

# 2단 과급시스템의 성능 인자 영향과 밀러 효과 극대화에 관한 연구

백현민\* · 서정훈\*\* · 이원주\*\*\* · 이지웅\*\*\*\*†

\*, \*\* 대한민국해군 소령, \*\*\* 한국해양대학교 기관공학부 교수, \*\*\*\* 한국해양대학교 해사IT공학부 교수

## Study on the Performance Factors of Two Stage Turbo-Charging System and Maximization of the Miller Cycle

Hyun-min Beak\* · Jung-hoon Seo\*\* · Won-ju Lee\*\*\* · Ji-woong Lee\*\*\*\*†

\*, \*\* Lieutenant commander, R.O.K Navy Headquarters

\*\*\* Professor, Division of Marine Engineering, Korea Maritime & Ocean University, Busan, 49112, Korea

\*\*\*\* Professor, Division of Marine IT, Korea Maritime & Ocean University, Busan, 49112, Korea

**요 약 :** 밀러 사이클은 흡입밸브 닫힘 시기 조절을 통해 압축비를 줄임으로써 NOx의 저감과 연료소비율 개선이 동시에 가능하다는 점(밀러 효과)에서 디젤엔진에 매우 활발하게 채택되어지고 있다. 밀러 사이클은 흡입 밸브를 BDC 이전에 닫는 Early 밀러 방식과 BDC 이후에 닫는 Late 밀러 방식으로 나눌 수 있다. 저속에서는 체적효율의 증가를 꾀할 수 있는 Late Miller가 유리한 반면, 중속, 고속에서는 IVC 이후 BDC 까지의 피스톤 하강 과정의 흡기의 팽창에 따른 내부 온도 감소 효과 높은 Early 밀러가 유리하다. 따라서 Early 밀러와 Late 밀러의 효과를 고려하여 운전 조건에 적합한 밀러 구현 방법을 채택할 필요가 있다. 본 연구에서는 4행정 엔진을 대상으로 2단 과급 시스템의 적용하고 흡·배기 밸브 오버랩(valve overlap)의 감소를 통해 밀러 효과를 강화하는 과정과 밸브 조정 기구를 통한 밸브 조건의 변화가 밀러 효과에 미치는 영향을 고찰하였다. 결과적으로 2단과급과 밀러사이클, 밸브 오버랩 감소와 흡입밸브 리프트 증가를 통해 연료소비율과 최고연소온도 감소의 효과를 확인하였다.

**핵심용어 :** 4행정 기관, 밀러사이클, Late 밀러, Early 밀러, 2단 과급

**Abstract :** The Miller cycle is a diesel engine that has been developed in recent years that it can reduce NOx and improve fuel consumption by reducing the compression ratio through intake valve closing (IVC) time control. The Miller cycle can be divided into the early Miller method of closing the intake valve before the bottom dead center (BDC) and the late Miller method of closing the intake valve after the BDC. At low speeds, the late Miller method is advantageous as it can increase the volumetric efficiency; while at medium and high speeds, the early Miller method is advantageous because of the high internal temperature reduction effect due to the expansion of the intake air during the piston lowering from IVC to BDC. Therefore, in consideration of the effects of the early and late Miller methods, it is necessary to adopt the most suitable Miller method for the operating conditions. In this study, a two-stage turbo charge system was applied to four-stroke engines and the process of enhancing the Miller effect through a reduction of the intake and exhaust valve overlap as well as the valve change adjustment mechanism were considered. As a result, the effects of fuel consumption and Tmax reduction were confirmed by adopting the Miller cycle with a two-stage supercharge, a reduction of valve overlap, and an increase of suction valve lift.

**Key Words :** 4-stroke engine, Miller cycle, Late miller, Early miller, 2-stage turbo-charging

### 1. 서 론

밀러 사이클은 4행정 기관의 흡입밸브 닫힘 시기(IVC)를 BDC로 부터 멀리하여 압축비를 줄임으로써 물리적 형상에

의해 저압축 고펡창의 아트킨슨 사이클을 실용화한 사이클이다. 밀러 사이클은 NOx의 저감과 연료소비율 개선이 동시에 가능하다는 점(밀러 효과)에서 최근에 개발되고 있는 디젤엔진에 매우 활발하게 채택되고 있다. 밀러 사이클의 구현 방법은 흡입 밸브를 BDC 이전에 닫는 Early 밀러 방식과 BDC 이후에 닫는 Late 밀러 방식으로 나눌 수 있다.

Wei(2019)는 Otto cycle 엔진에 중부하이상의 영역에 Early

\* First Author : jeapo@naver.com, 031-685-7571

† Corresponding Author : woongengine@kmou.ac.kr, 051-410-4571

밀러 방식을 적용하여 15% 이상의 NOx 감소효과가 있음을 보고하였다. Wang et al.(2005), Wang et al.(2007)은 실험과 시뮬레이션을 통하여 Late 밀러를 Otto cycle 엔진에 적용하여 4.4~17.5%의 NOx를 감소효과에 관한 실험 결과를 발표하였다.

저속에서는 체적효율의 증가를 피할 수 있는 Late 밀러가 유리한 반면, 중속, 고속에서는 IVC 이후 BDC 까지의 피스톤 하강 과정의 흡기 팽창에 따른 피스톤 내부 온도 감소 효과가 증가하는 Early 밀러가 유리하다. 반면 Late 밀러는 BDC에서 IVC 까지의 피스톤 상승 과정에서 유입 공기의 압축에 따른 Tcomp 상승, 가열된 역류 공기의 다음 사이클에서의 유입, 펌핑로스의 증가에 의해 밀러 효과가 감소하기 때문에 불리하다(Back et al., 2017a). 따라서 Early 밀러와 Late 밀러의 효과를 고려하여 운전 조건에 적합한 밀러 구현 방법을 채택할 필요가 있으며 각각의 밀러 적용 방법을 통해 밀러 효과를 극대화할 필요가 있다.

밀러사이클은 디젤사이클에 비하여 저압축 사이클이기 때문에 압축압력이 낮아 평균유효압력이 감소하므로 이를 보상하기 위하여 고과급 시스템의 적용이 필수적이다. 이 때문에 4행정 디젤엔진에서는 2단과급과 함께 밀러사이클을 동시 적용하여 그 효과를 극대화 시키고 있다(Kesgin, 2005).

본 연구에서는 2단 과급 시스템의 적용과 및 밸브 오버랩 (valve overlap)의 감소를 통해 밀러 효과를 강화하는 과정과 밸브 조정 기구를 통한 밸브 조건의 변화가 밀러 효과에 미치는 영향을 고찰하였다.

## 2. 2단 과급시스템의 성능 인자 영향

2장에서는 2단 과급 시스템을 통해 극대화된 밀러 사이클 (extreme Miller cycle)을 적용하는 과정과 밸브 오버랩 감소를 통해 배기 에너지를 증가시킴으로써 2단 과급 성능을 개선하고 이를 통해 밀러 효과(연료소비율과 Tmax의 동시 감소)를 강화하는 과정을 설명하였다.

고압용 과급기와 저압용 과급기, 중간 냉각기(inter-cooler)로 구성된 2단 과급 시스템은 밀러 사이클에 요구되는 고과급을 실현시킬 수 있는 방법으로, 10 bar 이상의 매우 높은 급기 압력과 약 75%의 과급효율을 얻을 수 있으며(Codan et al., 2010; Bahr et al., 2013) 이를 통해 약 70% 이상의 NOx 저감과 9% 이상의 연비 개선이 가능하다고 예측된다(Wik and Hallback, 2007; Reiko et al., 2010; Klaous Wirth, 2009). Fig. 1에서 고압 터빈과 압축기, 저압 터빈과 압축기, 2개의 냉각기로 구성된 2단 과급 시스템을 보인다. 흡입공기는 0→1→2→3→4 점을 지나 엔진으로 유입되며 배기가스는 5→6→7의 순서로 외부로 배출된다.

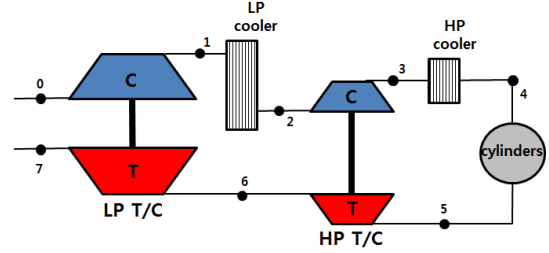


Fig. 1. Configuration of 2 stage turbocharger.

### 2.1 2단 과급 시스템 구성을 위한 이론식

저압 압축기와 고압 압축기의 일( $W_{ca LP}$ ,  $W_{ca HP}$ )은 식(1)과 (2)와 같으며, 압축기 출구 온도( $T_1$ ,  $T_3$ )를 식(3)과 (4)와 같이 구할 수 있다.

$$W_{ca LP} = m_a \cdot C_{p,C} \cdot T_0 \cdot \left( \frac{\pi_c^{LP \frac{\kappa_{air}-1}{\kappa_{air}}}}{\eta_{cLP}} - 1 \right) \quad (1)$$

$$W_{ca HP} = m_a \cdot C_{p,C} \cdot T_2 \cdot \left( \frac{\pi_c^{HP \frac{\kappa_{air}-1}{\kappa_{air}}}}{\eta_{cHP}} - 1 \right) \quad (2)$$

$$T_1 = T_0 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{cLP}} \left( \pi_c^{LP \frac{\kappa_{air}-1}{\kappa_{air}}} - 1 \right) \right\} \quad (3)$$

$$T_3 = T_2 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{cHP}} \left( \pi_c^{HP \frac{\kappa_{air}-1}{\kappa_{air}}} - 1 \right) \right\} \quad (4)$$

여기서,  $\kappa_{air}$  : 공기 비열비,  $\eta_c$  : 압축기 효율,

$\pi_c$  : 압력비

중간 냉각기의 온도 효율( $\eta_{ic}$ )과 냉각수 온도( $T_{dnt}$ )로부터  $T_2$  를 유도하면 식(5)와 같다.

$$T_2 = T_1 (1 - \eta_{ic}) + \eta_{ic} \cdot T_{dnt} \quad (5)$$

식(1)과 (2)와 같은 방법으로 저압 터빈과 고압 터빈의 일( $W_{Ta LP}$ ,  $W_{Ta HP}$ )을 구할 수 있으며  $T_6$  는 식(6)과 같이  $T_5$ 에 대하여 정리된다.

$$T_6 = T_5 \left\{ 1 - \eta_t HP (1 - \pi_t HP^{\frac{1-\kappa_{gas}}{\kappa_{gas}}}) \right\} \quad (6)$$

## 2단 과급시스템의 성능 인자 영향과 밀러 효과 극대화에 관한 연구

식(1)~(6)을 정리하여 저압 과급기와 고압 과급기의 압력비에 관한 식을 구하면 식(7), 식(8)과 같다.

$$\pi_{cLP} = \left[ \Gamma (\eta_{cLP} B_{tLP} (1 - B_{tHP})) + 1 \right]^{\frac{\kappa_{air}}{\kappa_{air} - 1}} \quad (7)$$

$$\pi_{cHP} = \left[ \Gamma \frac{\eta_{cHP} B_{tHP}}{\left\{ (1 + A_{cLP})(1 - \eta_{ic}) + \eta_{ic} \frac{T_{clnt}}{T_0} \right\}} + 1 \right]^{\frac{\kappa_{air}}{\kappa_{air} - 1}} \quad (8)$$

여기서,  $A_c$ ,  $B_t$ ,  $T$ 는 다음과 같다.

$$A_c = \frac{\pi_c^{\frac{\kappa_{air} - 1}{\kappa_{air}}}}{\eta_c}, \quad B_t = \eta_t (1 - \pi_t^{\frac{1 - \kappa_{gas}}{\kappa_{gas}}}), \quad \Gamma = \frac{C_{p,T} T_5}{C_{p,C} T_0} \left( 1 + \frac{m_f}{m_a} \right)$$

$\kappa_{gas}$  : 가스 비열비,  $\eta_t$  : 터빈 효율,  $\pi_t$  : 팽창비

### 2.2 저압단과 고압단의 압력비 배분

압축기와 터빈의 효율( $\eta_{cHP}$ ,  $\eta_{cLP}$ ,  $\eta_{tHP}$ ,  $\eta_{tLP}$ ), 중간 냉각기의 온도 효율( $\eta_{ic}$ )과 냉각수 온도( $T_{clnt}$ )가 고정된 조건에서 엔진에서 배출되는 배기 압력( $P_5$ )과 온도( $T_5$ )를 알면 저압 과급기의 압력비( $\pi_{cLP}$ )와 고압 과급기의 압력비( $\pi_{cHP}$ )를 계산 가능하고 두 압력비의 곱을 통해 2단 과급 시스템이 달성 가능한 전체 시스템의 압력비( $\pi$ )를 계산할 수 있다.

중간 냉각기의 온도 효율이 100%, 냉각수 온도를 대기온도로 가정하여 계산하면 저압측과 고압측에 동일한 압력비로 배분( $\pi_{cLP}/\pi_{cHP} = 1$ )될 때, 가장 높은 전체 압력비가 달성된다. 즉, 2단 과급 시스템에서 최고 효율과 최고 압력비가 달성되는 조건은 저압측과 고압측에 동일한 압력비( $\pi_{cLP} = \pi_{cHP} = \sqrt{\pi}$ )를 부가할 때이며, 이 조건은 고압 압축기 입구 온도와 저압 압축기 입구 온도가 같고 과급기 효율이 서로 같을 때 가능하다. 그러나 현실적으로 고압 압축기 입구 온도는 저압 압축기 입구 온도보다 높기 때문에 저압측과 고압측의 압력비 배분을 같게 할 수 없다(Codan et al., 2010).

Fig. 2는 같은 효율[65% ( $\eta_t = 83\%$ ,  $\eta_c = 78\%$ )]의 과급기 2대와 90%의 온도효율( $\eta_{ic}$ )과 310 K의 냉각수 온도 조건을 갖는 중간냉각기(intercooler)를 이용하여 2단 과급 시스템을 구성하였을 때, 식(7), 식(8)을 통해 2단 과급 시스템의 압력비 배분에 따른 전체 압력비( $\pi$ )와 엔진 입구 온도( $T_4$ )의 변화를 압력비의 비( $\pi_{cLP}/\pi_{cHP}$ )에 따라 나타낸다. 계산에 사용된

데이터는 Table 1의 HIMSEN 32/40 디젤엔진을 대상으로 하여 100% 부하, 720 rpm에서 엔진의 터빈 입구 압력( $P_{T1}$ )와 온도( $T_{T1}$ ), 유입 공기량( $m_a$ )를 사용하였다.

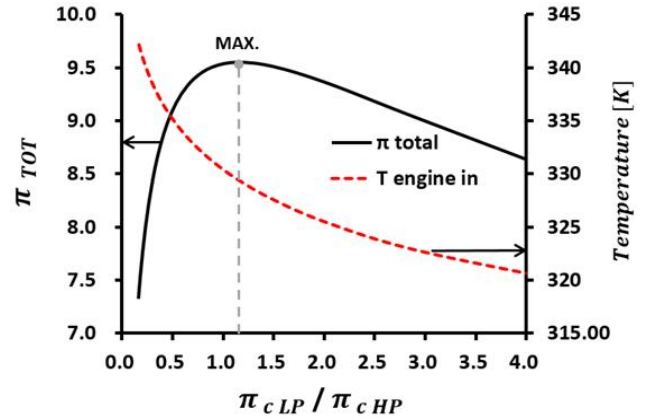


Fig. 2. Total pressure ratio & compressor outlet temperature by pressure partition.

Table 1. Specification of model engine

Item	Specification
Model Name	HIMSEN 12V 32/40
Engine Type	4-stroke, V-type
Cylinder bore / Stroke	320 mm / 400 mm
Power / Speed	6,120 kW / 720 rpm
Compression Ratio / Vee	15 / 50°
IO-IC / EO-EC	312-536 / 119-418 (°CA)

주어진 조건에서 2단 과급을 구성하여 달성 가능한 전체 압력비( $\pi$ )는 저압측에 높은 압력비가 배분될수록 증가하다가 다시 감소하여 압력비의 비( $\pi_{cLP}/\pi_{cHP}$ )가 1.13 ( $\pi_{cLP} = 3.3$ ,  $\pi_{cHP} = 2.9$ )인 조건에서 최대 압력비( $\pi = 9.6$ )와 최대 과급 효율( $\eta_{ic} = 75\%$ )이 달성된다. 압축기 출구 온도( $T_4$ )는 저압측에 높은 압력비가 배분될수록 점점 낮아진다.

엔진의 성능에 크게 관계되는 엔진 입구 조건(Fig. 1의 점 4)을 Fig. 2에서 계산된 압력비( $\pi$ )와 과급 온도로 할 때, 전체 압력비가 가장 높게 달성되는 압력비의 비( $\pi_{cLP}/\pi_{cHP} = 1.13$ )에서 엔진의 체적효율이 가장 높게 되고 이에 따라 엔진의 연료소비율과 연소 최고 온도( $T_{max}$ )가 가장 낮게 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 3은 동일한 조건에서 압력비의 비에 따른 터빈 유효

면적( $S_{eff}$ )의 변화를 나타낸다. 저압측 압력비가 증가할수록 저압 터빈의 유효면적은 감소하나 고압 터빈의 유효면적은 거의 전 범위에서 일정하게 나타나며 전체 터빈 유효면적은 압력비의 비( $\pi_{cLP}/\pi_{cHP}$ )가 1.0 이상인 범위에서는 큰 변화가 없다. 따라서 엔진의 성능과 과급 시스템의 전체 크기를 함께 고려할 때, 2단 과급 시스템을 구성하는 저압 과급기와 고압 과급기의 압력비는 시스템을 통해 달성되는 전체 압력비가 가장 높게 나타나는 압력비의 비( $\pi_{cLP}/\pi_{cHP} = 1.13$ )로 배분될 필요가 있다고 판단된다.

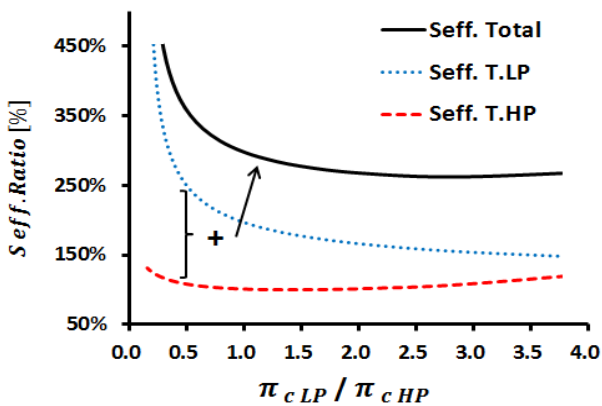


Fig. 3. Change of Seff. turbine by pressure partition.

그 외에도 저압 과급기의 효율이 고압 과급기의 효율 보다 높을수록( $\eta_{tcLP} > \eta_{tcHP}$ ), 전체 압력비( $\pi$ )의 최대값 달성에 유리하다. 또한 중간냉각기의 온도효율의 변화는 전체 압력비의 최대값이 달성되는 과급기 간의 압력 배분비에 영향을 미치지 않으나 냉각수 온도의 경우, 온도가 증가할수록 저압측에 더 높은 압력비를 부가하여야 최적 성능이 유지된다.

### 3. 고과급 밀러사이클의 적용

3장은 HiMSEN 3240 디젤엔진에 밀러 사이클과 2단 과급 시스템을 매칭시킨 고과급 밀러사이클에 대하여 고찰한 결과에 대한 내용이다.

4행정엔진의 성능 예측 프로그램(Choi., 1989)을 통해 계산되는 엔진 출구 조건( $P_5, T_5$ )과 엔진 측 유입공기량( $m_a$ )은 2단 과급 시스템의 과급 압력 계산을 위한 초기조건으로 입력된다. 2단 과급 시스템에 의해 달성되는 과급 압력과 온도( $P_4, T_4$ )는 다시 성능 예측 프로그램의 입구 조건으로 입력되고 흡입 밸브의 닫힘 시기(IVC)는 변경된 과급 조건에서 적

용 가능한 밀러 사이클의 IVC 까지 지연(Late 밀러) 또는 앞당겨진다(Early 밀러). 변경된 과급 조건( $P_4, T_4$ )과 IVC 변경에 의해 엔진 측에서 새롭게 계산된 엔진 출구 조건( $P_5', T_5'$ )과 유입공기량( $m_a'$ )은 다시 2단 과급 시스템에 입력된다. 이 과정을 반복 계산하여 엔진에 요구되는 과급압력이 2단 과급 시스템이 공급하는 과급압력이 더 이상 변화되지 않고 수렴될 때, ( $\Delta P_4 \leq 0.01$ ) 계산을 종료하였다. 계산은 연료분사량( $m_f$  일정)이 일정한 조건에서 수행하였다.

Table 2는 위 과정을 통해 대상 엔진에 2단 과급을 함께 적용하여 극대화된 밀러 사이클을 실현하였을 때, 밀러 사이클의 성능 변화를 기존 대상엔진의 성능과 비교하여 나타내며 Fig. 4는 극대화된 Early 밀러 사이클과 Late 밀러 사이클의 실린더 압력 변화를 나타낸다.

Table 2. Improvement of Miller effect using 2 stage T/C

	IVC 535°C (reference)	IVC 475°C (Early Miller)		IVC 676°C (Late Miller)	
P boost [bar]	4.55 (1-stage)	8.79 (2-stage)	>	8.76 (2-stage)	
$\eta_c$ [%]	272	462	<	484	
Pmi [bar]	27.1	28.8	<	28.9	
SFOC [g/kWh]	192.0	180.9	>	180.2	
Tcomp [K]	1,150	903	>	886	
Tmax [K]	1,938	1,653	>	1,520	

$$\eta_{T/C LP} = 65\%, \eta_{T/CHP} = 65\%, \eta_{ic} = 90\%, T_{dnt} = 310 K$$

2단 과급 시스템과 Early 밀러를 매칭 시킬 경우, 과급 압력이 약 4.3 bar 상승되고 이에 따라 IVC를 최대 475°C까지 앞당길 수 있다. 그 결과, 연료소비율이 10.9 g/kWh 감소하고 Tmax는 285 K 감소한다. 2단 과급 시스템을 Late 밀러에 매칭 시킬 경우, 과급 압력이 4.2 bar 상승하고 이에 따라 IVC를 최대 676°C까지 지연시킬 수 있다. 그 결과, 연료소비율이 11.8 g/kWh 감소하고 Tmax는 418 K 감소된다.

Early 밀러에 비해 Late Miller의 연료소비율이 더 감소한 것은 밸브 유효 통과 면적 증가에 따른 체적효율( $\eta_c$ )의 증가와 밀러 각도(Fig. 4의 밀러 CA: BDC~IVC)에서의 펌핑로스 감소(Baek et al., 2017b)에 기인하고, Tmax가 감소한 것은 증가된 밸브 유효 통과 면적에 의한 밀러 각도에서의 실린더 온도 상승 둔화 및 밀러 각도와 체적효율의 증가에 기인한다.

2단 과급시스템의 성능 인자 영향과 밀러 효과 극대화에 관한 연구

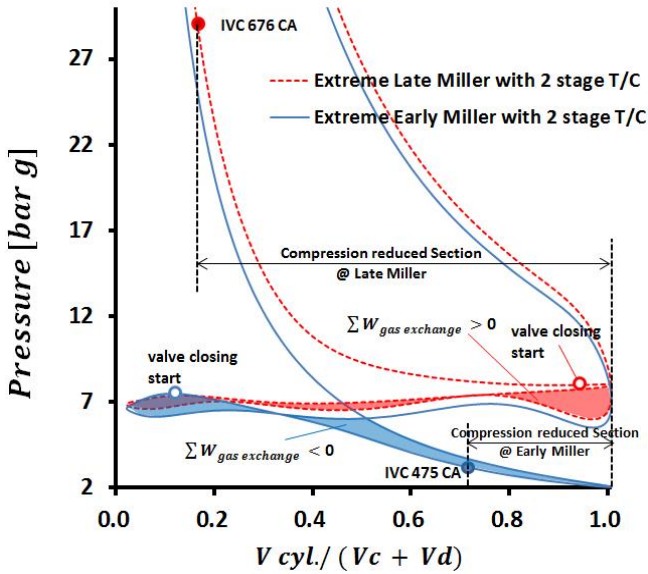


Fig. 4. P-V diagram of extreme Miller cycle with 2 stage turbo-charging.

4. 밸브 조정 기구를 이용한 밀러 효과 극대화

4장에서 IVC 조정 외에 IVO 조정을 통한 밸브 오버랩 (overlap) 변화, 리프트 조정, 밸브 면적 조정 등 밸브 조정 기구를 이용하는 방법이 밀러 효과에 미치는 영향을 고찰하였다.

4.1 밸브 오버랩 기간 조정에 의한 밀러 효과

Fig. 5은 2장에서 2단 과급 시스템과 매칭 시킨 Late 밀러의 밸브 타이밍(IVO 312°CA~IVC 677°CA) 조건에서 IVO를 10°CA 씩 지연시켜 밸브 오버랩을 변화시킨 밸브 조건을 나타낸다.

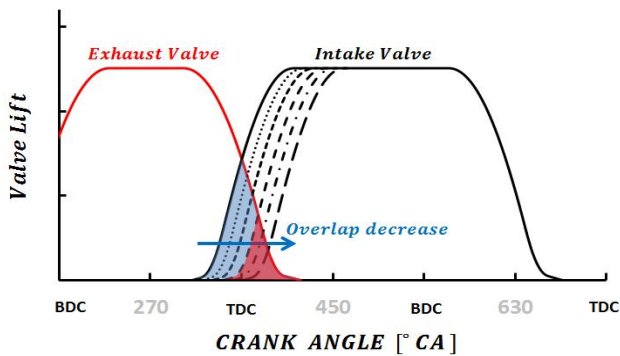


Fig. 5. Change of valve overlap period.

2장에서 2단 과급 시스템과 매칭된 Early 밀러(IVC 475°CA), Late 밀러(IVC 676°CA)의 밸브 타이밍에서 위와 같은 방법으로 밸브 오버랩을 감소시킨 후 엔진 입구 조건  $[P_{boost}(i), T_{boost}(i)]$ 을 계산의 초기값으로 하고 엔진의 흡입 밸브 열림 시기를 Fig. 5와 같이 10°CA 씩 지연시켰다. 변경된 밸브 타이밍에 의해 터빈 입구 조건  $[P_{TI}(i), T_{TI}(i)]$ 이 변경되고 2단 과급 시스템에 의해 새로운 과급 조건  $[P_{boost}(i+1), T_{boost}(i+1)]$ 이 다시 계산된다. 새로운 과급 조건에 의해 엔진 축 성능이 다시 계산되고 터빈 입구 조건  $[P_{TI}(i+1), T_{TI}(i+1)]$ 이 다시 계산된다. 이 계산 과정을 반복하여 엔진 입구 조건  $(P_{boost}, T_{boost})$ 이 수렴될 때 계산을 종료하였다.

Fig. 6과 Fig. 7은 오버랩 변경 시 Early 밀러와 Late 밀러의 성능 변화를 각각 나타낸다.

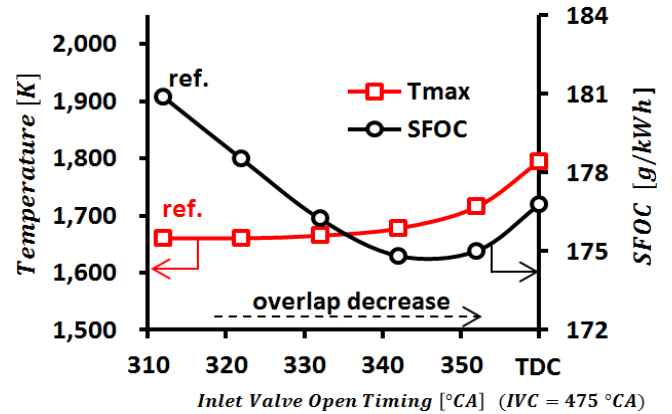


Fig. 6. Change of Miller effect of early Miller according to valve overlap variation.

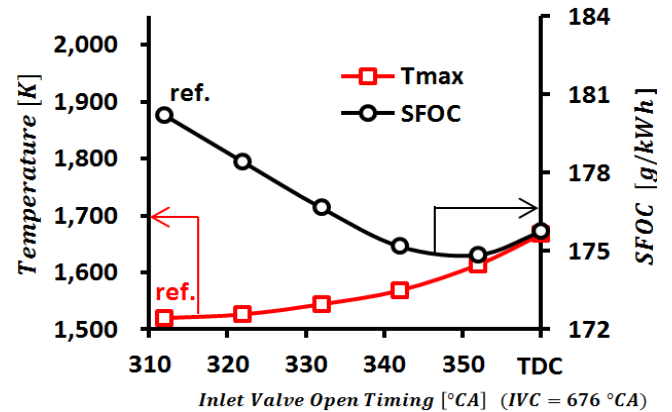


Fig. 7. Change of Miller effect of late Miller according to valve overlap variation.



Early 밀러와 Late 밀러에서 오버랩이 감소할수록 터빈 입구 압력은 감소하지만 터빈 입구 온도가 증가하면서 2단 과급 시스템을 통해 달성되는 과급 압력이 증가한다. 이에 따라 IVO가 350°C 부근까지 지연될 경우, 밀러 사이클의 펌핑 로스(pumping loss)가 감소하면서 연료소비율은 큰 폭(최대 -6.5 g/kWh)으로 감소한다. 반면, 줄어든 오버랩에 의해 소기 효율이 감소하면서 잔류 가스 농도가 증가하기 때문에 Tmax는 오히려 상승한다.

Fig. 8은 엔진의 밸브 오버랩 기간은 동일하게 유지하면서 오버랩 시기를 뒤로 지연시킨 밸브 조건을 나타낸다. 오버랩 기간의 변경 효과를 고찰한 방법과 동일한 방법을 이용하여 2장에서 2단 과급과 매칭된 Early 밀러(IVC 475°C)와 Late 밀러(IVC 676°C)에 대하여 10°C씩 오버랩 시기를 지연시켰을 때의 성능 변화를 Fig. 9와 Fig. 10에 나타낸다.

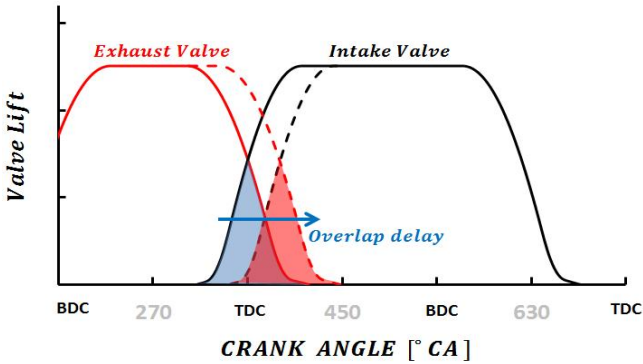


Fig. 8. Change of valve overlap timing.

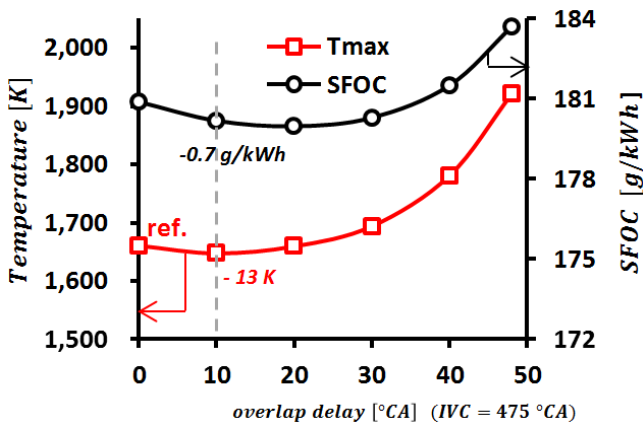


Fig. 9. Change of Miller effect of early Miller according to valve overlap timing delay.

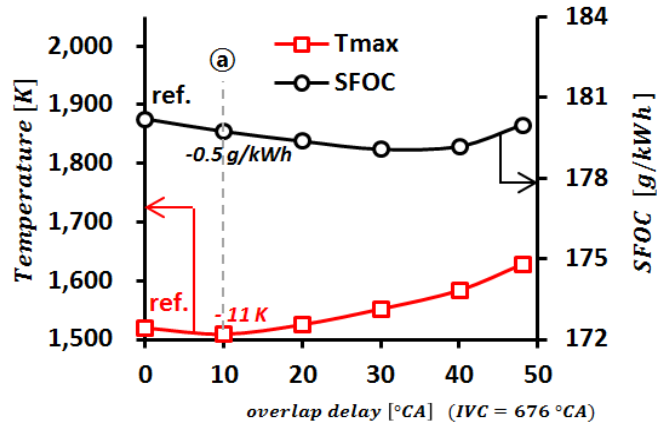


Fig. 10. Change of Miller effect of late Miller according to valve overlap timing delay.

밸브 오버랩 기간을 유지하면서 오버랩 시기를 10°C 지연시킨 조건에서 Early 밀러와 Late 밀러 모두 Tmax와 연료 소비율이 동시에 감소하여 밀러 효과가 강화됨을 알 수 있다. 밀러 효과의 강화는 오버랩 시기의 지연(10°C)으로 배기과정 상 배기밸브의 유효통과면적이 증가되어 소기효율이 개선되어 잔류가스가 감소하고, 피스톤 상승과정에서 펌핑로스가 감소한데 기인한다. Early 밀러와 Late 밀러 두 조건에서 체적효율이 개선된 것으로 볼 때, 대상엔진 조건에서 극대화된 밀러사이클의 밸브 오버랩은 TDC 이후에 최적화 된다고 판단된다.

#### 4.2 밸브 리프트 조절에 의한 밀러 효과

Early 밀러와 달리 Late 밀러는 밀러 각도의 증가량만큼 밸브 개폐 간 시간 간격이 길어지기 때문에 밸브의 개폐 속도 증가 없이도 밸브 리프트를 상승시킬 수 있다. Fig. 11은 Late 밀러의 밸브 오버랩 타이밍을 10°C 지연시킨 조건(Fig. 10의 ①)에서 밸브 리프트를 엔진의 상사점 간극(top clearance)에 가깝게 증가시켰을 때의 밸브 조건을 나타내며 Fig. 12는 이때의 밀러 효과 변화를 나타낸다.

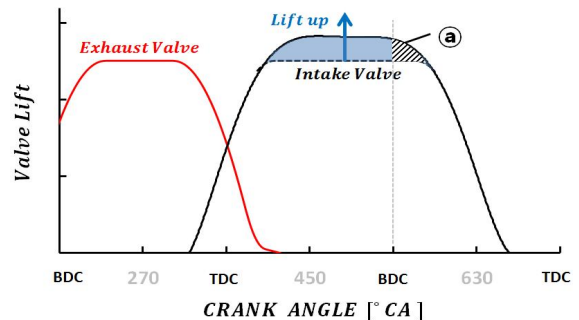


Fig. 11. Change of intake valve lift.

## 2단 과급시스템의 성능 인자 영향과 밀러 효과 극대화에 관한 연구

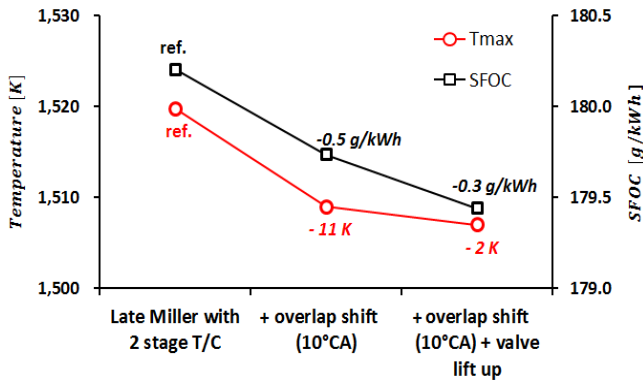


Fig. 12. Improvement of Miller effect by intake valve lift increasing.

엔진에 2단 과급 시스템을 매칭 시킨 Late 밀러(Fig. 12의 ref.) (과급-밀러 극대화)에 대하여 밸브 오버랩 타이밍을 10°CA 지연(오버랩 최적화) 시킨 후, 추가로 흡입 밸브의 리프트를 증가시킬 경우, 연료소비율은 ref. 대비 0.8 g/kWh 감소하고 Tmax 또한 감소하는 추세를 보여 밀러 효과가 강화됨을 알 수 있다. 밀러 효과의 강화는 BDC에서 IVC까지의 구간에서 흡입 밸브 유효 통과 면적의 증가(Fig. 11의 면적 ㉔)에 따른 압축일의 감소와 증가된 체적에 따른 실린더 냉각효과에 기인한다(Galindo et al., 2010; Choi, 1989).

## 5. 결론

이상의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

이상적인 중간 냉각 조건에서 최적의 압력비 배분은 고압 과급기와 저압 과급기에 동일한 압력비를 배분하는 것이나 실제 운전 조건에서는 저압측에 높은 압력비를 배분하고 과급 효율을 높게 유지하는 것이 2단 과급 시스템의 고과급 달성에 유리하다.

대상엔진에 2단 과급 시스템을 적용하면 흡입 밸브 닫힘 시기를 IVC 500°CA까지 앞당길 수 있으며 높은 과급 압력과 강화된 밀러 사이클에 의해 연료소비율이 -1.8 g/kWh 감소하고 NOx 생성에 관계되는 연소 최고 온도(Tmax)는 293 K 감소한다.

밸브 오버랩 감소(~ IVO 350°CA) 시, 터빈 입구 온도 증가에 따라 2단 과급을 통해 달성 가능한 압력비가 증가하고 이에 따라 엔진의 연료소비율이 약 2.2 g/kWh 감소한다.

Late 밀러에서 흡입 밸브의 리프트의 증가는 연료소비율을 0.4 g/kWh, Tmax를 4 K 감소시키며 밸브 면적 조정 기구를 이용하여 흡기 밸브 면적을 증가시킬 경우, 연료소비율을 1.1 g/kWh, Tmax를 13 K 감소시켜 밀러 효과를 극대화시킬 수 있다.

Early 밀러에 대해서는 밸브 리프트를 증가시키기 어려우며 밸브 면적 조정 기구를 이용한 흡기 밸브 면적의 증가는 효과가 없다.

## References

- [1] Baek, H. M., J. W. Lee, K. S. Jeong, and J. S. Choi(2017a), Theoretical investigation for characteristics of Miller cycle, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 41, No. 6, pp. 507-513.
- [2] Baek, H. M., J. W. Lee, K. S. Jeong, and J. S. Choi(2017b), A study of performance prediction of V type diesel engines, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 41, No. 6, pp. 501-506.
- [3] Bahr, T., M. Kahi, A. Reichi, and M. Hubacher(2013), Second generation of two stage turbo charging Power 2 systems for medium speed gas and diesel engines, CIMAC, Paper No. 134.
- [4] Choi, J. S.(1989), Developing a Computer Program for Simulation of 4 Cycle Diesel Engine Including Intake & Exhaust System, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 31, No. 3, pp. 250-257.
- [5] Codan, E., C. Mathey, and A. Retting(2010), 2 stage turbocharging - flexibility for engine optimization, CIMAC, Paper No. 293.
- [6] Galindo, J., J. R. Serrano, H. Climent, and O. Varnier(2010), Impact of two-stage turbocharging architectures on pumping losses of automotive engines based on an analytical model, Energy Conversion and Management, Vol. 51, No. 10, pp. 1958-1969.
- [7] Kesgin, U.(2005), Efficiency improvement and NOx emission reduction potentials of two-stage turbocharged Miller cycle for stationary natural gas engines, International Journal of Energy Research, Vol. 29, pp. 189-216.
- [8] Klaus Wirth(2009), Emission reduction tech., Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG.
- [9] Reiko, T., B. Hallback, and A. Hjort(2010), Design and first application of 2 stage turbocharging system for medium speed diesel engine, CIMAC, Paper No. 82.
- [10] Wang, Y., L. Lin, A. P. Orskilly, S. Zeng, J. Huang, Y. He, X. Huang, H. Huang, H. Wei, S. Li, and J. Yang(2007), An analytic study of applying Miller cycle to reduce NOx emission from petrol engine, Journal of Applied thermal Engineering, Vol. 27, pp. 1779-1789.

- [11] Wang, Y., S. Zeng, J. Huang, Y. He, X. Huang, L. Lin, and S. Li(2005), Experimental investigation of applying miller cycle to reduce NOx emission from diesel engine, Journal of Power Energy, Vol. 219, No. 8, pp. 631-638.
- [12] Wei, S., X. Zhao, X. Liu, X. Qu, C. He, and X. Leng(2019), Research on effects of early intake valve closure (EIVC) miller cycle on combustion and emissions of marine diesel engines at medium and low loads, Journal of Energy, Vol. 173, pp. 45-58.
- [13] Wik, C. and B. Hallback(2007), Utilization of 2 stage turbocharging as an emission reduction mean on a wartsila 4 stroke medium engine, CIMAC, Paper No. 101

---

Received : 2019. 11. 04.

Revised : 2019. 11. 18.

Accepted : 2019. 12. 27.