

디젤기관의 아트킨슨 사이클화에 따른 제반성능의 열역학적 해석

노기철¹⁾ · 정양주¹⁾ · 이종태²⁾

성균관대학교 기계공학부 대학원¹⁾ · 성균관대학교 기계공학부²⁾

A Thermodynamic Analysis on the Performance with turning Diesel Cycle into Diesel-Atkinson Cycle

Kichol Noh^{*1)} · Yangjoo Jeong¹⁾ · Jongtai Lee²⁾

¹⁾Graduated School of Department of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Gyeonggi 440-746, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Gyeonggi 440-746, Korea

(Received 16 February 2004 / Accepted 22 June 2004)

Abstract : In order to recognize thermal efficiency and power improvement in case that diesel cycle is turned into diesel-atkinson cycle, the fuel-air diesel-atkinson cycle considered gas exchange process is analyzed non-dimensionally and thermodynamically. As a result, in case of diesel-atkinson cycle, as expansion ratio is increased, thermal efficiency and mean effective pressure is increased and it has maximum value at Rec=1.

When diesel cycle is turned into diesel-atkinson cycle by late intake valve closing timing, thermal efficiency and power is decreased because of the decline of effective compression ratio and intake airflow, but it could be compensated by increase of compression ratio or super-charged. In case compression ratio is compensated, Rec appears 1 around 100°ABDC, and it is expected that thermal efficiency is enhanced by 14.3% compared with conventional diesel cycle. In case compression ratio and intake airflow are compensated simultaneously, super-charged pressure is demanded 2.06bar at Rec=1 and it is more efficient when only compression ratio is compensated in the view point of thermal efficiency.

Key words : Diesel-atkinson cycle(디젤-아트킨슨 사이클), Thermodynamic analysis(열역학적 해석), Miller cycle(밀러사이클), Late intake valve closing timing(흡입밸브단힘시기), Ratio of expansion to compression(팽창압축비)

Nomenclature

ϵ_c : compression ratio

ϵ_e : expansion ratio

σ : cut-off ratio

P_{mth} : mean effect pressure, bar

Rec : ratio of expansion and compression ratio

V_s : displacement volume

ΔV_c : clearance volume

1. 서론

기관의 고효율화 방안 중 하나는 연소 후 얻어진 압력에너지를 가능한 최대로 팽창하여 공급된 열에너지를 일로 변환시키는 것이다. 이를 실현시킬 수 있는 사이클이 압축행정보다 팽창행정을 크게 한 아트킨슨 사이클이다.

*To whom correspondence should be addressed.
pivboy@dreamwiz.com

최근 기존 기관의 큰 구조변경 없이 벨브단형시기 변화에 의한 유효압축비의 감소로 팽창비를 압축비보다 크게 하는 개념이 밀러에 의해 제시되었다. 이에 아트킨슨 사이클의 적용에 의한 열효율 증가의 유용성이 부각되고 있다.¹⁻⁷⁾

디젤기관과 같이 연료를 직접분사하는 경우 분사기간의 소요로 팽창비가 압축비보다 작게 되고 이는 열효율 감소의 주요인으로 작용된다. 이러한 점을 고려할 때 디젤기관의 팽창비를 증가시키면 열효율 향상을 기대할 수 있다. 그러나 디젤기관의 아트킨슨 사이클화에 의한 열효율 향상의 가능성, 이로 인해 야기되는 제반 문제점 및 해결방안 등이 아직 체계적으로 밝혀지지 않은 상황이다.

본 연구에서는 디젤기관을 아트킨슨 사이클화하기 위한 초기단계로서 열효율 향상의 가능성을 밝혔다. 이를 위해 흡배기과정이 고려된 공기표준 디젤-아트킨슨 사이클을 열역학적으로 해석하고 흡입벨브 단형시기 변화에 따른 아트킨슨 사이클화의 문제점을 파악함과 동시에 이에 대한 해결방안을 강구하였다.

2. 흡배기과정을 고려한 공기표준 디젤-아트킨슨 사이클

2.1 사이클 선도 및 각 과정의 상태량

Fig. 1은 자연흡기의 흡배기과정을 갖는 공기표준 디젤 사이클을 아트킨슨 사이클화 한 경우의 P-V 선도이다.

디젤 사이클은 그림에서 1-2-3-4'-5'-6-7-1의 과정

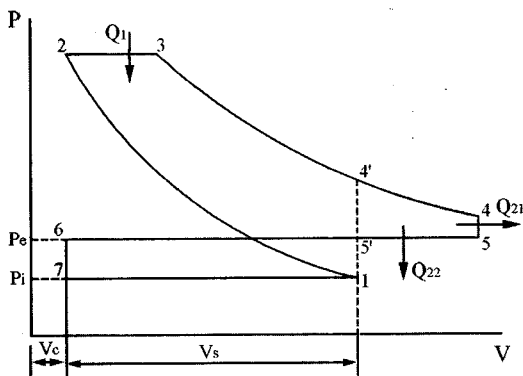


Fig. 1 P-Vdiagram in diesel-atkinson cycle

을 수행한다. 이 사이클에 고폽창을 실현하여 아트킨슨 사이클화하면 4'-4-5-5'-4'면적만큼의 일이 증가되어 열효율 향상이 기대된다.

공기표준 사이클을 대상으로 하므로 각 과정의 비열 및 비열비는 동일한 것으로 가정하였다. 그리고 압축비, ϵ_c 는 V_1/V_2 이며, 팽창비, ϵ_e 는 $V_4/V_3 = V_5/V_3$ 이다. 연소전후의 온도비인 차단비, σ 는 $T_3/T_2 = V_3/V_2$ 로 정의된다. 각 상태의 온도, 압력 및 질량의 변화는 다음과 같다.

상태 1에서 온도, T_1 은 실린더내 가스의 초기온도이며 흡기관의 온도, T_i 및 실온, T_a 와 동일하지 않다. 초기압력, p_1 은 흡기관의 압력, p_i 와는 동일하지만 대기압, p_a 와는 차이가 있다. 또한, 상태 1의 질량, m_1 은 신기의 질량, m_i 와 잔류가스, m_r 의 합이다.

$$T_1 \neq T_i \neq T_a \quad (1-1)$$

$$p_i = P_i \neq p_a \quad (1-2)$$

$$m_1 = m = m_i + m_r \quad (1-3)$$

과정 1-2는 단열압축과정, 과정 2-3은 정압연소의 가열과정이며, 과정 3-4는 단열팽창과정으로 각 상태의 온도 및 압력은 각각 다음과 같다.

$$T_2 = T_1 \epsilon_c^{k-1} \quad (2-1)$$

$$p_2 = p_1 \epsilon_c^k \quad (2-2)$$

$$T_3 = T_2 + \Delta T = T_2 \sigma = T_1 \sigma \epsilon_c^{k-1} \quad (3-1)$$

$$p_3 = p_2 = p_1 \epsilon_c^k \quad (3-2)$$

$$T_4 = T_1 \sigma \left(\frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} \right)^{1-k} \quad (4-1)$$

$$p_4 = p_1 \left(\frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} \right)^{-k} \quad (4-2)$$

각 상태의 가스 질량은 실린더내 가스가 유출입을 하지 않으므로 상태 1의 질량과 동일하다.

과정 4-5는 하사점에서 피스톤이 정지한 순간의 블로우 다운과정이다. 따라서 정적하의 방열과정이지만 배기에 의한 엔트로피 방출이 있어서 가스의 상태변화는 단열과정이다. 따라서 상태 5의 온도, 압력 및 가스의 질량은 다음과 같이 표시된다.

$$T_5 = T_4 \left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{\frac{1-k}{k}} = T_1 \sigma \left(\frac{P_i}{P_e} \right)^{\frac{1-k}{k}} \quad (5-1)$$

$$p_5 = P_a(\text{배기압력}) \quad (5-2)$$

$$m_5 = m_4 \frac{T_4}{T_5} \frac{p_5}{p_4} = m \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{1}{k}} \left(\frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} \right) \quad (5-3)$$

과정 5-6은 정압방열과정으로 미연가스의 배출로 가스온도는 등온상태이고 상태 6은 다음과 같다.

$$T_6 = T_5 = T_1 \sigma \left(\frac{P_i}{P_e} \right)^{\frac{1-k}{k}} \quad (6-1)$$

$$p_6 = p_5 = P_e \quad (6-2)$$

$$m_6 = m_5 \frac{V_6}{V_5} = m \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{1}{k}} \sigma^{-1} \epsilon_c^{-1} \quad (6-3)$$

과정 6-7은 흡기관내의 압력이 배기압력보다 낮으므로 흡입밸브가 열릴 때 실린더내 가스의 역류에 의한 압력강하가 있다. 이로 인해 가스의 상태는 과정 4-5와 같이 정적하의 단열변화이고 상태 7은 다음과 같이 표시된다.

$$T_7 = T_6 \left(\frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{1-k}{k}} = T_1 \sigma \quad (7-1)$$

$$p_7 = p_1 = P_a(\text{흡기압력}) \quad (7-2)$$

$$m_7 = m_6 \frac{p_7}{p_6} \frac{T_6}{T_7} = m \sigma^{-1} \epsilon_c^{-1} \quad (7-3)$$

과정 7-1은 정압변화이며, 흡입되는 연료의 온도 및 증발효과에 의해 온도가 강하되어 초기상태로 된다.

2.2 이론열효율 및 평균유효압력의 해석

이론열효율 : 디젤기관을 아트킨슨 사이클화 한 경우의 이론열효율, $\eta_{th(DA)}$ 은 다음과 같다.

$$\eta_{th(DA)} = \frac{W_{th}}{Q_1} = \frac{Q_{21} + Q_{22}}{Q_1} \quad (8-1)$$

위식에서 공급열량, Q_1 과 정적 및 정압하의 방출열량 Q_{21} 및 Q_{22} 는 다음과 같은 내부에너지 및 엔탈피의 변화이다.

$$Q_1 = \int_2^3 m C_p dT = m C_p (T_3 - T_2) \quad (8-2)$$

$$Q_{21} = - \int_4^5 m C_v dT = C_v (m_4 T_4 - m_5 T_5) \quad (8-3)$$

$$Q_{22} = - \int_5^6 m C_p dT = C_p (m_5 T_5 - m_6 T_6) \quad (8-4)$$

위식에 전술한 각 과정의 온도 및 질량을 대입하면 디젤-아트킨슨 사이클의 이론열효율은 다음과 같이 표시된다.

$$\eta_{th(DA)} = 1 - \epsilon_c^{1-k} F_{(DA)} \quad (9)$$

$$F_{(DA)} = \frac{\sigma \left\{ \left(\frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} \right)^{1-k} - \frac{P_e}{P_i} \frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} \right\} + k \left(\frac{P_e}{P_i} \right) \left\{ \sigma \frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} - \epsilon_c^{-1} \right\}}{k(\sigma-1)}$$

최대 팽창일은 팽창후의 압력이 초기압력과 같게 되는 지점으로 팽창비, $\epsilon_{e(max)}$ 와 압축비, ϵ_c 가 동일하게 된다. 이 경우 최대열효율이 얻어지며 그 식은 다음과 같다.

$$\eta_{th(DA)max} = 1 - \epsilon_c^{1-k} \frac{(\sigma - \epsilon_c^{-1})}{(\sigma - 1)} \quad (10)$$

Fig. 2는 흡배기과정을 고려한 경우, 디젤-아트킨슨 사이클의 이론열효율을 팽창압축비의 변화에 대해 나타낸 것이다. 여기서, 팽창압축비, Rec는 압축비에 대한 팽창비의 비로 정의하였고 디젤기관의 설계압축비는 20으로 고정하였다.

열효율은 전반적으로 팽창압축비 및 차단비가 증가함에 따라 지속적으로 증가하는 경향이다. 최대 열효율은 전술한 바와 같이 팽창비, ϵ_e 와 압축비, ϵ_c 가 동일한 Rec=1인 지점에서 나타난다.

한편, 차단비, σ 가 증가하는 경우 공기표준 사이클의 열효율은 차단비의 크기에 상관없이 Rec=1인

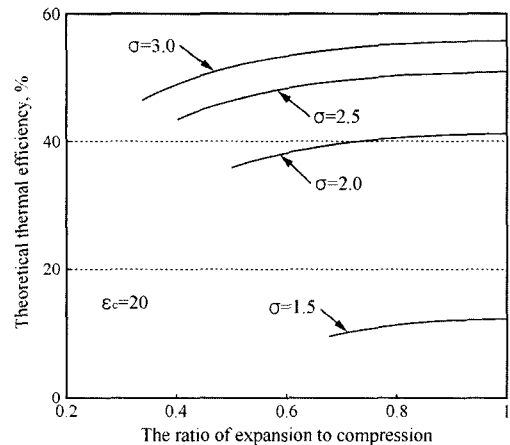


Fig. 2 Thermal efficiency as the change of Rec at each cut-off ratio in diesel-atkinson cycle

지점에서 최대값에 수렴하는 것을 보인다.⁸⁾ 그러나 흡배기과정을 고려한 경우는 Rec=1에서도 차단비가 증가함에 따라 최대 열효율이 증가하는 것을 보이고 있다. 일반적으로 디젤기관의 경우, 차단비가 증가하면 상대적으로 팽창비가 감소되어 열효율은 감소하게 된다. 그러나 해석한 디젤-아트킨슨 사이클은 압축행정이 동일하고 팽창비가 증가되므로 차단비에 대응하여 열효율이 지속적으로 증가하게 되는 것이다.

팽창압축비를 증가시킨 경우에 흡배기과정을 고려한 디젤-아트킨슨 사이클의 이론열효율 증가를 파악하고자 Fig. 3에 이론열효율의 향상률을 나타낸다. 여기서, 열효율 향상률, $R_{\eta_{th(DA)}}$ 은 식 (11)과 같이 동일 압축비를 갖는 디젤 사이클의 열효율, $\eta_{th(D)}$ 을 기준치로 한 열효율 증가의 백분율로 정의하였다.

$$R_{\eta_{th(DA)}} = \frac{\eta_{th(DA)} - \eta_{th(D)}}{\eta_{th(D)}} \times 100 \quad (\%) \quad (11)$$

그림에서 보듯이 열효율의 향상률은 팽창압축비가 증가함에 따라 지수 함수적으로 증가됨을 볼 수 있다. 최대 열효율 향상률은 Rec=1인 경우로서 $\sigma = 1.5 \sim 3.0$ 일 때, 약 14.3~27.4% 정도이다.

Fig. 4는 압축비 변화에 따른 디젤-아트킨슨 사이클의 열효율을 통상의 디젤 사이클의 경우와 비교한 것이다. 여기서, 연료차단비는 2이고 열효율은 완전팽창 시에 대한 것이다.

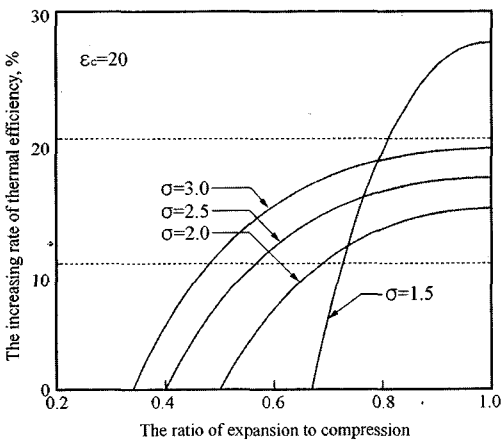


Fig. 3 The increasing thermal efficiency as the change of Rec at each cut-off ratio in diesel-atkinson cycle

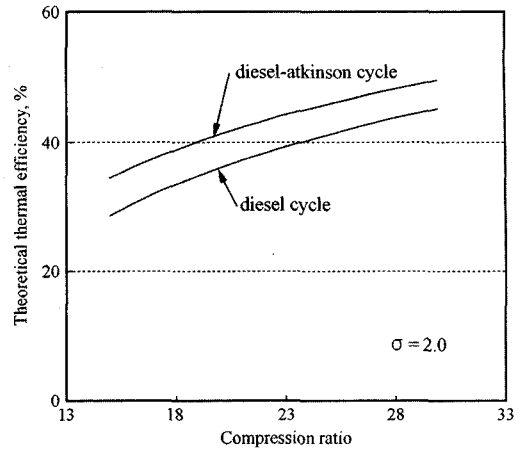


Fig. 4 Comparison of thermal efficiencies in diesel and diesel-atkinson cycle as the change of compression ratio

디젤-아트킨슨 사이클의 열효율은 모든 압축비에 대하여 디젤 사이클의 경우보다 높은 것을 나타낸다. 그리고 압축비의 증가에 따라 두 사이클의 열효율이 모두 증가하나 그 차이는 약간 감소하는 경향이다. 압축비 15~30범위에서 디젤기관을 아트킨슨 사이클화 함으로써 평균 약 13.5%의 열효율이 향상되는 것이 보여 졌다.

이론평균유효압력: 기관의 출력은 행정체적의 함수이므로 식 (12)와 같은 단위행정체적에 대한 일의 비인 이론평균유효압력으로 해석하였다.

$$P_{mth(DA)} = \frac{W_{th(DA)}}{V_s} = \eta_{th(DA)} \cdot \frac{Q_1}{V_s} \quad (12)$$

$$= \eta_{th(DA)} \cdot \frac{P_1 k \sigma - 1}{(k-1)(\epsilon_c - 1)} \epsilon_c^k$$

Fig. 5는 식 (12)으로부터 구한 이론평균유효압력을 팽창압축비의 변화에 따라 나타낸 것이다.

그림에서 보듯이, 평균유효압력은 팽창압축비의 증가에 따라 열효율 곡선과 동일한 기울기로 증가하는 경향이다. 평균유효압력의 최대치는 팽창압축비, Rec가 1인 지점에서 나타난다. 또한, 차단비가 증가함에 따라 평균유효압력은 지속적으로 증가하는 것을 보이고 있다. 이는 식 (12)에서 보듯이 평균유효압력이 차단비에 비례하고 또한 차단비의 증가에 따라 열효율도 증가하는데 기인한다. Rec=1인 지점에서 평균유효압력의 향상률은 차단비가 $\sigma = 1.5 \sim 3.0$ 일 때, 약 14.3%~27.4% 범위이다.

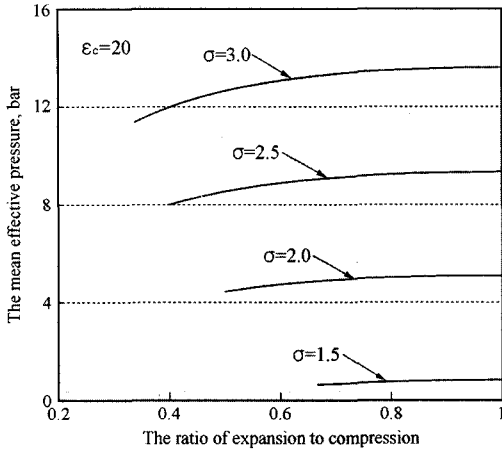


Fig. 5 Mean effective pressure as the change of Rec at each cut-off ration in diesel-atkinson cycle

3. 흡입밸브 닫힘시기 변화에 의한 디젤-아트킨슨 사이클의 실현

3.1 사이클 선도 및 해석

디젤기관을 큰 구조변경 없이 아트킨슨 사이클화 하는 방안은 오토기관과 마찬가지로 흡입밸브 닫힘시기를 조절하여 압축일을 감소시키는 밀러방식의 채택이다. 이 경우 유효압축비 및 흡입공기량의 감소로 인한 열효율 및 출력의 변화를 해석하였다.

Fig. 6은 흡배기과정을 고려한 디젤 사이클에서 흡입밸브를 압축행정중에 닫는 늦은 흡입밸브 닫힘시기에 의해 아트킨슨 사이클화 한 경우의 P-V선도이다. 흡입밸브 닫힘시기를 지각시킴에 따라 사이클은 1'-2'-3'-4'-5-6-7-1-1'의 과정을 수행하게 된다.

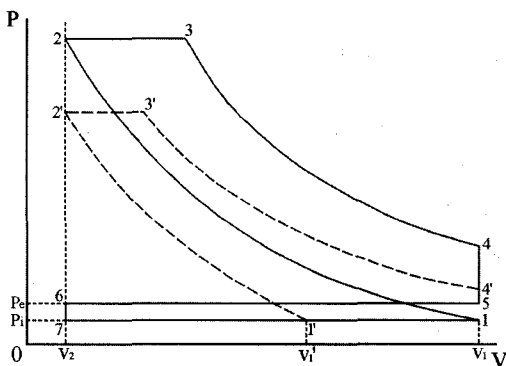


Fig. 6 P-V diagram for the change of the intake valve closing timing in diesel-atkinson cycle

늦은 흡입밸브 닫힘시기에 의한 흡입공기의 역류로 인해 유효압축비, ϵ_c 는 사이클의 설계압축비(겉보기압축비), ϵ_c^* 와 차이가 난다. 유효압축비, ϵ_c 및 연료차단비, σ 는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon_c = \frac{v_1'}{v_2} = \epsilon_c^* \frac{v_1'}{v_1} \quad (13)$$

$$\sigma = \frac{T_3'}{T_2'} = \frac{v_3'}{v_2'} = \frac{v_3'}{v_2} \quad (14)$$

위식에서 연료차단비는 정압연소에 의한 온도상승이 공기연료비에 의존하므로 다음과 같은 흡입밸브 닫힘시기의 함수로 표시된다.

$$\Delta T = \frac{Q_1}{mC_p} = \frac{1}{1 + \lambda_{af}} \frac{H_{uf}}{C_p} = constant \quad (15)$$

$$\therefore T_3 - T_2 = T_3' - T_2'$$

$$T_2(\sigma^* - 1) = T_2'(\sigma - 1)$$

$$\begin{aligned} \therefore \sigma &= 1 + \frac{T_2}{T_2'}(\sigma^* - 1) = 1 + \left(\frac{\epsilon_c^*}{\epsilon_c}\right)^{k-1}(\sigma^* - 1) \\ &= 1 + \left(\frac{v_1'}{v_1}\right)^{k-1}(\sigma^* - 1) \end{aligned} \quad (16)$$

또한, 팽창비, ϵ_e 및 팽창압축비도 다음과 같이 흡입밸브 닫힘시기의 함수로 표시할 수 있다.

$$\epsilon_e = \frac{v_4'}{v_3'} = \frac{v_1}{v_3'} = \sigma^{-1} \epsilon_c^* \quad (17-1)$$

$$\frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} = \frac{v_1}{v_1'} \sigma^{-1} \quad (17-2)$$

상기의 관계를 식 (9)와 식 (11)에 대입하고 준정적변화를 하는 흡배기과정($P_e = P_i$)인 경우의 관계를 고려하면, 흡입밸브 닫힘시기 변화에 의해 디젤기관을 아트킨슨 사이클화 한 경우의 이론열효율 및 평균유효압력은 다음과 같이 표시된다.

$$\eta_{th(DA)}^* = 1 - \epsilon_c^{*1-k} \cdot F_{(DA)}^* \quad (18)$$

$$F_{(DA)}^* = \left(\frac{V_1'}{V_1}\right)^{1-k} \left[\frac{\left(\frac{V_1'}{V_1}\right)^{k-1} \sigma^k - \left(\frac{V_1'}{V_1}\right)^{-1}}{k(\sigma-1)} + \frac{k\left(\frac{V_1'}{V_1}\right)^{-1}(1 - \epsilon_c^{*-1})}{k(\sigma-1)} \right]$$

$$P_{mth(DA)}^* = \eta_{th(DA)}^* \cdot \frac{P_1 k \epsilon_c^k (\sigma - 1)}{(k - 1)(\epsilon_c^* - 1)} \quad (19)$$

3.2 이론열효율 및 평균유효압력의 감소

Fig. 7은 흡입밸브 닫힘시기 변화에 의해 디젤기관을 아트킨슨 사이클화 한 경우의 이론열효율을 식 (18)로부터 구하여 흡입밸브 닫힘시기에 대해 나타낸 것이다. 여기서 겉보기압축비는 $\epsilon_c^* = 20$ 이며, 디젤기관의 연료차단비는 $\sigma^* = 2$ 로 고정하였다.

이론열효율은 흡입밸브 닫힘시기가 지각될수록 서서히 감소하다가 대략 100° ABDC 이후 급격히 감소하는 경향을 보인다. 이는 흡입밸브 닫힘시기의 지각에 따라 열효율을 좌우하는 유효압축비가 감소하는데 기인한 것이다. 공급된 열량을 최대한 일로 변환시킬 수 있는 팽창압축비는 $Rec = 1$ 인 지점이며, 이 때의 흡입밸브 닫힘시기는 약 100° ABDC 부근이다. 이 시기가 공급열량을 최대한 일로 전환할 수 있는 시점이지만, 압축비 감소에 의해 열효율은 흡입밸브 닫힘시기 0° BDC인 경우에 비해 약 8.6% 정도 감소하는 것을 보인다.

Fig. 8은 흡입밸브 닫힘시기의 변화에 따른 이론 평균유효압력을 나타낸 것이다. 흡입밸브 닫힘시기를 지각시키는 것은 흡입된 신기를 흡기관쪽으로 역류시켜 흡입공기량의 감소로 이어진다. 이로 인해 공급열량이 감소하고 출력은 저하된다. 평균유

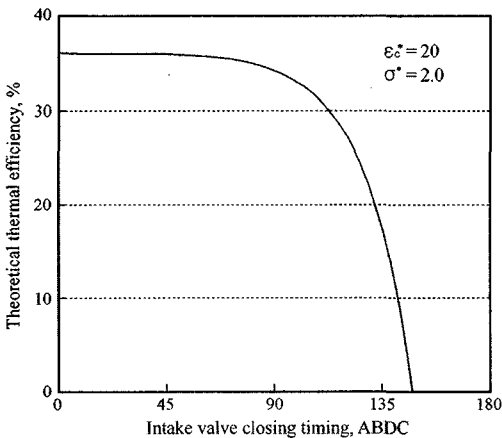


Fig. 7 Thermal efficiency as the change of intake valve closing timing in diesel-atkinson cycle

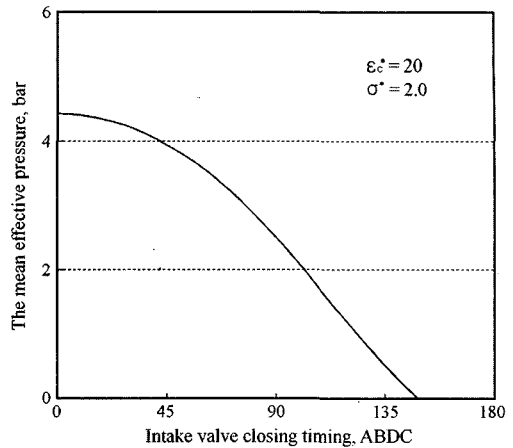


Fig. 8 Mean effective pressure as the change of intake valve closing timing in diesel-atkinson cycle

효압력은 열효율 및 공급열량의 함수이므로 흡입밸브 닫힘시기의 지각에 따라 그 감소가 현저함을 알 수 있다. 디젤기관의 아트킨슨 사이클화의 효과가 가장 큰 흡입밸브 닫힘시기인 약 100° ABDC 부근에서 평균유효압력이 0° BDC에 비해 약 53.3% 정도로 현저히 감소한다.

상기와 같이 감소된 이론열효율 및 평균유효압력을 보완하는 방안으로 유효압축비의 보상을 통한 실린더내 가스의 최고압력을 동일하게 하는 방법과 유효압축비의 보상 및 과급을 통한 실린더내 최고압력과 유효흡입공기량을 동시에 동일하게 하는 방법을 검토하였다.

4. 흡입밸브 닫힘시기변화에 의한 아트킨슨 사이클화의 성능감소 보완 방안

4.1 유효압축비의 보상

흡입밸브 닫힘시기의 변화로 아트킨슨 사이클화를 하면 유효압축비의 감소로 인해 실린더내 가스압력이 감소하게 되고 이는 열효율 감소로 이어진다. 따라서 흡입밸브 닫힘시기가 변화하여도 유효압축비, ϵ_c 가 항상 디젤기관의 설계압축비, ϵ_c^* 가 되도록 밸브닫힘시기의 변화에 따라 틸트체적 V_2 를 감소시켜야 한다. 이로 인해 실린더내 가스의 최고압력이 흡입밸브 닫힘시기가 변화하여도 항상 동일하게 보정할 수 있다.

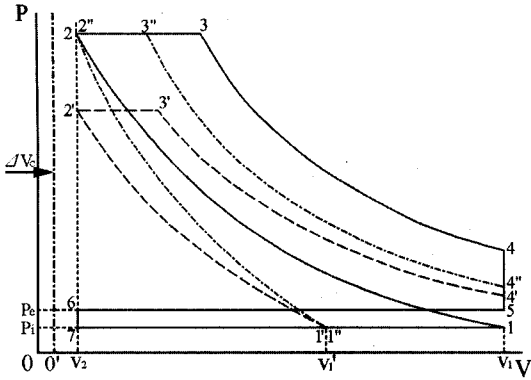


Fig. 9 P-V diagram with the compensation of compression ratio in diesel-atkinson cycle

Fig. 9는 흡입밸브 닫힘시기의 변화에 따른 틱새체적의 조절로 유효압축비를 항상 디젤기관의 설계 압축비와 동일하게 보상한 경우의 P-V선도이다.

유효압축비를 설계압축비와 동일하게 보상하면 실린더내 최고압력은 동일하며 사이클은 1"-2"-3"-4"-5"-6-7-1-1"의 과정을 수행한다. 여기서, 상태 2, 5, 6, 7, 1은 동일한 위치로 표시되더라도 틱새체적의 기준점이 압축비 보상에 따라 달라져 실제 체적은 각각 다르다.

압축비를 보상한 경우의 유효압축비, $\epsilon_c(c)$ 와 디젤기관의 설계압축비, ϵ_c^* 는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\begin{aligned} \epsilon_c(c) &= \frac{v_1''}{v_2''} = \frac{v_1' - \Delta V_c}{v_2' - \Delta V_c} = \frac{v_1' - \Delta V_c}{v_2 - \Delta V_c} \\ &= \epsilon_c^* \left(= \frac{v_1}{v_2} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

상기 관계로부터 흡입밸브 닫힘시기의 변화에 따라 감소시킬 틱새체적, ΔV_c 을 구할 수 있다.

$$\Delta V_c = \frac{v_1}{\epsilon_c^* - 1} \left(1 - \frac{v_1'}{v_1} \right) \quad (21)$$

한편, 압축비를 보상한 경우의 연료차단비, $\sigma(c)$ 는 압축비보상에 의해 유효압축비를 항상 동일하게 함으로 흡입밸브 닫힘시기에 관계없이 디젤기관의 연료차단비, σ^* 와 항상 같은 값이 된다.

$$\sigma(c) = \frac{T_3''}{T_2''} = \frac{v_3''}{v_2''} = \sigma^* \quad (22)$$

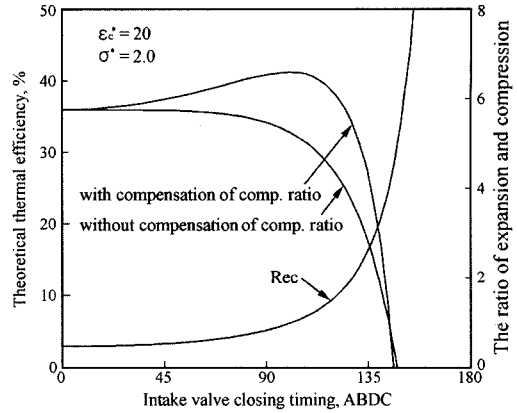


Fig. 10 Comparison of thermal efficiencies with and without the compensation of compression ratio and Rec for the change of intake valve closing timing

이 경우 팽창비 및 팽창압축비는 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \epsilon_e(c) &= \frac{v_4''}{v_3''} = \frac{v_2''}{v_3''} \frac{v_4''}{v_2''} = \sigma(c)^{-1} \frac{v_1 - \Delta V_c}{v_2 - \Delta V_c} \\ &= \sigma(c)^{-1} \frac{v_1 - \Delta V_c}{v_1' - \Delta V_c} \epsilon_c(c) \end{aligned} \quad (23-1)$$

$$\frac{\epsilon_e(c)}{\epsilon_{\alpha}(c)} = \frac{v_1 - \Delta V_c}{v_1' - \Delta V_c} \sigma(c)^{-1} \quad (23-2)$$

상기 관계를 식 (9)와 식 (11)에 대입하면, 유효압축비의 보상을 통해 실린더내 가스의 최고압력을 동일하게 하는 경우에 흡입밸브 닫힘시기의 변화에 따른 이론열효율 및 평균유효압력을 구할 수 있다.

Fig. 10은 흡입밸브 닫힘시기 변화에 의해 아트킨슨 사이클화 한 경우, 압축비를 보상했을 때와 보상하지 않을 때의 이론열효율과 그 때의 팽창압축비를 나타낸 것이다. 여기서, 디젤기관의 설계압축비는 20이고 연료 차단비는 2이다.

흡입밸브 닫힘시기의 변화에 유효압축비를 보상하지 않은 경우의 열효율은 전술한 바와 같이, 현저히 감소하는 경향이다. 반면에 유효압축비를 보상한 경우의 열효율은 100°ABDC무렵까지 증가하다가 그 이후에 감소하는 경향이다.

열효율의 최대치는 팽창압축비, Rec가 1인 지점인 100°ABDC부근에서 약 41.7%정도의 값이 얻어진다. 팽창압축비가 1이상인 경우에 열효율이 급격히 감소하는 것은 팽창압축비의 과대에 의한 음의

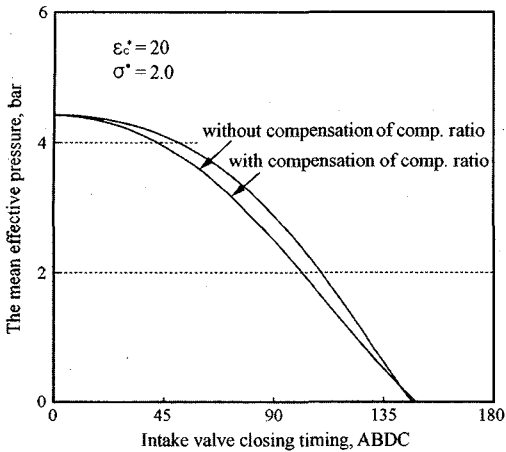


Fig. 11 Comparison of mean effective pressure with and without the compensation of compression ratio in diesel-atkinson

일이 증가하는데 기인하는 것으로 생각된다.

디젤기관을 아트킨슨 사이클화 할 때 압축비를 보상한 경우의 열효율 향상률의 최대치는 보상하지 않은 경우에 대비하여 약 25.1% 정도로서 현저히 향상된다. 그러나 기존 디젤기관의 열효율이 압축비 보상 없이 아트킨슨 사이클화 한 경우보다 높으므로 압축비 보상을 하여 아트킨슨 사이클화 한 경우의 열효율은 기존 디젤기관의 경우와 비교하여 약 14.3% 정도 향상되는 것이 보여 졌다.

Fig. 11은 압축비 보상의 유무에 따른 이론평균유효압력을 비교한 것이다. 평균유효압력은 두 경우 모두 흡입밸브 닫힘시기의 지각에 따른 유효흡입공기량의 감소로 인해 닫힘시기가 지각될수록 지속적으로 감소하는 것을 나타낸다. 그러나 압축비를 보상한 경우의 평균유효압력은 열효율이 향상되는 부가적인 효과에 의해 압축비를 보상하지 않은 경우보다 감소 폭이 적어진다. 이로 인하여 열효율이 최대치를 보이는 100° ABDC 무렵에서 압축비 보상에 의한 이론평균유효압력의 증가는 보상이 없는 경우에 비하여 약 18.6% 정도에 이른다. 상기와 같은 증가효과가 있으나 흡입밸브 닫힘시기 지연에 의한 흡입공기량의 감소로 출력의 감소는 피할 수 없다. 이는 디젤-아트킨슨기관을 실현하기 위해서 압축비 보상뿐만 아니라 흡입공기량의 보상도 필요하다는 것을 의미하는 것이다.

4.2 유효압축비 및 흡입공기량 보상

Fig. 12는 유효압축비의 보상 및 과급을 통하여 실린더내 최고압력과 유효흡입공기량을 동일하게 하는 경우의 P-V선도이다. 여기서 흡배기과정은 준정적변화($P_1 \approx P_2$)를 고려하는 한 경우이다.

흡입밸브 닫힘시기를 지각시킴에 따라 사이클은 1'-2'-3'-4'-5-6-1-1'의 과정을 수행한다. 이 사이클을 압축비 및 과급을 통해 보상하면 1''-2''-3''-4''-5''-6''-7''-8''-1''의 과정을 수행한다.

그림에서 유효압축비, $\epsilon_c(s)$, 연료차단비, $\alpha(s)$ 및 팽창비, $\epsilon_e(s)$ 는 각각 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\epsilon_c(s) = \frac{v_1''}{v_2''} = \frac{v_1' - \Delta V_c'}{v_2 - \Delta V_c'} \quad (24-1)$$

$$\alpha(s) = \frac{T_3''}{T_2''} = \frac{v_3''}{v_2''} = \frac{v_3 - \Delta V_c'}{v_2 - \Delta V_c'} \quad (24-2)$$

$$\epsilon_e(s) = \frac{v_4''}{v_3''} = \frac{v_4 - \Delta V_c'}{v_3 - \Delta V_c'} \quad (24-3)$$

위식으로부터 팽창압축비는 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\epsilon_e(s)}{\epsilon_c(s)} = \frac{v_1 - \Delta V_c'}{v_1' - \Delta V_c'} \alpha(s) \quad (24-4)$$

유효압축비의 보상에 의해 실린더내 가스의 최고압력을 동일하게 하고 동시에 과급을 통해 흡입공기량을 동일하게 하는 경우, 과급에 의한 압축압력의 상승분만큼 유효압축비를 감소시켜야 한다. 따

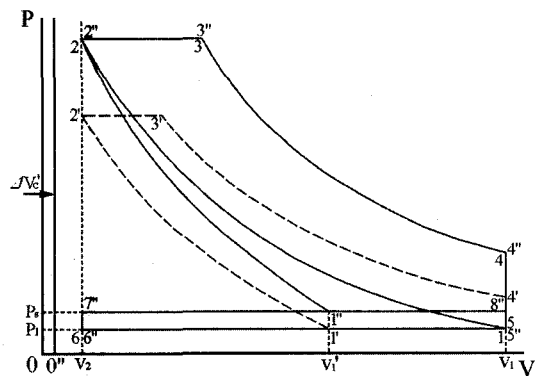


Fig. 12 P-V diagram with the compensation of compression ratio and simultaneous super-charged in diesel-atkinson cycle

라서 감소시켜야 할 틈새체적은 압축비만을 보상하는 경우보다 약간 적어진다. 이 경우 압축후의 가스 압력이 동일하므로 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$p_2'' = p_2 \quad (25-1)$$

$$\therefore P_s \epsilon_c(s)^k = p_1 \epsilon_c^* \quad (25-2)$$

$$P_s \left(\frac{v_1' - \Delta V_c'}{v_2 - \Delta V_c'} \right)^k = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \quad (25-3)$$

또한, 유효흡입공기량이 동일하므로 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$m(D) = m(s) \quad (26-1)$$

$$\therefore \frac{p_1 V_s}{RT_1} = \frac{p_1' v_1''}{RT_1} - \frac{p_1 v_2''}{RT_1} \quad (26-2)$$

$$p_1(v_1 - v_2) = P_s(v_1' - \Delta V_c') - p_1(v_2 - \Delta V_c') \quad (26-3)$$

$$P_s = \left(\frac{v_1 - \Delta V_c'}{v_1' - \Delta V_c'} \right) p_1 \quad (26-4)$$

감소시킬 틈새체적, $\Delta V_c'$ 는 위 식 (25)와 (26)으로부터 다음과 같이 표시된다.

$$\left(\frac{v_1 - \Delta V_c'}{v_1' - \Delta V_c'} \right) \left(\frac{v_1' - \Delta V_c'}{v_2 - \Delta V_c'} \right)^k = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \quad (27)$$

상기 관계를 식 (9)와 (11)에 대입하면 유효압축비와 과급을 통해 실린더내 최고압력 및 유효 흡입 공기량을 동시에 보상하는 경우의 이론열효율 및 평균유효압력을 구할 수 있다.

Fig. 13 압축비 보상과 과급으로 실린더내 가스의 최고압력과 흡입공기량을 동일하게 하는 경우의 팽창압축비와 과급압을 나타낸 것이다. 흡입밸브 닫힘시기가 지각될수록 팽창압축비는 증가하고 요구되는 과급압은 상승한다.

열효율의 최대치는 팽창압축비가 1인 지점인 약 100°ABDC부근이며, 이 때의 과급압은 대략 2.06bar 정도이다. 이후 밸브닫힘시기를 더욱 지각시키면 요구되는 과급압은 급격히 증가한다. 밸브닫힘시기의 과도한 지각은 기계적 및 열적장애를 야기하므로 사용영역이 제한된다.

Fig. 14는 압축비 보상과 과급으로 실린더내 가스 압력의 최고치와 흡입공기량을 동일하게 한 경우의 디젤-아트킨슨 사이클의 이론열효율을 유효압축비

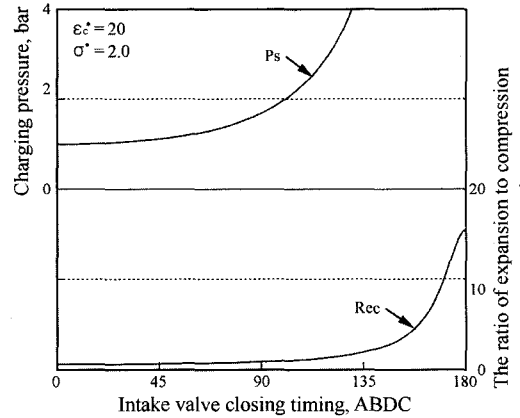


Fig. 13 Rec and super-charged pressure with the compensation of compression ratio and simultaneous super-charged

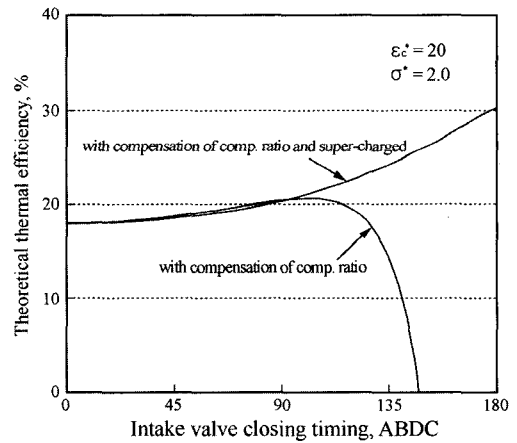


Fig. 14 Comparison of thermal efficiencies with the compensation of compression ratio and simultaneous super-charged

만을 보상한 경우와 비교한 결과이다. 압축비 및 과급을 동시에 보상한 경우의 열효율은 흡입밸브 닫힘시기의 지각에 따라 지속적으로 증가한다. 이에 반하여, 압축비만을 보상한 경우는 전술한 바와 같이 증가하다가 감소하는 경향을 보인다.

아트킨슨 사이클화의 효과가 가장 큰 팽창압축비 (100°ABDC)이전의 흡입밸브 닫힘시기영역에서 압축비만 보상한 경우의 열효율은 압축비 및 과급을 동시에 한 경우보다 약간 크다. 이는 전술한 바와 같이 압축비만을 보상한 경우의 유효압축비가 압축비 및 과급을 동시에 한 경우보다 큰데 기인하는 것이

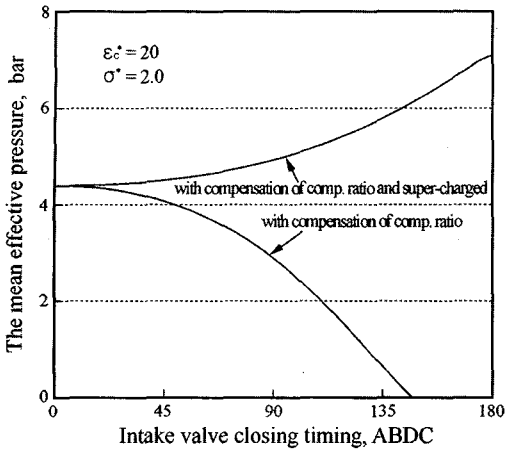


Fig. 15 Comparison of mean effective pressure with the compensation of compression ratio and simultaneous super-charged

다. 팽창압축비가 1보다 큰 시점에서의 열효율은 과급의 영향으로 지속적으로 증가하는 것을 나타내지만 고과급압으로 인해 실효성에 제약을 받는다.

Fig. 15는 Fig. 14와 동일한 조건에서 구한 이론평균유효압력을 비교한 결과이다. 전술한 바와 같이 평균유효압력은 열효율 및 공급열량에 좌우된다. 따라서 과급에 의해 공급열량을 흡입밸브단힘시기의 변화에 관계없이 동일하게 한 경우의 평균유효압력은 열효율의 변화와 마찬가지로 지속적으로 증가한다.

상기의 결과를 종합하면, 열효율을 증가시키는 측면에서는 압축비만을 보상하는 것이 적절하며, 출력을 향상시키고자 하면 압축비 보상 및 과급압을 적절히 보상하는 것이 바람직함을 알 수 있었다. 또한 부하변화 즉 공급열량의 변화에 대응하여 압축비를 가변시켜야 하므로 부하 및 기관회전수의 변화가 큰 자동차용 고속 디젤기관보다 정부하 및 정속운전을 하는 정치용 디젤기관을 아트킨슨 사이클화 하는 것이 실용화하기에 용이하다는 것을 예측할 수 있다.

5. 결론

흡입밸브 단힘시기 변화에 의해 디젤기관을 아트킨슨 사이클화 하는 경우, 열역학적으로 해석한 결과는 다음과 같다.

- 1) 디젤-아트킨슨 사이클의 열효율 및 평균유효압력은 팽창압축비 및 차단비의 증가에 따라 지속적으로 증가하며, 팽창압축비가 1인 시점인 100° ABDC 부근에서 최대값이 얻어졌다.
- 2) 흡입밸브 단힘시기 변화에 의한 아트킨슨 사이클화는 유효압축비 및 흡입공기량의 감소로 인해 열효율 및 평균유효압력이 현저히 감소되며 이는 압축비보상 및 과급에 의해 해결가능하다.
- 3) 압축비만을 보상하는 경우, 아트킨슨 사이클화의 효과가 가장 큰 Rec 1인 지점에서 약 14.3%정도 열효율의 향상이 도모된다. 상기 조건에서 압축비 및 흡입공기량을 동시에 보상하는 경우의 과급압은 약 2.06bar정도가 요구되며, 과급에 의한 유효압축비 감소로 인하여 열효율향상 측면에서는 압축비만을 보상하는 것이 더 효과적임을 알 수 있었다.
- 4) 상기 결과를 종합하면, 자동차용 고속 디젤기관보다 정부하 및 정속운전을 하는 정치용 디젤기관을 아트킨슨 사이클화 하는 것이 실용화하기에 용이하다고 생각된다.

후 기

본 연구는 산업자원부 및 저공해 자동차부품 개발센터의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

References

- 1) C. M. Chung, J. T. Lee, J. W. Cho, "Trends in Technical & Development of Miller Cycle for Gasoline Engine," Journal of KSAE, Vol.17, No.1, 1995/7.
- 2) H. Nomura, "HITACHI-B&W and Sulzer Economical Slow Speed Diesel Engine," JSAE, Vol.19, No.235, 1980.
- 3) T. H. Ma, H. Rajabu, "Computer Simulation of an Otto-Atkinson Cycle Engine with Variable Timing Multi-intake Valves and Variable Compression Ratio," c53/58 IMechE, 1988.
- 4) R. J. Saunders, E. A. Abdul-Wahab, "Variable Valve Closure Timing for Load Control and the Otto Atkinson Cycle Engine," SAE 890677,

- 1989.
- 5) S. C. Blakoy, R. J. Saunders, T. H. Ma, A. Chopre, "A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing," SAE 910451, 1991.
 - 6) J. H. Tuttle, "Controlling Engine Load by Means of Early Intake-Valve Closing," SAE 820408, 1982.
 - 7) J. Brooks, A. Lame, "Features of an Atkinson Two-Stroke Engine," SAE 941682, 1994.
 - 8) T. I. Jang, Y. J. Jeong, J. T. Lee, "A Study on Atkinson Cycle of Heavy Duty Long Stroke Diesel Engine," 2001 KSAE Spring Conference Proceedings, Vol.I, pp.225-231, 2001.