第 14 図

第 15 図

$u=5 \text{ m/s}$ のときの熱貫流率の値を第 12 図の右側に記入した。これによれば 2 枚ひれの第 III 号伝熱管の伝熱能力は、 $\theta=0^\circ$ の 1 枚ひれの伝熱管のそれを越えることができない。すなわち第 III 号伝熱管の後部のひれは無意味であるか、むしろ有害 ($h=14 \text{ mm}$ の場合) であることがわかる (第 15 図参照)。

5. 結 言

今回の研究により、直交流の下に働く円管において、管前面寄りの外表面に垂直に、管軸方向に伸びた 2 枚のひれをもうけるか、あるいは管前面に、管軸方向に伸びた 1 枚の幅広のひれを管外流体の主流方向に取付けるのが伝熱上最も有効なことがわかった。

本研究は、文部省自然科学研究費によるものである。

文 献

- (1) E. Schmidt-K. Wenner, *Forschung*, Bd. 12(1941), s. 65~73.
- (2) 宇平, 機械学会誌, 35 巻 184 号, 801~814 ページ (昭 7-8)。

621.436.1.018

高速ディーゼル機関の性能に及ぼす空気状態の影響 (出力と大気状態の関係)*

津 田 公 一**

Effects of Air Conditions on the Performance of High-Speed Diesel Engines Relation Between Power Output and Atmospheric Conditions

by Kōichi TSUDA

Engine experiments and a new conversion formula of indicated mean effective pressure are described in the present paper. The formula holds good at any constant fuel—"dry air" ratio, and agrees with the experimental results within $\pm 1.5\%$ errors, and is especially new at the humidity conversion term, which is better in accuracy than the well-known Brooks-Garlock relation in the cases of exceptionally high vapour-tension as 100 mmHg. The formula stands upon the following two assumptions, which hold practically true with experimental results:

- (1) Indicated thermal efficiency should be a function of fuel—"dry air" ratio,
- (2) Suction air mass should be proportional to a function of fuel—"dry air" ratio and to the square root of the product of atmospheric pressure and density.

* 昭和 30 年 6 月 25 日 内燃機関総合講演会において講演, 原稿受付 昭和 30 年 6 月 29 日。

** 正員, 東京大学工学部。

1. ま え が き

内燃機関の出力修正については、ガソリン機関に対

し、古くから換算式があり、広く実用している。しかしディーゼル機関には、このようなものがなく、近ごろイギリス⁽¹⁾、ドイツ⁽²⁾によりやく現われたぐらいで客観的な裏付け資料も少い。私の知っているのは M. A. Elliott⁽³⁾と平尾収⁽⁴⁾の報告であるが、前者は圧力についてを主とし後者は温度修正だけを取りあげ、内容もともに十分とはいえない。私は主題名の研究委員会に属して、文部省科学研究費の援助のもとに、四サイクル機関につき実験を行い、考察を施した。以下これを述べて皆様の御批判をお願い申し上げる。ただし、いずれも私個人の意見であり、上記委員会の結論ではないことをお断わりしておく。

2. 実験のやり方

実験機関の要目を第 1 表に、装置のおおよそを第 1

第 1 表 実験機関要目

製 作 所	新潟鉄工所浦和工場	
燃 焼 方 式	四サイクル予燃焼室式	
シ リ ン ダ 数	2	
シ リ ン ダ 径	90 mm	
行 程	130 mm	
	(第 1 シリンダ)	(第 2 シリンダ)
圧 縮 比	18:1	18:2
主 燃 焼 室 体 積	27.0 cc	25.5 cc
予 火 口	21.4 〃	22.7 〃
連 絡 口	3.4φ×3	
吸 気 弁 開	5°bTDC	
〃 閉	30°aBDC	40°aBDC
排 気 弁 開	49°bBDC	
〃 閉	15°aTDC	16°aTDC
燃 料 噴 射 始	15°bTDC	
燃 料 噴 射 ポンプ	ボッシュ式

第 1 図

図に示す。吸気圧と排気圧は等しく保ち、その大きさをいろいろに与えた。普通なら加圧したいところだが、私の場合は出力が動力計の容量を上回りそうなこと、出力増に伴う各部破損の心配がおもな理由で減圧

することにした。この場合、クランク室圧の影響が弁案内を抜けて及ぶ心配⁽⁵⁾があるが、回してみると大丈夫であった。しかしクランク室の油漏れを防ぐために第 1 図のように排圧で引いた。ただし、モータリングにおいて弁をデコンプ状態にするときには排圧で引くのを止め、真空ポンプで -20~30 mmHg にした。

クランク室排気系に入れてあるサイクロンは空気と油の分離用で、これがないと油がすぐなくなり、連続運転ができない。分離した油は歯車ポンプでオイルパンに返す。給油ポンプは、機関付属のものをそのまま使っている。

吸気を減圧するにはコックを絞る、微細調整のために小さいバイパスコックをおく。排気はルーツ送風機で引いたが、理想はナッシュ形である。空気流量計は前川式丸形、流量計直後のサージタンクは後述の加湿器による不連続流れをしずめるためであり、第 2 のタンクは管路の影響を除いて実験機関の吸気状態を自然に近くし、その圧力、温度、湿度で大気を近似するのである。第 3 のタンクは同じく排気状態を自然に近

第 2 図

くするために、機関とは 1 m ぐらいのフレキシブル*で連ねる。この圧力を吸気に合わせる。

加湿器は第 2 図に示すように 1 mm 厚の黄銅板で作る、座屈しないようステイを入れる。目的は吸気を水に通して飽和状態にすることであり、その際なるべく小あわで通るよう、また大きな水滴を持ち込まないよう、途中に細目の黄銅網を 2 段おく。しかし前述のように、通過にあたってはボコボコ不連続流れになるらしい**。また小水滴による過飽和の心配があるが、機関までの流路が長いし、曲りくねっているからまず大丈夫と考える。その水滴が、あるいは壁の低温による復水であろうか、第 2 サージ

* 寄贈して下さい日産ラセン管製作所、杉山新吉氏の御好意に感謝いたします。

** 加湿器について、よい意見を出して下さい後記学生諸君に感謝いたします。

タンクの底には水がたまる。加湿器の水温はガスバーナで温めることができ、かつ前の加熱器による吸気加熱もきく。たとえば 38°C 飽和をねらうときには水温を 38°C とし、加湿器後の加熱を適当にして第 2 タンクも 38°C とする。この場合、乾湿球の温度が等しいことを監視する。なお加湿器の機能は飽和状態だけがねらいで、水を入れないときには外気湿度のままの吸気となる。中間の湿度は作れない。加熱器は加湿器前後とも 500 W 1 本だけを AC スライダックで加減し、他は DC 100 V でオンオフ制御する。外気の温湿度は流量計入口近くの乾湿球で調べ、外気圧はフォルタン気圧計で求める。なお第 1 加熱器から機関吸気管までの間は、アスベストでおおい、熱損失を防いでいる。

機関下部のガスバーナは滑油加熱用で、特に始動前の予熱に意味がある。油温は 60°C 近くで実験した。冷却水温はシリンダ出口で 60°C に押えたが、このため 200 l の水タンク、入口弁、出口弁とバイパス管路を設けた。水温は損失馬力に大きくきくようである。

燃料消費量測定には、はじめピペットを使ったが、体積較正に信頼性がないのでビュレットに変えた。消費量の大小に応じて 10 cc, 5 cc, 2.5 cc を使いわけたが、そのための誤差はないようである。消費量測定中にも回転数変動があるから、回転計は時計付とし、定体積を消費する間の時間と回転数積算を記録した。これから毎サイクル消費量と毎分回転数を計算する。なお、平尾⁽⁴⁾にまねて噴射ポンプの近くに燃料サージタンクをおき、あわを除く効果と空気室による脈動減衰をねらったが、温度変動による空気室体積変化が消費量に誤差を与えるから、このタンクは更に水タンクに浸すことにした^{*}。これによって短時間の変動は影響しなくなる。

燃料は比重 0.843, 高位発熱量 10 870 kcal/kg で、原素分析の結果から低位発熱量を推定すると、10 230 kcal/kg である。また理論混合比は同じく計算によって 13.78 kg/kg と出た。

3. 実験結果, まとめ

第 3 ないし第 7 図は、いずれも横軸に燃料消費量 cc 毎シリンダ毎サイクル、縦軸に平均有効圧を描いてあり、回転数は 1000 ± 50 rpm である。このうち第 3 図は測定点を広範囲にいていねいに求めた見本であって、他の図とは実験時日が離れており、後の検討には参照していない。一見して図示熱効率の違いが著しいことにお気付きと思う。これはすずが噴射ノズルや予燃焼室に付いて変わるのだと考える。適当なスモークメータが手近にないので、出力の最大を本当の極大値まで高めたため、このようになったのであろう。しかし熱効率が変わっても出力の最大はそれほど変わらないようである。いずれにせよ最大出力状態は早く切り上げた方がよいから燃料消費量測定をやめ、したがって最大は

第 3 図

水平線分で示してある。第 3 図の特異な点は、デコンプのモータリング馬力がデコンプでない場合より小さいこと、負出力の部分で熱効率が小さくなること（負出力の測定は動力計を電動機として行う）、したがって曲線はあたかも三極真空管の特性のような形を示すこと、圧力の影響は出力の小さなところ (p_{me}

第 4 図

第 5 図

* 後記学生諸君の発意と製作による。

第 6 図

第 7 図

$< 4 \text{ kg/cm}^2$ には、ほとんどあらわれないことなどである。その理由は負出力ではノズルからの噴霧が不完全であろうから、また出力の小さいところでは酸素が過剰にあって、ふいた燃料はすべて酸素を獲得できるからと想像する。後の傾向は温度、湿度のききに対しても同様であって、したがって出力修正は、出力の大きな部分にだけしか意味がない。

第4図は圧力、第5、6図は湿度、第7図は温度の影響を示すもので、いずれも2回ずつの実験結果をそのまま描いてあり、細かい数値は後の方の第2表に示した。これらの実験資料は計算しなおして第8ないし10図にまとめてあり、考察の基になっている。考察はまず熱効率と燃空比の関係、次に空気量と燃空比、圧力、温度、湿度との関係に及ぶ。図示熱効率は燃空比だけの関数であると、すでに平尾⁽⁴⁾が仮設的に述べているが、私もそれに従い、ただし空気量には水蒸気を除いたかわき空気量をあてる。第8図はその裏付で横軸は燃料かわき空気比あるいは空気過剰率を、縦軸は図示熱効率を示す。ただし図示出力は正味馬力にモータリング馬力を加えて求めた。デコンプは施していない。見ると燃空比の大きいところでは点がよく

第 8 図

重なり、したがって図示熱効率がかわき燃空比だけの関数と考えるとさしつかえないと認める。

次に第9、10図は空気量の表示であり、基本仮定として、毎シリンダ毎サイクル空気量 W は大気圧 P 、大気密度 γ 、かわき燃空比 ξ_d との間に下の関係を満たすものとする。

$$W \propto \sqrt{P\gamma} \cdot f(\xi_d)$$

f は ξ_d だけで定まる関数の意味である。理論的な吟味は次項にまわし、ここでは実験値で検討する。それには無次元表示が便利で、標準状態（ここでは 760 mmHg, 15°C とする）のかわき空気をとって添字 0 で示し、この状態に基く充てん効率を標準状態に修正して η_{cr} とあらわす。大気密度にはしめりを考えて、温度 T において含みうる最大水蒸気圧力を P_s 、相対湿度を ϕ 、かわき空気的气体定数を R_a と書くと

$$\gamma = \{P / (R_a T)\} (1 - 0.378 \phi P_s / P)$$

であり、行程体積を V とすれば

$$\begin{aligned} \eta_{cr} &= \frac{W}{\gamma_0 \cdot V} \cdot \frac{P_0 / \sqrt{R_a T_0}}{\sqrt{P(P - 0.378 \phi P_s) / (R_a T)}} \\ &= \frac{W}{V} \cdot \frac{R_a \sqrt{T_0 T}}{\sqrt{P(P - 0.378 \phi P_s)}} \end{aligned}$$

この η_{cr} がかわき燃空比だけの関数というわけで、仮に修正充てん効率と名づけた。第9図は η_{cr} と ξ_d の関係を描いたもので、図ではかなりの幅だが 84% 近

第 9 図

第 10 図

くでの $\pm 2.5\%$ ぐらいだからそれほど大きくはない。ほぼかわき燃空比だけの関数と見てさしつかえあるまい。なお $f(\xi_d)$ の関数形は定めようとは思わない。

次に第 10 図は念のため出力修正の別の形を検討したもので、DIN 案⁽²⁾を参照して $W \propto T^{-0.75}$ を取りあげ、縦軸に $\eta_{cr} \times (T/T_0)^{0.25}$ 、横軸に ξ_d を描いた。ばらつきは第 9 図より激しいが、数値が大きくなっている

ることを合せ考えれば大差はないといってもよい。しかし 0.75 乗に従う必要はなさそうである。

以上の論拠により、かわき燃空比を一定に押えれば馬力の修正が可能になった。二つの状態を添字 1 および 2 で示すことにし、空気の絶対湿度を x 、毎サイクル毎シリンダ噴油量を w 、図示平均有効圧を p_{mi} であらわすと、かわき燃空比が等しい条件から

$$W_2 / \{w_2(1+x_2)\} = W_1 / \{w_1(1+x_1)\}$$

修正充てん効率の等しい条件から

$$\frac{W_2}{W_1} = \sqrt{\frac{P_2(P_2 - 0.378 \varphi_2 P_{s2})}{P_1(P_1 - 0.378 \varphi_1 P_{s1})}} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}}$$

図示熱効率が等しい条件から

$$p_{mi2} / p_{mi1} = w_2 / w_1$$

ところで $1+x = (P - 0.378 \varphi P_s) / (P - \varphi P_s)$

以上の関係によって

$$\frac{p_{mi2}}{p_{mi1}} = \frac{P_2 - \varphi_2 P_{s2}}{P_1 - \varphi_1 P_{s1}} \sqrt{\frac{P_2}{P_1} \frac{P_1 - 0.378 \varphi_1 P_{s1}}{P_2 - 0.378 \varphi_2 P_{s2}}} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \quad \dots \dots \dots (1)$$

あるいは $\varphi P_s / P \ll 1$ の場合には、近似的に

$$\frac{p_{mi2}}{p_{mi1}} = \frac{P_2 - 0.811 \varphi_2 P_{s2}}{P_1 - 0.811 \varphi_1 P_{s1}} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \quad \dots \dots \dots (1')$$

第 11 図

これらが出力修正式であり、回転数は一定とする。図示するには、平尾⁽⁴⁾に従って第 11 図のように、モータリング状態を極として図示熱効率一定の直線群を描き、その上にかわき空気量比で目盛って行けばよい。

次に修正式を実験結果で試して見よう。試

しはすべて最大出力状態で行うとし、各状態につき

$$\frac{(p_{mi})_{\max}}{P - \varphi P_s} \sqrt{\frac{P - 0.378 \varphi P_s}{P}} \cdot T$$

を計算した。この数値がどの場合にも一致するならば修正式は成立するといえる。第 2 表の右から 3 列目がその結果である。各グループとも誤差はほぼ 2% 以内におさまる、全体を通じて 3% の幅を示す。全体の方が大きくなるのは長期間にわたっての平均値だからで、機関の条件がかわるのであろう。決して高い精度ではないが、機関実験の場合だから、これくらいで成立を認めてもよからう。

次に比較のため、ガソリン機関に普通に使う修正式と DIN 案⁽²⁾を検討し右の列に示した。著しい差は湿度のききであり、両者とも誤差が新修正法の 2 倍近くなった。これは $P - \varphi P_s$ の修正が不適当ということであり、第 4 図と第 5 図を比べても明らかである。すなわち第 4 図の 550 mmHg の場合よりも第 5 図の飽和しめりの方が平均有効圧が大きい。他のいくつかの実験でも同じことであった。ただし φP_s の値の小さい

第2表 実験と修正式の比較表

	条 件 および 日 付	吸入直 前水蒸 気分圧 φP_s mmHg	図示平均 有効圧の 最大 $(p_{mi})_{\max}$ kg/cm ²	$\frac{(p_{mi})_{\max}}{P-\varphi P_s} \sqrt{\frac{P-0.378 \varphi P_s}{P} T}$ (新修正法)			$\frac{(p_{mi})_{\max}}{P-\varphi P_s} \sqrt{T}$ (ガソリン機関の修正法)			$\frac{(p_{mi})_{\max}}{P-\varphi P_s} T^{0.75}$ (DIN 案の修正法)				
				数 値	平均値	誤 差 %	数 値	平均値	誤 差 %	数 値	平均値	誤 差 %		
湿度の 影 響 38℃ 650 mmHg	外気しめり 30/2/7 前	4.7	8.31 ₉	0.227 0	0.226 7	(全誤差 1.6)	0.227 3	0.228 6	(全誤差 2.8)	0.954 8	0.960 1	(全誤差 2.8)		
	飽和しめり 30/2/7 後	50	7.82 ₂	0.226 5		0.229 9	0.965 5		0.965 5					
	飽和しめり 30/2/8 前	50	7.88 ₉	0.228 5		+0.8	0.231 9		+1.4	0.973 7		+1.4		
	外気しめり 30/2/8 後	7.7	8.20 ₉	(最小) 0.224 9		-0.8	(最小) 0.225 4		-1.4	(最小) 0.946 5		-1.4		
湿度の 影 響 51.6℃ 650 mmHg	外気しめり 30/1/17 前	5.1	8.26 ₅	0.230 6	0.230 4	(全誤差 1.8)	0.230 9	0.234 0	-1.3	0.980 1	0.993 4	-1.3		
	飽和しめり 30/1/17 後	100	7.28 ₉	(最大) 0.231 7		(最大) 0.238 8	+2.0		(最大) 1.013 5	+2.0				
	外気しめり 30/1/18 前	5.1	8.30 ₁	0.231 6		0.231 9	(全誤差 3.4)		0.984 4	(全誤差 3.4)				
	飽和しめり 30/1/18 後	100	7.16 ₁	0.227 7		-1.2	0.234 6		0.995 7					
圧 力 の 影 響 51.6℃	550 mmHg 30/1/24 前	5.8	6.95 ₉	0.229 9	0.229 0	(全誤差 2.2)	0.230 4	0.229 4	(全誤差 2.2)	0.977 9	0.973 8	(全誤差 2.2)		
	600 mmHg 30/1/24 前	6.3	7.54 ₆	0.228 5		0.229 0	0.229 0		0.972 0					
	650 mmHg 30/1/24 前	5.9	8.28 ₂	0.231 3		+1.0	0.231 7		+1.0	0.983 3		+1.0		
	700 mmHg 30/1/24 前	6.4	8.72 ₅	0.226 2		-1.2	0.226 6		-1.2	0.962 0		-1.2		
	550 mmHg 30/1/26 前	5.5	6.99 ₆	0.231 0	0.229 0	+0.9	0.231 5	+0.9	0.982 5	+0.9	0.973 8	(全誤差 1.9)		
	600 mmHg 30/1/26 前	6.4	7.54 ₇	0.228 6		(全誤差 1.9)	0.229 1	(全誤差 1.9)	0.972 3					
	650 mmHg 30/1/26 前	6.9	8.21 ₁	0.229 6		0.230 0	0.976 4							
	700 mmHg 30/1/26 前	7.9	8.72 ₅	0.226 6		-1.0	0.227 1	-1.0	0.964 1	-1.0				
	温度の 影 響 650 mmHg	25℃ 30/1/27 後	5.1	8.65 ₁	0.231 2	0.229 6	(全誤差 1.8)	0.231 6	0.229 9	(全誤差 1.8)	0.962 1	0.973 2	-1.1	
		72℃ 30/1/28 前	5.5	7.89 ₇	0.227 2			-1.0			0.227 6		-1.0	0.980 8
72℃ 30/1/28 後		5.9	7.93 ₃	0.228 4	0.228 8			0.985 9			+1.3			
26℃ 30/1/28 後		5.9	8.63 ₃	0.231 4	+0.8			0.231 8			+0.8		0.963 7	
総 平 均				全誤差 3.0%	0.228 9	+1.2 -1.8	全誤差 5.8%	0.230 3	+3.7 -2.1	全誤差 6.9%	0.974 9	+4.0 -2.9		

場合には実験精度に比べて有意の差とはならないから $P-\varphi P_s$ で十分である。この $P-\varphi P_s$ だけの修正は D. B. Brooks & E. A. Garlock⁽⁶⁾ が水蒸気圧を最大 29.9 mmHg まで高めて、またその前に D. B. Brooks⁽⁷⁾ が 58.2 mmHg まで、ガソリン機関で求めた実験式であり、私の場合の 100 mmHg までは、しかもディーゼル機関には保証がないわけであろう。なお、DIN 式は温度のききでも誤差が大きくなっている。

4. 修正式の吟味

前項の仮定 $W \propto \sqrt{P} \gamma f(\xi_d)$ の意味を述べておく。吸気弁が開きはじめたときシリンダ内には残留ガスが存在しており、ピストンの下降に従い新気の吸い込みが始まる。弁まわりの流れはほぼ断熱噴流と考えてよ

く、その流量 W は大気圧を P 、密度を γ 、比熱比を κ 、重力加速度を g 、シリンダ内圧を P 、ノズル面積を A と書き、前圧側の近寄り速度を無視すると

$$W \propto \sqrt{P} \gamma \left[A \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa-1} \left\{ \left(\frac{\bar{P}}{P} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{\bar{P}}{P} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right\}} \right] \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで $\bar{P} = P - \Delta P$ と書いて展開すると

$$W \propto \sqrt{P} \gamma \left\{ A \sqrt{2g \frac{\Delta P}{P} \left(1 - \frac{3}{2} \frac{1}{\kappa} \frac{\Delta P}{P} \right)} \right\} \dots\dots\dots (2')$$

$\Delta P/P$ は一般に小さいから、あらい近似的場合は

$$W \propto \sqrt{P} \gamma \{ A \sqrt{2g \Delta P/P} \} \dots\dots\dots (2'')$$

ノズル面積 A と $\Delta P/P$ は時間の関数であり、中括弧の時間積分値が平均流量を定める。 A の関数形は一定機関では、一定回転数のもとで一定であるから、もし

$4P/P$ が ξ_d だけで定まれば前項の仮定が成立することになる。ところが $4P/P$ は簡単に定まるものではなく、シリンダ内の状態変化を調べなければいけない。すなわち、質量流れの連続条件；シリンダ壁からの熱伝達も含めてのエネルギー流れの連続条件；圧力、温度、密度の間の状態方程式；さらに初期条件として残留ガスの温度、密度も必要、各定数も温度などに応じて変るはずである。これらを連立方程式に表わして解けば $4P/P$ が定まるのだが、楽に解ける形にはなりそうもない。そこでその検討はあきらめ $4P/P$ の第 1 近似として、 ξ_d が定まれば時間について一定関数と考えたのが前項の仮定である。本当のところは $4P/P$ は残留ガス状態、シリンダ壁からの伝熱条件と大気状態の関係で異なるべきもので、ディーゼルとガソリン機関の差違も、圧縮比および残留ガス状態の形で大きくも信じる。当然、機関の個体差も関係するであろう。しかしこれらの影響を細かく考えても、いずれ運転実験の精度はよくないのであるから、私の考えでは上の修正法で計算し、その値に $\pm$ の許容をやや大きく与えるのが実用的であろう。

なお (2), (2') 中の κ にしめりがどうきくかを書く

$$\kappa = 1.40 \left(1 - 0.0768 \frac{\varphi P_s}{P} \right)$$

(2') において κ は一次下の小量に掛かっており係数も 0.0768 だから、この形では影響を考えなくてよからう。

弁まわりの壁の摩擦の影響は、断熱壁の場合に算式があるが、流量係数にきくと考えて大きな誤りはない、弁まわりの伝熱も大きな影響はないであろう。

5. む す び

四サイクルディーゼル機関の出力修正について実験を行うとともに図示出力修正案を導き、実用的妥当性を確かめた。これはたぶんガソリン機関にも成立するであろう。特徴は圧力、温度、湿度個々でなく共通の仮定から修正を考えること、混合比と空気量の関係の考え方、結果としての湿度修正項があるが、厳密な修正式ではなく、私は実験誤差が大きいことを考慮に入れて提案する次第である。疑問はいろいろあり、機械効率の修正法、噴射時期の最良状態と大気状態の関係、湿度が直接に燃焼にきく可能性、さらに根本的に、最大出力の押え方、スモークリミット測定法、モータリング馬力と摩擦馬力の関係などがある。

この問題を下さった川田正秋先生、いろいろお導き下さった渡部寅次郎、原 正健、平尾 収、斎藤 孟の四先生、燃料分析と発熱量測定に便宜をはかって下さった大塚貞吉氏、細目にわたり終始御援助下さった結城喜六、桜井孝俊、柳沢源内の三氏、予備実験をして下さった学生、加藤幸喜、篠原雄一、山川徹の三君、以上の皆様に厚く御礼申し上げます。

付録 1. DIN の規格案 空気過剰率一定のも
とで

$$\frac{p_{mi}}{p_{m10}} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{0.75} \cdot \frac{P - \varphi P_s}{P_0 - \varphi_0 P_{s0}}$$

ただし添字 0 は標準状態 736 mmHg, 20°C, $\varphi_0 = 60\%$ を示す。大湿度、高温度状態への修正にあたっては、私の案よりも余裕を与える。この規格案では、さらに正味馬力の換算も考えてあり、機械効率を η_m 、正味平均有効圧を p_{me} と書けば

$$\frac{p_{me}}{p_{m10}} = \frac{p_{mi}}{p_{m10}} + 0.7 \left(\frac{p_{mi}}{p_{m10}} - 1 \right) \left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1 \right)$$

第 2 項は何かというと、両状態について等しい損失馬力を仮定する場合に

$$\frac{p_{me}}{p_{m10}} = \frac{p_{mi}}{p_{m10}} + \left(\frac{p_{mi}}{p_{m10}} - 1 \right) \left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1 \right)$$

が成立し、この第 2 項を 0.7 倍した形である。また

$$\frac{p_{me}}{p_{m10}} = \frac{p_{mi}}{p_{m10}} + \frac{p_{mi}}{p_{m10}} \cdot \frac{\eta_m - \eta_{m0}}{\eta_{m0}}$$

であり、0.7 倍とは、等損失馬力の場合の機械効率差を内輪に見つかったことである。いいかえれば平均有効圧に応じて損失馬力も消長すると考えている。しかしシリンダ壁温状態にも個体差があるから、一義的な見通しはつけにくいのではないだろうか。

付録 2. British Std. 湿度は 0.6 in. Hg を標準として表で処理するようになっているが、考え方はやはり分圧に比例した出力減少であり、圧力のききは標準 29.5 in. Hg (749 mmHg) から 1 in. Hg の減少につき 4% ずつ、温度は標準 85°F (29.4°C) から 10°F 上昇につき 2% ずつの減少を見込む。ただし、この規格は 12 時間定格馬力、しかも正味馬力に適用するもので、図示馬力修正法と比べるわけに行かない。

付録 3. 噴油量一定の場合の修正 噴射ポンプのラックがストップに達した状態二つの間には (1), (1') 式は使えない。この場合には

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{P_2 - \varphi_2 P_{s2}}{P_1 - \varphi_1 P_{s1}} \sqrt{\frac{P_2}{P_1} \frac{P_1 - 0.378 \varphi_1 P_{s1}}{P_2 - 0.378 \varphi_2 P_{s2}}} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}}$$

を満たすような等燃空比状態を直接あるいは内そう的に求める必要があり、濃燃空比を作るには吸気管入口に絞り弁を取り付けるのがよいと思う。

文 献

- (1) British Standard #649 (1949).
- (2) DIN 6270 案 (1953), MTZ, Jg. 15 (1954), s. 24~28.
- (3) M.A. Elliott, Trans. ASME, Vol. 68 (1946), p. 525~539.
- (4) 平尾収, 機械学会誌, 56 巻 414 号, 581~586 ページ (昭 28-7).
- (5) 航空関係諸試験法統一並航空用計器検定主査委員会, 第二分科会 (発動機), 航空研究所彙報, 141 号, 271~293 ページ (昭 11).
- (6) D.B. Brooks & E.A. Garlock, NACA T. R. No. 426 (1932).
- (7) D.B. Brooks, J. SAE, Vol. 25 (1929), p. 277~283.