

디젤 기관 연료 분사 시스템의 분사 특성에 관한 연구

A Study on the Injection Characteristics of the Fuel Injection System in a Diesel Engine

이 창 식*, 김 정 현**
Chang Sik Lee Jeong Heon Kim

ABSTRACT

This paper deals with the results of injection characteristics and the influence parameters upon the fuel injection performance of the inline injection system in a diesel engine. In this study, the characteristics of the injection rate, the injection pressure and the injection duration have been investigated by changing the injection parameters. The predicted results and injection performance are compared to the measured data from the injection test system.

Key words : Injection characteristics, Injection rate, Fuel injection system, Injection parameters

1. 서 론

디젤 기관의 성능과 연소 생성물은 연소실로 공급되는 연료의 분사율과 분사 압력, 분사 기간 등에 따라서 달라지며, 연료의 분사 특성은 연소실 내에서의 연소 과정을 지배하는 가장 중요한 인자가 되므로 연소 성능을 파악하기 위하여는 연료의 분사 특성을 규명하는 것이 필요하다.

연료 분사 시스템 해석에 관한 연구는 여러 연구자들에 의하여 이론적 해석과 실험적 연구가 이루어져 왔다.^{1~6)} 그러나 분사계에 영향을 미치는 인자 중에서 분사관 크기, 리

트랙션 체적, 플런저 면적의 변화와 펌프 및 기관의 속도 등에 대한 영향에 대하여는 미해명의 부분이 많아 더욱 많은 연구가 요망되고 있다. 그러므로 본 연구에서는 이러한 점을 고려하여 디젤 기관의 직렬형 연료 분사 시스템의 연료의 분사 압력, 분사율 및 분사 시기 등의 분사 특성을 예측하고, 분사 시스템의 실험 결과와 비교 검토하여 여러가지 변수들의 영향을 규명하였다. 또한 펌프의 회전 속도, 딜리버리 벨브의 리트랙션 체적, 분사관의 단면적, 노즐의 분사 개시 압력 및 플런저 단면적 등을 변수로 하여 분사 압력과 분사율 등이 분사 특성에 미치는 영향에 관하여 고찰하고 이를

*정회원, 한양대학교 기계공학과

** (주) 금성사, 가전연구소, L2실

비교 검토하였다.

2. 분사 특성 해석

분사 시스템의 해석을 위하여 디젤 기관에 많이 사용되고 있는 직렬형 연료 분사 장치를 Fig.1과 같이 모델화하고 캠은 접선 캠을 적용하였다.

분사 시스템을 해석하기 위하여, 분사계를 연료 펌프, 분사관 및 분사 노즐의 세 부분으로 나누어 적용하기로 한다.

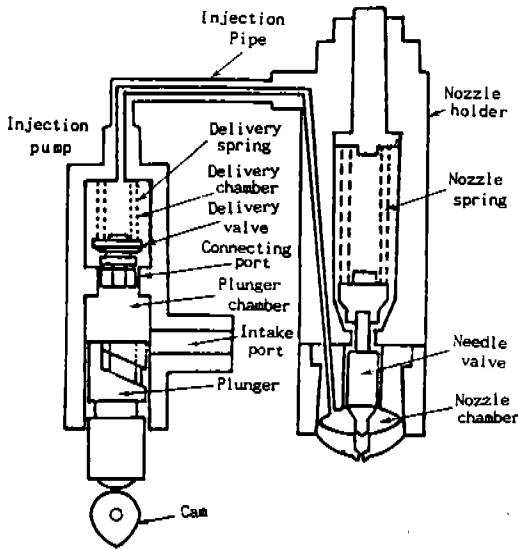


Fig.1 Schematics of the fuel Injection system

2.1 연료 분사 펌프

분사 펌프에 다음과 같이 연속 방정식과 운동 방정식을 적용하기로 한다.

(1) 플런저실의 연속 방정식

플런저실의 배제량은 연료의 압축을, 연료 공급 포트, 스피어 포트, 딜리버리 밸브 운동에 의한 체적 변화에 따른 유량과 같으므로 다음 식으로 표시된다.

$$U_p F_p = \frac{V_p}{E_p} \frac{dP_p}{dt} + Q_p + Q_{sp} + Q_d + F_d \frac{dy_d}{dt} \quad (1)$$

단, E, F, P, Q, t, y, U, V 는 각각 연료의 체적 탄성 계수, 면적, 압력, 유량, 시간, 양정, 속도, 체적이고, 첨자 p, sp, d 는 각각 플런저, 스피어 포트, 딜리버리 밸브를 표시한다.

$$Q_p = C_{fs} F_{fs} \left(\frac{2}{\rho} (P_p - P_{fs}) \right)^{1/2}$$

$$Q_{sp} = C_{sp} F_{sp} \left(\frac{2}{\rho} (P_p - P_{sp}) \right)^{1/2}$$

$$Q_d = C_d F_d \left(\frac{2}{\rho} (P_p - P_d) \right)^{1/2}$$

여기서 ρ 는 연료의 밀도, 첨자 fs 는 연료 서포트 포트를 나타낸다.

(2) 딜리버리실의 연속 방정식

플런저실로부터 딜리버리실로 흐르는 유량과 딜리버리 밸브 운동에 의한 체적 변화량의 합은 딜리버리실 내의 압축을과 분사관 내의 유량의 합과 같다. 따라서

$$F_d \frac{dy_d}{dt} + Q_d = \frac{V_d}{E_d} \frac{dP_d}{dt} + U_{de} F_{ni} \quad (2)$$

여기서 첨자 de, ni 는 각각 딜리버리실 출구, 노즐실 입구를 표시한다.

(3) 딜리버리 밸브의 운동 방정식

잔압과 초기 스프링 장력에 의한 힘의 합을 L_{d0} 라고 하면 딜리버리 밸브의 운동 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} m_d \frac{d^2 y_d}{dt^2} + D_d \frac{dy_d}{dt} + K_d y_d \\ = \alpha_d F_d (P_p - P_d) - L_{d0} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 m 은 등가 질량, D 는 댐핑 계수, K 는 스프링 상수, α 는 추력 계수이다.

2.2 연료 분사 노즐

(1) 노즐실의 연속 방정식

노즐 분사관으로부터 노즐실로 유입되는 연료량은 노즐실의 압축을, 노즐 운동에 따른 연료량, 노즐 분사량의 합과 같으므로 다음 식으로 표시된다.

$$U_{ni} F_{inj} = \frac{V_n}{E_n} \frac{dP_n}{dt} + F_{na} \frac{dy_n}{dt} + Q_n \quad (4)$$

$$Q_n = C_n F_n \left[\frac{2}{\rho} (P_n - P_{cyl}) \right]^{1/2}$$

여기서 첨자 n , na 는 각각 노즐실, 니들 실린더를 의미한다.

(2) 니들 밸브의 운동 방정식

대기압을 P_a , 니들 밸브에 작용하는 초기 스프링 장력을 L_{no} 라 하면 니들 밸브의 운동 방정식은 다음과 같이 표시한다.

$$m_n \frac{d^2 y_n}{dt^2} + D_n \frac{dy_n}{dt} + K_n y_n = \alpha_n P_n (F_{na} - F_{nd})$$

$$+ [F_{na} - \alpha_n (F_{na} - F_{nd})] P_{cyl}$$

$$- F_{na} P_a - L_{no} \quad (5)$$

여기서 첨자 nd 는 니들을 나타낸다.

2.3 연료 분사관

분사관 내의 흐름은 1차원 비정상 유동이며, 분사관의 운동량 및 연속 방정식은 다음 식으로 표시된다.

(1) 운동량 방정식

$$\frac{\partial P}{\partial X} + \rho \frac{\partial U}{\partial t} + 2 \rho k U = 0 \quad (6)$$

(2) 연속 방정식

$$\frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial U}{\partial X} = 0 \quad (7)$$

식 (6)의 k 는 관 유동의 저항 계수, X 는 거리, $a = (\partial P / \partial \rho)_{ad}$ 이다.

(3) 공동 현상

공동 현상을 고려하기 위하여 축적 유량과 체적 변화량 Y 를 고려하면 기본 방정식은 다음과 같다.

$$Y = \frac{V}{E} P + V_c \quad (8)$$

$$Q = \int_{t=0}^{t=j} F_L \cdot U dt \quad (9)$$

여기서 V_c 는 공극의 체적이다.

이상의 분사 시스템의 지배 방정식을 차분화하고, 분사관, 분사 펌프, 분사 노즐에 대하여 차분화한 연립 방정식으로부터 분사 성능을 구하였다.

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치

실험에 적용한 분사 시스템은 디젤 기관에 많이 사용되는 직렬형 분사 펌프로써 그 주요 제원은 Table 1과 같다.

실험 장치는 디젤 기관 분사 펌프 전용 시험 장치를 사용하였다.

Table 1 Specification of Injection system

Plunger diameter	7.5 mm
Injection pipe length	400 mm
Injection pipe diameter	2 mm
Pressure of supply port	0.1 MPa
Maximum needle lift	0.75 mm
Nozzle opening pressure	22 MPa
Needle spring modulus	18 MPa

3.2 실험 방법

분사 펌프의 실험은 캠의 회전 속도를 400, 800, 1200rpm으로 일정하게 하고 노즐 열림

압력을 180, 200, 220 bar, 리프트용 체적을 18, 20, 22 mm³, 플러저 면적을 0.200, 0.225, 0.250 cm² 으로 변화시키면서 분사 특성을 실험하고 그 결과를 수치 계산 결과와 비교 검토하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 계산 결과와 실험 결과의 비교

Fig.2는 캠 회전 속도가 1100rpm이고, 분사량 30 mm³/st 일 때 연료 분사 펌프 시스템의 딜리버실 압력, 노즐실 압력 및 니들 리프트에 대한 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교한 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 딜리버실 압력과 노즐실 압력은 이론 해석치와 실험 결과의 경향이 대체로 일치하는 결과를 보였으나 2차파에서 약간의 차이를 보이고 있는데 이것은 니들 리프트가 원 위치로 되돌립되었을 경우 이론적으로는 니들이 완전히 닫히지만 실제로는 Fig.2의 상단에서 보는 바와 같이 상당한 시간 동안 약간의 열림 진동이 수반되어 압력파가 둔화되기 때문인 것으로 생각된다. 이러한 경향은 문헌 (7)의 연구 결과에도 비슷한 경향을 보이고 있다.

4.2 캠 회전 속도의 영향

Fig.3은 딜리버실의 압력에 미치는 캠 회전 속도의 영향을 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 주분사 압력과 2차 분사 압력은 캠 회전 속도가 상승함에 따라 증가하며 잔류 압력에는 큰 영향이 없는 것으로 나타났다. 한편 Fig.4는 캠의 회전 속도에 따른 노즐실 압력의 변화를 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 캠 회전 속도가 증가함에 따라 최고 압력은 크게 변화하지 않았으나 압력이 하강하는 점이 지연되는 경향을 보였다. Fig.5는 캠의 회전 속도에 따른 분사율의 변화를 도시한 것이다. 이 선도에서 분사율이 거의 수직으로 상승하고 있는데 이것은 홀 노즐의 특성에 해당하며, 속도의 증가에 따라 분사율은 증가하는 경향

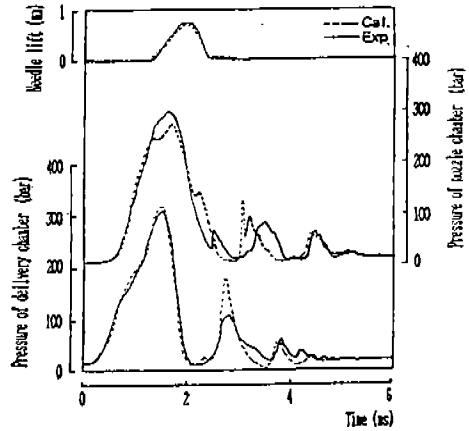


Fig.2 Comparison between experimental and calculated results at 1100 rpm

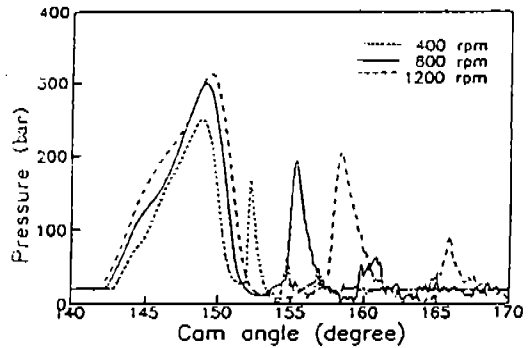


Fig.3 Effect of cam speed on pressure of delivery chamber

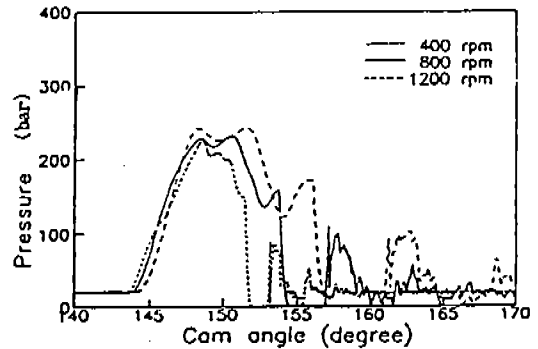


Fig.4 Effect of cam speed on pressure of nozzle chamber

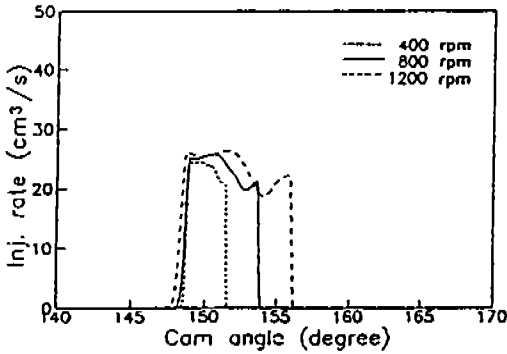


Fig. 5 Effect of cam speed on injection rate

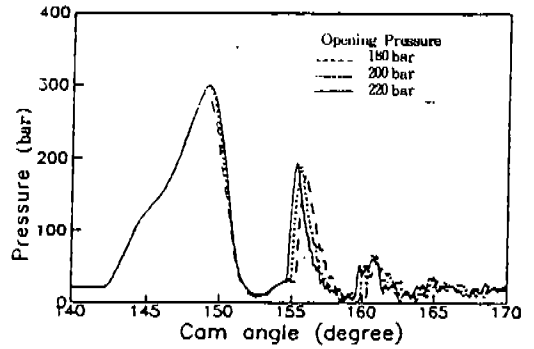


Fig. 6 Effect of nozzle opening pressure on delivery pressure

을 보였다.

4. 3 분사 성능 인자의 영향

Fig. 6은 분사 개시 압력의 변화에 따른 딜리버실의 압력 변화를 나타낸 것이고, Fig. 7은 분사율에 미치는 영향을 비교한 것이다.

딜리버실의 압력은 분사 개시 압력의 변화에 대하여 큰 변화는 나타나지 않았으나 니들 밸브의 개방 시간이 지연되면서 약간의 압력 상승이 나타났다. 또한 잔류 압력의 변화와 관계없이 일정하였다.

Fig. 8은 딜리버리 밸브의 리트랙션 체적을 18mm^3 , 20mm^3 , 22mm^3 로 변화시켰을 경우에 리트랙션 체적이 분사 특성에 미치는 영향을 도시한 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 딜리버리실 압력은 딜리버리 밸브가 닫히기 전까지의 주분사 기간에는 변화가 거의 없으나 딜리버리 밸브가 닫힌 이후에는 리트랙션 체적이 적을수록 딜리버리실의 2차 압력파의 압력과 그 이후의 잔류 압력이 더 높게 나타났다. Fig. 9, 10은 플런저 면적이 딜리버리실 및 노즐실 압력에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

Fig. 11은 분사 펌프 회전 속도가 800rpm이고 분사 개시 압력이 220 bar 일 경우에 분사관의 지름을 1.7 mm, 2.0 mm, 2.3 mm로 변화시켰을 때 분사관 지름의 변화가 분사 특성에 미치는 영향을 도시한 것이다.

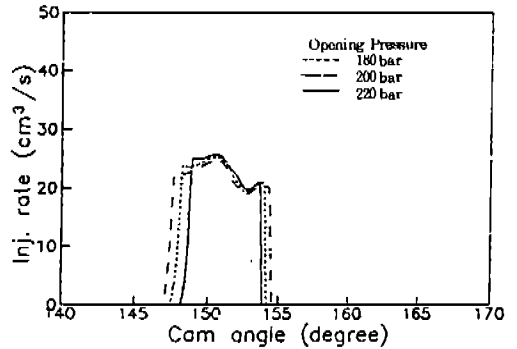


Fig. 7 Effect of nozzle opening pressure on injection rate

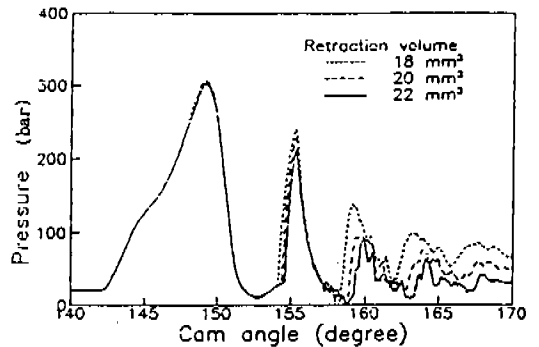


Fig. 8 Effect of retraction volume on delivery chamber pressure

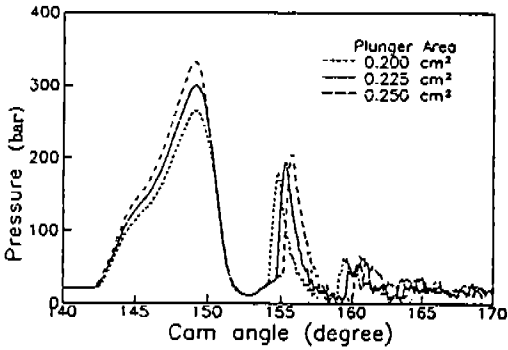


Fig.9 Effect of plunger area on pressure of delivery chamber

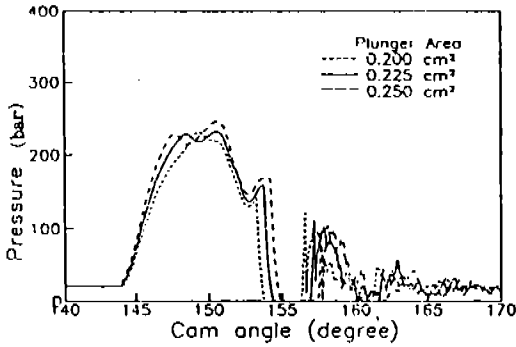


Fig.10 Effect of plunger area on pressure of nozzle chamber

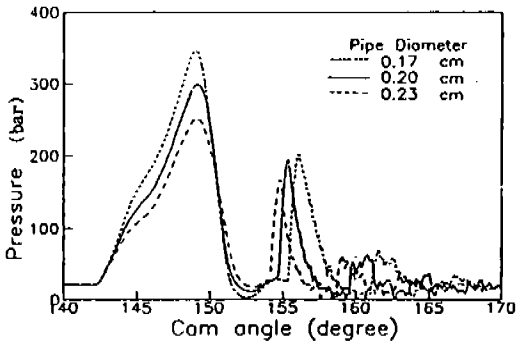


Fig.11 Effect of pipe diameter on pressure of delivery chamber

이들 선도에서 보는 바와 같이 딜리버실의 압력은 플런저 지름이 클 때와 분사관 지름이 작을 수록 증가하였는데, 이러한 현상은 플런저 지름이 클 때와 분사관 단면적이 작아짐에 따라 딜리버실로부터 분사관으로 이동되는 연료의 압력이 증가되기 때문인 것으로 생각된다.

5. 결 론

디젤 기관의 직렬형 연료 분사 장치에 대한 분사 특성을 시뮬레이션과 실험으로부터 구하고, 분사 특성에 미치는 변수들의 영향을 규명한 본 연구의 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 연료 분사 장치의 분사 특성에 대한 시뮬레이션 결과와 실험치는 변화의 경향이 거의 일치하는 결과를 얻었다.

(2) 연료 분사 펌프의 딜리버리실 및 노즐실의 압력과 연료 분사율은 캠의 회전 속도와 분사 개시 압력, 플런저 단면적이 증가할수록 상승하였고, 연료 분사관의 지름이 클수록 감소하였다.

(3) 연료 분사 기간은 캠 회전 속도의 증가와 플런저 단면적이 증가할수록 길어지며, 분사 개시 압력과 분사관의 지름이 클수록 짧아진다.

(4) 분사계의 2차 압력파와 잔류 압력은 딜리버리 밸브 리트랙션 체적의 영향을 크게 받으며, 리트랙션 체적을 증가시킬수록 잔류 압력은 감소하였다.

참 고 문 헌

1. J. Campbell, J. Scholl, F. Hibbler, S. Bagley, D. Leddy, D. Abata, and J. Johnson. : "The Effect of Fuel Injection Rate and Timing on the Physical, Chemical, and Biological Character of Particulate Emissions from a Direct Injection Diesel Engine, SAE paper 810996, 1981.

2. H. Fujiwara, T. Okeya, M. Kawakami, and T. Nagai : "Effect of Constant Pressure Delivery Valve on Diesel Injection Characteristics", Journal of the M.E.S.J., Vol.21, No.1, pp.7~11, 1986.
3. M. Goyal : "Modula Approach to Fuel Injection System Simulation", SAE paper, 78162, 1978.
4. S. Itoh, Y. Ishii, H. Sakai, and M. Kamata : "Simulation Analysis on Dynamic Characteristic of Diesel Fuel Injection Systems, SAE paper, 851586, 1985.
5. S. Suzuki, "The Improvement of Fluid Injection System for Vehicle Diesel Engine Developing High Injection Rate", SAE paper 790891, 1979.
6. K. Yamaoka, A. Saito, N. Abe, and M. Okezaki : "Analysis of Bypass Control Fuel Injection System for Small Diesel Engines by Digital Computer", SAE paper, 730664, 1973.
7. K. Kumar R. R. Gaur, and M. K. Gajendra Babu, "A Finite Difference Scheme for Simulation of a Fuel Injection System," SAE paper, 831337, 1983.