

## 밀러 사이클의 이론적 고찰

백현민<sup>1</sup> · 이지웅<sup>2</sup> · 정균식<sup>3</sup> · 최재성<sup>†</sup>

(Received March 3, 2017 ; Revised May 8, 2017 ; Accepted July 4, 2017)

### Theoretical investigation of Miller cycle characteristics

Hyun-Min Baek<sup>1</sup> · Ji-Woong Lee<sup>2</sup> · Kyun-Sik Jeong<sup>3</sup> · Jae-Sung Choi<sup>†</sup>

**요약:** 열효율의 저하를 동반하는 배기 재순환(EGR, Exhaust Gas Recirculation), 선택적 촉매 환원 (SCR, Selective Catalytic Reduction) 등의 에미션(emission) 저감 방법과 달리 밀러(Miller) 사이클은 부가적인 장치 없이 에미션 저감과 열효율의 향상(밀러 효과)을 동시에 가능하게 한다는 점에서 주목을 받고 있다. 본 연구에서는 밀러 사이클에 대한 이론적 고찰을 통해 밀러 적용에 따른 열효율의 변화와 그에 따른 과급의 필요성을 도출하고, 과급 효율과 온도 효율이 밀러 효과에 미치는 영향을 검토하였다. 또한 실제 사이클에서 밀러 적용 방법(Early Miller, Late Miller)에 따라 나타나는 밀러 효과의 차이를 비교하고 설계 인자의 영향을 고찰하여 실용성을 높일 수 있는 방안을 검토하였다. 흡입 밸브 닫힘 시기 조절을 통해 아트킨슨(Atkinson) 사이클을 실용화한 밀러 사이클을 적용하기 위해서는 열효율을 보상하기 위한 과급과 압축 초기 온도의 감소를 위한 중간 냉각이 필수적으로 요구된다. 이 때, 과급 효율, 온도 효율의 향상은 밀러 사이클의 효용성을 증가시킨다. 실제 사이클에서는 밸브 개방 면적에 따른 영향, 충전 공기 팽창에 의한 냉각, 충전 공기의 역류 등의 영향에 따라 Early Miller와 Late Miller의 효과에 차이가 있다는 것을 분명히 하였다. 엔진의 회전 속도에 따른 성능도 고찰되었다.

**주제어:** 밀러 사이클, 밀러 효과, 과급, 중간 냉각, 밸브 조기 닫힘 밀러 & 밸브 지연 닫힘 밀러, 회전 속도

**Abstract:** De-NOx techniques such as Selective Catalytic Reduction(SCR), Exhaust Gas Recirculation(EGR) are known to decrease the thermal efficiency of engines. The Miller cycle has received attention for its role in emission reduction and thermal efficiency improvement without the use of any additional devices. This paper is devoted to the theoretical study of the Miller cycle. Miller effects with turbo-charging and intercooling are considered. In addition, for the application of the Miller cycle to real-world cycle, the difference between Early Miller and Late Miller is examined. Further, the effect of engine speed is investigated for the improvement of the Miller cycle functionality. The Miller cycle is a practical realization of the Atkinson cycle and various inlet valve close timing is used to adjust the effective compression ratio. IN addition, turbo-charging is required to compensate for the loss of thermal efficiency, followed by intercooling to chill the air. The improvement of turbo-charging efficiency and effectiveness of intercooler increases the utility of the Miller cycle. Early Miller and Late Miller have varying characteristics owing to the influence of the valve area, expansion of charged air, and the back flow of air, on a real-world cycle. The practicability of using Early Miller or Late Miller depending on the engine speed is investigated.

**Keywords:** Miller cycle, Miller effect, Turbo-charging, Intercooling, Early and Late Miller, Engine speed

### Nomenclature

$\kappa$	ratio of specific heat
$\beta$	cut off ratio
$\epsilon_c$	compression ratio
$\epsilon_{ex}$	expansion ratio
$\eta_t$	turbine efficiency
$\eta_c$	compressor efficiency
$\eta_m$	mechanical efficiency

### 1. 서론

저 압축 고 팽창 기관은 1885년 James Atkinson에 의해 개발된 아트킨슨 사이클의 차동 기관이 그 효시라 할 수 있다. 그러나 그 당시에는 링크 기구의 복잡화와 고장의 발생에 따른 신뢰성과 경제성의 부족 및 고속 회전 불가 등으로 실용화가 어려웠다[1]. 이러한 아트킨슨 사이클을 현실화하는 하나의 방법으로서 1947년 미국의 RH. Miller가

† Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8274-3471>): Division of Maritime Engineering, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 49112, Korea, E-mail: jschoi@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4262

1 R.O.K Navy Headquarters, E-mail: jeapo2812@naver.com, Tel: 051-410-4262

2 Offshore training team, Korea Institute of Maritime and Fisheries Technology, E-mail: woongengine@gmail.com, Tel: 051-620-5814

3 Ship Training Center, Korea Maritime and Ocean university, E-mail: vikings99@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4477

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

제안한 밀러 사이클(Miller cycle)은 기존 엔진 구조를 유지하면서 흡기밸브의 닫힘시기(IVC)만을 변화시켜 저 압축고 팽창 기관을 실현시킬 수 있다[2].

배기가스 규제의 강화로 EGR, SCR 등이 주요 해결 방안으로 제시되고 있으나, 이들 방안은 열효율의 저하를 동반한다[3]. 그러나 밀러 사이클은 열효율의 저하 없이 에미션만을 감소시킬 수 있다는 점에서 주목을 받고 있으며, 과급압력과 효율의 한계로 인해 제한되었던 밀러 사이클의 효용성 또한 2단 과급과 같은 고과급 기술에 의해 증가하고 있다[4][5].

본 연구에서는 밀러 사이클의 특징을 이론적으로 고찰하였다. 또한 시뮬레이션 기법을 통해 설계 인자의 영향을 고찰하여 실용성을 높일 수 있는 방안을 검토하였다.

## 2. 밀러 사이클의 이론열효율

Figure 1은 아트킨슨 사이클과 밀러 사이클의 P-V 선도를 비교하여 나타낸다. 아트킨슨 사이클(Figure 1의 1-2-3-4-5-6-1)은 디젤 사이클과 비교하였을 때 고팽창 사이클로, 디젤 사이클(Figure 1의 1-2-3-4-1)과 동일한 압축비( $V_1/V_2$ ) 조건에서 팽창비( $\epsilon_c$ , expansion ratio =  $V_5/V_2$ )를 증가시켜 팽창 행정에서 추가적인 일(Figure 1의 4-5-6-1-4)을 얻음으로써 열효율이 향상된다. 이 때, 열은 2-3 과정에서 유입되며 5-6, 6-1의 2개 과정에서 유출된다. 이 과정을 정리하여 아트킨슨 사이클의 이론 열효율을 나타내면 식 (1)과 같다[6].

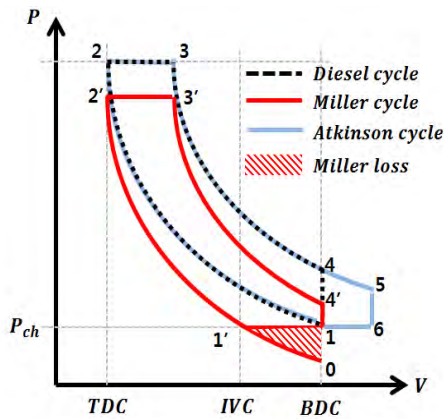


Figure 1: Comparison between Miller cycle and Atkinson cycle

$$\eta_{th, Atk} = \frac{1 - (Q_{5-6} + Q_{6-1})}{Q_{2-3}}$$

$$= 1 - \frac{\beta^\kappa \left(\frac{\epsilon_{ex}}{\epsilon_c}\right)^{1-\kappa} - (1-\kappa) \left(\frac{\epsilon_{ex}}{\epsilon_c}\right) - \kappa}{\kappa \cdot \epsilon_c^{\kappa-1} (\beta - 1)} \quad (1)$$

팽창비의 한계는 팽창 종료 압력( $P_5$ )이 배기 시작 압력( $P_1$ )과 같아질 때까지 팽창할 때이며 이 조건에서 팽창비는 식 (2)와 같다.

$$\epsilon_{ex, Atk, Max.} = \epsilon_c \cdot \beta \quad (2)$$

Figure 2는 식 (1)을 통해 구한 아트킨슨 사이클의 이론열효율 변화를 나타낸다. 압축비가 각각 10, 15, 20으로 유지되는 조건에서 팽창비를 점차 증가(I→II→III)시키면 이론열효율은 향상되고 동일한 팽창비를 갖는 조건에서 압축비가 감소(A→B→C)할수록 열효율이 저하된다.

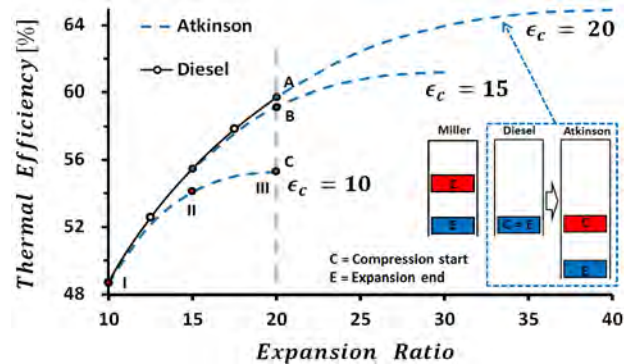


Figure 2: Thermal efficiency of Atkinson cycle

압축비를 고정하고 팽창비를 증가시키는 아트킨슨 사이클의 경우, 열효율이 증가되기 위해서는 실린더 길이의 증가가 필요하기 때문에 그 적용에 한계가 있다. 밀러사이클(Figure 1의 1-1'-2'-3'-4'-1)은 흡입 밸브의 닫힘 시기(IVC) 조절을 통해 아트킨슨 사이클을 실용화한 사이클로, 압축비를 고정하고 팽창비를 증가시키는 아트킨슨 사이클의 적용 개념과 반대로 팽창비를 고정하고 압축비를 줄이는 방법을 사용한다. 이때, 압축 시작 시기는 흡입 밸브 닫힘 시기에 의해 결정된다[2].

압축비보다 팽창비가 크다는 점에서 아트킨슨 사이클과 밀러 사이클은 동일한 사이클로 취급할 수 있으며 따라서 밀러 사이클의 이론열효율 계산과정은 아트킨슨 사이클의 이론열효율 계산과정과 같다. 다만, 밀러 사이클 내 작동 유체의 단위 질량당 공급 열량( $Q_{in}/m$ )은 디젤 사이클에서의 공급열량과 같으므로 밀러 사이클의 차단비( $\beta_{miller}$ )는 다음과 같이 수정되어야 한다.

$$\beta_{miller} = 1 + (\beta_{diesel} - 1) \cdot \left(\frac{\epsilon_{ex}}{\epsilon_c}\right)^{\kappa-1} \quad (3)$$

Figure 3은 팽창비가 10, 15, 20 인 디젤 사이클로부터 점차 압축비를 감소시켜 밀러 사이클을 적용하였을 때, 이론열효율의 변화를 나타낸다.

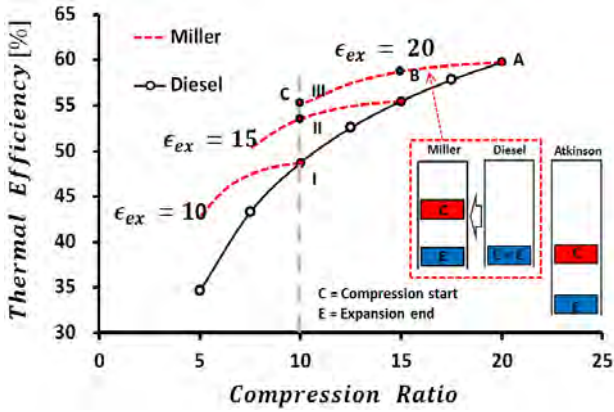


Figure 3: Thermal efficiency of Miller cycle

동일한 압축비를 갖는 조건에서 팽창비가 증가(I→II→III) 할수록 열효율이 증가하고, 팽창비를 각각 10, 15, 20으로 유지되는 조건에서 압축비를 점차 감소(A→B→C)시키면 이론 열효율은 저하된다. 열효율의 저하는 밀러 로스(miller loss) 때문이다. 밀러 로스는 디젤 사이클에 밀러를 적용 시 P-V 선도 상 감소되는 일의 면적(Figure 1의 면적 0-1-1')을 의미한다. 따라서 밀러 로스에 의한 열효율 저하를 보상하고 출력의 증가를 피하기 위해서는 과급이 필수적으로 요구된다.

### 3. 과급 밀러 사이클의 주요 성능인자 영향

본 절에서는 밀러 사이클에 과급을 하였을 경우, 열효율의 변화를 고찰하였다. Figure 4는 밀러 사이클에 과급을 하였을 때의 P-V 선도를 나타낸다. 이론적 고찰을 위해서 과급 압력 ( $P_{boost}$ )은 밸브 닫힘 시기의 디젤 사이클의 실린더 압력( $P_1$ )과 같다고 가정하였다.

터빈의 이론 출력을  $W_t$  라고 할 때, 터빈이 압축기로 전달하는 실제 출력( $W_{ta}$ )은 식 (4)와 같고 압축기의 이론 출력을  $W_c$  라고 할 때, 압축기의 실제 출력( $W_{ca}$ )은 식 (5)과 같다. 두 일이 서로 평형이 되어야 하므로 식 (4)와 식 (5)를 정리하면 식 (6)을 통해 과급기 효율을 구할 수 있다.

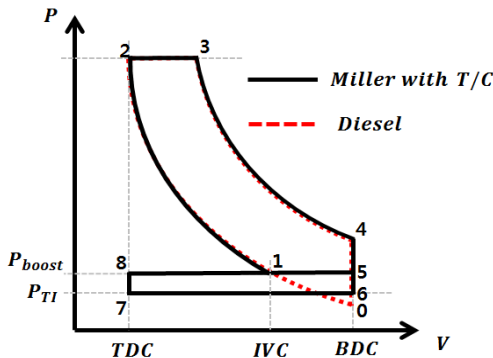


Figure 4: P-V diagram of turbo-charged Miller cycle

$$W_t = C_p \cdot m \cdot T_{TI} \cdot \left\{ 1 - \left( \frac{P_{atm}}{P_{TI}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}$$

$$W_{ta} = W_t \cdot \eta_t \cdot \eta_m \tag{4}$$

$$W_c = C_p \cdot m \cdot T_{atm} \cdot \left\{ \left( \frac{P_{boost}}{P_{atm}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\}$$

$$W_{ca} = W_c / \eta_c \tag{5}$$

$$\eta_{T/C} = \eta_c \eta_t \eta_m = \frac{W_c}{W_t} \tag{6}$$

식 (7)을 이용하여 팽창 종료압력( $P_4$ )이 터빈 입구 압력 ( $P_{TI} = P_6$ )까지 단열 팽창한 조건에서 터빈입구 온도( $T_{TI}$ )를 구할 수 있고 식 (6)에 의해 과급 효율이 일정한 조건에서의 터빈 입구 압력( $P_{TI}$ )을 구할 수 있다.

$$T_{TI} = T_{ex} \cdot \left( \frac{P_{TI}}{P_{ex}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{7}$$

터빈 입구 압력( $P_{TI}$ )이 구해지면 과급 밀러 사이클의 일의 면적( $W_{net}$ )을 구할 수 있으며 구해진 일의 면적( $W_{net}$ )을 유입 열량( $Q_{in}$ )으로 나누어 식 (8)과 같이 과급 밀러 사이클의 열효율을 계산할 수 있다. 여기서 밀폐 사이클(Figure 4의 1-2-3-4-5-1)의 일( $W_{closed}$ )과 가스 교환 사이클(Figure 4의 6-7-8-1-5-6)의 일 ( $W_{gas\ Ex.}$ )은 각각 식 (9)와 식 (10)으로 표현된다.

$$\eta_{miller, T/C} = \frac{W_{closed} + W_{gas\ Ex.}}{Q_{in}} = \frac{W_{closed} + W_{gas\ Ex.}}{C_p m T_1 \epsilon_c^{\kappa-1} (\beta-1)} \tag{8}$$

$$W_{closed} = mR T_1 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( \frac{\beta-1}{\epsilon_c^{1-\kappa}} + \frac{\gamma-\beta^\kappa \gamma^{1-\kappa}}{\kappa} - \gamma + 1 \right) \tag{9}$$

$$W_{gas\ Ex.} = mR T_1 \left\{ \gamma - \frac{1}{\epsilon_c} + \frac{(1-\epsilon_{ex})\beta^\kappa \gamma^{1-\kappa}}{\epsilon_{ex}} \left( \frac{P_{TI}}{P_{ex}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} \tag{10}$$

Figure 5는 압축비 15인 디젤 사이클로부터 밀러 사이클을 적용하였을 때, 위 과정을 통해 계산한 열효율 변화를 나타낸다. 실선은 과급을 하지 않은 조건에 해당하고 점선은 과급 효율이 각각 65%, 75%, 85%, 100% 일 때의 열효율 변화를 나타낸다. 횡축은 압축비 감소에 따른 팽창비의 상대적인 증가를 표현하기 위하여  $\epsilon_{ex}/\epsilon_c$ 를 취하였고 압축비( $\epsilon_c$ )를 함께 표시하였다.

과급을 하는 밀러 사이클의 경우, 밀러 각이 증가할수록 즉, 압축비가 작아질수록 열효율은 소폭 증가하다가 다시 저하되는 경향을 보인다.

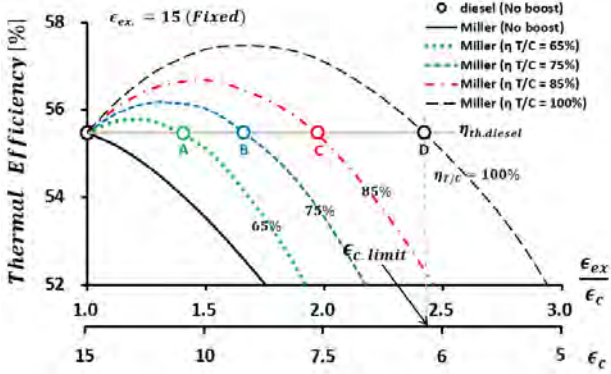


Figure 5: Thermal efficiency of Miller cycle with turbo-charging

열효율의 증가는 과급에 의한 가스 교환 과정에서의 일의 증가 때문이며 다시 열효율이 감소하는 원인은 터빈 입구 압력( $P_{TI}$ )의 상승에 따른 가스 교환 과정의 일의 감소와 밀러 로스의 증가에 기인한다.

밀러 사이클의 열효율이 디젤 사이클의 열효율과 다시 같아질 때(Figure 5의 A,B,C,D)의 압축비를 주어진 과급 효율 조건에서 열효율의 저하 없이 밀러 사이클을 적용할 수 있는 최소 압축비라고 할 때, 최소 압축비는 과급 효율이 증가할수록 작아지며 과급 효율이 100%인 조건에서의 최소 압축비가 이론적으로 열효율의 저하 없이 적용 가능한 밀러 사이클의 한계 압축비에 해당한다. 연료의 착화성을 고려하면 실제 엔진의 경우, 한계 압축비는 이 값보다 크게 될 것이다. 압축비가 이보다 더 작게 되면 결국, 터빈 입구 압력이 과급 압력보다 증가( $P_{TI} > P_{boost}$ )하게 되고 이 때, 과급 밀러 사이클의 열효율은 무과급 밀러 사이클의 열효율 보다 낮게 된다.

밀러 효과는 중간공기 냉각기의 온도 효율의 영향을 크게 받는다. Figure 6은 밀러 사이클 적용에 따른 실린더 최고 온도( $T_{max}$ )의 변화를 중간 공기 냉각기의 온도 효율( $\eta_{cooling}$ )과  $\epsilon_{ex}/\epsilon_c$  에 따라 나타낸 것이다. 실린더 내 최고 온도는 Figure 4의 점 3에서의 온도( $T_3$ )에 해당한다.

NOx 생성의 주요 인자인 실린더 내 최고 온도( $T_{max}$ )는 압축비가 작아질수록 감소하며 이 때, 과급기 출구 측 중간 공기 냉각기의 온도 효율( $\eta_{cooling}$ )이 클수록 온도의 감소폭이 증가한다.

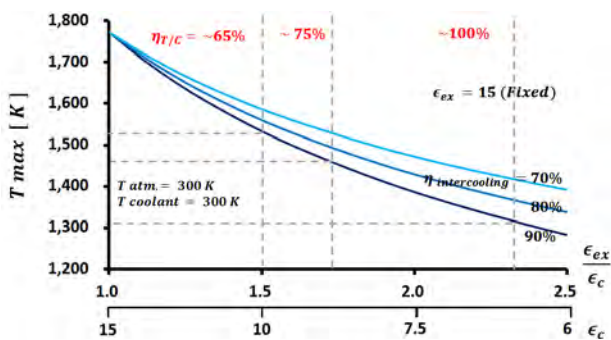


Figure 6: Tmax according to temperature efficiency for Miller cycle

이상의 내용을 요약하면, 열효율의 저하 없이 적용 가능한 밀러 사이클의 최소 압축비는 과급 효율에 의해 결정되며, 과급 효율이 높을수록 밀러 효과를 증가시킬 수 있다. 또한 밀러 효과는 중간 공기 냉각기의 온도 효율이 높을수록 증가함을 알 수 있다.

#### 4. 실제 사이클에서의 밀러 효과의 고찰

이상 사이클에서는 흡입 밸브를 BDC 이전에 차단하는 Early Miller와 흡입 밸브를 BDC 이후에 차단하는 Late Miller의 효과가 동일하지만 실제 사이클에서는 다르다. Early Miller의 경우, 흡입 밸브의 닫힘 시기 이후 피스톤의 하강에 따른 충전 공기의 팽창에 의한 냉각이 존재하며, Late Miller의 경우, BDC 이후 피스톤의 상승 과정에서 밸브의 개방 면적에 따른 밀러 효과의 제한과 실린더 벽면으로부터의 열전달, 충전 공기의 역류가 영향을 미친다.

본 장에서는 성능 예측 프로그램을 이용한 실제 박용 디젤 기관(HiMSEN 3240 / bore : 32cm, Stroke : 40cm, Compression Ratio : 15)의 성능 해석 결과를 바탕으로 밸브 리프트와 타이밍을 변화시켜 실제 사이클에서의 Early Miller와 Late Miller의 차이를 고찰하였다.

##### 4.1 실제 사이클에서의 Early Miller와 Late Miller의 비교

본 연구에서 이용하는 프로그램은 과급기 및 흡배기계를 포함하는 가스 흐름계의 해석을 목적으로 하여 실린더 내의 가스 교환과정을 포함하여 다루고 있다. 따라서 흡입 밸브 닫힘 시기 변화를 통한 밀러 사이클의 영향 파악에 유용하다. 이 프로그램에 관한 상세한 사항은 전보[7]에서 보고되었다.

Figure 7에서 대상엔진에 대하여 Early Miller와 Late Miller를 적용하기 위한 다양한 밸브 타이밍을 보인다. 대상엔진의 흡입 밸브 닫힘 시기는 IVC 535°CA로, Early Miller가 적용되었다.

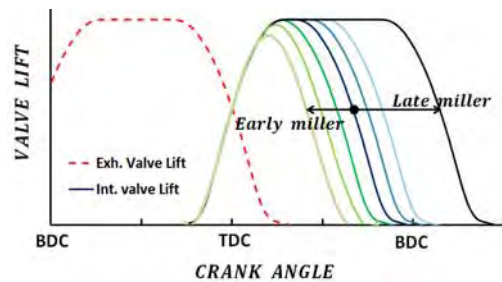


Figure 7: Valve lifts and timings for Miller cycle

Figure 8은 변경된 흡기 밸브 타이밍(inlet valve close timing)에 따라 요구되는 과급압력의 변화를 나타낸다.

과급 압력은 흡입 밸브 닫힘 시기에서 밀러 사이클의 실린더 압력이 대상엔진의 같은 크랭크 각도에서의 실린더 압력과 같게 되는 급기 압력으로 결정하였으며 계산은 100% 부하, 720 rpm 에서 수행하였다. 연소 시 공급 연료량은 대상엔진의 실제 연료량으로 고정하였으며 열발생을 페턴도 동일하게 적용하였다.

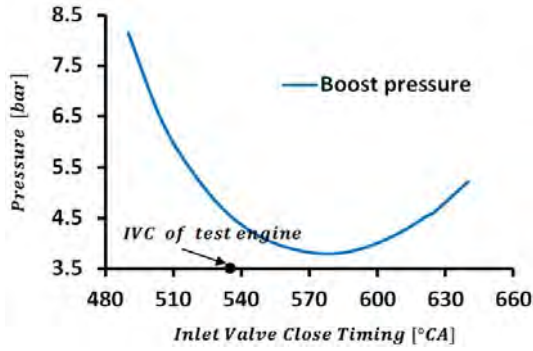


Figure 8: Boost pressure for Miller timing

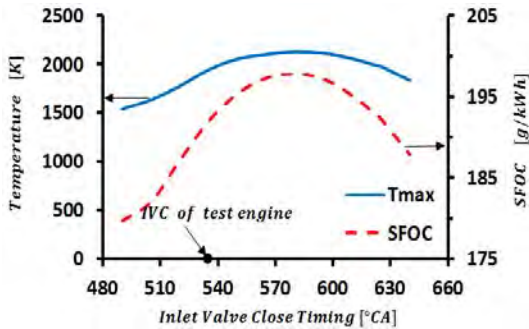


Figure 9: Tmax and SFOC according to varied Miller timing

Figure 9는 대상엔진의 100% 부하에서 변경된 밸브 타이밍과 과급 압력을 적용하였을 때, 실린더 내 최고 온도(Tmax)와 연료소비율(SFOC)의 변화를 보인다.

대상 엔진은 BDC 이전에 흡입 밸브를 차단하는 Early Miller를 채택하고 있으며 이때의 과급 압력과 효율은 약 4.6 bar, 67%로, 1단 과급 시스템 하에서 실현 가능한 최적의 Early Miller 타이밍을 적용하고 있다.

BDC로부터 밸브 닫힘 시기까지의 각도를 밀러 각도라고 정의할 때, 밀러 각도가 같은 Early Miller(IVC 510°CA)와 Late Miller(IVC 570°CA) 중 Early Miller의 Tmax와 연료소비율이 낮으며 과급 압력은 더 높게 요구된다. 그러나 3장에서 고찰한 바와 같이, 밀러 사이클의 열효율과 Tmax에 큰 영향을 미치는 과급압력과 과급효율이 서로 다르다는 점에서 같은 밀러 각도 조건에서의 비교는 Early Miller와 Late Miller의 차이를 명확히 할 수 없다. 따라서 Figure 8과 Figure 9에서 검토된 케이스 중 같은 과급압력과 과급효율을 갖는 Early Miller와 Late Miller를 비교하였다.

Table 1: Comparison of Early Miller and Late Miller

Performance	Early Miller	Late Miller
IVC [°CA]	535	622
Effective $\epsilon_c$	15	> 8
Volume eff.	272%	> 261%
SFOC [g/kWh]	192	< 193
Tmax [K]	1,943	< 1,991
Tcomp [K]	1,109	< 1,145

Table 1은 대상엔진의 과급 조건(과급 압력 4.6 bar, 온도 315 K, 효율 67%)에서 적용 가능한 Early Miller(test engine)와 Late Miller의 성능을 비교하여 나타내며 Figure 10과 Figure 11은 이때의 실린더 내 압력과 온도의 변화를 나타낸다.

Table 1로부터, Early Miller의 Tmax와 연료소비율이 Late Miller에 비해 낮아 동일한 과급 조건에서 Early Miller에 의한 밀러 효과가 Late Miller에 비해 크게 나타남을 알 수 있다.

Early Miller의 경우, 밸브가 닫히기 시작하는 점으로부터 BDC까지의 피스톤 하강 과정에서 충전 공기의 팽창(Figure 10)에 의한 온도 감소 효과가 있으며 이 효과는 흡입 밸브 닫힘 시기가 보다 앞당겨질수록 크게 나타난다[8]. Late Miller의 경우, 흡입 과정에서부터 Early Miller에 비해 실린더 온도가 높게 유지된다.(Figure 11) 그 이유는 충전 공기의 역류 때문인 것으로 판단된다. BDC까지 유입된 공기는 다시 흡입 밸브를 통해 역류되기까지 실린더 벽면에 의해 가열되고, 가열된 공기는 피스톤 상승 과정에서 흡입 포트 측으로 역류되면서 유입 공기의 온도를 증가시킨다[8]. BDC에서 흡입 밸브 닫힘 시기까지의 피스톤 상승 과정에서도 흡입 밸브는 점점 닫히는 과정에 있기 때문에 충전 공기의 압력이 상승하고 온도가 증가하여 Tcomp가 증가한다. 체적효율의 감소와 Tcomp의 증가는 Early Miller에 비해 Late Miller의 Tmax를 증가시키고 그 결과, 동일한 과급조건 하에서 충전효율을 감소시켜 연료소비율이 소폭 증가한다.

이상의 내용을 종합해 볼 때, 동일한 과급조건에서 Late Miller에 비해 낮은 Tmax와 연료소비율을 갖는 Early Miller가 더 적합한 밀러 적용 방법으로 판단된다.

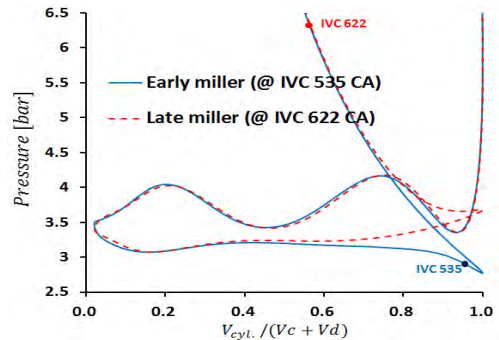


Figure 10: Comparison of P-V diagram between Early & Late Miller

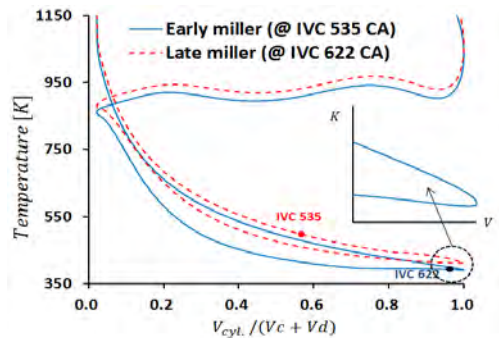


Figure 11: Comparison of T-V diagram between Early & Late Miller

4.2 회전 속도에 의한 영향

엔진의 회전 속도에 따른 흡입 공기의 유속 변화, 매니폴드의 동적 효과 등은 체적 효율과 펌핑 로스 등에 영향을 주기 때문에 밀러 사이클을 적용 시, 엔진의 회전 속도에 따른 영향을 충분히 고려할 필요가 있다[9]. Figure 12는 4.1절과 동일한 밸브 타이밍과 과급 조건에서 대상엔진의 회전 속도 (rpm) 변화에 따른 성능의 변화와 그에 따라 선택되어야 하는 밀러 적용 방법(Figure 12의 상단)을 함께 나타낸다.

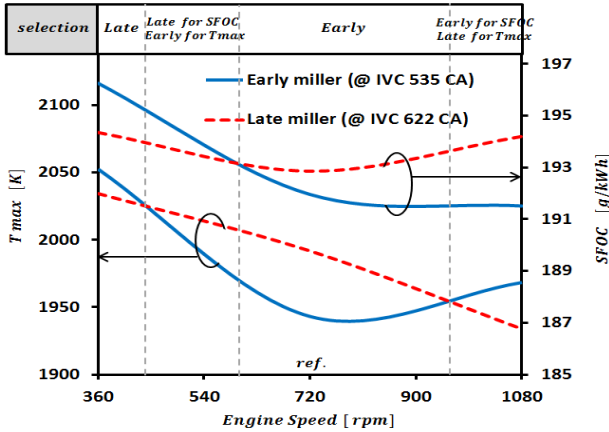


Figure 12: Miller effect according to engine speed

대상엔진의 회전 속도(rpm 720)를 기준으로 엔진의 속도를 높이면 Late Miller에서 연료소비율이 증가하는 반면, Early Miller는 연료소비율이 조금 감소하며, Early Miller의 T<sub>max</sub>는 증가하나 Late Miller의 T<sub>max</sub>는 오히려 감소한다. 엔진의 속도를 낮추면 Early Miller와 Late Miller 모두 연료소비율과 T<sub>max</sub>가 증가한다. 이때, Early Miller의 연료소비율과 T<sub>max</sub>의 상승폭이 더 크다.

Figure 13과 Figure 14는 rpm 1,080 과 rpm 360에서 밀러 적용에 따른 P-V 선도를 비교하여 나타낸다.

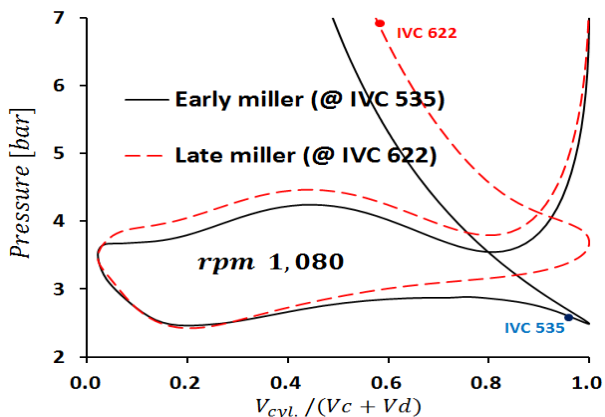


Figure 13: Comparison of Cyl. P. between Early & Late Miller at 1,080 rpm

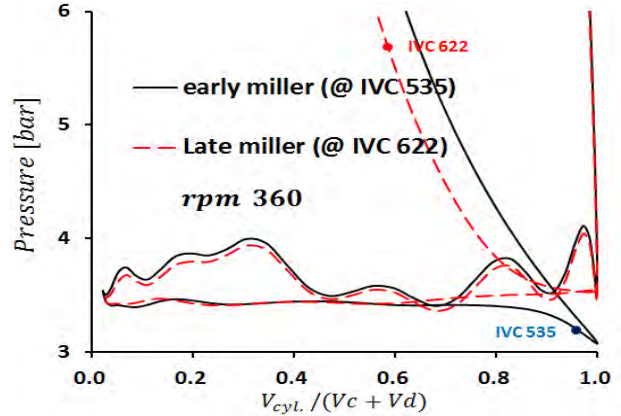


Figure 14: Comparison of Cyl. P. between Early & Late Miller at 360 rpm

고속에서 Late Miller의 펌핑 로스의 증가와 BDC에서 밸브 닫힘까지 피스톤이 상승하는 과정에서 실린더 내 압력의 상승에 의한 압축일의 증가로 연료소비율이 증가되고 저속에서는 반대로 Early Miller의 펌핑로스와 압축일이 상대적으로 증가하여 연료소비율이 증가된다.

또한 고속에서 Early Miller의 T<sub>max</sub>가 높게 나타나고 저속에서는 Early Miller와 Late Miller의 체적효율이 모두 감소하나 Late Miller의 경우, 밀러 효과가 크게 나타나기 때문에 T<sub>max</sub>가 상대적으로 낮게 나타나는 것으로 판단된다.

따라서 대상엔진의 경우, 약 450 rpm 이하에서는 Late Miller를, 600~950 rpm 에서는 Early Miller를 선택하는 것이 밀러 효과를 극대화하는 측면에서 유리하며, 450~600 rpm, 950 rpm 이상에서는 열효율 증가와 T<sub>max</sub> 감소 중 보다 중요시되는 밀러 효과에 따라 밀러 적용 방법을 선택할 필요가 있다.

5. 결 론

이상의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 이론 사이클의 해석을 통해 밀러 사이클을 고찰한 결과, 과급 밀러 사이클은 열효율의 향상과 NOx 발생에 관계하는 연소 최고 온도의 저하를 동시에 가능하게 한다.
- (2) 밀러 사이클의 열효율은 밀러 각도를 크게 하고 과급 압력을 높게 할수록 향상되지만 밀러 각도가 더 커지게 되면, 터빈 입구 압력의 상승과 밀러 로스의 증가로 인하여 열효율이 다시 감소하기 때문에 최적의 밀러 각도가 존재한다.
- (3) 밀러 효과는 과급 효율이 높을수록, 중간 냉각기의 온도 효율이 높을수록 증가한다.
- (4) 동일한 과급 조건에서 Late Miller에 비해 Early Miller의 효과가 크게 나타난다.

(5) 운전속도(rpm)에 따라 밀러 효과는 변한다. 열효율의 경우, 고속에서는 Late Miller가, 저속에서는 Early Miller가 유리하다. 그리고 NOx 배출에 관계하는 연소 최고 온도의 경우, 속도가 매우 높거나 매우 낮은 범위를 제외하고 Early Miller가 유리하다.

pumping losses of automotive engines based on an analytical model,” *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 10, pp. 1958-1969, 2010.

## 후 기

본 연구에 도움을 주신 현대중공업 엔진연구소에 감사드립니다.

## References

- [1] C. M. Jeong, J. T. Lee, and J. W. Cho, “Trends in technical & development of miller cycle for gasoline engine,” *Journal of the Korean Society of Automotive Engineers*, vol. 17, no. 1, pp. 6-19, 1995 (in Korean).
- [2] R. H. Miller, “Supercharging and internal cooling cycle for high output”, *Journal of American Society of Mechanical Engineers Transactions* 69 (1947), pp. 453-457, 1947.
- [3] Y. Murayama, T. Tagai, T. Mimura, S. Goto, “Demonstration of emission control technology for IMO NOx Tier III,” *Journal of the International Council on Combustion Engines*, paper no. 127, 2013.
- [4] E. Codan, C. Mathey, and A. Rettig, “2 stage turbo-charging - Flexibility for engine optimisation,” *Journal of the International Council on Combustion Engines*, paper no. 296, 2010.
- [5] J. W. Bae, J. W. Lee, K. S. Jung, and J. S. Choi, “Prediction of matching performance of two-stage turbo-charging system design for marine diesel engine,” *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 39, no. 6, pp. 626-632, 2015 (in Korean).
- [6] K. C. Noh, Y. J. Jeong, and J. T. Lee, “A thermodynamic analysis on the performance with turning diesel cycle into diesel-atkinson cycle,” *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, vol. 12, no. 5, pp. 1-11, 2004 (in Korean).
- [7] J. S. Choi, “Developing a computer program for simulation of 4 cycle diesel engine including intake & exhaust system,” *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 13, no. 3, pp. 64-17, 1989 (in Korean).
- [8] E. Codan, and I. Vlaskos, *Turbo-charging medium speed diesel engines with extreme miller timing*, ABB Turbo Systems Ltd., 2010.
- [9] J. Galindo, J. R. Serrano, H. Climent, and O. Varnier, “Impact of two-stage turbocharging architectures on