

저 압축 고 팽창 기관에 관한 기초 연구

임 창 섭¹⁾, 최 재 성²⁾

A Study on Principle of Low Compression and High Expansion Engines

Lim Chang Seob, Choi Jae Sung

ABSTRACT

In this paper the concept of Miller cycle engine which is to obtain low compression ratio by a variation of inlet valve closing time is discussed. By the results of the theoretical research on the characteristics of Miller cycle it was found that it could be expected the increase of indicated mean effective pressure and the reduction of NO_x and CO emissions by supercharging.

1. 서론

엔진의 효율은 이론적으로 실린더 내에 충전되는 흡입 공기의 질량에 좌우되기 때문에 출력을 향상시키기 위해서는 체적 효율을 향상시키는 일이 중요하다. 흡입 공기 질량을 증가시키기 위해서 흡입 압력을 상승시키거나 온도를 낮추는 방법이 있으나, 흡입 압력의 상승에는 한계가 있으며, 연소시 노킹 발생의 우려가 있어 압축비를 낮추지 않으면 안되기 때문에 열효율이 저하하게 된다. 오염 물질 저감은 일반적으로 열효율의 저하를 초래하기 때문에 기존의 가솔린 엔진으로서는 고출력 저 공해 배출물의 두 가지 조건을 동시에 만족시킨다는 것이 쉽지 않은 실정이다. 또한, 가솔린 기관의 출력 조정은 흡기관의 스로틀 밸브로써 행하기 때문에 부분 부하운

1 한국해양대학교 기관공학과 석사과정 주기관 전공

2 한국해양대학교 기관공학과 교수

전에 있어서 펌프 손실이 증가하고, 연료소비율이 증가되는 결점이 있다.

본 논문에서는 종래의 흡입, 압축, 팽창, 배기의 구조로 이루어진 가솔린 기관(오토 사이클)과는 달리, 저 압축 고 팽창 기관(Miller 사이클)은 4행정 중의 팽창 비는 변하지 않으나 압축 행정을 짧게 하여 낮은 압축비와 높은 팽창비를 실현할 수 있는 저 압축 고 팽창 기관에 관한 사이클 시뮬레이션을 통해 이론적으로 특성을 파악하였다. 즉, 이론 사이클을 적용하여 저 압축 고 팽창 기관의 원리와 특징을 파악하고 기존의 가솔린 기관과의 성능 비교를 통하여 저 압축 고 팽창 기관의 특성에 대하여 밝혀 보고자 하였다.

2. 가솔린 엔진의 성능 향상을 위한 대책

가솔린 기관의 출력을 향상시키기 위해서는 압축비를 상승시키거나 연료량을 증가시키는 방법이 있으나, 이러한 경우 압축압력과 온도, 연소압력과 온도가 각각 상승하여 배기배출물이 증가하게 된다. 또한 배기배출물 저감을 위해서는 효율과 출력의 희생 없이는 어렵다는 것이 많은 논문에서 보고되고 있다. 이러한 두 가지의 상반된 문제점을 해결하기 위하여는 압축압력과 온도 연소압력과 온도를 각각 낮추면서도 효율과 출력을 상승시킬 수 있는 새로운 기관에 관한 연구가 요구된다.

3. 저 압축 고 팽창 기관

저 압축 고 팽창 기관은 1885년 James Atkinson에 의해 개발된 차동 기관이 그 효시라 할 수 있다. 저 압축 고 팽창 기관은 흡입밸브의 닫힘 시기를 하사점 전 또는 후에 닫히도록 하여 저 압축 고 팽창비를 유지할 수 있게 하며 그 결과 노킹을 방지하고 효율을 상승시킬 수 있다. 낮은 유효압축비는 압축 압력과 온도를 감소시키고, 열부하 및 기계적 부하를 감소시킬 수 있으며, 저 부하에서 펌핑 손실을 감소시킬 수 있다. 또한 압축 압력과 온도의 감소로 인해 최고 폭발 압력 및 최고 폭발 온도의 감소로 배기 배출물을 감소시킬 수 있다.

4. 저 압축 고 팽창 기관의 이론적 해석

4.1 저 압축 고 팽창 기관의 이론적 검토

Miller 사이클에서 흡입 밸브의 개폐 시기와 압축초의 실린더내 상태를 변경시켰을 때의 성능 결과를 분석하였다.

1) 오토 사이클 및 Miller 사이클의 효율

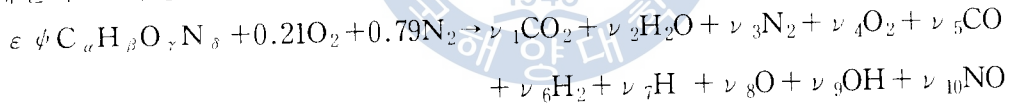
$$\eta_{otto} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \eta_{miller} = \frac{T_4 - T_5 + k(T_5 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

2) 오토 사이클 및 Miller 사이클의 평균유효압력의 계산

$$imep_{otto} = \frac{(Q_{mlet} - Q_v)}{A * V_h} \quad imep_{miller} = \frac{[Q_{mlet} - (Q_p + Q_v)]}{A * V_h}$$

4.2 배기 배출물 생성량 예측

화석 연료를 사용하면 그 연소 생성물은 고온의 연소 온도에 의해 열해리가 일어난다. 여기서는 단순화를 위하여 10종의 화학 종이 열해리에 관계한다고 가정하였다.

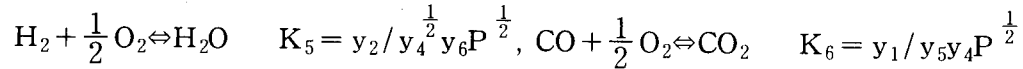


여기서 $N = \sum_{i=1}^{10} \nu_i$ 는 물의 전체 수이므로 $\sum_{i=1}^{10} y_i = 1$

위의 식에서 미지수가 11개인데 반해 평형식은 5개 밖에 되지 않으므로 10개의 성분을 구할 수 없다. 실제 완전연소는 일어나지 않으며 완전 가스 성분 CO_2 , N_2 , H_2O , O_2 가 열해리를 일으켜서 CO , H_2 , OH , O , H , NO 가 생성되는 화학반응을 가정할 수 있으므로 6개의 평형식을 이용해서 10개의 불분자 y_i 와 물의 수 N 등 11개의 평형식을 구할 수 있다. 각 반응에서 역반응과 순반응 속도는 일정하다고 가정했다.

$$\frac{1}{2} H_2 \rightleftharpoons H \quad K_1 = y_7 p^{\frac{1}{2}} / y_6^{\frac{1}{2}}, \quad \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons O \quad K_2 = y_8 p^{\frac{1}{2}} / y_4^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons OH \quad K_3 = y_9 / y_4^{\frac{1}{2}} y_6^{\frac{1}{2}}, \quad \frac{1}{2} O_2 + \frac{1}{2} N_2 \rightleftharpoons NO \quad K_4 = y_{10} / y_4^{\frac{1}{2}} y_6^{\frac{1}{2}}$$



평형 상수 식에서 P 는 물분율의 부피 감소에 따른 압력의 영향을 나타내고 있다. 평형 상수값 K 는 단지 온도만의 함수로 간주될 수 있으며 Olikara와 Borman(1975)에 의해 계산된 값을 사용하였고 JANAF 테이블에서 평형 상수의 곡선을 구할 수 있고 다음과 같이 표현되었다.

$$\log K_p = A \ln(T/1000) + B/T + C + DT + ET^2$$

5. 이론적 해석 결과 및 고찰

그림 4.1은 압축 초기압력, 압축 초기온도를 일정히 하고 흡입 밸브를 닫는 시기를 조절하였을 때의 $P - V$ 선도를 보여주고 있다. 흡입 밸브를 닫는 시기를 BTDC로 180, 130, 80도로 변경시키면 압축압력과 연소 최고압력은 감소한다. 그림 4.2는 횡축을 밸브 닫힘 시기로 취하여 닫힘 시기를 변경하였을 때의 열효율, 평균유효압력, 압축온도, 연소 최고온도, 연소 최고압력 및 유효 압축비의 변화를 나타내고 있다. 밸브 닫힘 시기가 늦게 됨에 따라 유효 압축비가 감소하기 때문에 압축끝 및 연소 후의 실린더내 가스의 압력 P_{max} 및 온도 T_{max} 는 저하하게 되고, 열효율 또한 저하하게 된다. 그림 4.3에서는 배기 배출물의 물 분율의 변화를 보여주고 있다. NO_x , CO_2 배출물은 감소하나 CO 배출물은 증가함을 보여주고 있다.

공연비를 일정히 하고 급기압력을 상승시켰을 때의 $P - V$ 선도를 그림 4.4에서 보여주고 있다. 흡입 밸브 닫힘 시기가 늦어지면 압축끝의 압력이 약간 감소하나, 연소 최고압력의 저하가 작게 되어 결과적으로 열효율 향상을 기대할 수 있음을 알 수 있다. 그림 4.5는 흡입 밸브 닫힘 시기를 늦게 할수록 유효 압축비의 감소로 인하여 최고 연소압력 및 최고 연소온도는 저하한다. 그림 4.6은 이때의 배기 배출물의 계산 결과를 나타내고 있으며, NO_x , CO 의 물 분율도 감소함을 알 수 있다.

그림 4.7은 급기압력의 변화에 따른 계산 결과를 보인다. 급기압력 P_0 가 증가할 수록 흡입공기량 M_a 가 증가하여 공기 사이클에 가까워지기 때문에 연소 최고압력 및 평균유효압력이 증가하여 열효율도 상승함을 알 수 있고, 공급 열량을 일정하게 하였기 때문에 연소 최고온도는 감소하여 그림 4.8에서 알 수 있는 바와 같이 CO 및 NO_x 의 배출량이 감소함을 알 수 있다. 급

기압력의 증가는 공급 공기량을 증가시키기 때문에 연공비가 낮아져서 CO₂의 배출량은 높은 급기압력에서 일정하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

그림 4.9는 당량비를 일정하게 하기 위하여 공급열량(공급연료량, M_f)을 증가시킨 경우의 계산 결과를 나타낸 것이다. 급기압력의 증가에 따라 공급연료량은 증가하지만 최고 연소온도는 당량비가 일정하므로 일정하게 유지된다. 그러나 실린더의 최고압력은 상승하며, 이 때문에 지시 평균유효압력(IMEP)은 상승하게 되고 열효율 또한 증가한다. 또한 열효율의 증가율은 급기압력의 상승에 따라 감소함을 알 수 있다. 이 경우 배기 배출물은 그림 4.10에서 알 수 있는 바와 같이 배기 배출물은 연소압력의 상승으로 볼 분율이 감소한다.

저속 저부하시 성능 저하를 고려할 때 Miller 사이클에는 기계식 과급기의 채용이 바람직하다고 생각된다. 여기에서는 기관 축동력의 일부를 급기압력의 상승에 필요한 과급기 구동 동력으로 할 경우를 고려하여 급기압력 상승에 필요한 압축일을 평균유효압력(CMEP)의 형태로 나타내면, CMEP는 다음과 같이 구해진다. 또한 지시 평균유효압력과 CMEP와의 차는 DMEP라 정의된다.

$$CMEP = \frac{k(P_s V_1 - P_s V_{miller}) - V_1(P_1 - P_s)}{(k-1)(V_1 - V_{miller})}$$

$$DMEP = IMEP - CMEP$$

그림 4.11은 당량비를 일정하게 유지하면서 흡입 밸브의 닫힘 시기의 변경에 따라 급기압력을 변경시킨 경우의 계산 결과를 나타낸다. 흡입 밸브를 늦게 닫을수록 유효 압축비의 감소 때문에 급기압력의 증가가 요구되며, 지시 평균유효압력은 증가하지만 과급기의 압축일을 고려할 경우 최대의 평균유효압력을 나타내는 최적의 흡입 밸브 닫힘 시기가 존재함을 알 수 있다. 그림 4.12는 흡입 밸브의 닫힘 시기 및 공연비의 변화에 따라 지시 평균유효압력과 연소 최고온도의 관계를 나타낸 것으로 당량비를 일정하게 유지할 경우 흡입 밸브의 닫힘 시기가 늦어질수록 평균유효압력은 증가하고 연소 최고온도는 저하함을 알 수 있다. 그림 4.13에서는 압축일에 사용되는 동력을 고려한 DMEP와 연소 최고온도와 관계를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 당량비를 일정하게 유지할 경우 최적의 흡입 밸브의 닫힘 시기가 존재함을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 저 압축 고 팽창 기관의 유용성을 확인하기 위해서 이론 사이클에 관하여 검토하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 저 압축 고 팽창 기관을 채택하면 열효율 향상과 배기 배출물 저감을 동시에 달성할 수 있다.
- (2) 저 압축 고 팽창 기관의 성능을 향상시키기 위하여는 급기압력의 상승이 필수적이며 이에 적절한 과급기의 개발이 요구된다.
- (3) 저 압축 고 팽창 기관의 성능을 극대화하기 위하여는 급기온도를 냉각시키는 냉각기의 사용이 요구된다.

저 압축 고 팽창 기관의 정량적 효과를 검토하기 위하여는 실제 사이클 및 실험에 의한 검토가 필요하다고 생각된다.

참 고 문 헌

1. H. Sakai, H. Noguchi and H. Kanesaka, "A New Type of Miller Supercharging System for High-Speed Engines, Part 1 Fundamental Considerations and Application to Gasoline Engine," JSME 851522, pp. 1-7, 1985.
2. 정 찬문, 이 종태, 조 진우, "저압축 고팽창 機關의 技術과 開發動向," 자동차공학회지, Vol. 17, No 1, pp. 6-19, 1995.
3. Olikara, C. and G. L. Borman, "A Computer Program for Calculation Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I. C. Engines," SAE paper 750468, 1975.
4. Colin R. Ferguson, "Internal Combustion Engines," Applied Thermosciences, pp. 71-188, 1973.
5. C. R. Morgen and K. Hetrick, "The Effect of Engine Variable and Exhaust Gas Recirculation on Emissions, Fuel Economy and Knock" SAE Paper 760198, pp. 893 - 900, 1976.

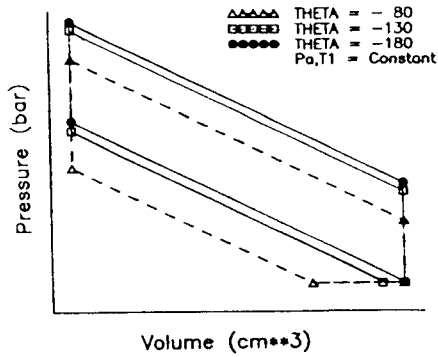


Fig. 4-1 Comparisons of P - V Diagram for Miller Cycle (Pa = Constant)

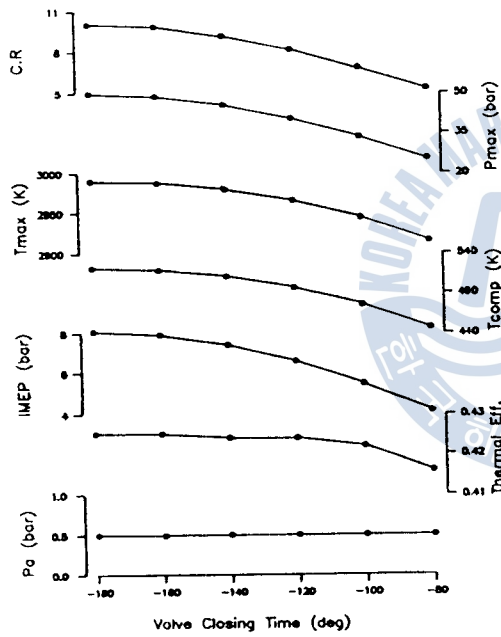


Fig. 4-2 Calculated Results versus Various Valve Closing Time (T1 = Constant)

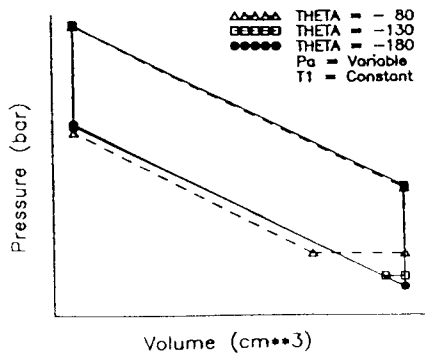


Fig. 4-4 Comparisons of P - V Diagram for Miller Cycle

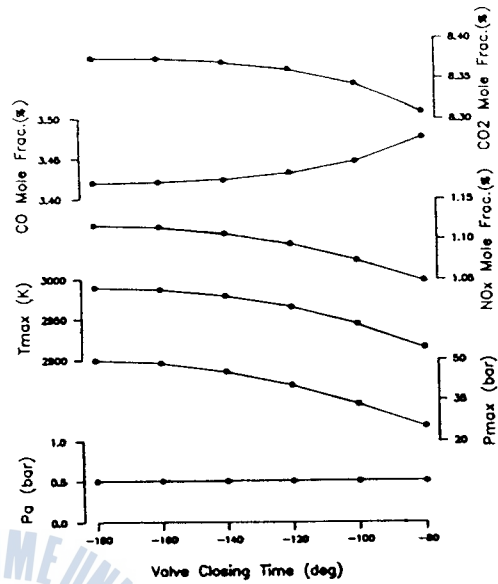


Fig. 4-3 Calculated Results of Exhaust Emissions versus Closing Time (T1 = Constant)

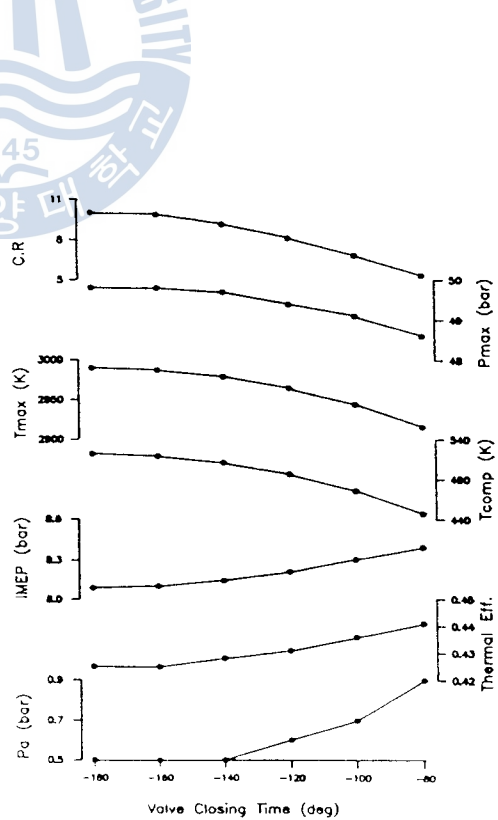


Fig. 4-5 Calculated Results versus Various Valve Closing Time (T1 = Constant)

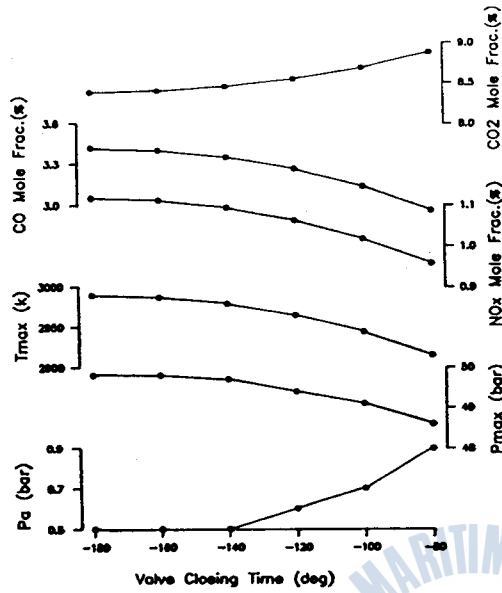


Fig. 4-6 Calculated Results of Exhaust Emissions versus Closing Time ($T_1 = \text{Constant}$)

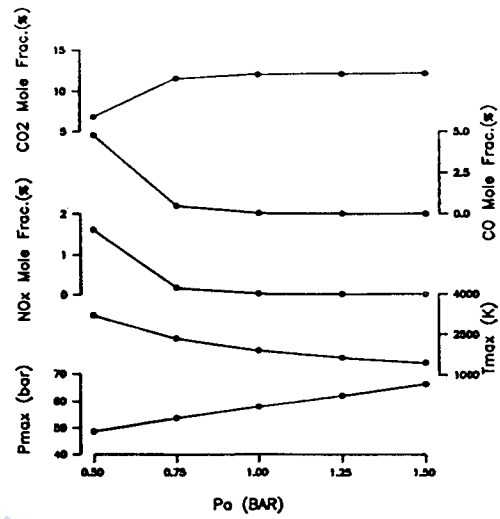


Fig. 4-8 Calculated Results of Exhaust Emissions Various Charging Air Pressure at Constant Fuel Amount ($IC = -140\text{deg}$)

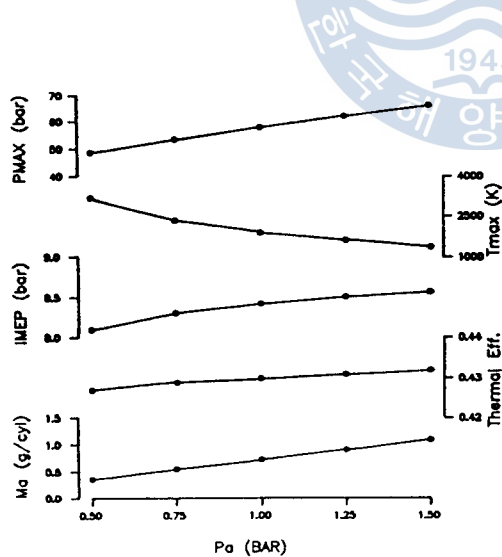


Fig. 4-7 Calculated Results versus Various Charging Air Pressure at Constant Fuel Amount ($IC = -140\text{deg}$)

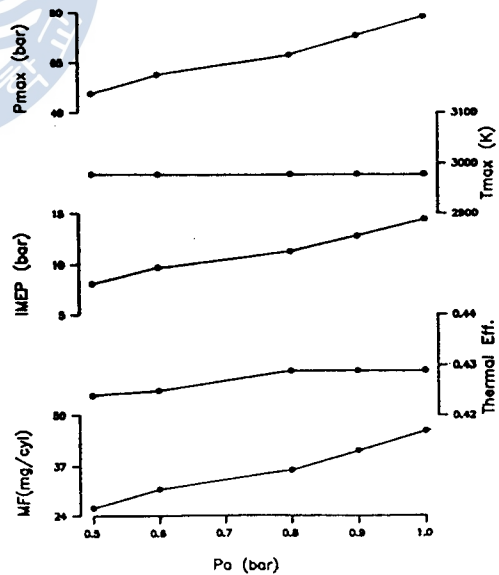


Fig. 4-9 Calculated Results versus Charge Air Pressure at Constant Equivalence Ratio

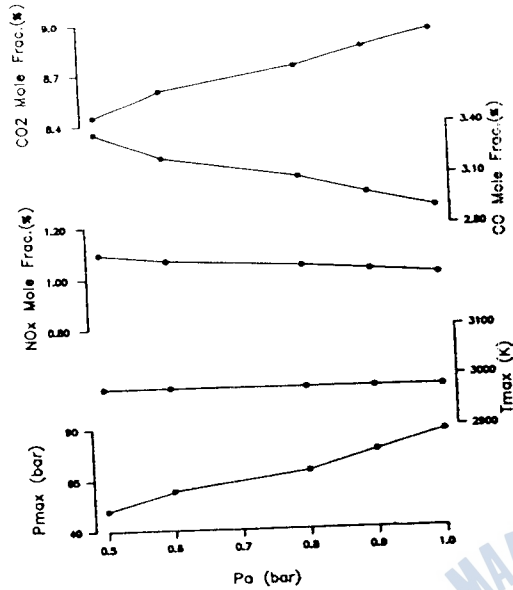


Fig. 4-10 Calculated Results of Exhaust Emissions versus Charge Air Pressure at Constant Equivalence Ratio

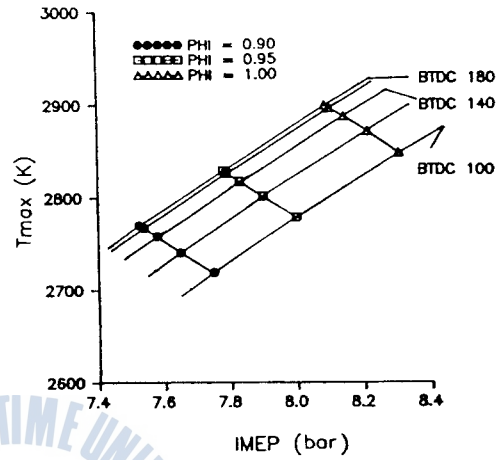


Fig. 4-12 Relations between Tmax and IMEP versus Variable Closing Time

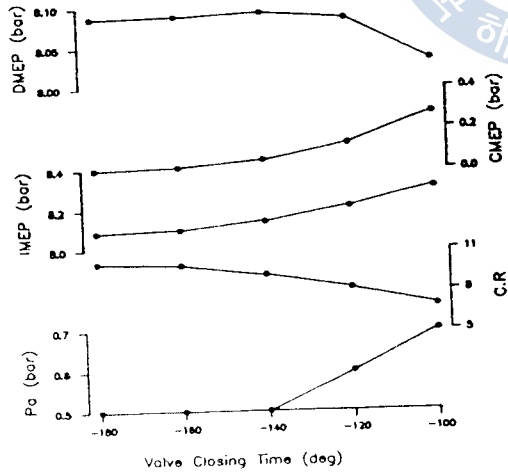


Fig. 4-11 Calculated Results versus Valve Closing Time ($\Phi = 1.0$)

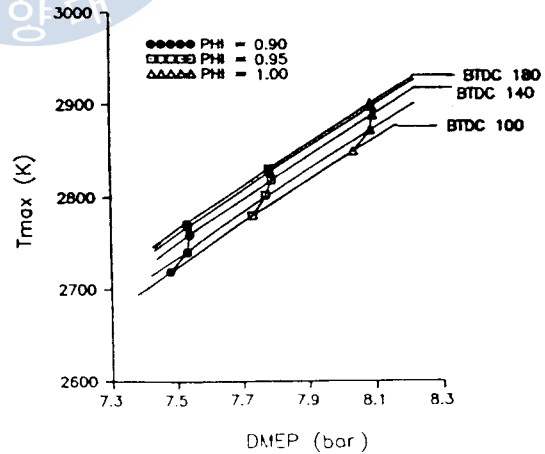


Fig. 4-13 Relations between Tmax and DMEP versus Variable Closing Time

