



# HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ボッシュ型燃料噴射系の二次噴射について
Author(s)	前田, 好弘; Maeda, Yoshihiro; 村山, 正 他
Citation	北海道大學工學部研究報告, 54, 173-184
Issue Date	1969-10-20
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/40962">https://hdl.handle.net/2115/40962</a>
Type	departmental bulletin paper
File Information	54_173-184.pdf



# ボッシュ型燃料噴射系の二次噴射について

前田 好弘  
村山 正  
深沢 正一

(昭和44年5月1日受理)

## Studies on the Secondary Injection Phenomena of Bosch Type Fuel Injection Systems

Yoshihiro MAEDA  
Tadashi MURAYAMA  
Shōichi FUKAZAWA  
(Received May 1, 1969)

### Abstract

The results of some measurements on the secondary injections of Bosch type fuel injection systems are reported and these experimental results were compared with the calculated results.

It was shown that the present experimental results were in good agreement with the calculated values.

In addition, the effects of temperature on the secondary injection of fuel injection pump were investigated.

As a result of these experiments, it was shown that the empirical limit of secondary injection varied considerably.

### 1. 緒 言

ディーゼル機関において、ボッシュ型燃料噴射系を使用する場合、高負荷、高回転速度域で二次噴射を起こすことがあり、この現象が起こると、燃料消費率が増加し、排気温度が上昇して機関性能が低下する。そこで、二次噴射におよぼす要因を求め、二次噴射の発生限界の近似式を導びき、これから得られた計算値と実験結果の比較を行ない、この式によって二次噴射の発生限界を求め得ることがわかった。さらに燃料噴射系とくに、噴射ポンプ内の燃料の温度上昇による二次噴射の発生限界の変化を調べた。

## 2. 実験装置および方法

実験に供試した噴射ポンプは、ボッシュ A 型および B 型燃料噴射ポンプ (NPE 1 A 70 B, NPE 4 B 70 B) で、これに噴孔面積の異なるホール型ノズルを組み合わせ、さらに諸元の異なる噴射管、吐出弁を付けた。ポンプ駆動には交流、直流変速電動機を使用した。

噴射圧力は噴射弁入口近くの噴射管の一部に肉薄部を作り、そこにストレンゲージを貼り付けて測定した。また噴射弁リフトはフォトランジスタ (日本電気製 PD-3 L 型, 応答速度  $10^{-6}$  sec) により針弁の動きを検出して測定した。ポンプ角度マークはスリット円板とフォトランジスタにより行なった。噴射量は毎回  $20 \sim 100 \text{ mm}^3$  の間で加減し、ポンプ軸回転速度は  $0 \sim 1200 \text{ rpm}$  で変化させた。また燃料の温度を上げるために、燃料タンク内に油用ヒータを入れて、燃料温度を変化させた。

実験はブラウン管上の噴射圧力波形、噴射弁リフトなどを観察しながら、噴孔面積、開弁圧力、吐出弁の吸戻量、噴射管長および管径を変えて、二次噴射の発生限界を求めた。

写真-1 は二次噴射を起こしている時の噴射弁リフトおよび噴射率波形を示す。

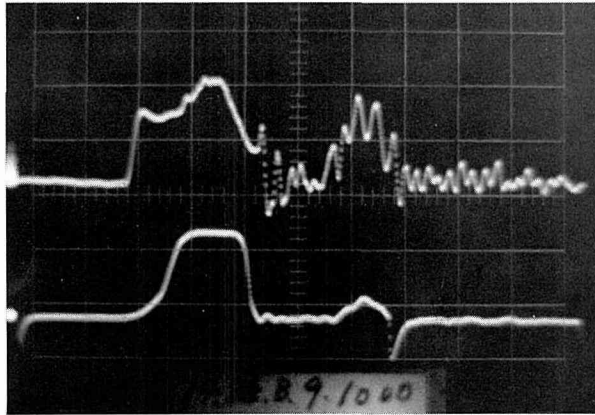


写真-1 二次噴射を起こしている噴射 上が噴射率、  
下が噴射弁リフト波形

## 3. 理論的考察

一般に二次噴射を起こす原因はプランジャ吐出終了後の噴射管内の燃料の圧力振動の振幅が噴射弁ノズルの開弁圧力以上になることにあると考えられる。

噴射系の噴射経過を非定常、一次元、摩擦のない流れで、圧縮性の少ない流体とし、断熱的に状態変化すると、つぎの各式が得られる。

$$\frac{\partial C}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial C}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{dP}{d\rho} = a^2 \quad (3)$$

$C$ :  $x$  軸方向の速度 (cm/s)

$P$ : 圧力 (kg/cm<sup>2</sup>)

$\rho$ : 燃料密度 (kg s<sup>2</sup>/cm<sup>4</sup>)

$a$ : 燃料中の音速 (cm/s)

$t$ : 時間 (s)

$x$ : 噴射管にそった座標 (cm)

(1) (2) (3) 式から,  $P, C, \rho$  を除去するとつぎの 2 次の双曲線型微分方程式が得られる。

$$\Phi_{tt} - a^2 \Phi_{xx} = 0 \quad (4)$$

音速  $a$  は燃料の温度, 圧力により変化するが, 平均音速を用いて一定と考えると, (4) 式の解は *d' Alembert* の解法によって次式になる。

$$\Phi(x, t) = \Phi_0 + \Phi_1(x-at) + \Phi_2(x+at) \quad (5)$$

ここで噴射ポンプからノズルに向う前進圧力波  $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$  は  $\Phi_1$  に相等し, ノズルからの反射圧力波  $W\left(t + \frac{x}{a}\right)$  は  $\Phi_2$  に相等する。

(1), (2) 式を使うと (5) 式から次式が得られる。

$$P(x, t) = P_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right) + W\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (6)$$

$$C(x, t) = C_0 + \frac{1}{a\rho} \left[ F\left(t - \frac{x}{a}\right) - W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (7)$$

$P_0, C_0$ : 圧力, 速度の初期値

つぎに噴射管のポンプ側入口断面で連続の式を適用すると

$$\frac{V_k}{E} \frac{dP_k}{dt} = f_k C_k - f_r C_r \quad (8)$$

$E$ : 燃料の体積弾性率 (kg/cm<sup>2</sup>)

$V_k, P_k$ : ポンプ室容積, 圧力

$f_k, C_k$ : プランジャ断面積, 速度

$f_r, C_r$ : 噴射管断面積, 燃料流の速度

高速回転の場合, 噴射管の入口断面におよぼす反射波の作用はスピルポートが開いてから起るものとし, また低速回転の場合には, 反射波の振幅が小さいものとして無視すると, (6) 式で  $W(t)=0$  とおいて (8) 式を代入すると

$$\therefore \frac{V_k}{E} \frac{dF(t)}{dt} = f_k C_k - \frac{f_r}{a\rho} F(t) \quad (9)$$

次に噴射ポンプランジャ速度は吐出期間の間一定のカム速度定数を持つとすると

$$C_k = C_{k1} + bt = C_{k1} + b \frac{\varphi}{6n} \quad (10)$$

$C_{k1}$ : 吐出始メ速度

$b$ : 加速度

$\varphi$ : 吐出期間

$n$ : ポンプ回転速度

(10) 式を (9) 式に代入すると

$$F(t) = \frac{f_k C_k}{f_r} a\rho - \frac{f_k C_{k1}}{f_r} \exp\left(-\frac{K}{6n} \varphi\right) - \left[1 - \exp\left(-\frac{K}{6n} \varphi\right)\right] \frac{E f_k b}{K^2 V_k} \quad (11)$$

$$\text{ただし } K = \frac{E f_r}{a\rho V_k}$$

つぎにノズル端においては連続の式から

$$f_r C_r = \mu_a f_a C_a \quad (12)$$

$C_r$ : 噴射管ノズル端の燃料速度

$\mu_a$ : 噴孔流量係数

$f_a$ : 噴孔面積

$C_a$ : 噴孔における燃料速度

$$C_a = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_a - P_z)} \quad (13)$$

$P_a$ : ノズル端の圧力

$P_z$ : 気筒内圧力

$\gamma$ : 燃料比重量

噴射系における初期圧力  $P_0 = P_R$  ( $P_R$  は残留圧力) とすると, (6), (7), (12), (13) 式から噴射管の終端においては

$$F\left(t - \frac{L}{a}\right) - W\left(t + \frac{L}{a}\right) = \xi \sqrt{F\left(t - \frac{L}{a}\right) + W\left(t + \frac{L}{a}\right) + P_R - P_z} \quad (14)$$

$$\text{ここで } \xi = \frac{\mu_a f_a}{f_r} \sqrt{2E}$$

(14) 式からノズルでの反射波は

$$W\left(t + \frac{L}{a}\right) = F\left(t - \frac{L}{a}\right) + \frac{\xi^2}{2} - \sqrt{\frac{\xi^4}{4} + 2\xi^2 F\left(t - \frac{L}{a}\right) + P_R \xi^2 - P_z \xi^2} \quad (15)$$

と求められる。

以上の式は噴射管における管摩擦を無視したものであるが、Bosch<sup>1)</sup>は摩擦による圧力降下に関してつぎの式を与えているので、これにより管摩擦の影響を考慮したさいの管内圧力は

$$P_t = P_1 \exp\left(-\frac{4\nu_m}{\gamma^2} \frac{L}{a} \xi_{\nu_m}\right) = P_1 R(X) \quad (16)$$

- $P_1$ : 初期の圧力  
 $\nu_m$ : 燃料の動粘性係数 (cst)  
 $\gamma$ : 噴射管半径  
 $\xi_{\nu_m}$ : 摩擦増加因子

吐出終後ノズルでの反射波は吐出弁が閉じているので、吐出弁室における油の圧縮性を考慮に入れないと全反射すると考えられ、ここでの二次の反射波が噴射弁の開弁圧力より大きくなり

$$W\left(t + \frac{L}{a}\right) > \frac{P_{D0} - P_R}{2} \quad (17)$$

であると二次噴射すると考えられる。

$P_{D0}$ : ノズル開弁圧力

しかし一方、一次の反射波があまりに小さく

$$W\left(t + \frac{L}{a}\right) < -\frac{P_R}{2} \quad (18)$$

であると、噴射系内が低圧になり、キャピティを生じ噴射現象が乱される。

よって二次噴射およびキャピティを生じない限界は

$$-\frac{P_R}{2} < W\left(t + \frac{L}{a}\right) < \frac{P_{D0} - P_R}{2} \quad (19)$$

を満足することである。

つぎに噴射系内の残留圧力  $P_R$  は近似的につぎのように求められる。

$$P_R = \frac{V_0 P_{D0} + V_R (P_{D0} - E)}{V_R + V_0} \quad (20)$$

$V_R$ : 吐出弁吸戻量

$V_0$ : 噴射系全容積

しかし、一般に吐出終後、吐出弁が閉じると噴射管内に圧縮された燃料は膨脹し、ノズルの閉弁圧力に下るまでノズルから噴射しつづけるので、その影響を考える必要がある。

ポンプスピル後のノズルからの噴射速度は、噴射管内燃料の膨脹による速度に等しいとすると

$$\mu_a f_d \sqrt{\frac{2gP}{\rho}} = -\frac{V_0}{E} \frac{dP}{dt} \quad (21)$$

ポンプスピル時の噴射系圧力を  $P_s$  として、(21) 式を積分すると

$$t = \frac{V_0}{E\mu_a f_a} \sqrt{\frac{\rho}{2g}} (\sqrt{P_s} - \sqrt{P_c}) \quad (22)$$

$P_c$ : ノズル閉弁圧力

これからスピル後、閉弁圧に下るまでのノズルからの燃料流出量は

$$Q = \frac{\sqrt{P_s} - \sqrt{P_c}}{E} \sqrt{P_s - P_c} V_0 \quad (23)$$

したがってこの流出量を考慮すると噴射管内の残留圧力はつぎのようになる。

$$P_R = \frac{V_0 P_{D0} + (V_R + Q)(P_{D0} - E)}{V_0 + V_R + Q} \quad (24)$$

したがって (17) 式から二次噴射を起こす発生限界は

$$2 \left[ F \left( t - \frac{L}{a} \right) R(X) + \frac{\xi^2}{2} - \sqrt{\frac{\xi^4}{4} + 2\xi^2 F \left( t - \frac{L}{a} \right) R(X) + P_R \xi^2 - P_Z \xi^2} \right] R(X) + P_R > P_{D0} \quad (25)$$

(25) 式で左辺が右辺より大きいと二次噴射を生ずるものと考えられる。この式を用いて二次噴射の発生限界を求めた。

#### 4. 実験および計算結果

ポッシュ型燃料噴射系における二次噴射発生限界領域を求めるため、噴射系の各部の諸元を変化させて実験を行ない、あわせて二次噴射発生限界式により若干の計算をデジタル計算機 NEAC 2203 G により行ない、結果を比較した。図-1~図-6 に二次噴射発生限界線を示す。図において、横軸はポンプ軸回転速度、縦軸は1回の噴射量である。限界線の右上側が二次噴射

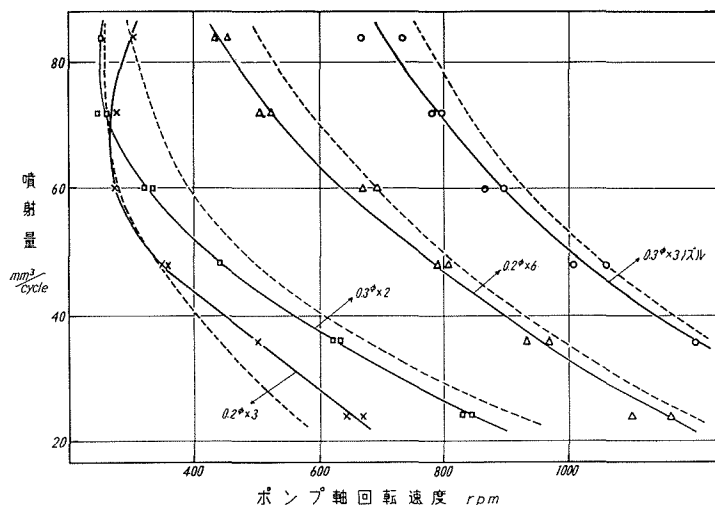


図-1 ノズル噴孔面積の影響  
開弁圧 180 kg/cm<sup>2</sup> 噴射管長 120 cm

の発生領域である。

実線は実験値，点線は (25) 式による計算値である。

#### 4-1 噴射系の諸元を変化した場合

##### (i) 噴孔面積の影響

図-1 はホールノズルの噴孔面積を変化させた場合の二次噴射限界線を示す。噴孔面積を大きくすると限界線は右上側に移動し、二次噴射が発生しにくくなることわかる。

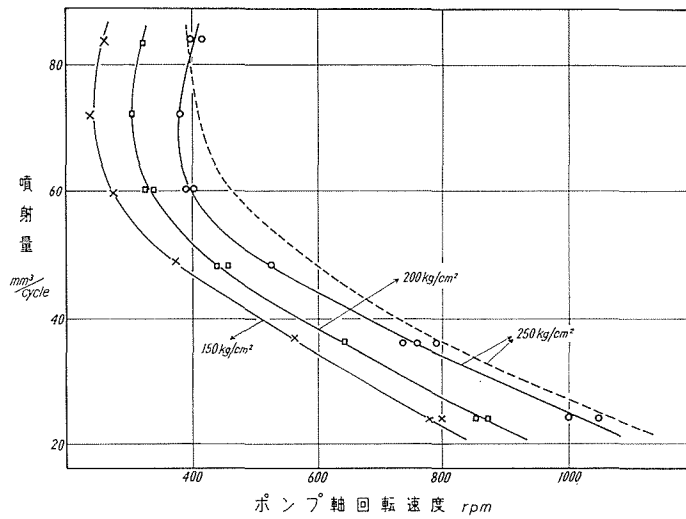


図-2 ノズル開弁圧力の影響 (0.3φ×2ノズル)

噴射管長 120 cm 噴射管径 1.8 mm φ 吸戻量 50 mm³

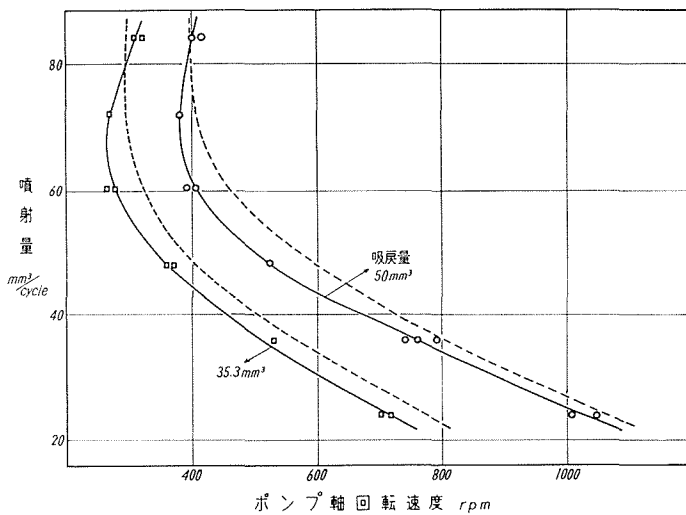


図-3 吐出弁吸戻量の影響 (0.3φ×2ノズル)

開弁圧 250 kg/cm² 噴射管長 120 cm 噴射管径 1.8 mm φ

(ii) ノズル開弁圧力の影響

図-2 はノズル開弁圧力を変化させた結果であり、開弁圧力を高くすると二次噴射が発生しにくくなる。

(iii) 吐出弁吸戻量の影響

図-3 は吐出弁吸戻量を変化させた結果であり、吸戻量が多くなると二次噴射が発生しにくくなる。

(iv) 噴射管長および噴射管径の影響

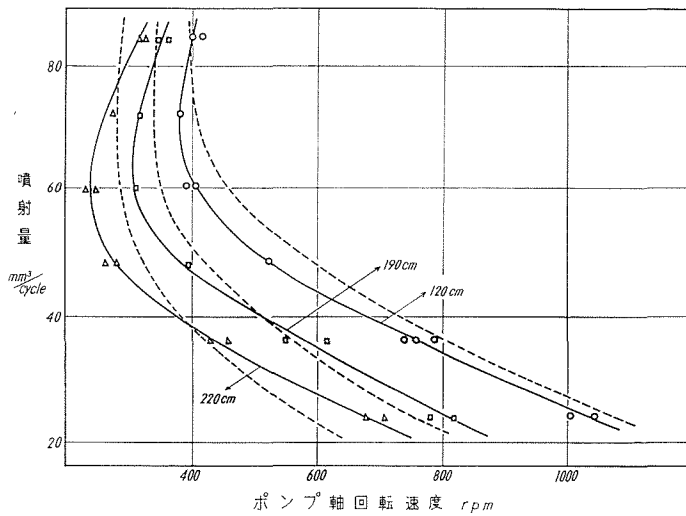


図-4 噴射管長の影響 (0.3φ×2ノズル)

開弁圧 250 kg/cm<sup>2</sup> 噴射管径 1.8 mm φ

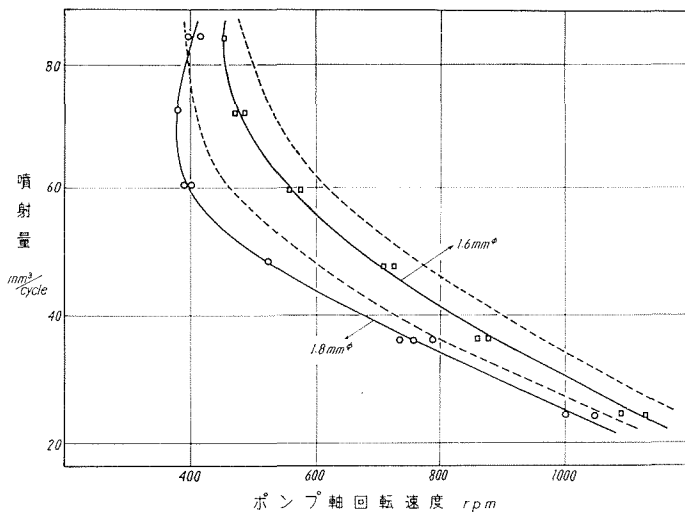


図-5 噴射管径の影響 (0.3φ×2ノズル)

開弁圧 250 kg/cm<sup>2</sup> 噴射管長 120 cm 吸戻量 50 mm<sup>3</sup>

図-4, 図-5 から噴射管長は短かくするほど, 噴射管径は小さいほど二次噴射が発生しにくくなる。

これらの図の結果からわかるように, 実験値と二次噴射発生限界式より求めた計算値はかなり良く一致することがわかる。

(v)  $f_r/f_d$  値と二次噴射の関係

本実験で得られた結果を  $f_r/f_d$  の値によって整理すると 図-6 のようになり  $f_r/f_d$  の値を 10 以下にとれば, 本実験範囲では二次噴射が発生しなくなることがわかる。

(vi) プランジャ速度特性の影響

図-7 にボッシュ型燃料噴射ポンプ NPE-A 型, NPE-B 型のプランジャ速度線図を示す。ただし速度常数  $C=10 \times$  プランジャ速度 (cm/s)/n。

この 2 つの型のポンプにおいて, 二次噴射の発生限界を求めた実験結果を 図-8 に示す。

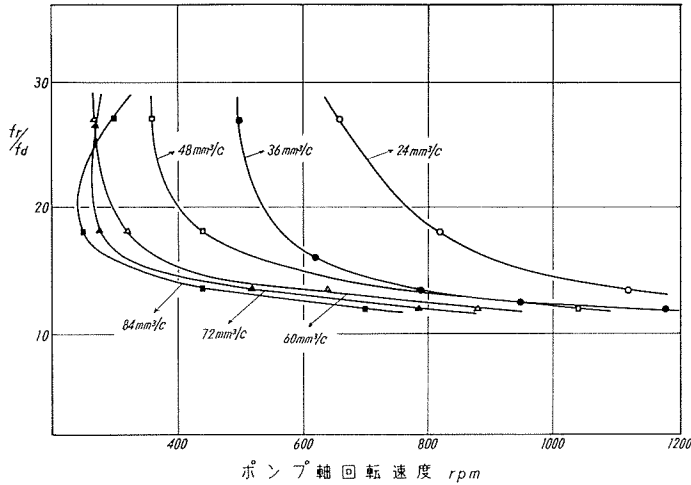


図-6 噴射管断面積 / ノズル噴孔面積 の影響 プランジャ径 7 mm φ  
開弁圧 180 kg/cm<sup>2</sup> 噴射管径 1.8 mm φ 吸戻量 50 mm<sup>3</sup>

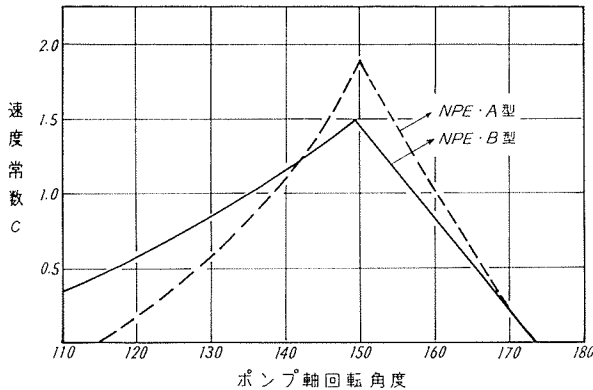


図-7 プランジャ速度線図

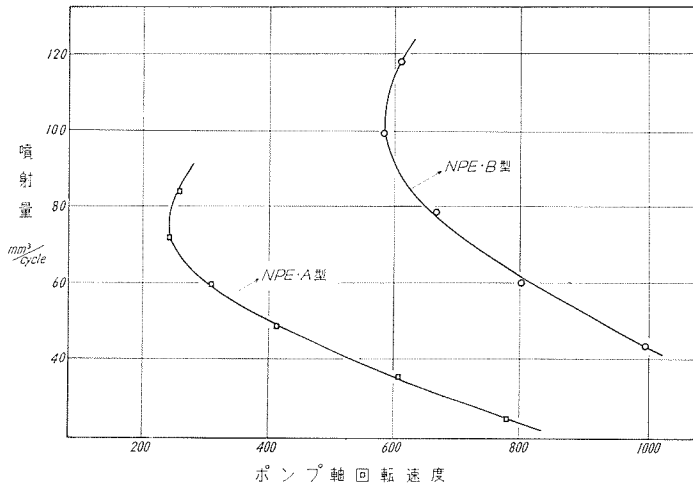


図-8 噴射ポンプ速度特性の影響 (0.3φ×2ノズル)  
開弁圧 150 kg/cm<sup>2</sup> 噴射管径 1.8 mm φ

これから NPE-B 型ポンプは NPE-A 型よりもかなり二次噴射が発生しにくいことがわかる。このようにプランジャ速度特性は二次噴射発生に大きな影響を与える。

#### 4-2 噴射ポンプの温度特性が二次噴射におよぼす影響

エンジンを運転する場合、始動時には、二次噴射が発生していないのに、エンジンが暖まるにつれて、二次噴射が発生し始めるということをよく経験する。そこで、その原因が噴射系の温度上昇にあると考えて、その影響を調べてみた。実験を行なうにあたり、NPE-B 型ポンプを使い燃料油温度を変化させ (間接的にポンプ本体の温度も変化する)、まず、その噴射量がポンプ温度によってどのように変化するかを測定した。図-9 にその結果を示す。図に示され

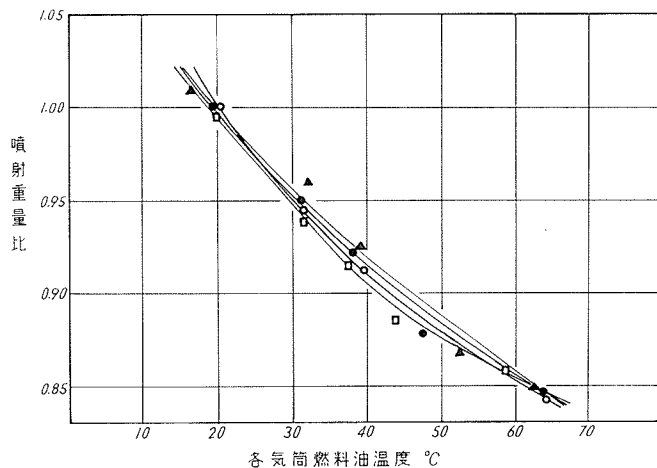


図-9 燃料油温度変化による噴射重量比の変化  
ポンプ軸回転速度 800 rpm 噴射量  $(5.8 \times 10^{-2} \text{ g/c}/20^\circ\text{C})$

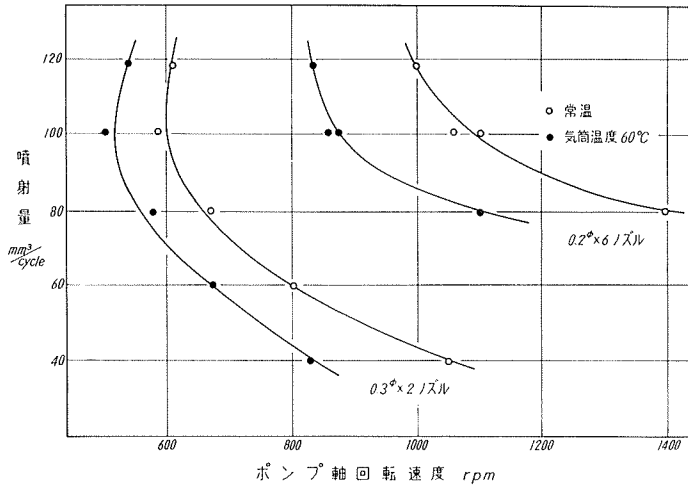


図-10 二次噴射のポンプ温度による影響  
NEP-B 型 噴射ポンプ

るようにポンプ温度を常温から60°C程度まで上げると、噴射容積にして10%、噴射重量にして15%程度減少することがわかる。この噴射量が減少する原因としては<sup>2)</sup>

- (i) 燃料油の温度上昇により、ポンプバレル内に気泡ができて、容積効率が低下する。
- (ii) 温度上昇により燃料の体積弾性率が低下し、圧縮性が増す。
- (iii) 粘度低下により漏洩損失が多くなる。などが考えられている。

この結果からポンプ温度が上昇したときは同じ噴射量を確保するためには、ラック位置を噴射量増加の方向に動かさねばならない。このことは、図-7に示したプランジャ速度線図においては、それだけ速度常数が大きくなり、二次噴射しやすくなる傾向がでてくるものと考えられる。図-10はポンプ温度を上げた場合の二次噴射発生限界の変化を示す。これから、ポンプ温度が上昇すると、二次噴射を起こしやすくなり、噴孔面積が大きくなると、この影響が大きいことがわかる。実際のエンジンルーム内においてはかなりの高温となるので、二次噴射防止に対して噴射系各部の諸元を決めるには常温状態だけでは決められないことを示している。

4-3 二次噴射が機関性能におよぼす影響

つぎに実際のエンジンにおいて、二次噴射

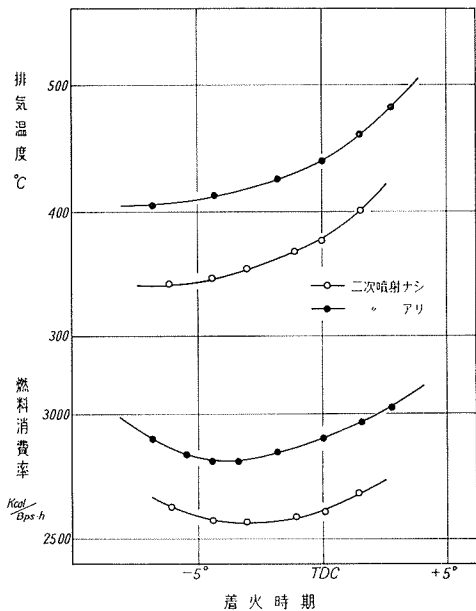


図-11 二次噴射が機関性能におよぼす影響  
0.35φ×2ノズル 8/10 負荷

現象が機関性能におよぼす影響を調べた。

実験機関はシリンダ直径 110 mm  $\phi$ 、行程 140 mm のうず室機関で、使用噴射ポンプは NPE-A 型で 0.35  $\phi$   $\times$  2 個のホールノズルを組み合わせ、8 ps/1400 rpm (60 mm<sup>3</sup>/cycle) で実験を行なった。この場合、初め吐出弁吸戻量を 35.3 mm<sup>3</sup>、噴射管長 1.5 m、管径 1.8 mm  $\phi$  で二次噴射を起こしていたが、これを吸戻量 50 mm<sup>3</sup>、噴射管長 2.0 m、管径 1.6 mm  $\phi$  にして二次噴射を止めることができた。図-11 はこの時の機関性能を示すものであって、二次噴射を起こすと、性能が大幅に低下することがわかる。

写真-2 はこの時の指圧図である。

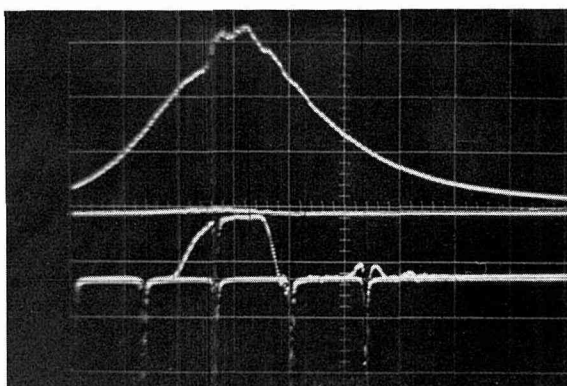


写真-2 二次噴射を起している状態の指圧図

## 5. あとがき

機関性能を悪化させる二次噴射現象を調べるため、噴射系各部の諸元を変化させた場合の二次噴射発生領域を実験的に求め、さらに計算から求めた二次噴射発生限界値との比較を行ない、かなりの一致を見ることができた。またプランジャ速度特性の違いが二次噴射に大きな影響を与えることが明らかになった。さらに噴射ポンプの温度上昇によって、二次噴射が発生しやすくなるので、噴射系を設計するさいにはこの事も考慮しなければならない。

## 参 考 文 献

- 1) W. Bosch: Dissertation T. H. Aachen (1958).
- 2) 前田・村山・深沢・永井: 自動車技術, Vol. 22, No. 8 (1968).
- 3) 深沢・村山・前田: 日本機械学会北海道支部第 11 回講演前刷集 (1966).
- 4) 深沢・村山・前田: 日本機械学会講演論文集, No. 104 (1967).