

〈논문〉 SAE NO. 943717

흡기 조성 변화가 디젤기관의 성능에 미치는 영향

Effects of Intake Gas Compositions on the Performance of Diesel Engine

김 세 원,* 이 재 규**
S. W. Kim, J. K. Lee

ABSTRACT

A study on the performance of a Diesel engine with various intake gas compositions other than that of air are performed experimentally. In this study, the concentrations of each of oxygen, nitrogen, carbon dioxide, and argon are changed and their effects on the performance of the engine are investigated parametrically. The experiments are performed at constant engine speed condition, and main measured parameters are cylinder pressure, intake gas compositions, fuel consumption rate.

Increase of oxygen concentration up to 24% improved the performance of the engine generally. The adverse effect was observed when the oxygen concentration was increased over 24%. Increase of carbon dioxide concentration degraded the performance of the engine, mainly due to the lower specific heat ratio of carbon dioxide. Adding argon gas to the intake gas improved the overall performance. Finally, it is found that two most influencing factors affecting the performance of the Diesel engine in this study of intake gas composition variation are ignition delay and specific heat ratio of the intake gas.

주요기술용어 : Intake Gas Composition(흡기 조성), Recirculated Exhaust Gas(재 순환 배기), Ignition Delay(점화 지연), Specific Heat Ratio(비열비), Artificial Air(의사 공기)

1. 서 론

디젤기관을 수중이나 우주와 같이 공기가 없는 환경에서 구동시키고자 하는 노력은 20세기 초부터 시작되었다. 또한, 해저의 지질 탐사나 광물 탐사등과 같은 과학적 연구 활동이 극히 제한된 활동 시간을 극복하기 위한 노력의 일환으로 연료 전지(Fuel Cell), 스텔링 기관(Stirling Engine) 및

디젤 기관 등을 이용한 외기와 무관하게 작동될 수 있는 추진 시스템(Air-Independent Propulsion System, A.I.P System)의 개발에 관한 연구가 세계 각국에서 활발히 진행되고 있다.

디젤기관의 흡기가 공기가 아닌 산소, 이산화탄소, 질소 및 알곤 등의 혼합물로 구성된 소위 "의사 공기(Artificial Air)"로 되었을 때 기관의 성능 변화에 대한 상세한 연구는 위에서 언급한

* 국방과학연구소

** 정희원, 국방과학연구소

시스템의 개발에 필수적인 분야이다. Reader et al.¹⁾은 디젤 및 스테링 기관을 이용한 추진 장치의 전반적인 구성 및 특성에 대해 분석하였고, Puttick²⁾과 Fowler³⁾는 의사 공기로 구성되는 디젤 기관의 산소농도 증가시 영향 및 제어방안에 대하여 연구하였다. Watson et al.⁴⁾는 공기 중 산소 농도를 30%까지 증가시켰을 때 디젤 엔진에 미치는 영향에 대해 분석하였으며, 연료의 분사 시기를 조절하였을 경우 흡기 중의 산소 농도가 증가함에 따라 열 효율 및 출력이 상대적으로 증가하며 배기 중의 매연도(Smoke Level)는 감소함을 밝혔다.

Asada and Nagai⁵⁾는 흡기 중의 이산화 탄소 농도가 증가함에 따라 출력이 감소함을 밝혔으며, 산소 농도가 증가함에 따라 실린더 최고 압력 및 열효율은 증가하고 연료 소모량은 감소함을 밝혔다.

본 연구에서는 흡기 중 산소, 이산화 탄소 및 알곤 각각의 농도 변화가 실린더 압력, 열 발생 속도(Heat Release Rate), 연료 소모율에 미치는 영향에 대해 고찰하였다.

외기와 무관하게 작동되는 디젤 기관의 작동 원리는 다음과 같다. 우선, 연소 과정에서 발생한 고온의 배기는 배기 냉각기를 통과시켜 상온으로 냉각시킨다. 그후 연료와 산소의 반응에 의해 발생된 이산화 탄소의 일부분은 화학적 혹은 물리적 처리 과정을 거쳐 제거된다.

이렇게 처리된 재순환 배기(Recirculated Exhaust Gas)에 적정량의 산소를 첨가하여 다시 흡기로 보내진다. 따라서 연소에 의해 발생된 이산화탄소를 질소 대신 불활성 가스(Inert Gas)로 사용 함으로서 공기와 유사한 조성을 가진 혼합 가스를 흡기로 이용함으로써 외기와 무관한 디젤 시스템이 작동된다.

본 연구에서는 앞에서 언급한 바와 같이 디젤 기관 및 각종 구성품들을 이용하여 시스템을 구성하였으며, 재순환 배기에 적정량의 산소 및 알곤 가스를 혼합하여 흡기로 사용하였다. 또한 필요시 공기 및 이산화탄소를 혼합하여 필요로 하는 조성의 흡기로 구성하여 실험을 수행하였고, 시스템의 개략도는 Fig.1에 나타내었다.

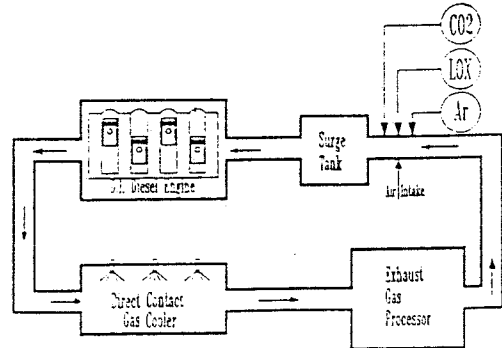


Fig.1 Schematic Diagram of Experimental Setup

2. 실험장치 및 실험방법

본 실험에 적용한 디젤기관은 직접 분사식 4행정 디젤기관으로 제원은 Table.1과 같다.

Table 1 Engine Specification

Combustion Chamber	Bowl in Piston
Bore(mm)	102.0
Stroke(mm)	100.0
Swept Volume(cc)	3264
Compression Ratio	17.0
Injection Time(°)	15° BTDC

서론에서 언급한 바와 같이 재순환 배기를 이용한 디젤 추진 시스템은 크게 디젤기관, 배기 냉각기, 배기 처리장치, 개스 혼합 장치 및 산소 공급 장치로 구성되며 그 개략도는 Fig.1에 나타내었다.

본 연구에서는 기관의 속도를 일정하게 유지한 상태에서 흡기조성변화에 따른 기관의 성능 변화에 대해 고찰하였으며, 실린더 내부 압력 및 연료소모량, 흡기 및 배기의 유량, 온도, 압력 및 조성을 계측하였다.

본 실험에 사용한 연료는 저유황 디젤유로서 사양은 Table.2에 나타내었다. Fig.2는 원하는 의시 공기를 만들기 위한 장치 및 본 실험에 이용된 주요 계측장비의 구성 및 측정 위치를 나타낸 것이며, Fig.3에는 본 실험을 위해 실제로 구성된

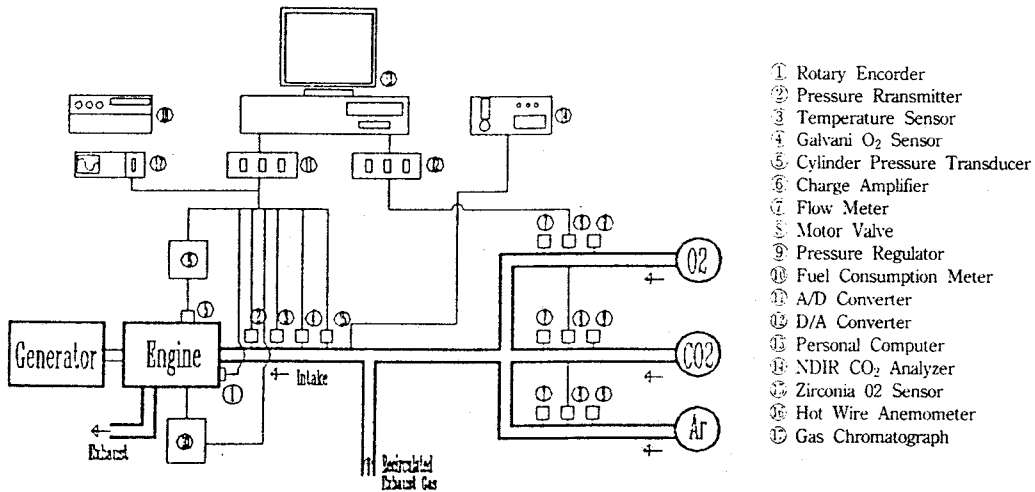


Fig.2 Block Diagram of Intake Gas Mixing, Composition Measurement and Control System

시험장치의 사진이 나타나 있다.

본 연구에 적용한 산소, 이산화탄소, 질소, 알곤 가스 각각의 농도 변화범위는 Table.3에 표시한 바와 같다.

Table 2 Fuel Specification

Net Reaction Enthalpy(MJ/kg)	43.2
Specific Gravity(15°)	0.82
Carbon, wt %	87.5
Hydrogen, wt %	12.5
Oxygen, wt %	0.0
Kinematic Viscosity(15°C, cst)	4.8
Molecular Weight(g/mole)	226

Table 3 Range of Intake Gas Compositions

O ₂ (Volume %)	21.0~25.9
CO ₂ (")	0.0~33.0
N ₂ (")	46.0~79.0
Ar (")	0.0~10.1

흡기 및 배기의 조성은 가스 크로마토 그래프 (Gas Chromatograph, HITACHI사, Model G-3000) 을 이용하였고, 산소 농도는 지르코니아(Zirconia) 식 산소 센서 및 갈바니(Galvani)식 산소센서를 이용하였다. 이산화 탄소 농도는 NDIR형 CO₂

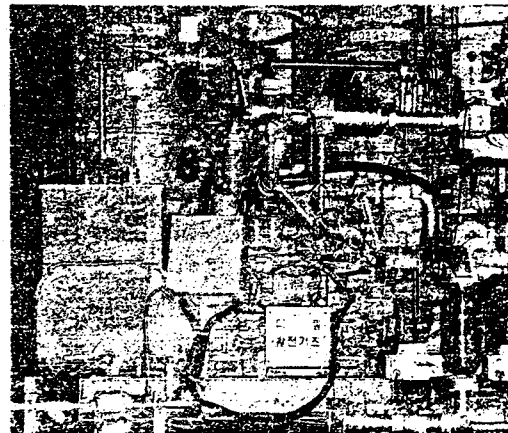


Fig.3 Photograph of Experimental Setup

분석기(CO₂ Analyzer, ROTOR사, Model 401) 및 흡수식 CO₂ 측정기(FYRITE CO₂ Indicator, BA-CHARACH사)를 이용하였다. 실린더 내부 압력은 압전형 압력 센서(Piezoelectric Pressure Transducer, KISTELER사, Model 5011)를 사용하여 측정하였다.

재순환 배기 개스에 혼합되는 산소의 농도는 산소 센서, A/D, D/A변환기(Data Translation사, DT2835), 컴퓨터로 구성된 데이터 수집 및 제어 장치(Data Acquisition & Control System)에서 전동 밸브(Motor Valve)의 조절을 통해 정확한 농

도에 해당하는 양의 산소를 공급함으로써 정확히 제어되며, 알콘 개스의 공급은 전자식 유량계 및 전동 밸브를 이용하여 정확한 농도로 공급되었다. 따라서, 본 실험에서 모든 데이터는 데이터 수집 및 제어장치를 통해 컴퓨터에 자동적으로 수집되었으며, 산소 및 알콘 개스의 농도로 원하는 농도에 유지되도록 구성되었다. 본 실험에서 측정된 데이터는 반복성 및 신뢰성을 위해 10회 이상 동일 조건에서 측정하여 평균값을 취하였다.

열 발생 속도 $dQ/d\theta$ 는 측정된 크랭크 각도당 실린더 내부 압력 $P(\theta)$ 데이터로부터 에너지 보존 법칙 및 이상기체 방정식을 적용하여 다음과 같은 수식으로 표현한 후 계산된다. 열역학 제1법칙으로부터 다음 식이 성립된다.

$$dQ - dQ_c + h_f dm_f = d(mC_v T) + PdV$$

- Q : 연소열(Joule)
 Q_c : 연소실 내 손실 열량(Joule)
 $h_f dm_f$: 연료의 엔탈피(Sensible enthalpy)
 $mC_v T$: 실린더 내 개스의 내부 에너지

위 식에서 질량 손실은 무시하였다. 또한 $h_f dm_f$ 항은 다른 항에 비해 작은 값을 가지기 때문에 무시한다. 위 식에 이상기체 방정식 $PV=mRT$ 를 적용하여 정리하면 다음 식이 구해진다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{k-1} \left(kP \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) - \frac{PV}{(k-1)^2} \frac{dk}{d\theta} + \frac{dQ_c}{d\theta}$$

- k : 비열비
 θ : 크랭크 각도
 R : 기체 상수

위 식에 적용된 가정들은 다음과 같다.

- 실린더 내 온도 분포는 균일하다.
- 실린더로부터 질량 손실은 무시한다.
- 실린더 내 개스는 이상기체 법칙을 따른다.

◦ 비열비는 온도와 조성의 함수이다.

◦ 분사된 연료의 엔탈피 무시한다.

비열비 계산은 JANAF 열역학 데이터¹⁾로부터 산소, 이산화탄소, 질소, 알콘 각각의 온도 변화에 비열비 변화를 구하였다. 또한, 실린더 내의 평균 개스온도는 $T = PV/MR$ 로 구하였다. 또한 연소실 내 손실 열량 Q_c 는 Annand²⁾의 식을 이용하여 다음 식과 같이 구하였다.

$$\frac{dQ_c}{d\theta} = C_1 \frac{k_1}{B} Re^{C_2} (T - T_w) + C_3 (T^4 - T_w^4)$$

- Re : 레이놀즈 수(Reynolds Number)
 k_1 : 열 전도 계수
 B : 피스톤 직경
 C_1, C_2, C_3 : 상수
 T_w : 실린더 벽면 온도

실험은 기관 회전수 1800rpm의 정속도 상태에서 흡기 각 성분의 농도를 변화시키며 수행하였으며, 크랭크 각도당 실린더 내부 압력은 기관이 정상상태에 도달한 후 1회당 3 사이클을 측정하였고, 위 실험을 10회 반복한 후 평균값을 취하였다. 열 발생 속도 $dQ/d\theta$ 데이터를 위 식에 대입하여 구하였다.

3. 실험결과 및 고찰

공기 운전시 실린더 내의 압력 변화 $P(\theta)$ 와 열 발생 속도 $dQ/d\theta$ 는 Fig.4와 Fig.5에 각각 나타내었다. Fig.4에 나타난 바와 같이 실린더 최고 압력(Maximum Cylinder Pressure, P_{max})은 크랭크 각 9° ATDC에서 56.5 bar임을 알 수 있다. 열 발생 속도의 변화는 Fig.5에 나타내었으며, 또한 연료 분사 시작점과 연소 개시점 사이의 시간, 즉 점화 지연(Ignition Delay)은 약 11° 임을 알 수 있다.

3.1 산소 농도의 영향

흡기의 조성이 산소와 질소로 이루어졌을 때 산소 농도를 21%에서 26%까지 변화시켰을 때

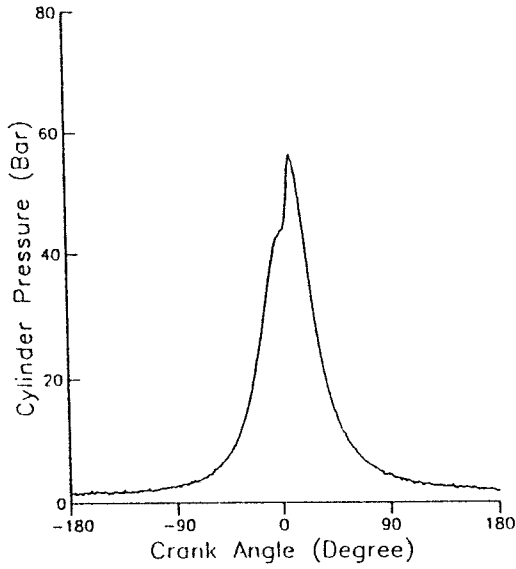


Fig.4 Cylinder Pressure in Air Intake Condition

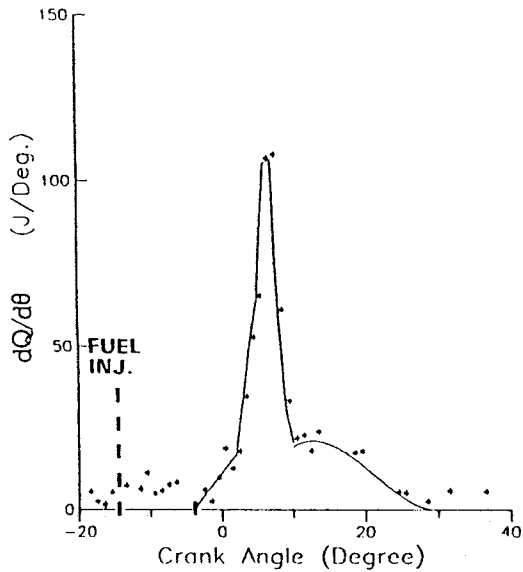


Fig.5 Rate of Combustion in Air Intake Condition

실린더 내의 압력변화 $P(\theta)$ 는 Fig.6에 나타난 바와 같다. 산소의 농도가 24%까지 증가시켰을 때는 P_{max} 값은 증가하고, 이때의 크랭크 각 θ_{max} 는 전진함을 알 수 있다. 즉, 산소농도가 23.9% 일 때는 공기 운전 시와 비교하여 P_{max} 는 5.5 bar

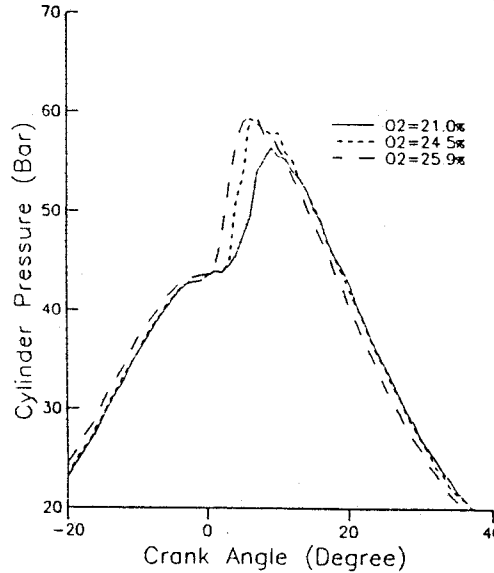
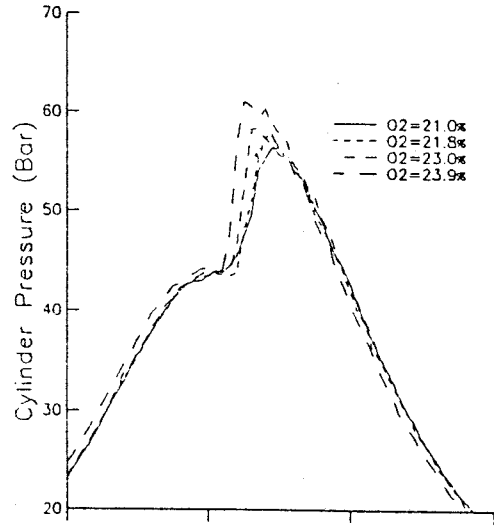


Fig.6 Effects of O_2 Concentration on Cylinder Pressure (Balance N_2)

증가하며 θ_{max} 는 5° 전진함을 알 수 있다. 산소 농도가 24% 이상일 때는 반대의 경향을 보여준다. 즉, 산소 농도가 증가함에 따라 P_{max} 는 감소하고, θ_{max} 는 후퇴함을 알 수 있다.

Fig.7은 열 발생 속도의 변화를 나타낸 것으로 산소 농도가 증가할수록 점화 지연 시간이 감소함을 알 수 있고, 최대 열 발생 속도 $(dQ/d\theta)_{max}$ 는 산소 농도가 24%까지 증가할 때는 점점 증가하다가 24%에서는 점점 감소함을 알 수 있다.

즉 $(dQ/d\theta)_{max}$ 은 산소 농도가 23.9%일 때 170 J/Deg.까지 증가하다가 25.9%일 때 122 J/Deg.로 감소함을 알 수 있다. 종합적으로, 산소 농도가 24%까지는 기관의 산소 농도가 증가됨에 따라 기관의 성능은 향상되나, 그 이상 증가시는 오히려 기관의 성능은 저하된다.

Fig.8은 산소 농도의 변화에 따른 실린더 최고 압력 P_{max} 및 연료 소모량 sfc 의 변화를 나타낸 것으로 산소 농도가 증가함에 따라 연료 소모량은

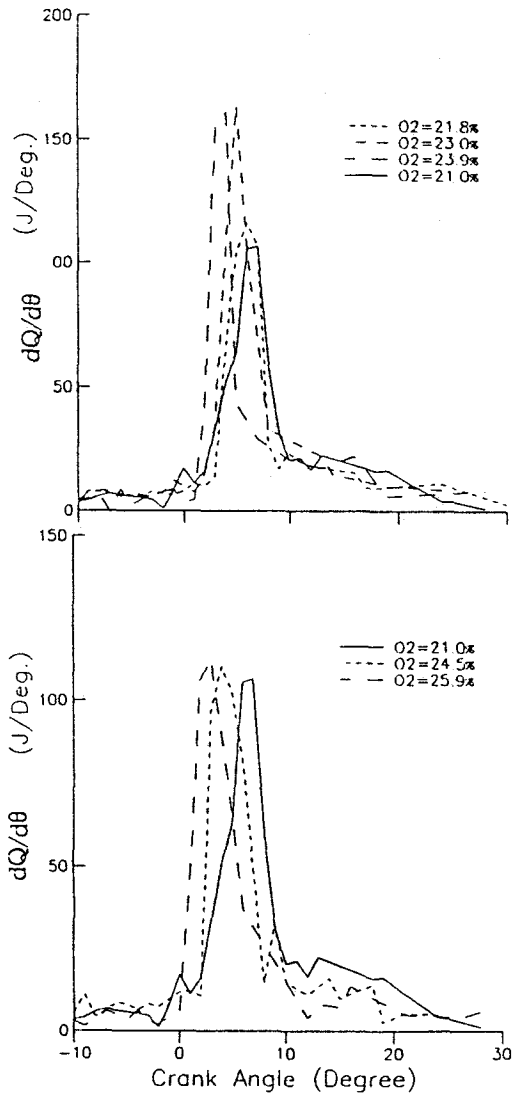


Fig.7 Effects of O₂ Concentration on Rate of Combustion(Balance N₂)

점차 감소하다가 O₂=24%를 지나면서 점차 증가함을 보여준다.

이러한 산소 농도 변화에 따른 기관특성 변화의 결과는 다음과 같이 설명할 수 있다. 흡기중 산소 농도의 과도한 증가는 연료의 조기 착화를 유도하여, 점화되는 순간에는 많은 양의 연료가 침투하지 못하여 적은 체적의 착화된 영역을 차지한다. 따라서, 디젤기관 특유의 연소 초기의 급격한 예 혼합연소 부분이 상대적으로 감소함으로써 급격한 압력 상승이 둔화되며, 그 후 분사된 연료는 산소 과잉 상태에서 점차적인 확산 연소 현상을 나타내게 되기 때문으로 판단된다. 즉, 산소 농도가 증가할 수록 연료와 산소의 반응율이 향상되어 기관의 성능은 향상되나 한계농도 이상 증가되면 과도하게 단축된 점화 지연 시간에 의해 기관의 성능은 저하됨을 알 수 있으며, 본 연구는 시험 조건에서는 산소 농도가 24%일 때 P_{max} 와 $(dQ/d\theta)_{max}$ 가 최고치를 나타냄이 밝혀졌다.

3.2 이산화탄소 농도의 영향

산소, 이산화탄소 및 질소로 구성된 흡기 중

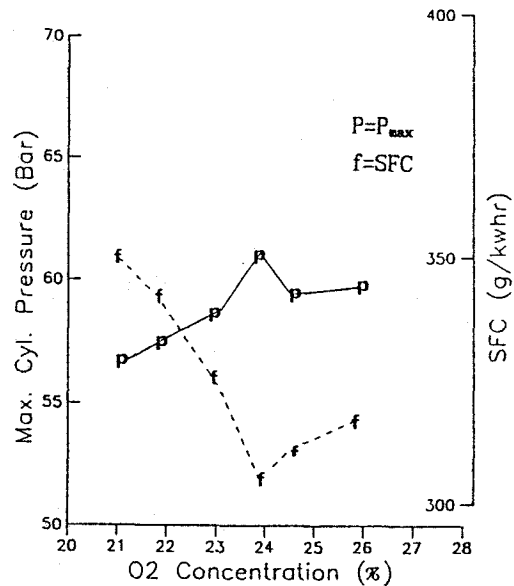


Fig.8 Effects of O₂ Concentration on Peak Cylinder Pressure and Specific Fuel Consumption

산소의 농도를 21%로 유지하고 이산화탄소의 농도를 33%까지 증가시켰을 때 실린더 내 압력 변화 $P(\theta)$ 는 Fig.9에 나타난 바와 같다. 흡기 중 이산화탄소 농도가 증가함에 따라 P_{max} 는 감소하고 θ_{max} 는 후퇴하는 경향이 나타남을 알 수 있다. 흡기 중 이산화탄소의 농도가 33%일 때의 $P(\theta)$ 의 변화를 보면 과도한 점화지연과 흡기의 낮은 평균 비열비로 인한 압축 최고 온도 및 압력의 저하로 연소 최고압력 P_{max} 가 30.1 bar의 값을 취하여

크랭크 각이 TDC일 때의 압력 38 bar보다 낮은 현상이 나타남을 볼 수 있다. 열 발생 속도 $dQ/d\theta$ 의 변화는 Fig.10에 나타난 바와 같이 이산화탄소 농도가 증가할수록 $(dQ/d\theta)_{max}$ 는 점차 감소하고 점화 지연 기간은 점차 증가함을 알 수 있다. Fig.11은 P_{max} 및 sfc 의 변화를 나타낸 것으로 이산화탄소의 농도가 증가함에 따라 연료소모율은 급격히 증가함을 알 수 있다.

상온에서 이산화탄소의 비열비는 1.289로서

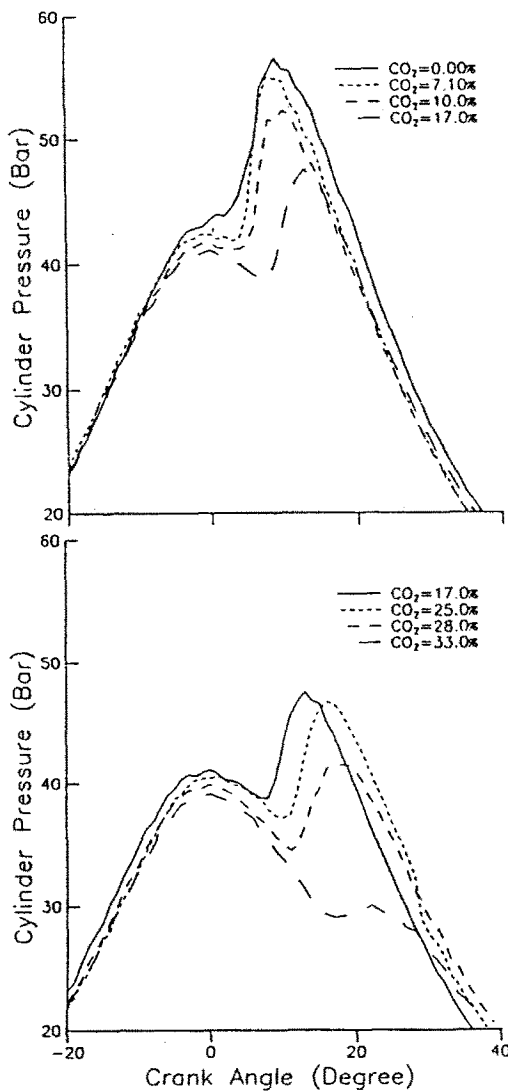


Fig.9 Effects of CO₂ Concentration on Cylinder Pressure(O₂=21%, Balance N₂)

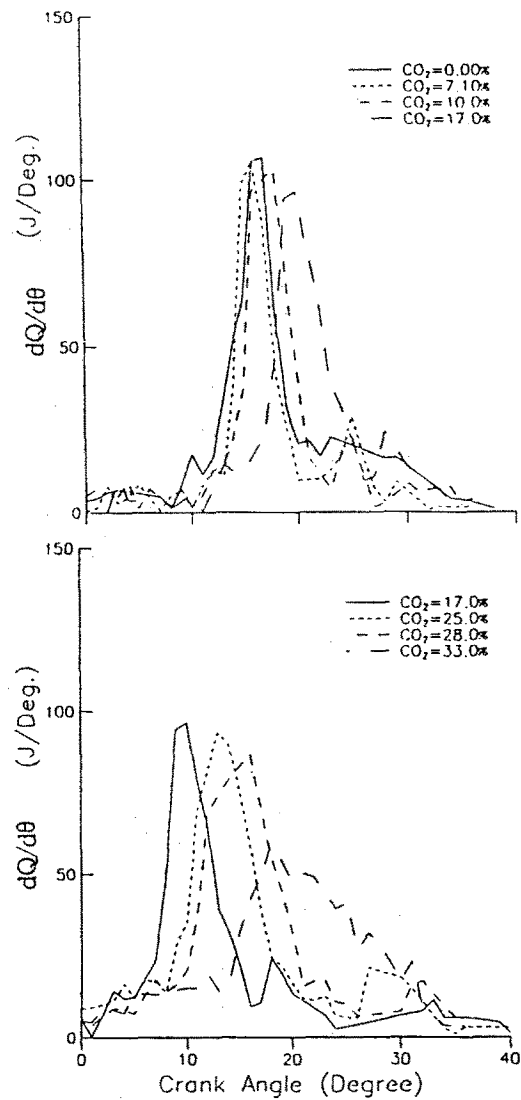


Fig.10 Effects of CO₂ Concentration on Rate of Combustion(O₂=21%, Balance N₂)

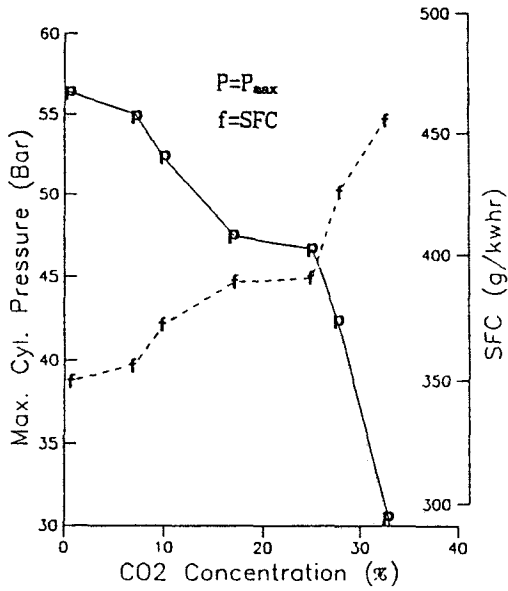


Fig.11 Effects of CO₂ Concentration on Peak Cylinder Pressure and Specific Fuel Consumption

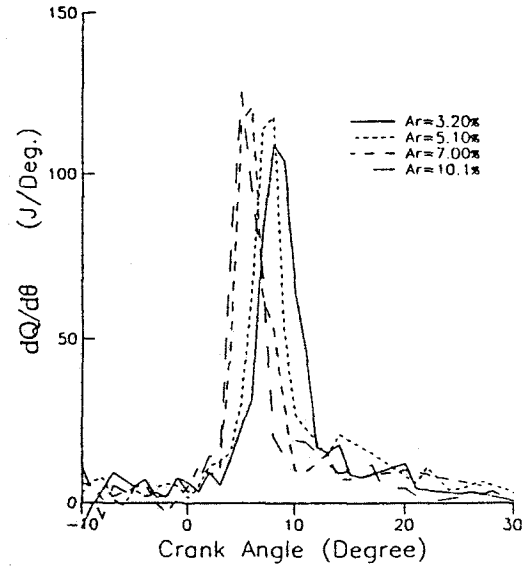


Fig.13 Effects of Ar Concentration on Rate of Combustion(O₂=21%, CO₂=17%, Balance N₂)

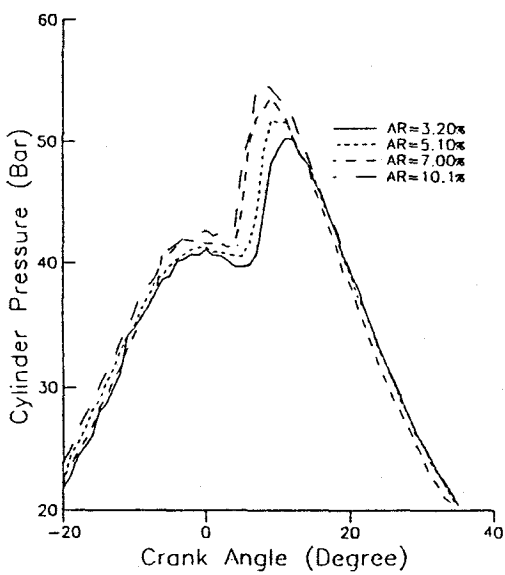


Fig.12 Effects of Ar Concentration on Cylinder Pressure(O₂=21%, CO₂=17%, Balance N₂)

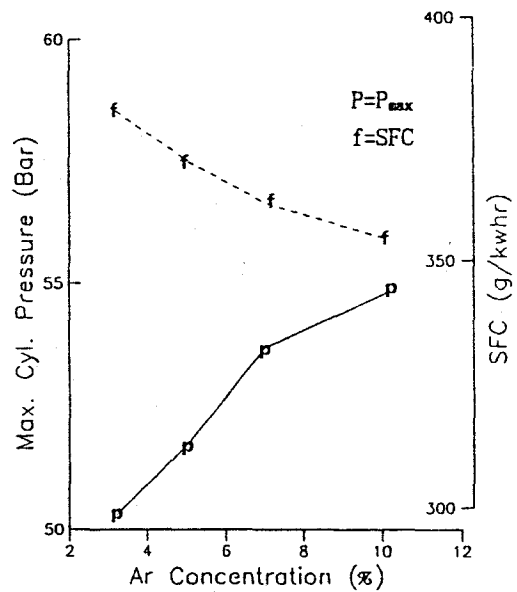


Fig.14 Effects of Ar Concentration on Peak Cylinder Pressure and Specific Fuel Consumption

산소나 질소의 1.4 보다 훨씬 적은 값을 가진다. 따라서 흡기 중 이산화탄소의 농도가 증가할수록 흡기의 평균 비열비는 점차 감소하며, 압축 최고온도 및 최고압력을 저하시킨다. 이러한 현상은 분사된 연료의 착화성 및 연소성을 저하시켜 그 결과 점화 지연기간이 증하고 전반적인 기관의 성능저하를 초래하게 된다.

따라서, 연소에 의해 발생된 이산화탄소를 흡기로 재순환시켜 이용하는 시스템에서는 이산화탄소의 낮은 비열비로 인한 연료의 착화성 및 연소성의 저하를 방지하는 대책으로써 헬륨이나 알곤 등과 같은 높은 비열비 값을 가지는 불활성 개스를 소량 첨가하거나 흡기의 온도를 높이는 방법등의 적용이 필요하다.

3.3 알곤 농도의 영향

산소(21%), 이산화탄소(17%), 질소, 알곤으로 구성된 흡기 조건에서, 알곤의 농도를 10%까지 증가시켰을 때 P_{max} 및 sfc 의 변화를 Fig.12, Fig.13 및 Fig.14에 각각 나타내었다.

Fig.12에 나타난 바와 같이 알곤농도가 증가함에 따라 P_{max} 는 증가하며 θ_{max} 는 전진하는 경향을 나타내었다. 알곤이 10% 첨가되었을 때 P_{max} 는

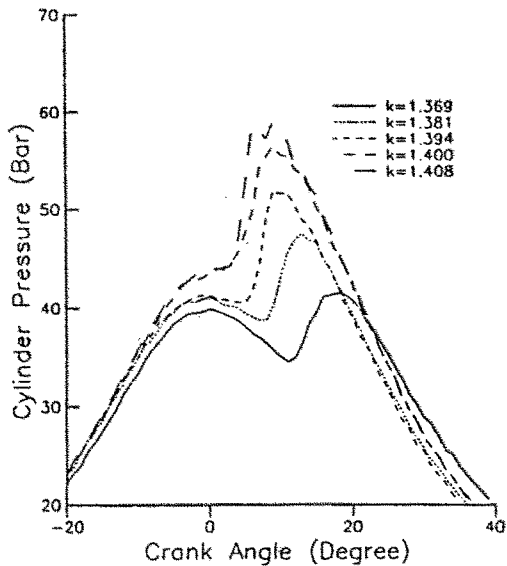


Fig.15 Effects of Specific Heat Ratio on Cylinder Pressure

54.8 bar로서 알곤이 첨가되지 않았을 때와 비교하여 약 15%의 상승을 가져왔으며, θ_{max} 는 5° 전진하였음을 알 수 있다. Fig.13으로부터 열 발생 속도 $dQ/d\theta$ 의 변화를 고찰하면, 알곤의 농도가 증가할수록 $(dQ/d\theta)_{max}$ 은 증가하며, 점화 지연 기간은 감소함을 알 수 있다. 알곤농도의 변화에 대한 위의 결과는 다음과 같이 분석된다. 알곤은 타 개스에 비해 높은 비열비(1.667)를 가진 개스로서, 알곤의 농도가 증가됨에 따라 흡기의 평균 비열비를 상승시켜 낮은 비열비의 이산화탄소가 흡기에 다량 포함됨에 따른 비열비의 저하를 보상시켜 기관의 성능을 향상시키는 역할을 한 것으로 판단된다.

3.4 비열비의 영향

앞에서 언급한 바와 같이 흡기 조성변화에 따른 중요한 인자 중의 하나는 비열비이다. 흡기 중 산소 농도를 21%로 고정하고 불활성 개스인 이산화탄소, 질소, 알곤 등의 조성을 변화시켜 흡기의 평균 비열비(k)의 함수로 표시하였다.

Fig.15는 흡기의 비열비 변화에 따른 실린더 내 압력 변화($P\theta$)를 표시한 것이고 Fig.16은 열 발생 속도를 표시한 것이다. Fig.15에 나타난 바와 같이

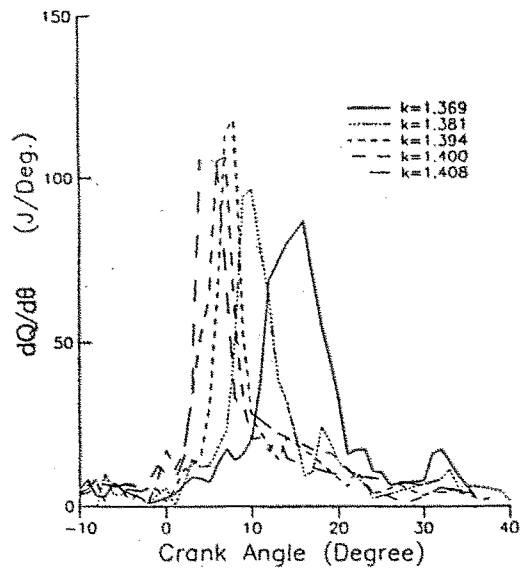


Fig.16 Effects of Specific Heat Ratio on Rate of Combustion

흡기의 비열비가 증가할수록 P_{max} 는 상승하고 θ_{max} 는 전진함을 알 수 있다. 또한, 흡기의 비열비가 증가함에 따라 P_{max} 는 전반적으로 상승하며, 점화 지연 기간은 단축됨을 Fig.16에서 볼 수 있다.

4. 결 론

디젤기관의 흡기를 공기와 다른 조성의 개스로 구성하여, 산소, 이산화탄소 및 알곤 각각의 농도 변화가 기관의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 분석한 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡기중 산소의 농도를 증가시켰을때, 실린더 내 최고 압력 및 최고 열발생 속도는 증가하고, 점화 지연은 단축되어 기관의 성능은 향상되었다. 그러나, 산소 농도가 적정치 이상 증가하면 과도하게 단축된 점화 지연으로 인해 위와 상반된 결과를 보이며, 따라서 산소 농도가 증가할수록 기관의 성능은 저하되는 결과를 보였다.
- 2) 흡기 중 이산화탄소의 농도가 증가됨에 따라 이산화탄소의 낮은 비열비로 인한 혼합 개스의 평균 비열비는 감소한다. 따라서, 압축 행정 말기 및 연료분사 개시점에서의 실린더 내부 기체의 압력 및 온도의 저하로 점화 지연은 길어지고 실린더 내 최고 압력 및 최고 열발생 속도는 감소하여, 기관의 성능은 저하되는 결과를 보였다.
- 3) 흡기 중 알곤의 농도가 증가됨에 따라 알곤의 높은 비열비로 점화지연은 단축되고 실린더 내 최고압력 및 최고 열 발생 속도는 전반적으로 상승하여, 기관의 성능은 향상되었다.
- 4) 흡기의 평균 비열비가 본 실험의 가장 중요한 인자중 하나임이 밝혀졌으며, 추후 기관의 속도, 부하 및 연료 분사시기 변화 등의 조건에서의 성능 분석이 추가적으로 필요하며 따라서 이와관련된 후속 연구가 진행되어야 할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. G.T.Reader, G.Walker, J.G.Hawley "Closed Cycle Diesel and Stirling Engine Development for Underwater Vehicles" In'tl Conference on Off-shore Mechanics and Arctic Engineering, Volume 1, 1990.
2. J.R.Puttick, "Recycle Diesel Underwater Powerplants", SAE paper 710827, 1971.
3. A.Fowler. "Development of Control Systems for an Underwater Power Source", paper 252, IEE Conference, "Control '85", 1985.
4. H.Watson, E.Milkins, and G.Rigby, "A New Look at Oxygen Enrichment 1) The Diesel Engine", SAE paper 900344, 1990.
5. T.Asada and M.Nagai, "Investigations on Reycle and Closed-Cycle Diesel Engines", SAE paper 800964, 1980.
6. JANAF Thermochemical Tables, 2nd ed., NS-RDS-NB537, U.S.National Bureau of Standards, 1971.
7. W.J.D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.177, pp.973-996, 1963.