

디젤기관의 흡·배기관 맥동류가 체적효율에 미치는 영향 The Effect of Intake and Exhaust Pulsating Flow on the Volumetric Efficiency in a Diesel Engine

이상득·강희영·고대권·안수길

S. D. Lee, H. Y. Kang, D. K. Koh and S. K. Ahn

Key Words : Pressure fluctuation(압력 파동), Pulsating Flow(맥동류), Volumetric Efficiency(체적효율)

Abstract : The pressure fluctuation in the intake and exhaust pipe of 4 stroke-cycle diesel engine is caused by reciprocating motion of piston for suction of fresh air and exhaust of burned gas. this gas dynamic effect can be utilized for increase the volumetric efficiency. Many empirical studies have been carried out to investigate the effects of intake pulsating flow on the volumetric efficiency. However, when the gas dynamic effects are utilized for the variable speed engine to increase its performance, The speed range in which the maximum volumetric efficiency is limited and there occurs some difficulties in lay-out of intake system because it become too long. During induction process, as waves travel both directions, they are reflected and interacted each other and pressure waves are transmitted through it. Hence, the flow becomes more complex and unsteady flow. These pressure waves act upon intake pulsating flow and affects on the volumetric efficiency. In this paper the effects of pulsating flow of intake and exhaust pipes on volumetric efficiency were examined and evaluated. It was found that volumetric efficiency was affected by pulsating flow of intake and exhaust pipes.

기호 설명

- G_s : 흡입 공기량 [kgf/s]
- G_x : 층류유량계의 유동유량 [l/s]
- i : 작동행정과 회전수의 비 [4행정기관=1/2]
- K_{20} : 흡입 공기 20 °C에서의 Laminar 계수
- n : 기관의 분당회전수 [rpm]
- P_a : 대기압력 [mmHg]
- P_s : 포화압력 [mmHg]
- PX : 층류유량계의 차압 [mmH₂O]
- V : 실린더 행정용적 [m³]
- γ_a : 실온 t °C, 대기압 P_a mmHg, 상대습도 ϕ 에 있어서의 습공기 비중량 [kgf/m³]
- γ_N : 기준상태 0 °C, 대기압 760mmHg에 있어서

- 의 건공기의 비중량 [kgf/m³]
- γ_w : 실험실 주위 대기온도에서의 수증기 평균 비중량 [kgf/m³]
- μ : θ °C 온도에서의 공기 점도 [kgf s/m²]
- μ_{20} : 20 °C에서의 공기 점도 [kgf s/m²]
- θ : 흡입 공기의 온도 [°C]
- ϕ : 상대습도 [%]

1. 서 론

디젤기관은 기술개발로 열효율, 내구성, 신뢰성, 경제성 및 고출력 등 큰 발전을 이루었으나, 환경문제가 새로운 시대의 문제로 등장하면서 저속 운전영역을 포함한 엔진성능이 떨어지는 구간의 성능개선과 배기가스의 유해물질 절감대책이 시급히 해결해야 될 중요한 문제로 대두되었다.¹⁾ 또한 일반적으로 상용 회전수에서 엔진성능이 최대가 되도록 엔진을 설계하기 때문에 이 회전수를 벗어나는 영역에서는 성능이 떨어지고 대기 오염물질을 많이 배출하게 되므로 이 운전영역에서의 성능개선을 위한

접수일 : 2006년 2월 23일, 채택확정 : 2006년 8월 5일
이상득(책임저자) : 한국해양대학교 운항훈련원
E-mail : sdlee@hhu.ac.kr Tel. 011-9549-5142
강희영 : 부경대학교 대학원
고대권, 안수길 : 부경대학교 공과대학 제어기계공학과

연구가 절실히 요구되고 있다.^{2~5)} 이에 본 연구에서는 엔진 성능에 직접적인 영향을 미치는 체적효율^{6~11)}을 높이는데 흡배기관 내 유체의 동적효과(Dynamic effect)^{12,13)}를 이용하기 위한 방안으로, 단기통 효과를 내면서 경제적인 흡배기 시스템을 설계하여, 교란되지 않은 파의 원형을 조사하고, 기관 회전속도 변화와 일정한 기관 회전속도에서 부하 변동에 따른 흡배기 파형의 변화가 체적효율에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였으며 넓은 기관 회전속도 영역에서 성능이 우수하고, 대기 오염물을 줄일 수 있는 엔진제어 시스템 개발의 기초 자료를 얻고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험의 장치도이며 실험에 사용된 기관은 A사의 트랙트용 3기통 직접분사식 디젤기관으로 그 규격은 Table 1과 같다. 흡기관은 흡기 서어지 탱크와 엔진블록 사이에 직결하였고, 배기관은 배기 서어지 탱크와 엔진블록 사이에 직결하였다. 유량계는 흡기 서어지 탱크 입구에 설치하였고, 압력 측정을 위해서 피에조 저항식 저압 압력변환기(Kistler 4045A5, Switzerland)와 증폭기(Kistler, 4063)를 흡기 서어지 탱크, 배기 서어지 탱크, 흡기관, 배기관에 설치하였다.

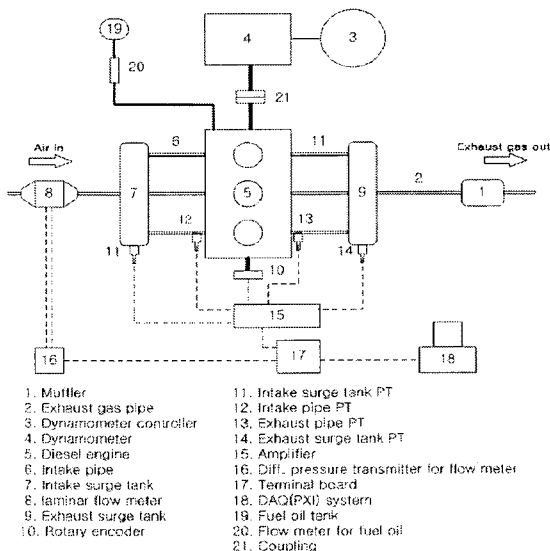


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

체적효율은 증류유량계(Sokken, LFE-100B, Japan) 입, 출구에 발생하는 차압을 이용하여 계산하였으며

데이터 획득 장치는 National Instrument사의 PXI(Peripheral component Interconnect Extensions for Instrument, USA)를 사용하였다. PXI 샤시(PXI-100B)에 제어기(NI 8174)와 DQA 보드(NI 6025E) 그리고 I/O 연결단자를 연결하여 시스템을 구성하였으며 데이터 연산은 LabVIEW VI를 이용하여 수행하였다.

Table 1 Specification of experimental engine

Description	Specification
Type	4 Stroke naturally-aspirated DI diesel engine, water cooled
Number of cylinder	3
Power	35kw(2600rpm)
Bore	100 mm
Stroke	110 mm
Compression ratio	17.6
Exhaust valve open / close	133 deg atdc 375 deg atdc
Intake valve open / close	345 deg atdc 576 deg atdc

Table 2는 실험에 사용된 흡배기관의 치수를 나타내고 있으며 직경은 엔진블록 흡배기 포트에 맞추기 위해 57mm, 41mm로 다르게 적용하였다.

Table 2 Dimension of intake and exhaust pipes

	Diameter(mm)	Length(mm)
Inlet pipe	57	500
Exhaust pipe	41	500

2.2 실험방법

기관 회전속도는 1000rpm에서 2500rpm 사이의 운전영역에서 100rpm 간격으로 무 부하 상태와 부하 상태에서 실시하였으며, Fig. 3에서 볼 수 있듯이 체적효율이 최소로 나타나는 1000rpm, 최고로 나타나는 1700rpm 그리고 1700rpm보다 회전수는 높으나 체적효율은 더 낮게 나타나는 2500rpm에 대해서 고찰하고자 한다. 부하는 동력계로 3kgf·m, 5kgf·m, 7kgf·m의 토오르크를 걸어 무 부하를 포함한 총 4가지 부하 조건에서 실시하였다. Fig. 2는 무,부하 1700rpm에서의 흡배기 시스템의 각부

압력진동을 나타내고 있으며 흡배기 서어지 탱크 내부의 압력 변동이 거의 없는 것을 알 수 있고, 여기서 흡배기 간섭을 없애기 위해 설치한 서어지 탱크의 설치가 적절하였으며 흡배기 간섭을 배제하고 고찰할 수 있음을 확인하였다.

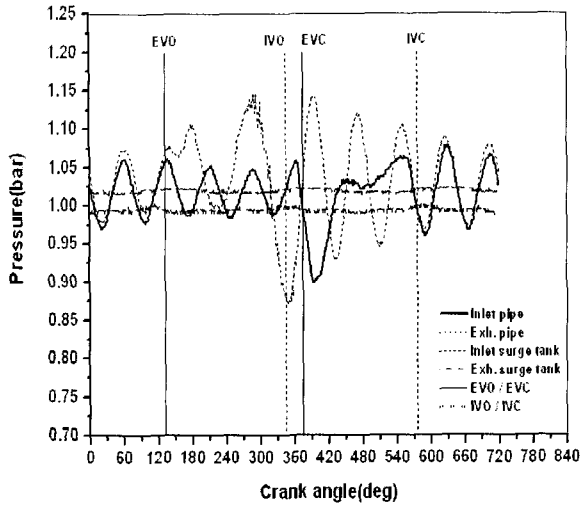


Fig. 2 Pressure wave in the inlet and exhaust system at 1700rpm (no load)

체적효율은 실제로 실린더에 흡입된 공기의 량을 그 때의 대기상태의 체적으로 환산하여 행정체적으로 나눈 값이며, 다음 식으로 나타낸다.

$$\eta_v = \frac{G_s}{i\gamma_a n V} \times 60 \times 100(\%) \quad (1)$$

식 (1)에서 G_s 는 다음 식으로 구한다.

$$G_s = G_x \times \gamma_a \quad (2)$$

흡입 공기량은 층류유량계로 측정하며, 층류유량계의 유량 G_w 는 다음 식과 같다.

$$G_x = K_{20} \times \frac{\mu_{20}}{\mu} \times PX(\ell/s) \quad (3)$$

$$K_{20} = 1.7323 \times (1 - 2.823 \times 10^{-4} \times PX) \quad (4)$$

$$\frac{\mu_{20}}{\mu} = \frac{380 + \theta}{400} \times \left(\frac{273}{273 + \theta}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (5)$$

식 (2)에서의 γ_a 는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\gamma_a = \gamma_N \frac{Pa - \phi P_s}{760} \frac{273}{273 + \theta} \phi \gamma_w \quad (kgf/m^3) \quad (6)$$

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 기관 회전속도 변화에 따른 체적효율의 변화

실험 결과는 Fig. 3에 나타내었다. 체적효율이 1700rpm까지는 회전속도에 비례하여 계속 증가하고 1700rpm에서 1900rpm까지는 감소하였다가 다시 상승과 하강을 반복하면서 평탄한 특성을 나타내고 있다. 이와 같이 체적효율이 기관 회전속도에 비례하여 계속 증가하지 못하는 이유는 흡배기관 내의 질량 유동이 기관 회전속도, 흡배기 밸브의 개폐로 인한 밸브 개구면적의 변화, 파의 부분적인 반사, 밸브 겹침으로 인한 배기가스의 역류에 의한 영향 등에 의하여 유동 특성이 바뀌기 때문이다. 1000rpm에서 72.53%로 가장 낮고, 1700rpm에서 81.75%로 가장 높게 나타났다.

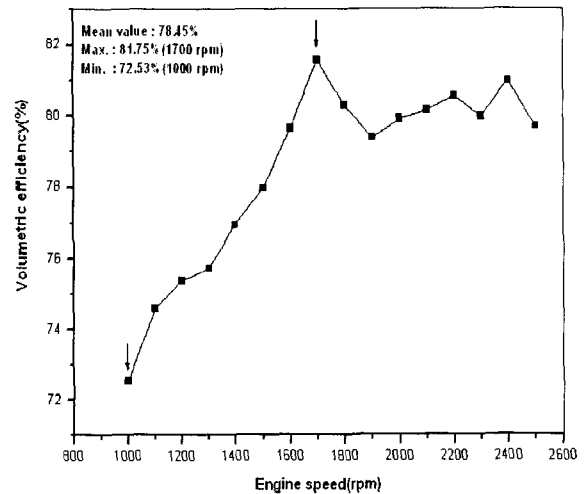


Fig. 3 Variation of volumetric efficiency with engine speed(no load)

3.2 기관 회전속도 변화에 따른 흡기 파형의 변화

실험 결과는 Fig. 4에 나타내고 있으며 압력파의 세기는 2500>1700>1000rpm 순이다. 각 회전속도에서의 파형을 비교해보면, 1000rpm의 경우 피스톤 속도가 너무 느려서 피스톤 하강시 흡입력이 약하여 공기의 관성력도 약하므로 흡기 밸브 닫힘 직전의 압력 상승 폭이 작게 나타나고 있다. 1700rpm의 경우, 흡기 밸브 열림 시 초기 압력이 높아 잔류파에 의한 파 효과를 더욱 효과적으로 이용하고 있으며, 2500rpm의 경우, 피스톤 속도가 빨라 흡입력과 파의 진폭이 크고, 잔류파에 의한 파 효과 측면에서 보면, 흡기 밸브가 열리는 시점에서 흡기 파이프에 부압이 작용하므로 파 효과를 효과적으로 이용할 수 없다.

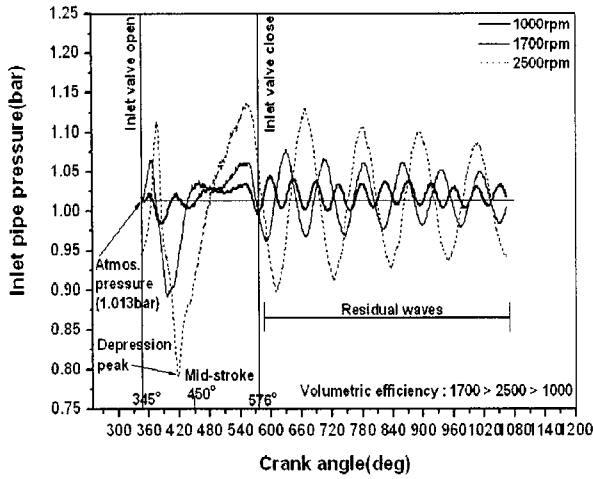


Fig. 4 Comparison of pulsating flow of inlet pipe with engine speed(no load)

3.3 기관 회전속도 변화에 따른 배기 파형의 변화

Fig. 5에 실험 결과를 나타내었고 기관 회전속도 별로 각 파형을 비교하여 보면, 1000rpm의 경우는, 배기 밸브가 열리는 순간 배기 압력은 대기압보다 약간 높은 상태이며, 배기 밸브가 닫히기 직전에는 부압이 형성되어 배기 맥동효과를 이용할 수 있으나 부압의 정도가 크지 않아 체적효율에는 영향을 미치지 못하였다. 1700rpm의 경우, 배기 밸브가 닫히기 직전의 파형은 부압파를 형성하고 위상도 일치하여 배기 맥동효과를 효과적으로 이용하고 있다.

2500rpm의 경우, 배기 밸브가 열릴 때 배기관의 압력이 높아 온도 불연속에 의한 반사파의 영향을 크게 받고, 이 영향으로 파가 진행되면서 흩어지는 구간이 나타났으며 배기 밸브 닫히기 직전에 부압파가 형성되어 배기 맥동효과를 최대한 이용하고 있다.

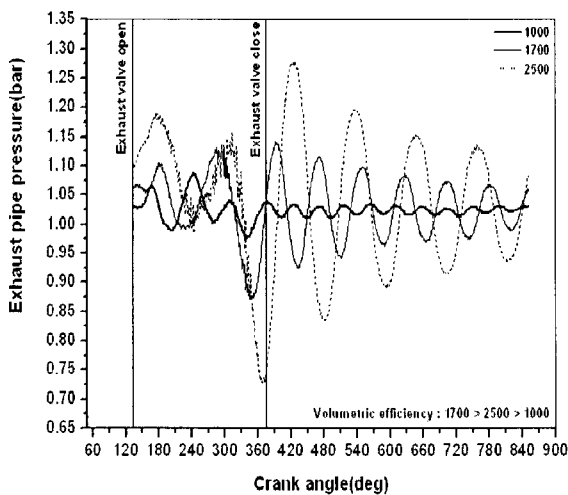


Fig. 5 Comparison of pulsating flow of exhaust pipe with engine speed(no load)

3.4 일정한 기관 회전속도에서 부하변동에 따른 체적효율의 변화

Fig. 6은 실험 결과를 나타내고 있다. 감소폭은 차이가 있으나 동일한 기관 회전속도에서 부하가 증가하면 체적효율은 감소함을 알 수 있고, 1700rpm의 경우 무 부하에서 3kgf·m까지는 감소폭이 크나 3kgf·m에서 7kgf·m까지는 비교적 감소폭이 작았다.

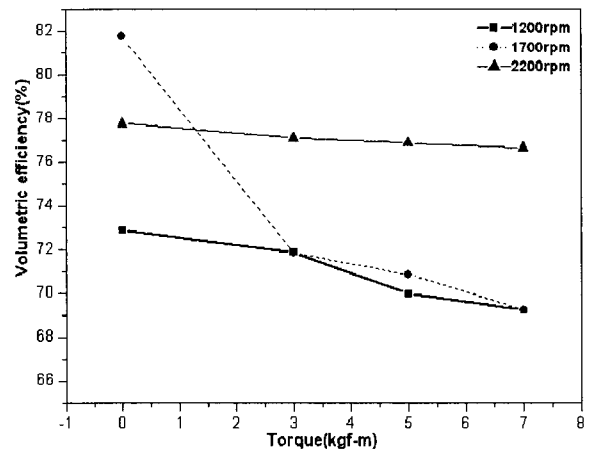


Fig. 6 Volumetric efficiency with variation torque and engine speed

3.5 일정한 기관 회전속도에서 부하변동에 따른 흡기 파형의 변화

Fig. 7은 실험 결과를 나타내고 있으며 일정한 기관 회전속도에서는 부하변동에 상관없이 흡기 파형은 동일하게 나타났다.

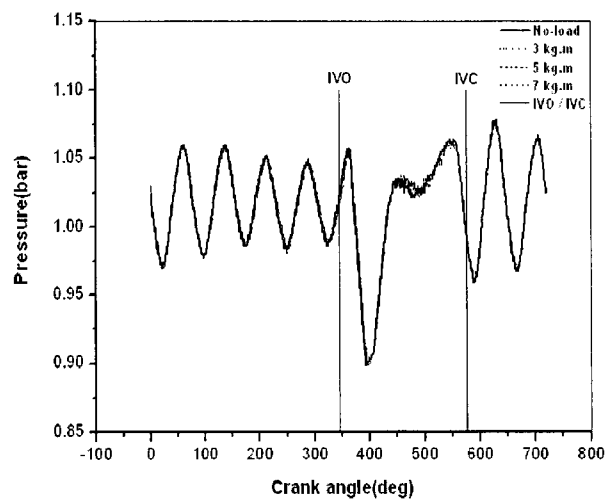


Fig. 7 Inlet pressure wave with variation torque at 1700rpm

3.6 일정한 기관 회전속도에서 부하변동에 따른 배기 파형의 변화

Fig. 8은 실험 결과를 나타내고 있다. 부하 변동에 따라 파형이 변함을 알 수 있고, 각 파형을 비교하여 보면, 무 부하의 경우는 연소가스 압력이 낮기 때문에 배기 밸브가 열릴 시 큰 압력 상승은 없으며, 배기 밸브 닫힘 직전에 부압파가 형성되고 위상도 일치하여 배기 맥동효과를 최대한 이용하고 있으므로 체적효율이 가장 높게 나타났고, 배기 밸브가 닫힌 후 잔류파의 진폭이 작아지지 않고 부하를 걸었을 때 보다 더 크게 나타나고 있다. 7kgf·m의 부하를 걸었을 때는 배기 밸브가 열리기 전의 배기관 압력은 다른 부하 조건들과 비슷하다가 배기 밸브가 열리면서 고온 고압의 연소가스가 분출되면서 배기 압력이 급상승하고 온도 불연속성¹⁴⁾에 의해 일부는 반사, 일부는 전파되면서 파가 흩어진다. 파가 진행되면서 진폭이 작아지고 배기 밸브가 닫힌 후 잔류파는 무 부하 파형의 진폭보다 작게 나타나고 있다.

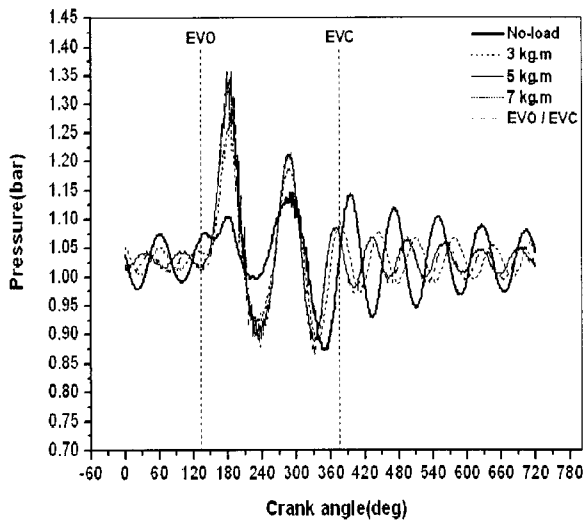


Fig. 8 Exhaust pressure wave with variation torque at 1700rpm

3.7 밸브 오버랩 기간 중 흡·배기 파형이 체적 효율에 미치는 영향

Fig. 9는 체적효율이 가장 낮게 나타난 1000rpm에서 흡·배기관 내의 파형을 보이고 있고 흡기 밸브 열림각 345도와 배기 밸브 닫힘 각 375도 사이가 밸브 오버랩 구간이다.

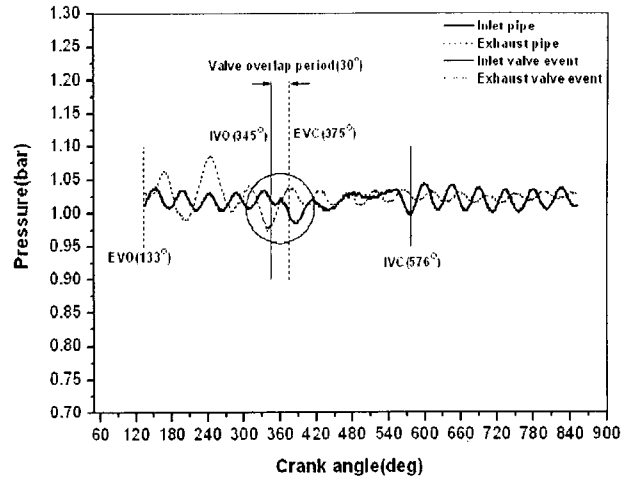


Fig. 9 Comparison of pulsating flow of inlet and exhaust pipe at 1000rpm

밸브 오버랩 구간을 보면, 처음에는 흡기 압력이 높고 배기 압력이 낮아 배기 맥동효과를 이용할 수 있으나, 배기 압력이 흡기 압력보다 높아지면서 배기가스가 실린더 내로 역류하게 되어 체적효율에 악영향을 미친다.

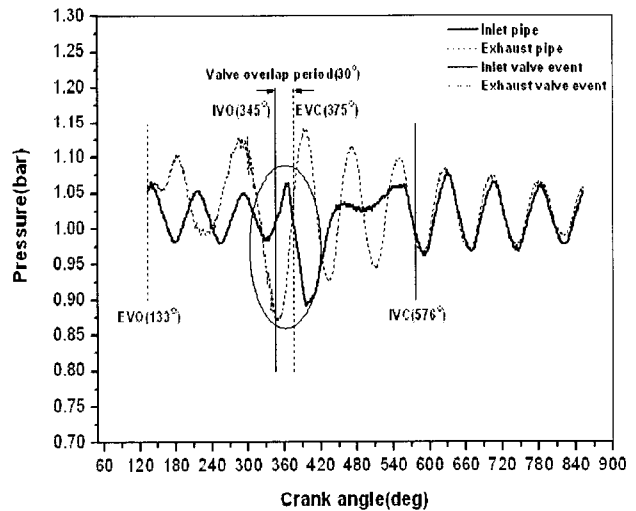


Fig. 10 Comparison of pulsating flow of inlet and exhaust pipe at 1700rpm

Fig. 10은 체적효율이 가장 높게 나타난 1700rpm에서의 흡·배기관 내의 파형을 보이고 있다. 밸브 오버랩 구간을 보면, 흡기 압력이 배기 압력보다 높아 배기 행정 말기의 역류현상은 나타나지 않으며, 배기 압력이 부압으로 형성되어 배기 맥동현상을 최대한 이용하고 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

디젤기관의 피스톤 운동과 흡·배기 밸브 개폐에 의해서 흡·배기관에 압력진동 즉 맥동류가 발생하고, 이 맥동류가 체적효율에 미치는 영향에 대해서 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 체적효율은 기관 회전속도에 영향을 받았고, 1000rpm에서 가장 낮고 1700rpm에서 가장 높게 나타났다.
- 2) 기관 회전속도가 증가함에 따라 피스톤 속도가 빨라지고 흡입력이 증가하면서 흡·배기 맥동류의 진폭도 증가하였다.
- 3) 흡·배기 맥동류의 진폭과 위상은 체적효율에 영향을 주었다.
- 4) 흡·배기 밸브가 닫힌 후에도 흡·배기관 내에는 잔류파가 남았으며, 이 잔류파의 진폭과 위상이 체적효율에 영향을 미쳤다.
- 5) 동일한 기관 회전속도에서 부하가 증가하면 체적효율은 감소하였다.
- 6) 흡·배기 밸브 오버랩 기간 중 흡기 압력이 높고 배기 압력이 낮으면 소기작용이 촉진되어 체적효율이 향상되었다.

참고 문헌

1. 조권희, “선박용 디젤기관의 배기 배출물에 관한 실험 연구”, 부경대학교 대학원 공학석사 학위 논문, 1999. 2.
2. Massimo Ceccarani, Corrado Rebottini, 1994, "Optimization of the charge efficiency and relationship with emission control for a high performance engine", ATA conference 94A1066.
3. 강희영, 고대권, 안수길 “디젤기관의 흡기 맥동류가 체적효율에 미치는 영향”, 한국동력기계공학회 제 9권, 제 2호, 2005, 5. pp 19-25
4. 강희영, 고대권, 안수길 “가변 헬름홀츠 공진기가 다기통 디젤기관의 체적효율에 미치는 영향”, 한국동력기계공학회 제 9권, 제 3호, 2005, 8. pp.26-32.
5. D.E. Winterbone and M. Yoshitomi, 1990, "The accuracy of calculating wave action in engine intake manifolds", SAE paper 900677.
6. I. Matsumoto and A Ohata, 1986, "Variable

- Induction System to Improve Volumetric Efficiency at Low and /or Medium Engine Speeds" SAE paper 860100.
7. Sergio M. Hanriot, Marcello A. Faraco de Medeiros, Jose Ricardo Sodre and Ramon M. Valle. 2000, "An Experimental and Numerical Study from Pulsating Flow in Intake Manifold", SAE BRASIL paper, 2000-01-3162.
 8. D. Broome, 1969, "Induction ram, part one: The inertia and wave effect, Automobile engineer, April. 1969, p.130-133.
 9. D. Broome, 1969, "Induction ram, part two: Inertial aspects of induction ram, Automobile engineer, May. 1969, p.180-184.
 10. D. Broome, 1969, "Induction ram, part three: wave phenomena and the design of ram intake systems, Automobile engineer, June. 1969, p.262-267.
 11. 홍기운, “4실린더 디젤기관 공명흡기계의 최적 설계에 관한 연구”, 한국해양대학교 공학석사 학위 논문, 1998. 8.
 12. 전효중, 최재성 “내연기관강의”, 효성출판사, 2000. 2. pp 190-200.
 13. L. J. Kastner, 1943, "Induction ramming effects in single-cylinder four-stroke engine", 206-214.
 14. D. E. Winterbone and R. J. Pearson, 2000, "The Theory of Engine Manifold Design, Wave Action Methods for IC Engine." Professional Engineering Publishing Limited, London and Bury St Edmunds, UK. pp. 42.