

## 2행정 디젤기관의 소기압력이 성능특성에 미치는 영향

### The Effect of Scavenging pressure on Performance Characteristics in Two-Stroke Diesel Engine

김기복<sup>1\*</sup>

Gi-Bok Kim<sup>1\*</sup>

#### 〈Abstract〉

Compression ignition diesel engine can reduce carbon emission than gasoline engine in case of high efficiency, output and durability. So, compression ignition diesel engine is used in various fields such as automobiles, industries and so on. Due to reducing of emission exhaust by Developing of injection and combustion type of diesel engine, emission of pollution substance is developed compared the past. Moreover, its efficiency and reduce of carbon emission is better than gasoline engine and it is used in power source of industries, transports and others because of its high efficiency and durability nowadays. In this study, we experiment by making and designing of compression ignition diesel engine witch has air-cooling, 2 cylinder and 2 strokes.

*Keywords : Common rail direct injection, Performance characteristics, Rate of pressure rise, Fuel injection timing, Scavenging pressure*

---

<sup>1\*</sup> 김기복 교신저자, 르노삼성자동차, 공학박사  
E-mail: gibok.kim@renaultsamsungM.com

<sup>1\*</sup> Corresponding Author, Renault Samsung Motors  
Co., Ltd. Ph. D.

## 1. 서론

급격하게 증가하는 자동차 생산량의 증가에 따라 최근 연비와 환경오염의 규제가 강화되면서 국내외에서 압축착화방식 디젤기관의 연소특성에 관하여 많은 연구가 수행되고 있다.

압축착화디젤기관은 높은 열효율, 고출력이 가능하며 가솔린 기관에 비해 이산화탄소 배출을 줄일 수 있어 자동차용 및 산업용 등의 동력원으로 여러 분야에서 널리 사용되고 있다.[1] 따라서 기존 디젤기관의 연소 및 성능특성에 관한 연구는 많은 성과가 있었으며 디젤기관 연소의 대부분은 연료의 분사시기, 분사량, 분사압력, 분사노즐의 형상에 많은 영향을 받는다. 소형 디젤부터 대형 디젤자동차까지 CRDI(Common Rail Direct Injection) 연료분사방식이 적용되면서 최적으로 연료분사시기, 분사시간 등을 제어하는 것이 가능해졌다.[2][3] 2행정 기관은 4행정 기관에 비하여 비출력이 크고 구조가 간단하며, 매회 연소에 의한 균일한 회전력, 적은 펌핑 손실 등의 장점이 있다.[4] 그러나 2행정 기관은 소기과정에서 유입된 신기의 일부가 연소실에 갇히지 않고 배기공을 통하여 바로 배출되면서 가솔린기관의 경우 미연소 상태로 배출되기 때문에 직접분사를 통해 효율적인 기관의 연구가 많이 수행되고 있다.

2행정 기관에서는 소기 및 배기가 동시에 이루어지기 때문에 소기에 대한 어려움은 여전히 남아 있다.[5][6] 본 연구에서는 2행정 2기통 공랭식 디젤기관을 실험장치로 설계 제작하여 분사시기 제어가 가능하고 소기압력의 변화를 통해 넓은 범위에서 성능특성을 얻고자 실험장치를 구성하였다. 2행정 사이클 디젤기관의 연소과정에서 각 사이클에 따른 소기압력 변화가 성능특성에 미치는 영향을 해석하기 위하여 분사시기를 수동으로 제어할 수 있도록 컨트롤러를 제작하였다.[7] 소기압력을

변화시킴으로써 실린더 내로 유입되는 공기의 밀도를 변화시켜 연소실 내부의 압력변화 및 연소특성을 해석하고, 연소실의 소기효율과 체적효율 변화로 인한 출력 변화와 소기압력이 2행정 디젤기관의 성능특성을 향상시킬 수 있는 요소인지에 대해 확인하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치의 설계 및 구성

실험에 사용한 디젤기관은 공랭식 2행정 2기통 압축착화디젤기관으로 기존의 디젤기관에 사용되는 부품을 토대로 설계하여 제작하였으며 실험기관의 설계도면은 Fig. 1과 같다.

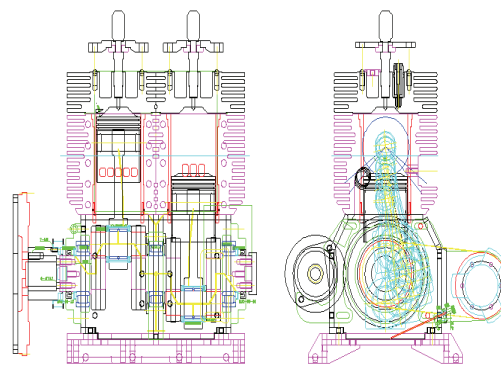


Fig. 1 Design drawing of experiment engine.

2행정 기관에서 흡기는 엔진 외부와 크랭크실을 연결하는 흡기포트 크랭크실과 실린더를 연결하는 소기포트(scavenging port)를 통해서 이루어진다. 2행정 기관에서는 소기행정 중 소기 포트를 통과한 신기(fresh charge)의 와류(swirl)를 촉진시키고 압축비를 높게 하여 잔류가스를 배출시키기

위하여 피스톤 상부에 돌출부와 같은 디플렉터를 설치하게 된다.

실험에 사용된 피스톤은 농업용 디젤기관 부품으로 사용되는 제품을 사용하였으며, 피스톤 상단부에 디플렉터를 가공하였다. 실린더 라이너는 공랭식을 채택한 이유로 건식 라이너를 적용하였다. 본 실험에서 연료 인젝터는 커먼레일에서 공급되는 연료를 전기적 신호를 이용하여 제어분사를 한다.

실험기관에 맞게 설치된 인젝터는 상용 자동차 부품으로 사용되는 제품을 사용하였다. 펄스신호에 따라 연료를 고압으로 분사하게 된다. 분사하고자 하는 크랭크 각도에 맞추어 분사시기를 설정할 수 있다. 또한 회전손잡이를 이용하여 연료의 분사량을 수동으로 조절할 수 있다. Fig. 2는 실험기관에 커먼레일 시스템 및 인젝터와 연료의 분사시기, 연료분사량을 제어하기 위한 컨트롤러를 설치하여 기관의 성능특성을 연구하기 위한 전체적인 시스템의 구성도이다.

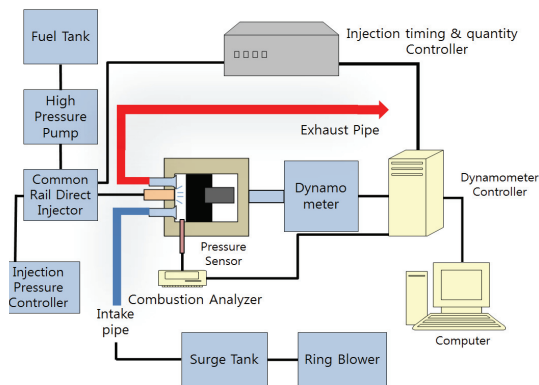


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus.

실린더내부 압력을 측정 하기위하여 기관의 헤드부위에 홀을 가공하여 압력센서를 설치하였다. 압력센서는 주파수 응답이 매우 빠른 속도의 압력 측정용으로 광범위하게 사용되는 KISTLER사의

6056A 형식의 압력센서를 실린더압력 측정용으로 사용하였다. 본 실험에 사용한 기관에 대한 제원은 Table 1과 같다.

Table 1. Specifications of engine

Item	Specification	
Number of cylinder	2	
Stroke	2	
Compression ratio	20:1	
Bore × Stroke (mm)	95 × 100	
Displacement (cc)	1417.6	
Valve timing	SO	ATDC 135°
	SC	ABDC 45°
	EO	ATDC 125°
	EC	ABDC 55°

## 2.2 실험방법

2기통 2행정 사이클 디젤 기관의 연소 및 성능 특성에 관한 실험을 하기 위하여 연료의 분사량 및 분사압력 그리고 연료의 분사시기를 제어할 수 있도록 컨트롤러를 설계, 제작하여 설치하였다. 링블로워는 변환기(inverter)를 사용하여 주파수를 변화시켜 회전수를 제어할 수 있도록 하였다. 인버터의 주파수를 조절하여 링블로워로부터 기관의 소기공에 공급되는 소기압력을 변화시키면서 실험하였으며, 소기압력은 각 조건에서의 운전 가능한 범위 내에서 변화시키며 실험하였다. 본 실험에서는 소기압력을 125 kPa에서 140 kPa까지 5 kPa 단위로 단계적으로 소기압력을 변화시켰다.

기관의 회전속도는 1,500 rpm에서 기관 부하를 무부하(no load), 저부하(low load), 중부하(medium load)로 나누어 실험을 진행하였다. 실험기관의 부하는 토크가 약 5 kg · m(low load)와 10 kg · m(medium load)로 설정하였다. 소기

압력의 조건에서 연료의 분사시기는 BTDC 5° ~ BTDC 15° 까지 5° 간격으로 변화를 시키면서 실험하였고, 실험기관의 운전변수는 Table 2와 같다. 실험조건에서 기관의 회전속도를 유지할 때 데이터를 취득하는 방식으로 실험을 진행하였다.

Table 2. Engine operating condition

Condition	Variation
Engine speed(rpm)	1,500
Compression ratio	20 : 1
Scavenging pressure(kPa)	125, 130, 135, 140
Engine load	no load, low load, medium load
Injection timing(BTDC)	5°, 10°, 15°

### 3. 실험결과 및 고찰

본 실험의 실린더 내 연소실 압력은 피스톤 변위에 따른 실린더 내 체적변화에 의한 압력변화와 연소에 의한 열발생의 결과로 인한 연소가스의 팽창에 의해 결정된다. 왕복형 기관에서 한 사이클 동안의 실린더 내 압력변화에 관한 데이터는 동작 유체의 열역학적 사이클 해석이나 연소특성을 해석하는데 중요한 정보를 제공하게 된다. 특히 기관의 출력성능 변화와 연소해석에 있어서는 연속적인 다수 사이클 동안의 실린더 내의 압력변화를 취득하여 산술평균한 압력값을 이용하고 있다. 실린더 내의 압력은 피스톤 변위에 의한 체적변화와 연소에 의한 열발생률의 변화가 부가되어 나타나는 결과로써 해석되는 것이다. 이에 본 실험은 설계 제작한 2행정 압축착화 디젤기관에서의 압력변화, 압력상승률 등을 분석하여 성능특성을 해석하였다. Fig. 3~5는 기관회전수 1,500 rpm에서 실린더내의 연소압력에 관한 그래프이며, 기관 부하

에 따른 연소실 내부의 압력변화를 소기압력에 따라 연소실의 압력을 나타내었다.

125 kPa~140 kPa로 소기압력이 증가할수록 연소실 내부의 압력은 공통적으로 상승하였다. 또한 기관의 부하상태에 따라 no load에서 medium load로 변화할수록 연소실 내부의 최고 압력은 더 높게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 6은 소기압력 130 kPa에서 기관부하 no load일 때 기관회전수는 1,500 rpm상태에서 실린더 압력변화를 크랭크 각도 변화에 따라 나타내었다.

연료분사시기를 TDC~BTDC 15° 까지 변화시키면서 실험을 하였으며, 연료분사시기를 진각시킬수록 실린더 내부의 압력은 상승하였다. Fig. 7~9는 실린더 내 압력값으로 산출한 압력상승률에 관한 실험 결과이다. 그래프는 소기압력에 따라 기관 부하별로 비교하였다. 압력이 최대가 되는 지점이 압력상승률 값은 영이 되고, 그 때의 크랭크 각도가 최고 압력이 발생하는 시기를 의미한다. 압력상승률이 최저가 되는 지점이 ATDC 20° 부근에서 나타났다. 이는 ATDC 20° 이전에 연소가 대부분 이루어 졌다고 볼 수 있다.

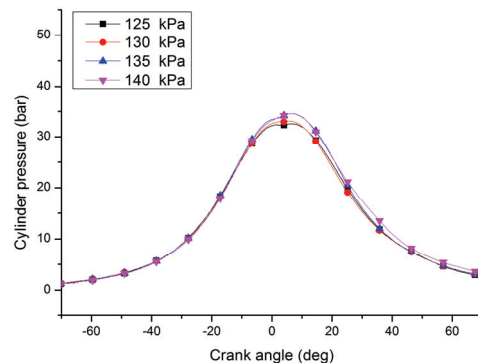


Fig. 3 Cylinder pressure(P) - crank angle(θ) diagram for various scavenging pressure at operating conditions; no load, engine speed 1,500 rpm.

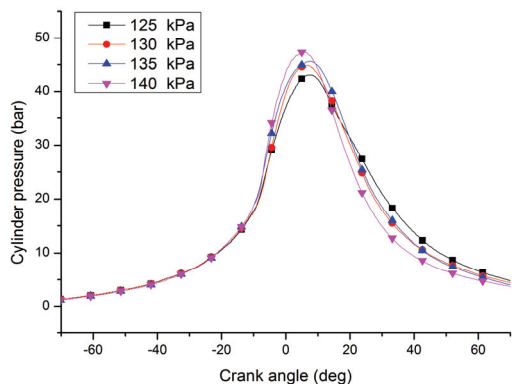


Fig. 4 Cylinder pressure(P) - crank angle( $\theta$ ) diagram for various scavenging pressure at operating conditions; low load, engine speed 1,500 rpm.

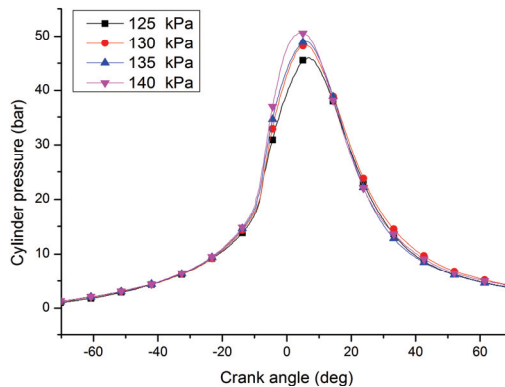


Fig. 5 Cylinder pressure(P) - crank angle( $\theta$ ) diagram for various scavenging pressure at operating conditions; medium load, engine speed 1,500 rpm.

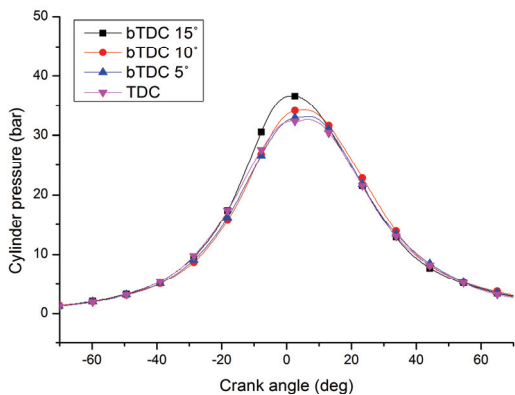


Fig. 6 Cylinder pressure(P) - crank angle( $\theta$ ) diagram for various injection timing at operating conditions; scavenging pressure 130 kPa, no load, engine speed 1,500 rpm.

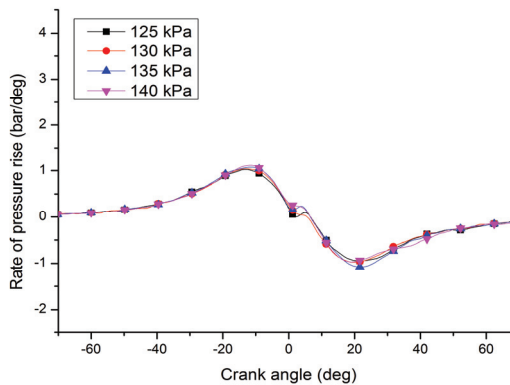


Fig. 7 Rate of pressure rise - crank angle for various scavenging pressure at operating conditions; no load, engine speed 1,500 rpm.

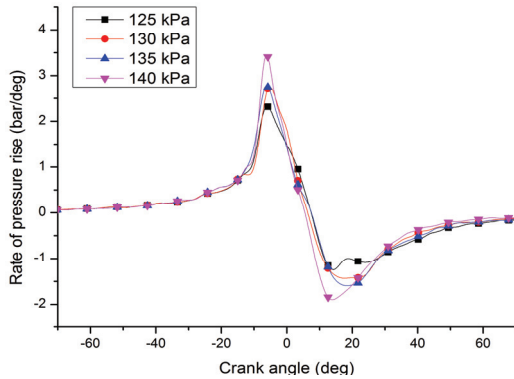


Fig. 8 Rate of pressure rise - crank angle for various scavenging pressure at operating conditions; low load, engine speed 1,500 rpm.

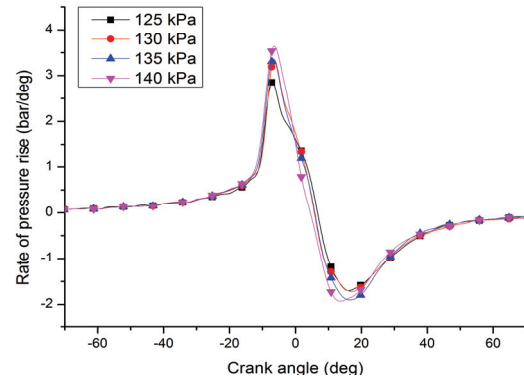


Fig. 9 Rate of pressure rise - crank angle for various scavenging pressure at operating conditions; medium load, engine speed 1,500 rpm.

Fig. 10~12는 소기압력에 따라 실린더 압력선도로부터 압축과 팽창과정의 압력 데이터를 평균하여 계산된 압력값을 실험기관의 부하별로 기관 회전수에 대응하여 계산한 결과를 통하여 지시동력(indicated power) 변화를 나타내었다. Fig. 10은 기관 회전수 1,500 rpm, 연료 분사시기가 BTDC 15° 일 때, no load에서 medium load로 변화할수록 지시동력의 값은 더 높아지는 것을 확인할 수 있으며, 135 kPa 일 때와 140 kPa 일 때 medium load에서 지시동력이 급격하게 상승하는 것은 소기압력의 효과가 연소성능에 미치는 영향이 크다는 것을 알 수 있으며, 이로 인하여 지시동력은 상승하는 결과로 나타났다.

Fig. 11은 분사시기가 BTDC 10° 에서 전체적인 경향을 보면 소기압력이 높을수록 지시동력은 높게 나타났으며, 기관의 부하는 no load에서 medium load로 변화할수록 지시동력이 높아지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 12는 분사시기가 BTDC 5° 일 경우에도 no load에서 medium load로 부하가 크게 변화할수록 전반적으로 지시동력은 상승하는 것을 확인할 수 있다.

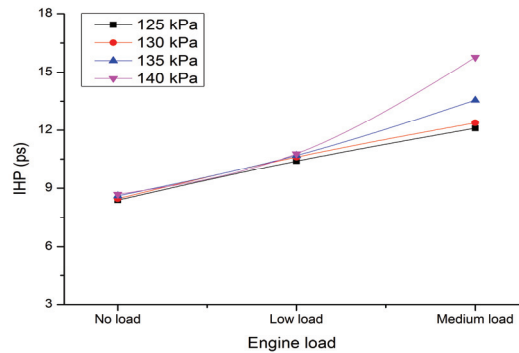


Fig. 10 Relationship between indicated power and engine load according to various scavenging pressure at operating conditions; injection timing BTDC 15°, engine speed 1,500 rpm.

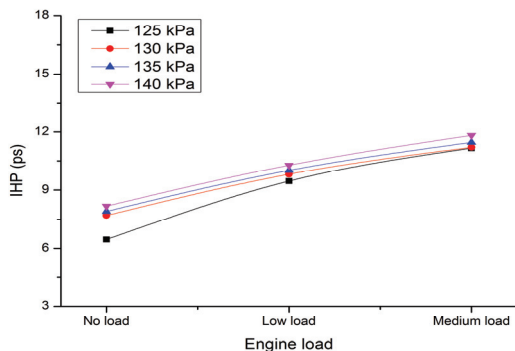


Fig. 11 Relationship between indicated power and engine load according to various scavenging pressure at operating conditions; injection timing BTDC 10°, engine speed 1,500 rpm.

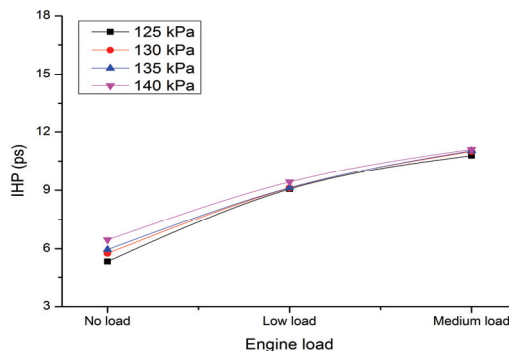


Fig. 12 Relationship between indicated power and engine load according to various scavenging pressure at operating conditions; injection timing BTDC 5°, engine speed 1,500 rpm.

#### 4. 결론

본 연구는 2행정 압축착화 디젤기관의 소기압력에 따른 연소 및 성능특성을 해석한 연구에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

운전조건이 동일한 경우 연료분사시기를 변화시켜 실험을 수행한 결과 연료분사시기를 상사점으로 부터 진각 시킬수록 연소실 내부의 압력은 상승하였다. 기관회전수와 분사시기를 일정하게 유지시키고 기관의 부하와 소기압력을 변화시키면서 실험을 수행하였으며, 기관의 부하 및 소기압력이 증가할수록 연소실 최고압력은 15 bar 이상 높게 나타났다. 지시동력은 무부하보다 중부하가 평균적으로 약 5 ps 정량적으로 높게 나타났다. 본 연구에서 소기압력이 2행정 디젤기관의 성능을 향상시킬 수 있는 요소임을 확인 할 수 있었다.

#### 참고문헌

- [1] W. Addy Majewski and Magdi K. Khair, "Diesel Emissions and Their Control", SEA International 2006.
- [2] V. Ganesan, "Internal Combustion Engine", M.Grant, 2001.
- [3] H.S. Kim, C.G. Kim, C.W. Kim, S.Y. Hon "Internal-Combustion Engine", CHEONG MOON GAK, 2009.
- [4] G. Borman, "Combustion Engineering", McGrawHill, 2005.
- [5] Chiwon Kim, "Internal Combustion Engineering", Bookshill, 2014.
- [6] C. W. Kim, "New Vehicle Engineering", Chongmungak, 2012.
- [7] G. B. Kim, C. W. Kim, C. S. Yoon, "A Study on the Combustion and Performance Characteristics in Compression Ignition CRDI Diesel Engine", KSIC, Vol. 19, No. 1, pp. 31 - 38, 2016.