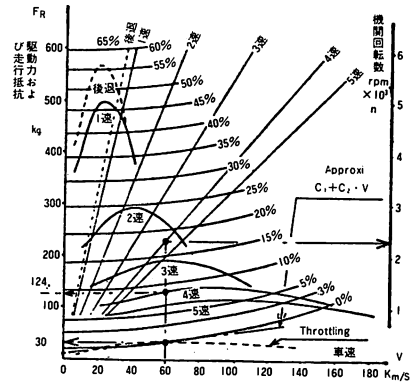


図-2 1300cc大衆車走行特性

は60 km/h時速で($n = 2300 rpm$) $Np's = 34 ps$ 程の能力を8.33 ps程に落して(図中の点線)定速走行しているわけである。表-1にはこれらの関係を各車速に対して与えるが, 108 km/hの車速でもその駆動馬力は34 ps, 72 km/hで12 ps程であり, 日本の(40~70 $\frac{km}{h}$)の交通事情において大衆車の駆動馬力(平地定速)は3.5~12 psで充分なことをおおいに認識する必要がある。さらに表下欄には各速度における機関本来の馬力に対する駆動馬力の比を絞り比として与えるが, 車速が低くなる程機関に余力が出るためこの値が大きくなる事が判明する。以降, 絞り時の機関出力を絞り馬力と略称する。

図-3には機関の絞り制御出力が熱効率上いかなる影響を及ぼすかを考察したものである。図中, P-V線上的実線はエンジン吸気管中の絞り弁を開いた機関本来の望ましい状態のサイクルであり, 点線はエンジン出力に余力があり過ぎる場合の吸気管内の絞り弁を閉じ吸気圧 P_{in} を負圧とした絞り馬力時のサイクルである。絞り馬力は吸気管内圧力 P_{in} が大気圧 P_0 より下がるため P_{omp} 損失が増加する事になり, 加えて圧縮開始圧力が低いため同一圧縮比 ϵ における点火直前の圧力・温度が点線の如く低くなり点火が不充分となる事も考えられ, さらに給気効率の大巾低下による燃焼悪

化と作動ガス温度・圧力の低下も重って機関熱効率が著るしく低下する事が熱力学上予測される。例えば1300 cc排気量の機関を絞って吸気管圧Pinを大気圧Poの半分にすれば650ccの機関となり大巾な出力低下を予測出来るが、650cc本来の機関に比し上述の諸損失が重なるため出力、燃費効率等は相当に低下するわけで、場合によっては蒸気汽関車の効率程度となる不能性すら予測される。

図-4には54年4月登場の1750cc排気量の燃費対策も新しい小型車の定地定速燃費の各速度における実測データとエンジンの出力、トルク性能図および車の走行特性図の3図をまとめて与える。さらに、表2にはこれらの実測データを基に算定した平地定速走行の性能解析結果を与えるものである。時速40km/h、5速時の機関回転数1200rpm程で機関本来の馬力は1.9.5psであるべきを駆動馬力Np's=4.3psに絞って定速走行を行い実測燃費1.8.6km/ℓを得ている。この回転におけるps・hあたりの燃料消費率Gspは230gr/ps.hより、次式の関係で与えられる実機関熱効率（燃料効率）を意味することになる。

$$\eta_e = 632 \text{ kcal/ps} \cdot \text{h} / (\text{Hu kcal/kg} \cdot \text{Gps kg/ps} \cdot \text{h})$$

$$\cdot \text{Gps kg/ps} \cdot \text{h})$$

但し、Huは燃料発熱量11000 kcal/kg……(3)

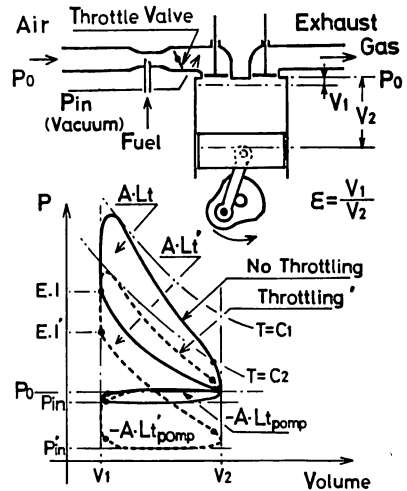
機関回転数1200rpmにおける本来の熱効率ηeは24.98%なる事が判明し、平地定速40km/h時の駆動馬力Np's=4.3ps、ηe=24.98%の条件では式(2)より定速燃費33.9km/ℓとならなければならない。しかるに、この場合の実測燃費Goil=18.7km/ℓ、駆動馬力Np's=4.3ps絞り時の機関燃料効率ηeは式(2)より13.7%と逆算され、絞り馬力は機関燃料効率を相当に低下させる事が現実からも判かる。5速の50、60km/h定速走行時でも絞り馬力に依る駆動のためηeは各々17.9%、19.7%と低下しているが、90km/h以上の車速では機関本来の効率に近くなり、改善向上の余地の無い完成したものである事が判かる。

ここで、駆動伝達効率ηmを0.8と低めに見積っているが、実際の機関効率ηeは通常ηmが0.95とされることよりまだ低下しているものと考えられる(表-2カッコ内参照)。勿論、この車体のより軽量化と空気抵抗係数の改善が実施されれば高速性能と燃費向上の余地は

表-1 1300cc大衆車(セダン型)走行性能

N=72ps/5600rpm, Tr=10.7kg·m/3600rpm Gr=920kg, Go=230~215gr/ps·h					備 考
車速度 V km/h (m/s)	36 (10)	60 (16.6)	72 (20)	108 (30)	機械伝達 駆動効率 ηm=0.8と仮定。 (0.95)
F _{eng} kg:全開エンジン引張力	106	124	128	127	
N _F ps:全開馬力	17.6	34.4	42.6	63.5	
F _R kg:走行抵抗	21	30	37	68	
N'ps:駆動馬力	(2.94) 3.5	(7.015) 8.33	(10.38) 12.33	(28.63) 34.00	
nrpm:エンジン回転数	1400rpm	2300rpm	2800rpm	4200rpm	
絞り比=Np's/N _F	(0.1669) 0.1981	(0.2036) 0.2419	(0.2435) 0.2891	(0.4509) 0.5354	

() ηm=0.95とした場合



$$\text{Net Work} = A \cdot L_t - A \cdot L_{t \text{pomp}} - A \cdot L_{\text{friction}}$$

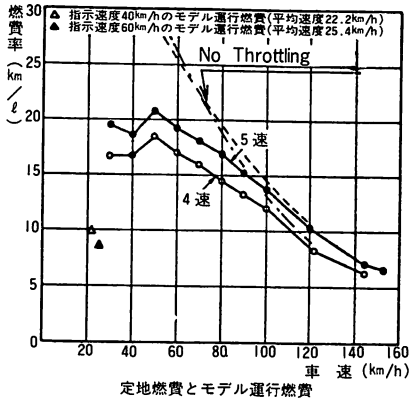
図-3 4サイクル・ガソリン機関の絞り制御サイクル

出てくる。表下欄には同様に4速時の性能解析値を与えるが、同一速度あたり機関回転数を上げる程即ち変速機のシフト・ダウン、定地定速走行時のより過度の絞り馬力による作動ガスの線図効率低下と機関摺動部の粘性摩擦馬力損失も大巾に増加するため総合的な熱効率（燃料効率）の低下は著るしい事が判かる。

結局、大衆車も含めてこれらの車は常に80~130km/hの走行域で本来の性能を発揮するが、日本の如く100km/hの車速で走行することはまれで、40~60km/hの車速を常とする交通事情では機関本来の効率を半分近くに低下させている可能性が強い。

3 現行自動車の燃費改善

今日ガソリン乗用車は歯車駆動系のハイギヤード化又は大きなタイヤ径の使用等の措置が進んでいるが、これらは皆同一仕事あたりの機関回転数を落して絞り馬力の損失と摩擦馬力損失の二側面を軽減する意味が



あるため、燃料効率の向上は考える以上に効果的である。即ち、一般的概念として機関摺動部の粘性抵抗は摺動面積と回転数（又は接触圧）に比例すると考えられるので同一機関の摩擦馬力損失は回転数に依存する関数となり、回転の低減化はこの馬力損失低減に直結する訳である。

一般的にガソリン機関の実熱効率20%、摩擦馬力損失20%、冷却・排ガス熱損失60%と言われる事^{3),6)}より摩擦馬力損失低減による燃料効率向上の意味は軽負荷になるほど大きいものがある。

結局、同一排気量機関においては高圧縮比とすることが基本的条件となろうが、さらに低速回転強トルク型機関とする事が駆動系のハイ・ギヤード化を可能にし、絞り馬力損失と摩擦馬力損失を低減して高燃費化への第一義的要因になるものと考えられる。

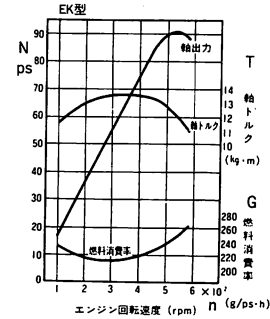
以上の諸点をふまえて、燃費を向上させるための諸対策を運転技術上の事も含めて2,3考える事にする。燃費向上とは「出来るだけ低速で走行する事」を先ず第一にすべきと思うが、現行車の機関は低速走行時に余力があり過ぎるため、絞り馬力により逆に燃費が低下する。この点を考慮すると先ず次の対応策が考えられる事になる。

3.1 機関の過大な絞り制御出力を避けて低速時平地定速燃費30~35 km/lとする。

そのためには、現行の余力の有り過ぎるガソリン機関のCapacity(1200~1400排気量)を800~900 cc排気量の機関とする事で(40psが確保されれば、平地最大速度110 km/hは保証される。), 30~50 km/h 低速時の過度絞り馬力を大巾に緩和させて機関本来の熱効率に基ずく理想燃費実現の可能性が考えられる。

小排気量化されたこの機関は従来の形態(4気筒)を踏襲してミニ・サイズ化すれば、シリンダーあたりの

エンジン性能曲線



走行性能曲線

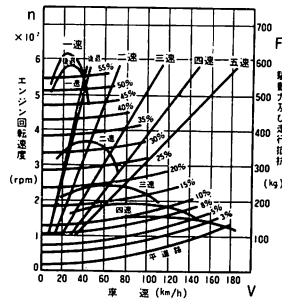


図-4 1750cc 小型車の性能特性

空気量の減少、即ちガス慣性およびガス作用圧の低下の結果高速回転低トルク型機関となり摩擦馬力損失も増大するため低速時はともかく高速時燃費はかえって悪化する事すら考えられる。低速回転強トルク型機関とは結局単位シリンダーあたりの空気量を増大させる事によるガス自身の慣性の増大(低速回転化)およびガス作用圧の増大(高トルク化)の事に他ならない。この措置によるガス体積(仕事量)あたりのシリンダー側面積とヘッド面積の減少は、出力あたりの摩擦損失馬力の低減とさらに壁を通しての冷却熱損失低減の副次的効果も出てくるため高燃料効率が予測される事になる。シリンダ径とストロークの比が大きな要因となるが、一般的に低速回転強トルク型機関とは大排気量機関のことであり、排気量を限定すれば単位シリンダーあたりのCapacityを大きくした少気筒型機関と言うことになる。この措置では、2ないし3気筒の低速回転強トルク型900 ccガソリン機関とすればより良い結果の得られる可能性がある。

この思想は当然世界のどこかではあるはずであり、資料^{4),5)}を調べると1978年度世界第5位の量産車たる仏国のルノー5型においてみられ、その装着ガソリン機関が782 cc(34ps)、845 cc(38ps, 主力車種),956cc

表-2 1750cc 車性能解析 (各速度における平地定速走行時)

$N = 90 \text{ ps} / 5300 \text{ rpm}, Tr = 13.5 \text{ kg} \cdot \text{m} / 3000 \text{ rpm}, G_0 = 230 \sim 210 \text{ gr} / \text{ps} \cdot \text{h}$ $G_r = 1070 \text{ kg}, F_r = 0.015 \cdot (G_r + 0.0045) \cdot V^2 (V = \text{km} / \text{h}) \text{ kg}$										備考
車速度 V km/h m/s	40 11.1	50 13.8	60 16.6	70 19.4	80 22.2	90 25.0	100 27.7	120 33.3		
平地定速 走行抵抗 F_r kg	23.26	27.33	32.29	38.15	44.91	52.58	61.15	80.99		
N 走行馬力 ps	3.45	5.06	7.17	9.89	13.31	17.53	22.64	35.99		
N' 駆動馬力 ps	(3.63) 4.31	(5.326) 6.32	(7.547) 8.97	(10.41) 12.36	(14.01) 16.63	(18.45) 21.91	(23.83) 28.30	(37.88) 45.00		機械駆動 効率 $\eta_m = 0.90$ (0.95)
5速 燃費 $\frac{\text{km}}{\ell}$ (実測) Roil	18.6	20.7	19.3	18.2	17.0	15.3	13.8	10.3		
同回転数 nrpm	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3100	3700		
実エンジン効率 η_e %	13.7 (11.59)	17.9 (15.07)	19.7 (16.58)	22.0 (18.52)	24.1 (20.29)	25.4 (21.38)	26.7 (22.48)	26.4 (22.23)		総り馬力
NF 全開エンジン馬力 ps	19.5	26	33	38	46	52	53	70		
全開燃費馬力 $\frac{\text{km}}{\ell}$ ps·h	230	221	215	212	211	210	211	216		
全開エンジン効率 η_{eo} %	24.98	25.99	26.72	27.1	27.2	27.3	27.2	26.6		
5速機関回転時の 理想燃費 $\frac{\text{km}}{\ell}$	33.92	30.04	26.14	22.43	19.15	16.43	14.07	10.37		
理想値達成率 η_{eo}	(0.464) 0.548	(0.580) 0.689	(0.621) 0.783	(0.687) 0.811	(0.746) 0.888	(0.785) 0.931	(0.826) 0.981	(0.836) 0.993		以上5速
4速燃費 $\frac{\text{km}}{\ell}$ (実測) Roil	16.8	18.5	17.1	16.0	14.5	13.3	12.0	8.2		
4速機関回転時の 理想燃費 $\frac{\text{km}}{\ell}$	35.1	31.2	26.6	22.7	19.2	16.1	13.6	9.41		
理想値達成率 η_{eo}	(0.403) 0.478	(0.500) 0.594	(0.541) 0.642	(0.595) 0.706	(0.637) 0.757	(0.698) 0.829	(0.741) 0.880	(0.733) 0.871		以上4速

$\eta_e = \frac{\text{Roil} \times 632 \times \text{Np}'s}{36 \times V \times \text{Roil} \times \text{Hu}}$ Hu=11000 kcal/kg Roil=0.8406 kg/ℓ () : $\eta_m = 0.95$ の場合

(44ps), 1289cc(57ps, G=830 kg, 輸出用) 等としている事はこの思想の表われと考えられ, 明らかにこれらの車は気筒数にもよるが低速度域で高燃費が得られるはずであり, 40~70km/hを常用速度とする日本でも海外に輸出する車と区別して大いに学ぶ必要がある. 図-5には⁷⁾日本における2000cc車と360cc軽自動車の速度毎の平地定速燃費の実測値を示すが, 日本軽自動車はあまりにも小排気量の高速回転低トルク型機関のためか摩擦馬力損失も大きく, 低速・高速時とも余り良い結果(少なくとも, 360cc車は2000cc車に比し重量50%, 前面断面積60%より低速時2.0倍, 高速時1.6倍の燃費でも可.)が得られてないが, 現行の大衆車クラス(1200~1400cc)を機関排気量ダウン(800~900cc)の上述の措置により低速域ではこの軽自動車の燃費値に達し, 高速度域ではより好性能となる可能性がある. 逆に, 現用の1200ccクラスの四気筒型大衆車を同一排気量の三気筒化した低速回転強トルク型機関として高速性能を犠牲にせず中・低速度域の高燃

料効率化を計れる可能性もあり, 機関の少排気量化が全てとは思えない. 実際のクラスの4気筒機関の実用回転域が2400rpm前後にある事により, 気筒あたりの排気量増大の3気筒化のこの処置は1400~2500rpm域での回転力向上をもたらす実用的で高燃費に繋がるものと考えられる.

しかし, 機関余力の大きな自動車は実用速度域で欠点ばかりあるわけではない.

そのひとつとして, 勾配角 α の坂道を定速走行する場合を考える. 図-1中の式(C), (D)より駆動馬力 $\text{Np}'s$ と最大速度 V_{max} m/s の関係が次式で考えられる.

$$\text{Np}'s = V_{\text{max}} \cdot (\mu_r \cdot Gt + C_D \cdot A_{\text{sec}} \cdot \rho_{\text{air}} / 2 \cdot V_{\text{max}}^2 + Gt \cdot \sin \alpha) / (75 \cdot \eta_m) \dots (4)$$

ここで, 図-2の車は $Gt = 880 \text{ kg}$, $\text{Np}'s = 62 \text{ ps}$, $\eta_m = 0.8$ とし, タイヤと空気の抗力 $\mu_r \cdot Gt + C_D \cdot A_{\text{sec}} \cdot \rho_{\text{air}} / 2 \cdot V_{\text{max}}^2$ を図中点線の如く車速30~80km/h域で $C_1 + C_2 \cdot V$ の一次近似を行えば, 与えられた機関の最大駆動馬力 $\text{Np}'s$ による登坂最大速度 V_{max} が次

式で得られる.

$$V_{max} = \left[-(C_1 + Gt \cdot \sin \alpha) + \sqrt{(C_1 + Gt \cdot \sin \alpha)^2 + 4 \cdot C_2 \cdot 75 \cdot \eta_m \cdot Np's} \right] / (2 \cdot C_2) \text{ m/s} \dots \dots \dots (5)$$

今、図-2の1300cc大衆車の平地の走行抵抗を $C_1 = 8 \text{ kg}$, $C_2 = 1 \text{ kg} \cdot \text{s/m}$ として点線の如く近似し上式より V_{max} を算定すれば、 $\alpha = 15^\circ$ (27%勾配)で $V_{max} = 14.85 \text{ m/s} = 53.4 \text{ km/h}$ の速度が得られる. 27%勾配の坂道はなかなか無いが、大排気量(大馬力)車は坂道の多い所で有効なことがこの一例より了解されよう.

この1300cc車の平地定速走行における走行抵抗 F_{Rkg} を速度域80km/hまで $C_1 + C_2 \cdot V$ と一次近似した場合の駆動馬力 $Np's$ は式(1)より次式で与えられる.

$$Np's = \{ (C_1 + C_2 \cdot V_k / 3.6) \cdot V_k / 3.6 \} / (75 \cdot \eta_m)$$

但し $V_k \text{ km/h} = (3.6 \cdot V_m / \text{s}) \text{ km/h} \dots \dots (1-a)$

ここで、時速 $V_{k1} \frac{\text{km}}{\text{h}}$ 基準の時速 $V_{k2} \frac{\text{km}}{\text{h}}$ 時に対する同一車体の燃費比 $Oratio$ は上式と式(2)より次式で表わされる. 但し、機械効率 η_m は速度に無関係とした.

$$Oratio = \frac{R_{oilvk_2}}{R_{oilvk_1}} = \frac{(3.6 \cdot C_1 + C_2 \cdot V_{k_2}) \cdot \eta_{evk_1}}{(3.6 \cdot C_1 + C_2 \cdot V_{k_1}) \cdot \eta_{evk_2}} \dots \dots \dots (2-a)$$

ここで、時速 V_{k1} , $V_{k2} \text{ km/h}$ 時の部分負荷における機関熱効率が $\eta_{evk_2} = \eta_{evk_1}$ と共に等しいとして上述の車($C_1 = 8 \text{ kg}$, $C_2 = 1 \text{ kg} \cdot \text{s/m}$)における $V_{k1} = 40 \text{ km/h}$ 基準の $V_{k2} = 60 \text{ km/h}$ および 80 km/h 時の燃費比 $Oratio$ はそれぞれ上式より $= 1.30$ および 1.58 となり、本来 40 km/h の平地定速走行では 60 km/h 走行時の30%程燃費が向上する事がわかる. しかし、実際の向上は10%前後、場合によっては(表-2)マイナスとなる事実は機関熱効率 η_e の部分負荷時の著じるしい効率低下によるものとあらためて認識せねばならない.

3.2 ディーゼル・エンジン車として燃費を向上させる方法

ディーゼル機関は絞りで出力を制御しないため 30 km/h の低負荷低速度域でも燃費の向上する結果が⁵⁾得られている. しかし、対応回転数で得られる本来の出力を燃料噴射量を少なくし作動ガス温度の低下により低負荷出力をするので、低速時のディーゼル機関燃料効率はガソリン機関程ではないがやはり低下することになり、低速時の燃費向上は余り期待出来ない事になる. また、高速域でもガソリン機関より25~40%も熱効率は高くこの程度の燃費向上が考えられるが、車体重量も同一クラスで30%程重く車体も大型化する結果、

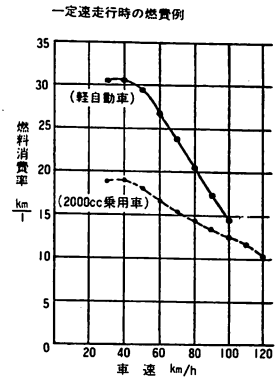


図-5 定速走行時の燃費 (2000cc, 360cc車別)

乗用車として燃費向上はさほど得られず省エネルギー車と言えない実情と考えられる.

しかし、近年ターボ過給機の装着による高性能、高効率化した大型ディーゼル乗用車や、機関の軽量高速化に成功した燃費の著るしく優秀な例⁶⁾も見られるので、省エネルギー車としての可能性は大きいものがある. また、現状の軽油価格はガソリンの $\frac{1}{2} \sim \frac{2}{3}$ 程である事より絶対的に省維持費経済車であり、強長走行車には非常に有利となる. さらに、高荷重大型積載車(結局、大型バス・トラック等の強馬力車)では機関効率の高い分だけ(25~40%)省石油車であり、より以上の省維持費経済車となる.

3.3 低速度域での運転技術上の省エネルギー

30~55km/hの低速走行でガソリン乗用車は機関の絞り制御のため本来の $\frac{1}{3} \sim \frac{2}{3}$ 程のエンヂン効率($\eta_e = 10 \sim 18\%$)で走行するので増速運転($\eta_e = 25\%$)と慣性無負荷走行を組み合わせる運転技術上の燃費向上の余地があることになる. しかし、かような運転法は交通事情より認められないので、ここでは慣性無負荷走行の有効性を一例だけ述べてみる.

今、エンジンより出力しなければ、式(4)より次の関係式が得られる.

$$Np's = 0 = V \cdot (C_1 + C_2 \cdot V + G/g \cdot dv/dt) / (75 \cdot \eta_m) \dots \dots \dots (6)$$

慣性走行に切換えた時 $t = 0$ の速度 $V = V_{in} \text{ m/s}$ として、 $t_s \text{ sec}$ 後の減速速度 $V_m \text{ m/s}$ が上式から解析される.

$$t_s = \frac{G/g}{C_2} \cdot \ln \frac{C_2 \cdot V_{in} + C_1}{C_2 \cdot V_m + C_1} \text{ sec} \dots \dots \dots (7)$$

ここで、平地定速走行抵抗 F_R は前述と同じ一次近似としているが、その間の走行距離 X_m は次式となる.

$$X = \int_0^{\tau_s} V \cdot dt = (C_1 + C_2 \cdot V_{in}) \cdot (1 - e^{-\frac{g \cdot C_2}{G} \cdot \tau_s}) \cdot \frac{G}{g \cdot C_2} - \frac{C_1}{C_2} \cdot \tau_s \dots\dots\dots(8)$$

式(5)の場合と同様に $G_T = 900 \text{ kg}$, $C_1 = 8 \text{ kg}$, $C_2 = 1 \text{ kg} \cdot \text{s/m}$ として, $V_{in} = 15 \text{ m/s}$ (54km/h) より $V = 8.33 \text{ m/s}$ (30km/h) までの所用時間は $\tau_s = 31.4 \text{ sec}$, その間の移動距離は $X = 360.7 \text{ m}$ 程となり低速時の交通事情の悪い交差点付近や踏切手前 (300m) において慣性走行を考慮することは燃料効率の向上におおいに継がることになろう。

4. 平地定速燃費60~80 $\frac{\text{km}}{\ell}$ の可能性に対する一試案

上述の諸方法を用いても現行大衆車クラスは平地定速燃費30~35 km/ℓ が低速50 km/h 前後運転の限界と考えられるが, 国家の省エネルギー実施の急務上, 燃料効率を現行車の3倍程度に上げて石油節約に大きな寄与をする事は試行する価値がある。

そこで, もう一度原点にたち帰って図-1の式(C), (D)を考察すれば, ガソリン機関を動力源とする限り, 燃費向上とは走行抵抗 F_R の減少にのみ依存する事が判かる。ころがり抵抗係数 μ_r , 空気の抵抗係数 C_D 等は常識的に決定されるので, 結局車体重量を軽くする事, 前面断面積を最少化する事の二点より小型化が一番有効な事になる。

現行の乗用車は総重量 900 ~ 1300 kg もある5人乗車のところ, 95%の車は一人乗車運転を行っており, たった一人の人間 (60 kg) のために1 ton前後の鉄材運搬車として可動し石油エネルギーを散逸していると称しても過言でない実情にある。

筆者は良燃費車とは軽量小型である事と, 今日の日本の交通事情では一人乗りとしても余り支障のないことを考慮すれば, 図-6に示すような車を考えたい。小一人乗りとする事で車重 150 kg , 人が乗って総重量

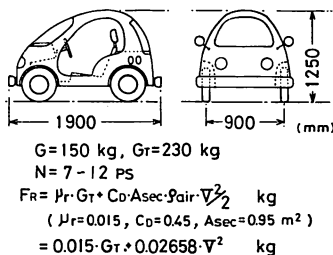


図-6 低燃費小型車の一試案

$G_T = 230 \text{ kg}$ 以下とするならば, この車の平地定速の走行抵抗 F_R は常識的に図中下欄の式で与えられる。この寸法と重量が実現されれば現行車のころがり抵抗の1/4, 空気抗力の1/3程度に低減する事になり, これだけで現行車の3~4倍の燃費があらゆる走行条件で約束される事になる。図-1中の式(B), (C)および式(2)より平地定速の駆動馬力と燃費の予測値が図-7に与えられる。図中, 4サイクル機関熱効率 η_e が22%維持されれば平地定速燃費は40 km/h 速度時において100 km/ℓ を越える事すら可能となる。

しかし, 現実の機関はそのCapacity (排気量cc)により低負荷では絞り馬力となるため装着機関 (2.2 ps (50cc), 7 ps (125cc), 12 ps (250cc)) により点線の如き燃費が予測される。加えて, この程度の小排気量型機関はシリンダー内作動ガスあたりのシリンダー壁面積の率が著るしく大きく小排気量型機関に必然的な高速回転と重なって摩擦損失馬力が著るしく高く機関熱効率の低下の結果図中2サイクル型の場合の効率程度が実情と考えられ, さらに絞り損失が重なって250cc Capacityの機関はともかく50ccの場合を装着した本軽量小型経済車の燃費は図中点線予測値の半分程が現実と思われる。今, 2.2 ps程の機関では無限加速時に50 km/h 程度の最大速度となろうが, 実用的には35~45 km/h の鈍速車となり街の中を走行するわけにいかない, 四輪車というものが二輪車に比し操縦安定性が決定的に勝る事と, 高速時の空気抵抗力が全く小さい事を考慮すれば, 筆者は70~80 km/h 程度の高速巡航性をこの車に与えて二輪車以上の燃料経済性を企画して本格的な10ps程の四サイクル機関の装着とし, 定速燃費

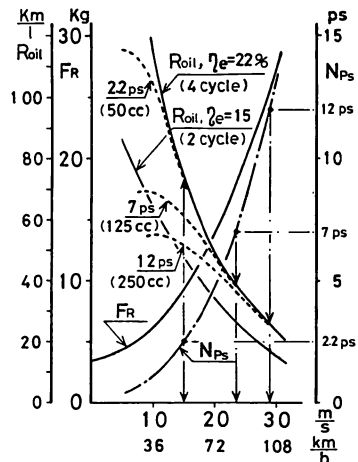


図-7 低燃費小型車の走行性能予測

を50km/h時60km/ℓ程度に設定したい。

自重150kgの一人乗り小型経済車の実現が可否は、現行40kg前後の自動2輪車二台分の車輪4個と2サイクル単気筒機関を二気筒化し車体を軽量化樹脂製とすれば、たとえサスペンションと小型トランス・ミッションを考慮しても予測が付くのではなからうか。

当然、機関は耐久性と高燃料効率を考慮して200～250cc程度の4サイクル二気筒低速回転強トルク型として大巾な燃費向上を企りたい。この種の超小型四輪車の第一義的存在理由が操作の安全性と燃料経済性にある事を考えれば、既に述べた如く単位シリンダーあたりの排気量を大きくした250cc程度の4サイクル一気筒化により一層低速回転高トルク化した機関として軽量化も促進すれば、燃料経済性の向上は大きなものがある。

さらに、軽量による衝突時の衝撃緩和のため優秀な衝撃吸収式パンパーの装着は必修とならう。

勿論、現行の乗用車が燃費15km/ℓであっても5人乗車を常に行うならば、その輸送効率と燃料効率は現行車のほうが勝ること、そしてより効率的な車はバスである事も附記する。しかし、バスでは行先と時間に対する自由度が著しく落ちることになり、乗車定員が1/2以下の過疎地ではかえって非効率でもあらう。現行の大衆車が家族単位の中距離移動において十分に肯定される所以である。

一人の人間の移動における車の使用がそもそも論点とならうが、現状の乗用車使用における非合理性を緩和する一方策として、さらに日本的な交通事情におけるSecond Car的存在として、筆者はこの一人乗り超小型経済車の実現を願望する次第である。

政府がこの種の車の維持・税制面に優遇処置を講ずれば、日本の交通渋滞と石油節約および省資源に多大の貢献をする事が考えられよう。

本文中の1300ccおよび1750cc乗用車の性能解析に用いた機関性能特性図等は多分にエンジンのみのベンチ・テストにおけるデータであり、車体に装着した場合、特に今日の排ガス規制車ではガスの後処理装置(サーマル・リアクター等)等により1～2割程度性能低下をしているものと考えられるが、本文中では理想における極限値を示すためそのような要因は無視してある事を附記する。

以上、筆者は特に乗用車の燃費向上について、主に自動車のソフト・ウェア面について考察したものである。現在、様々な省エネルギー車の書物が出版⁸⁾され

ているが、超小型軽量経済車の実現を強調する文献⁸⁾少なく、筆者はこの点を特に留意したものである。当然のことながら、この種の超小型経済車の量産普及が実現すれば昭和55年度時点で20～30万円の購入価格で消費者の手に渡るはずである事は論を待たない。

5. 結 言

昭和49年初頭に始ったOil Shockは昭和55年現在なお石油情勢の高騰を伝え、国内エネルギー需要の78%を海外の石油に依存する日本の立場を新エネルギーと代替エネルギーの開発・研究および強力な省エネルギー対策の実施へ進ませざるを得なくしている。

エネルギーが諸々の形において有限である事を認識するならば、省エネルギー対策が本質的なエネルギー策のひとつと考えられる今日、各関連部門の研究者・技術者が省エネルギー論を提出する事はその総合化において極めて意義のある事であらう。

本報告中で筆者は石油需要の2割を占める自動車部門の特に乗用車についての省エネルギーの諸々の試みを考察したものであるが、現行の技術(運用面も含めて)のみによってもこの分野の大巾な省エネルギーが可能な事を結論としたい。

筆者は自動車部門には全く関りのない素人であるが、今後長期的展望において到来するであろうOil Crisisに対する省エネルギーの最重要性に鑑み、機械工学を通じて個人的な見解を述べたものである。ために、自動車工学の本質に抵触する事もあるものと思われるが御寛恕の程申し上げたい。

終りに、本論文の趣旨がエネルギーの有効利用および節約に参考となれば著者として幸甚である。

参考文献

- 1) 総合エネルギー総計 通商産業省エネルギー庁長官官房総務課編
- 2) 石油便覧(1977) 日本石油株式会社
- 3) 自動車技術 Vol.32, No.11, (1978), 987
- 4) 自動車工学 Vol.27, No.7, (昭51.7), 80.
- 5) Motor Fan, (昭和54年5月号および6月号)
- 6) 日本エネルギー経済研究所資料
- 7) 自動車と整備 Vol.30, No.8, (昭51.8), 29
- 8) 機械の研究 Vol.32, No.1, (昭55.1)