

## 디젤기관의 연소에 미치는 분사계의 영향

### Effects of the Fuel Injection System on Combustion in a Diesel Engine

권 순 익\*    김    완\*\*  
S. I. Kwon,    W. Kim

#### ABSTRACT

Fuel injection system is an important tool in the exhaust emission and performance of a diesel engine. Effects of the fuel injection system in diesel combustion was investigated experimentally by measuring the performance and analyzing the combustion phenomena in a D.I. diesel engine. The selected injection parameters were nozzle hole diameter, nozzle opening pressure, nozzle projection length, and nozzle spray angle.

From the measured results, it is shown that the fuel injection pipe diameter is an effective means to improve engine performance in a middle and high speed range and the 2 stage spring nozzle holder has the advantage of increasing the engine performance due to the initial injection pressure in a low speed range. It has been also shown that increasing nozzle opening pressure resulted in decrease in smoke, but increase in *NO<sub>x</sub>* from the engine.

주요기술용어 : Diesel Engine(디젤기관), Fuel Injection Pipe(연료분사관), Nozzle Hole Diameter(분공경), Nozzle Opening Pressure(개변압), Cone Angle(분무각), Nozzle Projection Length(노즐돌출량)

#### 1. 서    론

디젤기관의 성능에 영향을 미치는 요인으로는 크게 공기유동계, 분사계, 연소실계로 나눌 수 있다. 그중 분사계는 분사된 연료의 미립화의 양부를 좌우하므로 기관성능에 영향을 미치는 주된 인자가 되고 있다. 디젤 기관내의 혼합기 형성과정은 연소실내의 연료 분사로부터 시작

되는 공간적 및 시간적으로 복잡한 과제로서 혼합기 생성은 노즐 분공을 통과한 후의 연료의 공간적 전파와 분포에 관여함과 동시에 분사의 시간적, 양적제어를 받게 된다. 이는 결국 노즐로부터 분사된 분무가 미립화 및 증발 과정을 거쳐 연소실내의 공기와 혼합하여 착화 연소함으로써 연소 성능에 영향을 미치고 있다. 이러한 분무에 관해서는 종래로부터 많은 연구<sup>1)</sup>가 되어

\* 정회원, 현대자동차

\*\* 현대자동차

왔으나 분사계 전반에 대해 성능에 미치는 영향을 체계적으로 조사된 연구는 그다지 많지 않은 실정이다. 본 연구는 직접분사식 디젤 기관을 이용하여 노즐의 분공경, 돌출량 등의 분사계 각 인자들을 변경시켜 이들 인자가 기관 출력 및 배출물에 미치는 영향을 규명하였다.

## 2. 실험장치 및 변경인자

### 2.1 실험 기관 및 실험조건

실험에 사용한 기관은 실린더지름 118mm, 행정 115mm, 총배기량 7.5L의 6기통 직접분사식 디젤기관이며, 주요제원은 Table 1과 같다. 실험은 냉각수 및 오일온도 80+3°C에서 흡기압은 -350mmH<sub>2</sub>O/2900rpm, 배기압은 150mmHg/2900rpm의 운전조건이 되도록 흡, 배기측 압력을 조정하여 전부하상태에서의 성능 및 배출 가수량을 구하였다.

Table 1. Specification of Test Engine

|                    |                |
|--------------------|----------------|
| Number of Cylinder | 6              |
| Bore×Stroke        | 118×115mm      |
| Swept Volume       | 7.5L           |
| Compression Ratio  | 17.5           |
| Combustion Chamber | Reentrant Type |
| Intake Swirl Ratio | 2.7            |
| Injection Pump     | AD Type        |
| Plunger Dia.       | φ10.5mm        |

Table 2. Values of Parameter Used

|                         |   |
|-------------------------|---|
| Nozzle                  | φ0.31×5, φ0.30×5, φ0.29×5, φ0.28×5, φ0.28×6 |
| Injection Pipe Dia.     | φ2.0mm, φ1.8mm                              |
| Nozzle Opening Pressure | 18, 20, 21.6, 24, 26MPa                     |
| Nozzle Holder Spring    | 1Spring, 2Spring                            |
| Cone Angle              | 160°, 157°                                  |
| Nozzle Projection       | 1.5mm, 3.5mm, 6.5mm                         |
| Injection Timing        | 16°, 14°, 12°, 10° BTDC                     |

## 2.2 변경 인자

실험은 기관회전수 1000, 2000, 2900rpm 및 연료량 일정하에서 분무에 영향을 미치는 각인자들을 변경시켜 그 성능을 파악하였으며, 상세한 변경인자는 Table 2에 나타낸다.

## 3. 실험 결과 및 고찰

### 3.1 노즐 분공경의 영향

노즐의 분공경을 변화시켰을 때의 성능 및

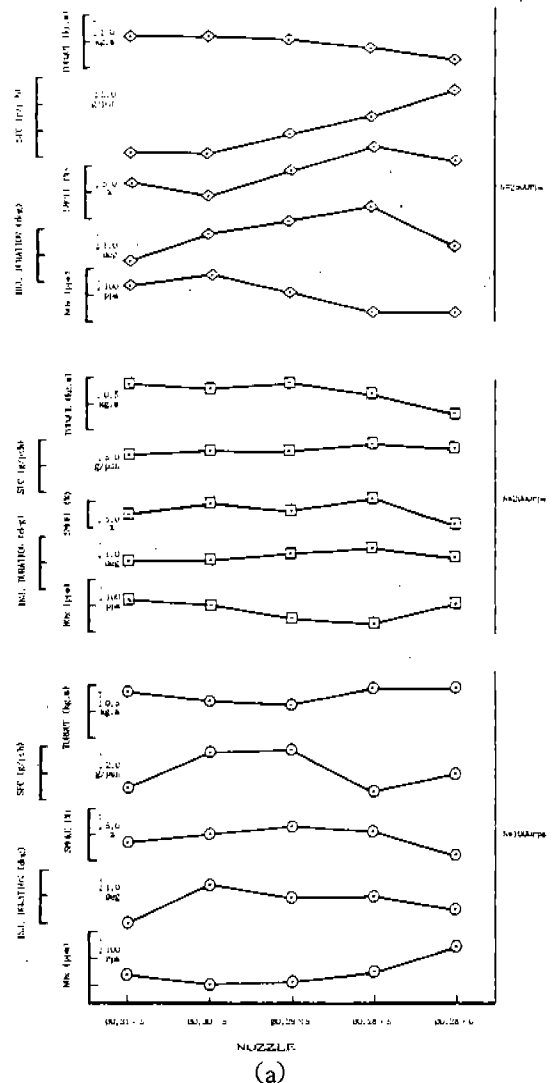
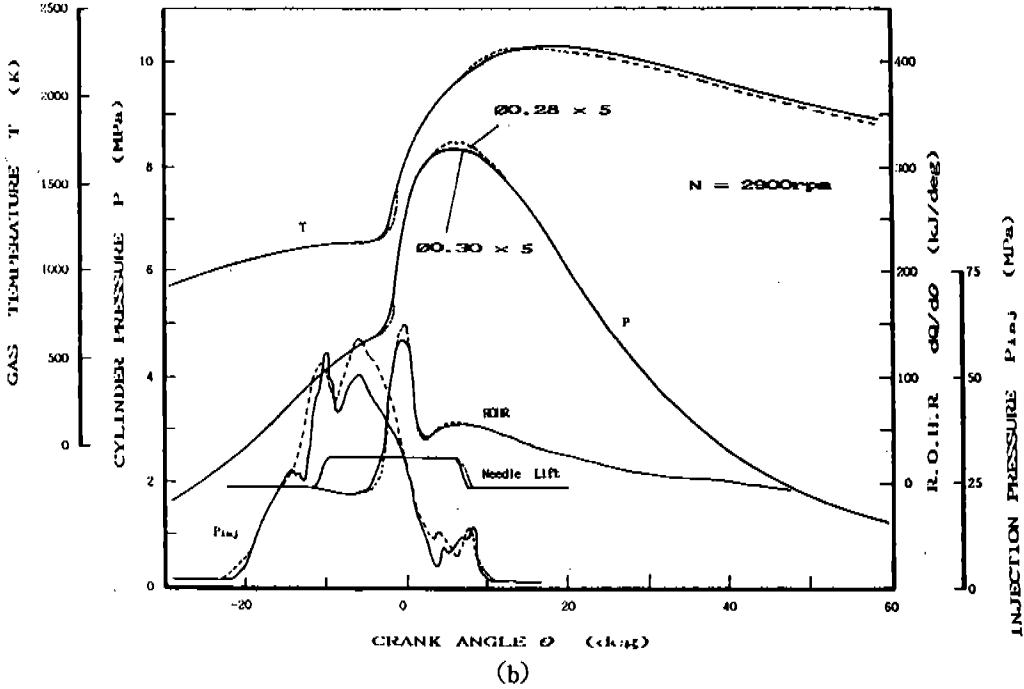


Fig.1 Effects of Nozzle Hole Dia.



연소특성을 Fig. 1에 나타낸다. Fig. 1(a)에서 가로축에는 노즐의 변화를, 세로축에는 연소특성에 관계되는 각종성능을 각 간격의 절대값으로 나타내어 전체적인 경향을 살펴보았다.

동일 연료량에서 분공경을 축소시키면 Fig. 1에서와 같이 분사시간이 길어져 확산연료량이 증가하여 배기농도 및 연비를 악화시키는 단점이 있는 반면 분사압의 증대에 의한 분무 입경의 미립화, 분무의 도달거리(penetration)의 적정화 등의 장점이 있어 연소 진행과정중에 이러한 장점을 이용함에 따라 배기농도의 악화를 개선할 수 있어 적정 노즐분공경의 선택이 가능하다. 이러한 인자들에 의해 저, 중속 매연농도 및 연비 측면에서는  $\phi 0.31\text{mm} \times 5$  노즐이 우수하나 고속 매연농도 및 저, 중속  $\text{NO}_x$  측면에서는  $\phi 0.30\text{mm} \times 5$  노즐이 유리함을 알 수 있다. 이후의 본 실험은 고속매연농도 저감에 중점을 두어 전체적인 경향을 살펴보기 위해  $\phi 0.30\text{mm} \times 5$  노즐을 사용하였다.

### 3.2 분사관의 영향

동일 노즐을 사용하여 분사 펌프에서 노즐까지

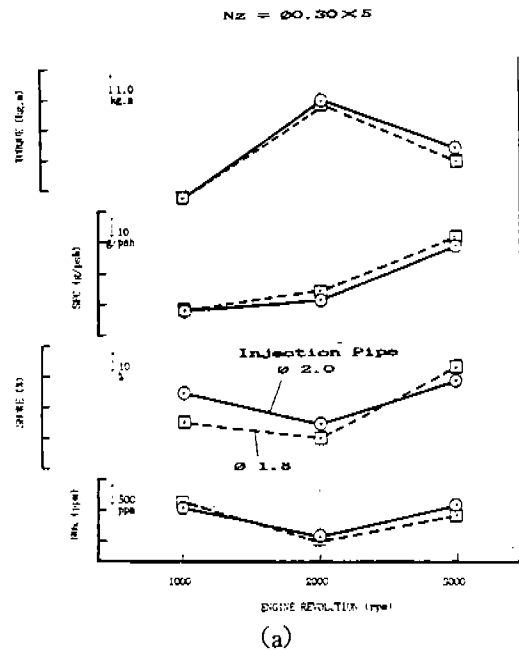
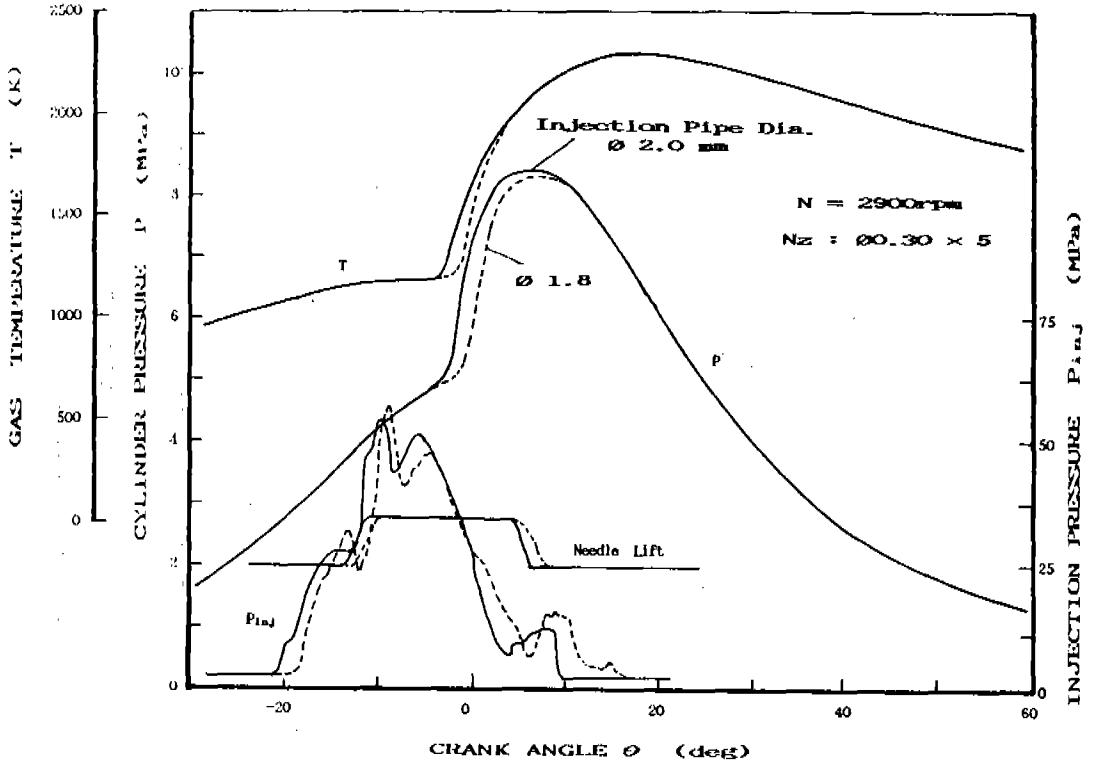
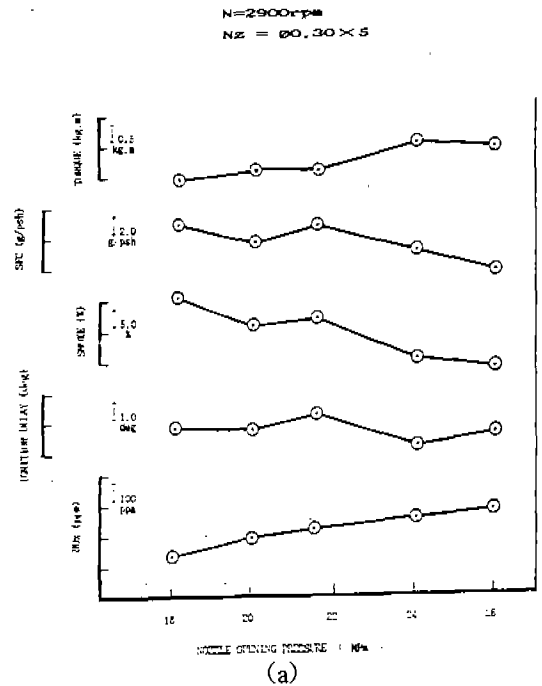


Fig.2 Effects of Injection Pressure Pipe



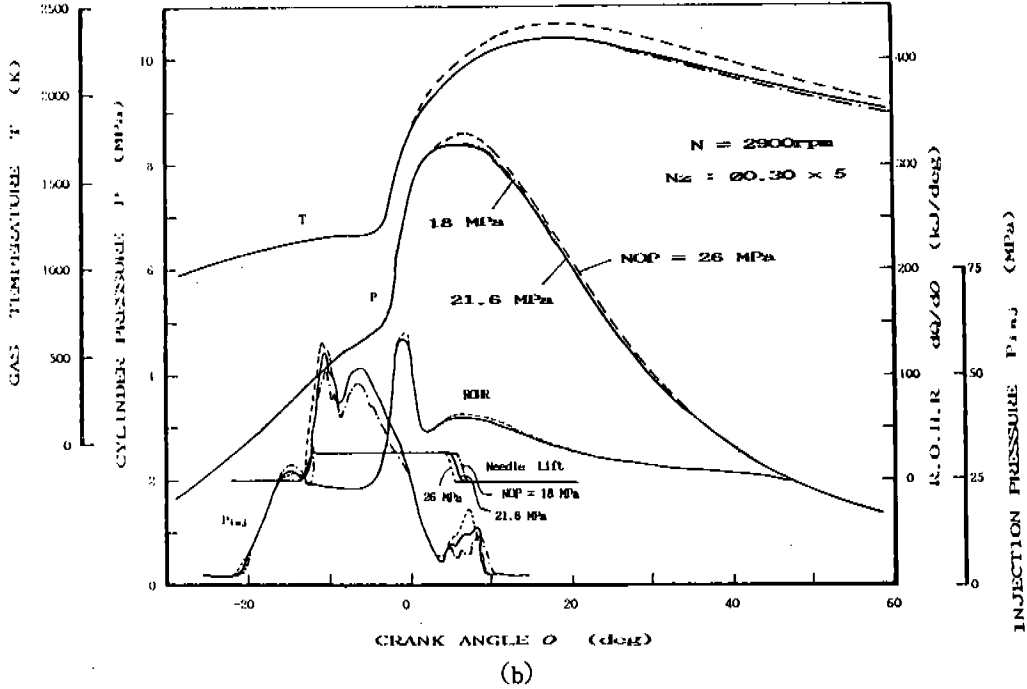
지의 분사관의 직경을 변화시켰을 때의 성능 및 연소압곡선을 Fig.2에 나타내었다. 중, 고속영역에서의 연비는 분사관 지름 2.0mm가, 저속영역에서의 매연 농도측면에서의 1.8mm가 유리함을 알 수 있다. 분사관 직경의 확대는 분사관내의 마찰저항 감소를 가져와 중, 고속영역에서 분사압의 증대 및 분사기간의 단축효과를 가져온다. 또한 분사관 직경이 커지면 분사관내의 용적이 증대되고 상대적으로 되돌림 양의 감소로 인하여 잔압이 증가되어 연소 압력 선도에서 보는 바와 같이 실제 분사시기가 진각된다. 따라서 연비 및 매연농도의 저감 효과를 가져오게 된다. 반면에 저속 영역에서는 분사관 단면적 증대에 인한 송유속도의 저하가 분사압 저하로 나타나 분무입경을 증대시키는 결과를 가져오고 이것은 배출물 중의 매연농도를 악화시킨다. 또 앞서 설명과 같이 중, 고속에서 분사관 지름 2.0mm의 실제 분사시기의 진각으로 인해 실린더내 최고 압력이 높아지고 이에 따른 온도 상승으로  $NO_x$  배출량은 증가한다.

(b)



(a)

Fig.3 Effects of Nozzle Opening Pressure



### 3.3 노즐 개변압의 영향

노즐의 개변압을 변화시켰을 때의 성능 및 연소압 곡선을 Fig. 3에 나타내었다. 분사 펌프의 분사압이 동일한 상태에서 노즐개변압의 증가는 분사기간 및 분사량의 감소를 가져오나 동일 분사량 및 동일 분공경에서는 차압의 증가 및 분무의 평균입경이 감소하여 분무에의 공기 도입율이 증가되어 열발생율의 상승이 커진다. 또한 연소 압력의 최고치도 높아져 실린더내의 연소 가스온도가 높아져서  $NO_x$  배출량이 증대되고 매연농도는 저감되는 경향을 나타내었다.

### 3.4 노즐 돌출량의 영향

Fig. 4는 실린더 헤드 하면에서 노즐 분공경 중심까지의 길이(노즐 돌출량)와 분무 상호간의 각도를, 그리고 노즐 돌출량의 크기를 1.5mm, 3.5 mm, 6.5mm로 변화시켰을 때의 연소특성값을 각각의 절대값으로 Fig. 5에 나타내었다. 노즐의 돌출량에 따라 분무가 연소실 벽면에 충돌하는 위치가 달라져 충돌때의 벽면에 부착하는 분무

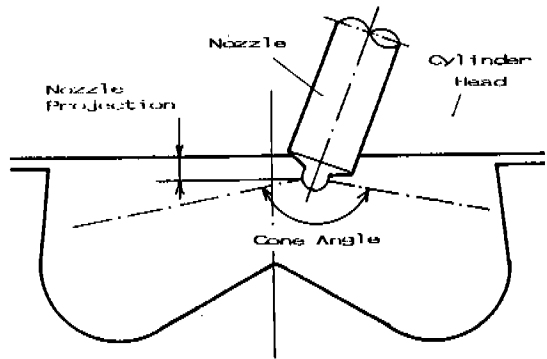


Fig. 4 Nozzle Projection & Cone Angle

량과 충돌후의 분무의 확산형태에 변화를 주어 공기와의 혼합상태에 영향을 미친다.

연비측면에서는 돌출량 3.5mm가 좋으며  $NO_x$ 는 돌출량이 3.5mm일 때 많이 배출되고, 6.5 mm로 더욱 크게 할 경우에는 약간 저감되고 있으나 전반적으로 돌출량이 볼수록 많이 배출되고 있다. 이는 연소 사진촬영의 결과분석<sup>2)</sup>을 인용하면 노즐의 돌출량이 큰쪽이 화염의 전파 영역이 크며, Piston 상면틈새부의 공기량이 적은 상태에서 화염과 공기와의 혼합 및 연소가 진

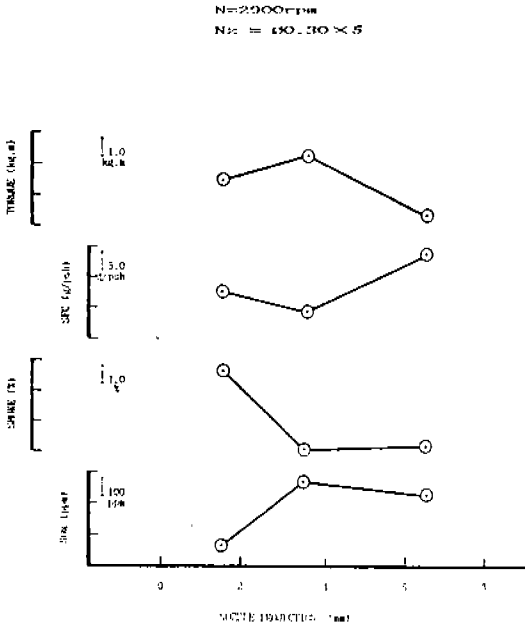


Fig.5 Effects of Nozzle Projection

행되므로 틸새부의 가스온도가 높아져  $NO_x$  배출량이 많아진다고 할 수 있다.

### 3.5 분무각의 영향

노즐 분공을 통해 분사되는 분무의 각(cone angle)을 변화시킨 결과를 Fig.6에 나타내었다. 분무각  $157^\circ$ 가  $160^\circ$ 에 비해 연비 및 매연농도 측면에서는 유리하나  $NO_x$  측면에서는 약간 불리함을 나타낸다. 이는 연소실 벽면과의 충돌점이 분무각  $157^\circ$ 가  $160^\circ$ 보다 연소실 벽면하부에 형성되어 충돌후 연소실(bowl)하면으로 반사되는 분무의 양이 증가하여 분산이 좋아져 분산된 분무는 공기 유동에 편승되어 공기와의 혼합중가 효과를 기대할 수 있기 때문이라고 생각되어진다.

### 3.6 노즐 홀더 스프링수의 영향

노즐 홀더내의 스프링개수 및 니들(needle) 상승량을 기존의 1단(1 spring)과 2단(2 Spring)으로 변경시켰을 때의 성능비교를 Fig. 7에 나타내었다. 노즐의 개변압은 스프링의 장력에 의해 변화되며, 기존의 1단 스프링 노즐의 개변압은

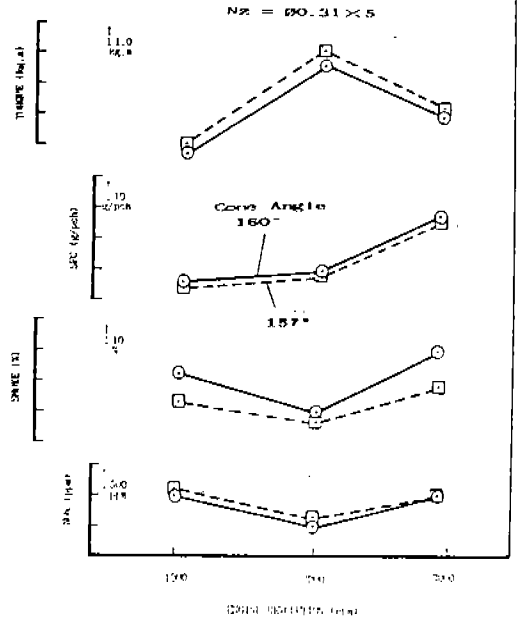


Fig.6 Effects of Cone Angle

21.6MPa이고, 2단 스프링 노즐은 1차측 개변압이 16MPa, 2차측이 25MPa이다. 일반적으로 2단 스프링 노즐은 저속 저부하시에 분사압이 낮아 1차측 스프링만 작동하여 초기 연료분사량이 적어  $NO_x$ 와 소음에 유리하나 저속 고부하시에는 2차측 스프링까지 작동하므로 분사량이 많아져  $NO_x$ 의 배출량도 많아진다. Fig.7에서 보는 바와 같이 저속고부하에서는 2단 스프링 노즐이 1단 노즐에 비해 매연농도와 연비는 저감되나  $NO_x$ 는 약간 증가하고 있다. 이는 2단 스프링 노즐의 초기분사 압력이 1단 노즐에 비해 높고 초기 분사량이 증대되어 연소압의 급격한 상승에 의해  $NO_x$ 가 많이 배출되고 있다. 이러한 현상은 고속 구간에서도 나타나 2단 스프링 노즐의 경우, 분사관내의 압력은 2차측 스프링의 장력에 의해 압력상승이 방해되어 최고 분사 압력은 낮으나 1차측 개변압이 낮음에 의해 착화지연기간 중의 분사량이 많아져 Fig.7(b)에서와 같이 분사관내의 최고분사압이 낮음에도 불구하고 실린더내의 최고 연소압은 높게 나타나고 있다. 또한 1단 스프링 노즐의 경우 초기 연소량이 억제되고 후기 연소량이 증대 됨에 따라 2단 노즐보다

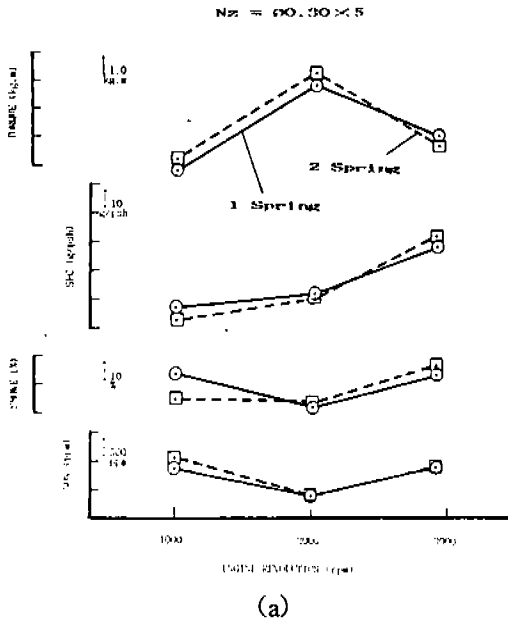


Fig. 7 Effects of Nozzle Spring

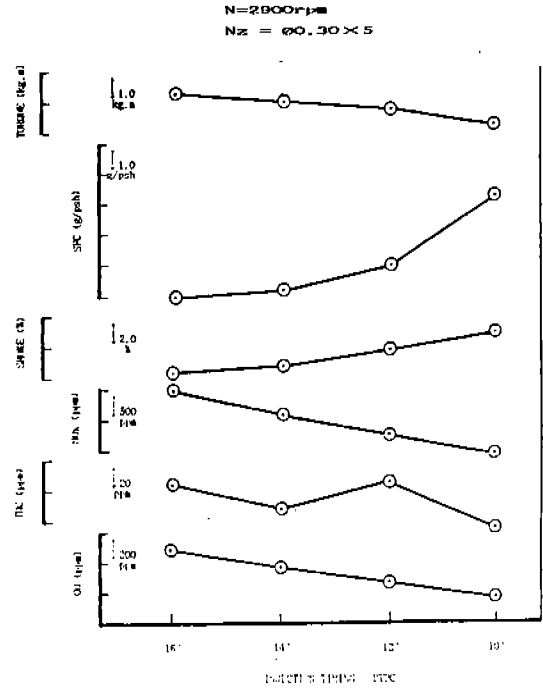
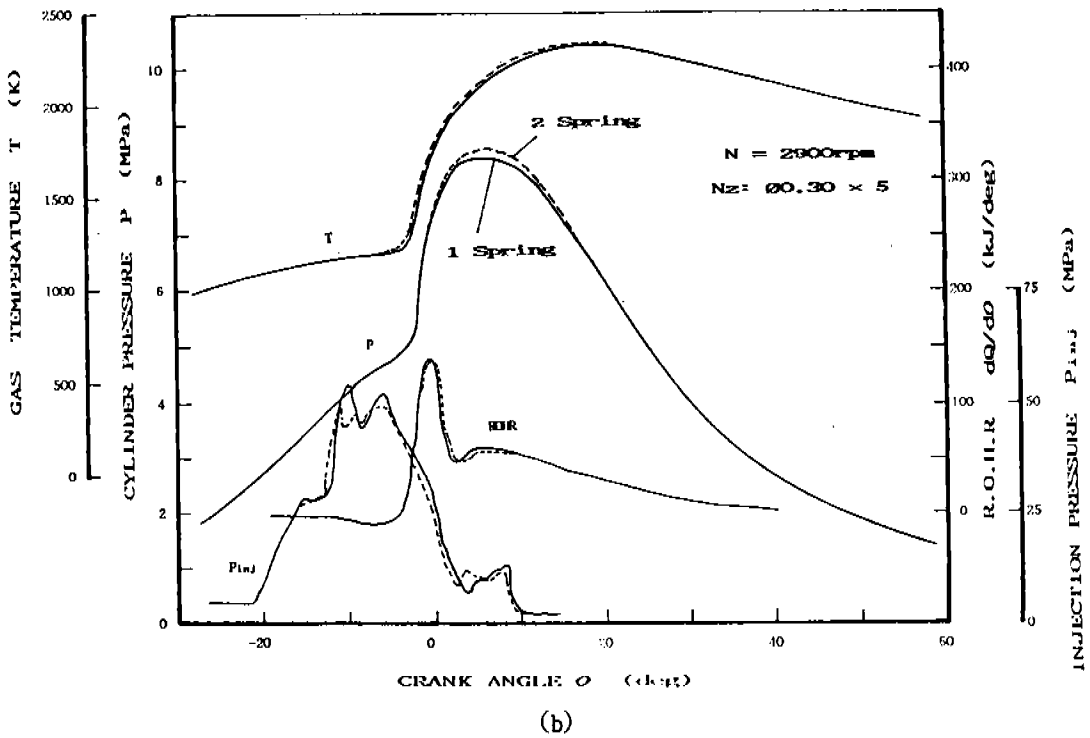


Fig. 8 Effects of Injection timing



등압적인 연소가 가능하게 되어 출력면에서 우세한 것으로 생각되어 진다. 따라서 전반적으로 2단 스프링 노즐은 1단 스프링 노즐에 비해 저속 성능면에서는 우수하나 고속 성능면에서는 약간 불리함을 알 수 있다.

### 3.7 분사시기의 영향

분공경  $\phi 0.30\text{mm} \times 5$  노즐을 이용하여 분사시기를 변화시킨 결과를 Fig. 8에 나타낸다. 분사시기를 진각시킴에 따라 분사기간중의 실린더 내의 압력이 상승하므로 분무에의 공기 도입이 증가하여 분무내의 평균 당량비가 감소한다. 따라서 매연농도와 연비가 저감된다고 생각되어 지나 반대급부로  $\text{NO}_x$ 와 소음이 증가하므로 이들의 상반된 관계를 적절한 선에서 최적화 시킬 필요가 있다.

## 4. 결 론

직접 분사식 디젤 기관을 이용하여 분사계의 각인자들을 변경시켜 이들 인자가 성능 및 연소에 미치는 효과를 연구한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 분사관 직경의 증대는 중, 고속구간에서 잔압증가에 의한 실분사시기의 진각으로 성능에 유리하다.
- (2) 노즐 개변압이 증가하면 분무입경의 미립화가 촉진되어 매연농도는 저감되고  $\text{NO}_x$ 는 증가한다.

- (3) 2단 스프링노즐은 1단 스프링 노즐에 비해 초기 분사압이 높아 저속성능면에서는 유리하나 고속에서는 약간 불리하다.
- (4) 동일 분사시기에서  $\phi 0.31\text{mm} \times 5$  노즐은 저, 중속 매연농도 및 연비 측면에서 우수하고  $\phi 0.30\text{mm} \times 5$  노즐은 저, 중속  $\text{NO}_x$  및 고속매연농도 측면에서 우수하다.

## 참 고 문 헌

1. H.Hiroyasu, "Diesel Engine Combustion and Its Modeling" Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engine, pp.53-75, 1985
2. H.Hiroyasu, K.Nishida, S.Yoshigawa, S.I.Kwon and M.Arai, "Combustion Process in a D.I.Diesel Engine with High Pressure Injection-Effect of Spatial Distribution of Fuel Spray in a Combustion Chamber on  $\text{NO}_x$  Emission" Transaction of SAE of Japan, Vol.22, No.4, pp.53-58, 1991
3. H.Okigawa and T.Shimada, "Improvement of Fuel Economy of Automotive Diesel Engine and its Countermeasures" Internal Combustion Engine(in Japanese), Vol.22, No.284, pp. 63-74, 1983
4. H.Fujisawa and S.Kawai, "Fuel Injection System in a Diesel Engine" Sankaido(in Japanese), pp.155-175, 1988