

저속 2행정 디젤 기관의 소기 특성에 관한 연구

고 대 권* · 최 재 성**

A Study on the Scavenging Characteristics in Slow-Speed Two-Stroke Diesel Engines

D. K. Koh · J. S. Choi

Key words : Gas exchange process(가스 교환 과정), Scavenging characteristics(소기 특성), Uniflow scavenging(단류식 소기법), Scavenging efficiency(소기 효율), Trapping efficiency(급기 효율), Delivery ratio(급기비), Slow-speed two-stroke diesel engine(저속 2행정 디젤 기관), Simulation(시뮬레이션)

Abstract

The scavenging characteristics have a great influence on the performance of a diesel engine, especially slow-speed two-stroke diesel engines which are usually used as a marine propulsion power plant, and they are greatly affected by the conditions in the cylinder, intake and exhaust manifolds, and the opening and closing timing of scavenging ports or exhaust valves during the gas exchange process. Besides, there are many other factors to affect the scavenging characteristics and these factors interact each other very complicatedly. Therefore the simulation program of the gas exchange process is very useful to improve and predict the scavenging characteristics, due to the high costs associated with redesign and testing. In this paper, it was attempted to investigate the effect of the variation of the pressure ratio of intake to exhaust manifolds, and the variation of the opening and closing timing of a exhaust valve by using a computational program for a three-zone scavenging model which was developed by authors. The computed results showed that the scavenging efficiency and delivery ratio increased considerably, but the trapping efficiency decreased with increasing of the pressure ratio of intake to exhaust manifolds. The scavenging efficiency, trapping efficiency, and the conditions of the cylinder gases were affected by the opening timing of the exhaust valve, but the delivery ratio by the closing timing.

* 정회원, 부산수산대학교

** 정회원, 한국해양대학교

기호 설명

m : 가스 질량 (kg)
 P : 가스 압력 (Pa)
 Q : 전열량 (J)
 V : 가스 체적 (m^3)
 T : 가스 온도 (K)

아래 첨자

1 : 1영역(공기 영역)
 2 : 2영역(혼합기 영역)
 3 : 3영역(연소 가스 영역)
 a : 급기관
 e : 배기관
 w : 실린더벽

1. 서 론

대형 선박의 주기관으로 사용되고 있는 2행정 기관의 가스 교환 과정은 4행정 기관과는 상당한 차이가 있다. 4행정 기관은 실린더의 연소가스를 배출시키는 배기 행정과 다음 연소에 필요한 공기를 실린더 내로 유입시키는 급기 행정이 각각 따로 존재하지만, 2행정 기관은 배기·급기 행정이 따로 존재하지 않고, 전체 사이클(크랭크축 1회전)의 약 1/3기간 동안에 연소 가스를 배출시키고 다음 연소에 필요한 공기를 실린더 내로 유입시키는 방식으로 가스 교환이 이루어져야 한다. 그리고 4행정 기관은 피스톤의 펌핑 작용에 의해 가스 교환이 상당 부분 이루어지지만, 2행정 기관은 배기관 압력보다 약간 높은 급기를 실린더 내로 불어넣어 실린더에 남아 있는 연소 가스를 밀어내고, 다음 연소에 필요한 공기를 채워넣는 방법 즉, 소기 작용으로 가스 교환이 이루어지기 때문에 많은 양의 공기가 소모될 뿐 아니라 가스 교환에 많은 어려움이 있다^{1,2)}.

그러므로 대형 저속 2행정 디젤 기관의 성능은 소기 효율에 의하여 크게 좌우되며, 소기 효율은 실린더 및 급·배기관 가스의 상태와 소기공·배기 밸브의 개폐 시기 등에 의하여 크게 영향을 받는다. 소기 효율에 영향을 미치는 인자는 많으며

이들은 서로 복잡하게 관련하고 있으며, 특히 2행정 디젤 기관의 소기 과정은 실험적으로도 파악하기가 매우 곤란하기 때문에, 소기 효율을 향상시키기 위하여 또한, 설계 단계에서 소기 효율을 예측하기 위하여는 가스 교환 과정의 수치 시뮬레이션에 의한 예측이 유효한 수단이 될 수 있다^{3,4)}.

따라서, 본 연구에서는 필자들이 개발한 저속 2행정 디젤 기관의 소기 특성을 예측할 수 있는 수치 시뮬레이션 프로그램⁵⁾을 이용하여 급·배기관 압력비 및 배기 밸브의 개폐 시기가 가스 교환 과정 즉, 소기 특성에 미치는 영향을 조사·분석하여 소기 효율을 향상시키는 방안을 모색하고자 한다.

2. 가스 교환 과정 모델링

연소 가스와 새로 공급된 공기가 복잡하게 존재하는 실린더내 가스의 상태를 Fig. 1과 같이 3개의 영역으로 나누어 모델링하고, 각 영역에 대하여 에너지 보존식, 질량 보존식, 이상 기체의 상태 방정식 등을 적용하여 열역학적 상태 변수를 구하였다. 모델링을 위한 가정은 다음과 같다.

(1) 실린더 내의 가스는 3개의 영역, 즉 공기 영역(zone-1), 혼합기 영역(zone-2), 연소 가스 영역

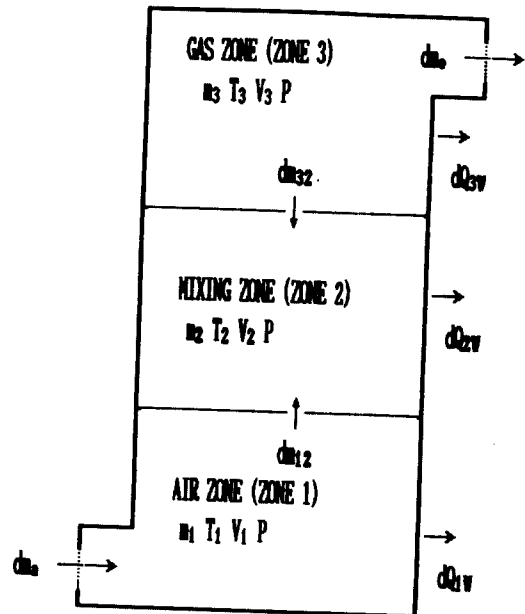


Fig. 1 Model of gas exchange process

(zone-3)으로 이루어져 있으며, 각 영역 내에서의 열역학적 상태 변수는 같은 값을 갖는다.

(2) 실린더 내의 가스 압력은 전영역에 걸쳐 균일하다.

(3) 각 영역 사이에서의 질량 이동은 공기 영역에서 혼합기 영역으로, 연소 가스 영역에서 혼합기 영역으로만 이동한다.

(4) 혼합기 영역 가스의 초기 온도는 연소 가스 영역 가스의 온도와 동일하다.

(5) 실린더 가스는 CO₂, H₂O, O₂, N₂ 만으로 조성되어 있으며, 흡입 공기의 성분은 O₂ 21% vol, N₂ 79% vol이다.

(6) 각 영역별 실린더 가스는 이상 기체의 상태 방정식을 따르고, 내부 에너지는 가스의 온도와 실린더 각 성분 가스의 몰분율만의 함수이다.

(7) 실린더 가스와 실린더 벽, 실린더 헤드 및 피스톤 크라운 사이의 열전달은 Annand의 열전달식을 따르고, 각 영역간 경계면(공기 영역과 혼합기 영역, 혼합기 영역과 연소 가스 영역)에서의 열전달은 무시한다.

(8) 정압 과급의 경우를 생각하여 급·배기관내 가스의 상태(압력 및 온도)는 일정하다고 가정한다.

(9) 소기공 및 배기 밸브에서의 가스의 유동은 단열·정상류의 경계 조건식을 적용한다.

3. 계산 결과 및 고찰

시뮬레이션 대상 기관은 실린더 내경이 700mm, 압축비가 15.914인 단류 소기식 저속 2행정 디젤 기관으로 기관의 제원은 Table 1과 같다. 기준 운전 조건은 기관 회전 속도 88rpm, 소기관 압력 3.19bar, 배기관 압력 3.05bar, 대기의 압력 및 온도가 1.0bar 및 27℃이다. 초기 입력 데이터로서, 실린더 연소 가스의 초기 압력 및 온도는 배기 밸브의 열림 시기가 상사점후 106도의 경우에는 10.6bar, 827℃이고, 배기 밸브의 열림 시기가 변할 경우의 실린더 가스의 초기 압력 및 온도는 실린더 가스에 단열 변화식을 적용하여 구하였다. 실린더벽 온도는 227℃, 실린더 연소 가스의 각 성분 에 대한 초기 몰분율은 CO₂ 0.069, H₂O 0.066, O₂

Table 1 Engine Specifications and Reference Conditions of Operating.

Diameter of cylinder bore	0.7m
Length of cylinder stroke	2.674m
Length of connection rod	3.066m
Compression ratio	15.914
Engine speed	88rpm
Inlet manifold pressure	3.19bar
Exhaust manifold pressure	3.05bar
Scavenge ports opening	132deg. ATDC
Scavenge ports closing	228deg. ATDC
Exhaust valve opening	106deg. ATDC
Exhaust valve closing	263deg. ATDC

0.100, N₂ 0.765로 하였다. 실린더 각 영역에서의 압력, 온도, 질량 등을 나타내는 연립 미분 방정식은 Runge - Kutta 수치 적분을 이용하여, 크랭크 각도 1도 간격으로 계산을 하였다.

급·배기관 압력 및 배기 밸브의 개폐 시기의 변화에 따른 소기 작용을 평가하기 위하여, 소기 효율, 급기 효율 및 급기비에 대하여 조사·분석하였으며, 각각에 대한 정의는 다음과 같다.

- 소기 효율(Scav.Eff.)

$$= \frac{\text{소기 종료후 실린더에 남은 새로운 급기의 질량}}{\text{소기 종료후 실린더의 전체 가스 질량}}$$

- 급기 효율(Trap.Eff.)

$$= \frac{\text{소기 종료후 실린더에 남은 새로운 급기의 질량}}{\text{소기에 사용된 전체 급기의 질량}}$$

- 급기비(Del.Ratio)

$$= \frac{\text{소기에 사용된 전체 급기의 질량}}{\text{기준 질량}}$$

급기비의 기준 질량은, Table 1의 기준 운전 조건에서 급기관 상태(압력 3.19bar, 온도 39℃)로 소기 종료시(상사점후 263도)의 실린더 용적을 채울 수 있는 급기의 질량(=2.714kg)으로 하였다. 그리고 소기 종료시의 실린더 가스의 상태(압력, 온도 및 질량)에 대하여 조사·분석하였고, 터보 과급기의 터빈에서 얻을 수 있는 동력의 크기와 압축기에서 소요되는 동력의 크기를 비교하여 터보 과급기의 운전 가능 범위에 대해서 조사·분석하였으며, 과급기의 운전 조건으로 터빈 출구측 배압은 300mm WC(=0.0294bar; WC=water column),

압축기 입구측 공기 필터에서의 압력 손실은 50mm WC(=0.0049bar)로 하였다.

3. 1 급·배기관 압력비가 소기 특성에 미치는 영향

급·배기관 압력비의 변화에 대한 영향을 조사하기 위하여, 배기관 압력은 3.05bar로 일정하게 유지하고 급기관(I. M. : intake manifold) 압력만 증감시키는 경우와, 반대로 급기관 압력은 3.19 bar로 일정하게 유지하고 배기관(E. M. : exhaust manifold) 압력만 변화시키는 경우에 대하여 계산 결과를 검토하였다. Fig. 2는 급·배기관 압력비의 변화가 소기 효율, 급기 효율 및 급기비에 미치는 영향에 대해서 나타낸 것이다. 급·배기관 압력비가 증가함에 따라 소기 효율 및 급기비는 증가하고 급기 효율은 반대로 감소하였다. 소기 효율, 급기 효율 및 급기비의 변화율은 낮은 압력비에서 크게 나타났으나, 높은 압력비로 이동함에 따라 감소하였다. 특히, 소기 효율과 급기 효율은 급기관 압력이 변하는 경우나, 배기관 압력이 변하는 경우와 관계 없이 동일한 압력비에서는 거의 같은 값을 나타냄을 알 수 있다. 급기비는 급·배기관 압력비 1.04 이하에서는 배기 압력이 변하는 경우가 크게 나타났으나, 압력비 1.06 이상에서는 반대로 급기관 압력이 변하는 경우가 크게 나타났다. 이와 같은 현상은 급기 압력의 크기에 의한 것으로, 급·배기관 압력비 1.04에서 보면 급기관 압력이 변하는 경우의 급기 압력은 3.172bar이므로 배기관 압

력이 변하는 경우의 급기 압력 3.19bar보다 낮았으며, 압력비 1.06에서는 급기관 압력이 변하는 경우의 급기 압력은 3.233bar로 배기관 압력이 변하는 경우의 급기 압력 3.19bar보다 높기 때문이다.

Fig. 3은 급·배기관 압력비의 변화가 소기 종료시의 실린더 가스의 상태, 즉 압력, 질량 및 온도에 미치는 영향에 관하여 나타낸 것이다. 실린더 가스의 압력은, 급기관 압력이 변할 경우에는 급·배기관 압력비가 증가함에 따라 증가하지만, 반대로 배기관 압력이 변할 경우에는 감소한다. 이는 급기관 압력이 변할 경우에는 압력비가 증가함에 따라 배기관 압력은 3.05bar로 일정하게 유지되고 급기관 압력이 증가하지만, 반대로 배기관 압력이 변할 경우에는 급기관 압력은 3.19bar로 일정하게 유지되고 배기관 압력이 감소하기 때문에, 상대적으로 급·배기관 압력이 전자의 경우보다 작아지기 때문이다. 실린더 가스의 질량은 압력비가 증가함에 따라 증가하였고, 증가율은 급기관 압력이 변할 경우가 배기관 압력이 변할 경우보다 크게 나타났다. 이와 같은 현상은 Fig. 2에서 급기비의 변화와 같이, 급기관 압력이 변할 경우에는 소기공이 열렸을 때 실린더로 유입되는 급기의 양이 상대적으로 많기 때문이다. 실린더 가스의 온도는 급·배기관 압력비가 증가함에 따라 저하하고, 급기관 압력이 변하는 경우나, 배기관 압력이 변하는 경우나 관계 없이, 정량적으로 거의 같은 값으로 저하한다. 온도가 저하하는 현상은 소기 효율의 증가로 인하여 실린더 내에 저온의 급기가 다량 잔류하기 때문이

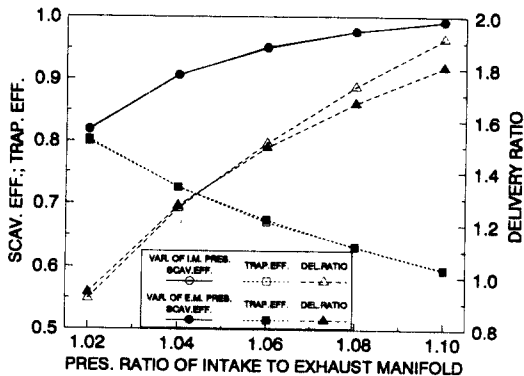


Fig. 2 Variation of scavenging and trapping efficiencies, delivery ratio versus pressure ratio of intake to exhaust manifold.

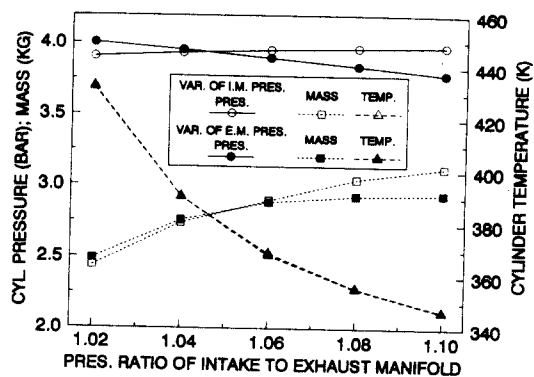


Fig. 3 Variation of cylinder charge conditions versus pressure ratio of intake to exhaust manifold.

고, 온도의 저하율이 정량적으로 유사한 이유는 같은 압력비에서 소기 효율이 거의 동일하기 때문에 소기후 실린더 가스 중 고온의 잔류 연소 가스와의 급기의 질량비가 거의 같기 때문이다. Fig. 2와 Fig. 3에서 보면, 동일한 압력비에서 소기 효율, 급기 효율 및 실린더 질량은 급기 압력이 높은 쪽이 크게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 4는 급·배기관 압력비의 변화에 따른 터보 과급기의 터빈에서 얻을 수 있는 동력의 크기와 압축기에서 소요되는 동력 크기의 차를 나타낸 것이다. 즉, 동력의 차가 양(+)인 영역에서는 터보 과급기의 운전이 가능하고, 반대로 음(-)인 영역에서는 운전이 불가능하다. 그림에서 보는 바와 같이, 급·배기관 압력비가 증가함에 따라 급기량이 증가하여 압축기의 소요 동력이 증가하므로, 과급

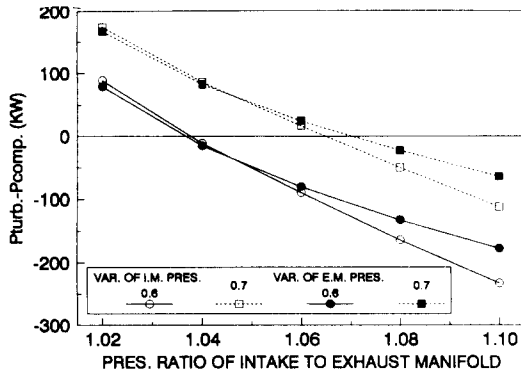


Fig. 4 Variation of the difference of power of turbine and compressor versus pressure ratio of intake to exhaust manifold.

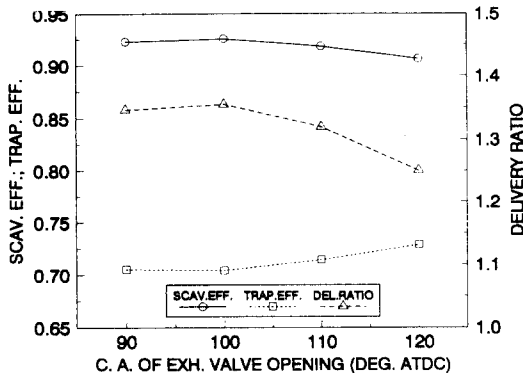


Fig. 5 Variation of scavenging and trapping efficiencies, delivery ratio versus timing of exhaust valve opening.

기 동력의 차이는 감소함을 알 수 있다. 터보 과급기의 효율이 0.7인 경우, 압력비가 1.08일 때는 음(-)의 값을 가지므로 과급기의 운전이 불가능하게 된다. 따라서, 운전 가능 영역은 낮은 압력비 영역으로 이동하여 급기량은 감소하게 된다.

Fig. 2,3 및 4를 종합하여 보면, 급·배기관 압력비를 증가시키면 소기 효율 및 실린더의 급기량이 증가하여 많은 양의 연료를 연소시킬 수 있지만, 급기의 공급은 과급기에서 이루어지므로 무한정 증가시킬 수는 없다. 따라서 Fig. 4에서 보는 바와 같이, 기관 출력을 상승시키기 위하여는 과급기의 효율을 개선하는 것이 가장 중요하다는 것을 알 수 있다.

3.2 배기 밸브의 개폐 시기가 소기 특성에 미치는 영향

Fig. 5,6 및 7은 배기 밸브의 닫힘 시기(상사점후 263도)는 일정하고, 열림 시기가 변하는 경우, 소기 효율, 급기 효율 및 급기비, 소기 종료후의 실린더 가스의 상태 및 과급기의 터빈 동력 및 압축기 소요 동력의 차의 변화를 나타내고 있다. 배기 밸브의 열림 시기가 늦어짐에 따라, 배기 분출 기간의 감소로 인하여 충분한 배기 분출이 이루어지지 않기 때문에 실린더 가스의 압력은 높은 상태로 유지된다. 따라서 소기공 열림 시기에 다량의 실린더 가스가 급기관으로 역류되기 때문에, 실린더에 급기 공급이 시작되는 시기가 늦어져서 급기비는 감소한다. 급기비의 감소로 인하여 충분한 소기가 일

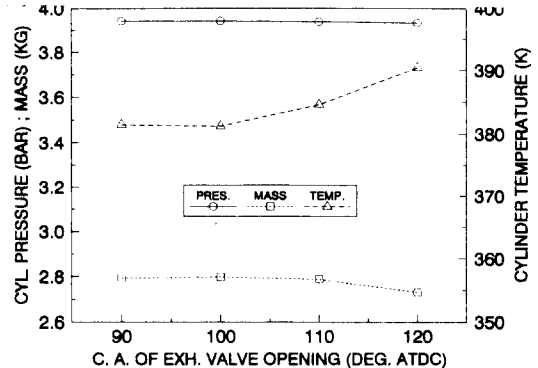


Fig. 6 Variation of cylinder charge conditions versus timing of exhaust valve opening.

어나지 않으므로 소기 효율도 감소한다. 실기관에서는 고온의 연소 가스가 급기관으로 다량 역류될 경우, 화재 및 폭발의 위험이 있을 뿐 아니라 운전이 불가능한 상태가 될 수 있다. Fig. 5에서 소기 효율 및 급기비는 100도(상사점 : 0도)까지 약간 증가하다가 감소하였고, 급기 효율은 전자와 상반되는 경향을 나타냄을 알 수 있다. Fig.6에서 보면, 소기 종료후의 실린더 압력은 배기 밸브의 열림 시기의 변화와 관계 없이 거의 일정하였고, 실린더 가스의 질량은 100도까지 약간 상승하다가 감소하였다. 가스의 온도는 밸브의 열림 시기가 늦어짐에 따라 약간 증가하였다. Fig. 7에서 배기 밸브의 열림 시기가 늦어짐에 따라, 과급기의 터빈과 압축기 동력의 차는 감소함을 알 수 있다. 이는 배기 밸브의 열림 시기가 늦어짐에 따라 배기 가스의 분출

시간이 단축될 뿐만 아니라 소기공으로의 실린더 가스의 역류가 다량 발생하여 터빈 동력이 감소하기 때문이다. 이상의 계산 범위에서 보면, 배기 밸브의 열림 시기가 늦어짐에 따라, 소기 효율, 급기비 및 실린더 가스의 질량은 배기 밸브가 100도에서 열릴 경우에 최대값을 나타냈으며, 실린더 가스의 압력은 밸브의 열림 시기와 상관 없이 거의 일정하였다. 따라서, 소기공으로의 연소 가스의 역류가 다량 발생하지 않는 범위에서 배기 밸브의 열림 시기를 가능한 늦게 하여 기관의 유효 팽창 행정을 증가시키는게 바람직하다고 생각한다.

Fig. 8,9 및 10은 배기 밸브의 열림 시기(263도)는 일정하고 닫힘 시기가 변하는 경우, 소기 효율, 급기 효율 및 급기비, 소기 종료후의 실린더 가스 상태, 과급기 터빈 및 압축기 동력의 차를 나타내고 있다. Fig. 8에서, 소기 효율은 배기 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐에 따라 증가함을 알 수 있다. 이는 단류식 소기인 경우 실린더 상부에 남아 있는 잔류 가스가 소기 말기에 배출되기 때문이다. 그러나 소기 말기중에 배기 밸브로 배출되는 가스 중에는 많은 양의 급기가 혼합되어 있기 때문에 급기 효율은 큰 폭으로 감소한다. 급기비는 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐에 따라 다소 증가함을 알 수 있다. 이는 배기 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐에 따라, 소기공 열림 기간 동안에 배기 밸브의 개구 면적이 크게 되어 배기 밸브로 다량의 실린더 가스가 배출되므로 실린더 압력이 감소하여 급기량이 증가하기 때문이다. Fig. 9에서 보면, 소기 종료후의 실린

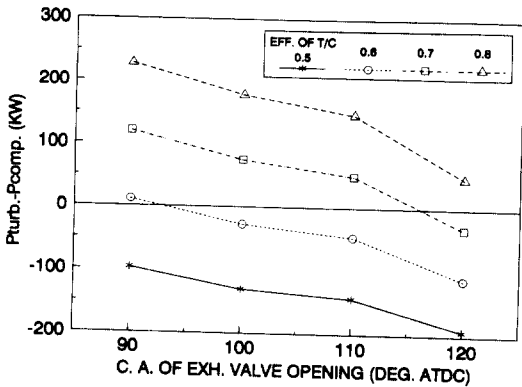


Fig. 7 Variation of the difference of power of turbine and compressor versus timing of exhaust valve opening.

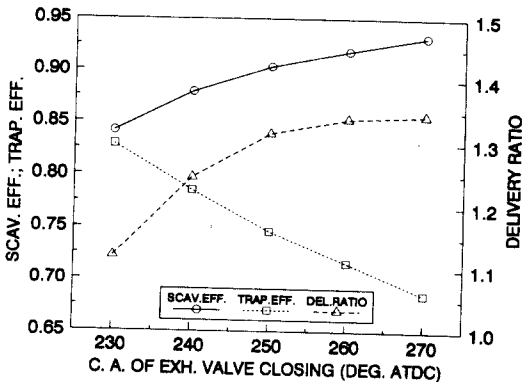


Fig. 8 Variation of scavenging and trapping efficiencies, delivery ratio versus timing of exhaust valve closing.

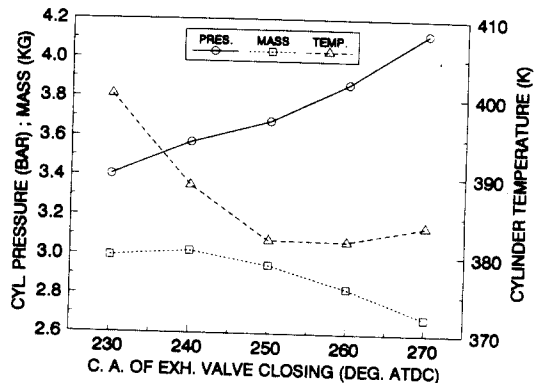


Fig. 9 Variation of cylinder charge conditions versus timing of exhaust valve closing.

더 가스의 압력은 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐에 따라 큰 폭으로 증가함을 알 수 있다. 이는, 소기 말기에 배기 밸브로 유출되는 가스의 양보다 피스톤의 상승으로 인한 실린더 가스의 압축으로 인한 영향이 더 지배적이기 때문이다. 실린더 가스의 질량은 소기 말기에는 소기공이 이미 닫혀 있기 때문에 (228도에서 닫힘), 배기 밸브의 닫힘 시기가 늦어질수록 감소한다. 실린더 가스의 온도는 실린더 가스 압력의 증가율에 비하여 다소 낮은 이유는, 소기 효율의 증가로 인하여 저온의 실린더 급기량이 증가하기 때문이다. Fig. 10에서 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐에 따라 과급기의 터빈 및 압축기 동력의 차는 다소 증가하므로, 배기 밸브의 닫힘 시기를 늦게 하여도 과급기의 운전 상태에는 큰 영향이 없음을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 배기 밸브의 닫

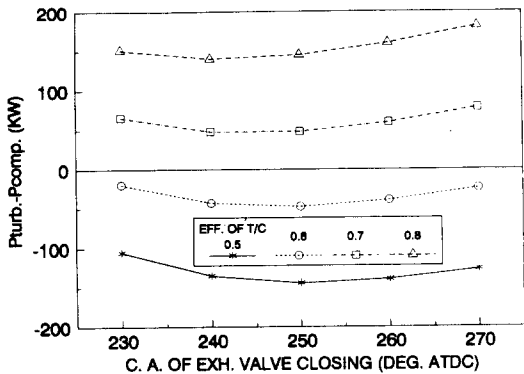


Fig. 10 Variation of the difference of power of turbine and compressor versus timing of exhaust valve closing.

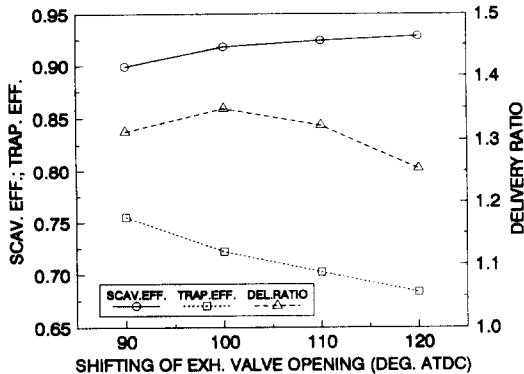


Fig. 11 Variation of scavenging and trapping efficiencies, delivery ratio versus shifting of exhaust valve opening period.

힘 시기가 늦어짐으로 인하여, 소기 말기에 다량의 실린더 가스가 터빈으로 유입되기 때문이다. 이상의 계산 범위에서 보면, 연소에 필요한 유효 압축 행정 및 실린더 급기량이 충분하다면, 가능한 한 배기 밸브를 늦게 닫아 순도 높은 급기를 확보하는 게 바람직하다.

Fig. 11, 12 및 13은 배기 밸브의 열림 기간(157도)은 일정하고 개폐 시기가 변하는 경우, 소기 효율, 급기 효율 및 급기비, 소기 종료시의 실린더 가스의 상태(압력, 질량 및 온도), 터보 과급기의 터빈 및 압축기 동력의 차를 나타내고 있다. Fig. 11에서 소기 효율은 배기 밸브의 개폐 시기가 늦어짐에 따라 증가함을 알 수 있다. 이는 배기 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐에 따라 실린더 상부에 있는 잔류 가스가 다량 배출되기 때문이다. 급기 효율은 밸브

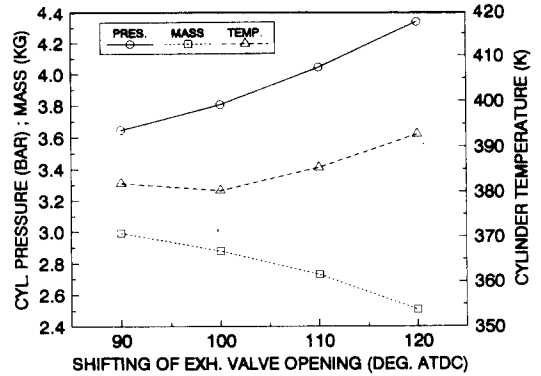


Fig. 12 Variation of cylinder charge conditions versus shifting of exhaust valve opening period.

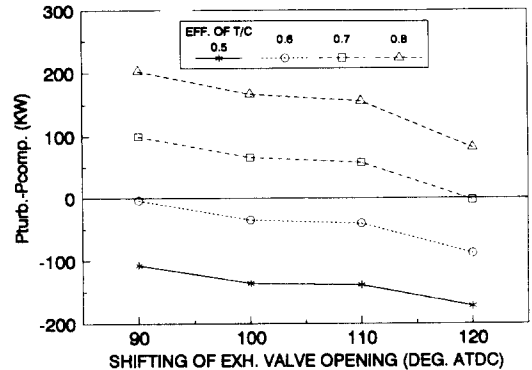


Fig. 13 Variation of the difference of power of turbine and compressor versus shifting of exhaust valve opening period.

의 닫힘 시기가 늦어짐에 따라 소기 말기에 실린더 급기가 배기 밸브로 다량 유출되기 때문에 감소하고 있음을 알 수 있다. 급기비는 100도까지 다소 증가하다가 감소하고 있음을 알 수 있다. Fig. 11을 Fig. 8과 비교하여 보면, 소기 효율 및 급기 효율의 변화는 유사함을 알 수 있고, 급기비의 변화는 Fig. 5와 유사한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 따라서, 소기 효율 및 급기 효율은 배기 밸브의 열림 시기의 변화보다, 배기 밸브의 닫힘 시기의 변화에 영향을 많이 받으며, 급기비는 배기 밸브의 열림 각도의 변화와 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 또한, Fig. 12에서 알 수 있는 바와 같이 실린더 가스의 압력은, 밸브의 개폐 시기가 늦어짐에 따라 밸브의 닫힘 시기가 늦어져 피스톤 상승으로 인한 압축의 영향이 지배적이기 때문에 증가하지만, 실린더 가스의 질량은 배기 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐으로 인하여, 많은 양의 실린더 가스가 배기 밸브로 유출되기 때문에 감소한다. 실린더 가스의 온도는 소기 효율의 증가로 인하여 저온의 급기가 다량 실린더로 유입되어 온도가 저하하지만, 소기 종료시의 피스톤의 압축으로 인한 온도 상승의 효과와 서로 상쇄되어 완만한 변화를 나타내고 있다. Fig. 12를 Fig. 9와 비교하여 보면, 소기 종료시의 실린더 가스의 상태가 변화하는 경향은 유사함을 알 수 있다. 따라서, 소기 종료시의 실린더 가스의 상태는 배기 밸브의 닫힘 시기와 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. Fig. 13에서 보면, 배기 밸브의 개폐 시기가 늦어짐에 따라 과급기의 터빈 및 압축기 동력의 차의 전반적인 경향은 배기 밸브의 열림 시기가 늦어지는 경우(Fig. 7)와 경향이 비슷하지만, 감소 비율이 약간 작은 것은 Fig. 10에서 알 수 있는 바와 같이 밸브의 닫힘 시기가 늦어짐으로 인한 터빈 동력의 증가 영향을 받기 때문이다.

배기 밸브의 개폐 시기의 변화에 따른 소기 특성을 계산 범위에서 종합하여 보면, 소기 효율, 급기 효율 및 실린더 가스의 상태 변화는 배기 밸브의 닫힘 시기와 밀접한 관계가 있고, 급기비와 과급기의 터빈 및 압축기 동력 차이의 변화는 배기 밸브의 열림 시기의 변화에 따라 영향을 많이 받는 것을 알 수 있다. 그리고 과급기의 운전 가능 영역의

이동은 급·배기관 압력비 변화의 경우에 비하여 그 영향이 작은 것을 알 수 있으며, 따라서 소기 특성은 과급기의 효율에 의하여 크게 영향을 받음을 알 수 있다.

4. 결 론

단류 소기식 저속 2행정 디젤 기관의 가스 교환 과정을 3영역 모델을 이용하여, 급·배기관 압력비 및 배기 밸브의 개폐 시기의 변화에 따라서 시뮬레이션한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 급·배기관의 압력비가 증가함에 따라 소기 효율 및 급기비가 급격하게 증가하므로, 기관의 출력 상승을 위하여는 과급기의 효율을 개선하는 것이 중요하다는 것을 알 수 있었다.

(2) 배기 밸브의 열림 시기가 변함에 따라, 소기 효율 및 급기비는 상사점후 100도에서 배기 밸브가 열릴 때 최대값을 나타냈으며, 실린더 가스의 상태 변화에 미치는 영향은 작았다.

(3) 배기 밸브 닫힘 시기가 늦어짐에 따라 소기 효율이 증가하므로, 소기 효율 개선의 측면에서 볼 때, 배기 밸브의 닫힘 시기를 가능한 늦추는 것이 바람직하다는 것을 확인하였다.

(4) 소기 효율, 급기 효율 및 실린더 가스의 상태 변화는 배기 밸브의 닫힘 시기의 영향을 많이 받는 반면에, 급기비와 과급기의 터빈 및 압축기 동력 차의 변화는 배기 밸브의 열림 시기의 영향을 많이 받았다.

보다 정확한 소기 특성을 고찰하기 위하여는 과급기 계통 및 연소 과정을 포함한 전체 사이클에 대한 시뮬레이션이 필요하다고 생각한다.

참고 문헌

- 1) T. Uzkan, "The Effects of Engine Speed on the Scavenging Characteristics of a Two-Cycle Engine", ASME Journal of Engineering for Power, Vol.110, 1988, pp.523-530.
- 2) 전효중, "박용 내연 기관 강의", 한국해양대학교 해사 도서출판부, 1976, pp.202-203.
- 3) M. Nagai 외 3명, "大形二サイクルディーゼル機関の性能シミュレーション", 日本機械學會論文集

- (第2部), Vol.40 No.332, 1973, pp.1154 - 1169.
- 4) E. Streit, and G. Borman, "Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine", SAE paper No.710176, 1971.
- 5) 고대권, 최재성, "2행정 사이클 디젤 기관의 가스 교환 과정 시뮬레이션", 한국박용기관학회지, 제18권 제2호, 1994, pp.104 - 112.