



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위청구논문

저속 2행정기관에의 밀러 사이클 적용에
관한 연구

A Study on Application of Miller Cycle
on Two Stroke Marine Diesel Engine



지도교수 최재성

2017년 2월

한국해양대학교 대학원

기관공학과

한기영

본 논문을 한기영의 공학석사 학위논문으로 인준함.



위원장 조권희 (인)

위원 최재성 (인)

위원 길병래 (인)

2016년 12월 7일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Abstract	vii
Nomenclature	ix
제 1 장 서 론	1
제 2 장 밀러 사이클(Miller cycle)의 열역학적 고찰	4
2.1 밀러 사이클 기관	4
2.2 밀러 사이클의 기본 이론	5
2.3 밀러 사이클의 열효율	7
제 3 장 저속 2행정 기관의 성능 시뮬레이션	10
3.1 성능 해석 모델링	10
3.2 실린더 내 소기과정	12
3.3 실린더 내 연소과정	18
3.4 실린더 내 NO _x 생성과정	19
3.4.1 생성경로	19
3.4.2 생성이론	20
3.4.3 계산방법	22
3.5 과급기 효율 계산과정	27
3.6 성능 시뮬레이션 프로그램 검증	29
3.6.1 시뮬레이션 대상엔진 제원 및 실측 데이터	29
3.6.2 시뮬레이션 예측방법과 결과	34
3.6.3 예측데이터와 시뮬레이션 데이터의 비교 결과	36

제 4 장 저속 2행정 기관에의 밀러 사이클 적용	38
4.1 저속 2행정 기관의 밀러 사이클 적용 방법	38
4.2 저속 2행정 기관의 밀러 사이클 적용 결과 고찰	45
제 5 장 결론	50
참고문헌	51



List of Tables

Table 3.1	Correlation coefficients of equilibrium constants	25
Table 3.2	Rate constants for NO formation mechanism	26
Table 3.3	Specification of reference engine	29
Table 3.4	Empirical coefficients and input data for double Wiebe function	33
Table 3.5	Simulation input data	34
Table 3.6	Simulation results	37
Table 4.1	Scavenging air pressure for miller cycle	41



List of Figures

Fig. 2.1	Stroke diagram of miller cycle engine	5
Fig. 2.2	P-V diagram of EIVC	6
Fig. 2.3	P-V diagram of LIVC	6
Fig. 2.4	P-V diagram of Diesel-Atkinson cycle	8
Fig. 2.5	T-S diagram of Diesel-Atkinson cycle	8
Fig. 3.1	Filling and emptying model	11
Fig. 3.2	Basic geometric of piston engine	14
Fig. 3.3	Flowchart for calculation	16
Fig. 3.4	A classification of NO _x according to the channel to the channel of formation	20
Fig. 3.5	P- θ diagram of economy mode at 150 rpm	30
Fig. 3.6	P- θ diagram of emission mode at 150 rpm	30
Fig. 3.7	P- θ diagram of economy mode at 163 rpm	31
Fig. 3.8	P- θ diagram of emission mode at 163 rpm	31
Fig. 3.9	Patterns of ROHR with each rpm	32
Fig. 3.10	Simulated P- θ diagram at 150 rpm	35
Fig. 3.11	Simulated P- θ diagram at 163 rpm	35
Fig. 3.12	Measured NO _x concentration of reference engine	36

Fig. 4.1	Miller cycle for 2-stroke marine engine	38
Fig. 4.2	Variation of NO concentration with combustion temperature	39
Fig. 4.3	Change of valve area according to EVC timing	40
Fig. 4.4	PV diagrams at 150 rpm according to EVC timing	41
Fig. 4.5	Comparison of cylinder pressure according to EVC timing for 150 rpm	42
Fig. 4.6	Comparison of cylinder temperature according to EVC timing for 150 rpm	42
Fig. 4.7	PV diagrams at 163 rpm according to EVC timing	43
Fig. 4.8	Comparison of cylinder pressure according to EVC timing for 163 rpm	44
Fig. 4.9	Comparison of cylinder temperature according to EVC timing for 163 rpm	44
Fig. 4.10	Result of calculated Tmax and NOx according to EVC timing for 150 rpm	46
Fig. 4.11	Result of calculated Tmax and NOx according to EVC timing for 163 rpm	46
Fig. 4.12	Result of calculated Ga and Pmax according to EVC timing for 150 rpm	47
Fig. 4.13	Result of calculated Ga and Pmax according to EVC timing for 163 rpm	48
Fig. 4.14	Result of calculated Pmi according to EVC timing	49

Fig. 4.15 Result of calculated turbocharger efficiency according to
EVC timing 49



A Study on Application of Miller Cycle on Two Stroke Marine Diesel Engine

Ki-Young Han

Department of Marine Engineering
Graduate School of Korea Maritime University
(Supervisor : Prof. Jae-Sung Choi)

Abstract

A concern about environmental pollution in advanced countries is rising, since environmental pollution including global warming, which means a gradual increase in the mean temperature of the globe in the past 100 years, ozone depletion and acid rain is becoming severe. As an example, IMO has begun to tighten the regulations on NO_x emissions from ships in ECAs since 2016, the ECAs have expanded to a broader range from the coasts of Europe and the US to apply the Tier III regulations more broadly. In addition to NO_x emissions, the regulations on SO_x, PM and BC emissions are intensifying, as well. With exhaust emission regulation being strict, various studies to reduce air pollution by harmful exhaust are already on the way.

As part of this research, there are various ways, which are water injection, water emulsion, SCR, EGR, etc. An application of the Miller cycle has been known as a solution of these issues on the 4-stroke diesel engines. The way is valve timing to influence to compression rate in substance. In other words, it means that compression stroke starts at closing moment of inhalation valve, equally expansion power finishes at opening moment of exhaust valve in 4-stroke cycle engine. Therefore Miller Cycle is able to get greater valid expansion power as well as reduce friction or resistance

loss of compression stroke by adjusting valve timing.

However, it has a problem that hard to apply at 2 stroke marine diesel engine with regard to raise expansion ratio by intake valve since the intake valve isn't equipped. As a countermeasure, evaluate the Miller effect by using a method for controlling the exhaust valve timing, if the Miller effect can be achieved by changing the exhaust valve timing, may be taken in a variety of performance improvements, such as performance and Emission problems.

Therefore, analyze features are demanded when Miller Cycle is applied to 2 stroke marine diesel engine and set emission valve timing to be optimum conditions at the fuel consumption rate & NOx emission aspect as well as review other factors affecting results. However, due to technical & economical difficulties it was hard to get the datas from existing 2 stroke marine diesel engine hence grasp theoretical features through computer simulation.

This study has its aim to report results of study on the analysis of each factor influencing on the performance of engine and study on the analysis related to methods to enhance efficiency. In addition, this study has applied the Miller's effect by utilizing program predicting emission and performance of large-sized two-stroke engine.

KEY WORDS : Miller cycle 밀러 사이클; Marine diesel engine 선박용 디젤 엔진; Exhaust valve 배기밸브; NOx 질소산화물.

Nomenclature

Variable	Description	SI Units
A	일의열당량	kcal/kgf · cm
D	실린더 직경	cm
C_v	정적비열	kcal/kgf · K
C_p	정압비열	kcal/kgf · K
F_i	전열 표면적	cm ²
G_a	흡기공기 중량	kgf
G_b	연소가스 중량	kgf
G_c	실린더내 총가스중량	kgf
h	엔탈피	kcal/kgf
k	비열비	
L_{min}	화학당량 공기	kg
l	연접봉 길이	cm
M	분자량	g
N	전물수	
P	압력	bar
P_{mi}	도시 평균 유효 압력	bar
P_{max}	실린더 최고 폭발 압력	bar
Q	순간 열발생량	kcal/deg.
Q_w	실린더 벽으로 열 손실량	kcal/deg.
R	기체상수	kgf · cm/kgf · K
r	크랭크 암 반경	cm

S	행정길이	cm
SFOC	연료 소비율	g/kW · h
T	온도	K
T _{max}	실린더 최고 온도	K
T _{wi}	전열 표면적 온도	K
U	내부에너지	kcal
V	체적	cm ³
V _θ	크랭크 각도당 실린더 체적	cm ³
V _h	행정체적	cm ³
V _c	TDC시 실린더 체적	cm ³
α	열전달계수	kcal/cm ² · K
ε _c	압축비	
ε _e	팽창비	
σ	연료차단비	
η	효율	%
λ	공기과잉율	
λ _s	연소영역의 연소시작시 공기과잉율	
λ _e	연소영역의 연소종료시 공기과잉율	

Subscript

Variable	Description
a	대기 상태(공기)
c	압축기
cin	압축기 입구
cout	압축기 출구
ein	엔진 입구
eout	엔진 출구
f	연료
g	배기가스
t	터빈
tin	터빈 입구
tout	터빈 출구



제 1 장 서 론

지난 100년간 지구의 평균기온이 점점 증가하는 추세를 보이는 지구 온난화 현상과 더불어 오존층 파괴, 산성비 등의 환경오염이 심각해짐에 따라 국제기구와 선진국을 중심으로 환경규제 강화와 환경오염에 관한 관심이 급속도로 증가하고 있다. 특히 IMO(International Maritime Organization, 국제 해사 기구)에서는 그들 산하의 MEPC(Marine Environmental Protection Committee, 해양 환경 보호 위원회)를 주축으로 하여 선박용 내연 디젤 기관으로부터 발생하는 질소 산화물(NOx), 황 산화물(SOx), 일산화탄소(CO), 그을음(Soot) 그리고 미연 탄화수소(HC) 등의 배기 배출물에 대한 법적 규제에 대해 적극적으로 논의하기 시작하였다.

선박 디젤 기관의 배기 배출물 규제의 필요성이 증가함에 따라, IMO에서는 2016년부터 ECA 지역을 운항하는 선박에 대해 NOx(질소산화물) 배출량 규제를 강화하는 TierⅢ를 적용하여 규제하기 시작하였으며, 유럽과 미국 연안에 한정되어 있던 ECA지역을 보다 넓은 범위로 확대하여 TierⅢ 규제를 보다 폭 넓게 시행하려 하고 있다. 이렇게 배기 배출물 규제가 엄격해지고 있는 가운데 유해 배기가스 배출에 의한 대기오염을 줄이기 위한 다양한 연구가 활발히 진행되고 있다.

최근 NOx 저감 방법으로 가장 주목을 받고 있는 방법은 환원제로 쓰이는 요소(urea) 용액을 고온 가스 스트림 중의 암모니아와 이산화탄소로 분해, 촉매표면에서 NOx와 암모니아를 재 반응시켜 질소 분자와 물로 환원시켜 배출하는 장치인 SCR, 연소 후 배기가스를 스크러버(scrubber)에서 물분사(water injection)를 통해 매연을 감소시켜 EGR 밸브를 통해 흡입공기(intake air)와 함께 다시 엔진으로 이송하는 EGR(Exhaust Gas Recirculation) 등이 있다. 그러나 이러한 방법들은 NOx를 줄이기 위해 열(Heat)을 낮추거나, 후처리 장치를 이용하기 때문에 연료소비율의 증가를 가져온다. 이처럼 연료소비율 저감 방법과 유해 배기 배출물, 특히 현재 IMO의 규제 대상인 NOx의 저감 방법은 서로 상

반되는 경향이 있다.^[1] 그러나 저압축 고폭창 엔진으로 정의되는 밀러사이클 (Miller cycle) 엔진, 압축비를 낮춰서 압축 행정시 압축에 의한 저항을 줄이는 대신에 팽창행정은 그대로 유지하면서 효율을 개선시키는 시스템이 주목받고 있으며 디젤 엔진의 밀러 사이클 적용으로 NOx 저감과 열효율 향상을 동시에 얻고, 상충되는 경제적, 규제적 요구사항을 충족시킬 수 있는 가능성을 열어두고 있다.

이론적으로 압축비는 연소실체적 대비 행정체적으로 정의되지만, 실질적으로 압축비에 영향을 주는 인자는 밸브 타이밍이다. 즉 흡기 밸브가 닫히는 순간부터 압축행정이 시작되는 것을 의미하고, 마찬가지로 팽창일은 배기밸브가 열리는 순간 종료 된다고 할 수 있다. 따라서 밀러 사이클은 이러한 밸브 타이밍을 조절하여 압축행정시의 압축일을 줄이고, 유효 팽창일은 크게 얻어내는 효과를 얻을 수 있으며, 팽창비를 충분히 크게 하여 연소가스의 팽창에너지를 충분하게 활용함으로써 에너지효율을 높여 종래 엔진에 비해 1.5배의 높은 토크와 10%-15% 연비절감을 얻고 있으며 대기오염물질의 배출량도 감소시킬 수 있다.^[2]

이 방법은 4행정 기관에 적용되고 있는 방법으로 이미 실용화되고 있으나 2행정기관에 대하여는 그의 적용이 아직 보고된 바가 없는 것으로 파악하고 있다. 그 이유로는 2행정 기관에는 흡기밸브가 없기 때문이라고 판단된다. 그러나 2행정 기관의 배기 밸브 타이밍을 조절하는 방법을 사용하여 밀러 효과를 이용할 수 있을 것으로 생각하고 그 적용 가능성에 관하여 검토하고자 한다. 따라서 밀러 사이클을 대형 2행정 기관에 적용하였을 때의 성능특성을 분석, 연료 소비율과 NOx 배출을 측면에서 최적의 조건이 되도록 배기밸브 타이밍을 결정하고 결과에 영향을 미치는 다른 인자들을 검토할 필요가 있으나, 실험 환경에 대한 실질적 문제로 인해 기존의 대형 저속 2행정 기관에서 실험적 데이터를 얻기 어려움이 있어 이를 계산 시뮬레이션을 통해 이론적으로 특성을 파악하였다.

해당 시뮬레이션을 통하여 엔진 성능에 영향을 미치는 각 인자들에 대한 분석과 효율을 향상시키기 위한 방안에 관하여 연구에 대한 결과를 보고자하며, 본 연구에서는 대형 저속 2행정 기관의 배기 배출물(emission) 및 성능을 예측하기 위한 프로그램을 활용하여 밀러 효과를 적용시켜 보고자 한다.

본 연구의 내용을 요약하면 다음과 같다.

제 2 장에서는 밀러 사이클의 기본 이론 및 열효율과 같은 이론적 배경에 대하여 열역학적으로 고찰하였다.

제 3 장에서는 밀러 사이클을 대형 2행정 기관에 적용하기 위한 시뮬레이션 계산 방법을 고찰하고 시뮬레이션의 검증을 위해 실제 대상엔진의 계측 값과 시뮬레이션 수치를 비교했으며, 비교인자는 최고폭발압력, 실린더 내부 최고온도, 평균유효압력, NOx 생성량 및 요구되는 과급기 효율을 대상으로 하였으며, 시뮬레이션 프로그램은 실제 운항중인 선박의 저속 2행정 기관을 모델로 한 성능예측프로그램을 이용하였다.

제 4 장에서는 대형 저속 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용시키기 위해 성능 예측 프로그램의 배기밸브의 닫힘 시기를 변경시켜 시뮬레이션을 수행하였으며, 시뮬레이션 결과로 계산된 최고폭발압력, 실린더 내부 최고온도, 평균유효압력, NOx 생성량 및 요구되는 과급기 효율을 비교 분석함으로써 성능 및 배기 배출물의 변화를 검토하였다.

결론에서는 이상의 연구결과를 요약 정리하였다.

제 2 장 밀러 사이클(Miller Cycle)의 열역학적 고찰

2.1 밀러 사이클 기관

밀러 사이클 기관은 1885년 James Atkinson이 발명한 아트킨슨(Atkinson) 사이클의 차동 기관이 그 효시라 할 수 있다. 그러나 그 당시에는 링크 기구의 복잡화와 고장의 발생에 따른 신뢰성과 경제성의 불리함 때문에 실현되기가 어려웠다. 이후 프랑크 밀러에 의해 기존의 오토 사이클이 사이클에서 발생한 전체 에너지 중 30%~40%를 압축 과정에서 사용함으로써, 전체 사이클의 열효율이 낮아지는 점을 고려하여 압축비를 팽창비 보다 적게 하는 밀러 시스템이 개발되었다.^[3] 기관의 출력은 흡입 공기량에 비례하기 때문에 배기량을 크게 하거나 보다 많은 공기를 연소실내에 공급하여야 높은 출력을 낼 수 있으며, 비출력의 면에서 볼 때 후자의 경우가 바람직하다. 따라서 배기량이 적은 기관의 실린더에 보다 많은 공기를 공급하면 높은 출력과 낮은 연료소비율을 동시에 실현할 수 있을 것으로 기대된다.

오토 사이클 기관에 강제과급을 할 경우 압축 후의 공기가 고온이 되어 노킹이 발생하기 쉽게 되기 때문에 압축비를 낮춰야 하며, 팽창행정 또한 짧게 되므로 배기가스의 열에너지가 기계적 에너지로 충분히 전환되지 못하고 대기에 방출되어 에너지 이용률이 떨어지는 결과를 초래한다. 오토 사이클의 이와 같은 문제점을 해결하기 위해서 연구된 밀러 사이클 기관은 흡입 밸브의 닫힘 시기를 하사점 전 또는 후에 닫히도록 함으로서 압축비를 낮추어 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. Fig.2.1은 4행정 밀러 사이클 엔진의 행정도이다.

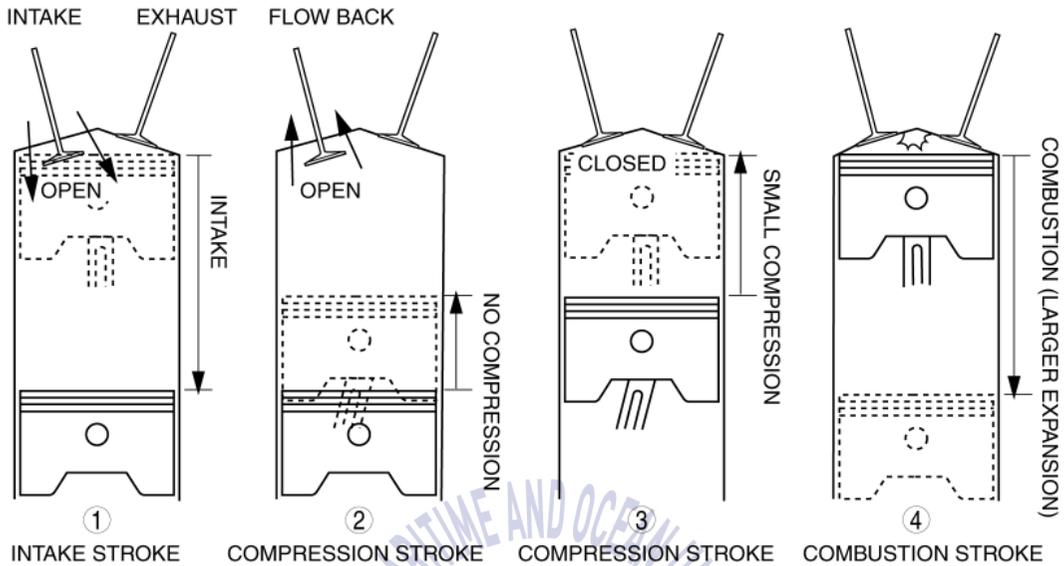


Fig.2.1 Stroke diagram of miller cycle engine^[4]

2.2 밀러 사이클의 기본 이론

밀러 사이클의 기본원리는 흡기밸브 타이밍을 적절하게 변환하여 압축행정을 팽창행정보다 짧게 할 수 있다는 것이다. 이를 통해 엔진 출력과 과급압력은 일정하게 유지하면서, 실린더 내 충전 압력과 온도를 낮출 수 있다. 밀러 사이클의 본래 목적은 기계적, 열적 한계를 초과하지 않고 엔진의 출력을 증가시키는 것이며 1990년대에는 엔진 출력을 일정하게 유지시키면서 실린더 내 온도를 낮추는 방법과 이를 통해 질소 산화물의 생성을 최소화시킬 수 있는 방법에 관심이 집중되었다. 이러한 밀러 사이클은 엔진의 효율을 개선시키고 동시에 유해 배출물을 감소시키는 여러 방법 중의 하나이며, 모든 엔진 제작자들이 효율의 손실 없이 엔진 배출물 제한을 충족시키기 위해 노력하고 있기 때문에 오늘날 거의 모든 현대 엔진은 적어도 적절한 밀러 타이밍으로 운용되고 있다.

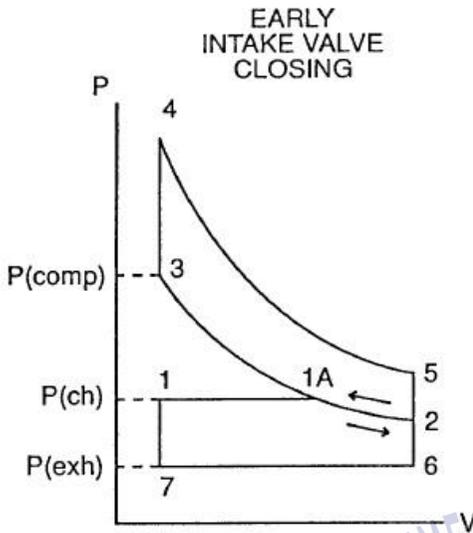


Fig. 2.2 P-V diagram of EIVC

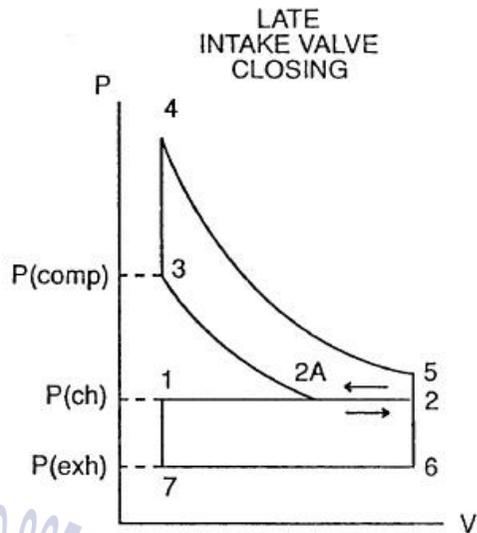


Fig. 2.3 P-V diagram of LIVC

밀러 사이클 기관을 실현시키기 위한 방법으로는 흡기밸브를 일찍 닫는 EIVC(early intake valve closing)방식과 흡기밸브를 늦게 닫는 LIVC(late intake valve closing)방식으로 나눌 수 있다. Fig. 2.2 및 Fig.2.3은 EIVC 방식 및 LIVC 방식을 P-V 선도로 나타낸 그림이다. 이상적인 사이클에서 EIVC 방식과 LIVC 방식의 효과는 동등하다고 볼 수 있지만, 그 실현 방식에 있어서는 흡기밸브 폐쇄 시기라는 눈에 띄는 차이점이 있다.

EIVC 방식은 Fig. 2.2과 같이 흡입행정 중에 흡기밸브를 닫는 방법으로 흡입 행정 중 용적 V_{1A} 에서 흡기밸브를 닫아 실린더가 하강함에 따라 P_2 까지 단열 팽창하다가 다시 피스톤이 하사점에서 압축을 시작 P_{1A} 까지 단열 압축하는 선도를 나타낸다. EIVC의 경우 하사점 전에 흡입밸브가 닫게 되므로 흡입공기의 압력이 낮아져 냉각효과로 인해 노킹은 감소되나 흡입밸브 열림 기간이 짧아 고회전 영역에서는 공기가 충분히 공급되지 않아 토크가 급격히 감소하는 문제점이 있다.

Fig 2.3의 LVC 방식의 경우 압축행정 중 용적 V_{2A} 에서 흡기밸브를 닫으며, 미리 실린더에 공급되는 공기의 압력을 P_{2A} 까지 상승시키고 공기를 공급하는 동안 흡기밸브를 열어 놓아 그 만큼 압축하는데 소비되는 에너지가 소요되지 않게 한다. 이러한 LVC 방식은 하사점 후에 흡입밸브가 닫치게 되어 공기가 실린더 주변으로부터 열을 흡수하고 뜨거워진 상태로 흡입포트로 되돌아가게 된다. 이로 인해 충전효율을 감소시키는 단점이 있으나 공기온도를 크게 낮추지는 않는다. 이와 같이 흡입밸브 닫힘 시기를 진각 또는 지각시키면 유효 흡입 공기량이 감소하여 실린더 내의 혼합공기를 압축할 때 압축행정이 작게 되어 유효압축비가 낮게 된다. 반면, 위의 두가지 방식 모두 팽창 행정시는 기존의 팽창과정을 모두 이용하기 때문에 결국 팽창비는 압축비보다 크게 된다. 이 사이클을 실현하기 위한 상용화에는 압축과정의 감소로 인한 압축압력을 보상하기 위한 방법이 필요하다.^[5]

2.3 밀러 사이클의 열효율

본 절에서는 디젤 2행정기관의 디젤 사이클과 밀러 사이클의 효시라 할 수 있는 아트킨슨 사이클의 열효율을 비교해 보았다. 통상의 디젤기관은 정압 사이클이며, 이것을 대기압상태로 고 팽창시킨 사이클이 아트킨슨 사이클이다. 통상 디젤 사이클은 Fig.2.4와 Fig.2.5의 선도와 같이 1-2-3-4의 밀폐 사이클 과정을 수행한다. 이 사이클에 고 팽창을 실현할 경우 아트킨슨 사이클이 되고, 4-4' -1' -1-4의 면적만큼 일이 증가되어 열효율도 향상된다. 이때, 사이클의 열역학적 열효율 관계식으로부터 디젤-아트킨슨 사이클의 열효율 식 (2-1)이 구해진다.

$$\eta_{th(DA)} = 1 - \frac{Q_{2-1} + Q_{2-2}}{Q_1} = 1 - \varepsilon_c^{1-k} F_{DA} \quad (2-1)$$

$$F_{DA} = \frac{\sigma(\alpha^{1-k} - \alpha) + \kappa(\sigma\alpha - 1)}{\kappa(\sigma - 1)} \quad (2-2)$$

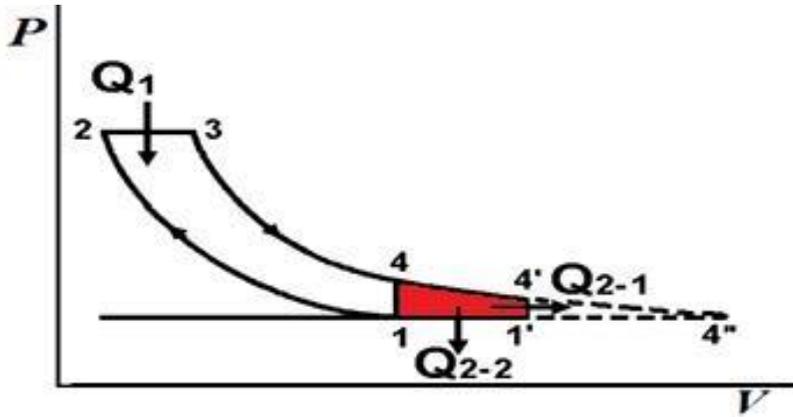


Fig.2.4 P-V diagram of Diesel-Atkinson cycle^[6].

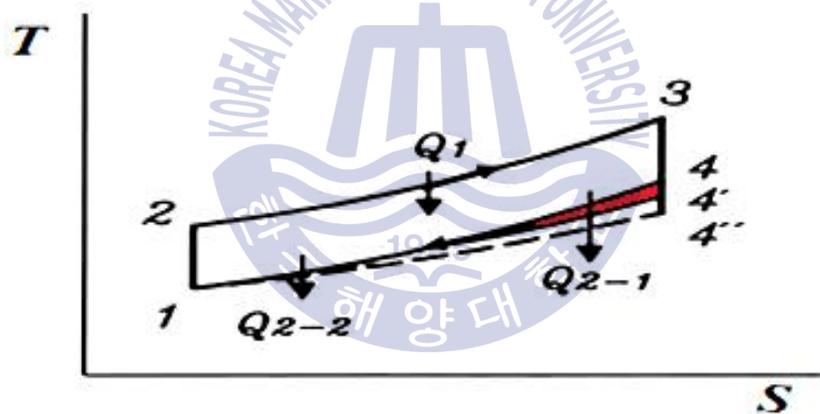


Fig.2.5 T-S diagram of Diesel-Atkinson cycle^[6].

단, σ 는 연료차단비이고, $\sigma = \epsilon_e / \epsilon_c$ 는 압축비에 대한 팽창비의 비이며, $\epsilon_c = V_1/V_2$ 은 압축비, 그리고 $\epsilon_e = V_4/V_3$ 는 팽창비로 정의한다.

이 팽창 사이클의 특징은, 기존 디젤 사이클의 팽창지점 4가 고팽창하여 최대 팽창지점 4'' 까지 일을 하는 것이다. 이때 식 (2-1)은 다음과 같이 된다.

$$\eta_{th(DA)} = 1 - \varepsilon^{1-\kappa} \frac{\sigma \alpha^{1-\kappa} - 1}{\sigma - 1} \quad (2-3)$$

이 식에서 열효율이 최대가 되는 팽창비는 팽창후의 압력 P_4' 가 초기압력 P_1 과 같게 될 때 이고, 이것을 완전팽창이라 부른다. 즉 팽창비와 압축비는 $\varepsilon_c = \varepsilon_e$ 으로 동일한 경우이다. 따라서 디젤-아트킨슨 사이클의 열효율은 식 (2-4)과 같은 형태가 된다. 이러한 결과는 정압 사이클의 열효율이 정적 사이클의 열효율과 같게 됨을 말해주는 것이다.

$$\eta_{th(DA)_{max}} = 1 - \varepsilon_c^{1-k} \quad (2-4)$$

이상으로부터 디젤 사이클이 고 팽창화하여 아트킨슨 사이클이 될 때 최대 팽창비 크기는 차단비에 의해 제한을 받게 되며, 그 팽창비 크기가 압축비와 같을 때 최대로 팽창하여 열효율도 최대가 됨을 알 수가 있다. 위와 같은 열역학적 해석으로부터 본 연구에서는 압축과정을 배기밸브 닫힘 시기를 지연시킴으로서 밀러 사이클을 적용하였다.^[6]

제 3 장 저속 2행정 기관의 성능 시뮬레이션

3.1 성능해석 모델링

배기배출물 성분의 정량적인 예측을 위해서는 가스교환 과정과 연소과정이 매우 중요한 영향을 미친다. 이 과정을 근사하는 적합한 모델링을 적용함으로써 엔진에서 배출되는 배기배출물을 예측할 수 있으며, 엔진 설계시 이를 이용하여 시간과 비용을 절약하는 효과를 얻을 수 있다. 사이클의 해석에 있어서는 흡·배기계를 포함하는 가스교환과정과 연소과정이 포함되는 압축팽창과정이 있으며, 각각 취급하는 현상이 다르고, 엄밀하게 해석하는 데는 계산이 복잡하게 되기 때문에 사용목적에 따라서 알맞은 해석방법을 선택하는 것이 바람직하다. 선박용 디젤기관의 성능을 예측할 수 있는 많은 프로그램들이 이미 개발되어 설계에 활용되고 있으나, 본 연구에서는 흡·배기 계통에는 용적 근사 모델을 적용하여 개발된 기존의 프로그램을 배기가스 조성을 계산할 수 있도록 확장 개발하였다. 연소과정은 two zone 모델을 적용하였다.

가스흐름계통의 모델링으로 사용된 용적 근사 모델은 흡·배기관계 및 실린더 등의 용적을 용기의 결합계로 근사하는 모델이다. 준정상 모델의 경우보다 실제에 근접하지만, 관내의 압력과의 전파에 의한 영향을 표현할 수 없기 때문에 고속기관의 경우 오차가 크게 되고 흡·배기계의 기본적인 설계에는 부적당하다. 그러나 대형저속기관(선박용 기관)의 성능 예측 및 과도특성 등의 계산에 적합하여 많이 이용된다. Fig. 3.1에 용적근사모델의 개념도를 보인다.

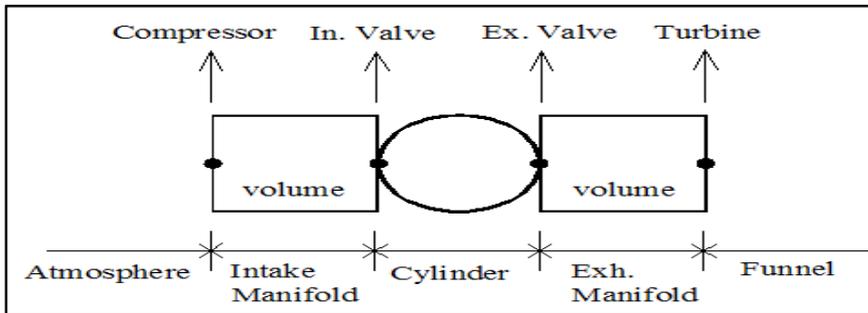


Fig.3.1 Filling and emptying model^[7]

연소 과정의 모델링으로 사용된 Multi zone model의 경우 디젤기관의 연료 분사로 인해 혼합기 형성과정은 매우 복잡하며 공간적으로 다양하게 형성된다. 여기에는 연료분사 및 증발과정 그리고 공기유입 효과 및 유동에 의한 혼합기 형성과정이 관계하기 때문이며, 이에 관한 많은 이론 모델이 연구보고 되어있다.^[8] 또한 연소생성물의 발생에는 연소실내 혼합기의 온도 및 혼합비가 밀접하게 관계한다. 따라서 연소실 영역을 여러 영역으로 구분하여 취급할 필요가 있다.

구분하는 영역 수가 많을수록 정밀한 계산이 가능하다고 할 수 있겠으나 기연영역과 미연영역의 두 영역으로 구분하여 Two zone model로 취급하는 경우가 많다. 실린더 내 혼합기는 연소된 영역과 미연소영역으로 구분되어 두 영역 사이는 불연속성의 표면으로 분리되어 있다고 가정한다. 두 영역에서의 온도와 가스조성은 다르며, 압력은 같다고 가정한다. 따라서 온도에 크게 영향을 받는 가스의 조성 즉 연소생성물의 계산에 적합하다.

3.2 실린더 내 소기과정

(1) 이상기체의 상태 방정식

실린더내의 기체를 이상기체로 가정하고 이상기체의 상태방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$PV = GRT \quad (3-1)$$

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dG}{G} + \frac{dT}{T}$$

여기서, $A = 1/42,700$ [kcal/kgf · cm], $R = 2927.0$ [kgf · cm/kgf · K]

(2) 열역학 제1법칙

실린더내 기체에 열역학 제 1법칙을 적용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$d(u) = dQ_w - APdV + d(Gi) \quad (3-2)$$

$$d(Gu) = d(GC_v dT) = GC_v dT + C_v T dG$$

여기서, $C_v = AR/(\kappa - 1)$, $\kappa = C_p / C_v$

비열비 κ 는 다음에 표시하는 온도(T)와 공기과잉률(λ)의 함수로 나타낸다.

$$\kappa = 1.4373 - 1.318 \times 10^{-4} \times T + 3.12 \times 10^{-8} \times T^2 - 4.8 \times 10^{-2} / \lambda$$

dQ_w 는 실린더 벽을 통한 열전달량을 나타내며 다음과 같이 구할 수 있다.

$$dQ_w = h \sum F_i (T - T_{wi}) \quad (3-3)$$

$$F_i = \frac{\pi}{4} D^2 * 2 + \pi D \left\{ x(\theta) + \frac{S}{\epsilon - 1} \right\}$$

여기서, h는 열전달계수 이다. 에너지 유출입량은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} d(Gi) &= G_{IN} \cdot i_{IN} - G_{out} \cdot i_{out} \\ &= G_{IN} \cdot C_p \cdot T_{IN} - G_{out} \cdot C_p \cdot T_{out} \end{aligned} \quad (3-4)$$

식(3-1)을 식(3-2)에 대입하면 식(3-5)와 같이 된다.

$$dP = \frac{P}{GC_v T} [dQ - \frac{\kappa}{\kappa - 1} APdV + d(Gi)] \quad (3-5)$$

(3) 실린더 내 체적과 크랭크각의 관계

피스톤의 변위 $x(\theta)$ 와 크랭크각 θ 와의 관계는 Fig.3.2의 관계를 이용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{l}{r} = \frac{2l}{S} \\ x(\theta) &= \frac{1 - \cos(\theta)}{2} S + \frac{S}{2} \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2(\theta)}{\lambda^2}} \right) \end{aligned} \quad (3-6)$$

따라서, 실린더내의 체적과 크랭크각과의 관계는 다음과 같이 된다.

$$V_c = \frac{1}{\epsilon - 1} V_h, \quad V_h = \frac{\pi}{4} D^2 S$$

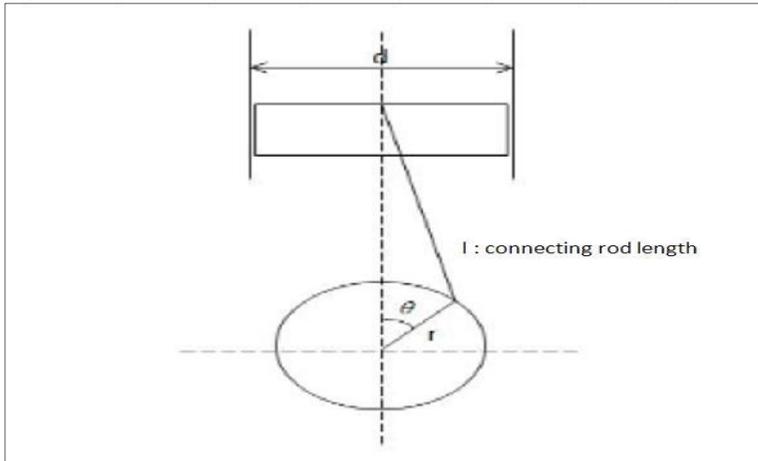


Fig.3.2 Basic geometric of piston engine

$$V(\theta) = V_h \left[\frac{1}{\epsilon - 1} + \frac{1 - \cos(\theta)}{2} + \frac{\lambda}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2(\theta)}{\lambda^2}} \right) \right] \quad (3-7)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = V_h \frac{\sin(\theta)}{2} \left(1.0 + \frac{1}{\lambda} \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2(\theta)}{\lambda^2}}} \right) \quad (3-8)$$

(4) 계산 절차 및 흐름도

- 계산 순서

- (a) 식(3-3)에서 dQ_w 를 구하고
- (b) 식(3-5)에서 dP 구함.
- (c) 식(3-1)에서 dT 구함.
- (d) dG, dP, dT 로부터 $\Delta\theta$ 후의 G, P, T 구함.

- 계산 내용 -

계산은 배기밸브 열림 시기부터 또는 배기밸브 닫힘 시기부터 시작하여 한 사이클 동안 수행할 수 있다.

ICAL : 계산 내용 선택

< 0 : 배기밸브 열림 시기부터 한 사이클 계산, 수렴계산

= 0 : 연소과정의 계산, 배기밸브 닫힘 시기 (압축시작)부터 한 사이클만 계산

> 0 : 소기과정의 계산, 배기밸브 열림 시기부터 한 사이클만 계산

다 실린더 기관의 경우도 실린더 내 상태는 한 실린더만 계산하고 다른 실린더도 동일한 것으로 간주한다. 또한 배기 리시버내의 상태변화는 실린더로부터의 가스 유출입이 착화위상각만큼의 위상차를 두고 발생하는 것으로 취급하여 다 실린더의 경우의 영향을 계산상으로 고려한다. 즉, 첫 번째 사이클은 실린더 내 상태만을 계산하고, 가스교환과정에서 배기밸브를 통하여 출입된 배기가스 유량의 계산결과를 이용하여 두 번째 사이클부터는 배기리시버의 상태를 계산한다. 배기 매니폴드는 두 번째 사이클부터 계산하고 앞 사이클의 한 실린더로부터 배출되는 배기유량을 계산한 다음, 착화 위상각을 고려하여 각 실린더로부터 배출되는 것으로 취급하여 배기 매니폴드의 상태를 결정한다. 즉 앞 사이클의 계산결과를 이용하지만, 계산결과가 수렴하면 결과에 영향을 주지 않는다. 연소과정은 one zone model 과 two zone model 을 각각 적용할 수 있다. 계산 결과는 실린더 내에서의 농도[ppm], 배기관에서의 농도[ppm] 및 배출량 [g/kW·h]을 NO_x와 CO₂에 대하여 출력한다. 계산과정의 플로우차트를 Fig.3.3에 나타낸다.^[9]

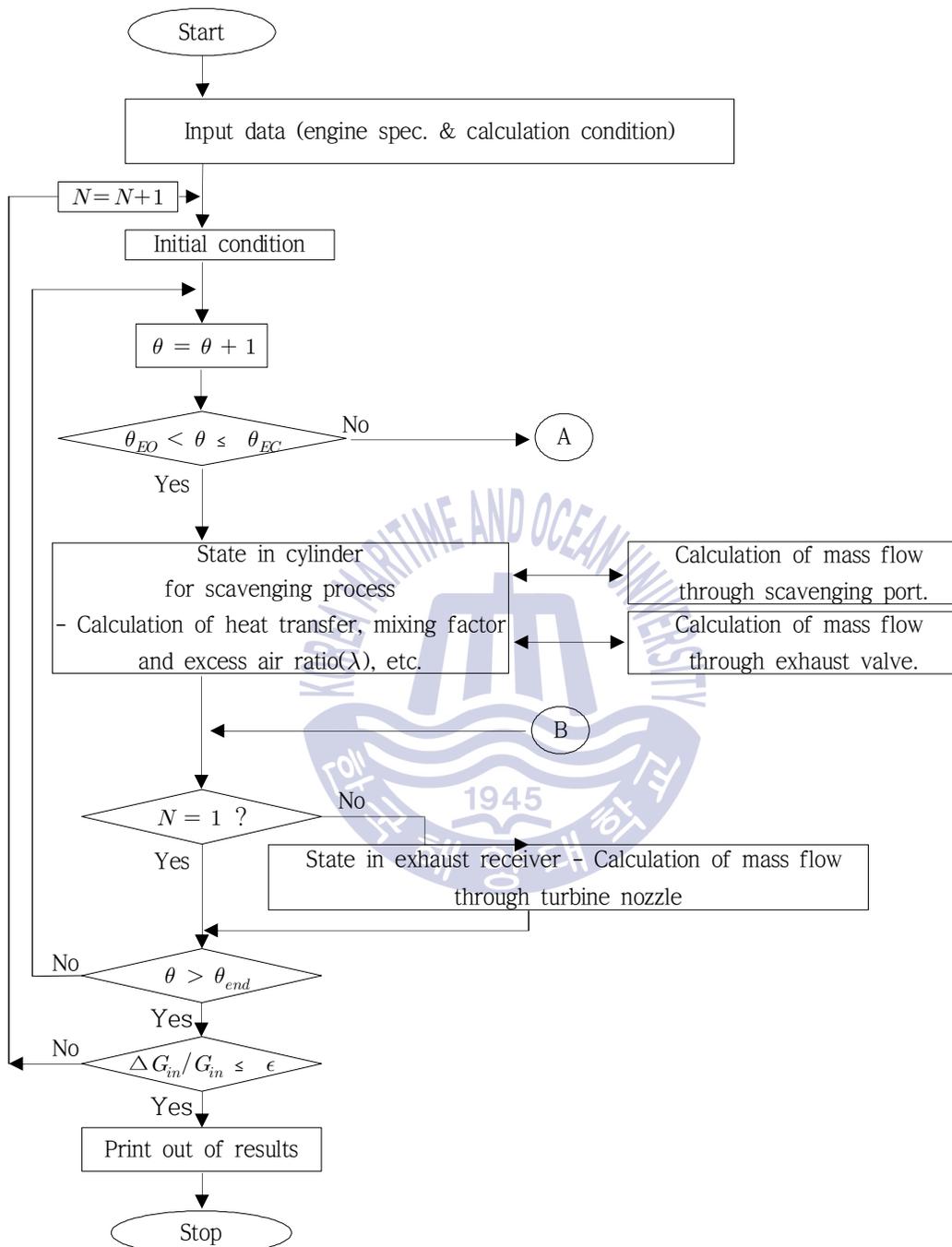


Fig.3.3 Flowchart for calculation (continue)^[9].

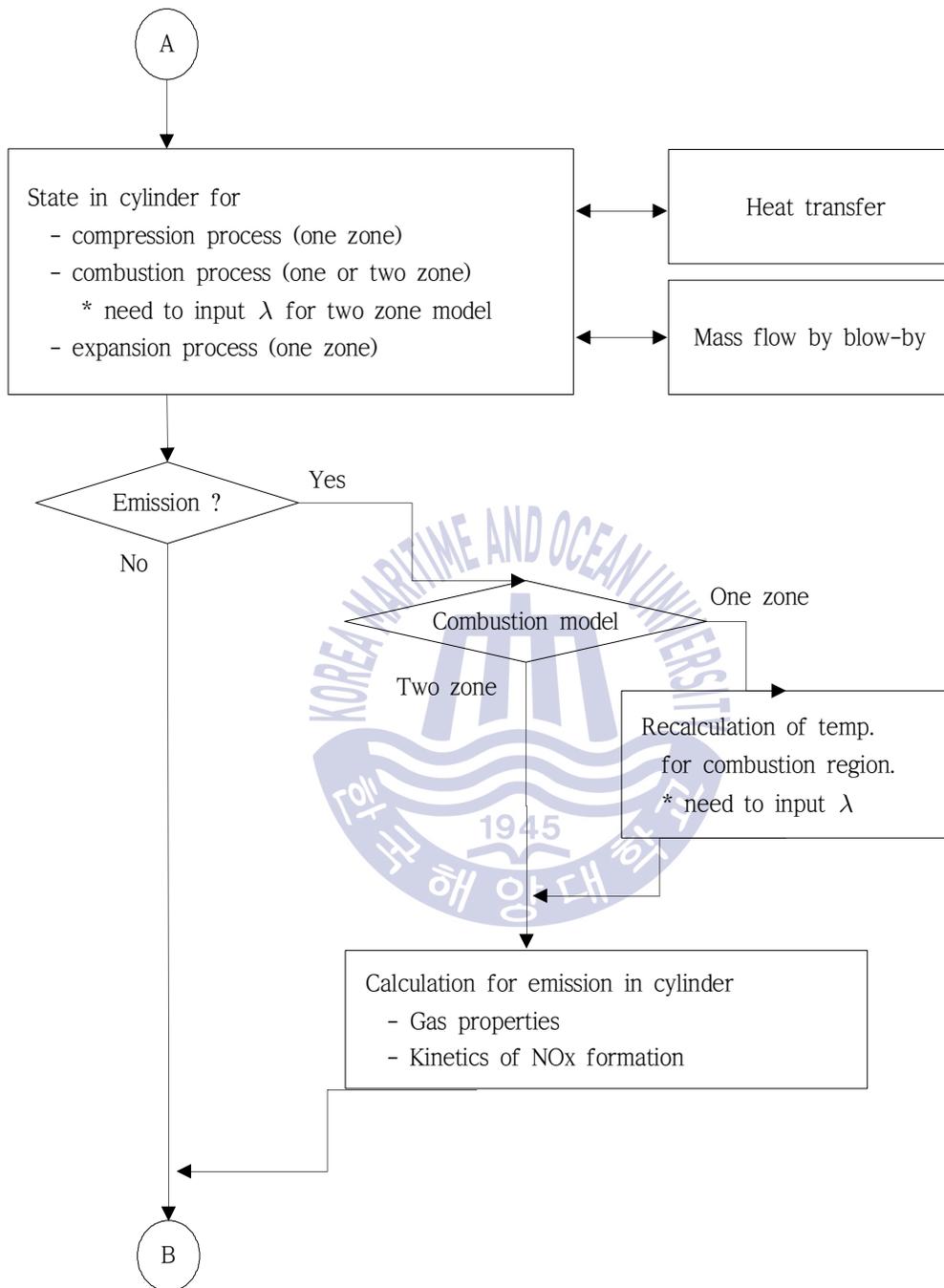


Fig.3.3 Flowchart for calculation^[9].

3.3 실린더 내 연소과정

디젤기관의 경우 연료의 분사로 인해 혼합기 형성과정이 매우 복잡하며 공간적으로 다양하게 형성된다. 여기에는 연료분사 및 증발과정 그리고 공기유입 효과 및 유동에 의한 혼합기 형성과정이 관계하기 때문이며, 이에 관한 많은 이론 모델이 연구보고 되어있다. 또한 연소생성물의 발생에는 연소실내 혼합기의 온도 및 혼합비가 밀접하게 관계한다. 따라서 연소실 영역을 여러 영역으로 구분하여 취급할 필요가 있다. 구분하는 영역 수가 많을수록 정밀한 계산이 가능하다고 할 수 있겠으나 기연영역과 미연영역의 두 영역으로 구분하여 투 존 모델(Two zone model)로 취급하는 경우가 많다.

투 존 모델은 실린더 내 가스 상태를 연소된 영역과 미연소영역으로 구분하여 두 영역사이에는 불연속성의 표면으로 분리되어 있고, 두 영역에서의 온도 및 가스조성은 다르며, 압력은 같다고 가정한다. 따라서 온도에 크게 영향을 받는 가스의 조성 즉 연소생성물의 생성량을 계산할 수 있다. 투 존 모델에서 적용하고 있는 가정은 다음과 같다.

- 1) 실린더 내 가스를 연소영역과 미연소 영역으로 분리하고, 두 영역의 압력은 같다.
- 2) 각 영역에서의 가스 상태는 균일하며 또한 열적으로는 단열이어서 각각 독립적으로 상태 변화를 한다.
- 3) 연소영역에 있어서의 가스량은 연소한 연료중량 및 연소영역에 유입되는 공기량의 합으로 하며, 그 외는 모두 미연소영역의 가스중량으로 한다.
- 4) 연소영역에서 연소한 연료의 중량은 연소압력 계측치로부터 구한 열 발생율과 연료의 발열량에 의하여 계산된 양과 같다.

3.4 실린더 내 NOx 생성과정

3.4.1 NOx 생성 경로

디젤기관의 NOx는 고온 연소과정 동안에 공기 중의 N₂나 연료 중에 함유된 질소분(N)이 O₂나 O₂의 혼합물로부터 해리에 의하여 생긴 산소원자와 고온 반응하여 모든 연료의 분무영역에서 다양한 농도로 생성된다. 이 중 연료의 연소 과정에서 발생하는 것은 대부분이 NO, NO₂,이며 일반적으로 질소산화물(NOx)이라고 한다. NOx는 질소분의 기원과 생성 경로에 따라 아래와 같이 분류된다.

(1) 열생성 NOx(Thermal NOx)

대기의 질소와 산소가 고온 연소 영역에서 화학반응을 일으켜 기연가스와 화염면에서 생성되며, 혼합기의 당량비 차이에 의해 Zeldovich NOx 와 Prompt NOx로 분류 된다. Zeldovich NOx는 대기 중의 질소가 고온 연소 영역에서 당량비가 1보다 작은 희박 화염대 후류 영역에서 생성되는 NOx를 말하며, 당량비가 1보다 큰 농후한 연소 영역의 화염대 내에서 생성되는 NOx를 Prompt NOx라 한다.

(2) 연료 NOx(Fuel NOx)

연료에 포함되어 있는 질소분의 연소 과정 중 생성되며, 열생성 NOx에 비해 연소 속도에 가까운 빠른 속도로 반응하고, 생성 속도에 미치는 연소 온도의 영향은 열생성 NOx에 비해 적은 특성이 있다. 위의 생성 경로 중 열생성 NOx가 대부분을 차지하고 NOx성분중 90%이상 NO성분이므로 여기에서는 NO에 대해서만 취급하기로 한다.^[10]

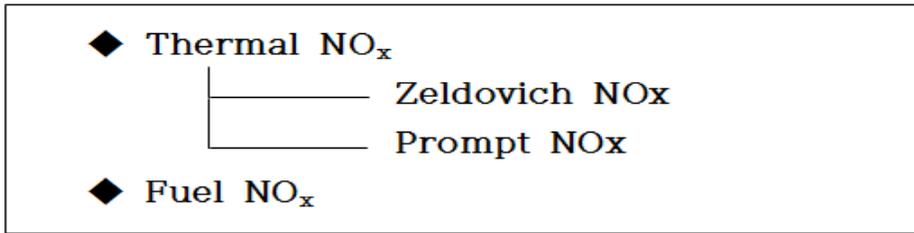


Fig.3.4 A classification of NO_x according to the channel to the channel of formation

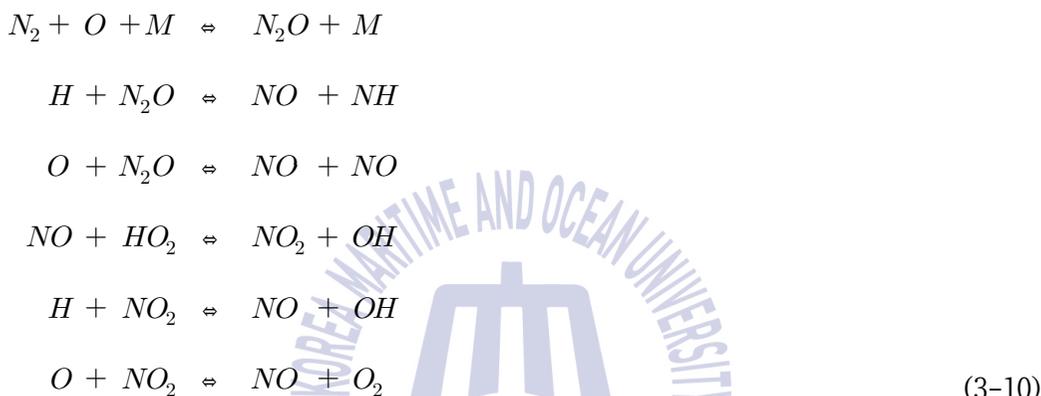
3.4.2 NO 생성 이론

NO는 공기의 혼입에 의한 $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$ 의 반응에 의해 생성될 뿐만 아니라 다른 여러 화학반응에 의해서도 생성된다. 열생성 NO_x는 1,800K 이상의 고온에서 생성되기 때문에 열생성 NO_x라 불리고 있으며 Zeldovich 메카니즘의 지배를 받는다고 볼 수 있다. Zeldovich 메카니즘은 NO 생성반응의 반응물이 넓은 온도 범위에서 적용이 가능하다. 따라서 O, O₂, N₂ 가 평형이라는 가정과 NO 화학작용이 연소 화학작용보다 훨씬 느다는 것에 착안하여 Zeldovich 메카니즘을 적용해서 NO 생성율에 대한 식을 유도할 수 있다.

확장 Zeldovich 메카니즘은 다음과 같다.



앞에서 언급한 NO₂와 N₂O는 NO에 비교하여 상대적으로 매우 작다고 알려져 있고 NO₂와 N₂O는 보통 낮은 부하에서 NO량 대비 약 30%정도 되지만 부하의 증가와 함께 5%이하로 떨어진다. 따라서 N₂O와 NO₂는 NO에 비해 미소하므로 무시하거나 연소실 화염 확산에 따라 NO로 전환되므로 중간 생성물로 생각할 수 있으며 N₂O 중간생성물 및 NO₂를 통한 NO 생성반응은 다음과 같은 반응식이 된다.



팽창행정 동안의 NO 해리는 온도 감소로 인해 매우 느리게 진행되고 NO 생성율은 연소율보다 느리게 진행되기 때문에 대부분의 NO는 연소가 완전히 이루어진 다음에 생성되고 NO농도가 평형에 도달되는 시간은 다른 생성물 성분이 평형에 도달되는 시간보다 더 많이 요구된다.

즉 NO는 연소 행정에서는 고온이기 때문에 반응속도가 빨라져서 평형농도에 도달되는데 이 시점의 NO농도는 매우 높고, 팽창 행정에서는 반응 온도가 급격하게 저하 하지만 반응속도가 느려지기 때문에 평형상태에 도달하지 못하고 동결되어 평형상태의 NO농도 보다 상당히 높게 배출된다. NO 생성 메카니즘인 위 반응의 경우 연료의 연소에 의해 고온이 되고 이 온도가 어느 정도 일정하게 유지되면 정반응과 역반응이 일어나고 어느 정도 시간이 경과하면 평형 상태가 된다. 이때의 농도를 비 평형으로 계산하여 NO량을 판단할 수 있다.

3.4.3 NO 계산 방법

NO의 생성 과정을 화학적인 측면에서 살펴보면 화학 평형에 도달하기까지의 과정을 반응속도에 입각한 비평형 계산과 반응하면 즉시 평형상태에 도달한다고 가정한 평형 계산법이 있다.^[11] 평형계산으로 부터 구한 결과는 실린더내의 NO 발생 경향을 정성적으로 설명하는 것은 가능하지만 정량적으로 설명하기는 미흡하다. 따라서 NO를 제외한 다른 가스 성분은 반응 시간이 아주 짧기 때문에 평형계산을 이용할 수 있지만 NO의 반응속도는 연소 속도에 비해 무시할 만큼 빠르지 못하고 평형에 도달하는 시간이 매우 길어서 비평형으로 계산해야 한다.

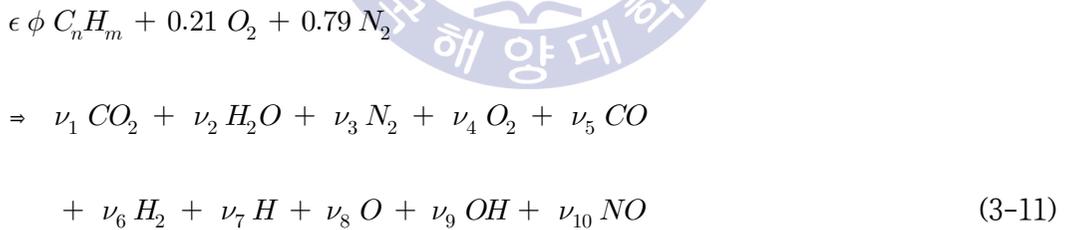
대기 질소로부터 NO가 생성되는 Zeldovich 메카니즘은 일반적으로 화학적인 연-공혼합에서 연소계에 가장 적절하게 적용할 수 있으므로 NO계산을 위한 연소 모델에 Zeldovich 메카니즘을 이용하여 계산을 수행할 수 있다. 연소 실내의 각 영역에 대한 연-공혼합 정도가 각 영역마다 다르므로 연구하는 사람에 따라서 영역을 나누어서 각 영역에서 계산을 한 후 평균하여 NO를 산출하지만 여기서는 실린더내의 영역을 연소영역과 미연소영역 두 영역으로 구분하고, 각 영역 내에서는 혼합상태가 각각 균일하다고 가정하고 연료가 연소하는 형태에 Zeldovich 메카니즘을 적용시켜서 배기 배출물을 계산한다.

이산화질소에 대한 비평형 계산의 입력 데이터(input data)로 요구되는 성분의 평형농도는 평형 계산을 하여 얻은 값을 이용한다. 평형계산으로 부터 구한 결과는 앞에서 기술한 바와 같이 실린더내의 NO 발생 경향을 정성적으로 설명하는 것은 가능하지만 정량적으로 설명하기는 미흡하나 NO를 제외한 다른 가스 성분과 온도, 압력은 실린더내 화염면에서 에너지 생성 반응물이 매우 빠르게 진행되어서 기연가스가 열역학적인 평형에 가깝다고 할 수 있으므로 평형계산으로 구할 수 있다. 따라서 NO 생성물 예측은 열역학적 평형계산과 반응속도를 고려한 비평형 계산의 두 단계로 나누어서 계산을 할 수 있다.

(1) 화학평형 계산

탄화수소계 연료 C_mH_n 을 공기와 반응 시켰을 때, 완전 연소하는 경우 O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O 만 생성 배출되지만 실제로는 완전연소는 일어나지 않고 고온의 연소가스에 의해 해리 현상을 일으킨다. 즉, 완전가스 성분인 CO_2 , H_2O , O_2 가 해리를 일으키고 이 해리에 의해 생성된 H_2 , O_2 가 다시 해리를 일으킨 상태에서 정지한다. 다시 말해서, 연소초기에는 연소실내 가스온도가 낮아서 주연소 기간동안의 급격한 연소 형태와는 다르기 때문에 다른 형태의 반응을 일으킨다. 연소가스가 1,000K 이하에서는 CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2CO_2 만 생성되고 1,000~3,000K 범위에서는 CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , H , O , OH , NO 의 10개 성분을 고려할 수 있다. 평형계산방법은 주어진 온도와 압력 하에서 질량보존의 법칙과 평형상수를 이용하여 각 생성물의 몰수를 계산하는 방법이다.

본 연구에서는 CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , H , O , OH , NO 의 10개 성분을 고려한다. 당량비가 ϕ 인 디젤연료 C_nH_m 가 화학반응을 하면 다음과 같은 반응식으로 표현된다.



여기서, ϵ : molar fuel-air ratio, ν_i : coefficient of product composition.

식(3-11)의 반응식으로부터 질량보존의 법칙을 이용하여 C, H, O, N에 대한 4개의 방정식과 몰분율 y_i 를 사영한 전체 몰수와의 관계식을 이용하면 모두 5개의 방정식을 유도할 수 있다. 위의 식에서 10종류의 연소생성물의 전 몰수와 각 성분의 몰분율 y_i 가 미지수 이므로 모두 11개의 관계식이 필요하게 된다.

식의 수는 5개 밖에 없으므로 다른 6개의 관계식이 요구된다. 따라서, CO₂, H₂O, N₂, O₂가 해리를 일으켜서 CO, H₂, H, O, OH, NO가 생성되는 화학반응을 가정하여 이 관계식을 이용하면 6개의 관계식을 얻을 수 있다. 즉, 위의 해리반응에 있어서 이 반응들이 역반응과 순반응 속도가 균형이 되는 곳에서 평형을 이루는 평형상수 K를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 (1) \quad \frac{1}{2} H_2 &\rightleftharpoons H & K_1 &= \frac{y_7 P^{1/2}}{y_6^{1/2}} \\
 (2) \quad \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons O & K_2 &= \frac{y_8 P^{1/2}}{y_4^{1/2}} \\
 (3) \quad \frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons OH & K_3 &= \frac{y_9}{y_4^{1/2} y_6^{1/2}} \\
 (4) \quad \frac{1}{2} O_2 + \frac{1}{2} N_2 &\rightleftharpoons NO & K_4 &= \frac{y_{10}}{y_4^{1/2} y_3^{1/2}} \\
 (5) \quad H_2 + \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons H_2O & K_5 &= \frac{y_2}{y_4^{1/2} y_6 P^{1/2}} \\
 (6) \quad CO + \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons CO_2 & K_6 &= \frac{y_1}{y_4^{1/2} y_5 P^{1/2}} \tag{3-12}
 \end{aligned}$$

위 6개의 반응식으로서 11개의 미지수에 대해 11개의 방정식이 되어서 평형상수 K₁ - K₆의 값을 결정하여 11개의 방정식을 풀 수 있다. 평형상수 K_i는 온도만의 함수이며, JANAF 테이블 데이터를 수치보간법을 이용하여 구할 수 있다. 여기서는 Olikara와 Borman에 의하여 제시된 다음과 같은 근사식을 이용한다.

$$\log K = A \ln(T/1000) + B/T + C + D T + E T^2 \tag{3-13}$$

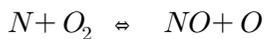
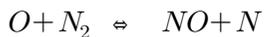
여기서 T는 절대온도이며, 600K < T < 4,000K 범위에서 각 계수를 Table 3.1에 보인다.

Table 3.1 Correlation coefficients of equilibrium constants

	A	B	C	D	E
K_1	0.432168E+0	-0.112464E+5	0.267629E+1	-0.745744E-4	0.242484E-8
K_2	0.310805E+0	-0.129540E+5	0.232179E+1	-0.738336E-4	0.344645E-8
K_3	-0.141784E+0	-0.213308E+4	0.853461E+0	0.355015E-4	-0.310227E-8
K_4	0.150879E-1	-0.470959E+4	0.646096E+0	0.272805E-5	-0.154444E-8
K_5	-0.752364E+0	0.124210E+5	-0.260286E+1	0.259556E-3	-0.162287E-7
K_6	-0.415302E-2	0.148627E+5	-0.475746E+1	0.124699E-3	-0.900227E-8

(2) 화학 비평형 계산

실린더내 화염면에서 에너지 생성 반응률은 매우 빠르게 진행되고 기연가스는 열역학적 평형에 가깝다고 할 수 있기 때문에 온도와 압력은 평형계산의 결과를 사용할 수 있지만 NO생성률은 일반적으로 다른 배기 배출물 성분 생성 속도보다 매우 느리게 생성되므로 NO에 대한 계산은 비평형으로 계산하여야 한다. 연소실내의 질소 산화물 생성 반응은 대단히 많이 있으나 가장 속도가 빠르고 지배적인 것은 Zeldovich 메카니즘이며 NO 생성 비평형 계산에 이용하는 확장된 Zeldovich 메카니즘은 다음과 같은 화학반응식을 사용한다.



확장 Zeldovich 메카니즘 반응식의 속도상수는 Table 3.2와 같으며 속도 상수는 단지 온도만의 함수로 표시된다.

Table 3.2 Rate constants for NO formation mechanism^[12].

Reaction	Rate constant (cm ³ /mol/s)	Temperature (K)
$O + N_2 \Rightarrow NO + N$	$k_1^+ = 7.6 \times 10^{13} \exp(-38000/T)$	2,000 - 5,000
$N + NO \Rightarrow N_2 + O$	$k_1^- = 1.6 \times 10^{13}$	300 - 5,000
$N + O_2 \Rightarrow NO + O$	$k_2^+ = 6.4 \times 10^9 T \exp(-3150/T)$	300 - 3,000
$O + NO \Rightarrow O_2 + N$	$k_2^- = 1.5 \times 10^9 T \exp(-19500/T)$	1,000 - 3,000
$N + OH \Rightarrow NO + H$	$k_3^+ = 4.1 \times 10^{13}$	300 - 2,500
$H + NO \Rightarrow OH + N$	$k_3^- = 2.0 \times 10^{14} \exp(-23650/T)$	2,200 - 4,500

위의 확장 Zeldovich 메카니즘 반응식에서 순반응 속도상수를 k^+ , 역반응 속도상수를 k^- 라 하면 NO와 N생성률은 다음과 같이 수식화 된다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1^+[O][N_2] + k_2^+[N][O_2] + k_3^+[N][OH] - k_1^-[NO][N] - k_2^-[NO][O] - k_3^-[H][NO] \quad (3-14)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = k_1^+[O][N_2] + k_2^-[NO][O] + k_3^-[NO][H] - k_1^-[NO][N] - k_2^+[O_2][N] - k_3^+[N][OH] \quad (3-15)$$

여기서, [NO]는 각 성분의 몰 농도(molecules/cm³), k^{\pm} 는 반응 상수(cm³/mole-sec). 위 식을 정리하면 결과 식 (3-16)를 얻게 된다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2 R_1 (1 - \alpha^2)}{(1 + \alpha K)} \quad K = \frac{R_1}{R_2 + R_3} \quad (3-16)$$

방정식 (3-16)의 해석해를 이용하면 NO생성물에 대한 몰농도 [NO]를 구할 수 있다.^[12]

3.5 과급기 효율 계산과정

연료의 유량(G_f)은 연비(b_e)와 제동출력(P_e)과의 관계식은 다음 식으로 표시된다.^[13]

$$G_f = \frac{b_e \cdot P_e}{3600}$$

유량의 경우에는 시스템내 에서는 가스누설은 없고 가정하고 질량은 보존된다고 가정한다. 각 부위의 질량 유량은 아래와 같다.

$$G_{cout} = G_{ein}$$

$$G_{tin} = G_{eout} = G_{ein} + G_f$$

$$G_{eout} = G_{tin}$$

또한 계산된 공기입구유량(G_{ein})과 연료 유량(G_f)으로부터 공기과잉률(λ)이 구해진다.

$$\lambda = \frac{G_{ein}}{G_f \cdot L_{min}}$$

온도와 압력의 경우 시스템내에 압력손실과 온도손실은 없다고 가정한다. 압축기 출구 온도, 압력이 엔진 입구 온도, 압력과 동일하고 엔진 출구 온도, 압력과 터빈입구 온도, 압력은 동일하다고 가정한다.

$$W_c = C_{pa} G_a T_a \left[\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] \quad (3-17)$$

$$W_t = \int C_{pg} (G_a + G_f) T_t \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_t} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] d\theta \quad (3-18)$$

$$k = 1.4373 - 1.318 \times 10^{-4} \cdot T + 3.12 \times 10^{-8} \cdot T^2 - 4.8 \times 10^{-2} / \lambda \quad (3-19)$$

식 (3-17)과 (3-18)로부터 압축기에서의 압축일과 터빈에서의 터빈일을 구한다. 압축기 출구의 상태는 일정하다는 조건으로 취급하고, 터빈입구 상태는 배기리시버의 상태로부터 터빈의 순간 상태를 계산하여 한 사이클 동안의 값을 적분하면 터빈일을 구할 수 있다.

단 터빈의 효율은 일정한 것으로 한다. 여기서 G_a 는 한 사이클 동안의 공급공기량으로 실린더수를 고려한 값이며, G_g 는 터빈의 순간유량이다. 첨자 a와 b는 각각 대기상태(공기), 압축기 출구상태, c와 t는 각각 압축기와 터빈을 나타낸다. 압축일과 터빈일 사이에는 각 효율을 이용하여 다음의 관계가 성립한다.

$$W_{ca} = W_c / \eta_c \quad (3-20)$$

$$W_{ta} = W_t \eta_t \eta_m \quad (3-21)$$

$$\eta_{tot} = \eta_c \eta_t \eta_m = W_c / W_t \quad (3-22)$$

계산 결과로부터 과급기 입출구상태를 이용하면 요구되는 과급기의 종합효율 (η_{tot})을 구할 수 있다.^[9]

3.6 성능 시뮬레이션 프로그램 검증

3.6.1 시뮬레이션 대상엔진 제원 및 실측 데이터

위와 같은 이론을 바탕으로 설계된 프로그램을 시뮬레이션의 결과를 검증하기 위해 아래의 **Table 3.3**과 같이 본 프로그램의 모델이 된 엔진의 제원을 나타내고 있고 이 엔진의 실측 결과물을 시뮬레이션 결과와 비교하여 시뮬레이션의 정확성을 알아보고자 한다. 압력 계측은 실린더의 인디케이터 콕을 통해 압력 데이터를 수집하였으며 크랭크 각도는 엔진에 설치되어 있는 엔코더를 통해 수집하였다.

Table 3.3 Specification of reference engine

	Specification
Engine type	MAN B&W 6L42MC/ME
Number of cylinder	6
Cylinder bore	420[mm]
Piston stroke	1,360[mm]
Connection rod length	1,638[mm]
Max. continuous output	8,123 BHP/ 176 rpm
Normal. continuous output	6,908 BHP/ 167 rpm
Standard angle for opening & closing of Exh. valve	Opening angle : 108° [deg.CA] Closing angle : 261° [deg.CA]
Standard angle for opening & closing of Scav.port by Piston position	Opening angle : 137° [deg.CA] Closing angle : 223° [deg.CA]

Fig.3.5에서 Fig.3.8는 대상기관의 150 rpm, 163 rpm 에서 economy mode, emission mode 일 때의 압력 변화를 계측하여 나타낸 것으로 기관회전속도의 증가에 따라 급기압력이 증가하기 때문에 압축압력 및 최고폭발압력이 증가하

고 있으며, NOx 규제치의 만족을 위하여 분사시기가 늦게 설정되어 있기 때문에 압축압력의 피크가 TDC 부근에서 나타나고 있음을 알 수 있다.

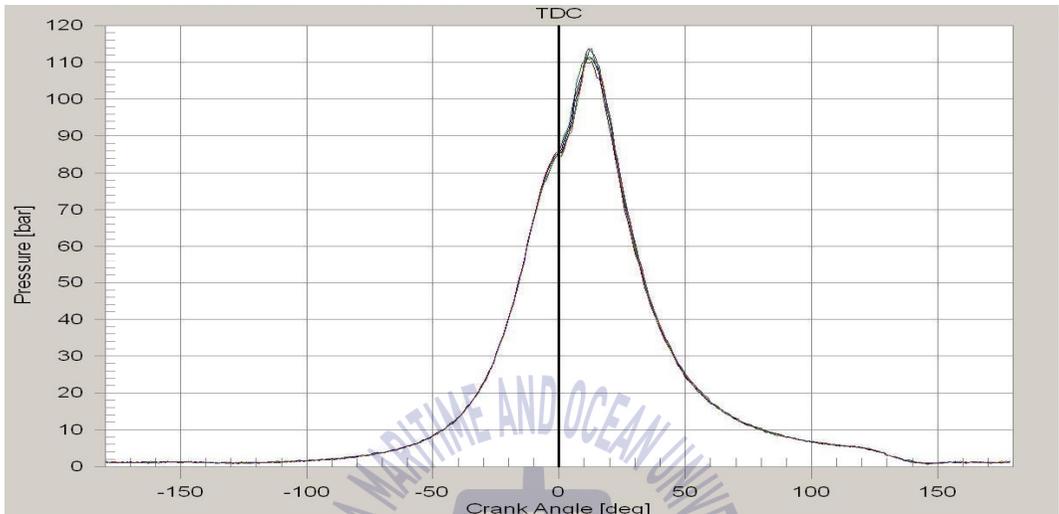


Fig.3.5 P- θ diagram of economy mode at 150 rpm

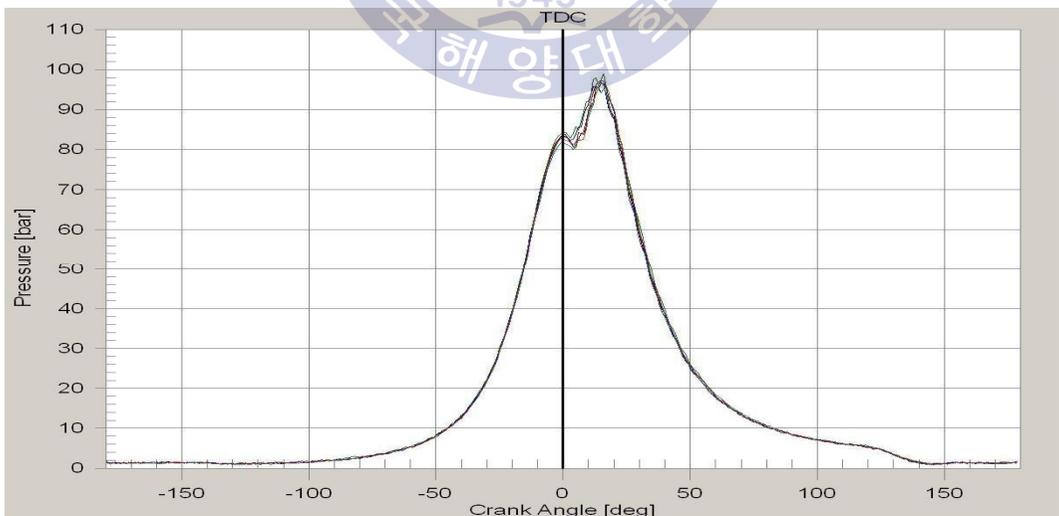


Fig.3.6 P- θ diagram of emission mode at 150 rpm

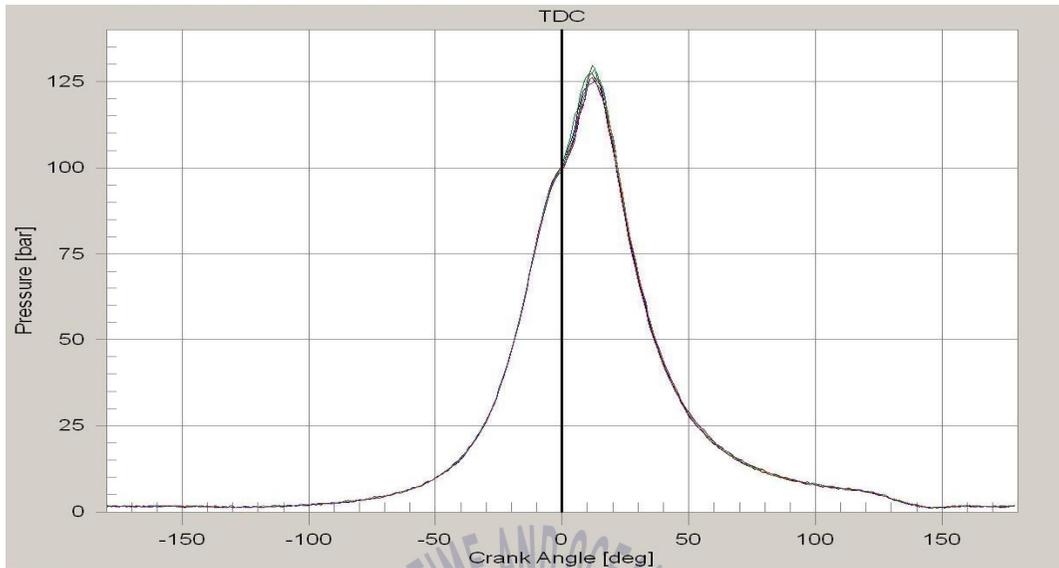


Fig.3.7 P- θ diagram of economy mode at 163 rpm

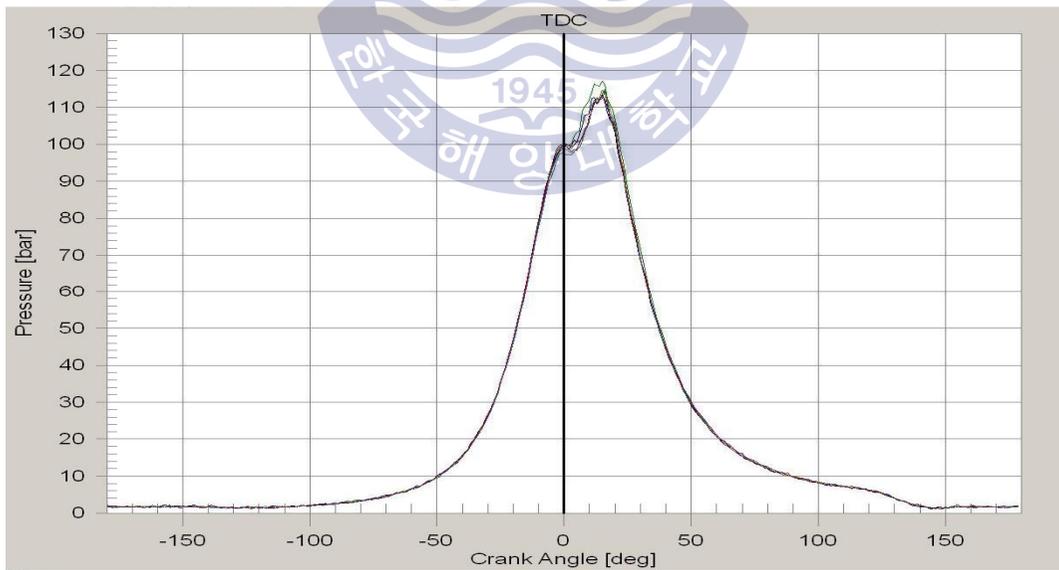


Fig.3.8 P- θ diagram of emission mode at 163 rpm

대상엔진 관련 실험을 한 논문을 통해 각 기관회전수별 열 발생율의 변화를 Double Wiebe 지수를 이용하여 나타낸 Fig.3.9와 열발생율의 패턴 데이터를 각 rpm별로 정리한 Table 3.4로부터 기관회전속도가 낮아질수록 연료 분사량이 줄어들어 열 발생량이 작아져 연소기간이 짧아짐을 확인하였으며, 또한 열 발생 시작 시점은 기관 회전수가 낮아질수록 앞서는 경향을 보인다. 그러나 예혼합 연소 및 확산연소의 연소특성지수와 비율은 기관회전속도와 관계없이 일정하게 나타나는 것을 알 수 있다.

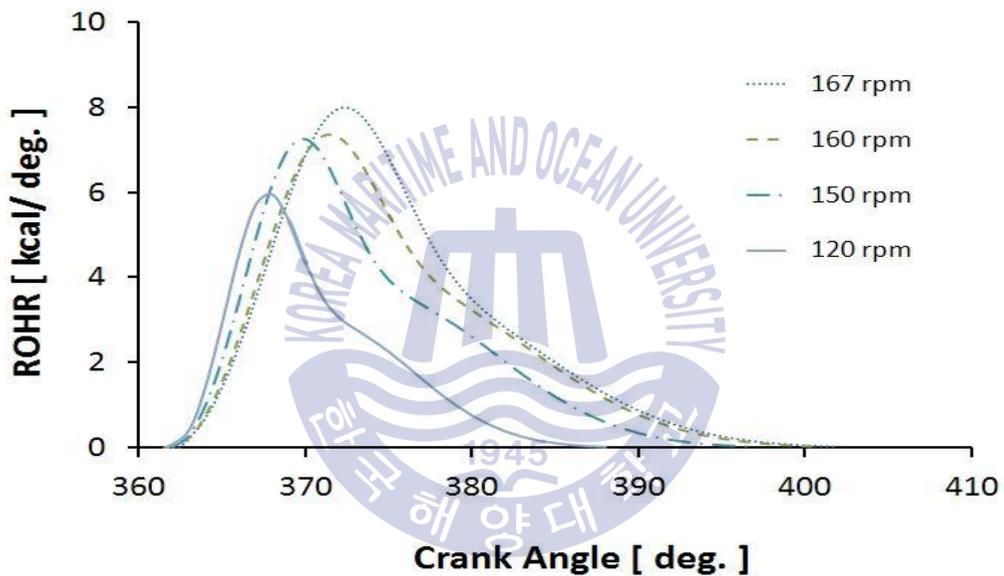


Fig.3.9 Patterns of ROHR with each rpm^[8]

Table 3.4 Empirical coefficients and input data for double Wiebe function^[8]

		120rpm	150rpm	160rpm	167rpm
θ_p	Start of premixed combustion	361.7	362.0	361.5	362.4
θ_d	Start of mixed-controlled combustion.	361.7	362.0	361.5	362.4
θ_{dp}	Duration of premixed combustion	11	15	18	20
θ_{dd}	Duration of Mixed-controlled combustion	26	35	39	40
m_p	Premixed combustion parameter	2.2	2.2	2.2	2.2
m_d	mixed-controlled combustion parameter	1.4	1.4	1.4	1.4
F_p	Fraction of premixed combustion	0.35	0.35	0.35	0.35
F_d	Fraction of mixed-controlled combustion	0.65	0.65	0.65	0.65

3.6.2 시뮬레이션 예측방법과 결과

실측된 P- θ Diagram과 동일한 시뮬레이션 결과값을 도출하기 위해서 앞서 예 혼합연소 및 확산연소의 연소특성지수와 비율은 기관회전속도와 관계없이 일정하다는 것을 바탕으로 시뮬레이션 프로그램 입력(Input) 데이터의 예혼합 연소, 확산 연소 지수를 대상엔진과 동일하게 유지한 상태에서 연소시작시점의 공기과잉률과 연소종료시점의 공기과잉률을 Table 3.5와 같이 변화 시켰다.

그 외의 시뮬레이션 실행을 위한 수치와 관련 자료는 대상 엔진의 설명서 (Instruction book)와 공장 시운전 자료를 입력하였으며 이에 따른 시뮬레이션을 진행 했을 때의 P- θ Diagram은 Fig.3.10, Fig.3.11과 같다.

Table 3.5 Simulation input data

RPM		150	163
CM1	[index]	2.2	2.2
CM2	[index]	1.4	1.4
RAMS	[λ s]	1.35	1.5
RAME	[λ e]	2	2
BHP	[ps/cyl]	682.72	1000.47
FOC	[g/bhp · h]	132.38	142.7
PA	[bar]	2.24	2.61
TA	[K]	299.65	307
PE	[bar]	2.13	2.41
TE	[K]	615.75	623

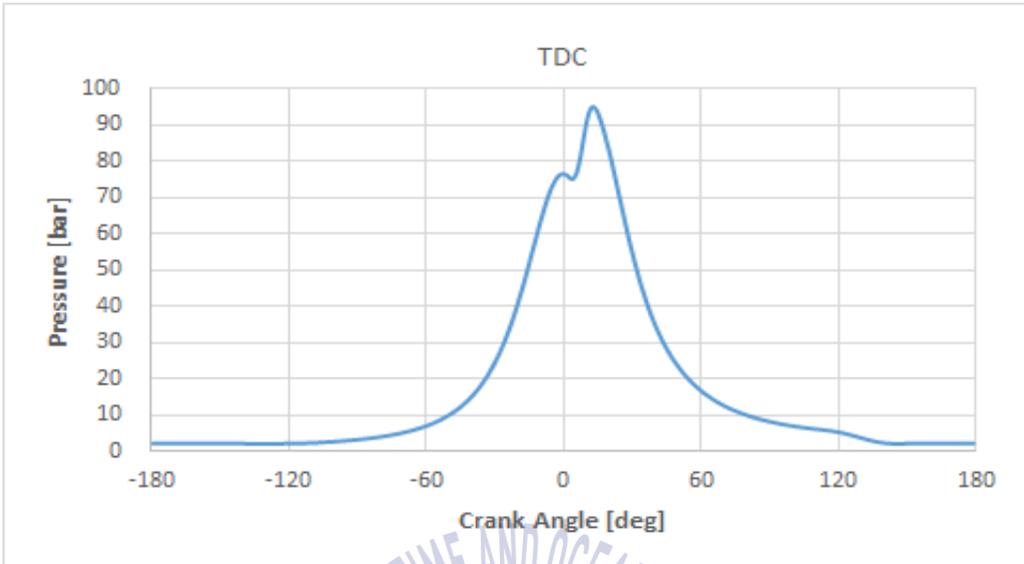


Fig.3.10 Simulated P- θ diagram at 150 rpm

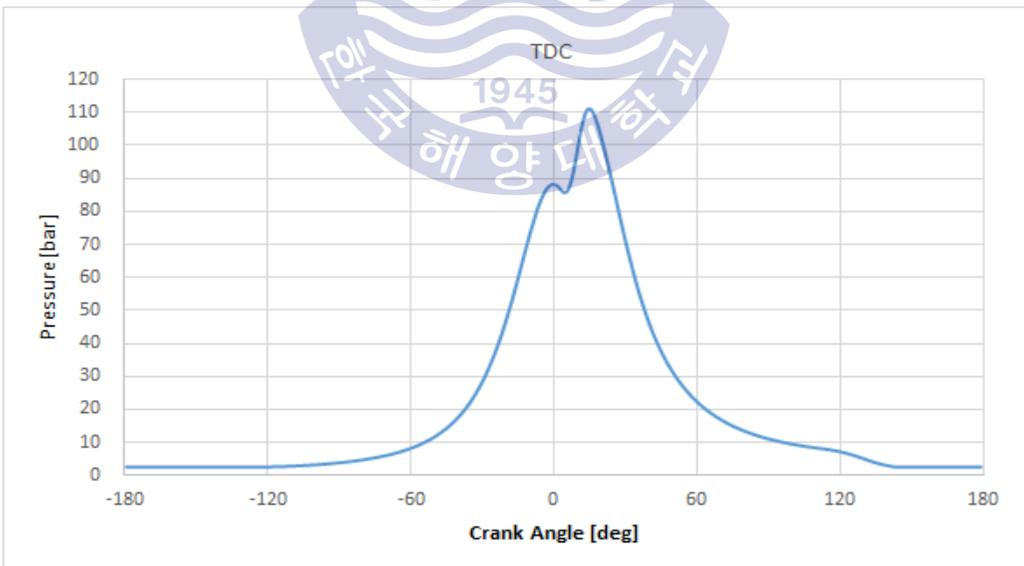


Fig.3.11 Simulated P- θ diagram at 163 rpm

3.6.3 계측데이터와 시뮬레이션 데이터의 비교 결과

조정된 공기과잉률을 적용한 시뮬레이션을 통해 계산된 Fig.3.10, Fig.3.11 이 두 개의 P- θ diagram은 대상엔진의 emission mode일 때의 실험으로 측정한 P- θ diagram과 동일한 곡선을 보이고 있으며 Nox 수치 또한 실험으로 측정한 값 Fig.3.12와 시뮬레이션을 통해 계산된 값 Table 3.6을 비교한 결과 근소한 값의 차이는 있지만 매우 유사한 경향을 보이고 있다. 이러한 차이는 실제 엔진의 각 부의 수치와 입력된 수치들 간의 오차와 3차원적인 가스의 흐름을 단순화 하는 과정에서의 오차로 판단된다. 따라서 본 연구에 대해 상기의 시뮬레이션 프로그램을 사용한 연구검토가 가능하다고 보여 진다. 이 시뮬레이션 프로그램을 통해 운항중인 선박의 디젤 주기관으로부터 배출되는 배기 배출물 및 배기 성능, 출력성능을 예측할 수 있으며 여러 변수를 적용하여 선박용 대형 저속 2행정 디젤기관 성능 실험 및 응용에 활용될 수 있을 것이다.

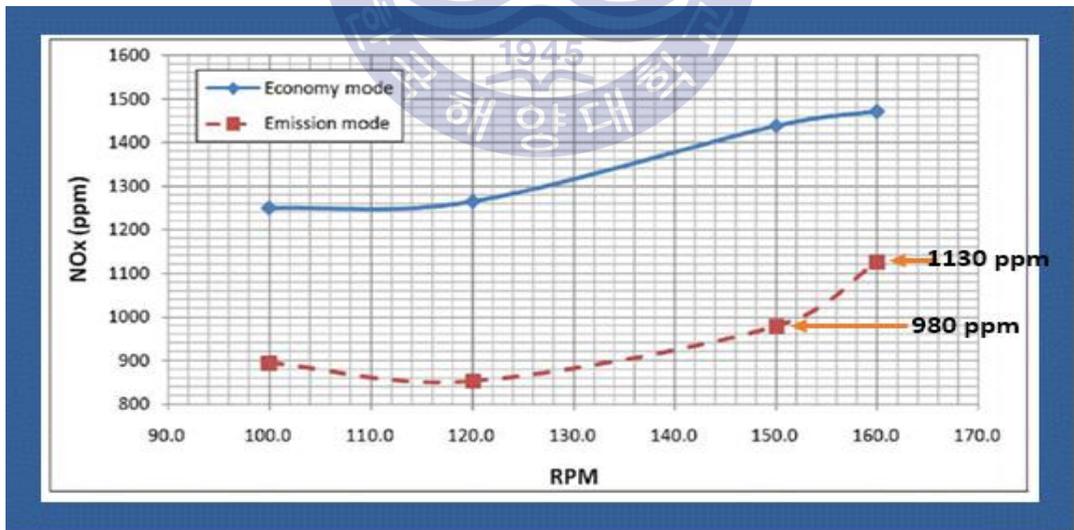
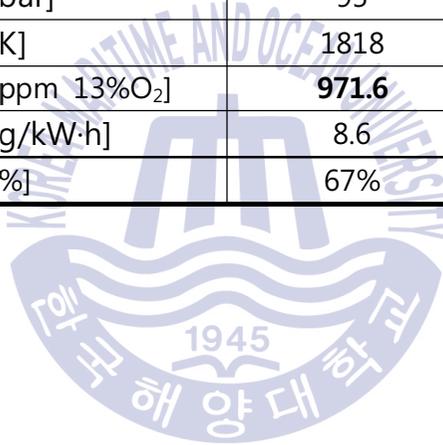


Fig.3.12 Measured NOx concentration of reference engine

Table 3.6 Simulated results

RPM		150	163
CM1	[index]	2.2	2.2
CM2	[index]	1.4	1.4
RAMS	[λs]	1.35	1.5
RAME	[λe]	2	2
Pmi	[bar]	10.2	14.3
Power	[kW]	2834	4299
Pmax	[bar]	95	111
Tmax	[K]	1818	2097
NOx	[ppm 13%O ₂]	971.6	1210
NOx	[g/kW·h]	8.6	8.25
T/C efficiency	[%]	67%	54%



제 4 장 저속 2행정 기관의 밀러 사이클 적용

4.1 저속 2행정 기관의 밀러 사이클 적용 방법

Fig.4.1은 저속 2행정 기관에 적용한 밀러 사이클 메카니즘을 보여 준다. 기존의 저속 2 행정 기관의 표준 사이클과 비교하면 압축행정에서만 차이가 난다. 밀러 사이클의 경우 SPC(소기포트 닫힘 시기)에서 EVC(배기밸브 닫힘 시기)까지의 과정 중 표준 사이클의 경우보다 EVC(배기밸브 닫힘 시기)가 더 늦춰지며, 일부 흡기는 피스톤의 움직임으로 인해 배기관을 통해 배출된다. 실제 압축은 EVC에서부터 시작되고, 밀러 사이클이 적용된 엔진의 경우 이러한 압축비가 표준 사이클의 경우보다 작다. 이로 인하여 밀러 사이클의 압축 종료 시점의 온도는 낮으며 이것은 NOx의 감소를 가지고 온다. 이와 같은 관계는 Fig.4.2의 Zeldovich 이론에 따른 연소온도와 NOx 생성량 변화를 나타낸 그래프에서 확인할 수 있으며, 연소온도 증가에 따라 생성량이 증가한다는 것을 확인할 수 있을 뿐만 아니라 반응속도 또한 증가한다는 것을 볼 수 있다.

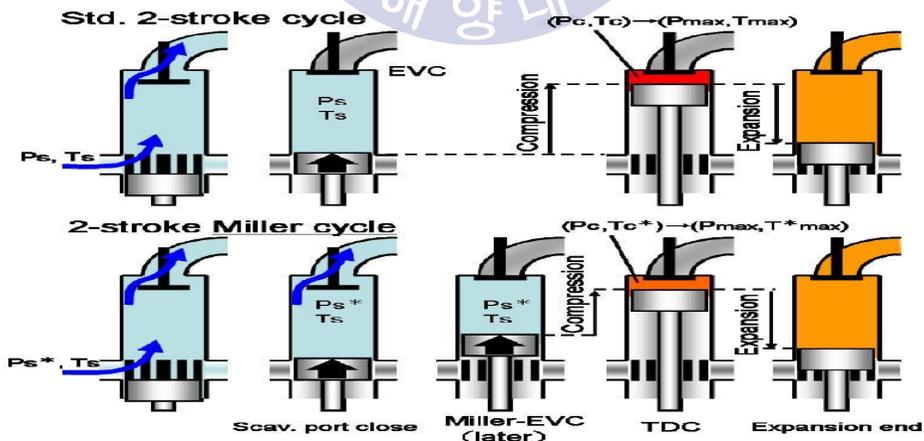


Fig.4.1 Miller cycle for 2-stroke marine engine^[14]

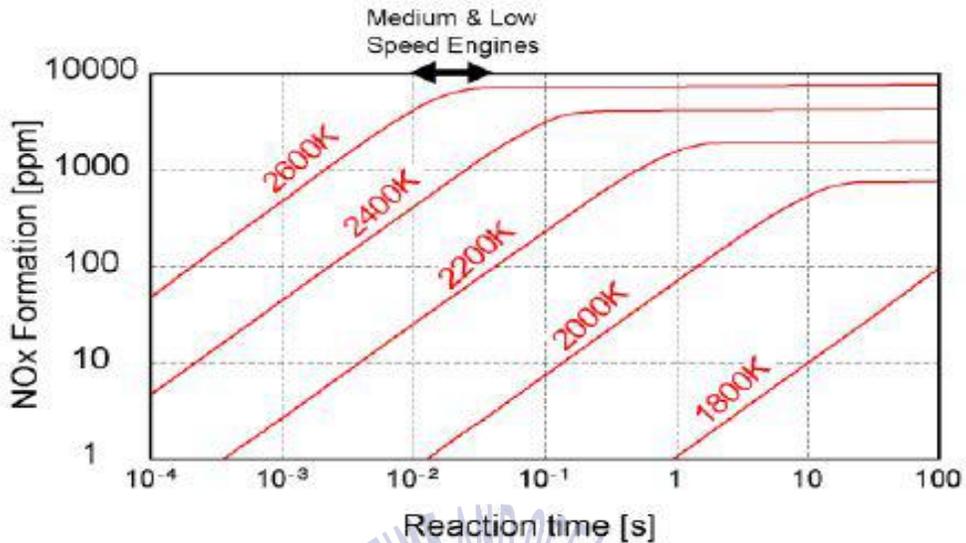


Fig.4.2 Variation of NO concentration with combustion temperature^[15]

그러나 이와 같이 저속 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하기 위해선 먼저 SPC에서 EVC까지 시점에서 배출되는 공기량의 손실을 보상하기 위해 소기압력을 일반적인 소기압력보다 증가시킬 필요가 있으며 또한 터보차저의 높은 압력도 요구된다.

더욱이 에어 쿨러의 성능도 동일한 레벨에서 소기 공기의 저온을 유지하기 위해 향상되어야 한다. 밀러 사이클의 팽창행정은 표준 사이클과 동일하나 이것은 SFOC(연료 소비율)를 저하시키지는 않는다. 이론적으로 열효율은 압축비에 의존하지 않고 팽창 행정 동안의 일, 팽창비에 의존하기 때문인데 밀러 사이클 기술만으로도 NOx를 20%를 감축시켜 IMO Nox regulation Tier II 를 만족시킬 수 있다. 이러한 밀러 사이클도 보다 더 낮은 온도의 소기공급으로 인하여 저부하에서 연료 점화가 더 어렵다는 단점이 있으며, 특히 저질연료(C-bunker)를 사용할 경우 더욱 심해진다. 이러한 이유로 EVC 타이밍을 전자적으로 제어, 조절할 수 있는 전자 제어 밸브 시스템이 뒷받침 되어야한다.^[14]

앞서 3장에서 검증한 저속 2행정 기관을 대상으로 한 시뮬레이션 프로그램에서 밀러 사이클을 적용시키기 위해 150 rpm, 163 rpm 각 50%, 75% 부하에서 배기밸브 타이밍을 기존 배기 밸브 닫힘 시기 261도에서 Fig.4.3과 같이 15, 20, 25[deg.CA]로 지연시키고 그에 따라 각각의 케이스를 객관적으로 비교하기 위해서 소기압력을 증가시킴으로써 최대한 같은 P-V선도를 가지도록 하였다. 소기압력은 기준이 되는 Reference와 비교하기 위해 reference의 276, 281, 286[deg.CA] 일 때의 실린더 내부 압력과 지연시킨 15, 20, 25[deg.CA] 각각의 배기밸브 닫힘 시점의 내부압력이 일치 되는 소기 압력으로 변경시켰다. 변경시킨 소기압력을 Table 4.1에 나타낸다.

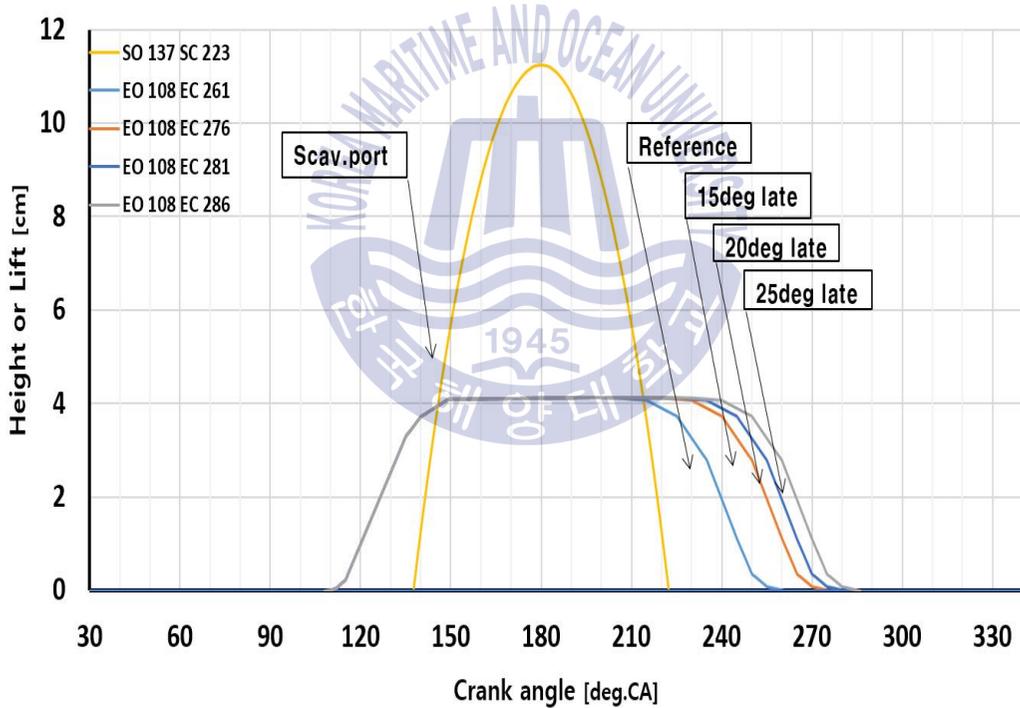


Fig.4.3 Change of valve area according to EVC timing

Table 4.1 Scavenging air pressure for miller cycle

	Exh. valve dose timing [deg.CA a TDC]	Scav. air pressure [bar]	
		150 rpm	163 rpm
Reference	261	2.24	2.61
15 Late	276	2.65	3.10
20 Late	281	2.90	3.30
25 Late	286	3.10	3.60

위와 같은 조건에 따라 소기압력과 EVC 시기를 변경한 시뮬레이션의 결과를 Fig.4.4 와 같이 150 rpm에서의 P-V선도로 나타내었고, 이 결과 값을 분석하기 위해 Fig.4.5, Fig.4.6과 같이 P- θ 선도, T- θ 선도로 나타내었다. Fig.4.4의 P-V 선도에서 소기압력의 증가에 따라 각각의 P-V선도가 겹쳐지는 것을 확인할 수 있으며, Fig.4.5에서 나타나듯이 소기압력과 EVC 변경에 따른 P- θ 선도는 약간의 압력증가를 보이고 있다. Fig.4.6 T- θ 선도는 조건의 변경에 따라 크게 약 200K 정도의 온도 차이를 나타내는데 이것은 과급으로 인한 공기량의 증가 및 압축기간의 단축으로 인한 열전달시간의 감소에 기인하는 것으로 판단된다.

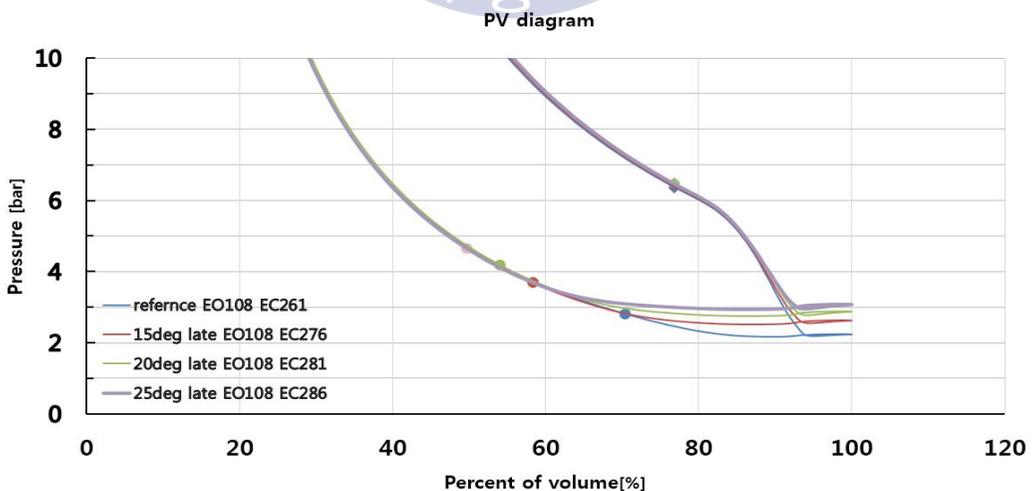


Fig.4.4 PV diagrams at 150 rpm according to EVC timing

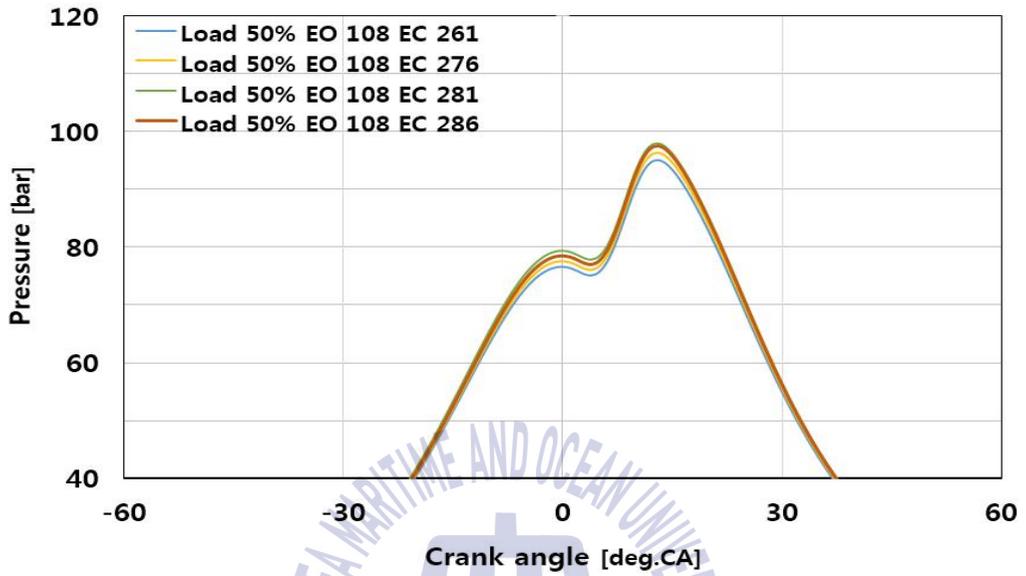


Fig.4.5 Comparison of cylinder pressure according to EVC timing for 150 rpm

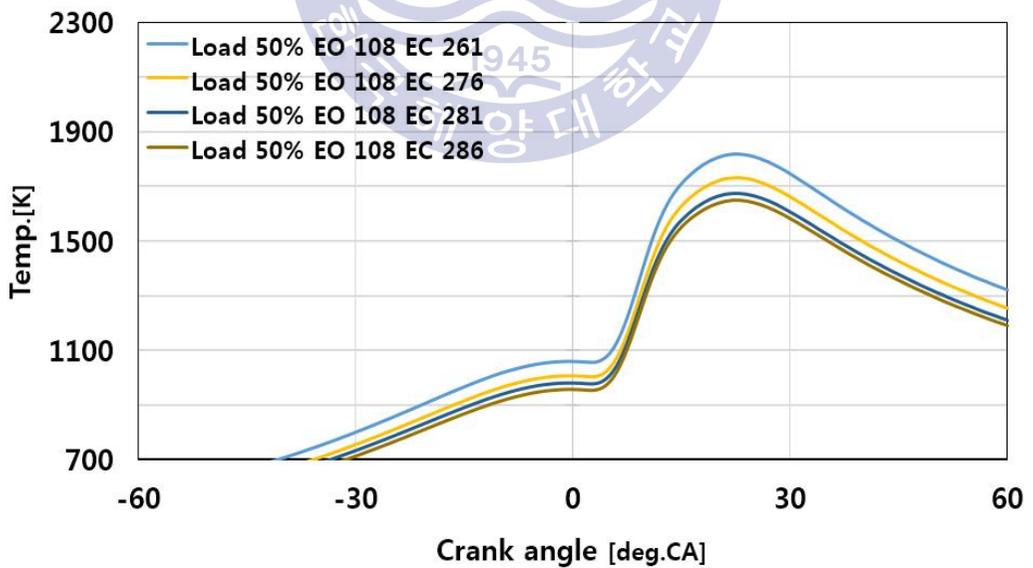


Fig.4.6 Comparison of cylinder temperature according to EVC timing for 150 rpm

Fig.4.7은 163 rpm에서의 P-V선도의 변화를 나타내고 있으며 이에 따른 P- θ 선도, T- θ 선도의 변화를 Fig.4.8과 Fig.4.9에 나타낸다. 150 rpm의 결과와 마찬가지로 소기압력의 증가에 따라 각각의 P-V선도가 겹쳐지는 것을 확인할 수 있으며, P- θ 선도의 변화 즉 압력은 약간의 상승을 보이고 있으며, T- θ 선도 변화 즉 연소실내의 온도변화는 큰 폭의 감소를 보이고 있다. 이 두 결과는 앞서 고찰한 바와 같이 과급으로 인한 공기량의 증가 및 열전달시간의 감소에 의한 것으로 판단된다. 이와 같이 시뮬레이션을 통해 대상엔진의 배기밸브 닫힘 시기 지연에 따른 밀러 사이클을 적용, 변화를 확인하였으며, 특히 고 부하에서 밀러 사이클 효과를 적용시키기 위해선 고 과급이 필수조건이라 보여 진다.

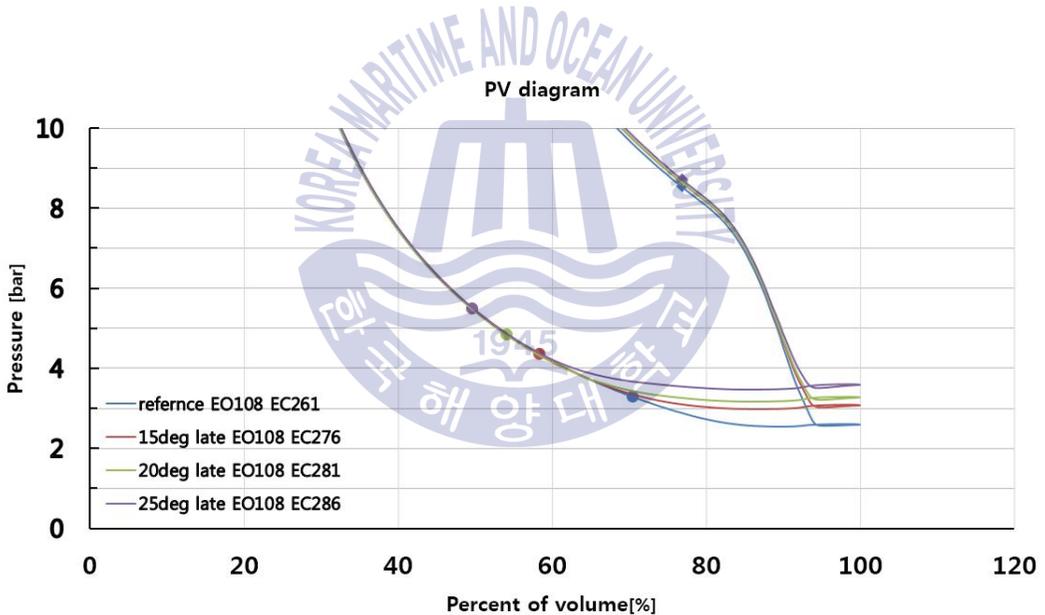


Fig.4.7 PV diagrams at 163 rpm according to EVC timing

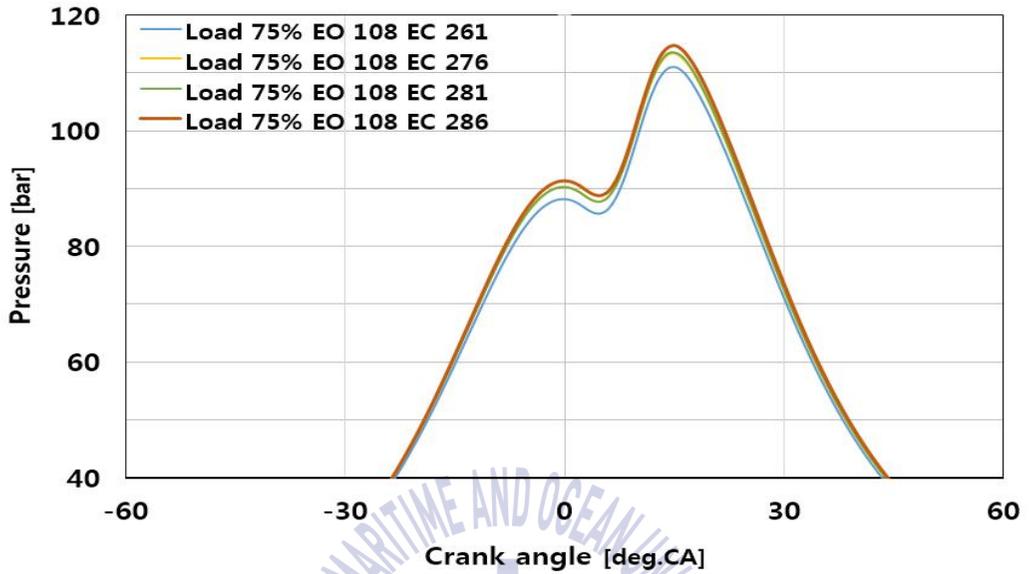


Fig.4.8 Comparison of cylinder pressure according to EVC timing for 163 rpm

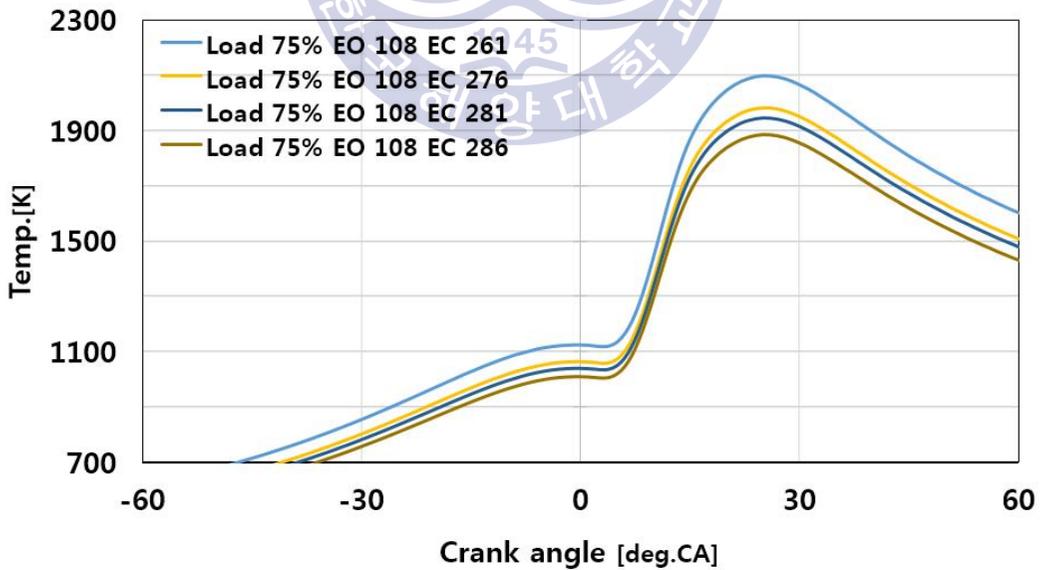


Fig.4.9 Comparison of cylinder temperature according to EVC timing for 163 rpm

4.2 저속 2행정 기관의 Miller Cycle 적용 결과 고찰

본 절에서는 3장에서 검증한 실습선 한바다호 주기관, MAN B&W 6L42MC/ME 엔진을 대상으로 한 성능 예측프로그램을 사용하여 50%, 75% 부하조건에서 배기밸브 닫힘시기 및 과급 압력 변화와 같이 밀러 사이클을 적용하여 엔진의 성능 변화를 시뮬레이션 하였다. 이러한 시뮬레이션을 통해 연소최고온도, NOx 배출농도, 소기중량, 실린더내 최고압력, 도시평균유효압력, 과급기 효율의 변화를 산출하여 검토해보았다.

(1) 연소최고온도와 NOx 배출농도

Fig.4.10에서 Fig.4.11은 밀러 사이클을 적용한 계산결과를 배기밸브 닫힘시기 별로 비교하여 나타내었다. Fig.4.10은 대상엔진 150 rpm일 때 밀러 사이클을 적용하여 계산한 실린더내의 최고온도와 NOx값의 계산결과를 나타내고 있다.

배기밸브 닫힘 시기를 지연시킬수록 실린더내의 최고온도는 감소하고 있고 이에 비례하여 NOx의 수치 값 또한 감소하는 것을 볼 수 있으며 이 계산결과를 통해 실린더내의 연소온도와 NOx 생성이 밀접한 관계가 있음을 확인할 수 있다. 결과적으로 배기밸브 닫힘 시기를 최대 25도 지연 시켰을 때의 배기가스 리시버내의 NOx 수치는 $205 \text{ ppm}_{13\%O_2}$, $2.05 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ 으로 IMO Tier III를 만족시킬 수 있을 것으로 판단된다. Fig.4.11은 163 rpm일 때 밀러 사이클을 적용하여 계산한 실린더내의 최고온도와 NOx값의 계산결과를 나타내고 있으며 Fig.4.10의 계산 결과와 유사한 패턴과 감소 결과를 나타내고 있다.

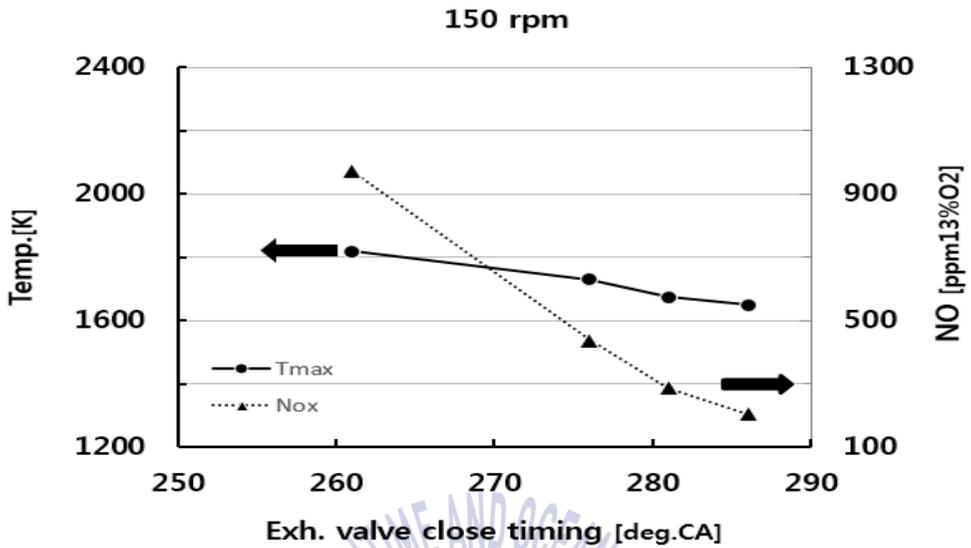


Fig.4.10 Result of calculated Tmax and NOx according to EVC timing for 150 rpm

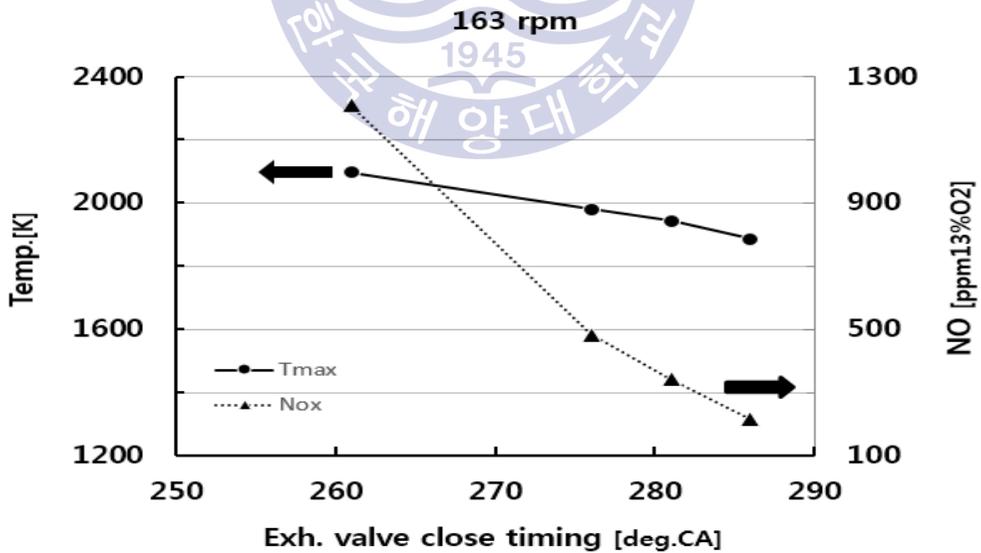


Fig.4.11 Result of calculated Tmax and NOx according to EVC timing for 163 rpm

(2) 소기중량과 실린더 내 최고압력

Fig.4.12은 밀러 사이클을 적용하여 계산한 실린더내의 최고압력과 소기중량 값의 계산결과를 나타내고 있다. 배기밸브 닫힘 시기를 지연시킬수록 실린더내의 최고압력과 소기중량이 소폭 증가하는 것을 볼 수가 있는데 이것은 타이밍 변화에 따른 소기압력의 증가, 공기과잉율의 변화에 따른 것이라 볼 수 있다. 결과적으로 배기밸브 닫힘 시기 변경 시 최고압력의 변화에 따른 기존 선박 엔진의 내구성에 미치는 영향은 거의 없을 것으로 판단된다. Fig.4.13은 163 rpm 일 때 밀러 사이클을 적용하여 계산한 실린더내의 최고압력과 소기가스 중량 값의 계산결과를 나타내고 있으며 Fig.4.12 의 계산 결과와 유사한 패턴과 증가 결과를 나타내고 있다.

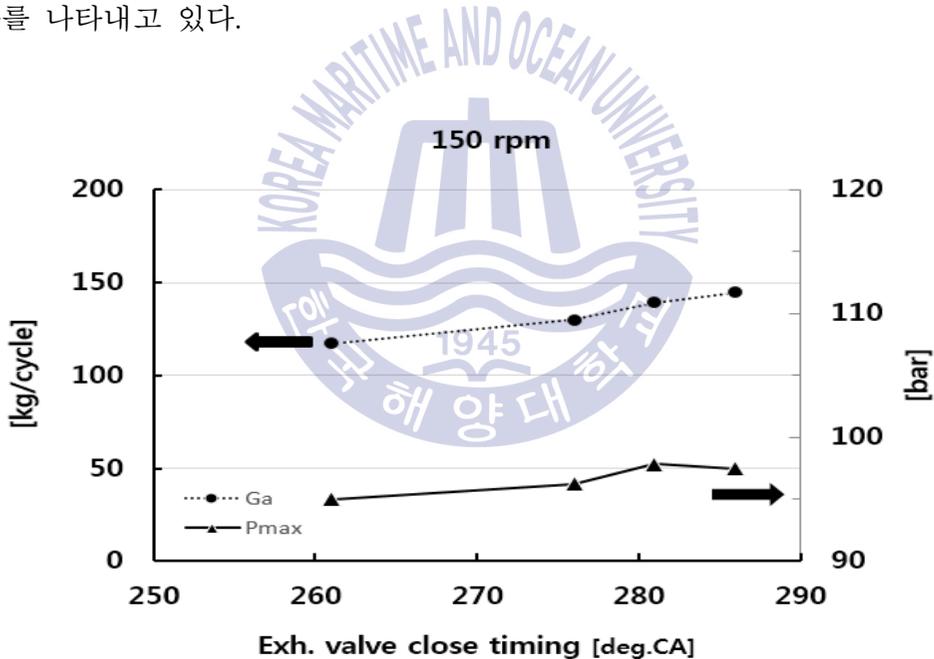


Fig.4.12 Result of calculated Ga and Pmax according to EVC timing for 150 rpm

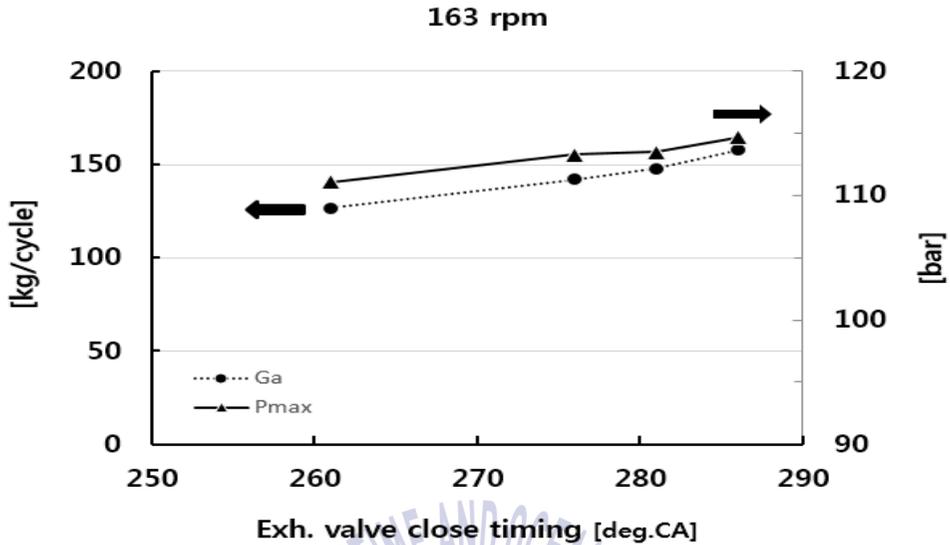


Fig.4.13 Result of calculated Ga and Pmax according to EVC timing for 163 rpm

(3) 도시평균유효압력과 과급기 효율

Fig.4.14는 밀러 사이클을 적용하여 계산한 평균유효압력 값을 나타내고 있다. 배기밸브 닫힘 시기를 지연시킬수록 평균유효압력이 소폭 상승하고 있는데 이 시뮬레이션 프로그램에 입력된 연료소비율이 고정되어 있다는 점을 고려하면 이는 동일한 연료소비율에 따른 배기밸브 닫힘 시기 변경에 따른 평균유효압력 상승은 연료소비율의 감소를 의미한다는 것으로 판단된다. Fig.4.15에 나타난 과급기효율의 계산결과 값은 사용된 성능 예측 프로그램이 과급기 자체의 성능 예측 목적이 아니라 연소해석을 목적으로 한 프로그램이란 점에서 이 연소 조건을 만족하는 과급기 효율, 즉 과급기에 요구되는 성능을 계산 결과로 파악하는 방법으로 사용되어진다. 계산 결과로부터 과급기 입출구상태를 이용하면 요구되는 과급기의 종합효율(η_{tot})을 구할 수 있다.

이러한 계산 결과로부터 배기 밸브 닫힘 시기 변경에 따른 과급기 효율의 변화는 요구되는 성능의 변화, 효율이 증가되어야 한다는 것으로 판단되며, 특히

저부하에서는 고효율, 고과급이 필요하며 이러한 매칭은 현재 터보 차저 효율로는 실현되기 어려운 상황이며 앞으로 터보 차저 효율 증가 및 2단 터보 차저 배치를 고려한다면 충분히 적용이 가능할 것으로 판단된다.

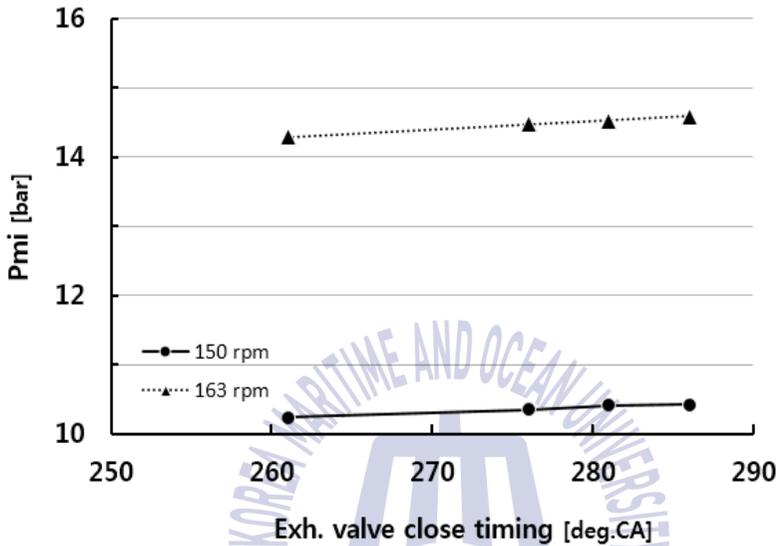


Fig.4.14 Result of calculated Pmi according to EVC timing

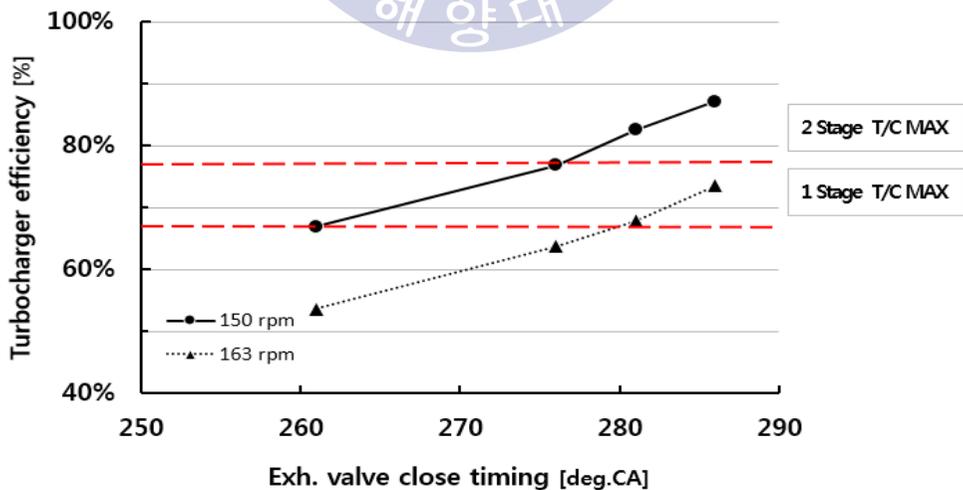


Fig.4.15 Result of calculated turbocharger efficiency according to EVC timing^[16].

제 5 장 결 론

본 연구에서는 대형 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하고자 배기밸브 타이밍을 제어하는 방법을 사용하여 그 적용 가능성을 검토하였다. 이에 실습선 한 바다호 주기관, MAN B&W 6L42MC/ME 엔진을 대상으로 한 성능 예측프로그램을 이용하여 배기밸브의 닫힘 시기를 제어하는 방법으로 밀러 사이클을 적용해 보았으며 시뮬레이션 결과로 계산된 최고폭발압력, 실린더 내부 최고온도, 평균 유효압력, NO_x 생성량 및 요구되는 과급기 효율을 비교 분석함으로써 성능 및 배기 배출물의 변화를 검토하였다.

본 논문의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 대상 엔진에서 측정된 실린더 압력 및 NO_x 생성량과 시뮬레이션으로 계산된 동일 항목의 결과 값을 비교하여 파악된 변수를 적용함에 따라 사용된 성능 예측 프로그램 및 계산된 값의 신뢰성을 확인하였다.
2. 배기 밸브의 닫힘 시기(EVC) 지연에 따른 밀러 사이클을 적용하는 방법으로 평균유효압력의 증가, 실린더 내부 최고온도 및 NO_x 생성량 감소와 같은 밀러 사이클의 효과를 볼 수 있었다.
3. 배기 밸브의 닫힘 시기(EVC)를 제어하는 방법으로 저속 2행정 기관에 밀러 사이클 적용할 수 있다고 판단되며, 이러한 방법을 통해 열효율 향상과 배기 배출물 저감을 동시에 달성할 수 있다.

대형 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하기 위해선 대상 엔진의 과급압력보다 높은 과급압력이 요구되며, EVC 시기를 지연시킬수록 더 높은 과급압력이 필요하다는 것을 확인하였다. 따라서 향후 효율이 높은 과급기의 개발 및 2단 과급기 매칭 등, 이 부분에 대한 심도있는 연구가 필요하다고 판단된다.

참 고 문 헌

- [1] 김기두, 김병석, 윤육현, 2010. 밀러 사이클을 이용한 대형 디젤엔진의 NO_x 및 연료소비율 저감 연구, 2010년 한국자동차공학회 학술대회 및 전시회, pp.169-173.
- [2] 사와타리 쇼지, 2012. 엔진은 이렇게 되어 있다, 도서출판 골든벨.
- [3] 임창섭, 1996. 저 압축 고 팽창 기관에 관한 기초 연구, 석사학위논문. 부산:한국해양대학교.
- [4] Mazda North American Operation, 2012. Miller Cycle Engine SKYACTIV-G 2.5 [Online] Available at: <http://nema.club>.
- [5] 장태익, 김철수, 정영관, 2005. 디젤기관에 대한 앳킨슨사이클 구성과 사이클의 열역학적 해석에 관한 연구, 한국박용기관학회지, 29(2), pp.185-193.
- [6] 장태익, 2011. 과급에 의한 흡입공기 보상 시 저속 디젤-아트킨슨사이클에서 엔진성능에 대한 연구, 한국마린엔지니어링학회지, 35(8), pp.1009-1015.
- [7] 정찬호, 2010. 선박용 2행정 사이클 디젤기관 가스흐름계의 성능 예측에 관한 연구. 석사학위논문, 부산:한국해양대학교.
- [8] 김성운, 2011. 선박용 디젤 주기기관의 운항중 NO_x 배출량 예측에 관한 연구, 석사학위논문. 부산:한국해양대학교.
- [9] 최재성, 2011. 선박용 대형저속 2행정디젤기관의 성능예측방법과 응용, 한국해양대학교 기관공학부 대학원교재, pp.6~20.
- [10] 임영식, 1998. 디젤기관의 EGR율에 따른 연소특성의 변화에 관한 연구, 석사학위논문. 부산:한국해양대학교.

- [11] Collin R.Ferguson, 1986. *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*, JHON WILEY & SONS.
- [12] 배병렬, 남정길, 최재성, 1999. *디젤기관의 연소실내 NO 생성농도 예측에 관한 연구*, 한국박용기관학회지, 23(4), pp.543-551.
- [13] 배진우, 이지웅, 정균식, 최재성, 2015. *선박용 디젤엔진의 2단과급 시스템 설계를 위한 매칭성능 예측*, 한국마린엔지니어링학회지, Vol.39, No.6, pp.626~632.
- [14] K, Sugiura and K, Shimada. et al., 2010. *Theoretical and experimental study on measures to minimize the NO_x-SFC trade-off*, CIMAC Congress 2010 Bergen.
- [15] K. Takasaki and H. Tajima. et al.,2009. *Theoretical background of some measures to reduce NO_x emission from marine diesel engines*, ISME 2009 Bexco Busan.
- [16] Yi Cui, Zhilong Hu, Kangyao Deng, Qifu Wang, 2014. *Miller Cycle Regulatable, Two-Stage Turbocharging System Design for Marine Diesel Engines*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.136, p.022201-7.