

Fig. 4.10. Injection rates (upper curve) and valve lifts at various speeds and various injection quantities
 Sweep speed : 10 ms/div. at various speeds below 225 rpm and
 5 ms/div. at various speeds above 250 rpm

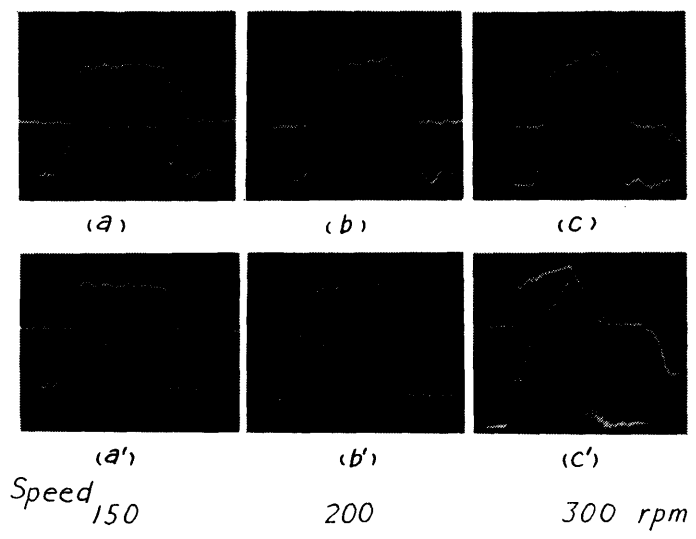


Fig. 4.11. Injection rates accompanied with secondary injection caused by pressure accumulated in the auxiliary injection pipe (upper side) and injection rates restored to the normal condition by the check valve attached to the pipe, as shown with chaine line in Fig. 4.7.
 Upper curve : Injection rate
 Lower curve : Injection pressure

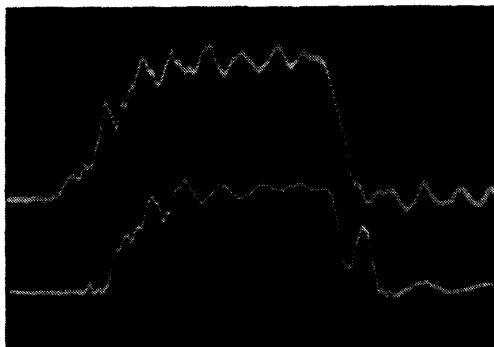


Fig. 4.12. Comparison of injection pressures measured at the valve side (lower curve) and the pump side of the injection pipe

ラックストローク36mm, プランジヤ径13mm, 吐出弁吸いもどし量 204mm³

噴射管：外径8mm×内径3mm×長さ740mm

噴射ポンプのカム特性を, 図4.8に示した。基準回転数は400rpmである。図4.9は実験装置で, 1は噴射率計, 2は噴射系, 3は減速比7.5の減速機, 4は駆動用の50PSの直流電気動力計である。駆動力に余裕があるので, はずみ車はつけなかった。噴射率

計は, 図4.1に示した構造を持ち, 4.4節のKの計算に使った諸元を持つものである。ローパス・フィルタの遮断周波数を1kHzとした。

4.5.2 実験結果 図4.10に, ラック位置および回転速度を変えて測定した結果を, 縦方向にラック位置, 横方向に回転速度を変えて並べた。これによって, 噴射系の特性を概観することができる。上の線が噴射率で, その下に参考として市販の可変インダクタンス式の変位計を使って, 自動弁のリフトを記録した。ラック位置を25mmに固定して, 回転速度を変えてながめると, 75rpmでは断続噴射をしており, 100rpmでは弁は弁座とストoppaの間で振動しており噴射も振動的である。これら低回転での噴射は不斉で, 異ったパターンが交互に現われることが多い。125rpmではほぼ正常な噴射がなされているが, 150rpmでは二次噴射が生じている。175rpm以上では, 弁の開閉は一回で, 弁の動きだけをみると正常噴射のようにみえるが, 順を追ってながめると噴射率は二次噴射が強くて主噴射の部分につながったものであることがわかる。このために, 速度の増加と共にカム・アングルで表わした噴射期間は大幅に延び, この装置と組み合わせる機関の最高速度400rpmのときには42°にもなっている。この値は設計値の24.5°に比べてか

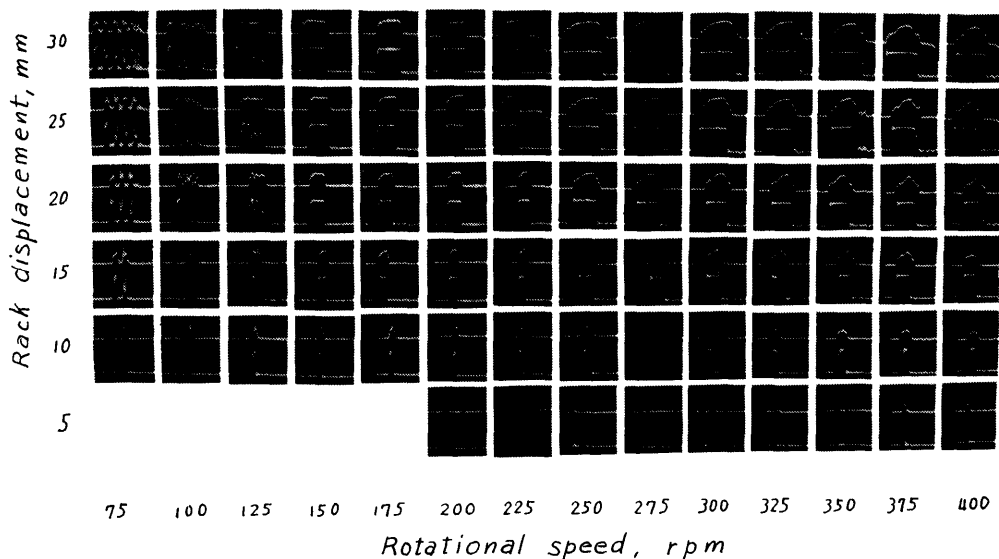


Fig. 4.13. Injection rates (upper curve) and valve lifts at various speeds and various injection quantities

Sweep speed: 10 ms/div. at various speeds below 225 rpm and 5 ms/div. at various speeds above 250 rpm

なり大きい。このように噴射期間の長い、あと噴射の多い噴射は機関の性能低下をもたらすであろう。低速機関の場合であるが、このようなあと噴射によって燃焼が悪化する例がある⁶¹⁾。

400 rpm の機関で使用する噴射系において、低い 150 rpm で二次噴射が起こるのは異常なことであるので、その原因を調べた。図4.11(a)(b)(c)に、ラック位置 25mm、回転速度 150, 200, 300 rpm の場合の噴射率(上)と噴射圧を示した。(a)において、閉弁過程の圧力をみると、圧力が下がって一度噴射が終わったあとに再び回復して、それが二次噴射の原因となっている。図4.12は、噴射管のポンプ端(上)とノズル端の噴射圧を示したもので、閉弁過程での圧力の回復はノズル端での現象であり、補助噴射管中に蓄積された圧

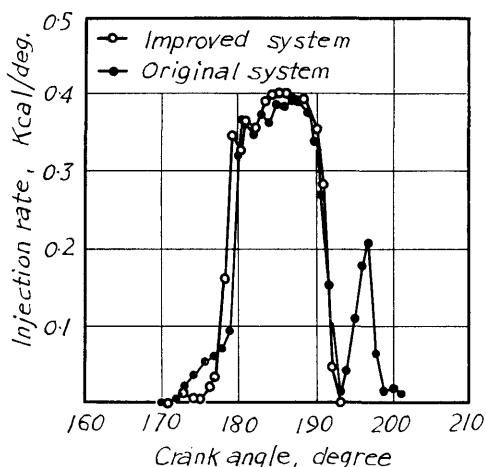


Fig. 4.14. Injection rates actually occurred in the Diesel engine, measured by pressure-lift method

Table 4.1 Comparison of running performances of the Diesel engine operated by the injection rates as shown by Fig. 4.14.

		Injection rate with secondary injection	Normal injection rate
speed	rpm	364	364
brake horsepower	PS	116	114
maximum cylinder pressure	kg/cm ²	66.5	72
specific fuel consumption	g/PS·h	164	158
exhaust gas temperature	°C	335	310
smoke concentration*	—	2.7	1.7
brake mean effective pressure	kg/cm ²	8.68	8.55
delivery pressure	kg/cm ²	1.61	1.58

* Bosch Index

力の放出にその原因のあることが考えられる。図4.11(b)(c)では、速度の増大と共に強くなったこの放出圧力によって圧力降下がゆるやかになり、噴射の延びが起きていることが示されている。そこで、その救済策として、図4.7中に鎖線で示したように、補助噴射管の、主噴射管と合流する場所に逆上弁を設けて、両系統の相互干渉を除いた。それによって改善された噴射率が、図4.11(a')(b')(c')である。前の場合に比べて、

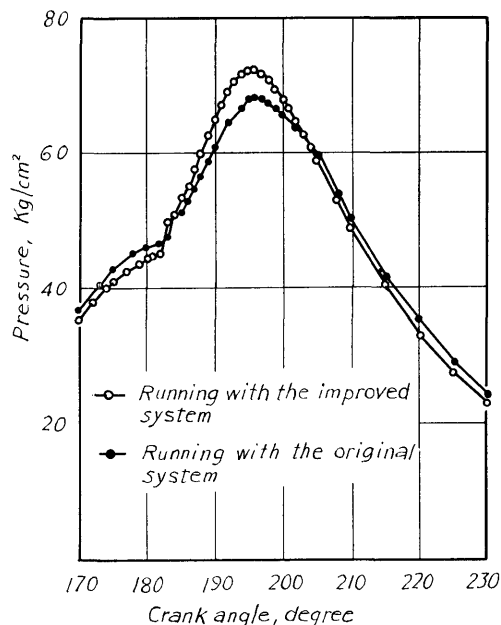


Fig. 4.15. Comparison of cylinder pressures, when the Diesel engine is operated by the injection rates as shown by Fig. 4.14.

圧力が一気に降下しており、噴射の終りがきれいである。ただ、300 rpm では、降下始めの圧力が高いために、それが十分落ちきらない間に吐出弁が閉鎖し、わずかではあるがあと噴射が生じている。図4.13は、図4.10に対応する改善された噴射特性を示したもので、全般に噴射の終りがきれいであることと、ラック位置10mmにおいては断続噴射がなくなっていることが注目される。

逆止弁を付けたことによって改善された噴射率によって、実機の性能はどの程度変わるか、一例として、ある運転状態での測定結果をつぎに示した。図4.14は噴射率、図4.15はインジケータ線図、表4.1は運転性能を比較して示したものである。197°C A付近にピークを持つあと噴射部分がなくなったことにより、燃料消費率が3.7%、排気温度が20°C、排気煙濃度がボッシュ・インデックスで1だけ下がっている。

4.6 大形中速船用機関への応用

さきに、わが国で、1シリンダあたり1500PSの出力を持つ超高速船用の高出力ギヤード・ディーゼル機関が開発されたが、その開発段階で、基礎研究の一つとして、その燃料噴射率の測定をした。第2の応用例として、その結果を述べる。

4.6.1 実験装置 図4.16に、噴射系の略図を示した。噴射ポンプは、吐出弁を持たない。その主要諸元は、つぎのとおりである。

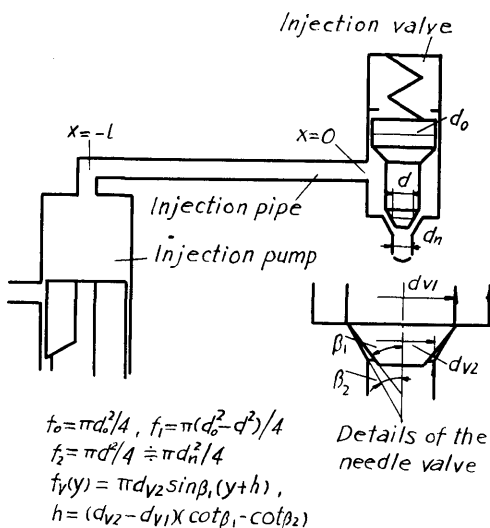


Fig. 4.16. Schematic diagram of the injection system for a large-size and medium-speed Diesel engine

噴射ポンプ：形式 ボッシュ形、カムリフト46mm
プランジャ径50mm

噴射管：外径40mm×内径13.5mm×長さ1000mm

噴射弁：噴口径 1.09mm, 噴口数 8, 開弁圧 400

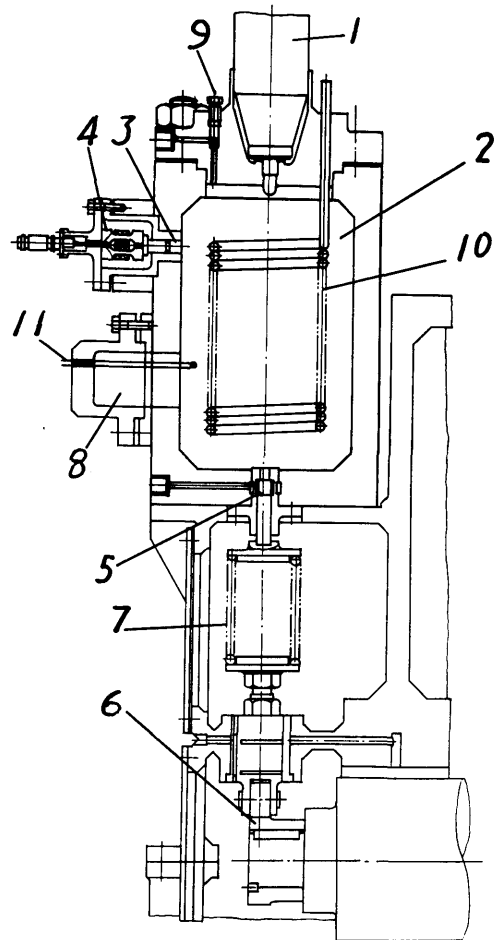


Fig. 4.17. Injection-rate meter designed for the injection system as shown by Fig. 4.16.

- 1 Injection valve
- 2 Measuring chamber
- 3 Plunger
- 4 Ferrite core
- 5 Overflow valve
- 6 Cam
- 7 Coil spring
- 8 Volume-adjusting cylinder
- 9 Bolt for air-escape
- 10 Cooling pipe
- 11 Thermolectric couple

kg/cm²

図4.17に、噴射率計の構造を示した。測定室の容積は 9,300 cm³ で、ストロークあたりの最大噴射量約 25 cm³ において、圧力変化を 35 kg/cm² とするように設計されている。噴射によって、測定室内の油温が著しく上昇する。蛇管10は、その温度を一定に保つための冷却管である。熱電対温度計11はその監視用である。その他の構造は、前述のものと同じである。

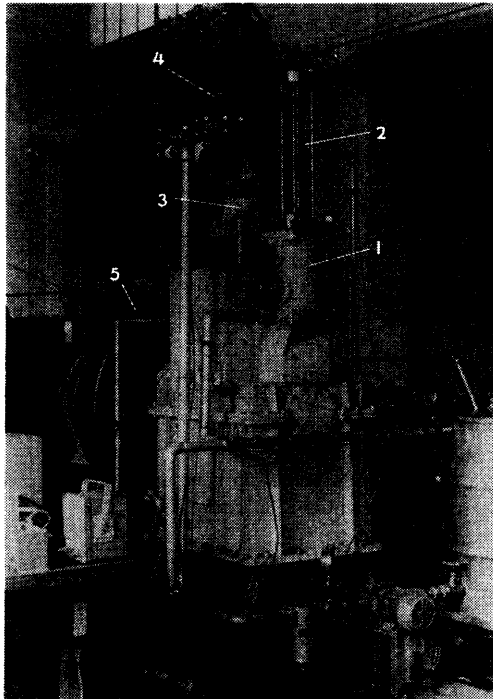


Fig. 4.18. Test equipment for the injection rate meter

- 1 injection rate meter
- 2 Injection valve
- 3 Injection pump
- 4 Injection pipe
- 5 Fly wheel

図4.18に、実験装置を示した。駆動用動力は、直流電気動力計から、減速比1/10の減速機、慣性モーメント 830 kgm² のはずみ車を経て、噴射ポンプに伝えられる。所要動力は、約 50 PS である。

4.6.2 実験結果 図4.19に、ラック位置を一定にし、回転速度を変えたときの噴射率(上)を示した。185 rpm の場合が、機関の最大出力時の噴射率である。下は、弁リフトである。流量と弁リフト、弁リフ

トとそのオシログラム上の振れの二つの非直線的な関係が重なって、流量と弁リフトのオシログラム上の振れとは、図4.20に示すような形で結ばれている。噴射率と弁リフトとの対応には、これを留意する必要がある。

185 rpm より 108 rpm まで、弁リフトは終始ストoppaにあたっており、正常噴射であることが示されている。この範囲の噴射率に重畳した波の周期約2.2 ms は、圧力波が噴射管を往復するに要する時間にほぼ等しい。この機関の船用特性 1/5 負荷時の噴射ポンプの速度が 108 rpm である。この速度範囲の、ラック位置を変えての全転範囲で、正常噴射が行われることを確認した。

速度を下げると、80 rpm では弁はストoppaに達しない、約 125Hz の比較的長い周期の波に、小さい振幅の約 400Hz の短い周期の波が重なって現われ、異常噴射の傾向が示される。さらに速度を下げると、二つの波の振幅が大きくなり、50 rpm では短周期の波が発散するようになる。

4.6.3 振動的な噴射の考察 図4.3に示したように、変換器よりの出力には高い周波数成分の波が含まれており、それらをローパス・フィルタで除いた。

しかし、前項で示したように、フィルタを通過した信号の中には、なおいくつかの波が含まれており、それらが何であるかは検討を必要とする。図4.19における低回転領域での噴射率は、図4.20で示した流量と弁リフトとの非直線的な関係を考慮してながめると、弁リフトとは定量的にもかなりよく対応していて、実際にそのような噴射が行われていることは確かである。そこで、この振動的な噴射をさらに詳しく考察した。

この現象を噴射管内の非定常流現象としてとらえ、圧力波 p と速度波 w の伝ばを、流体抵抗を無視して、次式で表わす。

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (4.7)$$

ここで、 t は時間、 x は噴射管に沿っての位置座標、 a は油の音速、 ρ は油の密度である。

管端での境界条件を、つぎのように置く。

ポンプ側では、常に一定速度で油が流入する。すなわち、

$$w = w_0 \quad (4.8)$$

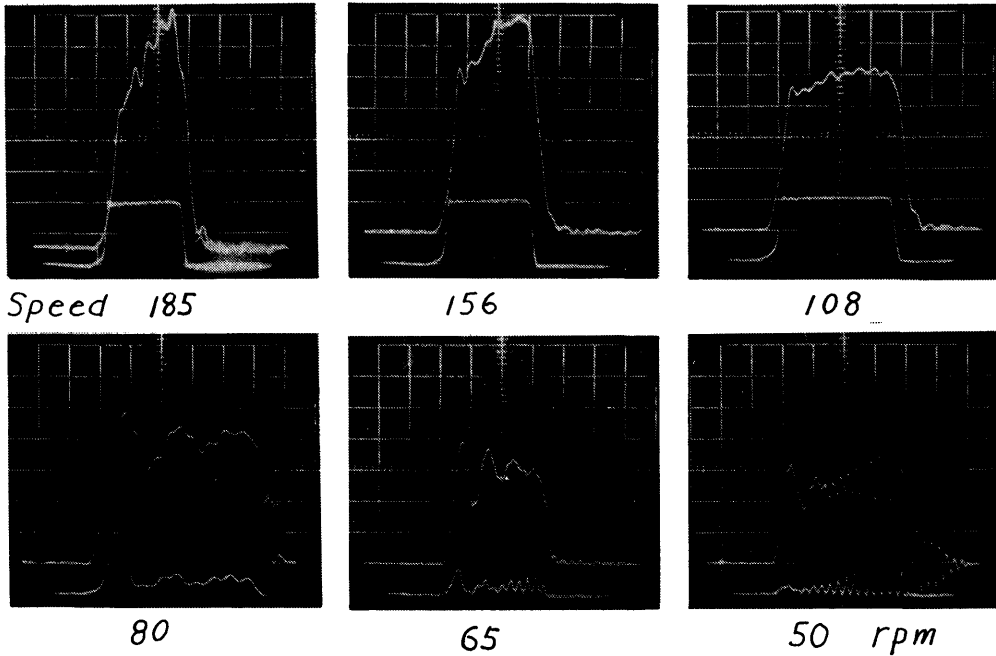


Fig. 4.19. Injection rates (upper curve) and valve lifts at various speeds and an injection quantity of about 27 cc/stroke.
 Vertical scale: Injection rate 0.29 cc/ms/div.
 Sweep speed: 10 ms/div. at various speeds below 65 rpm and 5 ms/div. at various speeds above 80 rpm

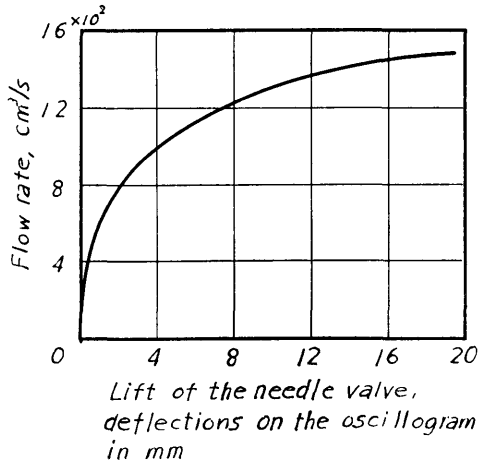


Fig. 4.20. Relation between flow rate and needle valve

ノズル側では、自動弁の運動方程式として

$$m\ddot{y} + \theta\dot{y} + ky + P = p f_1 + p_n f_2 \quad (4.9)$$

ここで、 m はばねの付着質量、 θ はばねの減衰係

(344)

数、 k はばね定数、 P はばねの取付け荷重、 f_1 は噴射圧力が作用する弁部分の軸方向投影面積、 f_2 は弁とノズル間の油の圧力が作用する弁部分の軸方向投影面積、 P_n は弁とノズル間にある油の圧力、 y は弁リフトで、 \dot{y} 、 \ddot{y} は時間に関するその一次および二次の微分である。

弁およびノズルにおける流れに対しては、定常流で成立する式が使えるものとして、

$$p - p_n = \frac{\rho Q^2}{2\{\mu_v f_v(y)\}^2} \quad (4.10)$$

$$p_n - p_g = \frac{\rho Q^2}{2(\mu_a f_a)^2} \quad (4.11)$$

ここで、 p_g は噴射の脊圧、 Q は流量、 μ_v は弁の流量係数、 μ_a はノズルの流量係数、 $f_v(y)$ は弁部における油の通過面積、 f_a はノズルの面積である。

また、弁まわりの油留部における連続の式として

$$Q = q_w - \frac{V}{E} \dot{p} - f_o \dot{y} \quad (4.12)$$

が成立する。

ここで、 q は噴射管の断面積、 E は油の弾性率、 V は油留部の容積、 f_0 は弁の軸方向投影面積である。

y p w Q などは、それぞれ定常状態とる一定値 y_0 p_0 w_0 Q_0 とそれよりの変化分 y_1 p_1 w_1 Q_1 の和として表わされ、その変化分はきわめて小さいとする。すなわち、

$$y = y_0 + y_1 \quad (4.13)$$

$$p = p_0 + p_1 \quad (4.14)$$

$$w = w_0 + w_1 \quad (4.15)$$

$$Q = Q_0 + Q_1 \quad (4.16)$$

(4.6) より (4.16) までの式から、 ℓ を噴射管長とすると、 λ を固有値とする、つぎの方程式が得られる⁶²⁾。

$$\begin{aligned} & \left(Q_p + \frac{V}{E} \lambda \right) \left\{ m \lambda^2 + \theta \lambda + k - \frac{\rho f_2 Q_0 Q_y}{(\mu_a f_a)^2} \right\} \left(e^{\frac{2\ell}{a} \lambda} + 1 \right) \\ & + (Q_y + f_0 \lambda) \left\{ f_1 + \frac{\rho f_2 Q_0 Q_p}{(\mu_a f_a)^2} \right\} \left(e^{\frac{2\ell}{a} \lambda} + 1 \right) \\ & + \frac{q}{a \rho} \left\{ m \lambda^2 + \theta \lambda + k - \frac{\rho f_2 Q_0 Q_y}{(\mu_a f_a)^2} \right\} \left(e^{\frac{2\ell}{a} \lambda} - 1 \right) \\ & = 0 \end{aligned} \quad (4.17)$$

ここで、 $Q_p \equiv \partial Q / \partial p$ 、 $Q_y \equiv \partial Q / \partial y$ で、(4.10) と (4.11) より、つぎの式で与えられる量である。

$$Q_p = \sqrt{\frac{2}{\rho}} / 2 \sqrt{p_0 - p_y} \left[\frac{1}{\{\mu_v f_v(y_0)\}^2} + \frac{1}{(\mu_a f_a)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.18)$$

$$Q_y = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_0 - p_y} / \{\mu_v f_v(y_0)\}^2 (y_0 + h) \left[\frac{1}{\{\mu_v f_v(y_0)\}^2} + \frac{1}{(\mu_a f_a)^2} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (4.19)$$

ここで、 h は図4.16の中で示した定数である。

噴射ポンプの回転数が与えられると Q_0 が定まり、(4.10) (4.11) から p_0 y_0 が求められる。この運転状態における Q_p と Q_y は (4.18) (4.19) から得られる。固有値は、これら Q_0 p_0 y_0 Q_p Q_y と噴射系に関する定数を使って、数値解法によって (4.17) より得られる。表4.2は計算結果で、(4.17) の根の中で、周波数の低い二つを示した。計算に使った噴射系に関する諸定数は、つぎのとおりである。

Table 4.2 Proper values obtained from eq. (4.17).

n rpm	50	65	80	108	156	185
Q_0 cc/s	740	890	996	1430	1630	1730
p_0 kg/cm ²	434	443	450	504	583	654
y_0 cm	0.044	0.048	0.065	0.120	0.150	0.150
λ_1	-9.06 + 1250i (199Hz)	-12.5 + 1250i (199Hz)	-15.6 + 1250i (199Hz)	-89.5 + 1400i (223Hz)		
λ_2	406 + 2970i (473Hz)	347 + 2890i (460Hz)	270 + 2860i (455Hz)	-50.6 + 2680i (426Hz)	-129 + 2480i (395Hz)	-138 + 2480i (395Hz)

$a = 1.35 \times 10^5$ cm/s, $E = 1.67 \times 10^4$ kg/cm²,
 $f_0 = 1.13$ cm², $f_1 = 0.972$ cm², $f_2 = 0.159$ cm²,
 $f_v(y) = 0.725(y + 6.40 \times 10^{-3})$ cm², $h = 6.40 \times 10^{-3}$ cm,
 $k = 1.15 \times 10^3$ kg/cm, $\ell = 1.71 \times 10^2$ cm,
 $m = 4.17 \times 10^{-4}$ kg·s²/cm, $P = 343$ kg, $p_0 = 30$ kg/cm²,
 $q = 0.479$ cm², $V = 1.95$ cm³, $\mu_a = 0.7$, $\mu_v = 0.9$,
 $\theta = 0$, $\rho = 9.38 \times 10^{-7}$ kg·s/cm⁴

ℓ は噴射管端より噴射ポンプ吐出口まで、および弁までの長さが加えられており、 q は噴射弁内通路の断面積がとられている。また、噴射ポンプ各回転数に対する Q_0 は、図4.19の噴射率曲線と時間軸がかこむ面積を時間平均して求めた値をとった。

50 rpm の場合をみると、199Hzの減衰波と473Hzの

発散波が現われることが示されており、これらは測定された125Hzと400Hzの波に相当するものであろう。噴射ポンプの回転数を上げると、199Hzの波の減衰率は大きく、473Hzの波の発散率は小さくなることが示されており、実験での傾向と一致する。弁がストップまで押し上げられる回転数は108rpmの近くにあり、それ以上の回転数では弁はストップに固定されて振動せず、管の往復波のみが存在する*。

* (4.17)において $k \rightarrow \infty$ の場合であり、それは

$$\left(Q_p + \frac{V}{E} \lambda \right) \left(e^{\frac{2\ell}{a} \lambda} + 1 \right) + \frac{q}{a \rho} \left(e^{\frac{2\ell}{a} \lambda} - 1 \right) = 0 \quad (1)$$

(345)

と表わされる。 V が小さく無視できるときは、これは次式と同等である。

$$e^{\frac{2l}{a} R_e \lambda} \cos \frac{2l}{a} I_m \lambda = 1 - \frac{2Q_p}{\frac{q}{a\rho} + Q_p} \quad (2)$$

および

$$\sin \frac{2l}{a} I_m \lambda = 0 \quad (3)$$

この解の虚数部は

$$1 - \frac{2Q_p}{\frac{q}{a\rho} + Q_p} > 0 \text{ のとき } I_m \lambda = \frac{2na\pi}{2l} \quad (4)$$

$$1 - \frac{2Q_p}{\frac{q}{a\rho} + Q_p} < 0 \text{ のとき } I_m \lambda = \frac{(2n+1)a\pi}{2l} \quad (5)$$

ただし、 $n=0, 1, 2, 3, \dots$ である。

また、実数部は(4)あるいは(5)を(2)に代入して得られる。

まとめ

1. ピエゾ水晶変換器の代りに磁気ひずみ式直動形変換器を使い、“Druckindikator”と呼ばれる噴射率計を改良した。チャージ・アンプと微分回路を使う必要がなく、新しい変換器の内部インピーダンスが低いこととその出力が大きいくことによって、経済上および測定技術上の負担を軽くし、実用を容易にした。

2. 主、補助二つの噴射ポンプと一つの噴射弁を持つ、中形高出力実験機関の噴射率の測定に応用した。補助噴射管内に蓄積される圧力によって、低い回転数よりあと噴射が起きることを見出し、逆止弁によって主・補助両噴射系の相互干渉をなくし、噴射率の改善をはかった。

3. 超高速船用ギヤードディーゼル機関の噴射率の測定に応用した。予定の運転範囲内では正常噴射が行われることを確認すると共に、低回転時に起きる異常噴射を詳しく観測し、理論的考察を加えた。

5. 結 論

磁気ひずみ効果は、ほとんど変位を許さない点で、力の測定に適した効果であり、それを圧力-電圧変換に利用した場合、変換出力が大きい、内部インピーダンスが小さい、機械的強度と固有振動数を大きくとることができるなどの長所があり、実際に工業の広い分野で利用されてきた。しかし、従来変換素子として金

属材料が使われていたので、主としてうず電流損失のために、高い周波数領域で使うことは困難で、測定のできる現象の速さも制限された。この欠点を除くために、酸化物磁性材料であるフェライトを使うことを考え、その特性をしらべ、圧力変換器を製作し、それを船用ディーゼル機関の図示馬力と燃料噴射率の測定に応用した。この研究によって、つぎのような結果が得られた。

5.1 成 果

1) フェライトの特性の実験的考察 公称周波数100kHz π 形の、超音波振動子として市販されている $NiCu$ 系フェライトを試料として、磁化特性・温度特性、周波数特性をしらべた。磁界の強さを増して回転磁化範囲に入ると、応力による磁束変化の大きさは減少するが、変化の非直線性とヒステリシスも小さくなり、測定に適した特性が得られる。すなわち、10 Oeの磁界では、1 kg/cm²の圧縮応力に対し、3.7 Gaussだけ磁束が増加し、非直線性とヒステリシスは1%を越えない。可逆透磁率は0.096%だけ減少し、非直線性とヒステリシスは2%と1.3%である。同じ磁界で、1°Cの温度上昇に対する磁束変化は、応力0.31 kg/cm²による変化と同じである。可逆透磁率の変化は2.4 kg/cm²の変化と同じである。また、温度による応力感度の変化は、磁束・可逆透磁率いずれの場合も小さくて無視できる。この試料では、65kHzまで平坦な周波数特性が得られた。フェライトは、うず電流損失がほとんどないので、機械的共振によって制限されるまでの広い範囲で平坦な周波数特性を持つ。以上の結果から、圧力-電圧変換材料として、フェライトは速い現象の測定をも可能とするすぐれた材料であることがわかった。

2) 磁気ひずみ効果の理論的考察 通常の測定では、磁化電力の経済性をも考慮に入れて、回転磁化範囲での低い磁界が選ばれる。簡単のために、磁界をこの低磁界に限定して、磁界と応力の関数としての磁化の強さに、結晶磁気異方性定数、飽和磁気ひずみ定数、飽和磁化の強さなどの磁気的基本量がどのように、関与しているかを明らかにした。

3) 圧力計の製作 圧力を電圧に変えるのに、素子を直流磁化して磁束の変化を利用する直動変換、交番磁化して変調変換をする方法がある。変調変換は、振幅変調するか周波数変調するかによって、さらに二つの方法にわけられる。直動形圧力変換器は、非直線性とヒステリシスの小さい点ですぐれている。圧力変

化を時間微分した形の出力が得られるので、ディーゼル機関の燃料噴射率やシリンダ内の圧力上昇率の測定への利用に興味を持てる。積分して力の測定にも利用できるが、緩慢な変化のものには、出力が小さくなるので不利である。変調形変換器は、変調変換なので、出力が大きいことと静的な力の測定ができる点がすぐれている。直動形のものに比べて、非直線性とヒステリシスの大きい点がおとるが、バイアス磁界を大きくすることによって改善することが可能であろう。

4) 船用ディーゼル機関の図示馬力測定への応用

直動形圧力変換器を使い、図示馬力の遠隔指示装置を試作した。実船において、延べ約500時間にわたる、インジケータ・バルブを開放したままの、前例のない方法で実験を行い、フェライト変換素子の耐久性と安定性を確かめることができた。しかし、この実験の中途約240時間で、圧力変換器の受圧用プランジャ頭部の腐蝕とそのためが生じた、わずかのOリングの損傷があり、予備の変換器と交換したこと、燃焼生成物の堆積が主な原因と考えられる感度低下があったことにより、受圧機構の改良の必要を認めた。

5) 船用ディーゼル機関の燃料噴射率測定への応用

原計器のピエゾ水晶変換器の代わりに直動形圧力変換器を使って、圧力容器法の改良をはかった。この改良によって、計器の費用と測定技術上の負担を大幅に軽くすることができた。この計器を中形中速機関の噴射率の測定に応用し、特異な現象として、補助噴射管に蓄積された圧力によって、低い回転数からあと噴射が起きることを見出し、その改善をはかった。また、超高速船用ギヤードディーゼル機関の噴射率の測定に応用し、機関の使用運転範囲内で正常な噴射が行われることを確認すると共に、低回転時観測された異常噴射の理論的考察を行った。

5.2 今後の課題

1) 材料の研究 磁気ひずみ効果を利用する測定器は、感度と磁化電力の経済性を考えて、比較的低い磁界で使われることが多いので、校正曲線の非直線性とヒステリシスはいずれも1%程度が限度であり、また同じ成分と考えられる材料であっても、特性にばらつきのあることが多い。これらが、この測定器の多くの長所を減殺し、商品化をためらわせて、普及をさまたげているようである。

従来、測定用磁気ひずみ材料は、他の目的のために作られた市販の金属材料の中から、測定条件に応じて選ばれるのが普通であった。測定用として作られた材

料が使われたのは、わずかに周波数変調形力量計⁴⁴⁾での、実験室的につくられたフェライトの例があるにすぎない。可逆透磁率の変化を利用した、その力量計では、非直線性とヒステリシスが共に0.5%以下、零点の移動は補償によって0.01%/°C以下、感度の温度係数は0.5%/°Cの特性が得られている。かつて、炭素含有量を異にする鋼材のベルトハイム効果を調べたとき、S50Cが他とは著しく違ってすぐれた特性を示したことを経験した⁸⁵⁾。原因はわからないが炭素以外の微量成分と組織が影響しているのであろう。フェライトにおいても、微量な金属酸化物の添加で、磁気的性質を変えることができる。フェライトは、粉末冶金的方法で、簡単に成分の違った材料をつくるので、希望する特性を持つ材料をさがす困難は比較的少ないであろう。また、製造の条件を揃え易いことが、製品のばらつきを少なくすることにつながるであろう。この測定器の一般化は、フェライト材料の研究によって前進するであろう。

2) 小形化の研究 磁気ひずみ素子では、磁化や検出にコイルが使われるので、その制約を受けて、ピエゾ素子のように小さくして、使うことはできない。しかし、応用できる対象を少しでも多くするためには、その小形化は材料の研究と共に、重要な課題である。一つの解決策として、周波数変調形変換器の開発が考えられる。マグネットによって強いバイアス磁界を与え20MHz程度の中心周波数を使えば、必要なコイルの巻数は少なく済む。この変換方法には、遠隔測定が可能であることや、デジタル変換が容易であるなどの利点があるので、興味ある測定器が得られるであろう。

筆をおくに当り、終始実験に協力していただいた辻歌男主任研究官、図示馬力の指示装置の製作ならびにその校正に手を煩わした長野計器製作所、その実船実験を担当していただいた航海訓練所練習船銀河丸の方々、噴射率計の製作をしていただいた阪神内燃機工業株式会社および三井造船株式会社に、厚くお礼を申し上げたい。また、岩柳順二共通工学部長には有益な助言をいただいたり、同氏の研究から教えられる所が多かった。心から感謝の意を表したい。磁気ひずみ効果研究の端緒を作っていたいただいたのは、故藤田駿運輸技術研究所次長であり、指導していただいたのは安積健次郎電子航法研究所長であった。謹んで感謝の意を表したい。

文 献

- 1) 小林, 奥村, 島村: 東京帝大航研報告, 3—40 (1928), 409
- 2) 川原田, 周東: 早稲田電気工学会雑誌, 21—1 (1940), 3
- 3) 安積, 岩柳, 吉永: 機械学会誌, 68—554(1965), 314
- 4) 川田, 三沢: 機械学会前刷集, 141 (1965), 63
- 5) J. Iwayanagi, S. Abuku: Proc. 10th Japan Congr. Test Mater., 1967, 47
- 6) J. Iwayanagi, S. Abuku: Proc. 11th Japan Congr. Mater. Res., 1968, 116
- 7) S. Abuku: Papers S. R. I., No 40 (1972)
- 8) 岩柳, 安福, 滝沢: 非破壊検査, 23—3 (1974)
- 9) 岩柳, 安福, 滝沢: 非破壊検査, 23—4 (1974)
- 10) 岩柳: 船舶技研報告, 12—2 (1975)
- 11) 吉永, 滝沢, 吉井, 熊谷, 山田: 機械学会論文集 365 (1977), 65
- 12) 津田: 金属学会誌, 11—9 (1947)
- 13) 津田: 金属学会誌, 15—10 (1951), 457
- 14) 永井: 東京学芸大報告, 第1輯 (1949), 37
- 15) 永井: 応用物理, 20—5 (1951), 177
- 16) 吉永, 吉井: 機械学会論文集, 369 (1977), 1547
- 17) 清田, 機械学会前刷集, 37 (1961), 83
- 18) 清田, 機械学会前刷集, 16 (1959), 17
- 19) 清田, 緒方: 機械学会前刷集, 141 (1965), 169
- 20) 安積, 岩柳, 堀: 運輸技研報告, 1—7~8 (1951), 7
- 21) 安積, 岩柳, 堀: 運輸技研報告, 1—2 (1951), 41
- 22) 安積, 岩柳, 堀, 藤井, 幸尾, 前田: 運輸技研報告, 4—11 (1954), 1
- 23) 幸尾: 航空宇宙技研報告, TR-64 (1964)
- 24) O. Dahle: ISA J., 6—8 (1959), 32
- 25) T. Kobayashi, K. Shimamura, T. Koyama: 東京帝大航研報告, 4—50 (1929), 425
- 26) 森: 機械学会誌, 37—206 (1934), 343
- 27) 吉田, 藤田: 鉄道業務研究資料, 12—12 (1955), 23
- 28) 青木, 田村: 機械学会誌, 57—426 (1954), 479
- 29) 安積: 磁わい計測とその応用, オーム社, 1962, 124
- 30) 堀, 安積: 機械学会誌, 58—435 (1955), 305
- 31) 木下, 岡田, 齊藤: 日立造船技報, 12—5(1951), 18
- 32) 木下, 岡田, 齊藤: 日立造船技報, 13—1(1952), 6
- 33) R. M. Huey: Rev. Sci. Instr., 30—7 (1959), 633
- 34) O. Dahle: ASEA J., 33 (1960), 3
- 35) 堀: 非破壊検査, 15—5 (1966), 186
- 36) 堀: 機械学会60周年記念東京講演会前刷, 第3室 (1957), 33
- 37) 堀: 機械学会東京秋季講演会前刷, 第3室 (1956), 81
- 38) 安積, 市原, 堀, 大津留: 運輸技研報告, 9—6 (1959), 1
- 39) H. Steinbrenner, E. Alpert, H. J. Florus: MTZ, 23—2 (1962), 39
- 40) 安積, 土屋: 運輸技研報告, 1—1 (1950), 1
- 41) 安積, 前田: 運輸技研報告, 2—5 (1952), 1
- 42) 岩柳: 運輸技研報告, 9—11 (1959), 1
- 43) 岩柳, 安福: 運輸技研報告, 11—5 (1961), 1
- 44) 岩柳, 安福: 応用物理, 34—7 (1965), 492
- 45) 村川: 強磁性材料, 産業図書, 1948, 19, 38
- 46) 岩柳: 船舶技研報告, 12—2 (1975), 10, 77, 9
- 47) R. M. Bozorth, H. J. Williams: Rev. Mod. Phys., 17—1 (1945), 72
- 48) 近角, 強磁性体の物理, 裳華房, 1966, 309, 108
- 49) 菊池, 磁歪振動と超音波, コロナ社, 1952, 201, 75
- 50) 疋田, 奥平, 河原, 本多, 君塚: 中央航研い報, 2—10 (1943), 323
- 51) 赤堀, 中田: 機械学会前刷集, No.110 (1964-4), 65
- 52) 日本船用機器開発協会, 船用ディーゼル主補機関の指示馬力遠隔指示装置の試作事業報告書: 1968—3
- 53) 布施, 堀, 柴田: 内燃機関, 4—3 (1965), 9
- 54) 東野: 自動車技術会内燃機関計測法講習会教材, 1965—3, 1
- 55) 造船研究協会, SR106 デーゼルプラント分科会: 中間報告, 1966—11
- 56) 西山, 島本, 前川, 大谷: 船用機関学会第15回講演会前刷, 1973—5, 1
- 57) 堀, 辻: 船舶技研報告, 8—4 (1971), 179
- 58) 藤平: 自動車技術会内燃機関計測法講習会教材, 1965—3, 72
- 59) W. Zeuch: MTZ, 22—9 (1961), 344
- 60) E. W. Huber, W. Shaffitz: MTZ, 27-2 (1966), 36
- 61) G. Held: MTZ, 27-12 (1966), 482
- 62) 堀, 辻: 船用機関学会誌, 11—3 (1976), 225