

디젤噴射系の 特性에 關한 解析的 研究

張英俊* · 朴浩俊** · 全忠換**

An Analytical Study on Characteristics of a Diesel Injection System

Young-June,Chang · Ho Joon,Park · Chung-Hwan,Jean

Key Words : Fuel Injection system(燃料噴射系), Rate of Injection(噴射率), Cavitation(空洞現象), Residual pressure wave(殘留壓力波), Method of Characteristics(特性法)

抄 錄

디젤機關의 燃料噴射系는 燃燒室과 함께 디젤機關의 性能에 가장 큰 영향을 미치는 要素의 하나로 이에 대한 理解는 디젤燃燒 구명에 있어서 매우 중요하다.

그러나 이 噴射系는 發火 및 完全燃燒에 필요한 霧化, 空氣의 利用率을 增加시키는 貫通性 및 分布性등의 要件뿐만 아니라 要求되는 噴射率, 2次噴射 그리고 噴射펌프와의 結合등의 많은 問題와 聯關되어 있다. 따라서 本 研究에서는 이와같이 복잡한 디젤機關의 燃料噴射系를 單純化시켜서 펌프측, 노즐측 및 噴射파이프측의 세部分으로 나누어 모델링하여 解析함으로써 새로운 燃料噴射系의 開發을 위한 基礎研究자료를 구하는 것을 目的으로 하였다. 噴射파이프內의 壓力과 噴射率의 實驗을 통하여 本 모델의 妥當性を 檢討하였으며 각 噴射系에 있어서 噴射量을 最大로 하는 噴射파이프直徑이 存在함을 確認할 수 있었다.

Abstract

It is well-known that the fuel injection system of a diesel engine has taken a more important place in understanding of diesel combustion process with combustion chamber. But a diesel fuel injection system has an assembly of many complex and intricate problems such as the desired rate of injection, secondary injection and injection pump etc., in addition to the atomization for ignition and combustion, the penetration and distribution for proper utilization of air.

The analysis is carried out by simplifying and modeling the injection phenomena and dividing

* 正會員, 釜山大學校 工科學 精密機械工學科

** 釜山大學校 大學院

into three parts comprising of fuel injection pump, high pressure pipe and fuel injection nozzle.

The purpose of this paper is to describe an analytical simulation of the injection system and to speed up the work of developing injection systems for new engines. The effects of important injection parameters as predicted by the present model are found to be in good agreement with experiment. It can be seen that there is an optimal pipe diameter for maximum quantity injected.

記號說明

- A : 斷面積
- C_{d1} : 吐出밸브의 減衰係數
- C_{d2} : 노즐니들밸브의 減衰係數
- D : 噴射파이프의 直徑
- K : 燃料의 體積彈性係數
- k : 스프링常數
- L : 變位
- M : 質量流量
- Q : 體積流量
- U : 速度
- V : 體積
- W : 初期조임력
- λ : 粘性抵抗係數
- μ : 스투스트係數
- ρ : 燃料의 密度
- 下添子
- d : 吐出
- l : 液體
- lk : 漏泄量
- n : 노즐
- p : 플런저
- v : 蒸氣 또는 空洞
- dl : 吐出室과 噴射파이프사이의 過程
- ln : 噴射파이프와 吐出室사이의 過程
- nc : 노즐과 실린더사이의 過程
- pd : 플런저와 吐出室사이의 過程
- ps : 플런저와 스프링포트사이의 過程

序 論

실린더內에서 피스톤에 의해 壓縮된 高溫高壓의 空氣中에 適時에 適切하게 燃料을 噴射하

여 微粒化하고, 分散시키는 噴射裝置는 燃燒室과 함께 디젤機關의 性能을 가장 크게 左右하는 要素로서 이에 대한 理解는 디젤燃燒 紮明에 있어서 매우 중요하다.

噴射裝置의 機能은 燃料을 燃燒室로 流入시켜 最適의 燃料混合氣를 形成하는 것으로 燃料噴射條件은 燃料가 噴射하기 前까지의 噴射系內에서의 問題와 噴射된 以後의 噴射系밖에서의 問題로 나눌 수 있다.

이와같은 觀點에서 燃料噴射系를 動力發生裝置와 精確히 調和시킬 뿐아니라, 運轉條件등 여러가지 要件을 만족시킨다는 것은 대단히 방대한 일이다. 燃料噴射系는 運轉條件등에서 要求된 燃料量을 噴射하고, 燃燒過程에 따르는 壓力上昇등을 制御하기 위해서 원하는 噴射率로 噴射시킬 수가 있어야 한다. 渦流(Swirl)가 적거나 없는 直接噴射機關에서 燃料噴霧의 分布는 噴射壓力에 左右되므로 燃燒室內의 空氣의 最適活用을 위해 높은 噴射壓力이 要求된다. 또한 主噴射가 끝난 後 噴射파이프內의 殘留壓力波에 의하여 2次噴射(Secondary injection)가 發生하기 쉬우며 이 2次噴射는 熱效率 및 排氣가스中의 有害排氣物質의 濃도에 지대한 영향을 미치기 때문에 디젤噴射裝置의 製作 및 改善에 있어서 2次噴射가 發生하지 않는 特性을 갖도록 設計하여야 한다. 이와같이 디젤機關의 噴射系가 要求하는 高噴射壓, 噴射率 그리고 2次噴射의 問題는 많은 變數와 관련되어있다¹⁾. 1978년에 Goyal²⁾은 모듈(Module) 接近法으로 복잡한 噴射系를 單純化시켜 다양한 形態의 噴射系에 대해 시뮬레이션했고, Scullen³⁾은 噴射系를 두개의 質量과 減衰器 그리고 스프링으로 구성된 振動모델⁴⁾로 假定하여 Unit Injector에 대하여 시뮬레이션을 시도

했다. 最近에는 燃料噴射系의 랙(rack)을 이 동시켜 速度를 制御하는 調速機(governor)를 電子制御系로 發展시키는 단계에 이르고 있다.

本 研究에서는 복잡한 디젤機關의 燃料噴射系를 단계별로 모델링하여 噴射系를 펌프측, 노즐측 및 噴射파이프측의 세部分으로 나누어 解析함으로서 새로운 燃料噴射系의 開發을 위한 基礎的 研究資料를 구하는것을 目的으로 한다⁵⁾. 이제까지 대부분의 燃料噴射系의 시뮬레이션은 특수한 條件과 假定下에서 시도되었고 어떤 경우에는 燃料物性值를 정확히 반영치 못했거나 假定과 모델을 單純化하여 研究가 되어져 왔다.

그러므로 適切히 考慮되지 않았던 燃料物性值의 變化와 吐出밸브 및 니들밸브運動의 減衰現象, 스러스트係數, 오리피스를 통한 流動모델 그리고 空洞現象⁶⁾등을 考慮해 봄으로써 더욱 엄밀한 시뮬레이션을 시도하여 噴射系의 特性을 考察해 보고자 한다.

2. 理論解析

2.1 噴射現象의 모델化

복잡하고 점점 高性能化 추세에 있는 디젤燃料噴射系의 噴射現象을 解析的으로 시뮬레이션 하기 위하여 噴射系를 Fig. 1과 같이 펌프측, 노즐측 및 噴射파이프측의 세部分으로 나누어 모델化하였다.

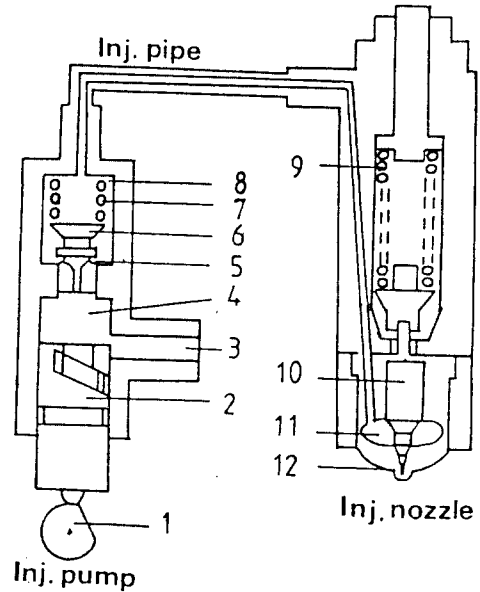
2.1.1 펌프측

1段階 : 캠의 驅動에 의해 플런저가 上昇運動을 하지만 플런저室의 壓力이 吐出밸브를 들어 올리지 못하고 있다.

2段階 : 吐出밸브가 움직이기 시작하면 予行程을 거쳐 流量이 통과하면서 運動狀態가 지속된다.

3段階 : 吐出밸브가 運動하는 동안 吐出室에 空洞現象이 發生하여 空洞이 存在한다. 또한 噴射파이프로 流量이 전달된다.

4段階 : 吐出밸브가 닫히고 吐出室에 계속해서 空洞이 존재한다.



- | | |
|--------------------|-------------------------|
| 1. Cam | 7. Delivery spring |
| 2. Plunger | 8. Delivery chamber |
| 3. Intake port | 9. Nozzle spring |
| 4. Plunger chamber | 10. Nozzle needle valve |
| 5. Connecting port | 11. Nozzle chamber |
| 6. Delivery valve | 12. Nozzle head |

Fig.1 Schematic diagram of injection system.

5段階 : 殘留壓力波가 噴射파이프內에 전파된다.

2.1.2 노즐측

1段階 : 노즐室의 壓力이 노즐의 열리는 壓力에 미치지 못하고 펌프측에서 반사된 壓力波와 噴射파이프內의 殘留壓力波가 噴射系內에서 전파되고 있다.

2段階 : 노즐室內의 壓力이 노즐의 열리는 壓力以上으로 增加하면 니들밸브가 上昇하여 노즐噴口孔을 통해 燃燒室로 燃料가 噴射된다.

3段階 : 니들밸브가 最大揚程에 도달되고 노즐室의 壓力이 下降하여 스프링張力에 의해 니들밸브가 노즐孔을 닫을 때까지 니들밸브의 運動狀態는 지속된다.

4段階 : 噴射期間동안 노즐室에 空洞現象으로 인해 空洞이 發生한다.

5段階 : 니들밸브가 닫히고 噴射가 終了된다. 만약 殘留壓力波에 의해 2次噴射⁷⁾가 일어나면

2段階로 되돌아간다.

2.2 解析方法

解析的 시뮬레이션의 信賴度는 복잡한 구조를 가진 디젤機關의 噴射系를 얼마나 합리적인 假定을 세워서 單純化시키느냐에 따라 左右된다고 할 수 있다. 따라서 本 研究에서는 아래와 같은 基本假定을 設定했다.

(1) 燃料의 密度 ρ 와 體積彈性係數 K 는 壓力의 함수로 다음과 같다.

$$\rho = \rho_0(1 + aP - bP^2) \quad (1)$$

$$K = -V \frac{\partial P}{\partial V} = \frac{1 + aP - bP^2}{a - 2bP} \quad (2)$$

여기서 ρ_0 는 溫度 T , 大氣壓下에서의 燃料 密度이고 a, b 는 Table 1에 나타낸 R.S.Dow와 C.E.Fink⁸⁾의 常數이다.

(2) 噴射파이프內의 非定常流方程式의 對流項을 무시한다.

(3) 燃料供給펌프와 연결된 燃料供給室의 壓力變動을 무시한다.

(4) 噴射파이프內의 粘性抵抗은 速度에 비례한다. 이때 粘性抵抗係數 λ 는 Darcy-Weisbach 方程式⁹⁾으로부터 다음과 같이 表示한다.

$$\begin{aligned} \text{層流일때} \quad \lambda &= 64/R_e \\ \text{遷移流일때} \quad \lambda &= 0.00019064R_e^{0.64378} \\ \text{亂流일때} \quad \lambda &= 0.3164R_e^{-0.25} \end{aligned}$$

여기서 R_e 는 레이놀즈數를 나타낸다.

(5) 어떤 순간에 各 室이나 噴射파이프의 區間內의 壓力은 均일하다.

(6) 壓力變化로 인한 噴射系의 固體部分의 彈性變型은 무시된다.

2.3 支配方程式

2.3.1 燃料噴射펌프측

(1) 플런저室의 連續方程式

$$\frac{V_p}{K_p} \frac{dP_p}{dt} = A_p U_p - A_d U_d - Q_{pd} - Q_{ps} - Q_{lk} \quad (3)$$

플런저室의 體積變化는 플런저의 變位로 생긴 體積 $A_p U_p$ 에서 吐出밸브의 變位에 의한 體

積變化 $A_d U_d$, 吐出室에로의 流量 Q_{pd} , 燃料供給室에로의 逆流量 Q_{ps} 그리고 틈새로의 漏泄量 Q_{lk} 을 뺀 값이다.

(2) 吐出室의 連續方程式

$$\frac{V_d}{K_d} \frac{dP_d}{dt} = A_d U_d + Q_{pd} - Q_{d1} \quad (4)$$

吐出室의 體積變化는 吐出밸브의 變位로 생긴 體積變化 $A_d U_d$ 와 플런저室로부터 流入한 流量 Q_{pd} 에서 噴射파이프로 보낸 流量 Q_{d1} 을 뺀 값이다.

(3) 딜리버리밸브의 運動方程式

$$M_d \frac{dU_d}{dt} = \mu_d A_d (P_p - P_d) - W_d - C_{d1} U_d - k_d L_d \quad (5)$$

$$\frac{dL_d}{dt} = U_d \quad (6)$$

質量 M_d 인 吐出밸브의 運動은 吐出밸브의 斷面에 가해지는 플런저室과 吐出室사이의 壓力差 $A_d (P_p - P_d)$, 初期에 吐出밸브를 고정시키는 조임력 W_d , 吐出밸브스프링의 壓縮力 $k_d L_d$, 밸브와 배럴사이의 減衰力 $C_{d1} U_d$ 등의 함수이다. 여기서 μ_d 는 吐出밸브의 스톱스트係數이고 吐出밸브의 變位の 함수이다.

2.3.2 노즐측

(1) 노즐室의 連續方程式

$$\frac{V_n}{K_n} \frac{dP_n}{dt} = Q_{ln} - A_n L_n - Q_{nc} - Q_{lk} \quad (7)$$

노즐室의 體積變化는 噴射파이프로부터 들어온 流量 Q_{ln} 에서 노즐니들의 變位로 생긴 體積 $A_n L_n$ 과 燃燒室로 噴射量 Q_{nc} 그리고 틈새로의 漏泄量 Q_{lk} 을 뺀 값이다.

(2) 노즐니들밸브의 運動方程式

$$M_n \frac{dU_n}{dt} = \mu_n (A_{n1} - A_{n2}) P_n + [A_{n1} - \mu_n (A_{n1} - A_{n2})] P_{cyl} - W_n - C_{dz} U_n - k_n L_n \quad (8)$$

$$\frac{dL_n}{dt} = U_n \quad (9)$$

質量 M_n 인 노즐니들의 運動은 노즐室의 壓力

P_n 과 燃燒室의 壓力 P_{cyl} , 노즐의 열리는 壓力을 調節하는 노즐니들스프링의 조임력 W_n , 몸체와 노즐니들사이의 減衰力 $C_{a2}U_n$, 노즐니들의 變位에 따른 스프링의 壓縮力 k_nL_n 등의 함수이다. 여기서 μ_n 은 노즐니들밸브의 스톱트係數이고 A_{n1} 은 노즐니들本體의 斷面積, A_{n2} 는 노즐시트面과 접촉하는 노즐니들의 斷面積과 접촉하는 노즐니들의 斷面積이다.

2.3.3 噴射파이프측

噴射파이프內에서는 앞서 假定한 速度에 비례하는 摩擦項을 考慮할 경우 運動方程式과 連續方程式은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial P}{\partial X} + \rho \frac{\partial U}{\partial t} + 2\rho fU = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\alpha^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (11)$$

여기서 α 는 流體內의 音速이고 f 는 流體抵抗係數로서 流動狀態에 따라 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{層流일때 } f &= 16\nu/D^2 \\ \text{亂流일때 } f &= \lambda U/4D \end{aligned} \quad (12)$$

噴射파이프內의 흐름은 亂流이고 斷面積 A 가 일정하며 앞서 假定한 어떤 순간 파이프內의 흐름의 速度 U 가 균일하다고 假定할때 式(10), (11)은 流量의 項으로 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\lambda}{2DA} Q |Q| = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{A}{\alpha \rho} \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (14)$$

여기서 體積流量 Q 의 絕對值記號는 逆流에서도 式의 有效함을 나타낸다. Fig.2와 같이 特性法¹⁰⁾에 의해 $X-t$ 平面에서 파이프內의 流量과 壓力傳波現象을 解析한 方程式은 아래와 같으며 式(13)에 前方向線 $B-Z$ 를 따라서 적용시키면 式(15), (17)이 유도되고 後方向線 $D-Z$ 를 따라서 적용시키면 式(16), (18)이 유도된다.

$$Q_z - Q_B + \frac{A}{\rho \alpha_B} (P_z - P_B)$$

$$+ \frac{\lambda_B \Delta t Q_B |Q_B|}{2DA} = 0 \quad (15)$$

$$\begin{aligned} Q_z - Q_D - \frac{A}{\rho \alpha_D} (P_z - P_D) \\ + \frac{\lambda_D \Delta t Q_D |Q_D|}{2DA} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

$$X_z - X_B = \alpha_B \Delta t \quad (17)$$

$$X_z - X_D = \alpha_D \Delta t \quad (18)$$

여기서 下添子는 Fig.2의 $X-t$ 平面에서의 위치를 나타낸다. 噴射파이프에서의 解析은 計算이 시작되는 時間 $t=t_0$ 일때 이미 計算되어 알고있는 값, 즉 B, D 點에서의 壓力과 流量에서 시작된다. 이때 Δt 時間後의 壓力과 流量은 全體파이프를 통해 같은 크기의 區間에서 計算되며 計算의 安定化를 위해 區間の 크기 Δt 는 $\alpha \Delta t$ 보다 크거나 같아야 한다. Fig.2에서 時間 $t=t_0$ 일때 各 區間の 交點 A, C, E 에서 壓力, 流量을 알고 있다면 A, C 와 C, E 사이에서 補間(interpolation)하여 B, D 點에서의 값을 計算한後 點 Z 에서 새로운 壓力, 流量값 P_z, Q_z 를 구하기 위해 時間 $t=t_0 + \Delta t$ 에서 式(15), (16)에 代入하여 얻을 수 있다. $X=0$ 의 噴嘴측境界나 $X=L$ 의 노즐측境界에서는 連續方程式(4), (7)을 式(15), (16)과 연립하여 푼다.

特性法의 使用時 初期값으로 入力한 A, C, D 點의 값이 轉이 1回轉한 後의 값과 同一한가를 확인하여야 하며, 만약 다르다면 初期값이 수렴되지 않으므로 새로운 값을 代入시켜야 한다.

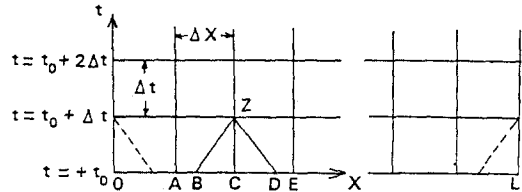


Fig.2 Characteristics in X-t plane

2.4 入力變數의 모델化

燃料噴射系의 解析續 시뮬레이션에는 式(1)에서 (18)까지의 支配方程式이 使用되며, 이들

方程式속에는 다음과 같이 중요한 入力變數의 性質을 모델化하였다.

2.4.1 孔과 노즐에 대한 流動

앞의 支配方程式에서 Q_{pd} , Q_{in} , Q_{nc} , Q_{ps} 는 오리피스를 지나가는 流量으로 볼 수 있으며, 이들의 流動解析은 1次元 壓縮性流動에 적용된 準定常近似(quasi-steady approximation)를 이용하였다. 準定常近似는 순간적인 境界條件에 支配되는 定常狀態 流動方程式이 時間에 따라 모든 點에서 妥當性을 갖는다고 假定하면 定常狀態에 적용되는 連續方程式과 運動方程式을 동일하게 적용시킬 수 있다. 따라서 運動方程式은

$$C \frac{P_1}{\rho_0} + \frac{U_1^2}{Z} = C \frac{P_2}{\rho_0} + \frac{U_2^2}{Z} \quad (19)$$

가 된다. 여기서

$$C = \frac{4b}{a^2 + 4b} \quad (20)$$

이다. 따라서 孔과 노즐流動에 대한 오리피스方程式의 流速U는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = \sqrt{\frac{2c}{\rho_0} (P - P_0)} \quad (21)$$

여기서 P_0 는 오리피스下流方向의 壓力이다. 오리피스를 통한 流量Q는

$$Q = A_{eff} U \quad (22)$$

이고 A_{eff} 는 流量係數와 幾何學的 斷面積의 곱이다. 吐出밸브를 통한 流量과 노즐을 통한 流量은 밸브變位로 表示된 幾何學的 斷面積의 함수이다. 質量流量M은

$$M = Q \rho (P_0) \quad (23)$$

이다. 여기서 $\rho (P_0)$ 는 壓力 P_0 에서 式(1)로 計算된 密度이다. 따라서 流量모델을 質量流量으로 表示하면 다음과 같다.

$$M_{pd} = C_{pd} A_{pd} \rho (P_d) \sqrt{\frac{2C}{\rho} (P_p - P_d)}$$

$$M_{ps} = C_{ps} A_{ps} \rho (P_s) \sqrt{\frac{2C}{\rho} (P_p - P_s)} \quad (24)$$

$$M_{nc} = C_{nc} A_{nc} \rho (P_n) \sqrt{\frac{2C}{\rho} (P_n - P_{cyl})}$$

여기서 M_{pd} 는 플린저室에서 吐出室로 流入된 流量이고, M_{ps} 와 M_{nc} 는 각각 플린저室에서 燃料供給室에로의 逆流量과 燃燒室에로의 噴射量을 나타낸다. 溫度의 變化에 따른 R.B.Dow와 C.E.Fink常數 a, b 및 c값은 Table 1에 表示했다.

2.4.2 스러스트係數

플린저에 의해 高壓으로 壓縮된 燃料은 吐出밸브와 노즐니들을 움직이며 이때 밸브가 시트面위에 있을때 高압을 받는 面積과 運動할때 받는 面積이 다르다. 밸브와 시트面과의 틈새로 燃料이 흘러나갈때 壓力分布의 變化와 함께 壓力을 받던 밸브面積의 變化도 考慮되어야 한다. 이와같이 有效밸브面積을 考慮해 주기 위해 스러스트係數라는 變數를 도입했다. 플린저室의 壓力이 吐出室의 壓力보다 커질때 吐出밸브는 움직이기 시작하고, 노즐끝에서 後滴을 防止하기 위한 予壓縮揚程 L_r 을 지나면 高壓燃料은 吐出밸브의 틈새를 통해 吐出室로 流入된다. 이 流動으로 인해 壓力을 받던 有效面積이 밸브의 幾何學的 斷面積보다 작게된다. 이때 幾何學的 斷面積과 修正係數의 곱을 有效面積으로 정의하고 이 修正係數를 스러스트係數 μ_a 라 하면 다음과 같다.

$$L_d \leq L_r \text{일때 } \mu_a = 1$$

$$L_d > L_r \text{일때 } 0.5 \leq \mu_a < 1$$

여기서 L_d 는 吐出밸브의 揚程이다. 또한 니들밸브가 시트에 있을때 니들밸브의 壓力을 받는 面積은 $A_{n1} - A_{n2}$ 이나 니들밸브가 움직일때는 커진다고 생각된다. 따라서 有效面積은 $\mu_n (A_{n1} - A_{n2})$ 가 되고 스러스트係數 μ_n 은 니들밸브의 變位の 함수이다. 홀노즐(hole nozzle)인 경우 니들밸브의 揚程이 작을때 有效面積은 揚程의 크기와 시트面積에 의해 결정되고 揚程이 어떤크기 以上일때는 홀斷面積과 같은 일정한 값이 된다. 핀틀노즐(pintle nozzle)이나 스톱노즐(throttle nozzle)인 경우도 같은 概念

으로 說明될 수 있으며 다만 그 特性이 다를 뿐이다.

2.4.3 減衰係數

燃料噴射系의 動作部分中 스프링을 포함하는 系는 吐出밸브와 니들밸브로서 각 밸브는 案内面과 접촉하여 미소한 減衰運動을 하므로 減衰係數를 考慮해 주어야한다. 吐出밸브의 減衰係數는 펌프축의 네개의 聯立方程式에서 吐出밸브室의 壓力을 구한後 計算되고 減衰係數값의 임의의 變化는 系에 큰 영향을 미치지 않았다.

2.4.4 空洞現象

燃料噴射系內의 어떤 지점이 蒸氣壓以下로 떨어지면 空洞(cavity)이 發生하는데 空洞안으로 燃料의 蒸發은 없다고 假定하여 空洞의 영향을 고려했다. 일단 噴射系內에 空洞이 생기면 密度와 體積彈性係數에 중대한 영향을 미치게된다. 따라서 壓力의 함수인 密度와 體積彈性係數에 대한 새로운 모델이 필요하다. 空洞은 支配方程式과 壓力波에 의해 發生, 消滅되며 空洞이 發生했을때 密度와 體積彈性係數를 각각 ρ_e , K_e 로 表示하여 다음과 같이 나타낸다.

$$\rho_e = \rho_i + \Delta M / V \tag{25}$$

$$K_e = \frac{K_v}{1 + [(K_v - K_1) / K_1] VL} \tag{26}$$

$$VL = \frac{\rho_e - \rho_{cavity}}{\rho_i - \rho_{cavity}} \quad (0 < VL < 1) \tag{27}$$

여기서 ρ_i 는 Δt 時間前에 計算된 密度이고, ΔM 은 Δt 時間동안 들어온 流量에서 나간 流量을 燃 質量의 增加分이다. K_e 값을 결정짓는 것은 함수VL인데 空洞이 생기면 $\rho_v \leq \rho_e \leq \rho_i$ 이므로 K_e 값의 급격한 減少가 나타나지만 空洞이 消滅되면 $\rho_e \geq \rho_i$ 로 K_e 값은 회복된다. 따라서 VL은 限界條件을 가지는데 만약 어떤區間 全體가 空洞이면 $K_e = K_v$ 가 되고 空洞이 없어지면 K_e 는 K_1 이 되기때문에 함수VL은 다음과 같이 된다.

$$VL \geq 1 \text{ 이면 } VL = 1, \rho_e = \rho_i$$

$$VL < 0 \text{ 이면 } VL = 0, \rho_e = \rho_v$$

Table 1. Constants a,b and c by temperature

Temperature	Constant		
	F	a(10 ⁻⁵)	b(10 ⁻⁸)
30	5,714	1,414	0,9943
40	5,799	1,374	0,9939
50	5,884	1,333	0,9935
60	5,956	1,293	0,9931
70	6,027	1,253	0,9923
80	6,098	1,212	0,9924
90	6,169	1,172	0,9919
100	6,226	1,152	0,9916
110	6,282	1,111	0,9912
120	6,339	1,091	0,9901
130	6,396	1,071	0,9905
140	6,439	1,030	0,9900
150	6,481	1,010	0,9897
160	6,524	0,990	0,9894
170	6,552	0,969	0,9890
180	6,581	0,949	0,9887

2.5 알고리즘

噴射系 全體에 걸쳐 精確한 數值解를 얻기위해서 펌프축에서 네개의 微分方程式, 노즐축에서 세개의 微分方程式을 Four step Runge-Kutta法을 이용하여 計算하였으며 噴射파이프內에서는 特性法을 使用하였다.

本計算을 위한 알고리즘을 整理하면 다음과 같으며 이에 의한 Flow chart는 Fig. 3과 같다.

(1) 고정된 入力값 즉, 펌프回轉數, 노즐의 열리는 壓力, 殘留壓力, 스프링常數, 플런저의 有效行程등을 프로그램初期에 설정한다.

(2) 각 運動部의 變位와 각 室의 壓力등을 初期값으로 入力시키고, 두번째 反復부터는 計算結果값을 初期값으로 한다.

(3) 特性法에 의해 噴射파이프內의 流量과 壓力을 計算한다.

(4) 펌프축의 네개의 微分方程式을 聯立하여 Four step Runge-Kutta法으로 解를 計算한다.

(5) 앞段階에서 計算된 노즐入口의 境界값을 이용하여 노즐축의 세개의 微分方程式을 聯立하여 Four step Runge-Kutta法으로 解를 計算한다.

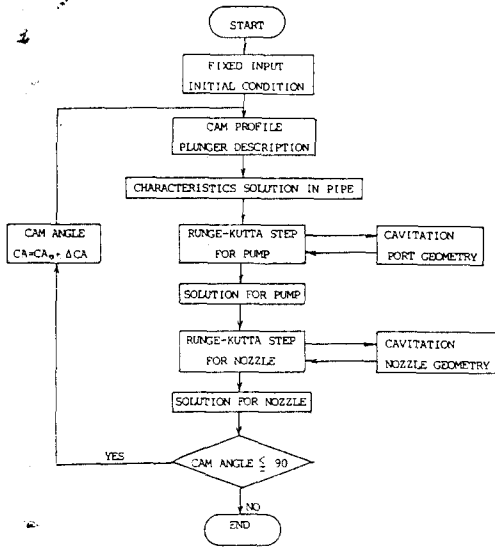


Fig.3 Flow chart

Table 2. Simulation program primary input/output

INPUT	OUTPUT
Injector Cam Profile	Injection Rate
Plunger Description	Injection Pressure
Port & Nozzle Geometry	Needle Motion
Speed & Rack Setting	
Fuel Physical Properties	

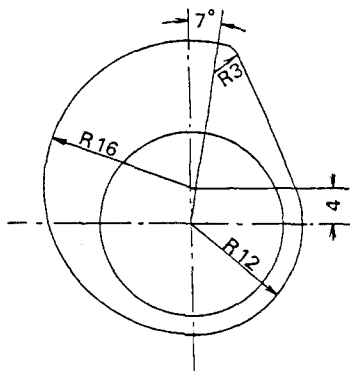


Fig.4 Tangential cam profile

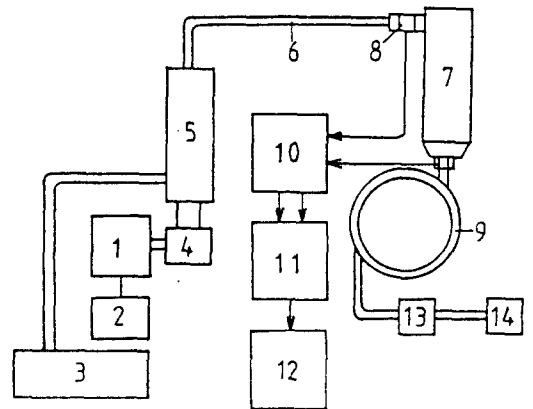
(6) 캠角度가 90°보다 작으면 計算結果를 (2)段階로 보낸다.

Table 2는 本 計算에 使用된 주요한 入力과 出力값을 나타낸 것이고 Fig.4는 入力된 캠윤곽을 表示한 것으로 最大揚程은 8mm이다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

Fig.5는 本 모델의 妥當性을 檢討하기 위하여 噴射파이프內의 壓力과 燃料噴射率을 測定한 實驗裝置의 系統圖를 나타낸 것이다. 噴射 장치로서는 回轉數가 1500rpm까지 變化할 수 있는 VS모터①에 燃料噴射펌프⑤가 연결되어 있으며 噴射파이프⑥內의 壓力測定을 위해 壓力變換器⑧이 노즐⑦측에 設置되어 있다. 燃料噴射펌프⑤는 플린저直徑이 8.5mm, 吐出口徑이 6mm인 펌프(NP-PE6A85C3)이며 噴射파이프⑥은 內徑이 2mm, 길이는 60cm이다.

燃料噴射量은 랙에 의해 調節되도록 되어 있으며, 또 이 噴射量은 베스실린더로 직접 噴射된 燃料量을 測定하는 한편 噴射率을 測定함으로써 확인하였다. 噴射率은 Measuring tube⑨를 노즐⑦의 선단에 設置하여 噴射時에 反射하는 壓力波의 測定에 의한 Bosch法¹¹⁾을 채택하였으며, 노즐은 핀틀노즐과 스톨노즐을 使用하였다.



- | | |
|---------------------|--------------------------|
| 1. Motor | 8. Pressure transducer |
| 2. Controller | 9. Measuring tube |
| 3. Fuel tank | 10. Charge amplifier |
| 4. Cam shaft | 11. Storage oscilloscope |
| 5. Pump | 12. Digital plotter |
| 6. Injection pipe | 13. Orifice |
| 7. Injection nozzle | 14. Check valve |

Fig.5 Schematic diagram of experiment apparatus

4. 結果 및 考察

4.1 모델의 妥當性檢討

本 모델이 여러가지 要因에 의해 支配받는 디젤噴射系의 特性을 精確하게 예측하고 또 效率의 率으로 모델링되었느냐를 檢討하기 위하여 噴射파이프內의 壓力의 變動과 噴射率을 實測하여 計算에 의한 값과 比較檢討하였다.

Fig. 6은 펌프回轉數가 600rpm일때 噴射파이프內의 壓力變化를 計算에 의한 값과 實驗值를 比較한 것이다. 이때 噴射파이프의 長이는 60cm이고 壓力測定의 위치는 파이프의 끝단 즉, 노즐호울더의 入口壓力이다. Fig. 6에서 알수 있는 바와같이 實驗值와 計算值는 全體的으로 아주 잘 일치하고 있으며, 噴射파이프內의 最大壓力값도 計算과 實驗에서 각각 245.84kg/cm²과 234.13kg/cm²으로서 約5%의 誤差밖에 없는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 펌프回轉數가 600rpm일때 噴射率의 變化를 計算에 의한 값과 實驗值를 比較한 것으로 全體的인 舉動이 거의 일치할 뿐만 아니라, 1行程당 噴射量이 實驗과 計算에서 각각 61.2mm³과 65.4mm³으로 그 誤差가 6%정도이다. 또 Fig. 6과 Fig. 7을 比較해 볼때 實驗과 計算에서 다같이 噴角度 約50°에서 니들벨브가 열리고 約59°에서 닫히는 것을 알 수 있으며 따라서 噴射期間이 噴角度로 約9°이다. 이것은 時間으로 約2.5ms에 해당하며, 噴射파이프內의 壓力은 噴射期間以後에도 再次 壓力上昇이 있으나 2次噴射는 일어나지 않는 것을 알 수 있다. 또한 噴角度 約57°부근에서 噴射壓은 떨어지는데 噴射率은 다시 增加하는 것은 壓力波에 의한 效果때문이라고 생각된다.

噴射파이프內의 壓力變化와 噴射率의 變化를 實驗值와 計算值를 比較해 본 結果 이 兩者는 全般的으로 아주 잘 일치하고있을 뿐만 아니라 그 最大値도 거의 일치하고 있고 또 2次噴射도 나타나지 않는 것이 예측되므로 本 모델은 妥當性이 있다고 사료된다.

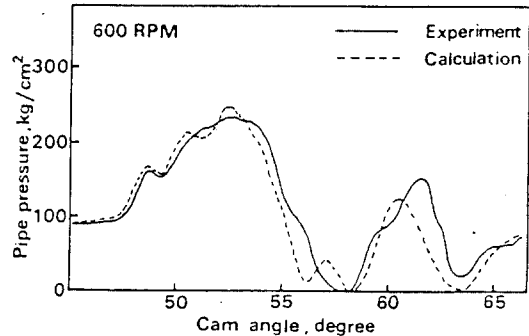


Fig.6 Comparison of calculated and experimental results

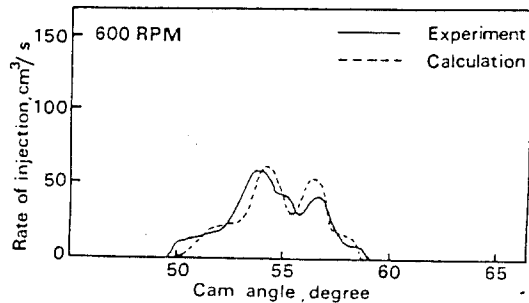


Fig.7 Comparison of calculated and experimental results

(Experiment ; $O_{nc}=61.2\text{mm}^3/\text{stroke}$,
Calculation ; $O_{nc}=65.4\text{mm}^3/\text{stroke}$)

4.2 計算結果 및 考察

本 計算에 使用된 主要入力값은 標準條件으로서 플린저直徑8mm, 吐出口徑6mm, 噴射파이프의 長이 60cm, 噴射파이프의 直徑 2mm, 노즐의 열리는 壓力 100kg/cm²으로 두고 각 媒介變數 別 噴射特性을 檢討하였다.

4.2.1 噴射파이프길이 및 直徑의 變化

Fig. 8은 펌프回轉數 1000rpm에서 噴射파이프長이가 100cm, 75cm, 60cm로 變할때 노즐니들의 變位를 나타낸 것이다. 噴射파이프의 長이가 길어질수록 噴射파이프內의 壓力傳達이 지연되므로 노즐니들이 움직이기 시작하는 시기가 約1°씩 지연되었다. Fig. 9는 Fig. 8과 같은 條件에서 噴射率의 變化를 나타낸 것으로 噴射파이프長이의 增加에 따른 노즐니들變位の

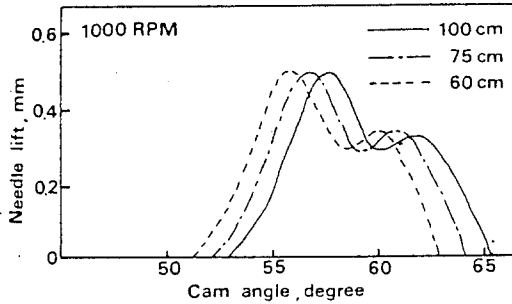


Fig.8 Effect of injection pipe length

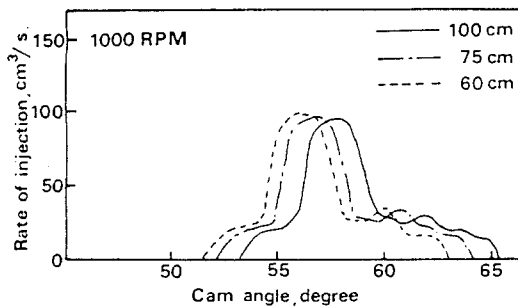


Fig.9 Effect of injection pipe length

자연特性이 나타났다.

Fig. 10과 Fig. 11은 噴射파이프의 直徑이 噴射特性에 미치는 영향을 나타낸 것이다. Fig. 10에서 보는 바와 같이 파이프의 直徑이 작을수록 噴射파이프內의 壓力은 增加하였으나, Fig. 11에서 1行程당 噴射量을 比較해 보면 噴射파이프의 直徑이 1.3mm와 3mm에서는 2mm일때 보다 噴射量이 오히려 減少됨을 알 수 있었다. 따라서 噴射파이프의 直徑이 너무 크거나 작아도 噴射特性에 나쁜 영향을 주며, 噴射量을 最大로 하는 파이프의 直徑이 存在함을 보여준다.

4.2.2 플런저直徑의 變化

Fig. 12는 1000rpm일때 플런저直徑의 變化에 따른 噴射파이프內의 壓力變動을 나타내며, Fig. 13은 이때의 噴射率의 變化를 보여준다. 플런저直徑이 8mm, 9mm, 10mm로 增加할수록 噴射파이프內의 壓力과 噴射率이 增加함을 알 수 있다. 플런저直徑의 增加는 主噴射期間 및 噴射量의 增加뿐 아니라, 2次噴射가 일어나고 噴射量의 增加도 유발하게 되므

로 定常燃焼에 큰 영향을 미칠 것이라고 예측할 수 있다.

또한 Fig. 12와 Fig. 13에서 噴射量의 減少에 따라 噴射파이프內의 最高壓力도 減少함을 알 수 있다. 低噴射量의 영역에서도 높은 噴射壓力을 유지하는 것이 필요하므로 噴射노즐의 열리는 壓力을 높게 設定함으로써 이 問題는 어느 정도 緩和될 수가 있다.

4.2.3 1000rpm 및 노즐의 열리는 壓力의 變化

Fig. 14와 Fig. 15는 噴射펌프의 回轉數의 變化에 따른 噴射파이프內의 壓力變動과 노즐니들의 變位를 나타낸다. 一般的으로 噴射펌프의 回轉數가 增加할수록 噴射파이프內의 壓力이 增加하며, 噴射量은 뒷쪽으로 치우침을 알 수 있다.

Fig. 16과 Fig. 17은 1000rpm일때, 노즐의 열리는 壓力이 噴射特性에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 노즐의 열리는 壓力이

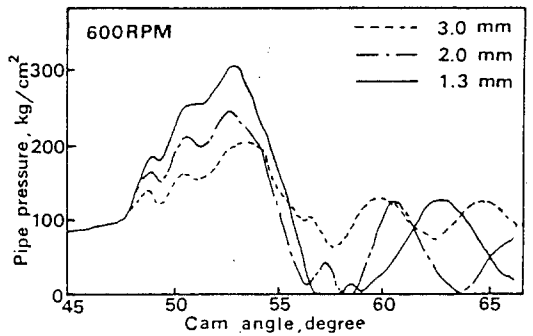


Fig.10 Effect of injection pipe diameter

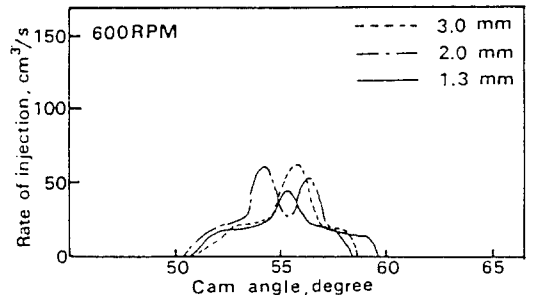


Fig.11 Effect of injection pipe diameter
(D=1.3mm ; $O_{nc}=53.7\text{mm}^3/\text{stroke}$,
D=2.0mm ; $O_{nc}=65.4\text{mm}^3/\text{stroke}$,
D=3.0mm ; $O_{nc}=53.2\text{mm}^3/\text{stroke}$)

높을수록 噴射期間이 짧아져서 노즐니들밸브가 늦게 열리고 빨리 닫히게되며, 또한 노즐의 열리는 壓力이 높아지므로 噴射파이프內의 殘留 壓力도 높아짐을 알 수 있다. 충분히 높은 노즐의 열리는 壓力은 燃燒가스가 노즐에 流入되는 것과 그로 인한 노즐오리피스部의 腐蝕을 防止한다.

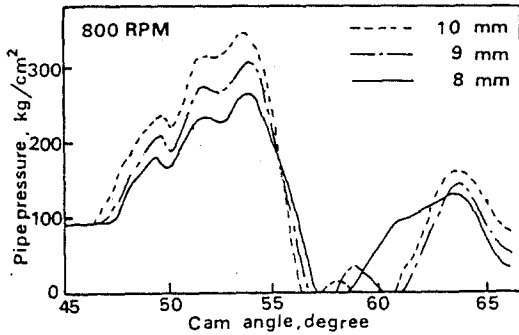


Fig.12 Effect of pump plunger diameter

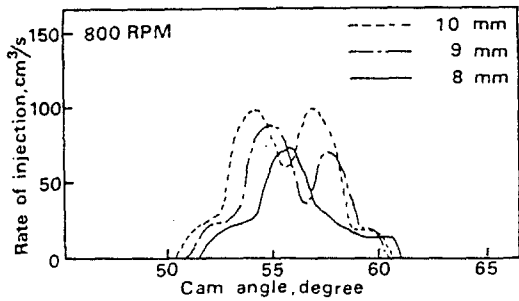


Fig.13 Effect of pump plunger diameter
($D_p=10\text{mm}$; $O_{nc}=115\text{mm}^3/\text{stroke}$,
 $D_p=9\text{mm}$; $O_{nc}=86\text{mm}^3/\text{stroke}$,
 $D_p=8\text{mm}$; $O_{nc}=57\text{mm}^3/\text{stroke}$)

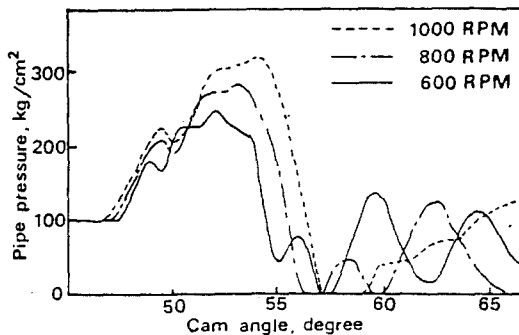


Fig.14 Effect of pump speed

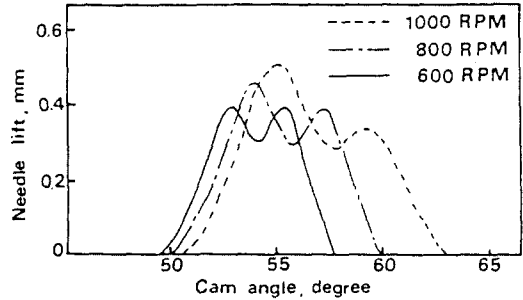


Fig.15 Effect of pump speed

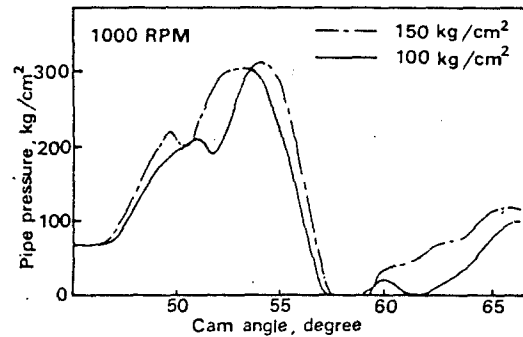


Fig.16 Effect of nozzle opening pressure

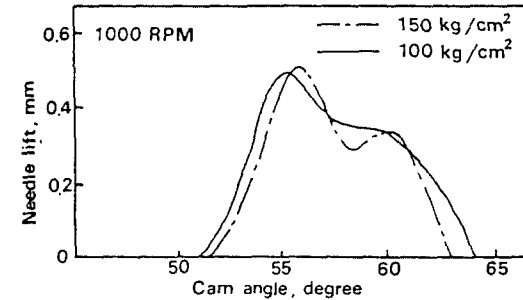


Fig.17 Effect of nozzle opening pressure

5. 結 論

디젤機關의 燃料噴射系를 펌프측, 노즐측, 噴射파이프측의 세部分으로 나누어 段階別로 모델링하고 本 모델의 妥當性을 實驗에 의해 확인한 後, 解析의 시뮬레이션으로 예측한 重要噴射變數의 噴射系特性에 미치는 影響을 檢討한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 噴射파이프의 길이가 길어질수록 壓力波의 傳達이 늦어지므로 노즐니들밸브의 運動이 지

연되었고 各 噴射系에 最大의 噴射量을 줄 수 있는 最適의 噴射파이프直徑이 存在함을 알았다.

(2) 플런저의 直徑이 클수록 파이프內의 壓力과 噴射率이 增加되었다.

(3) 噴射파이프의 直徑과 플런저의 直徑은 파이프內의 壓力과 噴射率에 큰 영향을 미치는 重要變數이므로 噴射系의 設計時 考慮해야 할 重要한 變數임을 알았다.

(4) 本 解析的 시뮬레이션의 計算結果가 實際機關의 傾向과 잘 일치하지만 計算값의 誤差를 줄이기위해 幾何學的으로 더욱 精確한 入力資料가 要求된다.

(5) 燃燒室內의 壓力變化를 考慮하고 調速裝置에 대한 시뮬레이션과 연결시키는 研究가 계속 필요하다.

< 參考文獻 >

- 1) K.Kumar, R.R.Gaur and M.K.Gajendra Babu, 1983, "A Finite Difference Scheme for the Simulation of a Fuel Injection System", SAE Paper NO.831337, PP.235-258.
- 2) Madan Goyal, 1978, "Modular Approach to Fuel Injection System", SAE Paper NO. 780162, PP.1-8.
- 3) R.S.Scullen and R.J.Hames, 1978, "Computer Simulation of the GM Unit Injection", SAE Paper NO.780161, PP.1-16.
- 4) A.Rosselli and P.Badgley, 1971, "Simulation of the Cummins Diesel Injection System", SAE Paper NO.710570, PP.1870-1880.
- 5) G.A.Becchi, 1971, "Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines", SAE Paper NO.710568, PP.1825-1854.
- 6) K.Yamaoka and Saito, 1973, "Computer Technique for Evaluation of Cavitation Characteristics of Certain Phases of Fuel Injection in Fuel Injection System", SAE Paper NO.730663, PP.2347-2363.
- 7) S.O.Onyegebu and J.A.Bolt, 1978, "The Effect of Secondary Fuel Injection on the Performance and Exhaust Emissions of an Open-Chamber Diesel Engine", SAE Paper NO.780786, PP.1-12.
- 8) R.S.Dow and C.E.Fink, 1940, "Computation of Some Physical Properties of Lubricating Oils at High Pressures", Journal of Applied Physics, Vol.2, PP.353-357.
- 9) S.Matsuoka, et al., 1976, "A Study of Fuel Injection System in Diesel Engines", SAE Paper NO.760551, PP.1854-1862.
- 10) E.Benjamin Wylie, J.A.Bolt and M.F.El-Erian, 1971, "Diesel Fuel Injection System Simulation and Experimental Correlation", SAE Paper NO.710569, PP.1855-1869.
- 11) W.Bosch, 1966, "The Fuel Rate Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection", SAE Paper NO.660749, PP.641-661