

공학석사 학위논문

디젤기관의 흡·배기관 맥동류가 체적효율에 미치는 영향

지도교수 고 대 권

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2006년 2월

부경대학교 대학원

제어기계공학과

이 상 득

이상득의 공학석사 학위논문을 인준함.

2006년 2월 24일

주 심 공학박사 안 수 길 (인)

위 원 공학박사 한 규 일 (인)

위 원 공학박사 고 대 권 (인)

목 차

Abstract.....	i
기호설명	ii
제1장 서론	1
1.1 연구 배경.....	1
1.2 연구 동향.....	3
1.3 연구 목적.....	6
제2장 이론 해석	7
2.1 체적효율.....	7
2.2 흡·배기관 가스의 동적효과.....	9
2.2.1 흡기의 관성효과.....	10
2.2.2 흡기의 맥동효과.....	12
2.2.3 배기의 맥동효과.....	14
제3장 실험장치 및 방법	17
3.1 실험 장치.....	17
3.2 실험 방법.....	22
제4장 결과 및 고찰	23
4.1 기관 회전속도와 부하변동에 따른 체적효율의 변화.....	23
4.2 기관 회전속도 변화에 따른 흡기 파형의 변화.....	26

4.3 부하 변동에 따른 흡기 과형의 변화.....	28
4.4 흡기 맥동류의 과형에 따른 체적효율의 변화.....	29
4.5 기관 회전속도 변화에 따른 배기 과형의 변화.....	33
4.6 부하변동에 따른 배기 과형의 변화.....	35
4.7 배기 맥동류의 과형에 따른 체적효율의 변화.....	36
4.8 흡·배기 과형의 비교.....	38
제5장 결론.....	44
참고 문헌.....	45

The Effect of Intake and Exhaust Pulsating Flow on the Volumetric Efficiency in a Diesel Engine

Sang Deuk Lee

Department of Control and Mechanical Engineering
Graduate School of
Pukyong National University

Abstract

The internal combustion engine has been widely used as power source, such as vehicles, industrial machine, power plant, military and marine engine, etc. since the commercial appearance in the mid nineteenth century. Especially, diesel engine has come to occupy most of engines for marine use, due to high thermal efficiency, durability, reliability and high output as a result of consistent study and development, But, the use of fossil fuel has increased greatly with the industrialization of humankind and in recent, the exhaust gas emissions of diesel engine came to be considered the major pollution source, like the destruction of ozone layer, global warming, acid rain and photochemical smog, etc.. Therefore, the reduction counter-measures in terms of environmental protection and expense reduction for diesel engine were requested.

In this paper, in order to increase the volumetric efficiency that affects directly engine performance, laid out intake and exhaust gas systems, and studied the original forms of pressure waves. we also studied variation of volumetric efficiency with engine speed and load, and what we have found is that 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. these gas dynamic effectiveness can be utilized for increase the volumetric efficiency. the effects of pulsating flow of intake and exhaust pipes on volumetric efficiency were examined and evaluated. he results obtained in this study were considered by adopting a theory of wave action.

기호 설명

- G_s : 흡입 공기량 (kgf/s)
 G_x : 층류유량계의 유동유량(ℓ /s)
 i : 작동행정과 회전수의 비(2행정기관 = 1, 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 있어서의 건공기의 비중량 (kgf/m³)
 γ_w : 실험실 주위 대기온도에서의 수증기 평균 비중량
 μ : θ °C 온도에서의 공기 점도 (kgf s/m³)
 μ_{20} : 20 °C에서의 공기 점도 (kgf s/m³)
 θ : 흡입 공기의 온도 (°C)
 ϕ : 상대습도(%)

제 1 장 서론

1.1 연구배경

디젤기관은 1897년 독일인 Rudolf Diesel에 의해 디젤기관 1호기의 시운전이 성공한 이래, 끊임없는 연구·노력과 기술개발의 결과로 타 기관에 비해 높은 열효율과 내구성, 신뢰성 및 고출력을 확보하여 선박용 원동기의 대부분을 차지하기에 이르렀다^[1].

1973년과 1979년 두 차례의 유류파동은 한정된 에너지의 절약과 엔진 효율의 극대화를 위한 여러 가지 신기술의 개발을 촉진하여 선박용 디젤기관은 저질잔사유의 사용이 가능해졌고, 낮은 연료소비율로 인해 연료의 경제성도 확보하였다.

그러나 1980년대 들어 프레온(CFCs)과 할론(Halon)에 의한 오존층의 파괴, 이산화탄소(CO₂), 휘발성 유기 화합물(VOCs), 메탄, 질소산화물(NO_x) 등에 의한 지구온난화 문제, 황산화물(SO_x)와 NO_x에 의한 산성비의 산림과 호수의 파괴문제, 질소산화물과 탄화수소(HC)에 의한 광화학 스모그(Smog) 형성 등의 환경문제가 새로운 시대의 문제로서 등장하면서, 디젤기관은 에너지의 효율적 이용, 비용절감과 더불어 환경보호라는 관점에서 배기가스의 유해물질 저감대책이 시급히 해결해야 될 중요한 과제로 대두되었다.

한편, 지구환경오염 방지에 대한 관심이 고조됨에 따라, 해상에서는 1954년 해양오염방지협약(MARPOL 73/78로 집약)을 채택, 해상에서의 기름에 의한 오염의 국제적 규제를 실시하고, 육상에서는 대기오염규제가 국가적 또는 국지적으로 고정 및 이동 오염배출원에 대해 일찍부터 실시되고 있으며, 그 규제 정도를 더욱 강화하고 있는 추세이다.

일반적인 내연기관은 상용회전수에서 최대 엔진성능이 나오도록 흡·배기관, 연료분사 시기, 연료분사 압력, 흡·배기 밸브의 개폐시기 등을 설계하기 때문에, 상용회전수를 벗어나는 영역, 특히 저속영역에서는 성

능이 떨어지고 대기오염물질을 많이 배출하게 되어 이 부분의 성능 개선이 꼭 필요하다.

기관의 출력은 실린더 내로 유입되는 흡기량, 즉 체적효율에 직접적으로 비례하므로 기관성능의 향상을 위해서 대기 - 흡기관 - 실린더 - 배기관 - 대기로 흐르는 가스교환 과정의 특성에 대한 고찰 및 이에 관계되는 여러 인자들에 따른 영향에 대하여 연구되어야 하며, 이들 중 흡·배기계의 형상 및 치수 등에 따라 달라지는 동적효과는 체적효율에 미치는 영향이 크다^{[2]~[7]}.

이러한 가스의 동적효과를 이용하여 흡기량을 증가시키거나 펌프손실을 감소시킬 수 있고, 이는 구동 부분의 변경 없이 흡·배기계의 형상을 변경시키는 것만으로 기관의 출력을 향상시킬 수 있다는 장점이 있다^[8].

피스톤의 상하 운동과 흡·배기 밸브의 개폐에 따라 연소가스의 배출과 새로운 가스의 흡입이 일정한 시간 간격을 두고 되풀이되기 때문에 흡·배기관 내에 압력진동, 즉 맥동류가 발생하고, 이 맥동류를 유용하게 이용하면 질량유동을 증가시켜 체적효율을 향상시킬 수 있다. 그러므로 저속 기관회전수 영역에서 출력은 높이고 대기오염물질은 감소시킬 수 있는 체적효율을 높이기 위한 연구가 필요하다^{[9]~[11]}.

1.2 연구 동향

지금까지 사용되던 디젤연료 분사장치는 분사압력을 얻기 위하여 캠 구동 장치를 사용했으며, 그 원리는 분사압력이 속도증가와 함께 증가하고, 이에 따라 분사 연료량이 증가하는 방식으로 이러한 장치는 분사압력이 매우 낮은 경우에만 실제로 사용할 수 있었다. 이러한 캠 구동 방식과 달리 승용차나 상용차에 이용되고 있는 커먼 레일 분사(common rail injection) 장치는 엔진 설계 시 연료의 압력발생과 분사를 분리해서 생각할 수 있기 때문에 연소와 분사과정 설계를 자유롭게 할 수 있다. 즉, 엔진 제어 맵을 이용하여 엔진 운전조건에 따라 연료압력과 분사시기를 조정할 수 있기 때문에 엔진의 회전속도가 낮을 때에도 고압분사가 가능해져서 완전 연소를 추구할 수 있다. 결국 커먼 레일 시스템으로 인해 디젤기관은 배기가스를 저감하고, 연비를 향상시키는 것이 가능하다.

VGT(variable geometric turbocharger)는 전자식 가변용량 터보차저로 디젤기관에서 출력향상을 위해 배기가스를 이용 과급용 터빈을 돌리게 되는데 이 배기가스의 양을 전자식으로 제어해 보다 정밀한 제어를 할 수 있다. 저속 및 고속 전 구간에서 최적의 동력성능을 발휘하고 장점으로서는 배기가스 감소, 가속력 향상, 출력 향상, 연비 향상 등이 있다.

VVT(variable valve timing)는 가변 밸브 타이밍 방식으로 밸브가 열리고 닫히는 타이밍을 가변적으로 조절할 수 있는 시스템이다. 흡기 밸브가 닫히는 시기를 빠르게 하거나 느리게 할 수 있어서 성능을 향상시킨다. 현재의 대부분의 엔진은 흡·배기밸브 타이밍이 고회전, 고출력 위주로 설정되어 있기 때문에 최고출력은 높아지지만, 실제로 운전자가 가장 많이 사용하는 회전수인 저·중속 영역에서는 체적효율이 떨어지고, 기관의 성능을 최대로 발휘하기 어려운 단점이 있다.

밸브타이밍, 특히 흡기밸브 가변 시기는 체적효율에 지대한 영향을 주는 인자로서, 흡기밸브를 일찍 열어 주면 밸브오버랩 기간이 길어져, 고속에서는 흡·배기 관성 유동을 충분히 이용할 수 있으므로 체적효율

이 증가하지만, 저속에서는 잔류 가스량의 증가로 오히려 체적효율이 떨어지고, HC의 배출량이 증가하는 원인이 된다. 따라서 엔진의 효율을 높이려면, 고속 시와 저속 시에 각각 밸브개폐시기를 달리할 필요가 있다.

체적효율 향상을 위한 연구로는 멀티밸브화가 있으며 기존의 2밸브 엔진은 흡기, 배기 밸브가 각각 1개씩으로 고회전이 되면 흡입구가 협소하여 체적효율이 떨어지고, 밸브계가 무거워서 고회전화 하는데 장애가 되었다. 그러나 흡기밸브를 2개 혹은 3개로 하고, 배기밸브도 2개로 하면 일정 기간 내에 흡입 및 배기되는 공기량이 증가하므로 체적효율이 증가한다. 보통 실린더내경이 결정되면 흡기밸브도 그에 비례해서 결정되는데, 2밸브 엔진에서는 0.5D, 4밸브엔진에서는 0.4D 전후가 흡기밸브의 최대경이 되며, 2밸브에서 4밸브로 함으로써 약 30%의 흡기밸브 면적을 증가할 수 있다. 그 결과 보다 높은 고회전에서 체적효율 저하 없이 고출력을 얻을 수 있다.

흡기밸브의 작동각과 리프트 증대로 흡기밸브가 열려있는 시간 및 밸브리프트 량을 크게 함으로써, 흡기밸브에서의 유속을 낮게 할 수 있으며, 보다 고속화를 이룰 수 있다.

단행정(short stroke)화는 흡기밸브 직경은 거의 실린더 내경에 비례하기 때문에, 동일행정 용적에서는 단행정화 할수록 흡기밸브경은 커져서 고속화를 할 수 있다. 한편, 피스톤과 실린더 사이의 윤활 상 문제로 평균 피스톤 속도는 20~22 m/s가 상한으로 되며, 이러한 측면에서도 고회전화를 위해서는 단행정화 하는 것이 필수적이다.

다기통화는 같은 총 행정용적으로 다기통화 하면, 실린더 직경도 흡기밸브 직경도 작아지며, 흡기유속은 실린더수의 3승근에 반비례하므로, 다기통화 할수록 동일회전수에서의 흡기유속도 저하된다. 즉, 4기통의 흡기유속을 100 m/s으로 하면, 6기통에서는 91.8 m/s, 8기통에서는 72 m/s가 되어 불리해진다. 그러나 이 흡기유속 저하분 만큼 다기통엔진은 고회전화가 가능하게 되어, 경우에 따라서는 동일 총 행정용적에서 고출력을 얻을 수 있다.

가변 흡기시스템은 흡입 공기량은 흡기맥동을 이용하면 증가시킬 수 있는데, 흡기관 길이와 직경의 영향을 받으며, 고속에서는 관 길이가 짧고 직경이 큰 것이 저항을 적게 받으므로 유리하고, 저속에서는 관 길이가 길고 직경이 작은 것이 흡기맥동을 충분히 이용할 수 있어 유리하다. 따라서 흡기관을 고속용과 저속용 2개로 분리하여 부압이나 스텝 모터 등을 이용하여 밸브로 전환해 주면 각 엔진회전수에 맞는 최적의 제어가 가능해서 체적효율이 증가한다.

과급장치는 흡입공기량을 피스톤의 흡입행정 에 의한 부압만으로 증가시키는 데는 한계가 있으므로, 강제로 외부에서 압력을 가하는 방법이 있다. 엔진 자체의 배기가스의 배출에너지를 이용하는 터보 과급과 엔진의 크랭크축 회전력을 이용하여 흡기를 가압하는 수퍼차저(supercharger)가 있다.

1.3 연구 목적

내연기관에서 고출력과 유해 배기가스 저감을 위한 연구가 동시에 이루어져야함으로 기존의 캠 구동 방식으로는 한계가 있어 전자제어 시스템을 이용한 초고압분사, 예혼합 압축착화, 흡·배기 밸브 및 과급시스템의 제어 등에 관한 연구 및 넓은 기관 회전속도 영역에서 체적효율이 높은 최적의 엔진제어시스템 개발의 기초 자료를 얻고자 한다.

이에 본 연구에서는 단기통 효과를 내면서 경제적이고, 흡·배기 간섭을 최대한 줄인 흡·배기 시스템을 설계하여 간단한 실험 장치를 만들었으며, 흡·배기관에서의 교란되지 않은 파의 원형을 조사하여 기관 회전속도 변화에 따라 흡·배기 맥동류 파형의 변화가 체적효율에 미치는 영향을 파동이론(theory of wave action)을 적용하여 실험적으로 알아보고자 한다.

제 2 장 이론 해석

2.1 체적 효율

실제로 실린더에 흡입된 공기의 양을 그 때의 대기상태의 체적으로 환산하여 행정체적으로 나눈 값이다.

4행정기관에서 사이클마다 행하여지는 일, 즉 기관출력은 실린더내로 흡입되는 혼합기, 또는 공기의 중량유량에 비례한다. 일반적으로 실린더로 흡입되는 새로운 급기의 체적은 그 직전의 사이클에서 일을 행한 가스를 배출한 다음 실린더 내에 잔류하는 잔류가스의 압력과 온도, 또한 가열된 연소실을 구성하는 각부의 온도 등의 영향을 받아 행정체적보다 작은 값으로 된다. 이 흡입작용의 좋고 나쁨을 나타내는데 체적효율 (volumetric efficiency)을 이용하며, 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_x 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.

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

2.2 흡·배기관 가스의 동적효과

체적효율을 향상시키는 것은 기관의 성능향상을 위하여 꼭 필요한 사항이고, 여러 가지 방법 중 가장 널리 사용되고 있는 방법이 흡, 배기관 내 가스의 동적효과(dynamic effect)를 이용하는 것이다^[12].

관속에 있는 가스체는 한 개의 가스 기둥(gas column)으로 생각할 수 있고, 기체 기둥이 일정한 간격을 두고 규칙적으로 이동하는 경우에는 압력진동이 발생한다.

흡기관의 경우 이 압력진동을 피스톤의 운동과 일치시키면 동조현상(synchronize phenomena)을 일으켜 실린더내로의 공기 유동 질량이 많아져 체적효율이 증가하게 된다^[13].

배기관의 경우에는 흡기관과는 반대로 배기관 끝에서 반사되는 압력파는 부압파가 되므로 이 동조현상을 이용하여 실린더로부터 더 많은 연소가스를 빨아내서 체적효율을 증가시킨다.

흡·배기관내의 유체의 동적효과는 동일 흡·배기의 각 과정에 직접 영향을 미치는 관성효과와 흡·배기관내의 잔류파가 다음 사이클의 흡·배기과정에 영향을 미치는 맥동효과가 있다.

이러한 흡·배기관내의 동적효과를 잘 이용하면 체적효율을 개선할 수 있다.

2.2.1 흡기 관성효과

4행정 기관은 흡기 과정에서 피스톤의 운동과 흡기 밸브의 개폐에 의해서 파가 생성된다. 즉 피스톤의 흡입 작용에 의하여 흡기 밸브 입구 부근에 부압이 발생하게 되고, 이것은 부압파(negative pressure wave)로 흡기 밸브 닫힘 시 반사되어 흡기 밸브 쪽에서 흡기관 내를 통과하여 외부로 전파된다. 이 부압파는 기관 흡입구에 해당하는 개방단에서 반사되어 정압파(positive pressure wave)가 되어서 되돌아온다^[12].

Fig. 2.1은 흡기관에 나타나는 관성효과를 간략하게 나타낸 것이다. 파의 파장이 흡기관 길이의 4배인 경우, 흡기밸브가 닫히기 직전의 흡기 밸브 입구의 압력이 정압으로 되면 피스톤의 상승에 의한 실린더 내의 압력상승으로 실린더에 유입된 공기가 밖으로 빠져나가지 못하게 되어 체적효율은 증가하게 되고, 반대로 부압으로 되면 실린더 내의 공기가 빠져나가 체적효율은 감소하게 된다.

첫 번째 흡입행정 중 피스톤의 흡입작용에 의하여 가스 기둥이 흡기 밸브 쪽으로 이동하여 흡기 밸브가 열려있는 동안에는 실린더로 유입되다가 흡기 밸브가 닫히면서 밸브에 부딪쳐 가스 기둥이 파괴되고 운동 에너지가 압력에너지로 바뀌어 흡기 포트의 압력이 상승하게 되고 급기 밀도가 높아져 피스톤 상승에 의한 실린더 내의 압력보다 높아 실린더 내에서 흡기관으로의 역류를 방지하고, 흡기 밸브가 완전히 닫히기 전까지 계속 밀어 넣을 수 있어 체적효율을 증가시키는데 이를 관성효과라고 한다^{[5],[6]}.

그림에서 흡기밸브가 열린 다음 닫힐 때까지의 사이에 흡기관 접속부 B점의 압력변동을 그린 것으로서 흡기밸브가 열리고 피스톤이 하강하면 실린더 내에는 큰 부압이 생기므로 관내에도 부압이 발생하고 관의 바깥 끝 A로부터 바깥공기가 유입되고 그에 의하여 다시 B의 압력이 상승한다.

이와 같이 관의 위치에 대하여 B점에서는 압력, A점에서는 속도의 진동이 발생한다.

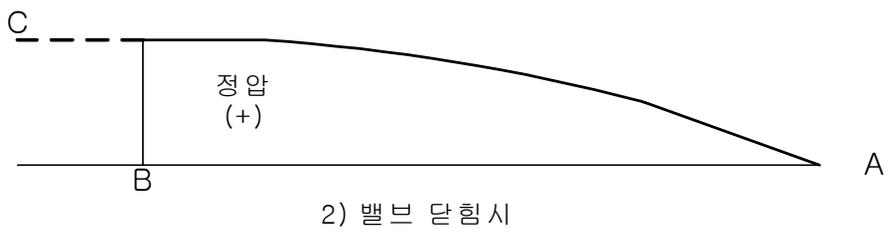
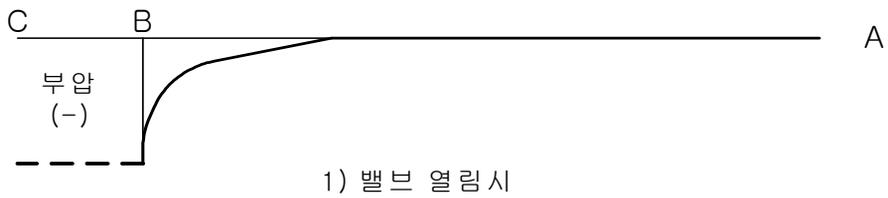
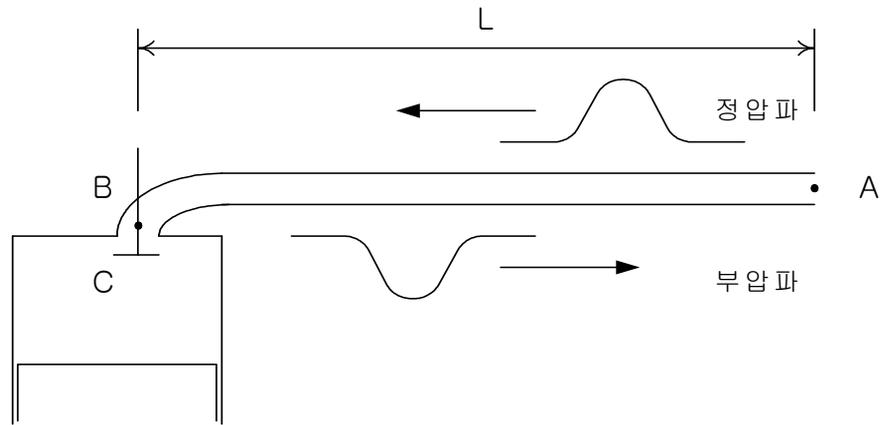


Fig. 2.1 Inertia effect of intake system

2.2.2 흡기 맥동효과

흡기 과정에서 발생한 흡기관 내의 압력진동은 흡기 밸브가 닫힌 후에도 흡기관 내에 잔류하게 되는데 이를 잔류파(residual wave)라 한다 [4].

흡입 행정 중 발생하는 압력교란이 지속적으로 남아 흡기관 내에 정상파(standing wave)를 형성한다^[4]. 이 정상파는 다음 흡입 행정의 초기에 영향을 미치게 되고 흡기 밸브가 열리기 직전에 정상파의 위상이 정압으로 되면 피스톤 하강으로 흡입력이 작용할 때 많은 양의 공기가 실린더 내로 들어가게 되고 체적효율은 증가하게 되는데 이를 맥동효과라 한다^{[5],[7]}.

Fig. 2.2는 맥동효과의 최적동조차수를 나타내고 있으며 파수 $I=1.5$, 2.5 일 때 정압이 작용하여 체적효율이 증가하고, $I=1, 2$ 일 때는 부압이 작용하여 체적효율이 감소하게 된다.

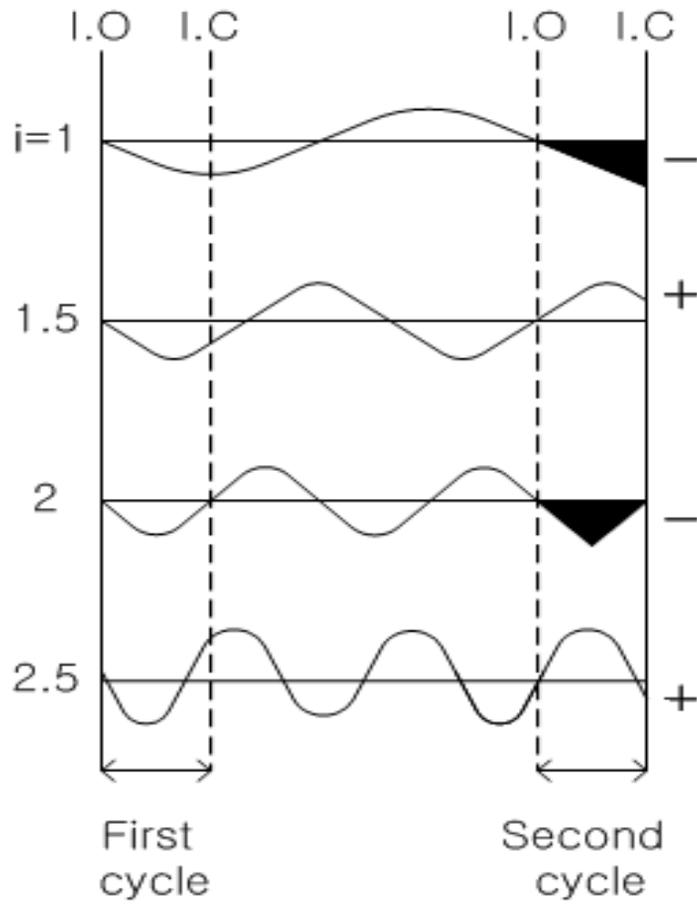


Fig. 2.2 Pulsation effect of in the intake system

2.2.3 배기 맥동효과

배기관 동적효과는 흡기 관성효과와 같은 원리에 의해 얻어지는 효과이다. 각 실린더로부터의 배기는 점화 순서에 따라 일정한 간격으로 배기 밸브의 열림에 의해 배출되고 이때의 배기 포트와 매니폴드 집합(junction) 부분사이에 발생하는 맥동을 이용하는 것이다.

배기 밸브가 열리는 순간 고온 고압의 배기가스가 배기관으로 급속히 방출된다. 이 순간 배기관 내에 온도 불연속성이 존재하게 되어 파의 일부는 반사되고, 일부는 배기관 끝단으로 전파된다^[14].

실린더 내는 급격히 압력이 강하하고 한편 배기관 접속부는 배기분출로 인하여 일단 압력이 급상승한다. 이때의 충격력으로 맥동이 일어나고, 그 파는 점차 감쇠하나 충격압이 크므로 맥동의 진폭도 크다.

배기밸브가 열리면 압력이 높은 배기가스는 빠르게 배기 포트에 분출하여(blow down) 남은 가스는 피스톤에 의해 압출된다. 그 후에 배기 밸브는 닫히게 된다.

밸브가 닫히면 배기관 안에 남아있던 잔류파가 파이프 끝단에서 반사되어 되돌아오면서 공진과 감쇠를 겪는다. 마지막에 남은 잔류파의 진폭과 위상이 다음 배기과정에 영향을 미치는데 이러한 잔류파의 운동을 배기 맥동효과라 한다.

배기 밸브의 개폐에 의해 배기관 중에 배기온도에 따라 배기가스의 밀도가 짙은 부분과 얇은 부분, 즉 압력이 높은 부분과 낮은 부분이 생긴다. 배기 밸브가 닫히기 직전에 밸브 부근의 밀도가 열어 압력이 낮으면 연소실에 남은 가스를 빨아내는 효과가 생긴다.

Fig. 2.3은 배기관에서의 맥동효과를 나타내고 있는데 배기밸브가 열려있는 후반에 밸브 출구에 부압이 있는 경우에는 배출작용을 돕고 특히 흡·배기 밸브 겹침 시(valve overlap)에 부압이 되면 소기작용도 겸하여 잔류가스를 뽑아내고 더욱더 체적효율을 높일 수 있다.

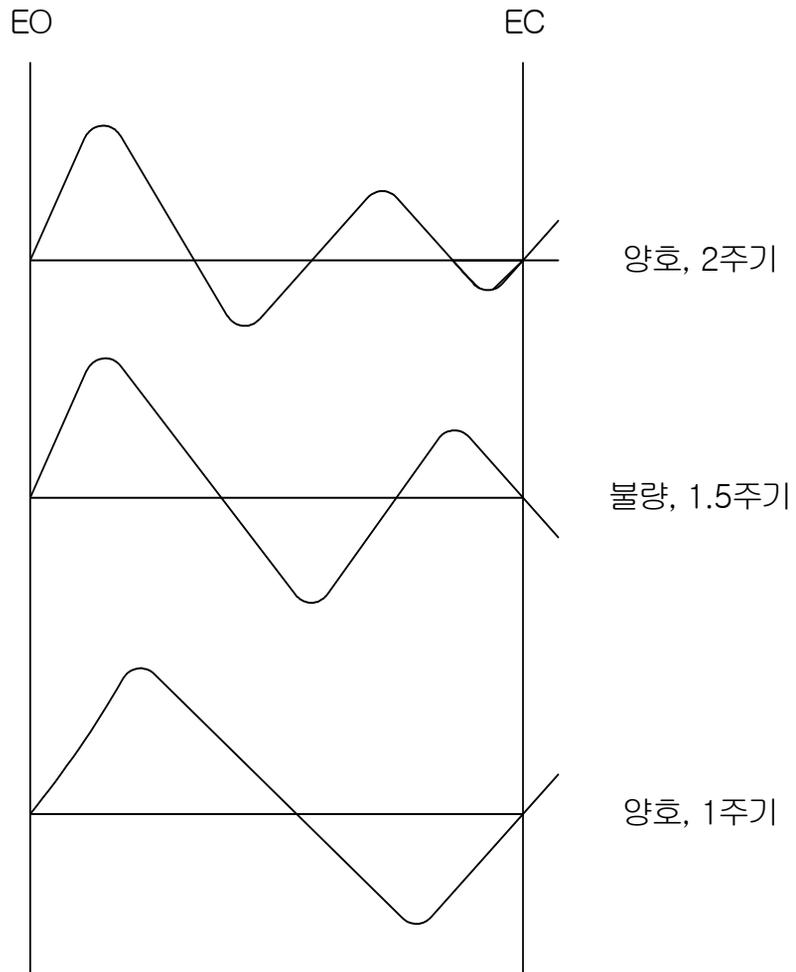


Fig. 2.3 Pulsation effect in the exhaust pipe

반대로, 배기 밸브가 닫히기 직전에 밸브 부근의 압력이 높아진다면 배기가스가 배기 간섭에 의해서 잘 빠져나오지 못하게 되고 밸브 오버랩 기간 중 역류하여 체적효율은 감소하게 된다.

다 실린더의 경우에는 각 실린더가 다지관으로 연결되는 경우가 보통이므로 이웃의 흡기 또는 배기관의 압력파를 받아서 이것에 의하여 간섭을 받기 때문에 압력파의 형상은 여러 개의 압력파를 합성하는 것이 되며 흡·배기관 가스의 동적효과를 기대하기는 어렵게 된다. 이것을 흡기 및 배기의 간섭이라 한다.

제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

Fig. 3.1은 본 실험의 실험 장치도이며 Photo 3.1과 3.2는 실험장치의 사진을 나타내고 있다. 실험에 사용된 기관은 A사의 트랙터용 3기통 직접분사식 디젤기관으로 그 규격은 Table 3.1과 같으며 흡, 배기 파이프의 치수는 Table 3.2와 같다.

. 동력계는 와전류식 동력계(absorption capacity 132 kW)를 사용하였고. 흡기관은 흡기 서지탱크와 엔진 블록에 직결하였고 유량 측정을 위한 층류유량계를 흡기 서지탱크의 입구에 설치하였다.

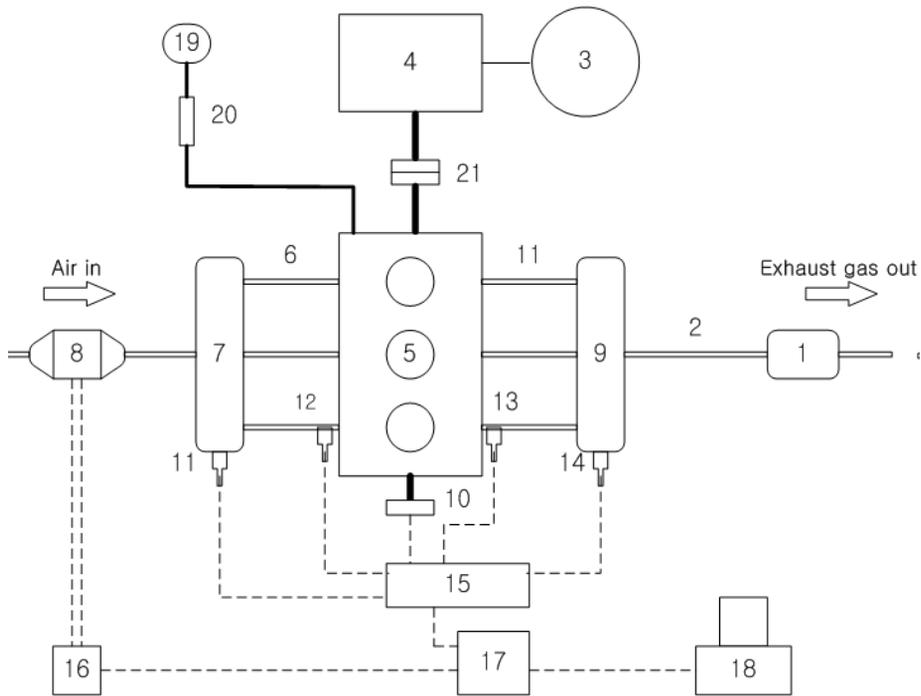
흡입관의 직경은 57 mm, 길이가 500 mm인 스테인레스강 직렬관을 사용하였고. 흡기 서지탱크의 용적은 90ℓ로 하였다

배기관은 엔진 블록과 배기 서지탱크 사이에 직결되었으며, 배기관의 직경은 41 mm이고, 머플러는 상용되는 표준 머플러대신 좀 더 길게 제작된 4105 mm관의 끝에 직경 250 mm, 길이 730 mm의 머플러를 연결하였고 배기 서지탱크의 용량은 90ℓ로 하였다.

흡·배기 압력을 측정하기 위하여 피에조 저항식 저압 압력변환기(Kistler, Switzerland)를 1번 실린더의 흡기공에서 35 mm, 배기공에서 35 mm 떨어진 곳에 흡·배기 압력계를 설치하였다.

체적효율은 층류유량계(LFE-100B) 입, 출구에서 발생하는 차압을 이용하여 구하였으며, 데이터 획득 장치는 National Instrument사의 PXI(PCI : Personal Component Interconnect Extensions for Instrumentation, USA)를 이용하였다.

PXI 샤시(XI-1000B)에 제어기(NI 8174), DAQ 터미널 블록(NI 6025E), 그리고 I/O 연결단자를 연결하여 시스템을 구성하였고, 데이터 획득 및 계산은 LabVIEW VI를 이용하였다.



- | | |
|---------------------------|---|
| 1. Muffler | 11. Intake surge tank PT |
| 2. Exhaust gas pipe | 12. Intake pipe PT |
| 3. Dynamometer controller | 13. Exhaust pipe PT |
| 4. Dynamometer | 14. Exhaust surge tank PT |
| 5. Diesel engine | 15. Amplifier |
| 6. Intake pipe | 16. Diff. pressure transmitter for flow meter |
| 7. Intake surge tank | 17. Terminal board |
| 8. laminar flow meter | 18. DAQ(PXI) system |
| 9. Exhaust surge tank | 19. Fuel oil tank |
| 10. Rotary encoder | 20. Flow meter for fuel oil |
| | 21. Coupling |

Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus



Photo 3.1 Photograph of experimental apparatus



Photo 3.2 Photograph of PXI and dynamometer controller

Table 3.1 Specification of experimental engine

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

Table 3.2 Pipe dimensions

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

3.2 실험방법

실험은 흡, 배기관 가스유동 및 압력 진동을 조사하기 위해서 Fig. 3.1에서 보는 바와 같이 흡, 배기관에 피에조 저항식 저압 센서를 설치하여 데이터를 수집하였으며, 기관의 회전 속도는 1000 rpm에서 2500 rpm사이의 운전영역에서 100rpm 간격으로 무부하와 동력계로 3 kgf · m, 5 kgf · m, 7 kgf · m의 부하를 걸어 총 네 가지 조건으로 실시하였다.

흡·배기관의 간섭을 없애기 위하여 흡기관 입구 측과, 배기관 출구 측에 서어지 탱크(surge tank)를 설치하여야 한다^[13].

Fig. 3.2에서 흡·배기 서어지 탱크 내부의 압력 변동이 거의 없는 것으로 보아 서어지 탱크의 설치가 적절하며 간섭을 배제할 수 있음을 확인하였다.

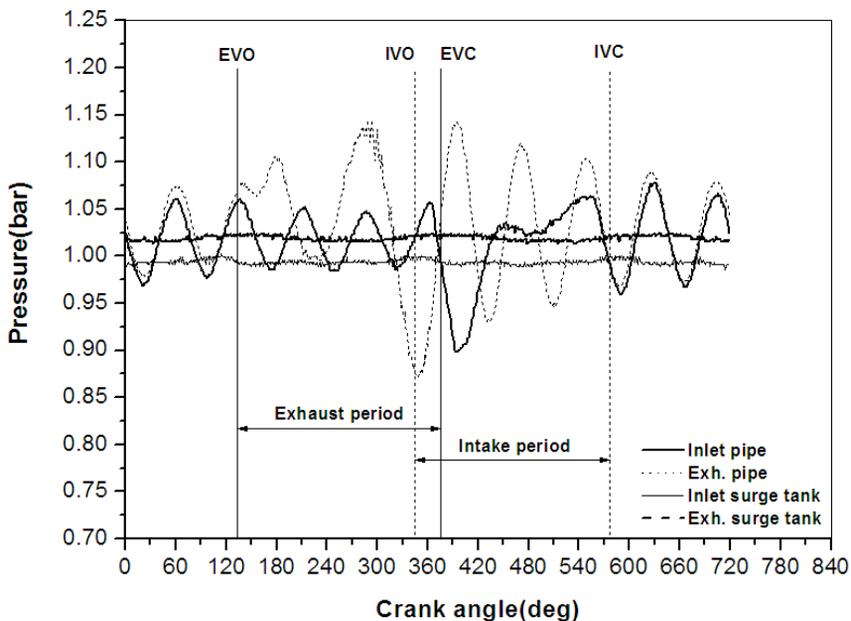


Fig. 3.2 Pressure waves in the inlet & exhaust pipes at 1700rpm(no load)

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 기관 회전속도 변화에 따른 체적효율의 변화

Fig. 4.1은 무부하에서의 기관 회전속도에 따른 체적효율의 변화를 나타내고 있다. 기관 회전속도가 증가함에 따라 체적효율은 비례하여 계속 증가하지 않는다. 1700 rpm까지는 기관 회전속도에 비례하여 계속 증가하고, 그 후에는 1700~1900 rpm까지 감소하였다가 다시 상승과 하강을 반복하면서 평탄한 특성을 가진다.

이와 같이 체적효율이 기관 회전속도에 비례하여 증가하지 않는 이유는 관내의 질량 유동이 기관 회전속도, 밸브의 개폐로 인한 밸브 개구면적 변화, 파의 부분적인 반사, 밸브 겹침으로 인한 가스의 역류에 의한 영향 등에 의한 유동 특성이 바뀌기 때문이다.

1000 rpm에서 72.53%로 가장 낮게 나타나고, 1700 rpm에서 81.75%로 최대값을 나타낸다. 즉 저속영역에서 체적효율이 크게 떨어짐을 알 수 있다. 피스톤의 상하운동과 흡, 배기밸브 개폐에 따른 흡, 배기가스의 속도 변화로 압력 진동 즉 맥동류가 발생하고, 이 맥동류가 흡, 배기관 시스템에 작용하여 체적효율에 영향을 미친다^[10].

기관 회전속도 1000~1600 rpm까지는 체적효율이 낮아 토크 감소, 연료 소비율 증가, 대기 오염물 배출 등 기관 성능저하의 원인이 되므로 체적효율을 증가시킬 수 있는 방안이 요구되며, 또한 체적효율이 낮은 경우의 흡, 배기관 내 파형을 분석하여 파형의 변화가 체적효율에 미치는 영향을 파악한다면 최적의 흡, 배기계를 설계하는데 큰 도움이 될 것이다. Fig. 4.2는 기관회전수와 부하변동에 따른 체적효율의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 부하가 증가할수록 체적효율은 감소한다. 1700 rpm의 경우 무부하에서 3 kgf·m까지 9.87%나 급속히 감소하였으며 3 kgf·m에서 5 kgf·m까지는 0.89%, 5 kgf·m에서 7 kgf·m까지는 1.64%로 비교적 감소폭이 작다.

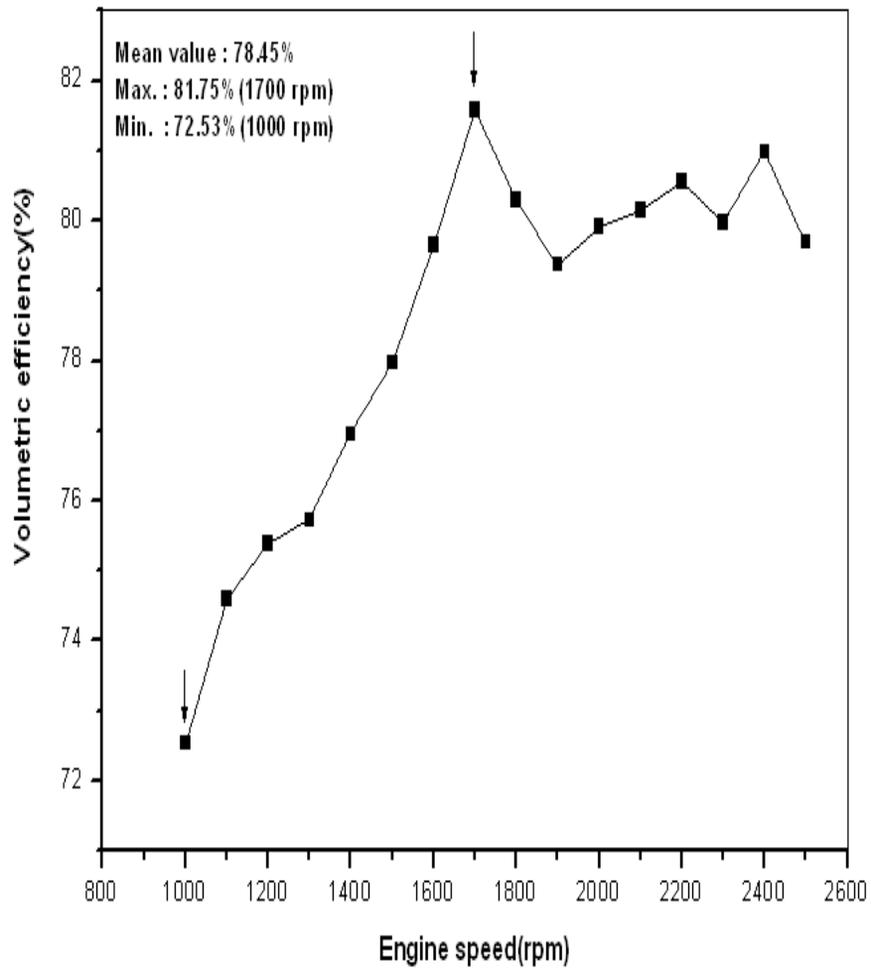


Fig. 4.1 Variation of volumetric efficiency with engine speed(no load)

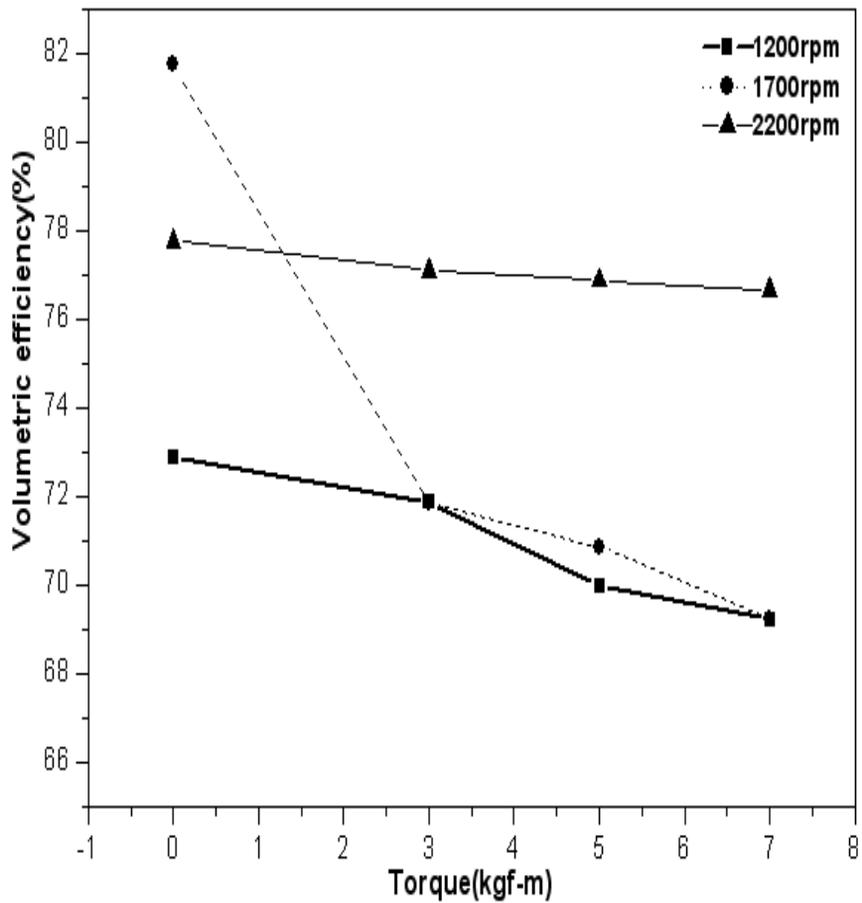


Fig. 4.2 Volumetric efficiency with variation torque and engine speed

4.2 기관 회전속도 변화에 따른 흡기관 파형의 변화

Fig. 4.3은 기관 회전속도 변화에 따른 흡기관 내 파형의 변화를 나타낸 그림이다. 기관 회전속도가 증가할수록 파의 진폭이 커짐을 알 수 있고, 흡기 밸브 닫히기 직전 부근에서 압력이 높아짐을 알 수 있다.

회전속도가 증가할수록, 흡기 밸브가 열리면서 피스톤 하강 속도가 빨라져 흡입력이 커지고, 이에 따라 유입되는 공기의 유입 속도도 빨라진다. 빠른 속도로 실린더 내로 유입되던 공기가 흡기 밸브가 닫히면서 밸브에 부딪치게 되고, 이때 운동에너지가 압력에너지로 변환되어 진폭이 커진다. 즉 기관의 회전속도는 흡기 맥동류의 위상, 흡기 유도 관성력, 진폭에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

진폭과 체적효율과의 연관 관계를 살펴보면, Fig. 4.1에서 체적효율이 1000~1700 rpm까지는 회전속도가 증가할수록 계속 상승하므로 진폭이 커질수록 체적효율이 증가함을 알 수 있으나, 회전속도가 1700 rpm 이상 증가하면 체적효율이 순간적으로 감소하였다가 다시 상승하고 이 과정을 반복하게 되며 진폭은 1700 rpm 이상에서도 작아지지 않고 계속 커진다.

이런 결과로 미루어 볼 때 특정 회전수 영역에서는 흡기 압력파의 진폭이 커지면 커질수록 체적효율이 증가하나, 일정 회전수 이상이 되면 진폭은 커져도 체적효율은 감소하는 영역이 발생하므로 흡기 압력파의 진폭뿐만 아니라 다른 어떤 요소도 체적효율에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

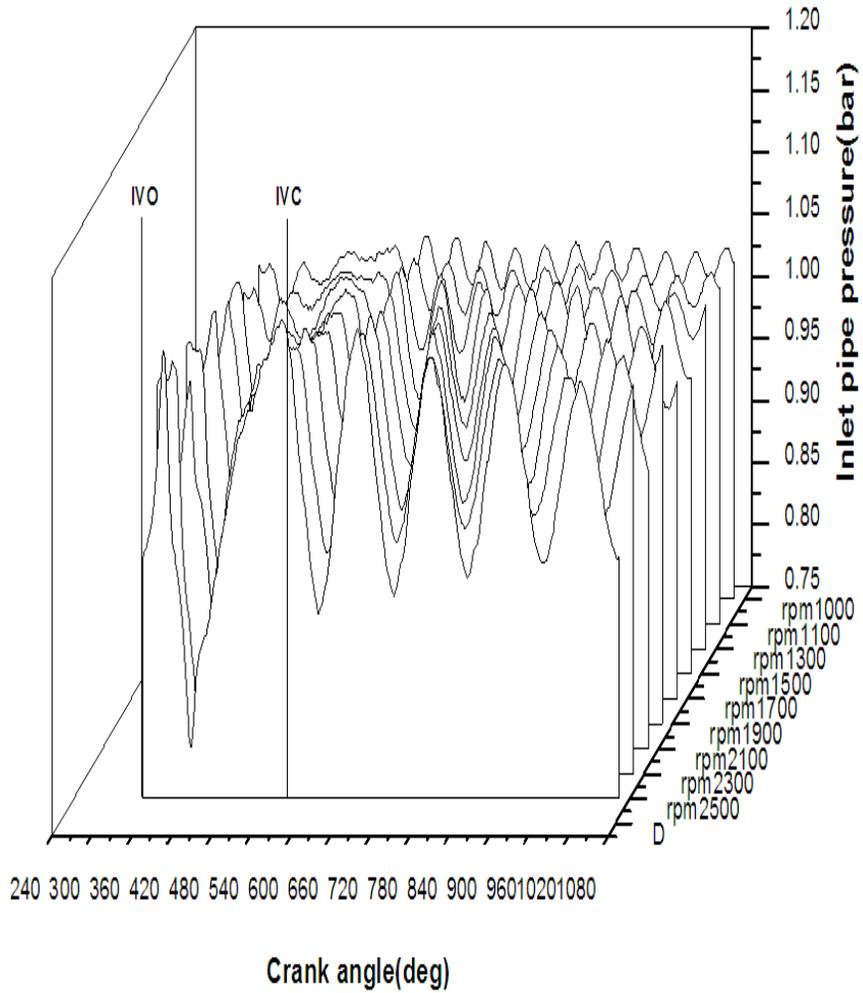


Fig. 4.3 Variation of intake pipe pressure with engine speed

4.3 부하변동에 따른 흡기 파형의 변화

Fig. 4.4는 1700 rpm에서 부하 변동에 따른 흡기 파형의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 기관 회전속도가 일정한 상태에서는 부하가 변하여도 흡기 파형은 거의 동일하게 나타남을 알 수 있다.

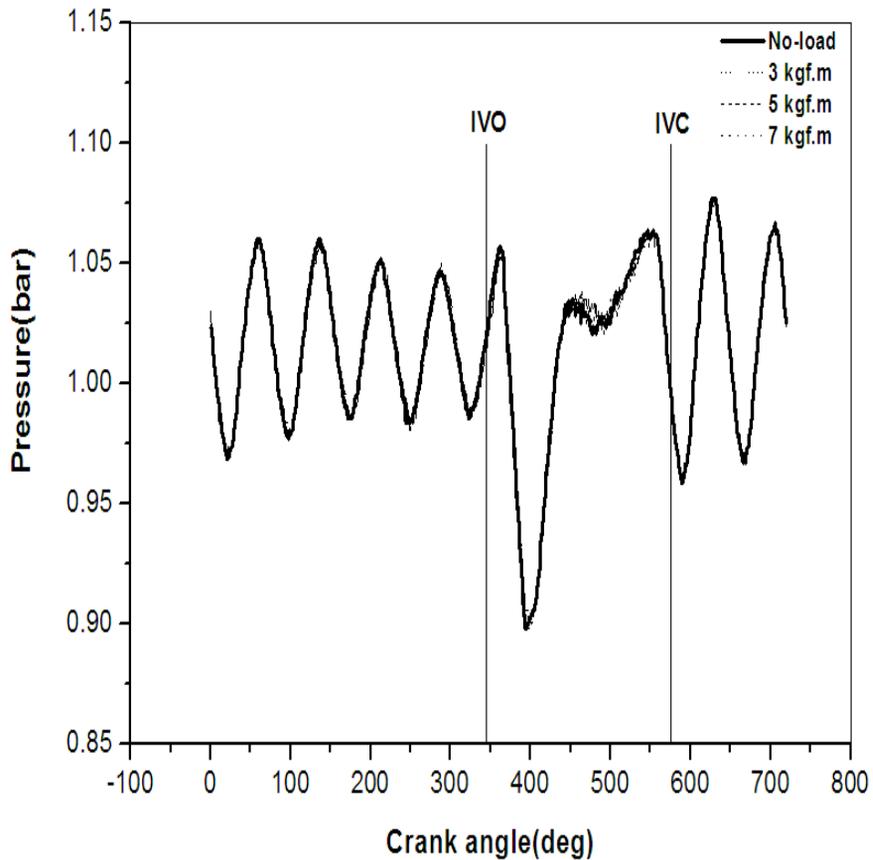


Fig. 4.4 Inlet pressure wave with variation torque at 1700 rpm

4.4 흡기 맥동류의 파형에 따른 체적효율의 변화

Fig. 4.5는 기관 회전속도 변화(1000, 1700, 2500 rpm)에 따른 흡기 맥동류의 파형을 보이고 있다. 앞에서 언급한대로 체적효율이 가장 높은 1700 rpm과 가장 낮은 1000 rpm에서의 파형을 비교하여 파의 진폭 및 파형이 체적효율에 미치는 영향과 2500 rpm에서는 1700 rpm에서 보다 진폭은 커지나 체적효율은 반대로 작아지는 원인을 고찰하고자 한다.

기관 회전속도가 증가하면서 흡기 밸브 닫힘 각도 부근에서 압력이 높아지는 것을 볼 수 있고, 흡기 밸브가 닫힐 때 흡기는 관성에 의해서 계속 이동하다가 밸브에 막혀 운동에너지가 압력에너지로 변하면서 압력파가 형성된다. 압력파의 세기는 $2500 > 1700 > 1000$ rpm 순이고 체적효율은 $1700 > 2500 > 1000$ rpm 순이다.

흡기 밸브가 열리면 피스톤의 하강 운동에 의한 흡입력이 강해져서 흡기 파이프 내부의 압력이 떨어져야 하나 Fig. 4.5에서 볼 수 있는 것처럼 흡기 밸브가 크랭크 각도 345도에서 열리기 시작하여 약 20도 후에 압력이 떨어지기 시작한다. 이것은 기하학적 밸브 열림과 유체역학적 밸브 열림(유효 밸브 열림 시간)의 차이, 즉 밸브 열림 무효각^{[4][13]}에 의한 차이이다. 흡기 밸브가 열린 이후 압력파의 위상과 진폭이 흡기 행정 초반의 압력강하에 영향을 주고, 위상이 일치할 경우 진폭이 클수록 압력강하의 최대값이 커진다. 그리고 압력강하의 최대값이 피스톤 하강운동 중 피스톤의 위치가 행정중간(Mid-stroke) 근방에 오면 피스톤의 최고속도에 도달하고 최대 압력강하는 TDC(top dead center) 이후 90도에 위치한다고 한다^{[15],[16]}.

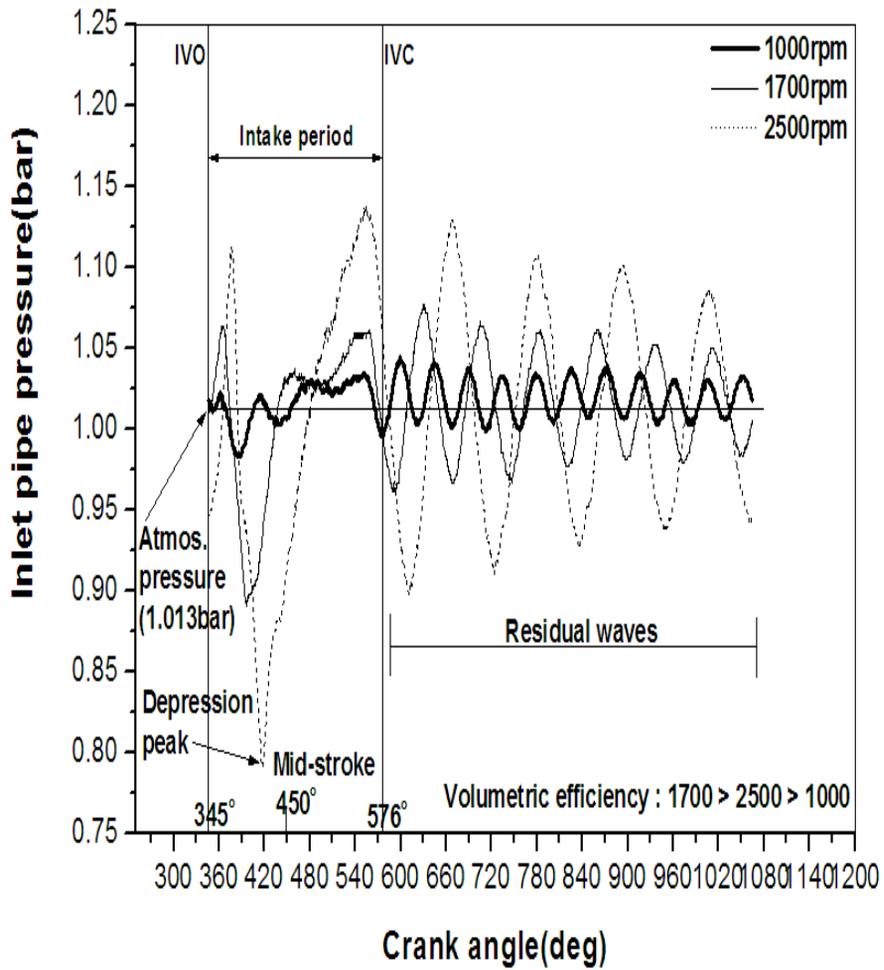


Fig. 4.5 Comparison of pulsating flow of inlet pipe with engine speed

최대 압력강하의 위상과 진폭은 흡기 밸브 닫힘 직전(흡기행정말기)의 관성 램에 의한 압력파의 위상과 진폭을 비롯한 파형에 큰 영향을 미친다. 다시 말해서 최대 압력강하 위상이 중간행정과 일치하지 못하고 빠를 경우는, 흡입되는 공기가 부족하게 되어 유입되는 공기의 운동량도 감소하여 관성 램에 의한 흡기 압력파가 크게 발달하지 못하게 되고 체적효율은 감소하게 된다.

반면 위상이 늦을 경우는, 흡기 밸브 닫힘 각도 부근에서 흡기 파이프 내에 부압이 형성되어 피스톤이 하사점을 지나 상승하면서 실린더 내의 압력은 상승하게 되어 실린더 내에 유입되어 있던 공기가 부압인 흡입 파이프 쪽으로 역류하는 현상이 발생하게 되고 체적효율은 감소하게 된다. 여기에서 흡기행정 초기 맥동류의 파형이 체적효율에 직접적이고 중대한 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

흡기 밸브가 닫히는 순간에 흡기 파이프 중의 공기가 일제히 멈추어버리는 것이 아니라 관성에 의해서 계속 흐르는데 이를 잔류파(residual wave)라 한다. 흡기 밸브 부근의 압력이 높아지게 된다는 것은 그 뒤에 연속되는 공기 밀도가 상대적으로 낮은 부분이 있다는 뜻이므로, 이 부분에 압력진동이 발생하게 된다. 이 압력진동은 음속으로 흡기 파이프를 통과하게 되고 흡기 파이프 끝에서 반사되어 흡기 밸브 쪽으로 되돌아오게 된다. 이 압력진동의 밀도가 높은 부분이 밸브 쪽으로 올 때, 흡기 밸브가 열리면 많은 공기를 실린더 내로 넣을 수 있어 체적효율을 높일 수 있다. 이와 같이 잔류파의 진폭과 위상이 다음 흡입 행정에 영향을 미치게 된다.

Fig. 4.5에서 알 수 있듯이 흡기관에서의 잔류파는 파의 압력변화가 아주 미소하여 파가 전파되면서 파의 형상이 바뀌지 않는 선형파(linear wave)이다.

이를 바탕으로 1000과 1700 rpm을 비교하면, 1700 rpm의 경우, 흡기 밸브 열림 시의 초기 압력이 1000 rpm시 보다 높아 잔류파에 의한 파 효과(wave effect)를 더욱 효율적으로 이용하고 있으며 진폭 또한 1700 rpm에서 크게 나타나고 있다.

최대 압력강하는 1000 rpm에서 약 62도 빠르고, 1700 rpm에서 약 59도 빠름을 알 수 있고, 기관 회전속도가 증가할수록 중간행정에 근접하고 있음을 알 수 있다.

흡기 밸브 닫힘 부근의 관성 램(inertia ram) 효과를 이용하기 위한 파의 위상과 진폭을 비교해 보면, 위상은 거의 일치하나 진폭이 크게 차이가 나고 있다.

1000 rpm의 경우, 피스톤 속도가 너무 느려서 피스톤 하강 운동 시 발생하는 흡입력이 약하게 작용하여, 실린더로 들어오는 공기의 관성력도 약하게 되므로 흡기 밸브 닫힘 직전의 압력 상승폭이 아주 작게 나타나고 있고, 이것이 체적효율 저하의 원인이 된다. 반면 1700 rpm의 경우, 진폭이 크고 위상도 잘 일치하여 관성 램 효과를 충분히 이용하고 있다.

2500 rpm의 경우는 피스톤 속도가 빨라 흡입력과 이에 따른 유입공기 입자의 관성력이 크고 이에 비례하여 진폭도 크다. 그러나 잔류파에 의한 파 효과 측면에서 보면 흡기 밸브가 열리는 시점에서 흡기 파이프에 부압이 작용하므로 파 효과를 효과적으로 이용할 수 없다.

최대 압력강하는 기준 450도에 비해 약 30도 빠르게 나타나고 세 경우 중 가장 중간행정에 근접해 있다. 흡기 밸브 닫힘 부근의 관성 램 효과 이용 측면에서 보면, 위상과 진폭이 관성 램 효과를 최대로 이용할 수 있는 상태이다. 그러나 체적효율이 1700 rpm에 비해 1.9 % 낮게 나타나는 이유는 파 효과를 이용하지 못한 것에 원인이 있는 것으로 판단된다.

흡기 밸브가 닫힌 후에도 흡기관 내에는 잔류파(residual wave)가 남게 되고, 이 잔류파가 정상파(standing wave)를 형성하게 된다. 잔류파의 진폭이 크고 위상이 흡기 밸브 열림 시기와 일치할 경우에 파 효과(wave effect)를 최대로 이용할 수 있어 체적효율을 높일 수 있다.

4.5 기관 회전속도 변화에 따른 배기 파형의 변화

Fig. 4.6은 기관 회전속도 변화에 따른 배기관 내 파형의 변화를 나타낸 것이다. 흡기관에서와 같이 배기관에서도 기관 회전속도가 증가할수록 맥동류의 진폭이 커짐을 알 수 있다.

배기 밸브가 열리면 실린더 내의 고압의 연소 가스가 분출하여 배기 파이프 내 압력이 상승하여야 하나 일부는 즉시 상승하고, 일부는 반대로 압력이 약간 낮아졌다가 다시 상승하는 경향을 보이고 있다.

배기 밸브가 열리는 시점에서 배기 파이프의 압력이 약간 떨어지는 경우는 배기 밸브가 크랭크 각도 133도에서 열리기 시작하여 약 20도 후에 압력이 상승하기 시작한다. 이것은 열림 무효각에 의한 차이이다.

반대로 배기 밸브 열림과 동시에 배기 파이프의 압력이 상승하는 경우는 연소 가스의 분출에 의한 압력 상승이 아니라 이전 행정에서 분출된 고온의 연소 가스가 배기 파이프 내의 차가운 가스 사이에 경계가 존재하거나 또는 가스의 조성이 변하는 배기관 속에서 엔트로피 불연속성이 일어나고 이때 파는 일부는 전달되고, 일부는 반사된다. 이때 반사되어 배기 밸브 쪽으로 향하던 반사파의 위상이 밸브 열림 시기와 일치하여 압력이 상승한다.

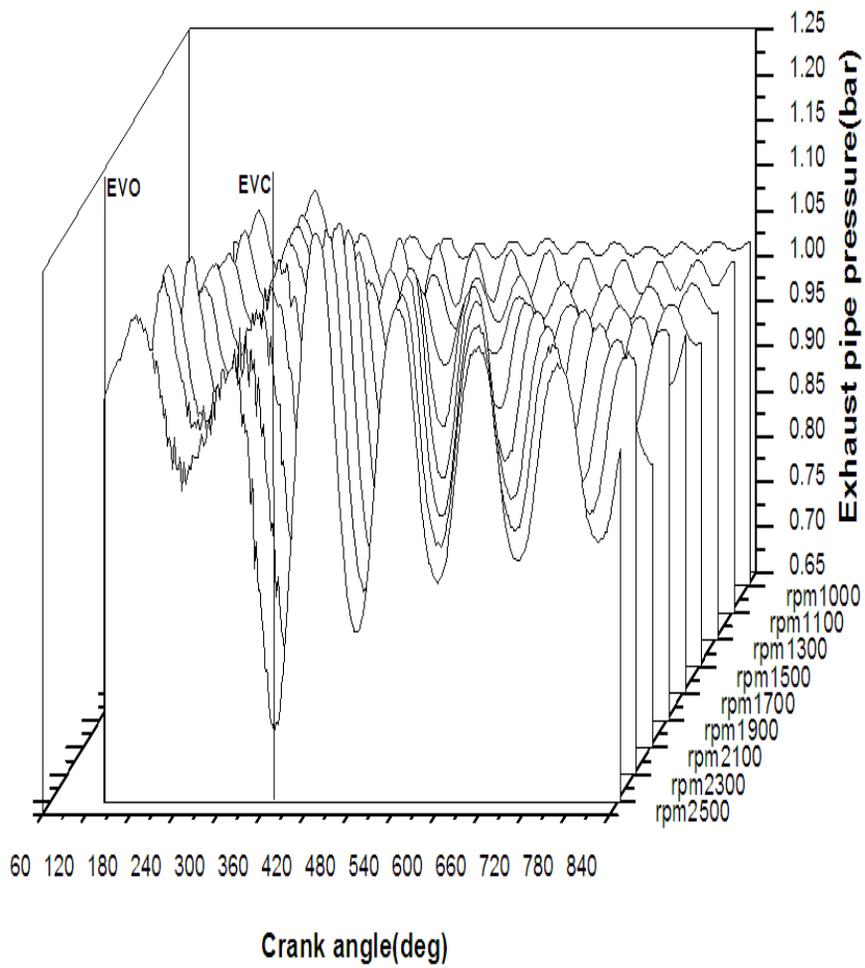


Fig. 4.6 Variation of exhaust pipe pressure with engine speed

4.6 부하변동에 따른 배기 파형의 변화

Fig. 4.7은 1700rpm에서 부하 변동에 따른 배기 파형의 변화를 나타내고 있다. 흡기 파형은 거의 변화가 없었으나, 배기 파형은 부하가 증가하면서, 즉 실린더 연소 압력이 증가하면서 높은 압력이 배기 밸브 열림 시에 분출된다. 그러나 잔류파의 경우는 배기 밸브 열림 기간 중에는 파의 진폭이 작으나 밸브가 닫힌 후에는 부하가 낮은 잔류파의 진폭이 크게 나타났다.

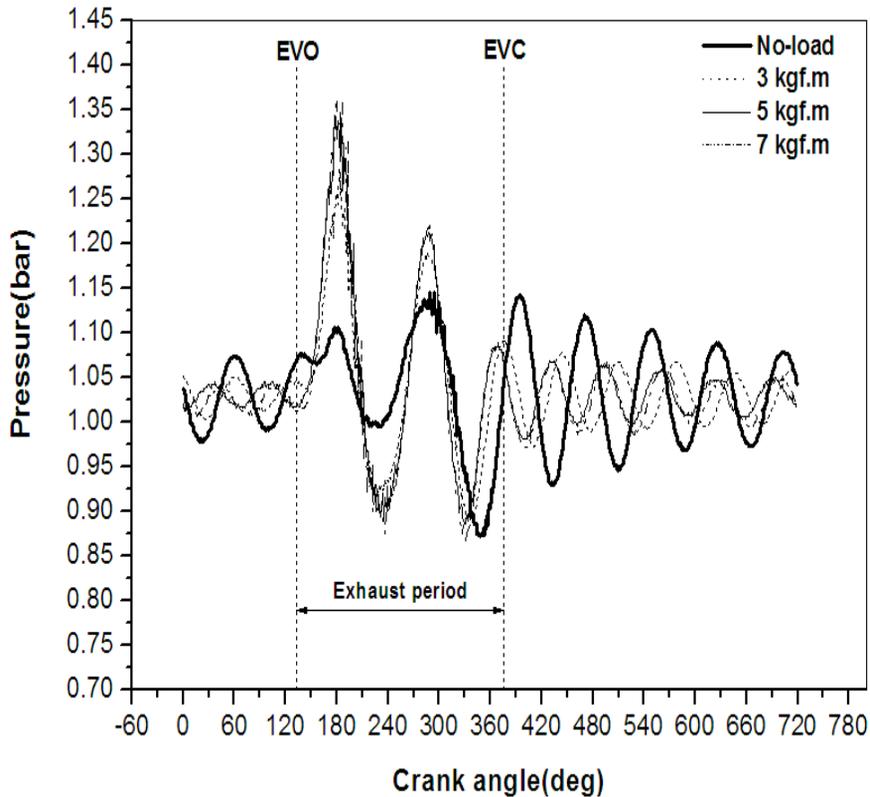


Fig. 4.7 Exhaust pressure wave with variation torque at 1700 rpm

4.7 배기 맥동류의 파형에 따른 체적효율의 변화

Fig. 4.8는 기관 회전속도 변화(1000, 1700, 2500 rpm)에 따른 배기 맥동류의 파형을 보이고 있다. 체적효율이 가장 높은 1700 rpm과 가장 낮은 1000 rpm에서의 파형을 비교하고, 진폭이 큰 2500 rpm에서의 파형을 비교하여 배기 파형이 체적효율에 미치는 영향을 알아 보고자 한다.

기관 회전속도가 증가할수록 연소 압력이 상승하기 때문에 배기 밸브가 열리면서 높은 압력의 연소 가스가 배기 파이프로 분출되고 파의 진폭도 커지게 된다.

1000과 1700 rpm에서의 파형을 비교하면 1000 rpm에서는 배기 밸브가 열리면서 압력은 대기압 보다 약간 높은 상태로 배기 간섭은 크게 받지 않는 것으로 보이고, 배기 밸브가 닫히기 직전에는 부압이 형성되어 배기관 동적효과를 이용할 수 있으나 부압의 정도가 그리 크지 않아 체적효율에는 큰 영향을 미치지 못하고 있다.

1700 rpm에서는 배기 밸브가 열리는 시점에서는 1000 rpm과 비교하여 크게 차이가 나지는 않았다. 파가 전파 되면서 파의 형상이 찌그러지는 부분이 나타나는데 이는 배기 간섭의 영향을 받는 것으로 판단된다. 배기 밸브가 닫히기 직전의 파형은 부압파를 형성하고 위상도 일치하여 배기관 동적효과를 최대한 이용하게 되므로 체적효율이 가장 높게 나타난다.

2500 rpm의 경우 배기 밸브가 열릴 때 배기 파이프의 압력이 높아 온도 불연속에 의한 반사파의 영향을 많이 받고, 이 영향으로 파가 진행되면서 크게 흩어지는 구간이 나타난다.

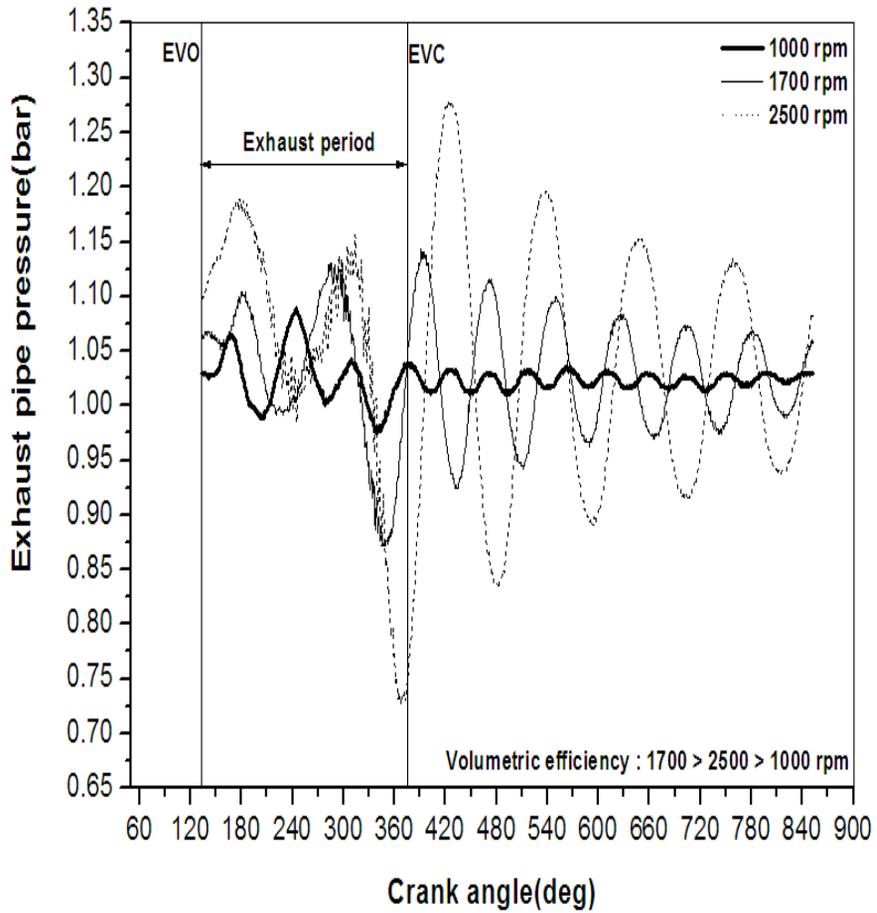


Fig. 4.8 Comparison of pulsating flow of exhaust pipe with engine speed

4.8 흡 · 배기 파형의 비교

Fig. 4.9는 1000 rpm에서 흡 · 배기 파이프 내의 파형을 보이고 있다. 흡기 밸브 열림각 345도와 배기 밸브 닫힘각 375도 사이가 밸브 오버랩 (valve overlap) 구간이다.

1000 rpm의 경우, 배기 밸브가 열려있는 기간에는 배기 압력파의 진폭이 흡기 압력파의 진폭보다 크게 나타나고 배기 밸브가 닫혀있는 기간에는 흡기 압력파의 진폭이 크게 나타난다. 흡기 압력파의 파형은 일정하게 나타나는 반면, 배기 압력파의 파형은 엔트로피 불연속에 의한 반사파의 영향으로 피크 부분이 찌그러져 나타난다.

흡 · 배기 밸브 오버랩 기간 중 처음에는 흡기 압력이 높고 배기 압력이 낮아 배기관 동적효과를 이용할 수 있으나, 잠시 후 배기 압력이 흡기 압력보다 높아지고 배기 행정 말기의 배기가스가 실린더를 통하여 흡기 파이프로 역류되고, 이에 따라 체적효율도 낮게 나타난다.

Fig. 4.10은 1700 rpm에서 흡 · 배기 파이프 내의 파형을 나타내고 있다. 기관 회전속도가 증가하면서 상대적으로 가스의 운동량이 증가하고 이로 인하여 흡기 압력이 높아져 압력파의 진폭이 커진다. 밸브 오버랩 기간을 살펴보면, 흡기 압력이 배기 압력보다 높아 배기 행정 말기의 역류현상은 나타나지 않았으며 배기 압력이 부압으로 형성되어 배기관 효과를 최대한 이용할 수 있는 형태이다.

이번 실험에서 체적효율이 가장 높게 나타난 1700 rpm에서는 흡기 관성효과, 맥동효과 및 배기관 동적효과를 최대한 이용한 것으로 판단되며 압력파의 진폭과 위상이 체적효율에 큰 영향을 미쳤다.

Fig. 4.11, 4.12, 4.13은 1700 rpm에서 부하 변동에 따른 흡 · 배기 파형을 비교한 그림이다. 흡기 파형은 앞에서 확인한 대로 변화 없이 동일하였으며, 배기 파형은 부하가 증가할수록 배기 밸브 열림 시 높게 나타났다.

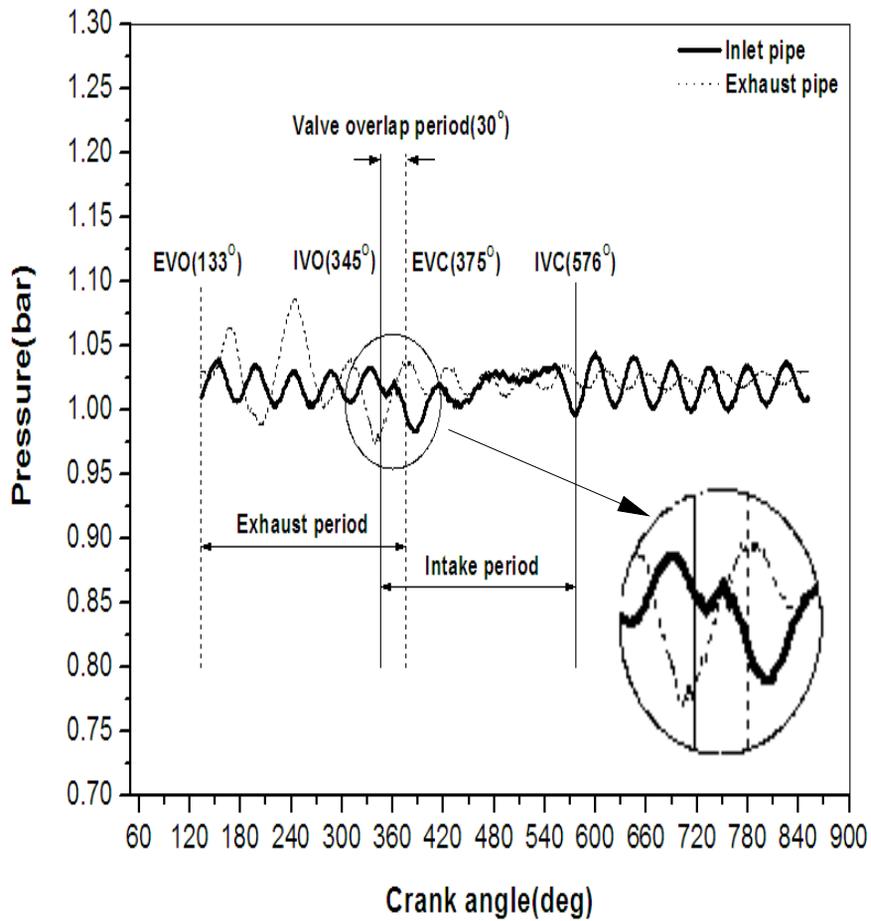


Fig. 4.9 Comparison of pulsating flow of inlet and exhaust pipe at 1000 rpm(no-load)

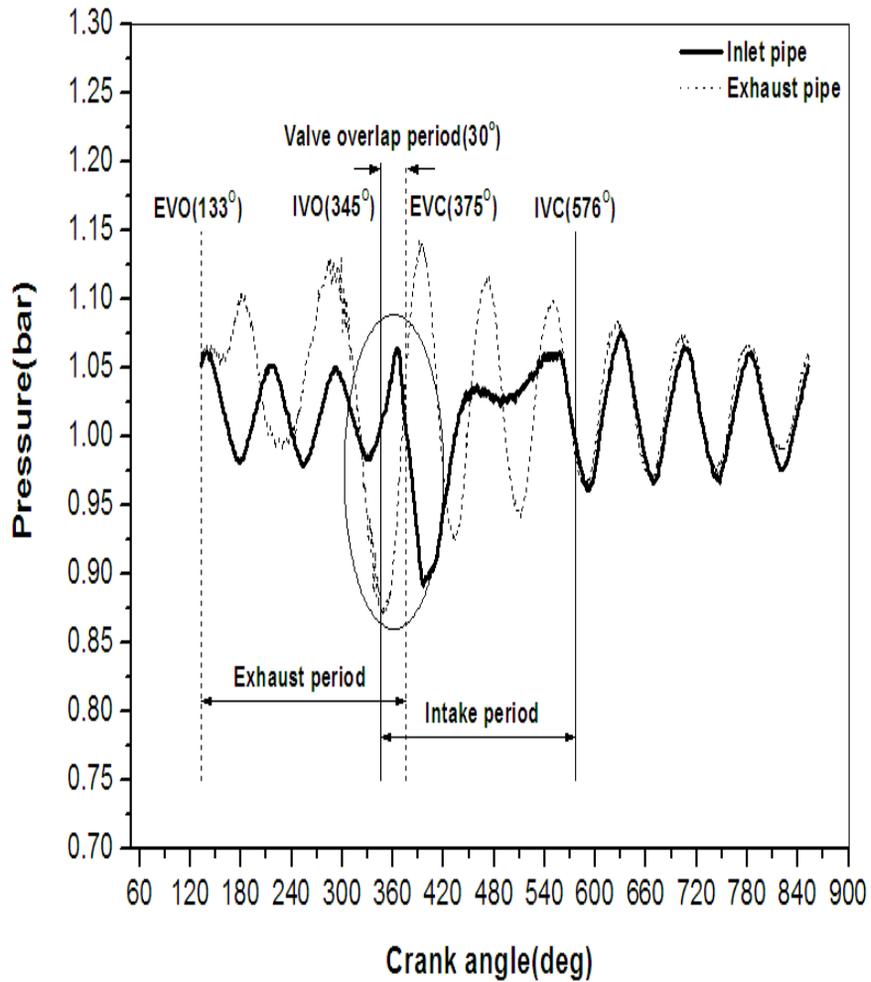


Fig. 4.10 Comparison of pulsating flow of inlet and exhaust pipe at 1700 rpm(no-load)

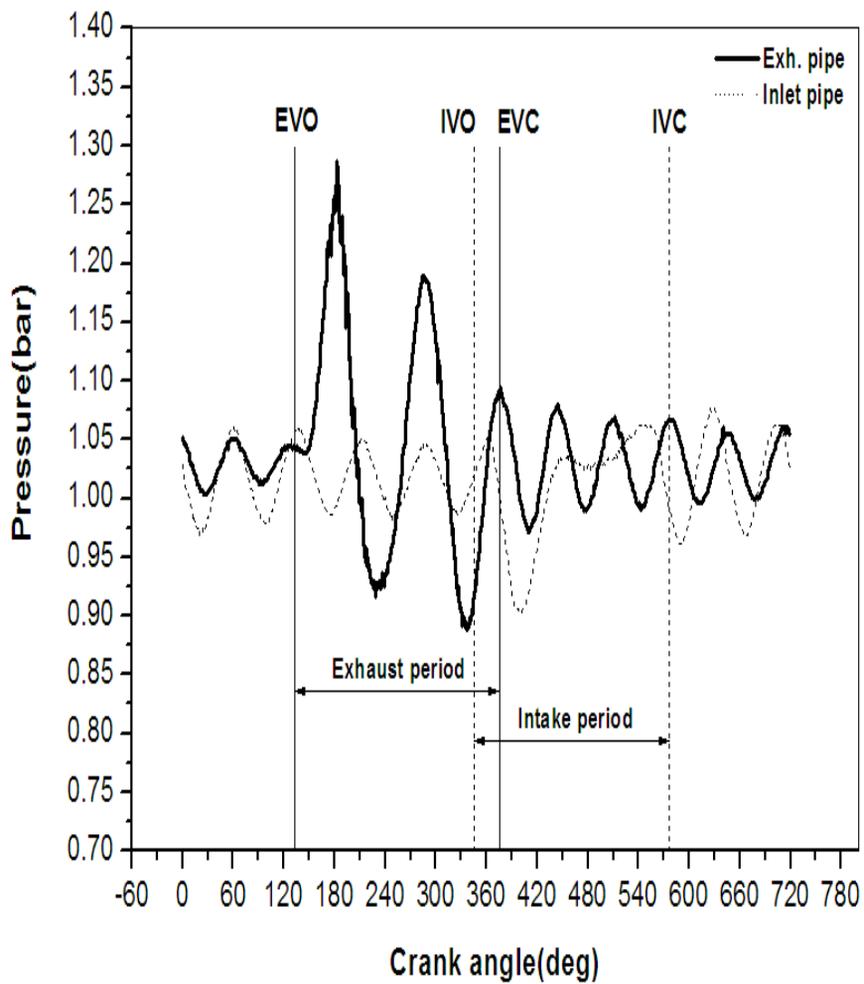


Fig. 4.11 Comparison of pulsating flow of inlet and exhaust pipe at 1700 rpm (loaded 3 kgf · m)

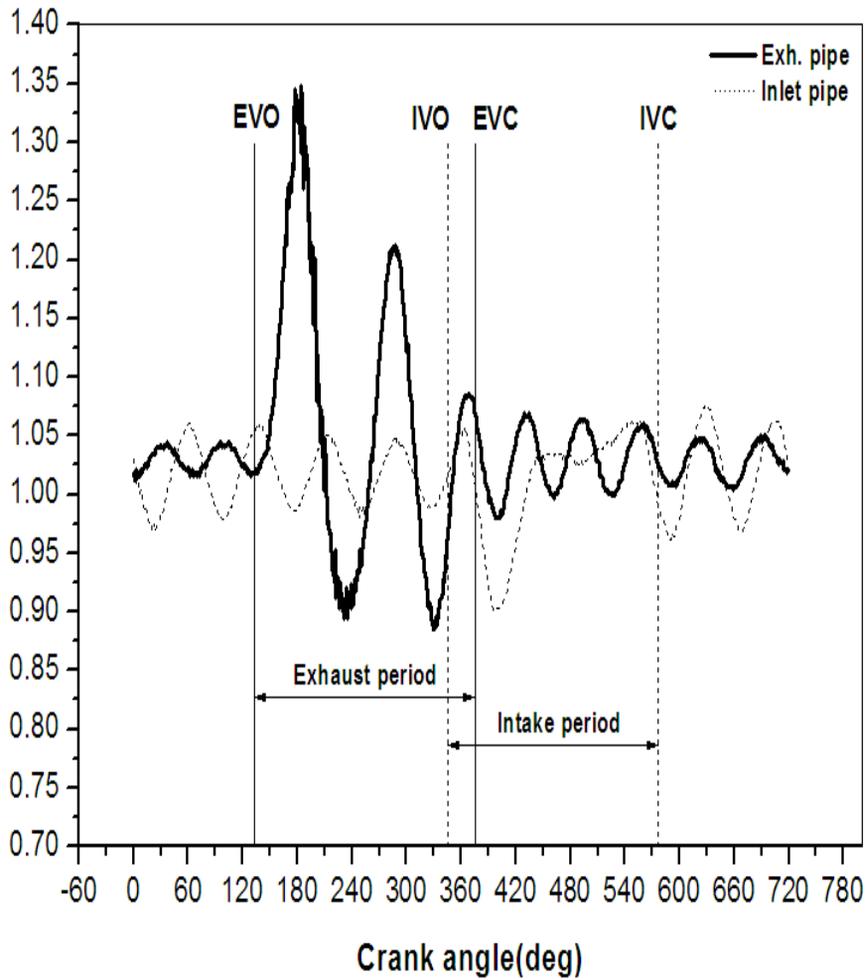


Fig. 4.12 Comparison of pulsating flow of inlet and exhaust pipe at 1700 rpm (loaded 5 kgf · m)

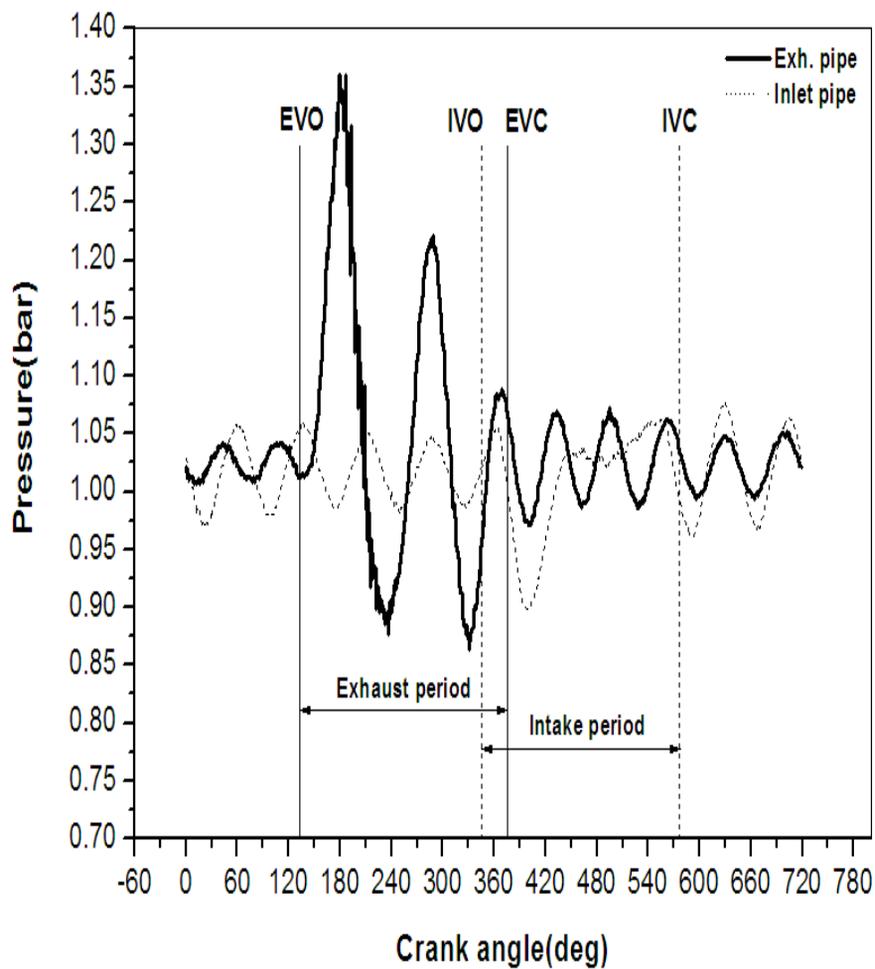


Fig. 4.13 Comparison of pulsating flow of inlet and exhaust pipe at 1700 rpm (loaded 7 kg · m)

제 5 장 결 론

디젤기관의 피스톤 운동과 흡·배기 밸브 개폐에 의해서 흡·배기관에 압력진동이 발생하고, 그 파형이 체적효율에 미치는 영향에 관한 실험결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 본 실험기관에서의 체적효율은 기관 회전속도의 영향을 받았고, 1000 rpm에서 72.53%로 가장 낮고 1700 rpm에서 81.75%로 가장 높게 나타났다.
2. 기관 회전속도가 증가함에 따라 피스톤 속도가 증가하므로 흡·배기 맥동류의 진폭도 증가하였다.
3. 흡·배기 밸브가 닫힌 후에도 흡·배기관 내에는 잔류파가 남고, 이 잔류파의 진폭과 위상이 체적효율에 영향을 미쳤다.
4. 동일한 기관 회전수에서 부하가 증가하면 체적효율은 감소하였다.
5. 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 학위논문, 1999. 2.
2. D.E. Winterbone and M. Yoshitomi, 1990, “The accuracy of calculating wave action in engine intake manifolds”, SAE paper 900677.
3. I. Matsumoto and A Ohata, 1986, “Variable Induction System to Improve Volumetric Efficiency at Low and /or Medium Engine Speeds” SAE paper 860100.
4. 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.
5. D. Broome, 1969, “Induction ram, part one: The inertia and wave effect, Automobile engineer, April. 1969, pp. 130-133
6. D. Broome, 1969, “Induction ram, part two: Inertial aspects of induction ram, Automobile engineer, May. 1969, pp. 180-184
7. D. Broome, 1969, “Induction ram, part three: wave phenomena and the design of ram intake systems, Automobile engineer, June. 1969, pp. 262-267.
8. 홍기운, “4실린더 디젤기관 공명흡기계의 최적설계에 관한 연구”, 한국해양대학교 공학석사 학위논문, 1998. 8.
9. Massimo Ceccarani, Corrado Rebottini, 1994, “Optimization of the charge efficiency and relationship with emission control for a high performance engine”, ATA conference 94A1066.
10. 강희영, 고대권, 안수길 “디젤기관의 흡기 맥동류가 체적효율에 미치는 영향”, 한국동력기계공학회 제 9권, 제 2호, 2005, 5. pp. 19-25

11. 강희영, 고대권, 안수길 “가변 헬름홀츠 공진기가 대기통 디젤기관의 체적효율에 미치는 영향”, 한국동력기계공학회 제 9권, 제 3호, 2005, 8. pp. 26-32
12. 전효중, 최재성 “내연기관강의”, 효성출판사, 2000. 2. pp. 190-200.
13. L. J. Kastner, 1943, "Induction ramming effects in single-cylinder four-stroke engine", pp. 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. p. 42
15. P.C Vorum, 1980, "Short pipe manifold design for four-stroke engines: Part II," A.S.M.E., Paper 80-WA/DGP-6.
16. Helmuth W. Engelman, 1973, "Design of a tuned intake manifold", ASME 73-WA/DGP-2.
17. 이상득, 강희영, 고대권, 안수길 “디젤기관의 흡·배기관 맥동류가 체적효율에 미치는 영향”, 한국동력기계공학회 2005추계학술대회논문집, pp. 34-39