

## 극초고압 디젤분무특성 해석을 위한 극초고압 단발분사장치의 개발

정 대 용<sup>\*1)</sup> · 이 종 태<sup>2)</sup>

성균관대학교 기계공학부 대학원<sup>\*1)</sup> · 성균관대학교 기계공학부<sup>2)</sup>

### A Development of Ultra High Pressure Injection Equipment for Study on Diesel Spray Characteristics with Ultra High Pressure

Daeyong Jeong<sup>\*1)</sup> · Jongtai Lee<sup>2)</sup>

<sup>\*1)</sup>Graduated School of Department of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Gyeonggi-do 440-746, Korea

<sup>2)</sup>Department of mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Gyeonggi-do 440-746, Korea

(Received 31 March 2003 / Accepted 30 July 2003)

**Abstract** : It was known that high pressure injection is an effective method to enhance thermal efficiency and decrease exhaust emissions in diesel engines. If injection pressure becomes ultra high, it is predicted that there may be a suitable injection pressure which the enhancement rate of spray characteristics is moderate. Also, there may be a limit injection pressure which spray characteristics is reversed and get worse. But these are unknown.

To investigate a suitable injection pressure and a limit injection pressure, ultra high pressure injection equipment(UHPIE), which can realize the injection pressure of 3,200bar, was developed. UHPIE is a basic apparatus of single shot injection, and ultra high pressure was achieved by second stage rapid compression in short time.

From the evaluation of UHPIE, a injection curve like a conventional diesel engine(jerk type) was realized. Also, it was proved that repetition of experiment was excellent. Therefore it was found that there was no problem to perform the study on the ultra high pressure injection with UHPIE.

Consequently, the foundation of the study on ultra high pressure injection could be established.

**Key words** : Ultra high pressure injection(극초고압분사), Ultra high pressure injection equipment(극초고압분사장치), Injection pattern(분무양상), Spray characteristics(분무특성)

### 1. 서론

디젤기관에서 연료분사의 고압화는 분무입자의 운동에너지를 증가시켜 분무도달거리 및 분무각이 증가하고, 분무속도 증가에 따른 연소실내 공기와 의 전단력 증가로 미립화가 촉진되어 실린더내 공기이용률이 증가하게 된다. 이로 인한 공기와 의 혼합 촉진으로 착화지연기간 및 후연소기간이 감소되고 연소효율도 개선되어 입자상물질 및 soot의 생성

을 줄이는데 효과적이다. 뿐만 아니라, 출력성능 향상 및 연료소비율 개선효과도 동시에 도모할 수 있는 유망한 방법으로 주목받고 있다. 따라서 연료분사의 고압화를 위한 분사장치의 개발 및 고압화에 따른 분무 및 연소특성의 해석에 관한 연구가 다방면에서 수행되고 있다.<sup>1,4)</sup>

연료의 고압분사는 상기와 같이 유리한 점이 많지만 연료의 분사압력을 고압화 하더라도 분무특성의 향상율이 미미하여 연소특성의 향상율이 완만해지는 적정분사압력이 있을 것으로 판단된다. 또한,

\*To whom correspondence should be addressed.  
dyjeong@nature.skku.ac.kr

어느 정도의 압력 이상이면 노즐로부터의 분무상태가 임계상태로 되어 분무특성의 향상이 완만해지거나 또는 오히려 반전되는 한계압력이 존재할 수 있으리라 예측된다.

극초고압 영역에서의 분무와 연소특성을 규명하고 적정분사압력 및 한계압력을 규명하기 위해서는 극초고압을 발생시킬 수 있는 분사장치와 실제기관을 모사할 수 있는 연소장치의 개발이 선행되어야 한다. 그러나 현재까지의 연구는 분사압력 2,000bar 전후의 분무특성에 관한 해석이 대부분이며, 분사압력 3,000bar 이상의 극초고압 영역에 대한 해석은 전무한 상태이다. 특히 국내에서는 초고압분사영역에 관한 해석조차 이루어지지 않고 있으며, 분사장치에 관한 기초도 확립되어 있지 않은 상황이다.

본 연구에서는 극초고압분사에 따른 분무 및 연소특성을 파악하기 위한 전초단계로 3,000bar 이상의 극초고압 분사를 실현할 수 있는 분사시스템을 제작하고 그 성능을 평가하였다.

## 2. 극초고압분사장치

### 2.1 극초고압분사장치의 설계 개념

극초고압분사장치는 극초고압분사에 따른 분무특성을 파악하기 위한 기초실험장치로서 1회 분사로 실험이 완료되는 단발 분사형이다.

극초고압분사장치의 분사압력은 기존에 사용되는 분사시스템 보다 가능한 높이는 것이 바람직하다. 고압달성과 함께 분사압력의 조절이 가능하고 실제기관과 같은 분사파형이 재현되어야 한다. 그리고 요구되는 분사시기에 맞추어 분사시스템이 작동할 수 있도록 제어가 가능하여야 한다. 부가적으로 구조가 간단하고 안전성이 확보되어야 한다.

현재 사용하고 있는 전자식 고압분사 인젝터의 분사압력은 약 1,300bar이며, 분사압력 1,600bar를 목표로 실용화를 추진하고 있다. 실험용으로 이 보다 높은 압력의 달성이 보고되고 있지만, 이 역시 적정분사압력 및 한계압력을 해석하기에는 낮은 압력이다. 통상의 기계식 분사펌프를 이용하여 분사압을 높이기 위해서는 기밀성이 완벽한 분사펌프가 필요하나 이는 현실상 실현이 어렵다. 그러나 압축 초기의 압력을 높게 하여 빠른 시간내에 지속적으로

로 가압하면 누출이 있더라도 기존에 사용하고 있는 플린저형 고압분사 펌프를 이용하여 극초고압의 달성이 가능하다. 이 경우 기존의 분사펌프를 사용하므로 플린저 컨트롤 랙의 조절로 간단히 연료분사량을 조절할 수 있는 장점이 있다.

따라서 고압을 달성하는 방법은 플린저 펌프에 공급하는 연료의 초기압력을 별도의 압축 펌프로 1단 가압하여 공급한 후 플린저 펌프에 의해 2단 압축하는 방법을 채택한다.

통상 플린저의 작동은 캠의 구동에 의해 작동되고 있다. 캠 구동방식은 기관과 같이 연속적으로 분사가 수행되는 경우 적합하다. 그러나 캠 구동방식을 단발 구동하는 본 실험장치에 채택하고자하면 분사시기를 임의로 제어하고 1회 작동시키는 메카니즘의 구성이 오히려 복잡해진다. 또한, 고압을 달성하기 위해서는 분사압에 상응하는 큰 힘으로 플린저를 밀어주어야 하는데 큰 마력을 순간적으로 발생시키는 것이 용이하지 않다. 따라서 플린저의 작동은 단발구동이 가능하고 고압의 힘을 발생시킬 수 있는 유압실린더를 순간적으로 작동시키는 방법을 채택한다.

플린저구동용 유압실린더를 고속으로 움직이기 위해서는 다량의 고압작동유가 공급되어야 한다. 통상의 유압펌프로는 공급유량이 부족하다. 따라서 고압가스로 작동유를 압축시켜 순간적으로 압송하는 방법을 채택한다.

플린저구동용 유압실린더 작동시간 및 기간 등에 대한 재현성 및 시스템제어의 용이성 등을 평가하기 위하여 작동유의 개폐를 솔레노이드 밸브를 이용하는 방식과 걸림장치로 유압실린더 로드의 선단부분을 정지시키고 있다가 이를 제거함으로써 순간적으로 작동시키는 방법을 검토한다.

플린저구동용 유압실린더는 구동속도의 고속화를 위하여 단동실린더를 사용하므로 원상태로 복귀되지 않는다. 따라서, 별도의 복귀장치를 부가하며, 이는 구동실린더보다 큰 힘을 내는 유압실린더와 걸림장치를 사용한다.

### 2.2 극초고압분사장치의 구성

Fig. 1은 상기의 설계개념으로 제작한 극초고압 분사장치의 개략도를 나타낸 것이다. 극초고압분사

장치는 연료를 공압에 의해 가압하여 플런저 펌프에 공급하는 1단 압축부, 압송된 연료를 플런저 펌프에 의해 가압하는 2단 압축부, 작동된 플런저 구동실린더를 원상태로 복귀시키는 복귀장치부 및 연료 분사 인젝터로 구성된다.

극초고압분사시스템의 작동원리는 다음과 같다. 연료는 공압에 의해 가압된 상태로 플런저 펌프에 압송된다. 1차 압축된 연료유는 고압의 작동유에 의해 구동되는 플런저구동용 유압실린더의 움직임으로 플런저펌프 내에서 2단 압축된다. 2단 압축된 고압의 연료유는 연료 인젝터의 니들밸브를 통해 분사된다. 작동이 완료된 플런저 구동실린더는 유압 펌프로 작동되는 복귀실린더에 의해 초기상태로 복귀된다.

극초고압분사장치의 세부사항은 다음과 같다.

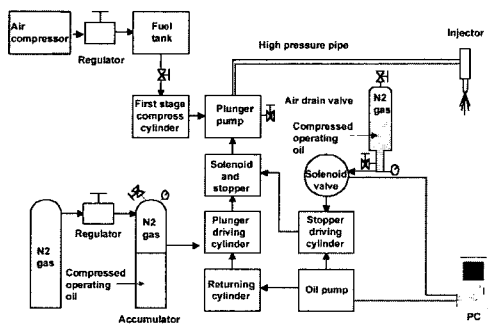


Fig. 1 Block diagram of UHPIE

### 2.2.1 1단 압축부

1단 압축부는 연료탱크, 연료를 1차 압축하는 가압실린더 및 펌프로 구성된다.

연료탱크는 연료가 기포 발생 없이 가압실린더에 압송될 수 있도록 공압에 의해 가압된다. 1단 압축 압력을 보다 높이기 위해 연료 가압에는 내압 200bar인 고압실린더를 사용하였다. 1단 압축압력은 유압펌프의 압송압력으로 조절할 수 있다.

### 2.2.2 2단 압축부

2단 압축부는 작동유를 압축하는 고압질소탱크, 작동유가 들어있는 고압 어큐물레이터, 플런저구동실린더 개폐장치, 플런저구동실린더 및 플런저 펌프로 구성되며 Fig. 2에 나타낸다.

2단 압축부는 어큐물레이터에 가압된 고압의 작

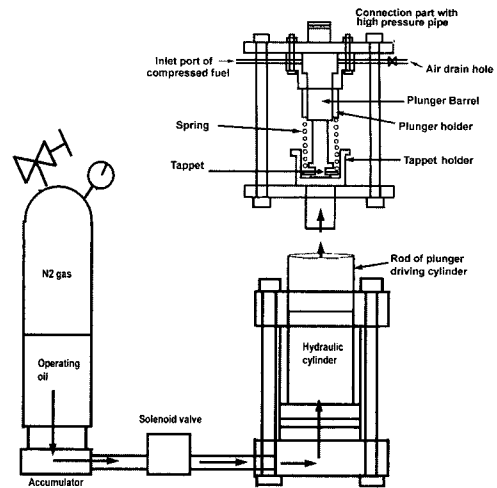


Fig. 2 Block diagram of second compression part

동유가 솔레노이드 열림신호에 의해 플런저구동실린더로 압송되고 압송된 작동유에 의해서 유압실린더가 작동하여 플런저홀더를 가압하면, 플런저펌프가 가압되어 연료가 인젝터로 압송된 후 분사가 이루어진다.

작동유를 압축하는 고압가스는 연료가 가스화 혼합되어 자기착화되는 것을 방지하고자 불활성기체인 질소를 사용하였다. 작동유의 가압력은 레귤레이터로 조절하며, 압력조절로 플런저속도를 변화시킬 수 있다. 고압어큐물레이터는 플런저구동실린더에 공급되는 작동유의 유출로 탱크내의 압력강하가 크지 않도록 압송량에 비해 충분히 큰 30ℓ로 하였다.

플런저구동실린더의 내경은  $\phi 140\text{mm}$ 이다. 플런저구동실린더에 의해 플런저펌프가 가압할 수 있는 연료의 최대 설계압축압력은 작동유 압력이 80bar인 경우 약 12,000bar이다.

플런저구동용 실린더의 로드선단과 플런저펌프 탭핏 사이는 일정한 간격을 두어 구동실린더가 가속되어 충분한 운동력이 플런저펌프에 전달되고 또한 구동시간 변동의 감소를 도모하였다.

플런저 펌프는 상용 PE-P형의 고압분사펌프 구성요소를 사용하였으며, 플런저 지름은 12mm이며, 유효 스트로크는 5mm이다.

플런저 로드 하단에 컨트롤 랙의 변위를 조절할 수 있는 장치를 설치하여 연료의 분사량을 조절할

수 있도록 하였다.

플런저 배럴은  $\phi 65\text{mm}$ 의 펌프홀더에 의해 지지되며, 홀더의 위쪽에 딜리버리밸브를 체결하였다. 홀더의 측면에는 배럴의 feed hole로 1단 가압된 연료가 공급될 수 있는 inlet port와 공기를 뺄 수 있는 air drain hole을 설치하였다.

### 2.2.3 복귀장치

복귀장치는 복귀용 유압실린더 및 이를 작동시키는 유압펌프로 구성된다. 복귀실린더는  $\phi 160\text{mm}$ 로 플런저 구동용실린더의 하단부에 위치하며 유압펌프의 작동에 의해 움직인다. 복귀실린더를 작동시켜 걸림쇠를 구동실린더의 로드선단까지 올라가게 하여 걸림쇠로 구동실린더의 로드선단을 걸어준 후 다시 복귀실린더로 걸림쇠를 끌어내림으로서 원상태로 복귀시키는 부분이다.

유압펌프는 5PS, rotary 펌프를 사용하였다.

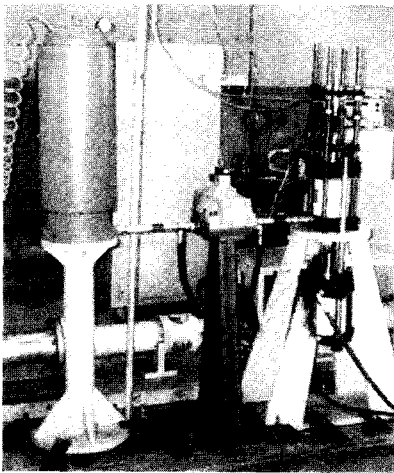


Fig. 3 Injection system

### 2.2.4 연료분사 인젝터

연료분사인젝터는 직접분사식 디젤엔진용 인젝터를 개조하여 사용하였다.

인젝터는 nozzle holder body, 분사노즐, 압력스프링, 스프링장력 조절스크루 및 니들리프트측정부로 나누어진다. 분사노즐의 개변압은 압력스프링의 장력을 조절하여 변화시킨다. 인젝터의 상부에는 니들리프트를 측정하고자 니들의 움직임을 전달하는 압력편을 스프링 장력 조절나사의 중심부를 관통하

게 하여 이 편 of 상단부가 감센서에 근접하도록 하였다.

## 3. 극초고압분사장치의 특성 평가

### 3.1 솔레노이드 방식의 극초고압분사장치

Fig. 3은 솔레노이드의 개폐 신호에 의해 플런저 구동실린더 로드의 작동이 제어되는 방식의 극초고압 분사장치의 실물사진을 나타낸 것이다.

극초고압분사장치의 분사압을 측정하기 위해서 연료분사 인젝터 전방의 연료공급라인에 측정압력이 최대 10,000bar인 극초고압 측정용 압력변환기(Kistler 6213B)를 삽입하였다. 플런저 tappet 근처에는 플런저의 구동속도를 측정하기 위하여 tappet의 움직임을 측정할 수 있는 포토센서(BF3RX type)를 설치하였다. 극초고압분사장치의 경우 플런저속도는 플런저 구동실린더에 공급되는 유압을 조절하여 변화시킨다. 유압은 오일을 가압하는 질소가스의 압력을 5~25bar까지 단계적으로 증가시킨다. 이 경우 1단 압축압력은 일정하게 한다.

노즐의 개변압은 인젝터 상단부의 스크류나사를 조절하여 변화시킨다. 노즐의 개변압을 변화한 경우 1단 압축압력은 일정하게 유지시킨다.

Fig. 4는 솔레노이드 제어방식의 분사장치의 플런저구동 속도에 따른 최고분사압력을 개변압 변화에 대해 나타낸 것이다. 분사압력은 인젝터쪽의 연료공급관 내에서 측정된 압축압력의 최대치를 나타낸 것이다. 통상 이 압력은 니들선단에서의 분사압력 측정이 어려우므로 분사시스템의 분사압력을 대표한다.

인젝터의 개변압을 일정하게 두고, 플런저속도를 증가시킨 경우 압축시간 감소에 따른 누출량의 감소에 기인하여 분사압력은 가한다. 분사압력의 최대치는 약 950~980bar의 범위이다.

노즐의 개변압을 높이는 경우 분사압은 증가하므로 연료분사가 가능한 최대 개변압으로 조절하여 분사압을 측정하였다.

그림에 나타난 바와 같이 노즐의 개변압을 높이면 분사압은 증가하며 증가량은 약 400bar정도이다. 그리고 플런저속도의 증가에 따라 분사압력은 같은 경향으로 증가하지만, 그 증가율은 개변압을 변화

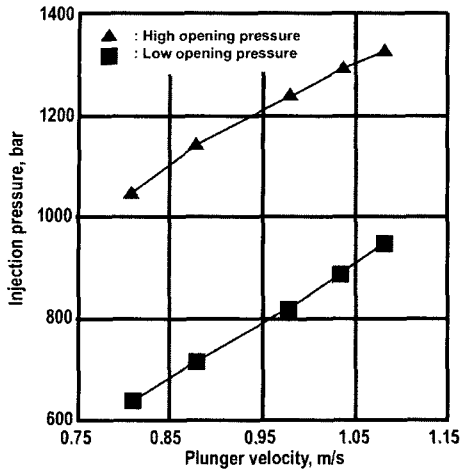


Fig. 4 Injection pressure versus plunger velocity with opening pressure

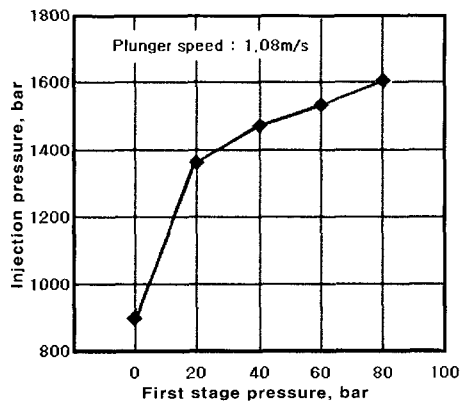


Fig. 5 Injection pressure versus first stage pressure

시키지 않은 경우와 그리 큰 차이가 없음을 보이고 있다.

Fig. 5는 구동실린더의 압력변화에 따른 연료의 최대분사압력을 나타낸 것이다. 1단 압축압력은 80bar로 하였다.

구동실린더의 구동압력 증가에 따라 분사압력은 지속적으로 증가하는 경향을 나타내고 있으며 1단 압축한 경우 대비 약 250bar 정도 증가함을 나타내고 있다.

제작한 고압분사시스템으로 달성 가능한 분사압력은 1단 압축압력이 80bar, 2단 압축압력이 70bar인 경우 최대 1,600bar이다.

Fig. 6은 솔레노이드에 의해 제어되는 분사장치

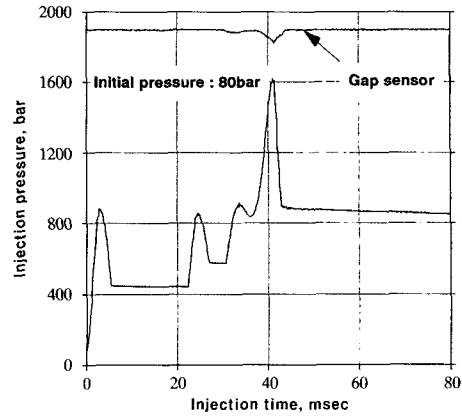


Fig. 6 Injection curve

의 분사압력 1,600bar에서의 분사파형의 일례를 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 분사파형은 최고분사압력에 도달하기 이전에 압력 오실레이션을 나타낸다. 이 경우 밸브 리프트 변화가 없으므로 상기 결과는 압축과정중의 문제에 기인하는 것으로 생각된다. 즉 작동유가 솔레노이드 밸브의 작은 관로에서 큰 관로로 확장될 때 발생하는 기포로 인하여 구동실린더 내부에 기포가 형성되어 압축과정에 기포의 압축 팽창의 반복에 의하여 연료의 압축이 제대로 되지 않으며, 이로 인하여 최고분사압력이 낮아지는 것으로 판단된다.

상기의 솔레노이드에 의해 제어되는 분사방식의 최고분사압력 1,600bar는 극초고압분사의 적정분사압력 및 한계압력을 파악하기에는 크게 부족하다. 또한 연료의 분사파형이 통상의 기관의 경우와 상당히 상이하다.

따라서 솔레노이드 제어방식에 의한 극초고압 분사장치의 문제점을 개선하여 다음과 같은 걸림장치에 의한 제어방식의 극초고압분사장치를 제작하였다.

### 3.2 걸림장치 방식의 극초고압 분사장치

Fig. 7은 걸림장치 제어방식의 극초고압 분사장치의 실물사진을 나타낸 것이다.

솔레노이드 제어방식에서 분사압력이 낮은 것은 플러저구동실린더내에 기포가 형성되는 것에 기인하였다.

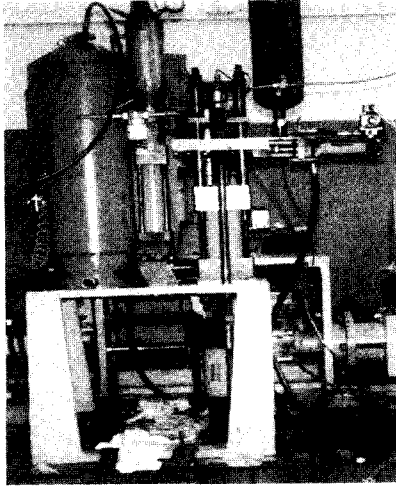


Fig. 7 Photograph of high pressure injection system

기포의 생성은 솔레노이드 밸브의 협소한 관로 및 곡면 때문에 발생하는 것이므로 어큐물레이터와 플런저 구동실린더 사이를 플랜지로 직결하여 작동유의 관로를 넓혀 작동유의 압송시 기포 생성 요인을 제거하였다.

한편 극초고압을 발생시키기 위해 플런저구동실린더의 구동압력이 높이는 경우 걸림장치와 구동실린더 로드와의 접촉 면압의 증가로 인해 걸림장치 구동실린더의 개폐가 용이하지 않았다. 걸림장치부는 걸림장치 구동유압실린더와의 운동방향 불일치로 플런저 구동실린더로드와 걸림장치부 사이의 마찰력을 극복하지 못하는 단점이 있었다. 즉 플런저 구동실린더 작동유의 압력이 고압인 경우 큰 마찰력에 의해 걸림장치의 작동이 원활하지 않아 극초고압화가 어렵고 또한 실험의 재현성이 취약하였다.

따라서, 걸림장치와 걸림장치 구동유압실린더사이의 운동방향을 일치시키는 링크기구를 설치하여 걸림장치 유압구동실린더에서 발생하는 힘이 충분히 걸림장치로 전달될 수 있도록 하였으며 Fig. 8에 나타낸다.

걸림장치 개폐실린더는 두 개의 복동실린더를 양쪽으로 체결하여 구성하였으며 실린더와 걸림장치는 ball bushing으로 체결하여 극초고압 분사장치의 구동시 발생하는 진동 및 충격을 흡수하고 또한 운동방향이 일치되도록 하였다.

걸림장치 개폐실린더의 작동은 별도의 어큐물레

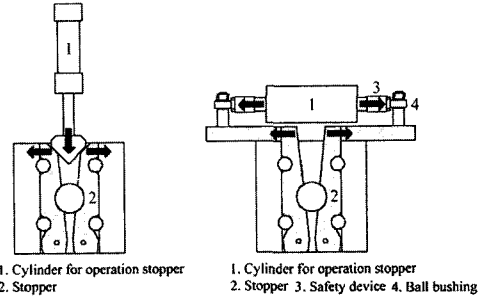


Fig. 8 Schematic diagram of conventional (a) and modified (b) stopper system

이터 작동유가 중앙의 inlet port를 통해 전달되면 개방된다. 걸림장치의 복귀는 유압펌프에 의해 압축된 작동유를 솔레노이드 밸브를 통해 개폐용실린더 양단에 압송시킴으로써 이루어진다. 이때 걸림장치 개폐용 유압실린더의 압송압력은 50bar로 하였다.

한쪽 걸림장치에 하중이 집중되는 것을 방지하기 위하여 개폐용 실린더 양쪽 피스톤의 이동거리가 동일한 링크장치를 설치하였다. 또한 면마찰에 의한 구동력손실을 줄이기 위하여 걸림장치의 표면을 연마 및 열처리하였다.

기존 어큐물레이터는 걸림장치부와 일체식으로 장착되어 있어 분사장치 작동시 심한 진동 및 충격에 의한 파손 및 사고의 위험이 있다. 더욱이 걸림장치 구동실린더를 개조하여 플런저 구동실린더의 작동압력을 증가시켰으므로 그 위험성은 증가된다. 이를 방지하기 위하여 어큐물레이터를 걸림장치부로부터 분리 설치하였다.

이 경우 어큐물레이터와 걸림장치 구동실린더와의 거리가 증가하면 유압호스의 관로가 길어져서 관로팽창에 의한 압력강하문제가 발생할 가능성이 있다. 따라서 어큐물레이터 이동부를 설치하여 걸림장치부와 어큐물레이터의 높이가 동일하게 유지 되도록 하였다.

어큐물레이터 이동부는 내경 70mm의 파이프내에 외경 65mm, 길이 330mm의 스프링을 장착하고 다시 스프링 위에 외경 67mm의 파이프를 설치하였다. 어큐물레이터는 파이프상단에 장착되어 걸림장치 구동실린더와 동일한 높이로 설치되었다.

걸림장치 구동실린더와 어큐물레이터의 움직임 동기는 걸림장치 복귀실린더와 어큐물레이터간에

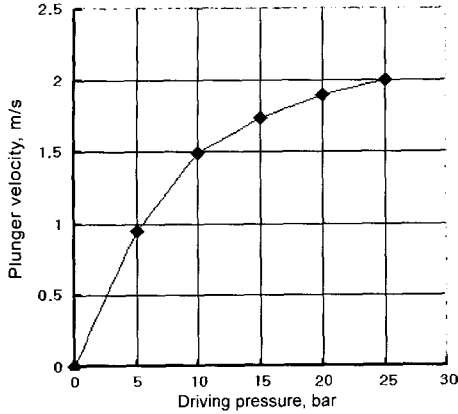


Fig. 9 Plunger velocity versus driving pressure

와이어로 연결된 링크기구를 설치하여 걸림장치부가 하향이동하는 만큼 움직이도록 하였다.

Fig. 9는 걸림장치 방식의 분사장치의 플런저구동실린더의 구동압력 변화에 따른 플런저 속도를 나타낸 것이다. 플런저속도는 공급되는 오일의 압력을 증가시키에 따라 초기에 현저히 증가하다가 15bar 이상부터 완만히 증가하는 경향을 보이고 있다. 작동유의 압력이 25bar인 경우 평균 플런저속도는 약 2m/s를 나타낸다. 그러나, 실제 엔진의 플런저속도는 캠의 위치에 따라 다르므로 플런저의 평균속도는 이 보다 현저히 낮다.

따라서, 제작한 플런저 펌프의 플런저 속도는 평균 플런저 속도면에서는 그리 큰 차이가 없을 것이라 생각된다. 상기 플런저속도를 최대 피스톤속도로 간주한 경우에 환산한 상당기관회전수는 약 2,600rpm에 상당하는 속도이다.

Fig. 10은 개선된 분사장치의 플런저속도에 따른 최고분사압력을 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 걸림장치에 의한 분사시스템에서 기포발생 원인제거 및 압송유량의 증가로 인하여 플런저 속도가 2배정도 증가하였다. 이로 인한 연료의 압축기간 감소는 누출량에 영향을 미쳐 분사압력이 증가한다.

2단 압축한 경우 개변압은 연료분사가 가능한 최대치로 설정하였다.

2단 압축한 경우의 분사압은 1단 압축한 경우에 비하여 높다. 또한 1단 압축압력이 증가함에 따라 지속적으로 증가하는 경향이 있다. 그러나, 2단 압

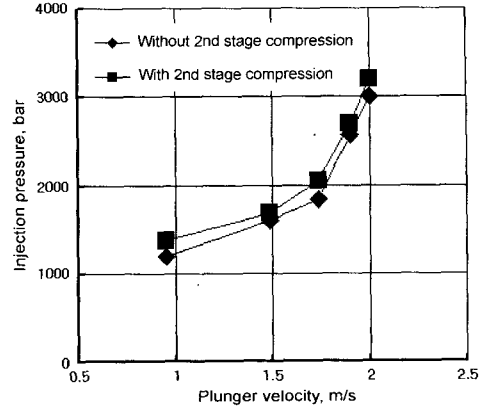


Fig. 10 Injection pressure versus plunger velocity

축압력이 플런저에 공급되는 1단 압축압력에 비해 한다는 사실을 고려하면 그 증감분은 생각보다 그리 크지 않다.

걸림장치방식에 의한 분사시스템으로 달성 가능한 분사압력은 1단 압력이 100bar인 경우 최대 3,200bar이다. 이 분사압력은 2,000bar 이상의 초고압 분사에 따른 연소특성을 파악하기에 충분한 압력이며, 기존의 연구자들이 달성한 최고 압력보다 높은 극초고압을 발생시킬 수 있는 분사장치임을 확인하였다.

Fig. 11은 극고압 영역에서의 분사압력 3,200bar인 경우 분사압력곡선의 일례를 나타낸 것이다.

그림에서 보듯이 분사압력은 개변압에서 압력이 약간 떨어진 후 급상승하다가 급격히 감소함을 보이고 있다. 그리고 분사펌프측에 댐핑밸브를 사용하지 않은 데 따라 분사 후 2차분사의 징후가 있으나, 극초고압시라도 분사파형은 전반적으로 통상의 디젤엔진의 경우와 유사한 양상임을 알 수 있다.

실험결과의 신뢰성을 향상시키고자 하면 고압분사장치의 작동신호로부터 연료가 분사될 때까지의 지연기간 변동이 적어야 한다. 이 지연기간 변동은 걸림장치구동 슐레노이드 밸브의 작동지연과 플런저 구동실린더 선단이 플런저 tappet에 도달하는 기간의 변동 등에 기인한다.

따라서, 식 (1)과 같은 고압분사장치의 작동신호로부터 연료분사까지의 지연기간에 대한 변동을 Tcov을 플런저구동실린더 선단과 플런저 tappet사이의 거리에 대해 파악하였으며, 이 결과를 Fig. 12

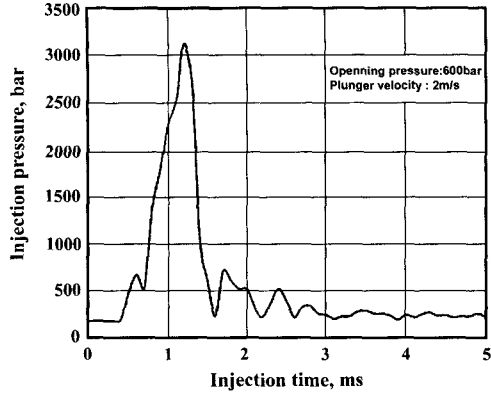


Fig. 11 Injection pressure curve with an advanced UHPIE

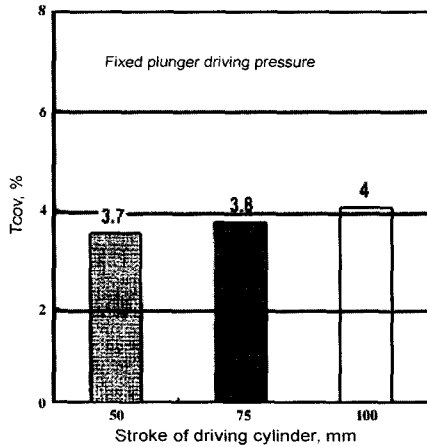


Fig. 12 Covariance of operating lapse time at various stroke of the driving cylinder

에 나타낸다.

$$T_{cov} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{t} - t_i)^2}}{\bar{t}} \quad (1)$$

여기서,  $t_i$  는  $i$  번째 측정에서 고압분사장치의 작동신호로부터 연료분사까지의 지연기간이고,  $\bar{t}$  는 이들의 평균치이다. 그리고,  $n$  은 측정횟수이다.

그림에서 나타낸 바와 같이 지연기간의 변동율은 플린저 구동 실린더선단과 플린저 tappet사이의 거리가 감소할수록 감소하는 경향이다. 각각에 대해 지연기간의 변동율은 모두 5% 미만이므로 본 분사시스템의 반복성이 충분하고 재현성에 문제가 없는 것으로 판단된다. 플린저구동실린더 선단과 플린저 tappet사이의 거리가 50mm인 경우, 변동율은 약 3.7%

정도로 가장 작은 편차를 보였다.

한편, 거리가 50mm 미만인 경우에는 오히려 분사압력이 동일 플린저구동실린더 압력에 대해 작아지는 현상이 발생하여 실험시에는 이 거리로 설정하였다.

### 3.3 연료 분사량 및 노즐의 마모

Fig. 13은 플린저구동실린더의 구동압력에 따른 분사량을 나타낸 것이다.

그림에서 보듯이 분사량은 플린저구동실린더의 구동압력이 증가함에 따라 약간 감소하는 것을 나타내고 있다. 이는 구동압력이 증가함에 따라 분사압력의 증가로 인하여 연료분사시 기화되는 연료의 양이 증가하는 것에 기인하여 연료포집량이 감소하는 것으로 생각된다. 분사압력이 극초고압화 됨에 따라 분사량은 약 2.9% 정도의 편차를 보이고 있다. 구동압력 5bar는 약 1200bar, 20bar는 약 3000bar 정도의 분사압력에 상당하는 압력이다. 따라서, 극초고압화되더라도 분사장치에 의한 분사량의 변동은 거의 없다고 볼 수 있으며, 분무특성 해석에 영향을 미치지 않음을 예측할 수 있다.

Fig. 14는 극초고압으로 분사한 경우의 니들팁과 노즐홀을 사용하지 않은 것과 비교한 사진을 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 사용하지 않은 노즐에 대해 극초고압분사에 사용된 노즐홀은 원주주위에

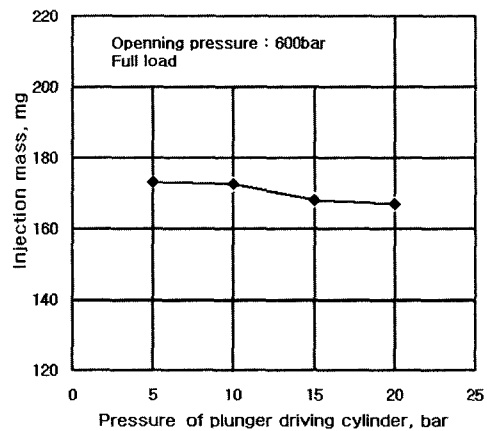


Fig. 13 Injection mass versus plunger driving pressure



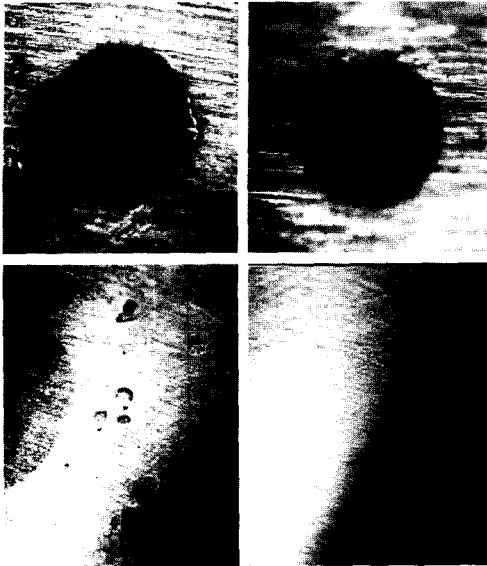


Fig. 14 The Photograph of the used(a) and new(b) nozzles

파편이 떨어져나간 흔적이 관측된다. 그리고 니들의 경우 니들표면에 분화구 모양의 움푹 파인 모양을 나타내고 있다.

이는 상기의 상용의 노즐인 경우 극초고압으로 연료를 분사하는 경우 노즐홀과 니들 표면이 높은 분사압력으로 인해 파손이 일어날 수 있다는 것을 나타내는 것이다. 또한, 극초고압 분사하는 경우 극초고압에 견딜 수 있는 전용의 노즐 재료 개발이 필요하다는 것을 의미하는 것이다.

노즐은 정기적인 검사를 통해 상태를 파악하였다. 하지만 분사장치가 극초고압단발분사이기 때문에 노즐의 파손은 쉽게 나타나지 않았으나, 노즐이 파손되는 경우 노즐에서의 연료의 누출로 인하여 분사압력이 급격히 떨어지는 것을 확인할 수 있었고 이후 노즐의 교체를 통하여 실험을 수행하였다.

상기의 결과를 종합적으로 살펴본 결과 본 분사장치는 극초고압분사에 따른 분무특성 해석을 위한 기초실험 장치로 만족하게 사용할 수 있음을 확인하였다.

#### 4. 결론

극초고압 디젤분무의 분무특성 해석을 위해 극초고압분사장치를 제작, 평가하여 얻은 결론을 다음

과 같다.

1) 본 연구에서 제작한 극초고압 분사장치는 분사압력 3,200bar 정도의 극초고압을 달성하였으며, 이는 한계압력을 규명하기에는 다소 낮은 압력이라 생각되나 현재의 초고압 분사가 2,000bar 전후인 점을 감안하면 극초고압 영역에서의 분무특성을 해석하는 데 충분한 압력으로 판단된다.

2) 극초고압 분사장치의 분사파형은 상용의 기계식 디젤기관의 분사펌프의 파형을 잘 추종함을 확인하였다.

3) 극초고압분사장치의 재현성을 평가한 결과 분사압력 변화에 대해 큰 차이를 보이지 않았으며, 실험의 재현성이 충분함을 확인하였다.

4) 연료를 극초고압으로 분사하는 경우 노즐홀과 니들에 파손이 발생함을 확인할 수 있었으며, 노즐이 파손된 경우 노즐에서의 연료의 누출로 인하여 분사압력이 급격히 떨어지는 것을 확인할 수 있었다. 이는 노즐이 파손된 것에 기인하는 것을 알 수 있었다.

5) 극초고압분사를 실현시킬 수 있는 단발분사형 분사장치를 개발함으로써 적정분사압력 및 한계압력 규명 등 극초고압분사에 관련된 기초연구를 수행할 수 있는 기반을 확립할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단의 목적기초연구(R01-2001-000-00386-0(2002))지원에 의하여 수행되었습니다.

#### References

- 1) R. Schwartz, "High-Pressure Injection Pumps with Electronic Control for Heavy-Duty Diesel Engines," SAE 850170, 1985.
- 2) G. Stump, W. Polach, N. Muller, J. Warga, "Fuel-injection Equipment for Heavy Duty Diesel Engines for U.S. 1991/1994 Emission Limits," SAE 890851, 1989.
- 3) K. Oblaender, K. Kollmann, M. Kraemer, I. Kutschera, "The Influence of High Pressure Fuel Injection on Performance and Exhaust

- Emission of High Speed Direct Injection Diesel Engines," SAE 890438, 1989.
- 4) S. Shundoh, T. Tsujimura, "The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection," SAE 910489, 1991.
- 5) D. Y. Jeong, H. S. Ha, J. T. Lee, "A Basic Study on Combustion of Ultra High Pressure Injection," 1998 KSAE Autumn Conference Proceeding, pp.386-392, 1998.