

## 정상유동장치를 이용한 유량계수 측정에 관한 실험적 연구

박상욱<sup>1</sup> · 최익수<sup>1</sup> · 노기철<sup>†</sup> · 류순필<sup>2</sup> · 윤건식<sup>3</sup>

(원고접수일 : 2012년 1월 27일, 원고수정일 : 2012년 4월 2일, 심사완료일 : 2012년 5월 15일)

### An Experimental Study on Measurement of Flow Coefficient Using the Steady-Flow Test Rig

Sang-Wook Park<sup>1</sup> · Ik-Soo Choi<sup>1</sup> · Ki-Chol Noh<sup>†</sup> · Soon-Pil Ryu<sup>2</sup> · Keon-Sik Yoon<sup>3</sup>

**요약** : 밀러 사이클은 저배기 및 고효율 달성을 Tier II 규제뿐만 아니라 CO<sub>2</sub> 저감을 동시에 달성할 수 있는 기술로 알려져 있다. 그러나 이를 위해서는 충분한 흡입공기량이 확보되어야 하며 흡기계통은 공기저항을 최소화할 수 있는 형상으로 개선되어야 한다. 본 연구에서 흡기계통 설계 및 사이클 해석에 활용하기 위한 기초 자료 확보를 위해 흡기밸브의 유량계수를 측정하였다. 유량계수 측정에는 정상유동 장치를 이용하였다. 중속 박용기관에 사용되는 포핏 밸브를 대상으로 실험을 수행한 결과, 흡기밸브 유량 계수는 밸브양정의 증가에 따라 약 0.62까지 지속적으로 증가하는 경향이며 행정/보어 비와는 무관한 흡기밸브 고유의 특성이 있음을 확인하였다.

**주제어** : 유량계수, 흡기밸브, 행정/보어 비, 정상유동, 체적유량

**Abstract**: Miller cycle is considered as an effective means to meet the regulation on Tier II and to reduce CO<sub>2</sub> emission. For this cycle, the amount of intake air supplied should be enough increased. Therefore, the intake system with minimized resistance for air flow is under consideration. In this study, the flow coefficients of intake valves were measured in order to obtain the basic data for the cycle simulation and intake port design. The flow coefficients were measured using the steady-flow test rig. As a test result for the poppet valve used the marine engine with medium speed, the flow coefficients are increased to about 0.62 with the valve lift. In addition it is confirmed that the flow coefficients have the characteristic value irrelevant to the S/B ratio.

**Key words**: Flow coefficient, Intake valve, S/B ratio, Steady-flow, Volume flow rate

### 1. 서 론

최근 원유가 인상 및 전 지구적 환경오염 규제 강화는 저배기 및 고효율 기관 개발의 필요성을 증진시키고 있다. 특히 국제해사기구의 Tier II 발효 및 지구온난화현상에 따른 CO<sub>2</sub> 규제강화 움직임에 대한 대응이 필요한 상황이다.

밀러 사이클은 흡기밸브를 일찍 닫아 압축온도와 압축 일을 저하시킴으로써 NO<sub>x</sub> 배출 저감뿐만

아니라 동시에 열효율 향상을 기대할 수 있는 기술로 알려져 있다[1-3]. 이에 따라 밀러 사이클은 저배기 및 고효율의 엔진개발 시 반드시 고려할 기술 중 하나이다. 그러나 밀러 사이클은 피스톤이 하사점에 도달하기 전에 흡기밸브가 닫히므로 흡입공기량 감소에 기인한 출력저하가 예상된다. 그에 따라 고풍력 달성을 위해서는 고 과급 압의 과급기를 적용하고 흡입저항이 최소화되도록 흡기계

<sup>†</sup> 교신저자(STX종합기술원 연소성능팀, E-mail: pivboy@onestx.com, Tel: 055-210-3385)

1 STX종합기술원 연소성능팀

2 창원대학교 전기공학과 대학원

3 창원대학교 조선해양공학과

통을 개선하여 충분한 흡입공기량을 확보하여야 한다. 유량계수는 흡기계통의 공기저항을 묘사할 수 있는 값으로 흡기계통의 설계뿐만 아니라 신뢰성 있는 사이클 해석을 위한 중요한 인자 중 하나이다.

이에 본 연구에서는 밀러 사이클 적용을 위한 흡입공기량을 충분히 확보할 수 있는 흡기계통 설계를 위한 기초 연구로서 정상유동 실험장치를 구성하여 흡기밸브의 유량계수를 측정하고 그 결과를 분석하였다. 또한 행정/보어 비가 다른 엔진의 흡기밸브 유량계수 특성을 비교·분석하였다.

## 2. 유량계수 측정용 정상유동장치

### 2.1 흡기밸브 유량계수

밸브형상 및 밸브 시트 각이 주어진 흡기 밸브의 유량계수는 일반적으로 밸브 전후의 압력비 및 밸브 양정의 함수로 간주한다. 이러한 흡기밸브 유량계수,  $C_f$ 는 흡기밸브 열림 면을 지나는 이론적인 체적유량에 대한 실제 체적유량의 비로서 다음과 같이 정의된다.

$$C_f = \frac{Q}{Q_{th}} \quad (1)$$

여기서,  $Q$ 는 실제 체적유량( $m^3/s$ ),  $Q_{th}$ 는 이론 체적유량( $m^3/s$ )이다.

이론 체적유량은 흡기밸브의 열림 면적과 흡기포트를 지나는 흡입공기 유속과의 곱으로 구할 수 있다.

$$Q_{th} = A_v V_v \quad (2)$$

여기서,  $A_v$ 는 흡기밸브 열림 면적( $m^2$ ),  $V_v$ 는 흡입 유속( $m/s$ )이다.

이 때 흡기밸브의 열림 면적을 산정하는 데에는 밸브 단면적을 기준으로 하는 방법과 실제 유동이 지나가는 밸브포트의 유효 유동면적을 기준으로 하는 두 가지 방법이 있으며 그 계산은 각각 다음과 같다.

가) 밸브 단면적을 기준으로 하는 경우: 이 경우 흡기밸브 열림 면적은 다음과 같이 일정한 값을

가진다.

$$A_v = \frac{\pi}{4} D_v^2 \quad (3)$$

여기서,  $D_v$ 는 밸브 지름( $mm$ )이다.

나) 흡기포트 유효 유동면적을 기준으로 하는 경우: 이 경우는 밸브양정에 따라 밸브 열림 면적이 바뀌게 되며 그 관계식은 다음과 같다.

$$A_v = \pi D_v L \cos \theta_v \quad (4)$$

여기서,  $L$ 은 밸브양정( $mm$ ),  $\theta_v$ 는 밸브 시트각( $rad$ )이다.

식 (2)에 나타낸 흡입공기의 유속은 흡기포트 전후의 압력강하로부터 구할 수 있다. 이 때 작동유체인 공기를 비압축성으로 가정하는 경우와 압축성으로 가정하는 경우로 나눌 수 있으며 그 때의 유속은 각각 다음 식으로 정리된다.

ㄱ) 비압축성으로 가정하는 경우

$$V_v = \sqrt{\frac{2\Delta p_v}{\rho_a}} \quad (5)$$

여기서,  $\Delta p_v$ 는 흡기밸브 전후의 압력차( $Pa$ ),  $\rho_a$ 는 공기 밀도( $kg/m^3$ )이다.

그리고  $\Delta p_v$ 와  $\rho_a$ 는 각각 다음 식으로 계산한다.

$$\Delta p_v = \rho_w g \Delta h \quad (6)$$

$$\rho_a = \rho_0 \frac{p_a}{p_0} \frac{273.15}{273.15 + T_a}$$

여기서,  $\rho_w$ 는 마노미터 작동유체의 밀도( $kg/m^3$ ),  $g$ 는 중력가속도( $m/s^2$ ),  $\Delta h$ 는 마노미터 수두 차( $mm$ ),  $\rho_0$ 는 표준상태에서의 공기밀도( $kg/m^3$ ),  $p_a$ 는 실제 대기압( $Pa$ ),  $p_0$ 는 표준상태에서의 대기압( $Pa$ ),  $T_a$ 는 공기 온도( $K$ )이다.

ㄴ) 압축성으로 가정하는 경우

$$V_v = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{p_a - \Delta p_v}{\rho_{air}} \left[ 1 - \left( \frac{p_a - \Delta p_v}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (7)$$

여기서,  $\kappa$ 는 비열비이다.

이상과 같은 관계식으로부터 흡기밸브의 유량계수를 구할 수 있다.

### 2.2 정상유동 실험장치

흡기밸브의 유량계수 측정을 위하여 정상유동 실험장치로 구성하였다. Figure 1과 Table 1은 각각 정상유동 실험장치의 개략도 및 주요 구성품의 사양을 나타낸다. 정상유동장치를 행정/보어의 비가 1.6인 엔진을 모사하였다[4-6].

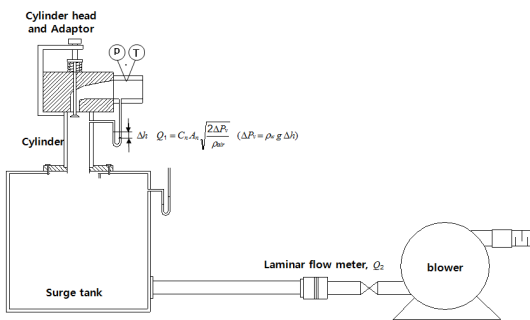


Figure 1: The schematic diagram of steady-flow test rig

Table 1: Specification of test apparatus

Component	Specification
Blower	35.4m <sup>3</sup> /min×1000mmAq
Surge tank	1000mm×1000mm×1000mm
Valve driving device	Max. displacement 23.5mm
Flowmeter	Max. 35.5m <sup>3</sup> /min
Manometer	Max. 1000mmAq

장치는 크게 실린더 헤드, 실린더 라이너, 서지 탱크, 증류유량계, 송풍기 및 마노미터로 구성된다. 송풍기는 정상유동장치의 출구 쪽에 설치하여 흡입공기를 빨아들이는 방식으로 흡입유동을 형성하였다.

실린더 헤드 및 실린더 라이너는 대상 엔진의 정확한 유량계수 측정을 위해 원 부품을 사용하였다. 서지탱크는 실린더 블록 아래쪽에 설치하여 설치공간을 최소화하였다. 서지탱크 윗면에는 실린더 블록과 서지탱크의 체결용 어댑터를 두어 보어가

더 큰 엔진의 흡기밸브 유량계수의 측정도 가능하도록 설계하였다. 그리고 서지탱크 한쪽 옆면은 차후 스윙 미터 설치 및 기타 작업의 편의를 위해 볼트 체결방식으로 제작하였다.

오리피스 식 증류 유량계 전후의 연결관은 충분히 길게 하여 안정된 유동이 형성되도록 하였다. 송풍기는 정상유동을 형성하기에 충분한 유량을 공급할 수 있으며 기관 배기량에 따라 유량의 변화가 가능하다.

### 2.3 유량계수 측정방법

정상유동 조건에서 흡기포트 전후의 압력차를 실험조건으로 삼으며, 일반적으로 흡입 정상유동 실험에서 흡기포트 전후의 압력차,  $\Delta p_v$ 은 약 250~300mmAq 정도로 유지한다. 흡입유량은 송풍기에 연결된 DC모터를 미세하게 조정하여 서지탱크의 압력을 일정하게 유지시키고 흡기포트 전후의 압력차가 일정한 값을 보일 때 증류유량계를 여러 번 읽어 시간 평균한 값으로 산출한다. 실험은 밸브양정 1mm 간격으로 수행하였으며 동일한 측정을 5~7회 반복하여 재현성과 신뢰도를 확인하였다.

## 3. 유량계수에 대한 평가

### 3.1 실험의 재현성

Figure 2는 실험의 신뢰성 확보를 위한 흡기밸브 유량계수와 그 변동률을 나타낸 것이다.

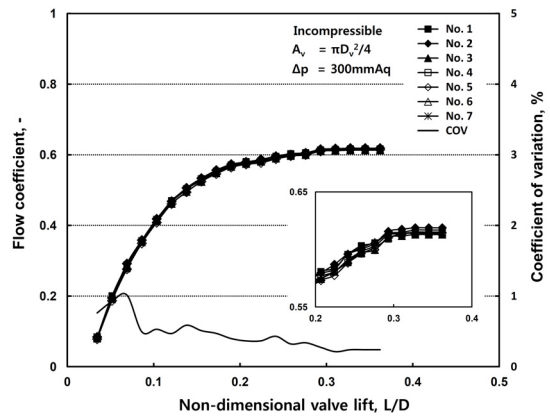


Figure 2: Flow coefficient and COV at  $A_v = \pi D_v^2/4$  and  $\Delta p_v = 300\text{mmAq}$  under incompressible condition

여기서, 유량계수 산출 시 흡기밸브의 열림 면적은 흡기밸브 단면적을 기준으로 하고 유동형태는 비압축성으로 간주하였다. 밸브 전후의 압력차는 300mmAq로 유지하였고 7회 반복 실험한 결과이다.

그림에서 보는 바와 같이 유량계수는 밸브양정이 증가함에 따라 지속적으로 증가하다가 점차적으로 일정 값에 수렴하는 경향을 보인다. 흡기밸브가 최대로 열렸을 때 유량계수는 약 0.62정도의 값을 가진다. 그리고 동일조건에 대한 7회 반복 실험에 대하여 이들의 변동률은 최대 1% 미만의 아주 안정된 값을 가짐으로 실험의 재현성을 확인할 수 있다. 유량계수 변동률은 다음 식으로 계산하였다.

$$COV = \sqrt{\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (C_i - \bar{C}_i)^2}{\bar{C}_i}} \times 100 \quad (8)$$

여기서,  $N$ 는 실험 수행 회수,  $C_i$ 는 매 회 측정 유량계수,  $\bar{C}_i$ 는 유량계수 평균값이다.

### 3.2 유량계수에 대한 평가

#### 3.2.1. 흡입유속 산출방식에 따른 유량계수

앞서 기술한 바와 같이 흡입유동을 압축성 또는 비압축성으로 가정하느냐에 따라 유속 산출식이 다르고, 그에 따라 유량계수 값도 달라진다.

Figure 3은 흡입유동을 비압축성으로 간주한 경우 흡기밸브 전후의 압력차에 따른 유량계수를 나

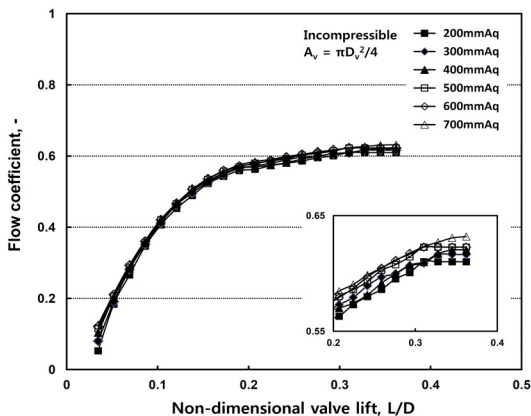


Figure 3: Flow coefficient of intake valve at  $A_v = \pi D_v^2/4$ , under incompressible condition

타낸 것이다. 여기서, 흡기밸브의 열림 면적은 밸브 단면적을 기준으로 하였다.

그림에서 보는 바와 같이, 밸브양정이 증가할수록 즉, 흡입과정이 진행될수록 유량계수는 지속적으로 증가하다가 일정한 값에 수렴하는 경향을 보인다. 이는 전술한 바와 같이 흡입유로를 흡기밸브 단면적으로 가정하여 이론적인 체적유량은 동일한데 반해 흡입과정이 진행됨에 따라 실제 체적유량은 지속적으로 증가하는데 기인한다. 또한 전반적으로 흡기밸브 전후의 압력차가 클수록 흡기밸브 유량계수는 약간 증가하는 경향을 보이지만 그 차이는 무시할 수 있는 수준이다. 이는 밸브 전후의 압력차가 증가하여도 이 압력범위에서 실제유량은 큰 영향을 받지 않기 때문으로 판단된다. 이로부터 과급 엔진의 경우도 정상유동장치를 이용하여 흡기밸브 유량계수를 측정하여도 무관함을 확인할 수 있다. 흡기밸브가 완전히 열렸을 때 수두 차 300mmAq의 경우 유량계수는 약 0.62정도의 값에 수렴하는 함을 알 수 있다.

Figure 4는 Figure 3과 동일 조건에서 흡입유동을 압축성으로 고려한 경우의 결과이다.

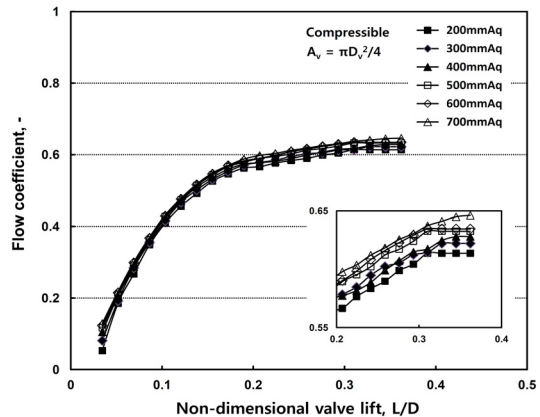


Figure 4: Flow coefficient of intake valve at  $A_v = \pi D_v^2/4$ , under compressible condition

그림에서 보는 바와 같이 흡입유동을 압축성으로 고려한 경우의 유량계수도 전반적으로 비압축성으로 고려한 Figure 3의 경우와 유사한 특성을 보인다. 흡입유동을 압축성으로 고려한 경우 이론

체적유량의 감소로 다소 큰 유량계수 값을 가지지만 흡입유동을 비압축성으로 간주하고 유량계수를 해석하여도 별 무리가 없는 것으로 판단된다. 이 경우, 동일한 조건에서 유량계수는 약 0.63에 수렴한다.

유속산출 방식에 따른 유량계수를 보다 명확히 분석하기 위하여 두 경우에 대한 유량계수 편차를 계산하여 Figure 5에 나타내었다. 유량계수 편차,  $D_{cf}$ 는 다음 식으로 정의하고 계산하였다.

$$D_{cf} = \frac{C_{f-comp} - C_{f-incomp}}{C_{f-comp}} \times 100 \quad (9)$$

여기서,  $C_{f-comp}$ 는 압축성으로 간주한 경우 유량계수,  $C_{f-incomp}$ 는 비압축성으로 간주한 경우의 유량계수이다.

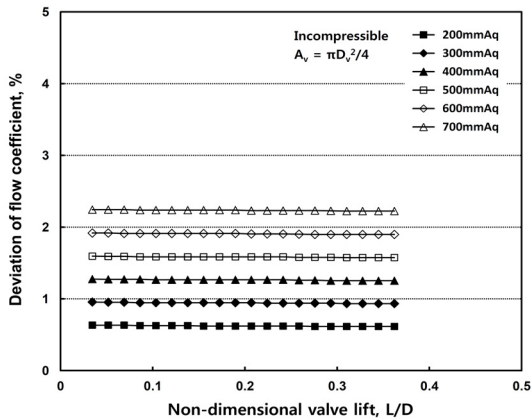


Figure 5: Deviation of flow coefficient between compressible and incompressible condition

그림에서 보는 바와 같이, 두 유량계수의 편차는 수두 차 300mmAq에서 약 1% 미만으로 큰 차이를 보이지 않는다. 또한, 밸브 전후의 압력차가 증가할수록 유량계수의 편차는 증가하는 추세를 보이지만 수두 차 700mmAq에서도 약 2.3% 정도의 수준이며 이는 무시할 수 있는 값을 판단된다. 그러므로 흡입유동을 비압축성 유동으로 가정하고 유량계수를 산출하여도 그 값의 활용에는 무리가 없을 것으로 판단된다.

일반적으로 흡입유동은 마하수 0.5 미만의 경우

로서 비압축성 유동으로 간주 할 수 있는 것으로 보고되고 있다[7].

### 3.2.2 유효 유동면적을 기준으로 한 유량계수

Figure 6은 흡기밸브의 열림 면적으로 밸브양정에 따른 유효 유동면적을 기준으로 한 경우의 유량계수를 나타낸 것이다. 여기서, 흡입유동은 앞선 결과를 바탕으로 비압축성으로 간주하였다.

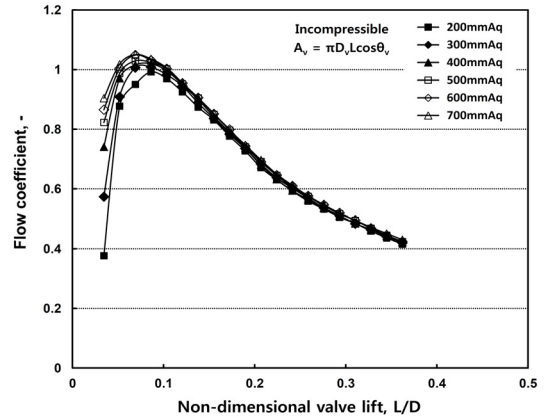


Figure 6: Flow coefficient of intake valve at  $A_v = \pi D_v L \cos \theta_v$  and incompressible condition

전술한 바와 같이 밸브의 유효 유동면적은 밸브 시트면의 원주와 밸브양정의 곱으로 계산할 수 있다. 그림에 보이는 바와 같이 흡기밸브가 열리면서 유량계수는 급격히 증가한 후 흡입과정이 계속 진행됨에 따라 점차적으로 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 흡입과정 진행됨에 따라 이론 체적유량이 지속적으로 증가하고 실제유량은 임의의 값에 수렴하는데 기인하는 것으로 판단된다. 대략 무 차원 밸브양정 0~0.1사이에서 최대값 1 내외를 보이고 이후 감소하는 경향을 나타낸다.

또한, 밸브 전후 압력차에 따라 유량계수는 흡입 초기는 다소 차이를 보이지만 흡입중반 이후는 압력차에 관계없이 거의 동일한 값을 가짐을 확인할 수 있다. 이는 흡입유량이 작은 흡입초기에는 실제 유량측정에 다소 오차를 포함하기 때문으로 판단된다. 그러나 전반적으로 유량계수가 밸브 전후의 압력차에 큰 영향을 받지 않는 것으로 판단된다.

이상과 같이, Figure 6과 Figure 4에서 보는 바와

같이 흡기밸브 기준 면적의 산출방식에 따라 유량계수는 동일 조건에서도 큰 차이를 보인다. 이는 흡기밸브의 기준 면적에 따라 이론 유량이 다르기 때문이다. 그러나 이 두 유량계수는 그 자체로서의 의미를 가지며, 엔진성능해석을 위한 상용 해석프로그램에 따라 밸브의 기준 면적이 다르므로 그에 합당한 유량계수를 적용하여야 한다.

### 3.3 S/B 비에 따른 유량계수

Figure 7은 엔진 기종에 따른 유량계수를 검토하기 위하여 S/B 비에 따른 유량계수를 나타낸 것이다.

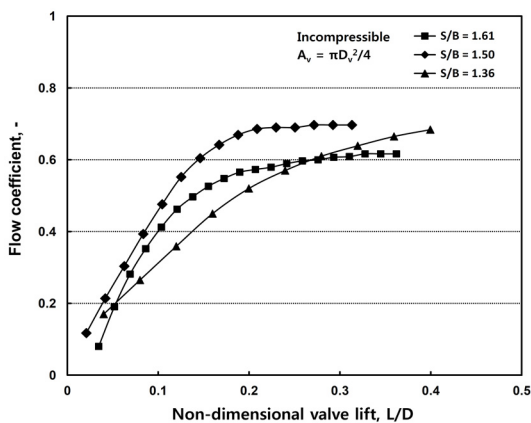


Figure 7: Comparison of flow coefficient according to S/B ratio

그림에서 보는 바와 같이 S/B 비가 약 1.61인 장 행정(long stroke)의 경우 유량계수는 흡입초기 좀 더 급하게 증가하다가 일정한 값에 수렴하고 이에 반해, S/B 비가 1.36으로 상대적으로 단 행정인 흡기밸브의 유량계수는 흡입과정의 진행에 따라 아주 완만하게 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 장 행정의 경우 흡입관성력이 다소 큰데 기인하는 것으로 판단된다. 그러나 흡기밸브가 완전히 열렸을 때 유량계수는 상대적으로 S/B가 작을 수록 큰 경향을 나타낸다. 이는 장 행정인 경우 흡입유동의 간섭이 발생하기 때문으로 판단된다. 또한 곡선의 아래 면적에 해당되는 흡입공기량은 장 행정의 경우 다소 큰 것으로 예측된다.

그러나 전체적으로 그림에서 보는 바와 같이 유량계수는 S/B 비에 관계없이 흡기밸브 특성에 따른 고유의 값을 가지며 엔진설계 시 엔진의 목표 성능을 달성할 수 있도록 적절히 설계되어야 함을 확인할 수 있다.

## 4. 결 론

이상과 같이 정상유동장치를 통하여 흡기밸브의 유량계수를 측정된 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

[1] 유량계수는 흡입과정이 진행되면서 지속적으로 증가하다가 대략 0.62의 일정한 값에 수렴하는 양상을 보였다.

[2] 흡입유동을 비압축성 및 압축성으로 간주하는 경우 유량계수의 편차는 3% 이내로서 유동을 비압축성 유동으로 간주하여도 무방할 것으로 판단되었다.

[3] S/B에 따른 유량계수는 상대적으로 장 행정의 경우 흡입초기 빠르게 증가하는 반면 단 행정의 경우는 흡입말기까지 지속적으로 증가하는 경향을 보였다.

[4] 전체적으로 유량계수는 각 흡기포트 형상에 따른 고유의 값이며 엔진설계 시 엔진성능 확보를 위해 최적으로 설계되어야 함을 확인할 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 2011~2012년도 창원대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

## 참고문헌

- [1] 장태익, “저속 디젤기관에서 고폭창의 밀러방식에 의한 사이클 해석 및 흡기밸브제어에 대한 연구,” 한국마린엔지니어링학회지, 제33권, 제8호, pp. 1100-1106, 2009.
- [2] 노기철, 정양주, 이종태, “디젤기관의 아트킨슨 사이클화에 따른 제반성능의 열역학적 해석,” 한국자동차공학회 논문집, 제12권, 제5호, pp. 1-11, 2004.
- [3] G. Herdin and F. Gruber, “Miller cycle efficiency potentials for gas engine,” CIMAC

congress 2004, Paper no. 197, 2004.

- [4] 이성렬 저, 내연기관, 보성각, pp. 275-279, 1999.
- [5] 김형민, 이기형, “가솔린 엔진 흡기 포트의 정상유동 특성에 관한 연구,” 공학기술논문집, 제 17권, pp. 59-67, 2008.
- [6] 조규백, 최수진, 정연준, 오승목, 강건용, “수지를 이용한 흡기포트형성 제작 및 정상유동 실험,” 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 402-407, 1996.
- [7] T. Ma, M. Davis and N. Collings, “Low speed dynamics similarity modeling in internal combustion engine,” SAE paper 860239, 1986.



**윤건식(尹健植)**

1982년 고려대학교 기계공학과(공학사), 1984년 고려대학교 대학원 기계공학과(공학석사), 1988년 고려대학교 대학원 기계공학과(공학박사), 현재 창원대학교 조선해양공학과(교수), 관심분야: 열공학, 박용기관, 엔진 시뮬레이션

**저 자 소 개**



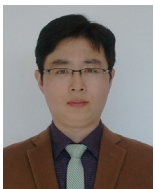
**박상욱(朴相旭)**

2006년 한양대학교 기계공학과(공학사), 2008년 한양대학교 기계공학과(공학석사), 2011-현재 STX종합기술원. 관심분야: 디젤엔진, 엔진시뮬레이션



**최익수(崔益壽)**

1998년 금오공과대학교 기계공학과(공학사), 2000년 금오공과대학교 기계공학과(공학석사), 2004년 금오공과대학교 기계공학과(공학박사), 2005-현재 STX종합기술원. 관심분야: 디젤엔진



**노기철(盧基哲)**

1995년 성균관대학교 기계공학과(공학사), 1998년 성균관대학교 기계공학과(공학석사), 2005년 성균관대학교 기계공학과(공학박사), 2007년-2010년 (주)STX엔진, 2011년-현재 STX종합기술원. 관심분야: 가스엔진, 디젤엔진,

신재생에너지



**류순필(柳淳弼)**

2004년 창원대학교 메카트로닉스공학부 기계공학과(공학사), 2007년 창원대학교 메카트로닉스공학부 기계공학과(공학석사), 2010년-현재 창원대학교 메카트로닉스공학부 전기공학과(박사과정). 관심분야: 열공학, 박용기관, 엔진

시뮬레이션