



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](#)

공학박사 학위논문

선박용 저속 2행정 디젤엔진의 밀러 사이클
적용에 관한 연구

A Study on Application of Miller Cycle for Marine Two-stroke
Diesel Engine



지도교수 조 권 회

2018년 2월

한국해양대학교 대학원

기관공학과

이 지 응

본 논문을 이지웅의 공학박사 학위논문으로 인준함.



위원장	남 정 길
위 원	조 권 회
위 원	강 인 철
위 원	임 태 우
위 원	최 재 성



2017년 12월 14일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Abstract	vii
Abstract in Korean	x
Nomenclature	xii
Subscript	xiv
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경 및 목적	1
1.2 연구 내용	5
제 2 장 선박 환경규제와 질소산화물 감축 기술	7
2.1 개요	7
2.2 환경규제	7
2.3 배기가스 배출물 저감 기술	10
2.3.1 배기가스재순환(Exhaust Gas Recirculation, EGR) 기술	11
2.3.2 SCR (Selective Catalytic Reduction) 시스템	15
2.3.3 가스연료엔진	19
2.3.4 밀러 사이클 적용 기술	24
제 3 장 선박용 저속 2행정 기관의 밀러 사이클 적용	29
3.1 개요	29
3.2 2행정 밀러 사이클의 이론적 고찰	30
3.2.1 이상 밀러 사이클의 열효율	31
3.2.2 이상 밀러 사이클의 평균유효압력	38
3.2.3 과급 밀러 사이클의 소기와 배기과정에 대한 이론적 고찰	40
3.2.4 이상 밀러 사이클의 이론적 고찰	43

3.3 성능 예측 프로그램을 통한 밀러 사이클의 시뮬레이션 결과	45
3.3.1 연소 압력과 NO _x 의 측정	45
3.3.2 성능 시뮬레이션	52
3.3.2 밀러 사이클의 적용	63
3.4 요약	67
제 4 장 밀러 사이클과 2단 과급의 적용	68
4.1 개요	68
4.2 2행정 기관의 2단 과급 적용에 대한 이론적 고찰	70
4.3 이상 사이클의 2단 과급 적용	77
4.4 2단 과급을 적용한 밀러 사이클의 시뮬레이션 결과	83
4.5 요약	88
제 5 장 밀러 사이클 효과의 향상	89
5.1 개요	89
5.2 고효율 과급기(T/C)와 소기 냉각에 의한 밀러효과의 향상	91
5.3 가변소기포트 적용에 의한 밀러효과의 향상	94
5.3.1 가변 소기포트의 개념	94
5.3.2 가변 소기포트의 적용효과	96
5.3.3 가변 소기포트에 의한 밀러효과의 향상	100
5.4 가변포트를 이용한 고팡창 효과	103
5.5 선박용 2행정 기관의 밀러 사이클 효과 강화	110
5.6 요약	113
제 6 장 결 론	114
참고문헌	117
감사의 글	124

List of Tables

Table 2.1	Calculation formula for NO _x according to Tier I - III	9
Table 2.2	NO _x reduction treatment for marine diesel engine	10
Table 2.3	Achievable level for emission from gas fuel engine	22
Table 2.4	Advantages of Miller cycle compared to other Tier III technologies for two-stroke marine engine	28
Table 3.1	Specification for model engine	45
Table 3.2	Specification of Encoder	47
Table 3.3	Specification of equipment for measuring exhaust gas products	50
Table 3.4	Mean value of NO & NO ₂ concentration measured according to engine speed	51
Table 3.5	Input data for calculation of heat release and NO _x	61
Table 3.6	Coincident output for confirming between measured and calculated value	62
Table 4.1	Comparison of cycle output between Diesel and Miller cycle	82
Table 5.1	Various cases for simulation to apply Miller cycle	91

List of Figures

Fig. 2.1 Concept of required EEDI	8
Fig. 2.2 Regulation for NO _x and SO _x	9
Fig. 2.3 Overview of EGR for marine two-stroke diesel engine	11
Fig. 2.4 Schematic diagram of water treatment system	12
Fig. 2.5 Impact of EGR on the combustion flame temperature	13
Fig. 2.6 Test results from engine parameter variation at 75% engine load by MDT ...	14
Fig. 2.7 Reduction process of NO _x in urea SCR system	16
Fig. 2.8 Overview of SCR system for two-stroke marine diesel engine	17
Fig. 2.9 Influence of increased TI in SCR system	18
Fig. 2.10 Otto-Process : constant volume during combustion	20
Fig. 2.11 Diesel-Process : constant pressure during combustion	20
Fig. 2.12 Overview of low pressure and high pressure gas injection system	21
Fig. 2.13 Patent of Atkinson & Miller engine	24
Fig. 2.14 P-V diagram for turbo-charged ideal diesel and Miller cycle of four-stroke ..	25
Fig. 2.15 Miller cycle for two-stroke marine engine	26
Fig. 3.1 Two-stroke ideal diesel and Miller cycle	30
Fig. 3.2 Expansion and compression work of ideal Miller cycle	34
Fig. 3.3 Ideal Miller cycle by turbo charging and P-V diagram of exhaust and charging process	40
Fig. 3.4 Thermal efficiency for two-stroke ideal Miller cycle	43
Fig. 3.5 Mean indicated pressure of ideal Miller cycle	44
Fig. 3.6 Schematic diagram of experimental apparatus for acquisition of pressure and NO _x data	46
Fig. 3.7 Variation of measured pressure in cylinder at each rpm	48
Fig. 3.8 Variation of ROHR at each rpm	49

Fig. 3.9	Variation of NO concentration measured according to engine speed	51
Fig. 3.10	Heat release with combustion index m by Wiebe function	53
Fig. 3.11	Rate of heat release(ROHR) with combustion index m by Wiebe function ..	54
Fig. 3.12	ROHR by Double Wiebe function	54
Fig. 3.13	Coincident pressure line between measured and calculated data	56
Fig. 3.14	Coincident ROHR between measured and calculated data	57
Fig. 3.15	Pollutant formation mechanisms in diesel engine	58
Fig. 3.16	Relation between combustion temperature and NO _x formation according to the Zeldovich theory	59
Fig. 3.17	Valve lift & port height of exhaust valve and scavenge air port	63
Fig. 3.18	P-V diagram according to Miller angle	64
Fig. 3.19	Results of Miller cycle according to various Miller angle	65
Fig. 3.20	Results of P _{mi} & NO by T/C efficiency	66
Fig. 4.1	Schematic concept of two-stage T/C system for two-stroke cycle engine	70
Fig. 4.2	P-V diagram of two-stage T/C system for two-stroke cycle engine	71
Fig. 4.3	Flow chart for calculation of Miller cycle adopted two-stage T/C	78
Fig. 4.4	Achievable maximum pressure ratio by cut-off ratio according to two-stage T/C in ideal Miller cycle	79
Fig. 4.5	Achievable maximum pressure ratio by specific heat ratio according to two-stage T/C in ideal Miller cycle	80
Fig. 4.6	P-V diagram for adoptable Miller cycle by two-stage T/C from diesel cycle by one-stage T/C	81
Fig. 4.7	P-V diagram in higher pressure area from diesel cycle by one-stage T/C and Miller cycle by two-stage T/C	81
Fig. 4.8	Flow chart to adopt two-stage T/C	84
Fig. 4.9	P-V diagram of Miller cycle with two-stage T/C	85
Fig. 4.10	The results of P _{mi} from Miller cycle with one-stage T/C and two-stage T/C at 60% load	86

Fig. 4.11 The results of NO from Miller cycle with one-stage T/C and two-stage T/C at 60% load	87
Fig. 5.1 Miller effect	89
Fig. 5.2 Mass flow according to scav. air temp. and T/C efficiency at 60% load	92
Fig. 5.3 The simulation results of two parameters according to scav. air temp. and T/C efficiency	93
Fig. 5.4 Schematic concept of scavenge air port with sliding device for two-stroke cylinder liner	94
Fig. 5.5 P-V diagram for controllable port of two-stroke engine	95
Fig. 5.6 Various port height by sliding device position	96
Fig. 5.7 Normalized mass flow of scav. air and required T/C efficiency according to various port height (60% constant load)	97
Fig. 5.8 Effect of port height according to various engine load	98
Fig. 5.9 Required T/C efficiency for various port heights at each engine load	99
Fig. 5.10 Various port height & valve closing	100
Fig. 5.11 The results of SFOC to apply Miller cycle with various port height	101
Fig. 5.12 The results of NO to apply Miller cycle with various port height	102
Fig. 5.13 Gain for expansion work from extended stroke	104
Fig. 5.14 Crank angle position for timing of exhaust valve open	104
Fig. 5.15 P-V diagram when the timing of exhaust valve open is retarded	105
Fig. 5.16 The results of SFOC for retarded θ_{EVO}	106
Fig. 5.17 The results of NO for retarded θ_{EVO}	106
Fig. 5.18 Various θ_{EVO} & θ_{SPO}	107
Fig. 5.19 The results of SFOC for retarded θ_{EVO} with sliding device	108
Fig. 5.20 The results of NO for retarded θ_{EVO} with sliding device	108
Fig. 5.21 The results according to strengthening of Miller effect	112

A Study on the Application of Miller cycle for Marine Two-stroke Diesel Engine

Lee, Ji Woong

**Department of Marine Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University
(Supervisor : Prof. Cho, Kwon Hae)**

Abstract

The standard of NO_x emission control at sea has applied Tier III, which is reinforced to 80% than Tier I, to the operating vessels in the ECA(Emission Control Area) since 1 January 2016. Engine builders have studied several techniques such as SCR(Selective Catalytic Reduction), EGR(Exhaust Gas Recirculation), and application of Miller cycle etc. to satisfy the regulation.

The Miller cycle is actualized from the Atkinson cycle, designed to achieve high thermal efficiency through the high expansion in the Otto cycle. Structurally, the linkage device was added to connecting rod to enable the expansion stroke to be longer than the compression stroke, thereby achieving a higher thermal efficiency than the Otto cycle. However, it was not practical due to the complexity of the structure, and in 1957, R. Miller publicized his patent miller cycle, which can reduce effective compression ratio by modifying the timing of the intake valve. it is being applied with a high efficiency and high pressure charging system that can

compensate for the volume efficiency of the cylinders because of the reduction in volume efficiency of the cylinder.

The Millers cycle can reduce effective compression ratio by closing intake valve earlier or later than in BDC. It makes combustion temperature low and NO_x can be reduced. The methods which can reduce the combustion temperature are to reduce compression temperature and maximum combustion temperature. The Miller cycle is an effective way which can reduce compression temperature by adjusting the timing of the intake valve. However, the premature closing of the intake valves increases exhaust gas temperature because air mass flow is decreased. Another option is to reduce temperature of charging air. If the temperature is low, it causes ignition delay which leads to increased NO_x emissions. IVC timing need to be optimized by air mass flow and pressure for application of Miller cycle.

The Miller cycle can make thermal efficiency higher because compression ratio is shorter than expansion ratio, that is, it is possible to achieve low NO_x and high efficiency at the same time.

The purpose of this study is to find ways to meet IMO's NO_x regulations and improve engine performance. In this study, Miller cycle, which can reduce NO_x without additional equipment such as EGR and SCR, is applied to two-stroke marine engine. Performance prediction program for engine is used for this study. Using the pressure data measured during the operation of the ship equipped with the model engine for the program, the heat release pattern of the program was described as the Double Wiebe function and the excess air ratio at the start and end of combustion was determined using NO_x measurement data. The application of the Miller cycle in marine two-stroke engine adopting uni-flow scavenging can be applied in such a way as to increase the charge pressure while reducing the effective compression ratio by delaying EVC.

The Miller cycle can be used with high efficiency and high pressure T/C. This

study was considered the effect of applying the Miller cycle by matching two-stage T/C system together with the program. This paper proposes a sliding mechanism that can change the opening and closing timing of the scavenge port. The effect obtained by controlling height of scavenge port and by changing EVO is compared. As a result, the Miller cycle was applied to the marine low speed two-stroke engine, and the results that can satisfy the Tier III regulation were derived.

KEY WORDS : Marine two-stroke diesel engine, Miller cycle, NO_x,

Scavenging port, Sliding device



선박용 저속 2행정 디젤엔진의 밀러 사이클 적용에 관한 연구

이 지 응

기관공학부
한국해양대학교 대학원
(지도교수 : 조 권 회)

요 약

NO_x의 배출 통제 기준은 2016년 1월 1일 이후 배기배출물통제지역(Emission Control Area, ECA)에 입항하는 선박에 대해 Tier III를 적용, Tier I 대비 80%를 감축할 것을 요구하고 있다. 따라서 엔진 제작사에서는 NO_x를 감축하기 위해 SCR(Selective catalytic reduction) 장치, EGR(Exhaust Gas Recirculation) 장치, 가스추진 기관, 밀러 사이클 등 여러 가지 기술들을 디젤엔진에 적용하고 있다.

밀러 사이클은 오토 사이클에서 고폽창을 실현하여 사이클의 열효율을 높이고자 Atkinson이 고안한 Atkinson 사이클을 현실화한 것이다. 구조적으로 링크장치를 커넥팅로드에 부가하여 팽창행정을 압축행정보다 길게 하여 기존의 사이클 보다 높은 열효율을 실현하였다. 하지만, 복잡한 구조로 인하여 실용화되지 않았으며 1957년 R. Miller에 의해 흡입밸브의 타이밍을 변경하여 팽창비보다 유효압축비를 줄여 Atkinson 사이클을 실용화한 특허를 공개하였다. 체적효율의 감소로 인해 실린더의 출력이 감소되기 때문에 이를 보상할 수 있는 고효율 혹은 고과급 시스템과 함께 밀러 사이클을 적용하고 있다.

밀러 사이클은 흡입밸브를 하사점(BDC)보다 빠른 시점 혹은 늦은 시점에 닫음으로써 유효압축비의 감소효과를 이용할 수 있다. 유효압축비의 감소는 연소온도를 낮춰 NO_x 발생을 줄일 수 있다.

밀러 사이클의 적용은 압축시기를 지연시키기 때문에 팽창비는 일정하게 유지하면서 유효압축비가 감소하여 사이클의 열효율을 증가시킬 수 있다. 즉, 동시에 친환경 고효율의 성능을 얻을 수 있다.

본 논문의 목적은 IMO의 NO_x규제를 만족하고 동시에 성능개선을 시킬 수 있는 방안을 찾기 위함이다. EGR, SCR 등의 부가적인 장치 없이 NO_x를 감축시키고 성능향상을 꾀할 수 있는 밀러 사이클을 선박용 저속 2행정 디젤엔진을 대상으로 적용하고 그 효과에 대해 고찰하였다. 연구를 위하여 실제 운항되는 선박의 저속 2행정 기관을 대상으로 개발된 성능예측프로그램을 이용하였다. 대상기관이 탑재된 선박이 실제 운항 중에 측정된 압력데이터를 이용하여 성능예측프로그램의 열발생률 패턴을 Double Wiebe 함수로써 묘사하고 NO_x 측정 데이터를 이용하여 연소시작과 종료 시의 공기과잉률을 결정하였다. 유니플로 소기방식을 채택하고 있는 저속 2행정 기관에서 밀러 사이클은 배기밸브의 닫힘 시기를 지연시켜 유효압축비를 줄이면서 소기압력을 증가시키는 방식으로 적용될 수 있다.

밀러 사이클은 고효율과 고과급의 과급기가 함께 적용되어야 한다. 2단 과급시스템을 성능예측프로그램과 함께 구성하여 밀러 사이클을 적용한 효과에 대해 고찰하였다. 또한, 밀러 사이클 효과를 향상시킬 수 있는 인자를 이용하여 밀러효과의 향상 결과를 비교하였다. 2행정 기관의 소기포트에 슬라이딩 기구를 제안하고 소기 포트의 높이에 따른 성능향상 효과와 배기밸브열림시기(θ_{EVO})를 변화시킴으로써 팽창행정을 길게 하여 얻을 수 있는 효과를 고찰하였다. 결과적으로, 선박용 저속 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하고 성능향상 인자를 이용하여 Tier III 규제를 만족할 수 있는 결과를 도출하였다.

주제어 : 선박용 저속 2행정 디젤엔진, 밀러사이클, 질소산화물, 소기포트, 슬라이딩 기구

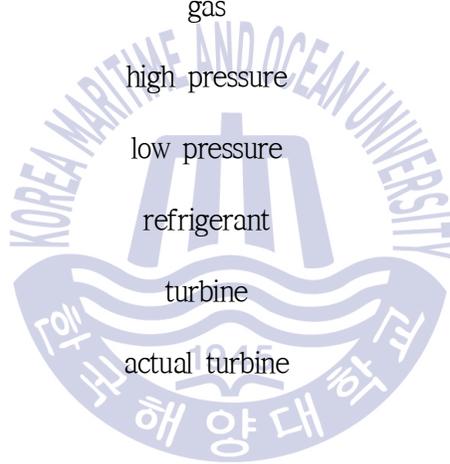
Nomenclature

Variable	Description	Units
A	heat equivalent of work	kcal/kgf · m
AF	air fuel ratio	
β	cut-off ratio	
C_p	specific heat at constant pressure	kcal/kgf · K
C_v	specific heat at constant volume	kcal/kgf · K
ε_c	compression ratio	
ε_e	expansion ratio	
ε_{sp}	expansion ratio to scavenge port	
EVC	exhaust valve close	
EVO	exhaust valve Open	
G	mass of air	kg
η	efficiency	
IVC	intake valve close	
J	work equivalent of heat	kgf · m/kcal
k	specific heat ratio	
LCV	Low calorific value	kcal/kg
λ	excess air ratio	
λ_s	excess air ratio at the starting of combustion	
λ_e	excess air ratio at the end of combustion	
m	mass flow rate	
MA	Miller angle ($\theta_{MA} = \theta_{EVC} - \theta_{SPC}$)	

Variable	Description	
p_e	exhaust pressure	bar
p_{mi}	mean indicated pressure	bar
Δp	$\Delta p = p_s - p_e$	
p_s	scavenge pressure	bar
π	pressure ratio	
PH	Port height	
SPC	scavenge port close	
SPO	scavenge port open	
θ_s	crank angle at starting of combustion	
θ_b	combustion duration	
x	mass fraction of fuel, heat addition	
W	Work	J

Subscript

Variable	Description
a	air
c	compressure
ca	actual compressure
cool	cooler
g	gas
HP	high pressure
LP	low pressure
<i>ref.</i>	refrigerant
t	turbine
ta	actual turbine



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경 및 목적

국제해사기구(IMO)에서는 MARPOL 73/78 협약의 부속서 VI(선박으로부터의 대기오염 방지를 위한 규칙)를 통해 오존 파괴물질, 질소산화물(NO_x), 황산화물(SO_x)과 미립자(PM, Particulate matter), 휘발성 유기 화합물(VOCs, Volatile Organic Compounds), 선내소각물질 그리고 이산화탄소(CO_2)에 대해 배출 통제의 기준을 규정하고 있다. 이 중 이산화탄소의 배출 통제는 2013. 1. 1일 이후 건조되는 선박에 적용되며, 선박 건조 시 EEDI(Energy Efficiency Design Index) 지수를 만족하도록 강제화하고 있다. 운항선에 대해서는 선박에너지효율관리계획서(Ship Energy Efficiency Management Plan, SEEMP)를 두어 운항 중 발생하는 이산화탄소에 대해 관리하도록 하고 있다.

선박엔진으로부터의 배출 통제물질 중 NO_x 의 배출 통제 기준은 2016년 1월 1일 이후 배기배출물통제지역(Emission Control Area, ECA)에 입항하는 선박에 대해 Tier III를 적용, Tier I 대비 80%를 감축할 것을 요구하고 있어 엔진 제작사에서는 NO_x 를 감축하기 위해 SCR(Selective catalytic reduction) 장치, EGR(Exhaust Gas Recirculation) 장치, 가스추진 기관, 밀러 사이클 등 여러 가지 기술들을 디젤엔진에 적용하고 있다[1]-[3].

가스연료를 사용하는 기관은 크게 오토 사이클을 따르는 저압분사방식과 디젤 사이클을 따르는 고압분사방식의 두 가지 형태로 적용되고 있다[4][5]. 고압분사방식을 채택한 MDT사의 가스연료 기관은 CO_2 의 20%, NO_x 의 25%를 저감할 수 있다고 보고한다[5]. 따라서, MDT사의 고압분사방식 가스연료기관은 80%의 NO_x 를 감축해야 하는 Tier III를 만족할 수 없기 때문에 EGR 장치 혹은 SCR 장치를 동시 적용하여야 하며 EGR 장치 적용 시 NO_x 를 2.7 g/kW·h까지 감축하여 Tier III를 만족할 수 있지만 가스연료와 EGR 장치를 동시 적용 시 SFOC(Specific Fuel Oil Consumption)는 1.8 g/kW·h 증가되는 것으로 보고된다. 16 bar 이하의 가스연료 저압분사방식을 적용한

WIN-GD사의 X-DF 엔진은 예혼합 희박연소를 통해 연소 온도를 낮춰 NO_x 를 크게 줄일 수 있다. 기존 대비 CO_2 의 25%, NO_x 의 85%를 줄일 수 있어 부가적인 장치 없이 Tier III를 만족할 수 있는 것으로 보고한다[6][7].

EGR과 SCR의 경우 NO_x 는 80% 이상을 저감할 수 있어 상당한 효과를 보이고 있지만 열효율은 감소하는 것으로 보고되고 있다[8][9].

연소가스의 열해리과정에서 발생하는 NO_x 는 Zeldovich 기구(mechanism)에 따르면 열생성(thermal) NO는 1,800K 이상의 고온에서 생성되고 최고연소온도에 큰 영향을 받으며 연소온도 200K의 감소는 NO_x 발생을 1/10로 감소시키는 것으로 알려져 있다[3]. 그러나 연소온도의 감소는 NO_x 의 감소효과를 가져오지만 연료소비율(SFOC)은 낮은 연소온도에서 오히려 증가하기 때문에 NO_x 와 SFOC는 상반관계(trade-off)에 있어 이를 동시에 해결하기가 곤란한 것으로 알려져 있다[3][10].

밀러 사이클은 오토 사이클에서 고폽창을 실현하여 사이클의 열효율을 높이고자 Atkinson이 고안한 Atkinson 사이클을 현실화한 것이다. 구조적으로 링크장치를 커넥팅로드에 부가하여 팽창행정을 압축행정보다 길게 하여 기존의 사이클 보다 높은 열효율을 실현하였다. 하지만, 복잡한 구조로 인하여 실용화되지 않았으며 1957년 R. Miller에 의해 흡입밸브의 타이밍을 변경하여 팽창비보다 유효압축비를 줄여 Atkinson 사이클을 실용화한 특허를 공개하였다[11]. 하지만, 체적효율의 감소로 인해 실린더의 출력이 감소되기 때문에 이를 보상할 수 있는 고효율 혹은 고과급 시스템과 함께 밀러 사이클을 적용하고 있다[12].

밀러 사이클은 흡입밸브를 하사점(BDC)보다 빠른 시점 혹은 늦은 시점에 닫음으로써 유효압축비의 감소효과를 이용할 수 있다. 유효압축비의 감소는 연소온도를 낮춰 NO_x 발생을 줄일 수 있다. NO_x 감소를 위해 연소온도를 낮추는 방법은 압축온도를 낮추는 것과 최대연소온도를 낮추는 방법이다. 밀러 사이클은 흡기밸브 타이밍을 조정하여 압축온도를 낮출 수 있는 효과적인 방법이다. 그러나, 너무 이른 밸브의 닫힘은 공기유량을 부족하게 하여 배기가스 온도를 높이고 매연을 동반한다. 또 다른 방법은 과급되는 공기의 온도를 줄이는 것이다. 하지만, 과급 온도를 너무 낮게 하면 연료의 착화지연을 야기하고 이는 NO_x 의 증가로 이어진다. 밀러 사이클의 적용 시 과급공기의

유량과 압력에 의한 IVC(Intake Valve Close) 타이밍의 최적화가 필요하다.

밀러 사이클의 적용은 압축시기를 지연시키기 때문에 팽창비는 일정하게 유지하면서 유효압축비가 감소하여 사이클의 열효율을 증가시킬 수 있다. 즉, 동시에 친환경 고효율의 성능을 얻을 수 있다[13][14]. Qian Y. et al. (2015)는 고속 디젤엔진에 가변 밸브타이밍(VVT)을 적용하여 NO_x 와 검댕(soot)의 감소효과와 평균유효압력의 향상 효과를 보고하였다[15].

이미 언급한바와 같이 NO_x 의 형성은 연소온도에 의해 영향을 받는다. 하지만 최근 연구에서 Benajes J. et al. (2009)는 NO_x 형성의 경향이 화염온도보다 실린더 내의 연소 압력과 밀도에 영향을 더 많이 받는 경우에 대해 보고하였다[16].

Extreme Miller¹⁾를 통해 37%의 NO_x 저감이 가능[17]하고 밀러 사이클과 2단 과급을 동시 적용하였을 경우 47%의 NO_x 저감이 가능하다는 연구결과들이 보고되고 있다[18]. 현대중공업의 힘센 엔진을 대상으로 한 실험에서 압력비가 5.2인 과급기(T/C)와 함께 IVC를 약 -20 [deg.CA] 변경한 early Miller²⁾를 통해 SFOC와 NO_x 의 동반 감소를 확인하였다[19]. 이러한 연구 결과는 대부분 4행정 기관을 대상으로 수행되었다[20][21].

선박용 저속 2행정 기관(이후 2행정 기관)에 대한 밀러 사이클 적용에 관한 연구는 별로 없다. 2행정 기관을 대상으로 한 밀러 사이클의 적용에 대한 연구에서 CFD(Computational Fluid Dynamics) 프로그램을 통해 적절한 EVC(Exhaust Valve Close)시점과 분사 각도를 통해 연료소모율의 증가 없이 NO_x 감소가 가능하다고 보고하고 있다[22]. ABB에서는 2행정 기관을 대상으로 2단 과급 시스템을 구성하고 팽창행정을 극대화할 수 있도록 소기포트에 슬리브 메카니즘을 적용하여 SFOC를 감소시킬 수 있는 효과에 대해 보고하였다[23].

본 논문의 목적은 IMO의 NO_x 규제를 만족하고 동시에 성능개선을 시킬 수 있는 방안을 찾기 위함이다. EGR, SCR등의 부가적인 장치 없이 NO_x 를 감축시키고 성능향상을 꾀할 수 있는 밀러 사이클을 선박용 저속 2행정 디젤엔진을 대상으로 적용하고 그 효과에 대해 고찰하고자 한다. 연구를 위하여 실제 운항되는 선박의 2행정 기관을

1) 고과급 과급기를 적용하여 BDC 기준 60° CA 까지 흡입밸브의 닫힘 시기를 변경

2) 이상 사이클에서 흡입밸브를 BDC 이전에 닫음

대상으로 개발된 성능예측프로그램을 이용하였다. 성능예측프로그램의 신뢰성은 이미 학회를 통해 보고하였다[24][25]. 대상기관이 탑재된 선박이 실제 운항 중에 측정된 압력데이터를 이용하여 성능예측프로그램의 열발생률 패턴을 Double Wiebe 함수로써 묘사하고 NO_x 측정 데이터를 이용하여 연소시작과 종료시의 공기과잉률을 결정하였다. 유니플로 소기방식을 채택하고 있는 2행정 기관에서 밀러 사이클의 적용은 배기밸브의 닫힘 시기를 지연시켜 유효압축비를 줄이면서 소기압력을 증가시키는 방식으로 적용될 수 있다[3][26].

밀러 사이클은 고효율과 고과급의 과급기가 함께 적용되어야 그 효과를 얻을 수 있기 때문에 1단 과급에 비해 높은 압력비를 달성할 수 있는 2단 과급시스템을 성능예측프로그램과 함께 구성하여 밀러 사이클을 적용한 효과에 대해 고찰하였다. 또한, 밀러효과를 향상시킬 수 있는 인자를 이용하여 밀러효과의 향상 결과를 비교하였다.

2행정 기관은 흡입밸브가 없는 대신 소기포트에 의해 연소를 위해 필요한 공기가 유입된다. 소기포트는 피스톤의 위치에 의해 열리고 닫히는 시기가 결정되기 때문에 그 시기를 변화시킬 수 없다. 소기포트의 열리고 닫히는 시기를 가변시킬 수 있는 슬라이딩 기구를 제안하고 소기 포트의 높이에 따른 성능향상 효과와 배기밸브열림시기(θ_{EVO})를 변화시킴으로써 팽창행정을 길게 하여 얻을 수 있는 효과를 비교 고찰하였다.

1.2 연구 내용

본 연구의 내용을 요약하면 다음과 같다.

제 2 장에서는 날로 심각해지는 환경오염에 대응하여 IMO가 규제하고 있는 “선박으로부터의 대기오염방지”에 대한 내용을 검토하였다. 선박의 기관에서 발생하는 배기 배출물은 NO_x , SO_x , PM, CO_2 등이 있으며, 이중 NO_x 에 대한 규제를 만족하기 위한 기술들을 검토하였다. 이러한 기술들은 1. 연료를 이용하여 저감하는 방법, 2. 연소상태와 사이클을 개선하여 저감하는 방법, 3. 배기가스를 후처리하여 배출물을 저감하는 기술로 나눌 수 있다. 최근 ECA에서 Tier III의 적용으로 인해 이슈가 되고 있는 EGR, SCR, 가스연료기관, 밀러 사이클에 대한 기술들을 비교 검토하고 2행정 기관에 밀러사이클을 적용하기 위한 연구 목적을 제시하였다.

제 3 장에서는 2행정 기관의 열효율과 P_{mi} 에 대해 이상 사이클을 통해 이론적으로 검토하고 이상 사이클에서 압축비를 줄여가는 방식으로 밀러 사이클을 적용하여 이론 열효율과 P_{mi} 의 변화에 대해 계산하였다. 무과급 밀러 사이클과 과급 밀러 사이클의 이론 열효율과 P_{mi} 에 대해 비교하였다. 그리고, 실제 선박의 2행정 기관을 대상으로 한 성능예측프로그램을 통해 밀러 사이클을 적용하고 그 효과에 대해 고찰하였다. 대상기관이 탑재된 선박이 운항 중 실측된 연소압력과 NO_x 데이터를 이용하여 성능예측프로그램의 열발생률 패턴과 NO_x 발생을 Double Weibe 함수와 연소시작과 종료시점의 공기 과잉률을 묘사하였다.

제 4 장에서는 밀러 사이클과 함께 2단 과급시스템을 적용하였다. 2단 과급시스템에 대하여 이론적으로 검토하고 이상 사이클과 2단 과급시스템을 함께 구성하여 달성 가능한 최대 압력비에 대해 고찰하였다. 그리고 이상 사이클에서 2단 과급을 통해 달성할 수 있는 유효압축비의 감소와 밀러 사이클의 효과에 대해 고찰하였다. 성능예측프로그램과 2단 과급시스템을 연결하여 성능예측프로그램에서 도출된 배기에너지의 조건을 이용해 2단 과급시스템에서 최대 압력비를 구한 다음 다시 성능예측프로그램에 입력하는 방법으로 밀러 사이클의 효과 향상 정도를 비교하였다.

제 5 장에서는 밀러 사이클의 효과 향상인자를 이용하여 밀러효과의 강화에 대한

내용을 고찰하였다. 고효율 과급기, 소기 냉각, 소기효율, 가변포트를 이용하여 밀러 사이클의 효과를 강화할 수 있는 방안에 대해 검토하고 성능향상인자들을 동시 적용하여 달성 가능한 최대 밀러효과에 대해 고찰하였다.



제 2 장 선박 환경규제와 질소산화물 감축 기술

2.1 개요

기후 변화와 환경오염으로 인해 전 세계적으로 사회·경제적 피해가 심각해지고 있다. 국제사회는 이러한 피해를 축소, 예방하기 위하여 긴밀한 협력을 추진하고 있다. 이런 노력에 의해 1992년 브라질 리우환경회의에서 유엔기후변화협약(The United Nations Framework Convention on climate Change)이 체결되었고, 이를 계기로 여러 국제기구도 기후변화에 대한 다양한 논의를 하고 있다.

해상에서는 국제해사기구(IMO, International Maritime Organization)를 중심으로 1973년 MARPOL 73을 시작으로 1978년 MARPOL 73/78을 채택하면서 해양환경오염에 대한 대응책을 지속적으로 마련하고 규제들을 강화해 오고 있다. 1997년 “선박으로부터의 대기오염방지”에 대한 내용이 MARPOL 부속서 VI으로 채택되어 2005년 발효되었다. 그 후 2008년 부속서 VI의 전면 개정된 내용이 2010년 발효됨에 따라 관련 산업과 기관을 중심으로 규제를 만족하기 위한 대응을 하고 있다.

본장에서는 IMO에 의한 해양환경 규제내용에 대해 기술하고 ECA지역에서의 Tier III의 적용으로 최근 이슈가 되고 있는 NO_x 감축 기술에 대해 소개한다.

2.2 환경규제

해양에서의 대기오염에 대한 규제는 MARPOL 73/78의 부속서 VI에서 다루고 있으며 CO₂, SO_x, NO_x, 오존파괴물질, VOCs를 규제하고 있다.

IMO는 62차 MEPC회의를 통해 선박 온실가스(CO₂) 저감을 위해 2013년 1월 1일 이후 선종별, 톤수별로 Phase 0-3 단계로 나누어 2025년까지 발효시점의 30%까지 감축하는 내용을 채택하였다. Fig. 2.1은 선박의 톤수별로 신조선에 요구되는 에너지효율지수(EEDI)를 보여주고 있다. 운항선에 대하여는 에너지효율관리계획(SEEMP) 및 에너지

효율운용지표(Energy Efficiency Operating Indicator, EEOI)를 통하여 선박에 의한 온실가스 감축을 지속적으로 규제하고 있다. 온실가스의 규제는 신조선에 대한 기술적 조치(EEDI)의 단계에서 운항선에 대한 운항상의 조치(EEOI)와 시장기반조치(Market Based Management, MBM)으로 강화해가고 있다[27].

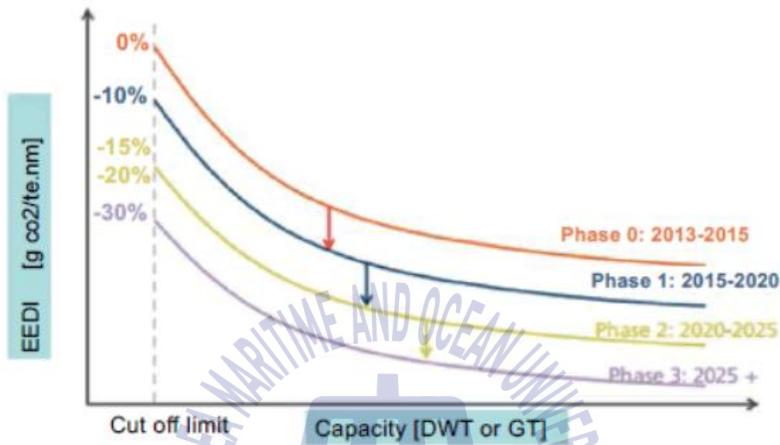


Fig. 2.1 Concept of required EEDI [28]

Fig. 2.2는 질소산화물(NO_x)과 황산화물(SO_x)에 대한 규제 강화의 흐름을 보여주고 있다. NO_x 에 대한 규제는 2016년 이후 일반 해역에 Tier III를 적용할 계획이었다. 하지만, MEPC 65차 회의에서 Tier III를 만족시킬 수 있는 기술력의 부족함을 고려하여 이행시기를 2016년에서 2021년으로 5년 연기하는 협약의 개정안이 승인되었다. 단, ECA지역에서 운항하는 선박은 Tier III를 그대로 적용하기로 하여 ECA지역의 운항선박에 대해서는 Tier III 만족하는 장치와 엔진을 설치하여야 한다. Table 2.1은 규제의 단계별로 엔진의 회전수에 따른 NO_x 배출량 계산식을 보여주고 있다.

SO_x 에 대한 규제는 연료에 대한 통제로 이루어지고 있다. 2012년 이후 연료유에 황함유량 3.5% m/m를 넘지 않도록 하고 있으며 SECA지역에서 운항하는 선박은 2015년 이후 연료유의 황함유량 0.1% m/m를 넘지 않도록 규제하고 있다. 2020년 이후 특별해역을 제외한 일반 해역에 황함유량 0.5% m/m 이하인 연료유를 사용하도록 강화할 예정이다.

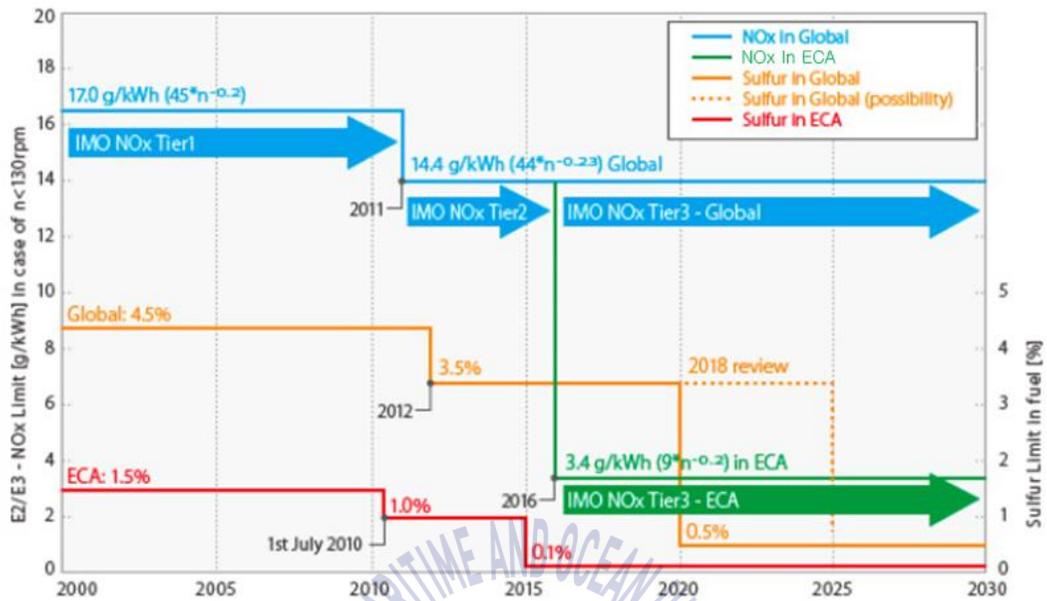


Fig. 2.2 Regulation for NO_x and SO_x [29]

Table 2.1 Calculation formula for NO_x according to Tier I - III

RPM rpm	Tier I g/kW · h	Tier II g/kW · h	Tier III g/kW · h
$n \leq 130$	17.0	14.4	3.4
$130 \leq n \leq 2,000$	$45 \cdot n^{(-0.2)}$	$44 \cdot n^{(-0.23)}$	$9 \cdot n^{(-0.2)}$
$n \geq 2,000$	9.8	7.7	2.0

2.3 배기가스 배출물 저감 기술

Table 2.2는 선박용 기관의 배기가스 배출물 저감을 위한 기술들을 보여주고 있다. 크게 연료를 이용하는 방법, 연소상태와 사이클을 개선하는 방법 그리고 후처리에 의한 배기가스 배출물 저감 기술로 나뉘어진다. 본 절에서는 Tier III를 만족하기 위해 최근 연구가 활발히 이루어지고 있는 SCR, EGR, 가스연료엔진, Miller cycle에 대한 기술들을 정리하고 각 기술의 특징을 밀러 사이클과의 비교를 통해 밀러 사이클이 가지는 장점을 통해 연구의 목적을 제시한다.

Table 2.2 NO_x reduction treatment for marine diesel engine [30][31]

Treatment	Method	Remark
Pre-Treatment	Substitute fuel	<ul style="list-style-type: none"> • Methanol • LNG • Emulsified fuel
Internal Treatment	Combustion	<ul style="list-style-type: none"> • Fuel Injection timing retard • Lean combustion • Rich combustion • Pre-chamber type combustion • Fuel valve nozzle spec. modification • High pressure of fuel injection
	Scavenging	<ul style="list-style-type: none"> • Scavenging air cooling
	Water injection into cylinder	<ul style="list-style-type: none"> • Water mixture(mixed valve) • Water mixture(independence valve)
	Water addition	<ul style="list-style-type: none"> • Water mixture into suction air
	Cycle modification	<ul style="list-style-type: none"> • De oxidised furnace • Exhaust gas recirculation
Post-Treatment	Emission de-NO _x	<ul style="list-style-type: none"> • Selective catalytic reduction • Catalytic decomposition

2.3.1 배기가스재순환(Exhaust Gas Recirculation, EGR) 기술

EGR은 배기가스를 흡입공기에 일부 혼합하여 실린더로 주입하는 기술이다. 배기가스의 재주입은 배기가스 중 포함되어 있는 CO₂가 공기보다 열용량이 높기 때문에 공기만 공급하였을 때보다 연소실 온도를 낮게 한다.

Fig. 2.3은 EGR의 개념도를 보여주고 있다. 실린더에서 방출된 배기가스는 배기리시버에서 EGR 차단(shut down) 밸브를 통과하여 pre-spray 단에서 세정과정을 거치게 된다. EGR 냉각기를 지나면서 뜨거운 배기가스는 냉각된다. 냉각기에서 응축된 응축수는 WMC(water mist catcher)에서 걸러져 EGR 블로워를 통해 실린더로 급기되는 흡입공기와 섞이게 된다. 드레인된 배기가스 중의 응축수는 IMO에 의해 “배기가스세정 시스템을 위한 지침서(2015 Guidelines for exhaust gas cleaning system)”에 따라 세정시스템을 거쳐 선외로 배출하도록 하고 있다.

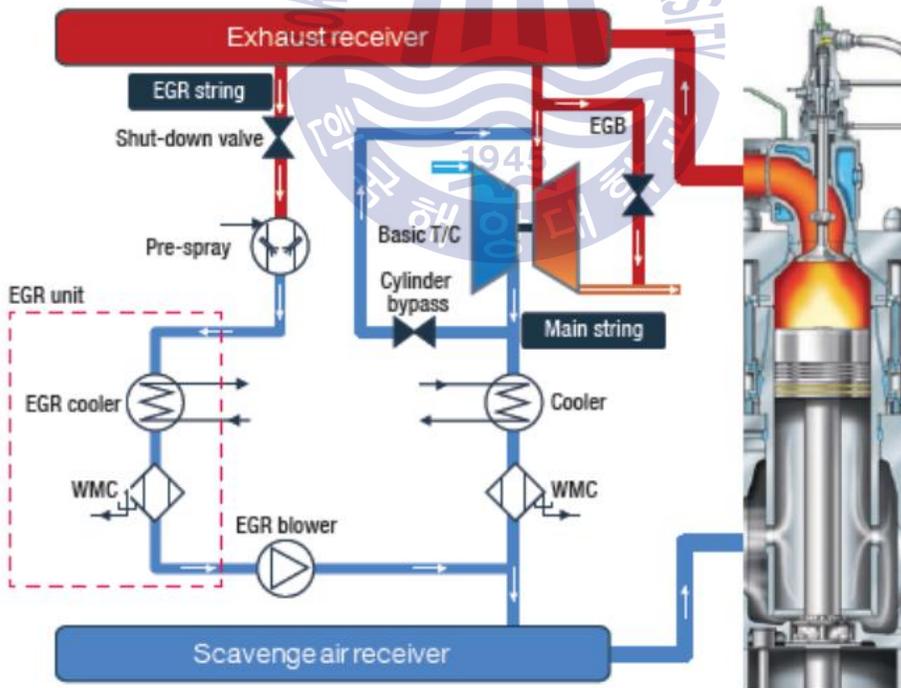


Fig. 2.3 Overview of EGR for marine two-stroke diesel engine [32]

Fig. 2.4는 EGR에서 발생한 배기가스 세정수와 응축수의 세정시스템의 개략도를 보여주고 있다. 원심분리를 통해 처리수 중의 슬러지를 걸러주어 선외로 배출하는 시스템이다. 원심분리의 동력을 줄이기 위해 침전탱크(tube settler)를 설치하여 중력으로 처리수 중의 고형물을 분리하게 된다.

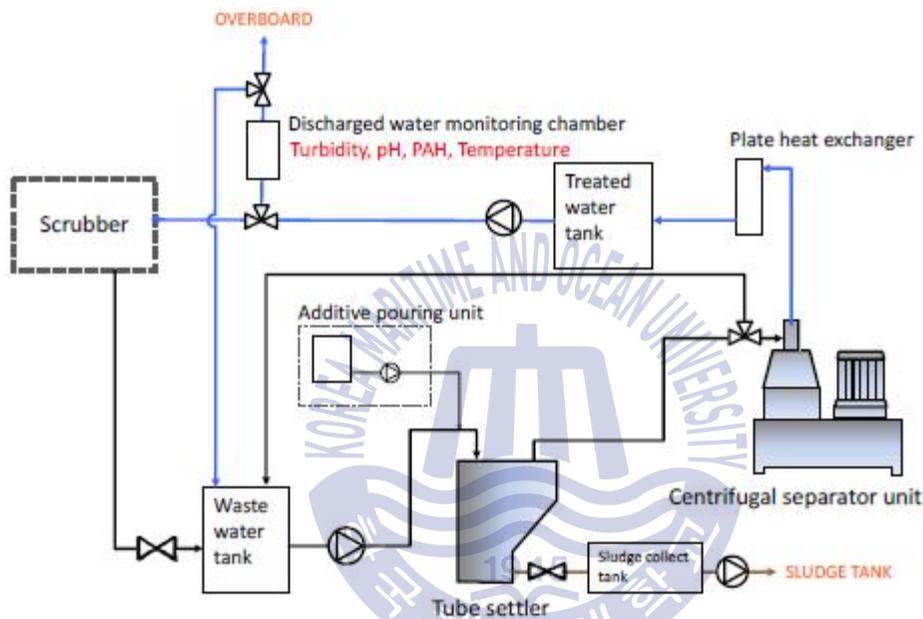


Fig. 2.4 Schematic diagram of water treatment system [33]

Fig. 2.5는 EGR에 의한 연소실 온도의 감소에 대해 보여주고 있다. EGR에 의해 약 300K 정도의 연소실 온도를 낮추고 있다. 연소실 200K의 감소는 NO_x 를 1/10 감소시킬 수 있기 때문에 상당한 양의 NO_x 를 EGR을 통해 감축할 수 있다.

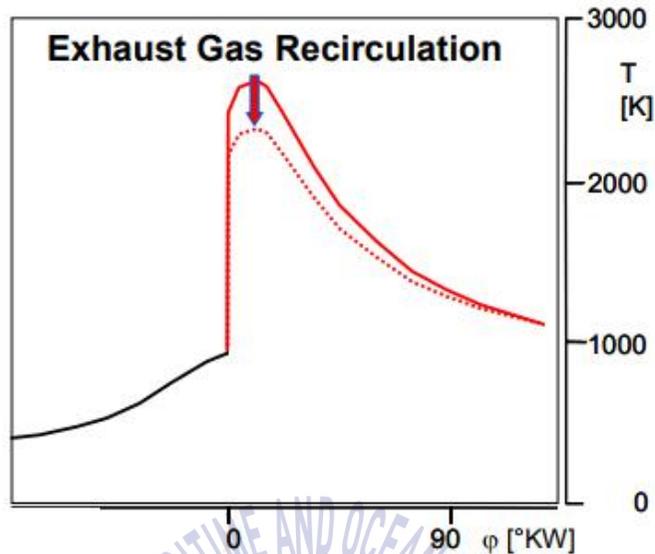


Fig. 2.5 Impact of EGR on the combustion flame temperature[34]

배기가스가 급기공기와 혼합되면 O_2 를 N_2 , CO_2 , H_2O 로 대체하여 흡기 내 산소농도를 감소시키는 희석효과와 연소실내로 수증기와 CO_2 를 도입하여 흡기의 비열을 증가시켜 실린더 최고온도가 낮아지는 열적효과를 얻을 수 있다. 또한, CO_2 와 H_2O 의 열해리에 의한 화학적 효과를 얻을 수 있다. 희석효과는 산소 농도의 감소로 NO_x 의 감소시키게 되지만 PM과 HC 배출을 증가시키는 것으로 여러 실험을 통해 나타난다[30][35].

EGR 시스템은 질소산화물의 양은 줄어들지만 연료소비율이 증가하여 전체적인 효율이 감소한다. 그리고 배기가스를 냉각하는 과정에서 생성되는 검댕과 같은 산성을 띠는 물질이 부식을 일으킨다. 또한, 이러한 산성물질은 윤활유의 교환주기를 감소시키게 된다.

Fig. 2.6은 MDT사의 2행정 기관의 75% 부하에서 EGR의 실제 실험 결과를 나타내고 있다. EGR률을 39%까지 최대로 가동하였을 경우 Tier III를 만족하는 NO_x 감소결과를 보여주지만 SFOC와 CO의 농도는 증가하고 있다.

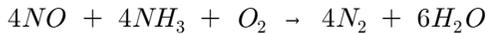
	NO _x (g/kWh)	dSFOC (g/kWh)	CO (g/kWh)	P _{max} (bara)	EGR rate(%)	O ₂ (vol. %)
No EGR	17.8	0	0.65	152	0	-
Max. EGR	2.3	+4.9	4.17	151	39	16.0
EGR ref.	3.7	+3.0	2.57	151	36	16.8
Incr. P _{comp} /P _{scav}	4.0	+2.5	2.18	156	36	16.8
Incr. P _{hyd}	4.2	+2.8	1.83	151	37	16.6
Incr. P _{scav}	3.6	+1.9	2.12	156	37	16.6
Incr. T _{scav}	3.9	+3.6	2.82	156	34	16.8
Tier III setup	3.4	+0.6	1.34	157	41	16.2

Fig. 2.6 Test results from engine parameter variation at 75% engine load by MDT [32]



2.3.2 SCR (Selective Catalytic Reduction) 시스템

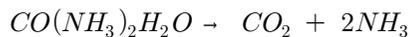
SCR 시스템은 배기가스에 있는 질소산화물의 90% 이상을 저감할 수 있는 장치이며, 그 원리는 암모니아(NH₃)를 배기가스에 첨가하여 SCR 장치를 통과하면 촉매반응을 일으켜 아래 화학 반응식과 같이 N₂와 H₂O로 환원된다.



암모니아는 증발기에서 스팀으로 가열되어 고온의 배기와 접촉 시 발화의 위험을 줄이기 위해 NH₃/Air 혼합기에서 공기와 혼합된다. NH₃/Air 혼합가스는 혼합기에서 배기와 혼합되어 반응기로 보내진다. 반응기에서 촉매가 반응하여 NO_x는 질소와 물로 환원되어 과급기 터빈을 통해 대기로 방출된다. 촉매의 반응성이 가장 좋은 온도는 290℃에서 450℃이며 온도가 너무 높으면 발화의 위험성이 있고, 너무 낮으면 반응하지 않기 때문에 부식과 암모니아의 오염을 유발한다[31].

반응물질로 사용하는 암모니아는 독성을 가지기 때문에 보관과 관리의 어려움 그리고 부식의 우려가 있다. 따라서, 현재는 암모니아 SCR을 사용하기보다 요소(urea) SCR을 주로 사용하고 선박에 적용되고 있다.

Fig. 2.7은 요소(urea)수를 사용하는 SCR 시스템의 요소수의 반응과 NO_x 환원과정을 보여주고 있다. 공기와 함께 우레아는 배기가스 중에 분사되고 열에 의해 아래 화학식과 같이 이산화탄소와 암모니아로 분해된다.



촉매 반응기를 거쳐 NO_x와 NH₃는 N₂와 H₂O로 환원된다.

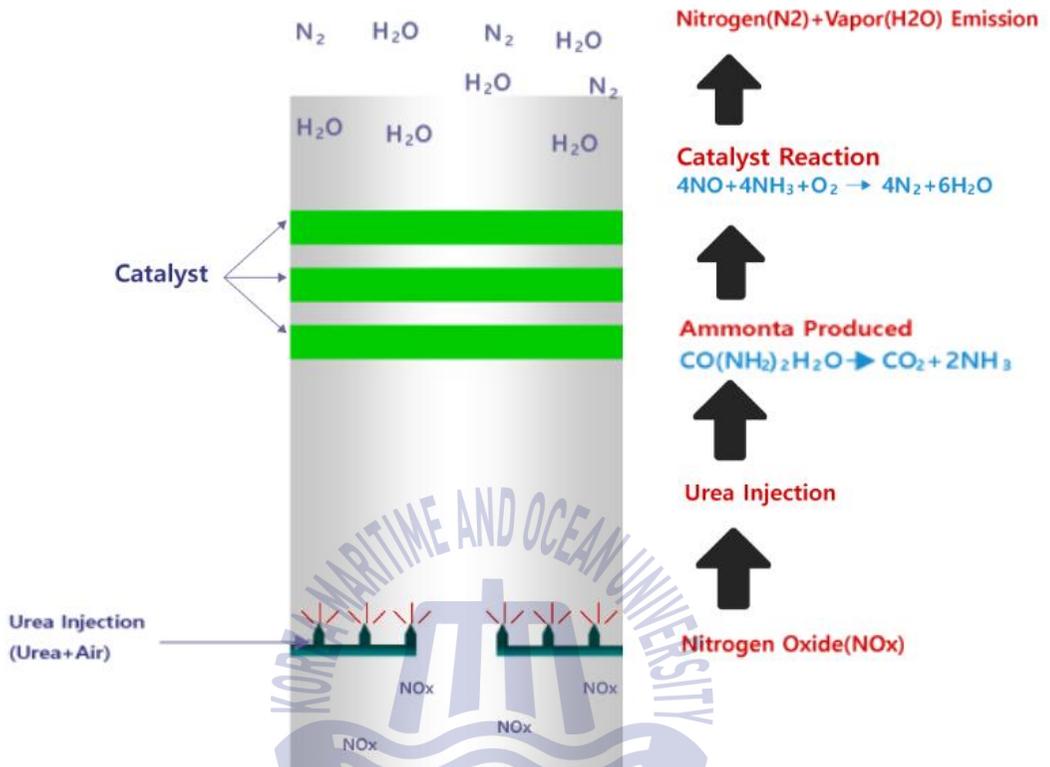


Fig. 2.7 Reduction process of NO_x in urea SCR system[36]

Fig. 2.8은 2행정 기관에 장착된 SCR 시스템의 계통도를 보여주고 있다. 배기가스리시버에서 방출된 배기가스는 증발기/혼합기에서 우레아와 혼합되고 SCR 반응기에서 촉매에 의해 환원과정을 거쳐 배기가스 터빈을 거쳐 대기중으로 방출되고 있다. SCR 반응기를 거친 배기가스의 온도 T4는 배기가스 리시버의 온도 T1과 차이가 발생한다. 반응기를 거친 온도 T4가 터빈으로 들어가면서 터빈의 에너지가 감소하게 된다. 따라서, 감소된 배기가스 에너지에 의해 과급기의 터빈일이 감소하고 이는 연료소모율의 감소로 이어진다. 제작사에서는 T1과 T2의 온도 차이를 50°C 이내로 유지할 때 엔진성능에 영향을 최소화할 수 있다고 가이드 한다[32].

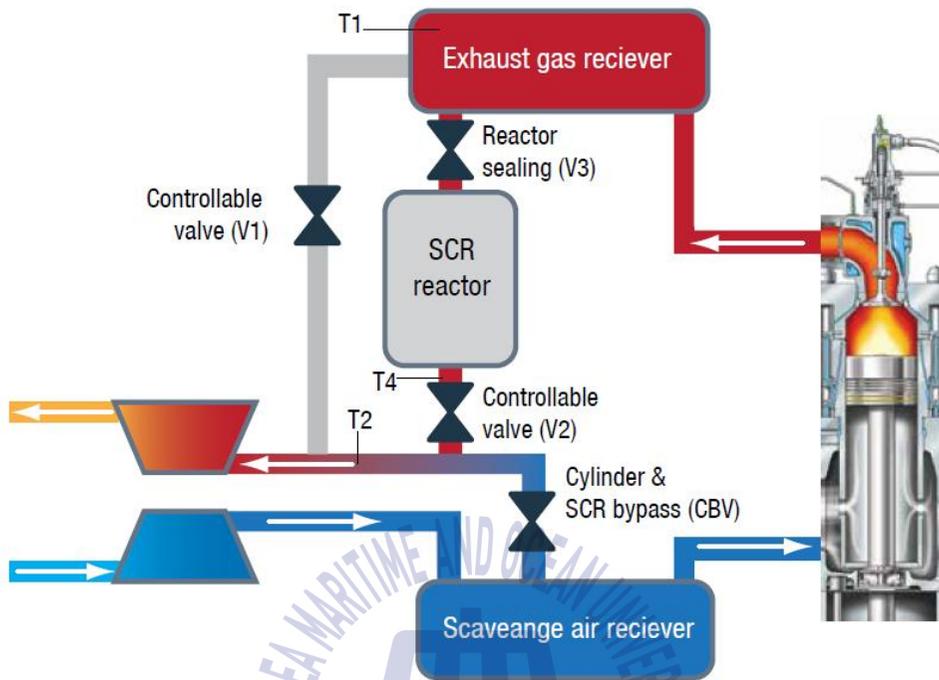


Fig. 2.8 Overview of SCR system for two-stroke marine diesel engine [32]

Fig. 2.9는 실제 선박에 Fig. 2.8의 개념도에 의해 설치된 SCR 시스템의 T1의 온도 상승에 따른 연료소모율 감소에 대한 영향을 보여주고 있다. 최저 IMO load point(25% engine load)에서 SCR 반응기는 촉매가 반응할 수 있는 온도 약 330°C를 넘지 않기 때문에 Fig 2.6의 V1을 통해 T1의 온도를 올려준다. Fig. 2.8에서 T1의 온도를 약 75°C 증가시켰을 때 조절밸브 약 24%를 열어야 하며 이 때 연료소모율은 2.4 g/kW·h 증가하고 있다. 즉, SCR은 반응기의 온도가 중요하기 때문에 과급기의 효율을 고려하여 반응기에 유입되는 가스의 온도를 제어할 필요가 있다.

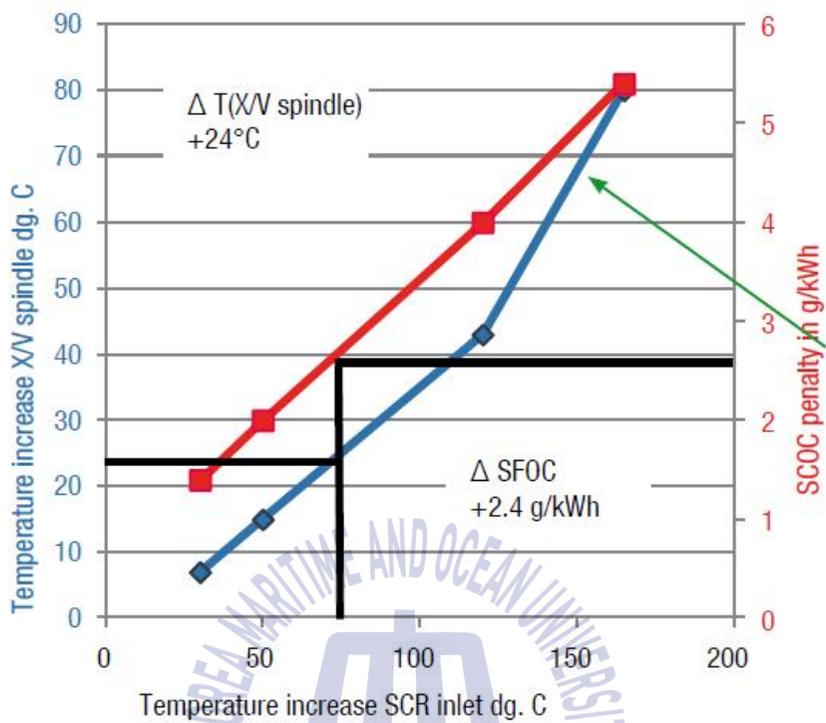


Fig. 2.9 Influence of increased T1 in SCR system [32]

2.3.3 가스연료엔진

LNG 운반선 이외의 선박에 추진 연료로써 가스의 사용은 아직 많이 적용되지 않은 기술이다. 반면, 산업용 가스엔진은 이미 산업계에서 수십년 동안 사용되어왔다. 선박에서 첫 번째 LNG 운반선이 아닌 선박에 LNG 연료를 사용하는 엔진을 탑재한 여객선 GLUTRA는 2000년에 운항을 시작했다. 이 선박의 엔진은 순수 Gas Otto cycle을 따르는 4행정기관이고 Mitsubishi 사의 GS12R-PTK 모델이다. 이 엔진은 V-type의 12기통형 엔진으로 1,500 rpm에서 675 kW의 출력을 낼 수 있다[37].

원양수역을 항해하는 선박의 주추진기관은 주로 저속 2행정 기관을 사용한다. 2행정 가스 연료 엔진은 2012년 11월 HHI중공업에서 MDT사의 ME-GI를 선보인 이후 시장에 등장하고 있다. Wartsila사는 2014년에 2행정 기관인 X-DF 엔진을 시장에 처음 선보였다.

선박용 가스엔진에 적용되는 기술은 엔진 열사이클 관점에서 오토사이클을 따르는 저압분사방식과 디젤 사이클을 따르는 고압분사방식의 두 가지 형태로 나뉜다. 주로 4행정 기관에서는 저압분사방식을 사용하고 2행정 기관에서는 저압분사와 고압분사방식을 모두 사용하고 있다.

Fig. 2.10은 저압분사방식의 가스엔진 사이클과 분사시스템의 개념도를 보여주고 있다. 저압분사방식은 연료/공기의 혼합은 실린더 외부에서 이루어져 혼합기가 실린더로 분사된다. 가스의 분사압력은 과급압력보다 높아야 되며 대략 5 bar ~ 6 bar정도를 유지한다. 디젤 사이클 방식의 실린더내의 직접 고압분사(약 300 bar) 압력보다 상당히 낮은 압력이다. 오토사이클의 저압분사방식은 희박연소에 의해 연소온도가 낮아 질소산화물의 배출이 줄어드는 장점이 있다.

Fig. 2.11은 고압분사방식의 가스엔진 사이클과 분사시스템의 개념도를 보여주고 있다. 고압분사방식은 정압연소의 장점인 높은 정압비열에 의해 피스톤의 일을 크게 할 수 있어 P_{mi} 가 커지는 장점이 있다.

LNG의 발화온도는 실린더에서 공기를 압축하여 도달하기에는 너무 높다. 따라서, 연소를 위한 점화원이 필요하다. 가스뿐만 아니라 엔진을 운전하여 연소과정을 만들기

위해서는 스파크 점화를 사용해야 한다. 선박의 가스엔진에서 사용하는 가스연료의 착화방식은 파일럿 연료를 분사하여 착화시키는 방식이다. 소량의 파일럿 연료를 실린더로 분사하여 혼합기의 압축된 온도에 의해 착화가 이루어진다. 전형적으로 파일럿 연료량은 전체 사용량 대비 4행정 기관은 1%, 2행정 기관은 5% 미만이다.

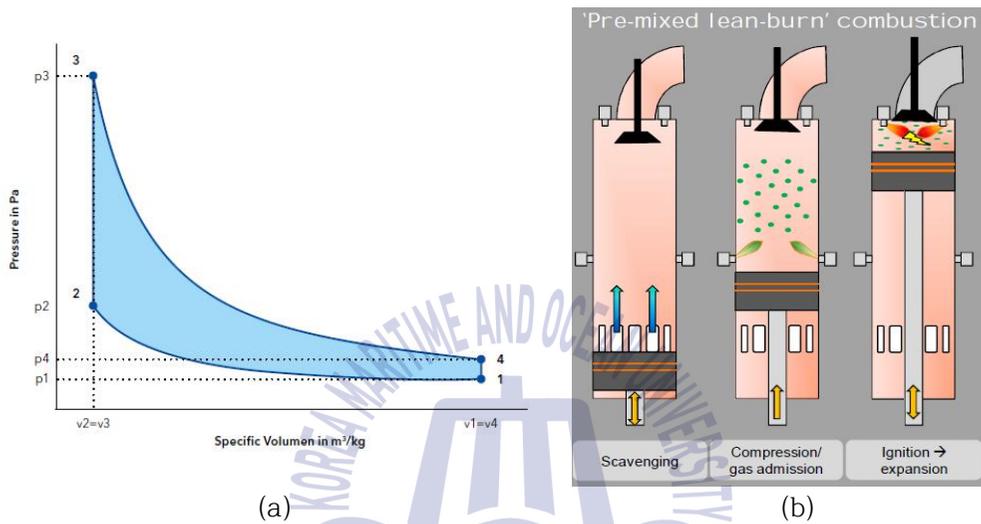


Fig. 2.10 Otto-Process : constant volume during combustion

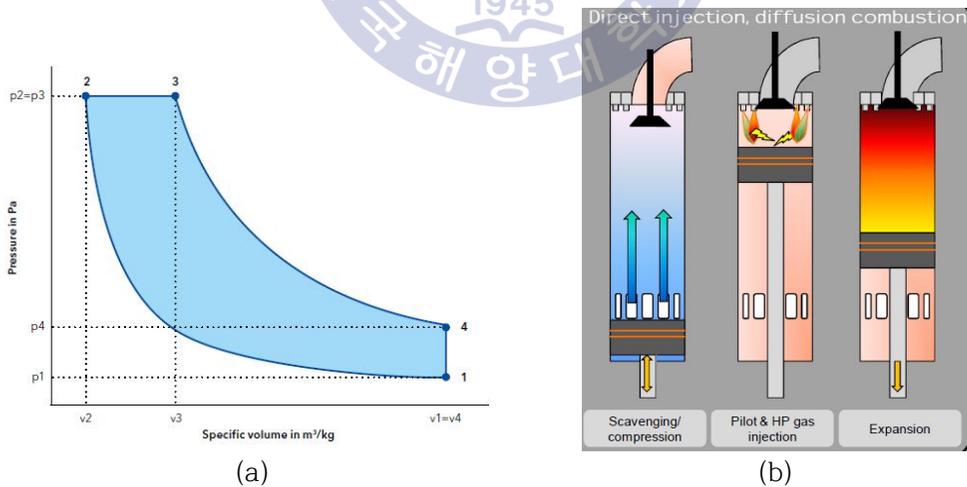


Fig. 2.11 Diesel-Process : constant pressure during combustion

MDT사와 Win-GD사는 추진용 2행정 가스 엔진을 공급한다. MDT사의 가스엔진은 실린더의 공기를 압축하는 과정에서 얻어진 열로 파일럿 연료를 연소시킨 후 고압의 가스(300 bar)를 분사한다. 이것은 가스모드에서도 디젤 사이클을 따르게 된다.

Win-GD의 2행정 가스 엔진은 공기가 실린더로 공급된 후 압축을 하고 압축 초기에 실린더 벽으로부터 낮은 압력으로 가스를 분사한다. 가스와 공기의 혼합기는 압축된 후 파일럿 연료가 분사된 후 연소가 이루어진다.

Fig. 2.12는 저압분사방식과 고압분사방식의 연료 공급 개략도를 동시에 보여주고 있다. 저압분사방식의 가스압력은 과급기로부터 공급되는 과급압력보다 더 높아야 되기 때문에 대략 5 bar ~ 15 bar를 유지한다. 가스분사압력을 과급압력이상으로 유지하기 위해 압축된 저장용기로부터 직접 연료를 공급받거나 컴프레서를 사용한다. Win-GD사의 2행정 X-DF엔진에서 요구되는 5 bar ~ 15 bar의 압력을 유지하기 위해 컴프레서를 사용하더라도 컴프레서에서의 에너지 소모는 가스 저위발열량의 1% 미만이다. 고압분사방식의 가스압력은 실린더내의 압축압력 이상으로 압축을 하여야 분사가 가능하며 분사조건을 충족하기 위해 약 300 bar 이상의 압력으로 분사하기 때문에 별도의 연료공급시스템(fuel gas supply system, FGSS)이 필요하다. 300 bar의 높은 압력으로 가스를 압축할 경우 연료공급시스템의 에너지소모는 더욱 높아지며 대략 4%정도의 손실이 발생한다.

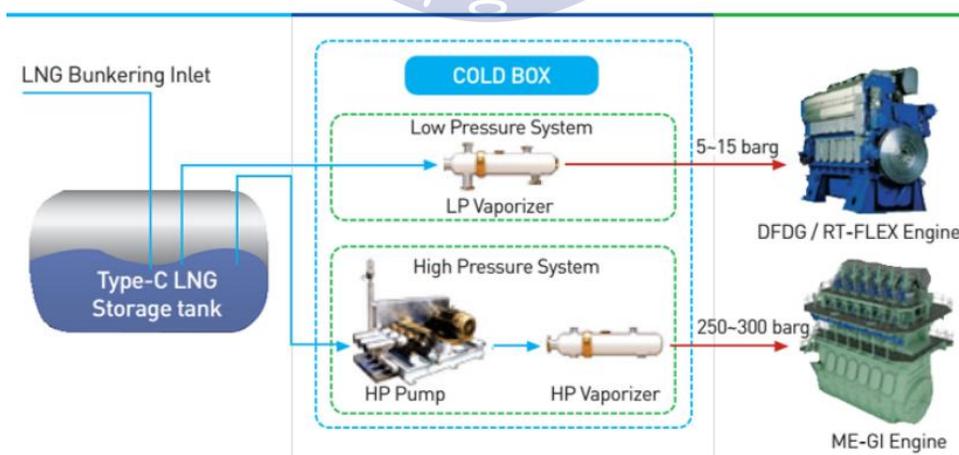


Fig. 2.12 Overview of low pressure and high pressure gas injection system[38]

Table 2.3은 가스연료엔진에서 발생하는 배기가스의 배출물 규제에 대하여 달성 가능한 정도를 보여준다. SO_x는 100% 제거가 가능하며, NO_x는 저압분사방식의 경우 85%, 고압분사방식의 경우 40%까지 저감이 가능하다. 고압분사방식의 경우 Tier III가 적용되는 ECA 지역에서 항해할 경우 EGR 혹은 SCR이 필요하다. CO₂는 25%~30%, PM은 95%~100% 저감이 가능하다는 것을 보여주고 있다.

Table 2.3 Achievable level for emission from gas fuel engine

Emission component	Emission reduction with LNG as fuel	Comments
SO _x	100%	Complies with ECA and global sulphur cap
NO _x , Low pressure engines (Otto cycle)	85%	Complies ECA 2016 Tier III regulation
NO _x , High pressure engines (Diesel cycle)	40%	Need EGR/SCR to comply with ECA 2016 Tier III regulation
CO ₂	25%-30%	Benefit for the EEDI requirement, no other regulation(yet)
Particulate matter	95%-100%	No regulation(yet)

액체연료와 비교해서 천연가스의 높은 탄소-수소 비는 CO₂를 감소시킬 수 있다. 하지만, 엔진의 배출물에 대해 잠재적인 온실효과를 제대로 접근하기 위해서는 완전연소를 유도하여 미연탄화수소총량(THC, Total Unburned Hydrocarbon)을 줄여야 한다. 고압분사 가스엔진에서 보여주는 디젤 사이클의 연소의 경우 가스는 국부적으로 농후(rich)한 상태에서 연소되어 화염이 확산되며 대부분의 연료가 연소된다. 저압분사방식의 가스엔진에서 보여주는 오토사이클의 경우 희박연소를 한다. 이것은 혼합기중 국부적으로 너무 희박한 상태가 만들어질 수 있고 결과적으로 약간의 연료는 완전히 연소되지 않는다. 따라서, 미연탄화수소와 메탄(methane slip)에 의한 배기배출물은 더 높을 수 있다.

천연가스는 황 함유량이 거의 없기 때문에 가스에 의한 황산화물을 발생하지 않지만, 파일럿 분사 연료에 포함된 황 함유량이 직접적으로 황산화물 배출과 연결되기 때문에 파일럿 분사량을 줄이는 기술이 필요하다.

디젤과 오토 사이클의 연소과정은 매우 다르다. 디젤 사이클은 농후한 상태에서 연소하기 때문에 최고연소온도가 높으며 이는 열해리가 일어나게 하여 산소와 질소를 반응하게 만든다. 즉, 질소산화물이 형성된다. 반대로 희박연소를 하는 오토사이클은 매우 균일한 연소온도를 보이며 최고연소온도를 낮게 유지할 수 있기 때문에 NO_x 의 배출을 낮게 할 수 있다. 저압분사방식의 X-DF엔진은 NO_x 배출 저감에 상당한 강점을 가지고 있다.

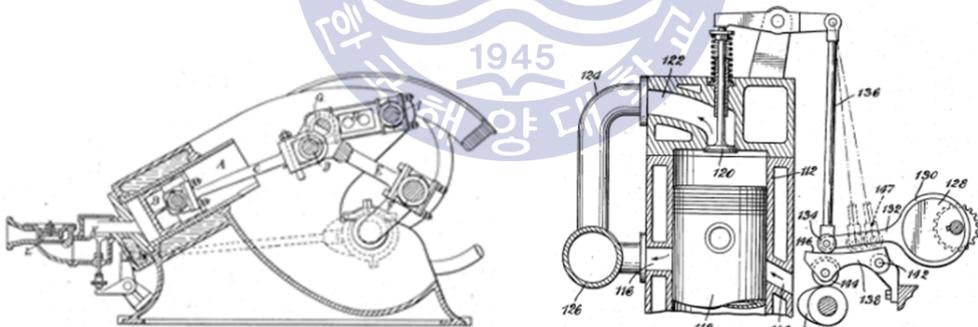
희박연소와 리치연소과정의 차이점은 PM(Particulate Matter)의 발생에서도 나타난다. 희박연소과정에 의해 PM은 상당히 저감될 수 있다. 저압분사 가스엔진의 PM은 주로 파일럿 연료가 연소되면서 발생한다. 고압분사 가스엔진 역시 천연가스가 액체연료보다 더 가볍고 더 높은 탄소와 수소비를 가지기 때문에 기존의 디젤엔진과 비교해서 PM의 배출을 줄일 수 있다. 하지만, 디젤엔진과 비교해서 PM의 배출감소 정도는 여전히 2/3정도 선에 머물고 있다.



2.3.4 밀러 사이클 적용 기술

밀러 사이클은 오토사이클에서 고폽창을 실현하여 열효율을 높이기 위해 고안된 아트킨슨 사이클을 현실화시킨 것이다. 아트킨슨 사이클은 1887년 James Atkinson에 의해 피스톤의 팽창을 물리적 장치를 사용하여 더 길게 할 수 있도록 고안되어 특허를 공개하였다[39]. 이것은 팽창행정에서 배기가스에너지를 더 이용할 수 있기 때문에 기존의 사이클 보다 열효율을 향상시킬 수 있다. 하지만, Fig. 2.13의 (a)에서 보이는 와 같이 크랭크 샤프트의 구동부가 복잡해지는 단점이 있다.

아트킨슨 사이클의 단점을 보완하고 현실적으로 이용하기 위해 R. Miller는 Fig. 2.13 (b)와 같이 밸브기구를 이용하여 흡입밸브의 닫힘 시기를 변경할 수 있는 밀러 사이클 엔진의 특허를 1957년 공개하였다[11]. 이는 유효압축비를 줄임으로써 상대적으로 팽창을 길게 할 수 있게 되어 아트킨슨 사이클을 실용화한 것으로 알려져 있다.



(a) Crank expansion device of Atkinson engine

(b) Valve adjustable device of Miller engine

Fig. 2.13 Patent of Atkinson & Miller engine

Fig. 2.14는 과급 4행정기관의 이상 밀러 사이클과 이상 디젤 사이클의 P-V선도를 보여주고 있다. 4행정 밀러 사이클은 흡입밸브의 닫힘 시기를 조절하여 실현될 수 있다. 흡입밸브를 BDC 이전에 닫는 early(進) Miller와 흡입밸브를 BDC 이후에 닫는 late(遲) Miller로 나눌 수 있다. 이상 사이클에서 early Miller와 late Miller의 효과가 동일하지만 실제 사이클에서는 다르다. Early Miller의 경우 흡입 밸브가 닫힌 이후 피스톤이 하강하기 때문에 충전공기가 팽창에 의해 냉각된다. Late Miller의 경우 BDC 이후 피스톤이 상승하는 과정에 밸브가 닫히기 때문에 밸브의 개방 면적에 따라 밀러효과가 제한되고 실린더 벽면으로부터의 열전달, 충전공기의 역류가 영향을 미치게 된다. 그림에서 붉은색 점선 1-2-3-4-5-6-7-8의 과정이 과급에 의한 디젤 사이클이다. 파란색 실선의 1'-2'-3'-4'-5'-6'-7'-8'-9'-1'로 이어지는 과정이 과급에 의한 early 밀러 사이클이고, 1''-2''-3''-4''-5''-6''-7''-8''-9''-1''로 이어지는 과정이 late 밀러 사이클이다. 그림에서 디젤 사이클의 압축시작은 1점이고 밀러 사이클의 압축시작은 9' 점이다. 디젤 사이클은 V1-V2까지 압축을 하는 반면 밀러 사이클은 V9'-V2' 까지 압축하기 때문에 디젤 사이클 보다 압축기간이 짧다. 이상 사이클에서 밀러 사이클의 압축시작점의 과급 압력이 디젤 사이클의 과급압력 보다 높은 것을 알 수 있다. 줄어든 압축비로 인해 감소되는 압축압력과 최고폭발압력을 보상하기 위해 디젤 사이클 보다 높은 압력으로 과급을 하여야 한다.

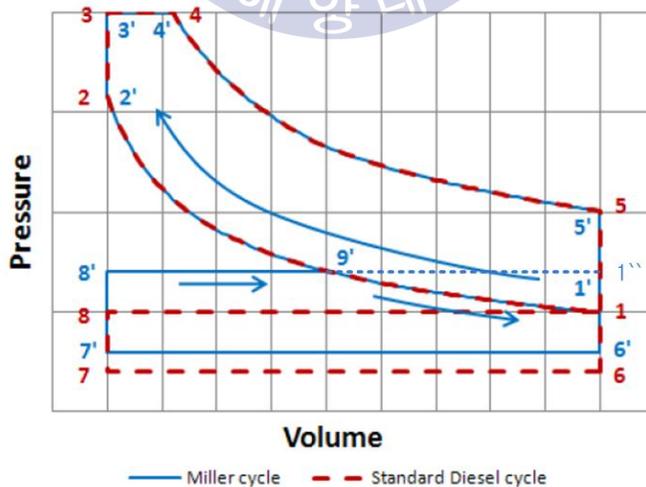


Fig. 2.14 P-V diagram for turbo-charged ideal diesel and Miller cycle of four-stroke [40]

Fig. 2.15는 유니플로 소기방식을 채택한 2행정 기관의 밀러 사이클을 실현하는 개념도를 보여주고 있다. 2행정 기관의 소기는 흡입밸브가 아닌 포트로 이루어지며 피스톤의 위치에 의해 소기포트가 닫히고 열린다. 유니플로 소기방식의 2행정 기관은 배기밸브를 가지기 때문에 압축의 시작은 배기밸브가 닫히는 시점부터 이루어진다. 그림에서 디젤 사이클의 경우 피스톤이 소기포트를 지나는 시점부터 압축이 이루어진다. 밀러 사이클의 경우 피스톤이 소기포트를 지나 상승 행정 중에 배기밸브가 닫혀 압축이 시작된다. 유효한 압축기간이 짧아지기 때문에 연소실의 온도는 디젤 사이클보다 낮아지고 NO_x 의 배출을 감소시킬 수 있다. 하지만, 압축비가 낮아져 최고폭발압력이 감소하게 된다. 이를 보상하기 위해서 밀러 사이클은 고과급이 동시에 적용되어야 한다. 이는 친환경 고효율 성능을 달성할 수 있게 한다.

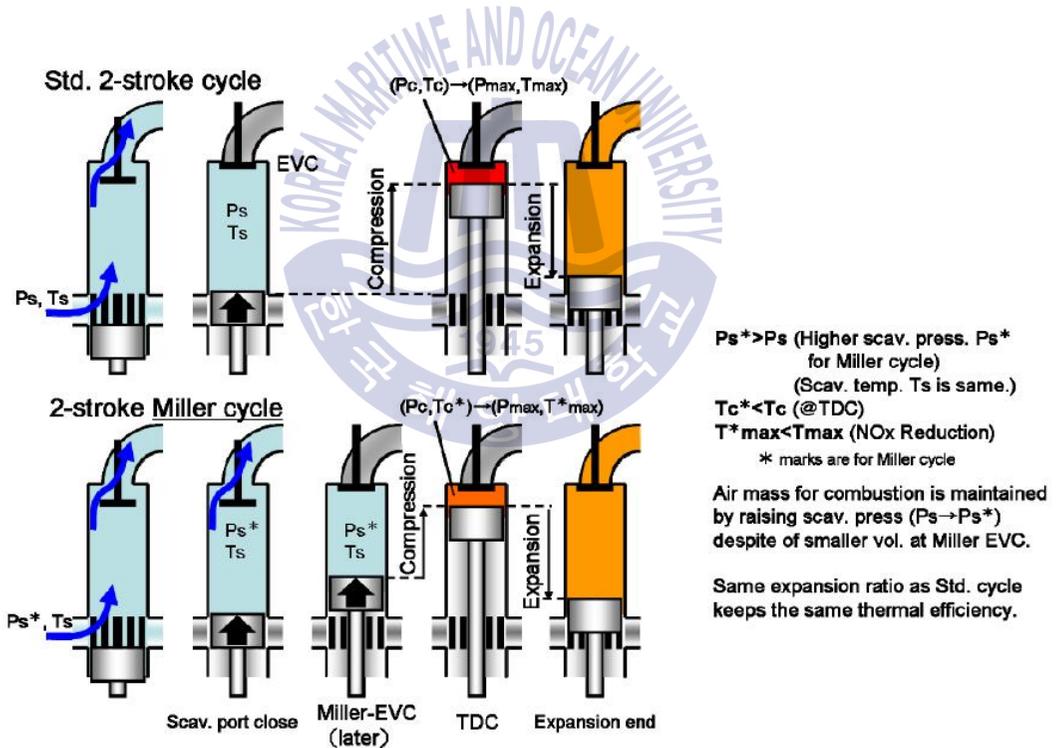


Fig. 2.15 Miller cycle for two-stroke marine engine [3]

환경규제의 강화로 NO_x 를 감소시키기 위해 내연기관에 밀러 사이클을 적용하기 위한 연구들이 많이 이루어지고 있다. 밀러 사이클은 NO_x 의 감소를 위해 EGR 장치와 SCR 장치 같이 내연기관에 추가적인 부착물이 필요 없으며, 가스연료를 사용하는 가스 기관처럼 저인화점 연료를 사용하기 위해 도입된 IGF(International Gas Fuel) code에 의한 까다로운 설계 규제를 만족할 필요가 없다. 전자엔진의 도입으로 밀러 사이클은 흡입밸브의 닫힘 시기만 조절하여 간단히 적용할 수 있다. 하지만, 밀러사이클은 유효압축비의 감소로 인한 체적효율의 감소 때문에 기관의 출력이 낮아질 수 있다[41]-[43]. 밀러 사이클의 출력을 증가시키기 위해 과급시스템이 함께 적용되고 있으며, 이는 또한 대기오염물질인 배기 배출물을 감소시키는 역할을 한다[44][45].

Table 2.4는 2행정 기관의 밀러 사이클과 엔진 제작사에서 제시하는 Tier III를 만족하는 기술들에 대한 비교를 나타내고 있다. SCR 시스템의 경우 설치와 유지에 대한 비용이 많이 들며, SCR 반응기와 요소수를 보관하는 탱크 등을 추가로 설치해야 한다. 이는 제한된 기관실 공간에서 기기의 배치에 상당한 제약이 따르게 된다. EGR 장치의 경우 설치와 유지에 추가되는 비용이 많으며, 배기가스 세정시스템과 배기가스 세정수 처리 시스템을 추가 적으로 갖추어야 하기 때문에 공간상의 제약을 받게 된다. 가스 연료를 사용하는 기관은 고압분사시스템의 경우 연료가스공급시스템(Fuel gas supply system, FGSS)이 고가이며, 파일럿 연료를 사용하기 때문에 기존의 디젤연료와 가스연료를 동시에 확보해야 한다. 따라서, 가스연료탱크를 추가적으로 설치해야 하기 때문에 필요한 공간이 확보되어야 한다. 가스연료 기관은 균일한 혼합비를 갖춘 희박연소로 인해 NO_x 의 감소와 연료의 탄소와 수소비가 높기 때문에 SFOC의 감소를 가져오지만, 저인화점 연료를 사용하기 때문에 연료 누설에 따른 안전상의 위험성이 따른다. 밀러 사이클은 디젤엔진에서 고효율 과급기와 함께 밸브 타이밍을 가변하여 실현하기 때문에 디젤엔진에서 비용, 장치 그리고 공간이 추가적으로 필요하지 않다. 또한, 가스연료와 같이 저인화점 연료의 사용으로 인한 안전상의 위험성이 따르지 않는다. 따라서, 밀러 사이클은 엔진 제작사에서 제시하는 Tier III 기술보다 비교 우위에 있다고 판단된다. 그렇기 때문에 본 논문에서는 밀러 사이클을 통해 NO_x 저감과 출력 향상의 달성 가능성과 그 정도를 연구하고 Tier III를 만족하기 위한 성능향상 인자에 대해 검토하는 것이 의미가 있다고 생각된다.

Table 2.4 Advantages of Miller cycle compared to other Tier III technologies for two-stroke marine engine

Advantages of Miller cycle engine				
versus	SCR system	EGR system	Gas fuel engine	
Cost	higher	higher	higher	
Additional equipment	<ul style="list-style-type: none"> • SCR reactor • Urea tank 	<ul style="list-style-type: none"> • Exh. gas cleaning system • Exh. gas cleaning water treatment system 	<ul style="list-style-type: none"> • Gas supply system • Gas storage tank • Gas bunkering system 	
			High pressure	Low pressure
			EGR or SCR	-
Additional space	larger	larger	larger	
NO _x	better	better	better	
SFOC	worse	worse	better	
Safety risk for fuel	-	-	higher	

제 3 장 선박용 저속 2행정 기관의 밀러 사이클 적용

3.1 개요

이미 앞장에서 언급하였듯이 밀러 사이클은 환경 규제의 강화로 인해 SCR, EGR, 가스연료 기관과 같이 NO_x를 감소시킬 수 있는 기술로 연구가 되고 있다. 2장의 Table 2.4의 밀러 사이클과 Tier III 기술의 비교에서 밀러 사이클은 비용, 공간, 부가 장치, 안전성 등에서 비교 우위에 있으며, NO_x와 SFOC 감소에도 효과적이다. 본 논문에서는 부가적인 장치 없이 NO_x와 SFOC를 감소시킬 수 있는 밀러 사이클에 대한 연구를 선박용 저속 2행정 기관을 대상으로 진행하였다.

문헌을 통하여 밀러 사이클은 4행정 기관을 중심으로 연구가 이루어지고 있다는 것을 확인하였다. 원양수역을 항해하는 선박에서 추진을 위해 적용되고 있는 기관은 추진효율의 향상을 위하여 감속기를 부착하지 않은 프로펠러 축과 엔진을 직결하는 방식의 2행정 기관을 대부분 사용하고 있다.⁴⁵

해상에서도 2000년 이후 IMO에 의해 MARPOL의 대기오염 규제가 강화되면서 2000년 이후 2행정 기관에 전자제어엔진이 도입되어 운전되고 있다. 전자엔진은 연료분사시기 뿐만 아니라 배기밸브의 여닫힘 시기를 제어할 수 있기 때문에 2행정 기관에도 배기밸브의 닫힘 시기를 이용하여 밀러 사이클을 적용할 수 있다[3].

3장에서는 선박용 저속 2행정 기관에의 밀러 사이클 적용 가능성에 대해 확인한다. 이상 사이클로부터 밀러 사이클에 대한 이론적인 고찰을 통해 밀러 사이클의 효과를 확인하고 실제 엔진을 모델로 한 성능예측 프로그램을 통해 밀러 사이클의 적용에 대한 효과를 고찰한다.

3.2 2행정 밀러 사이클의 이론적 고찰

Fig. 3.1은 유니플로 소기 방식을 채택하고 있는 2행정 기관의 이상 사이클의 P-V 선도①를 나타낸 것이다. 비교를 위하여 무과급 밀러 사이클의 경우②와 과급 밀러 사이클의 경우③를 함께 나타내고 있다. 과급을 하지 않는 무과급 2행정 기관의 경우 소기 압력을 P_s 배기압력을 P_e 라 하면 그림에서 알 수 있는 바와 같이 배기밸브 열림시기(EVO)와 소기포트(SP) 사이에서 일부 가스교환손실(면적A)이 발생한다.

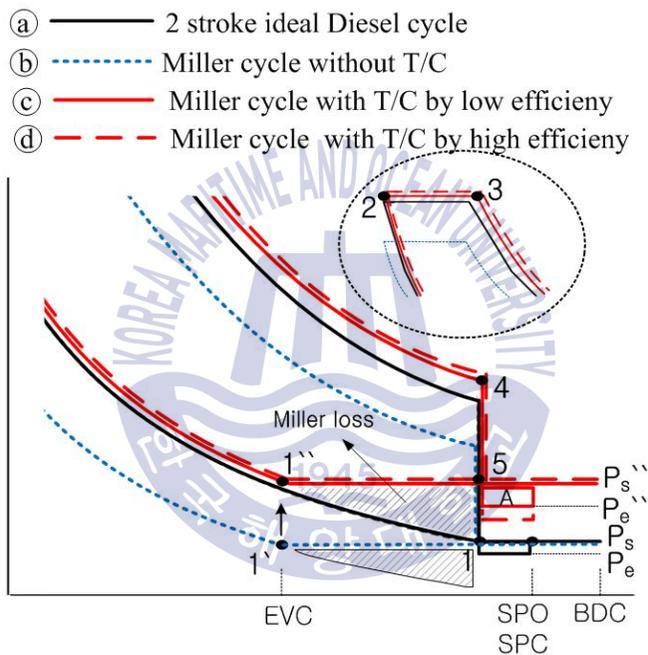


Fig. 3.1 Two-stroke ideal diesel and Miller cycle

배기밸브의 닫힘 시기(θ_{EVC})를 $1'$ 로 늦게 하여 유효압축비를 낮게 하는 밀러 사이클의 경우 가스교환손실 A는 동일하고 밀러손실(Miller loss)만큼 밀폐사이클의 면적이 감소하기 때문에 평균유효압력은 감소하게 된다. 여기서 실린더 내 단위 공기량 당 공급열량이 동일한 조건으로 비교하면 압축초(θ_{EVC})에서의 실린더내 공기량이 감소함으로 열효율과 평균유효압력은 감소하게 된다.

한편, 소기압력을 증가시켜 θ_{EVC} 에서의 압력을 $1''$ 까지 증가시키면(㉔의 경우) 공기량이 증가하기 때문에 같은 이유로 ㉑의 경우보다 평균유효압력이 증가하게 된다. 배기에너지를 이용하는 배기터빈과급을 이용하는 경우 과급효율이 높은 과급기를 이용하면 가스교환손실은 약간 증가되지만, ㉑의 경우와 같이 평균유효압력은 더욱 향상된다.

3.2.1 이상 밀러 사이클의 열효율

Fig. 3.1로부터

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_2} = \epsilon_e, \quad \frac{V_1'}{V_2} = \epsilon_c, \quad \frac{V_3}{V_2} = \beta, \quad \frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} = \delta \quad \text{라 정의한다.}$$

이상 공기 사이클이기 때문에 비열과 비열비는 다음과 같이 정의한다.

$$C_p = 0.241 \text{ [kcal/K} \cdot \text{kg]}, \quad C_v = 0.172 \text{ [kcal/K} \cdot \text{kg]}, \quad \kappa = \frac{C_p}{C_v} = 1.4$$

Fig. 3.1의 각 점 1, 2, 3, 4, 5의 상태를 계산하면

• $1'$ 의 상태 계산

$V_1 \rightarrow V_1'$ 으로 압축비를 감소시키면, $1'$ 의 압력과 온도는 식(3.1)과 식(3.2)와 같이 표현된다.

$$P_1' = P_1 \left(\frac{V_1}{V_1'} \right)^\kappa = P_1 \left(\frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} \right)^\kappa = P_1 \lambda^\kappa \quad (3.1)$$

$$T_1' = T_1 \left(\frac{V_1}{V_1'} \right)^{(\kappa-1)} = T_1 \left(\frac{\epsilon_e}{\epsilon_c} \right)^{(\kappa-1)} = T_1 (\lambda)^{(\kappa-1)} \quad (3.2)$$

- 2의 상태는 식(3.3)과 식(3.4)와 같이 표현된다. (1 - 2 : 등엔트리피 압축)

$$P_2 = P_1' \left(\frac{V_1'}{V_2} \right)^\kappa = P_1' \varepsilon_c^\kappa \quad (3.3)$$

$$T_2 = T_1' \left(\frac{V_1'}{V_2} \right)^{(\kappa-1)} = T_1' \varepsilon_c^{(\kappa-1)} \quad (3.4)$$

- 3의 상태는 식(3.5)와 같이 표현된다. (2 - 3 : 정압흡열과정)

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = T_2 \beta = T_1' \beta \varepsilon_c^{(\kappa-1)} \quad (3.5)$$

- 4의 상태는 식(3.6)과 식(3.7)과 같이 표현된다. (3 - 4 : 등엔트리피 팽창)

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\kappa = P_1' \beta^\kappa \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_e} \right)^\kappa = P_1' \beta^\kappa \left(\frac{1}{\delta} \right)^\kappa \quad (3.6)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{(\kappa-1)} = T_1' \beta^\kappa \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_e} \right)^{(\kappa-1)} = T_1' \beta^\kappa \left(\frac{1}{\delta} \right)^{(\kappa-1)} \quad (3.7)$$

- 5의 상태는 식(3.8)과 같이 표현된다. (4 - 5 : 정적방열)

$$P_5 = P_1'$$

$$\begin{aligned} T_5 &= T_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right) = T_1' \beta^\kappa \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_e} \right)^{(\kappa-1)} \left(\frac{P_1'}{P_1' \cdot \beta^\kappa \cdot \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_e} \right)^\kappa} \right) \\ &= T_1' \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_c} \right) = T_1' \delta \end{aligned} \quad (3.8)$$

식(3.1)-식(3.8)과 같이 각점의 온도와 압력을 T_1' 에 대해서 정리할 수 있다.

1) 입·출입 열량에 의한 열효율 계산

사이클의 열효율은 식(3.9)와 같이 비열비(κ), 압축비(ε_c), 차단비(β)와 팽창비와 압축비의 비(δ)로 정리된다.

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \\ &= 1 - \frac{C_v(T_4 - T_5) + C_p(T_5 - T_1')}{C_p(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{1}{\kappa \varepsilon_c^{(\kappa-1)}} \frac{(\beta^\kappa \delta^{(1-\kappa)} - \delta) + \kappa(\delta - 1)}{(\beta - 1)} \end{aligned} \quad (3.9)$$

2) 이상 사이클의 팽창일과 압축일에 의한 열효율 계산

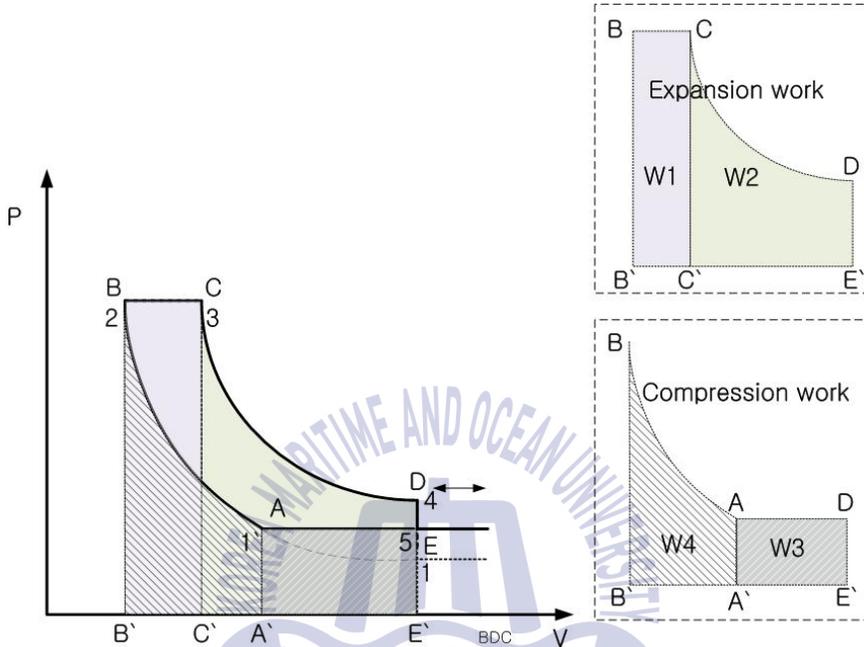


Fig. 3.2 Expansion and compression work of ideal Miller cycle

Fig. 3.2는 이상 사이클의 팽창일과 압축일에 대한 설명을 보여주고 있다. 그림에서 이상적인 밀러 사이클의 팽창일은 $W_1 + W_2$ 이며, 압축일은 $W_3 + W_4$ 이다.

여기서,

$W_1 : BCC'B'$, $W_2 : CDE'C'$, $W_3 : EE'A'A$, $W_4 : AA'B'B$ 이다.

실린더에서 행해진 일은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$W_{cyl} = (W_1 + W_2) - (W_3 + W_4)$$

- W_1 의 면적은 식(3.10)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 W_1 &= P_2(V_3 - V_2) \\
 &= \beta P_2 V_2 - P_2 V_2 \\
 &= G R T_1' \left(\beta \frac{T_2}{T_1'} - \frac{T_2}{T_1'} \right) \\
 &= G R T_1' (\beta \varepsilon_c^{k-1} - \varepsilon_c^{k-1}) \\
 &= G R T_1' (\varepsilon_c^{k-1}) \cdot (\beta - 1) \quad (3.10)
 \end{aligned}$$

- W_2 의 면적은 식(3.11)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \frac{1}{\kappa - 1} (P_3 V_3 - P_4 V_4) \\
 &= \frac{GR}{k-1} (T_3 - T_4) \\
 &= \frac{GR T_2}{k-1} \left(\frac{T_2}{T_2} - \frac{T_4}{T_2} \right) \\
 &= G R T_1' \frac{\varepsilon_c^{k-1}}{k-1} (\beta - \beta^k \left(\frac{1}{\varepsilon_c} \right)^{k-1}) \quad (3.11)
 \end{aligned}$$

- W_3 의 면적은 식(3.12)와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 W_3 &= P_5(V_5 - V_1') \\
 &= GR T_5 \left(1 - \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_e}\right) \\
 &= GR T_1' \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_c} - 1\right)
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

- W_4 의 면적은 식(3.13)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 W_4 &= GR \frac{1}{k-1} (T_2 - T_1') \\
 &= GR \frac{T_1'}{k-1} \left(\frac{T_2}{T_1'} - 1\right) \\
 &= GR \frac{T_1'}{k-1} (\varepsilon_c^{k-1} - 1)
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

열효율 $\eta_{th} = \frac{W_{cyl}}{Q_{in}}$ 는 투입된 열량대비 행해진 일로 표현될 수 있다. 따라서, 일을 열량으로 전환하여 계산할 필요가 있다.

여기서, A : 일의 열당량, J : 열의 일당량, $J = \frac{1}{A}$, $C_p - C_v = AR$, $\frac{C_p}{C_v} = \kappa$

이다.

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{1}{J} \frac{W_1 + W_2 - W_3 - W_4}{Q_{in}} \\
 &= \frac{1}{J} \frac{W_1 + W_2 - W_3 - W_4}{GC_p(T_3 - T_2)} \\
 &= \frac{AR}{AR} \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\varepsilon_c^{(\kappa-1)}(\beta - 1) + 1 / (\kappa - 1)(\beta \varepsilon_c^{(\kappa-1)} - \beta^\kappa \delta^{(1-\kappa)}) - 1 / (1 - \kappa)(\varepsilon_c^{(\kappa-1)} - 1) - (\delta - 1)}{\varepsilon_c^{(\kappa-1)}(\beta - 1)} \\
 &= 1 - \frac{1}{\kappa \varepsilon_c^{(\kappa-1)}} \frac{(\beta^\kappa \delta^{(1-\kappa)} - \delta) + \kappa(\delta - 1)}{(\beta - 1)}
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

실린더의 일의 면적으로 계산한 열효율은 식(3.14)와 같이 표현되고, 출·입 열량에 의해 계산된 식(3.9)와 일치한다.

3.2.2 이상 밀러 사이클의 평균유효압력

실린더에서 행해진 일 W_{cyl} 는 $p_{mi} \times \Delta V$ 로 표현될 수 있다. 따라서 p_{mi} 는 식(3.15)와 같이 표현된다.

Fig. 3.2로부터

$$\begin{aligned}
 p_{mi} &= \frac{W}{(V_5 - V_2)} = \frac{W_1 + W_2 - W_3 - W_4}{(V_5 - V_2)} \\
 &= \frac{GRT_1' \left[\epsilon_c^{(\kappa-1)}(\beta-1) + \frac{\epsilon_c^{(\kappa-1)}}{\kappa-1}(\beta - \beta^\kappa \epsilon_c^{(1-\kappa)}) - \frac{1}{\kappa-1}(\epsilon_c^{\kappa-1} - 1) - (\delta-1) \right]}{V_2 (\epsilon_e - 1)} \\
 &= p_1' \left[\frac{\epsilon_c \left[\epsilon_c^{(\kappa-1)}(\beta-1) + \frac{\epsilon_c^{(\kappa-1)}}{\kappa-1}(\beta - \beta^\kappa \epsilon_c^{(1-\kappa)}) - \frac{1}{\kappa-1}(\epsilon_c^{\kappa-1} - 1) - (\delta-1) \right]}{(\epsilon_e - 1)} \right] \\
 &= p_1' \frac{\kappa \epsilon_c^\kappa (\beta-1) - \epsilon_c [\delta(1-\kappa) - \beta^\kappa \delta^{(1-\kappa)} + \kappa]}{(\kappa-1)(\epsilon_e - 1)}
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

여기에 과급을 행하게 되면 Fig 3.1에서 발생하는 가스교환손실의 면적A만큼이 발생하게 된다. 가스교환 손실을 감안하여 평균유효압력을 나타내면 식(3.16)과 같이 표현된다.

$$p_{mi} = p_1' \frac{\kappa \epsilon_c^\kappa (\beta-1) - \epsilon_c [\delta(1-\kappa) - \beta^\kappa \delta^{(1-\kappa)} + \kappa]}{(\kappa-1)(\epsilon_e - 1)} - \left[\frac{(\epsilon_{SP} - \epsilon_e) \Delta p}{(\epsilon_e - 1)} \right] \tag{3.16}$$

차단비 β 는 공연비를 고려하여 식(3.17)과 같이 표현될 수 있다.

$$\beta = 1 + \frac{LCV}{AF C_p} \frac{1}{\varepsilon_c^{(\kappa-1)}} \frac{1}{T_1'} \quad (3.17)$$

여기서, LCV : 연료의 저위발열량, AF : 공연비, ε_{SP} : 포트까지의 팽창비, p_s : 소기압력, p_e : 배기압력, $\Delta p = p_s - p_e$ 를 의미한다.



3.2.3 과급 밀러 사이클의 소기와 배기과정에 대한 이론적 고찰

Fig 3.3은 과급 2행정 기관의 밀러 사이클과 디젤 사이클의 소기과정인 P-V선도를 나타낸다. 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 1점으로 연결되는 사이클이 디젤 사이클을 나타내며 1' - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 1' 로의 연결되는 사이클이 디젤 사이클에서 압축되는 시점을 지연시킨 밀러 사이클에 해당된다.

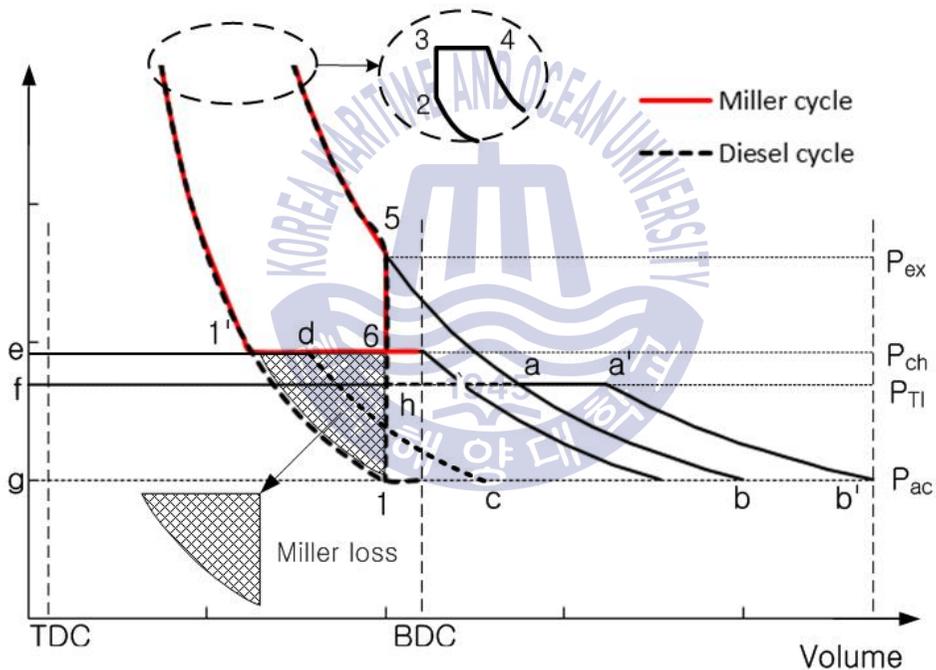


Fig. 3.3 Ideal Miller cycle by turbo charging and P-V diagram of exhaust and charging process

압축비를 작게 하여 밀러 사이클을 실현하였을 때 과급압력은 디젤 사이클에서

압축비를 $1'$ 까지 작게 하였을 때의 압력($P_1' = P_{ch}$)이 된다. P_{TI} 는 배기터빈 입구 압력으로 P_{TI} 에 의해 배기터빈의 에너지가 결정된다. 점5에서 배기밸브가 열려 가스는 실린더에서 방출되어 대기압까지 팽창을 하며 5 - a - h 면적의 에너지는 가스의 엔탈피를 증가시키는 데 사용된다[10]. 즉, 배기가스의 터빈입구 온도를 a에서 a'까지 증가시키게 되어 b' 까지 최대로 팽창할 수 있게 된다. 이 때, 배기터빈의 등엔트로피 팽창일은 a' - b' - g - f의 면적이 된다. 배기터빈의 일을 받아 공기 압축기는 c-d로 대기압의 공기를 압축하여 실린더로 공급하며, d - 1' 만큼 냉각에 의해 공급되는 공기의 부피가 감소하기 때문에 1-1'의 과정을 거쳐 공기를 압축하여 실린더로 공급한다. 이때 압축기에 의해 실린더로 유입되는 공기에 대한 등엔트로피 압축일은 1 - 1' - e - g의 면적이 된다. 과급을 통해 밀러 사이클을 실현하였을 때 6 - 1'의 과정은 피스톤의 압축일이 없으며 대기압(P_{ac})에서 과급압력(P_{ch})까지의 압축일을 배기터빈으로부터 받는다.

배기터빈의 이론 동력(W_t)은 식(3.18)과 같고 실제 구동 동력(W_{ta})은 터빈효율(η_t), 기계효율(η_m)과 터빈일(W_t)로 식(3.19)과 같이 정의된다. 압축기의 이론 동력(W_c)은 식(3.20)과 같고 실제 동력(W_{ca})은 압축기효율과 압축기의 일에 관한 식(3.21)와 같이 정의된다. 과급기의 터빈동력과 압축기의 동력이 평형이 되어야 하는 조건으로 식(3.22)와 같이 과급기 효율이 계산될 수 있다[46][47].

$$W_t = C_{pg} \ m \ T_{TI} \left\{ 1 - \left(\frac{P_{ac}}{P_{TI}} \right)^{\left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right)} \right\} \quad (3.18)$$

$$W_{ta} = W_t \ \eta_t \ \eta_m \quad (3.19)$$

$$W_c = C_{pa} \cdot m \cdot T_{ac} \left\{ \left(\frac{P_{ch}}{P_{ac}} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} - 1 \right\} \quad (3.20)$$

$$W_{\alpha} = W_c / \eta_c \quad (3.21)$$

$$\eta_{T/C} = \eta_c \cdot \eta_t \cdot \eta_m = \frac{W_c}{W_t} \quad (3.22)$$



3.2.4 이상 밀러 사이클의 이론적 고찰

Fig. 3.4는 식(3.9)로부터 계산된 결과를 보여주며, 압축비(ϵ_c)와 팽창비(ϵ_e)가 같은 디젤 사이클로부터 팽창비($\epsilon_e = 12$)는 고정하고 압축비를 작게한 밀러 사이클과 압축비($\epsilon_c = 12$)를 고정하고 팽창비를 크게한 아트킨슨 사이클의 열효율을 함께 나타내고 있다. 가로축은 압축비 및 팽창비를 나타내며 12를 기준으로 오른쪽은 팽창비, 왼쪽은 압축비를 나타낸다. 또한, 압축비, 팽창비 12에서 오른쪽 그래프는 디젤 사이클과 아트킨슨 사이클의 열효율 비교를 왼쪽은 밀러 사이클과 디젤 사이클의 열효율을 비교하여 보여주고 있다. $\epsilon_e = 12$ 인 디젤 사이클의 열효율은 약 57%이며, $\epsilon_e = 12$ 에서 $\epsilon_c = 15$ 까지 팽창비를 증가시킨 경우 아트킨슨 사이클의 열효율은 d→e로 증가한다. 반면, $\epsilon_c = 12$ 인 디젤 사이클로부터 $\epsilon_c = 8$ 까지 작게한 밀러 사이클의 열효율은 a→c로 감소한다. 하지만, 같은 압축비를 가지는 디젤 사이클($\epsilon_c = \epsilon_e = 8$)과 비교하면 밀러 사이클($\epsilon_c = 8, \epsilon_e = 12$)의 경우가 b→c로 열효율이 좋아진다.

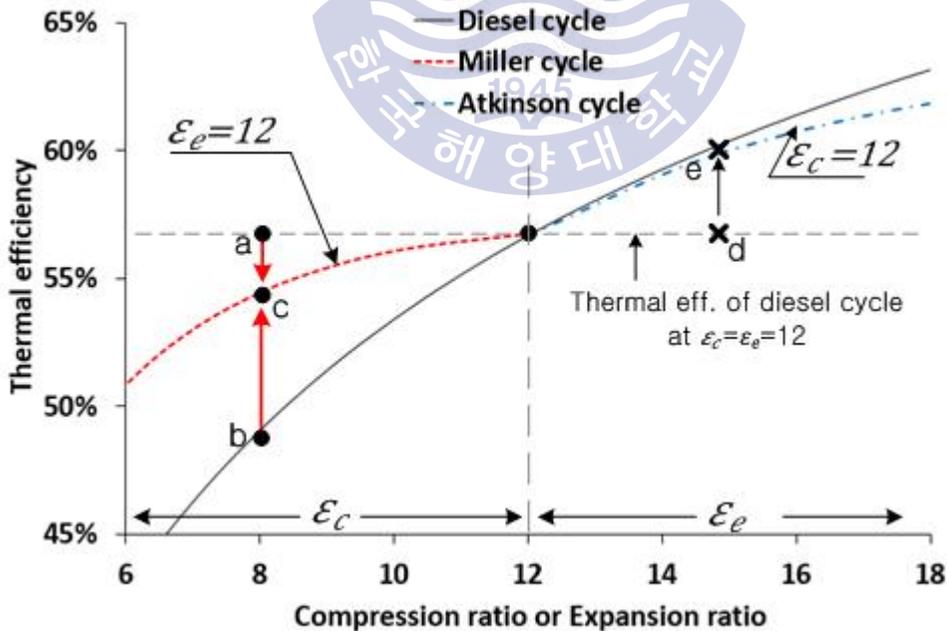


Fig. 3.4 Thermal efficiency for two-stroke ideal Miller cycle

Fig. 3.5는 식(3.16)로부터 계산된 결과를 보여주며, 압축비 12인 디젤 사이클로부터 실현한 2행정 기관 밀러 사이클의 지시평균유효압력을 무과급인 경우와 과급인경우의 비교를 통해 나타내고 있다. 가로축은 팽창비에 대한 압축비의 비를 나타내며, $\varepsilon_e/\varepsilon_c=1$ 은 디젤 사이클을 의미한다. 팽창비가 일정하기 때문에 가로축의 수치가 커질수록 압축비가 작아짐을 의미한다. 무과급 밀러 사이클의 지시평균유효압력은 압축비가 작아질수록 디젤 사이클보다 감소하고 있지만, 과급 밀러 사이클의 지시평균유효압력은 디젤 사이클보다 높은 것을 알 수 있다. 또한, 같은 압축비에서 과급효율이 높을수록 지시평균유효압력은 높아지며 압축비가 작아질수록 지시평균유효압력의 증가폭은 점차 감소하고 있다. 이상의 결과를 요약하면 밀러 사이클의 지시평균유효압력이 디젤 사이클보다 좋아지기 위해서는 과급이 필요하며 과급기의 효율이 증가할수록 지시평균유효압력은 더욱 향상되게 된다.

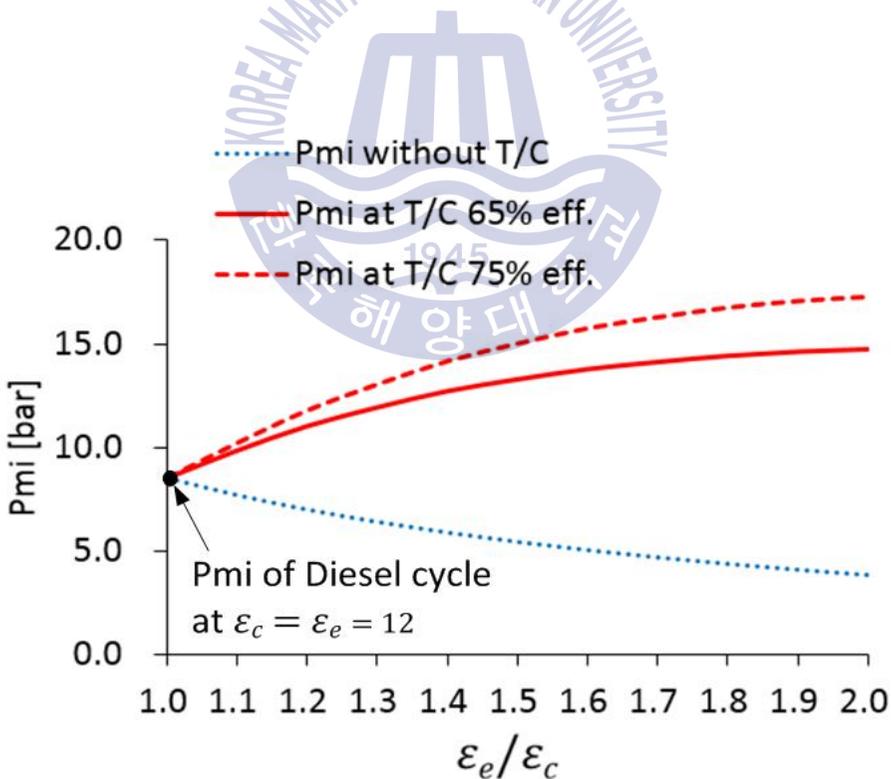


Fig. 3.5 Mean indicated pressure of ideal Miller cycle

3.3 성능 예측 프로그램을 통한 밀러 사이클의 시뮬레이션 결과

3.3.1 연소 압력과 NO_x의 측정

밀러 사이클의 효율성을 확인하기 위하여 실제 운항중인 선박의 주기관인 2행정 기관을 시뮬레이션을 행하여 그 결과를 고찰하였다. 대상엔진은 H대학의 실습선 A호의 주기관으로 대상엔진의 제원은 Table 3.1과 같다. 대상기관은 대부분의 선박용 주기관이 채용하고 있는 유니플로 소기 방식을 취하고 있기 때문에 배기밸브가 설치되어 있다. 본 연구에서는 배기밸브의 닫힘 시기(θ_{EVC})를 변경시키는 방법으로 밀러 사이클을 적용하였고 그 효과를 고찰하였다.

Table 3.1 Specification for model engine

Item	Specification
Engine type	6L42 MC/ME
Number of cylinders	6
Cylinder bore	420 [mm]
Piston stroke	1,380 [mm]
Connection rod length	1,638 [mm]
Effective compression ratio	14.4
Geometric compression ratio	15.6
Max. continuous output	8,123 BHP / 176 [rpm]
Normal continuous output	6,908 BHP/ 167 [rpm]
Standard angle for open & close of Exhaust valve	Opening angle : 108° [deg. CA] Closing angle : 261° [deg. CA]
Standard angle for open & close of Scavenge port	Opening angle : 137° [deg. CA] Closing angle : 223° [deg. CA]

1) 압력데이터의 측정 방법

Fig. 3.6은 대상엔진의 실린더 연소 압력과 NO_x를 측정하기 위해 설치된 계측장비의 개략도를 보여주고 있다. 크랭크 각도에 따른 피스톤의 위치를 알기 위해 엔코더(encoder)를 크랭크 샤프트의 끝단에 설치하고 실린더의 압력을 측정하기 위해 실린더의 인디케이터 콕(indicator cock)에 압력센서(Kistler 7513A)를 설치하였다.

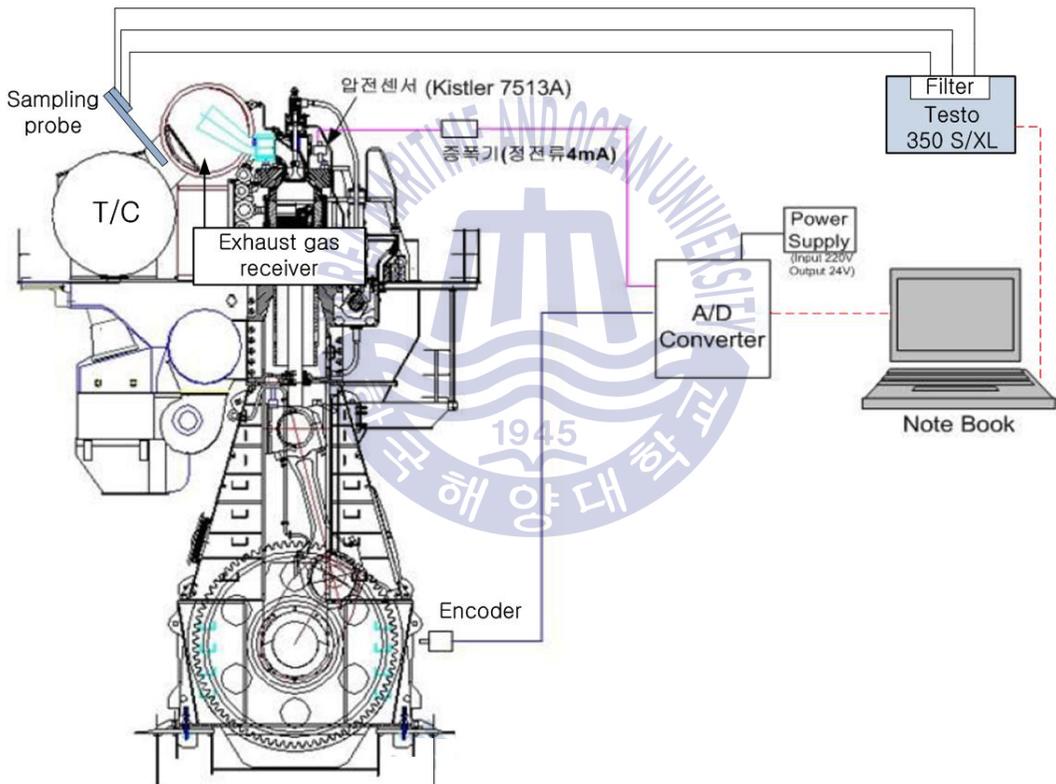


Fig. 3.6 Schematic diagram of experimental apparatus for acquisition of pressure and NO_x data[48]

Table 3.2는 대상 엔진의 크랭크 각도를 확인하기 위해 설치한 각도센서(encoder)의 사양을 보여주고 있다. 엔코더의 출력은 1회전 시 360개의 신호를 발생시키는 A펄스와 1회전 시 1개의 신호를 발생시키는 Z펄스가 있다. 실험은 엔코더에서 1회전 시 360 펄스를 발생시키는 A펄스를 사용하여 1 deg.CA 간격으로 압력 신호를 취득하였다.

Table 3.2 Specification of Encoder[49]

Item	Specification
Type	D23SR15
Source power	DC24V
Plus / Rev.	360
Output	A, B, Z
Tolerance	0



Fig. 3.7은 대상기관의 각 회전수별로 실린더의 연소압력을 측정하여 함께 나타낸 것이다. 기관의 회전속도가 증가함에 따라 소기 압력이 증가하여 압축압력과 최고폭발압력이 증가하고 있다. 대상엔진은 NO_x 규제의 Tier II를 만족하기 위해 TDC 이후에 분사하고 있음을 알 수 있다.

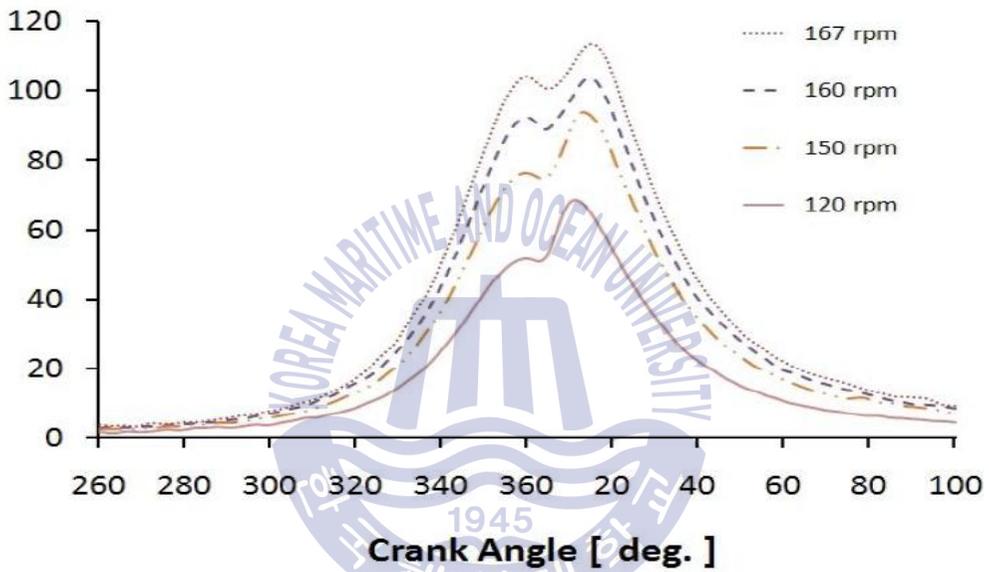


Fig. 3.7 Variation of measured pressure in cylinder at each rpm[50]

Fig. 3.8은 Fig. 3.7에서 크랭크 각도에 따라 측정된 실린더의 연소압을 열발생율로 나타낸 것이다. 그림에서 각 회전수에 따라 열발생율의 차이를 알 수 있다. 기관의 회전수가 높아짐에 따라 연료 분사 기간과 분사량이 증가하여 열발생량이 많아진다. 또한, 열 발생 시작 시점은 기관 회전수가 높아질수록 늦어지는 경향을 나타내고 있다.

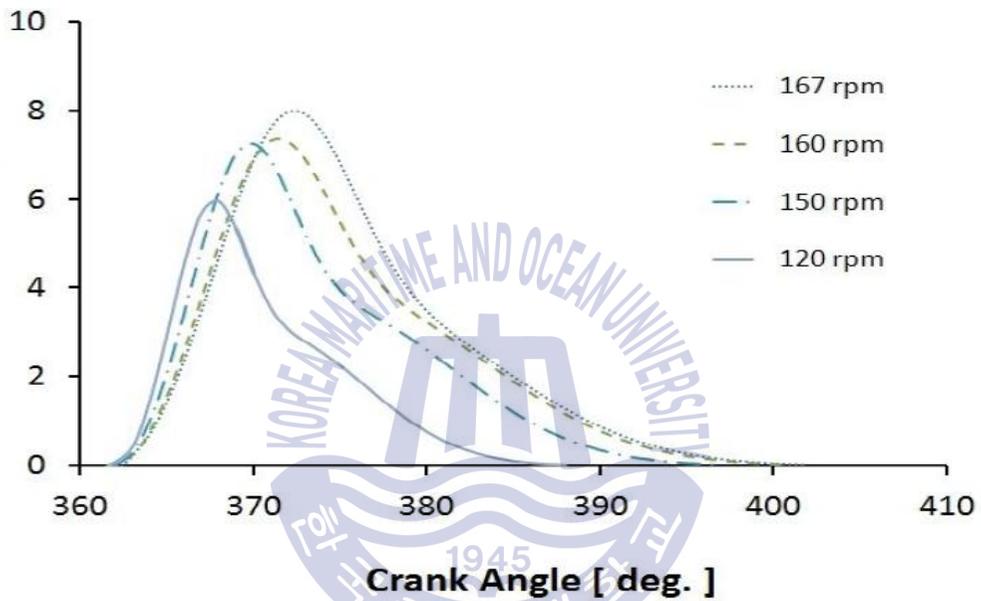


Fig. 3.8 Variation of ROHR at each rpm[50]

2) NO_x의 측정 방법

NO_x의 계측을 위해 Fig. 3.6에서와 같이 배기리시버 후단과 과급기 전단 사이에 설치되어 있는 기존의 온도센서를 제거하고 배기가스 분석 장치의 Sampling probe를 삽입하여 5초 단위로 생성되는 데이터를 취득하여 PC로 저장하였다.

Table 3.3은 배기가스 성분 측정에 사용된 장비의 사양을 보여주고 있다. 배기가스 성분의 계측을 위해 사용한 제품의 사양은 Testo-350S/XL 이며 NO와 NO₂의 측정이 가능하다. IMO에서는 NO_x technical Code 2008을 통해 NO_x의 분석 시 화학발광분석기(Chemiluminescent detector, CLD)와 가열화학발광분석기(Heated Chemiluminescent detector, HCLD) 방법을 사용하도록 하고 있다[51][52]. 본 연구에서는 NO와 NO₂의 계측에 전기화학적감지(Electrochemical sensor, ECS) 방식이 사용되었다.

Table 3.3 Specification of equipment for measuring exhaust gas products[53]

Measured gas	Analysis method	Range	Error	Remark
NO	ECS (Electrochemical sensor)	0 ~ 3,000 ppm	± 5 %	Max. temp. limit 1,200 K
NO ₂	ECS	0 ~ 500 ppm	± 5 ppm	
O ₂	ECS	0 ~ 25 vol. %	± 0.8 %	
CO ₂	NDIR (Non-dispersive infrared)	0 ~ 50 vol. %	± 0.5 %	-

Fig. 3.9는 대상엔진이 탑재된 선박이 운항 중 엔진 회전수에 따라 계측한 NO의 결과 값을 샘플링 시간에 따라 보여 주고 있다. 이 측정값을 30분간 평균한 값을 결과로 취하였다. Table 3.4는 NO, NO₂, O₂의 평균값을 나타내고 있다. 산소 농도 약 15%일 때 측정값이며 120 rpm에서 가장 높고 160 rpm에서 가장 낮게 측정되었다. NO_x의 농도는 NO와 NO₂로 측정되고 그 중 NO의 농도가 NO_x의 대부분을 차지하기 때문에 본 연구에서는 NO의 농도만 사용하여 시뮬레이션 하였다.

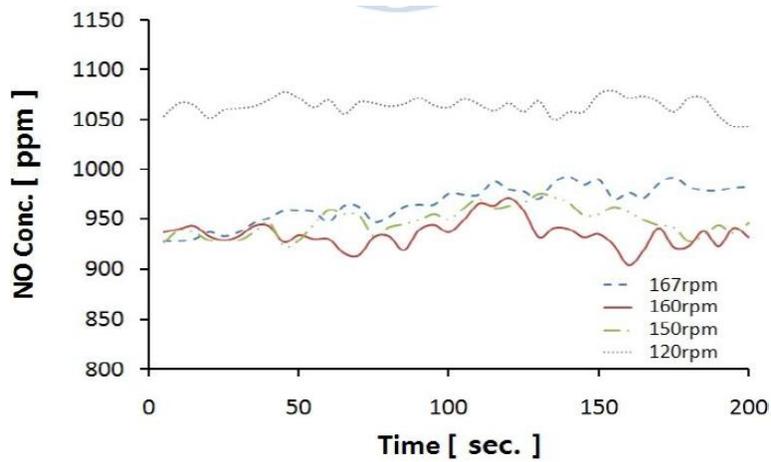


Fig. 3.9 Variation of NO concentration measured according to engine speed[50]

Table 3.4 Mean value of NO & NO₂ concentration measured according to engine speed[50]

	120 rpm	150 rpm	160 rpm	167 rpm
NO [ppm]	1064	947	935	965
NO ₂ [ppm]	31	20	19	23
O ₂ [%]	15.3	15.4	15.1	15.2

3.3.2 성능 시뮬레이션

1) 열발생률의 계산

연소가스의 온도와 NO_x의 형성은 열발생률(rate of heat release)과 공기 과잉률에 의해 결정된다[54]. 따라서, 연료가 실린더 내에서 연소하여 발생하는 열발생률은 Wiebe함수를 이용하여 표현한다. 또한 실제 기관을 묘사하기 위해 예혼합연소(premixed combustion)와 확산연소(diffusive combustion, mixing controlled combustion)로 구분하여 나타내고 Double Wiebe function으로 근사한 패턴을 이용한다[55][56]. 여기서 x 는 연소질량분율(mass fraction of fuel, heat addition)이라 정의한다. 계산에 있어서는 실제 기관으로부터 구한 열발생률을 근사하여 연소시작시기, 연소기간, 연소특성지수의 데이터를 이용한다.

식(3.23)과 식(3.24)는 Wiebe function을 나타내고, 식(3.25)는 Double Wiebe function을 나타낸다. 식(3.26)은 열발생률(rate of heat release)을 나타낸다.

$$x = 1 - \exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{m+1} \right] \quad (3.23)$$

$$\frac{dx}{d\theta} = 6.9 (1-x) (m+1) \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^m \frac{1}{\theta_b} \quad (3.24)$$

$$\frac{dx}{d\theta} = F_p \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_p + F_d \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_d \quad (3.25)$$

여기서, θ : 크랭크각, θ_s : 연소시작시기, θ_b : 연소기간, m : 연소특성지수, 첨자 p : premixed combustion, 첨자 d : diffusive combustion, 그리고 F_p 와 F_d 는 각각

예혼합연소와 확산연소의 비율이며, $F_p + F_d = 1$ 이다.

$$dQ_f = Q_f \cdot dx \tag{3.26}$$

Fig. 3.10은 연소특성지수 m 에 따른 Wiebe 함수 x 를 나타내며, Fig. 3.11은 열발생률 (Rate of heat release, ROHR)의 패턴을 나타내는 $dx/d\theta$ 를 나타낸다. 또한, Fig. 3.12는 예혼합 연소와 확산 연소를 각각의 비율에 따라 중첩하여 나타낸 예를 보인다. 그림은 예혼합 연소 0.2와 확산연소 0.8을 적용한 경우의 결과이다.

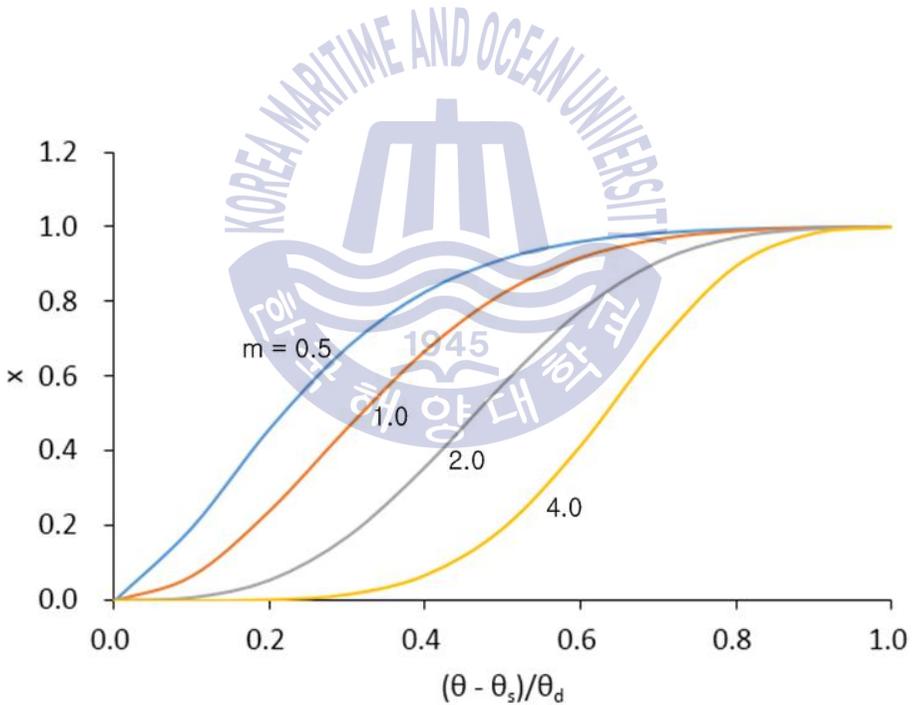


Fig. 3.10 Heat release with combustion index m by Wiebe function

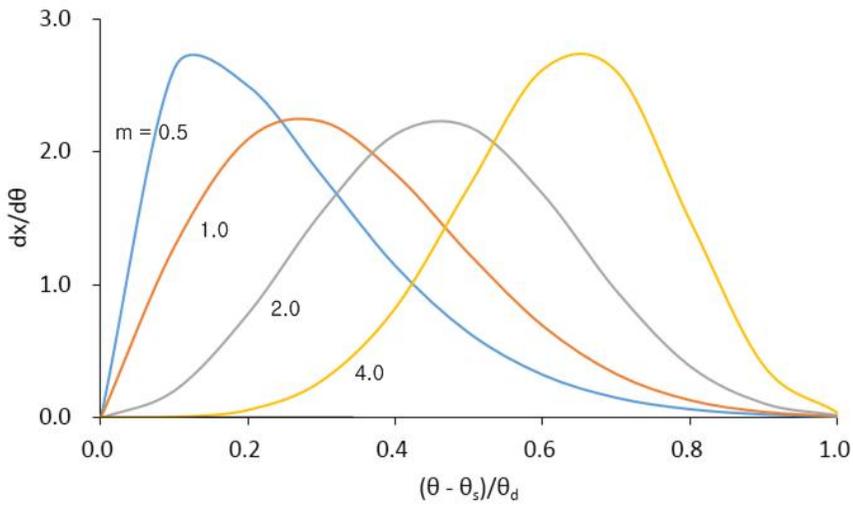


Fig. 3.11 Rate of heat release(ROHR) with combustion index m by Wiebe function

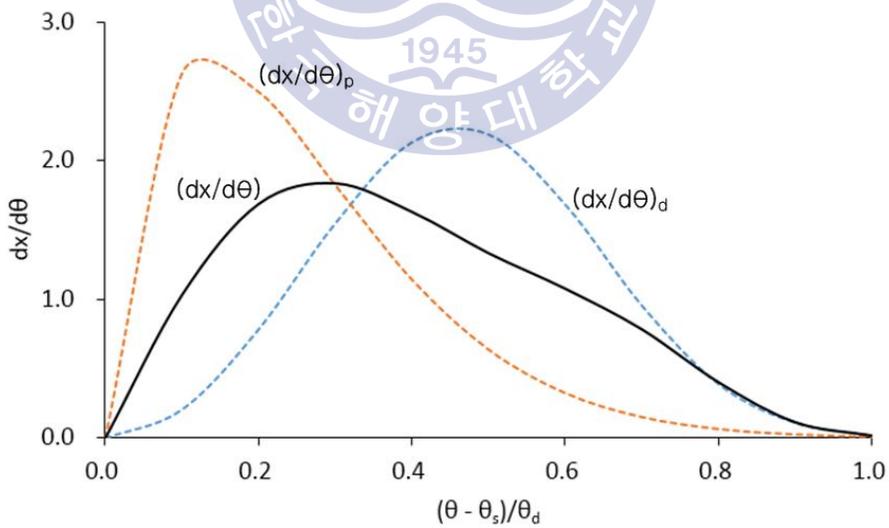


Fig. 3.12 ROHR by Double Wiebe function

실린더의 계측된 압력에서 열발생률을 계산하는 방법은 다음과 같다.

열발생량은 아래와 같이 내부에너지와 기계적인 일로 표현된다.

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + A P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.27)$$

내부에너지의 변화는 정적 비열(C_v)을 이용하여 아래와 같이 표현된다.

$$\frac{dU}{d\theta} = C_v G_c \frac{dT}{d\theta} \quad (3.28)$$

상태 방정식 ($PV = G_c RT$) 으로부터 아래와 같이 표현된다.

$$G_c \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{R} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (3.29)$$

식 (3.28)을 식(3.27)에 대입하고 $C_v = \frac{AR}{(\kappa-1)}$ 를 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{C_v}{R} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) = \frac{A}{(\kappa-1)} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (3.30)$$

식 (3.29)를 식(3.30)에 대입하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{A}{(\kappa-1)} \left(\kappa P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (3.31)$$

여기서 P : 계측압력, V : 실린더 체적, θ : 크랭크 각도, A : 피스톤 단면적,
 κ : 비열비를 의미한다.

측정된 압력 곡선과 계산된 압력곡선의 일치는 Fig. 3.13과 같이 거의 정확한 일치를 보여주고 있으며 약 120 deg.CA ~ 160 deg.CA에서 압축 초기의 압력 차이는 실린더의 냉각 손실에 의한 것으로 판단된다.

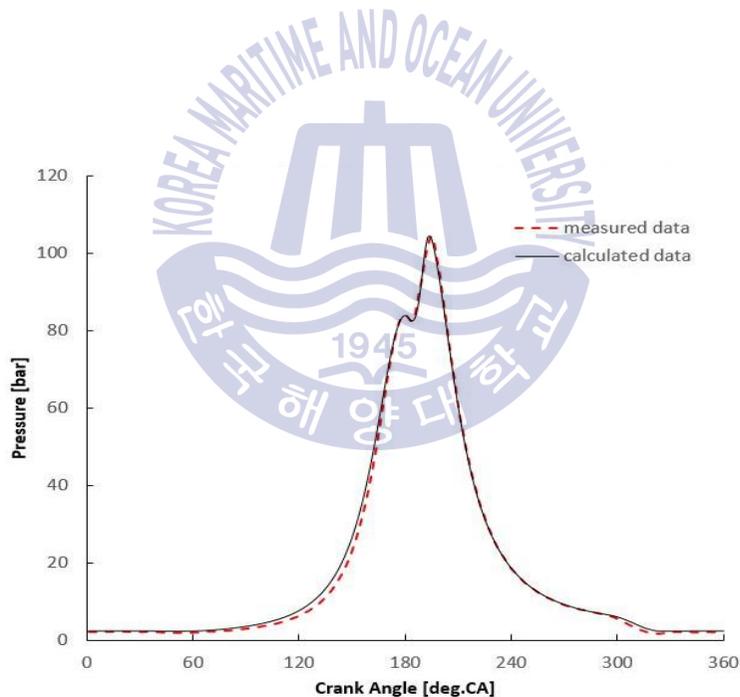


Fig. 3.13 Coincident pressure line between measured and calculated data

Fig. 3.14는 Double Weibe function에 의해 계산된 열발생률과 측정된 압력값에 의해 계산된 열발생률과의 일치성을 보여주고 있다. 측정값과 계산값에 적절한 일치성을 보이고 있다.

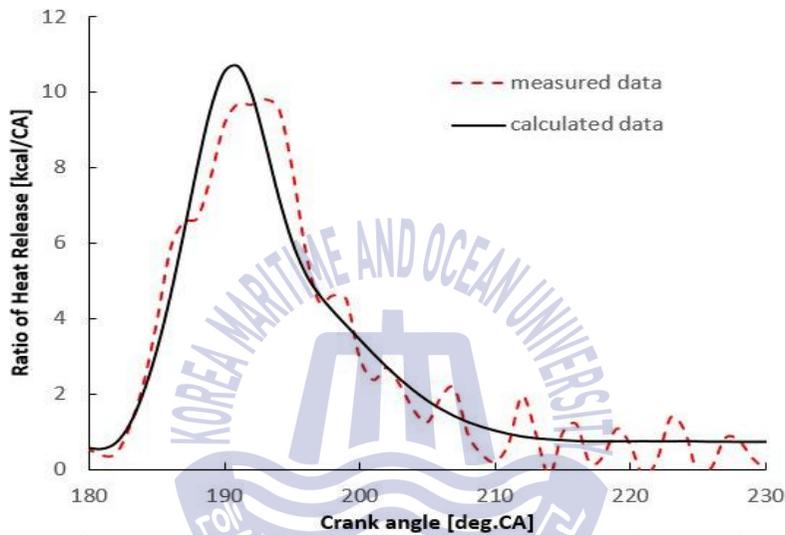


Fig. 3.14 Coincident ROHR between measured and calculated data

2) NO_x 생성량의 예측

디젤엔진은 공기가 압축되어 실린더의 높은 압력에 연료를 분사하기 때문에 실린더 내 연소실의 전 영역에서 연료의 분무상태는 불균일하게 된다. 연료의 분무상태는 실린더 내 혼합기 형성에 관계하기 때문에 오염물질의 생성과정은 연료의 분무상태와 시간에 따른 변화에 크게 의존한다.

Fig. 3.15는 스웰(swirl) 유동이 존재하는 직접분사식 디젤기관에서 연료분무 및 화염과 관련한 다양한 인자들이 디젤연소의 예혼합 기간과 제어연소 기간 동안에 NO, HC 및 검댕(soot)의 생성에 관계하는 메커니즘을 정리하여 나타낸 것이다. 질소산화물은

고온의 연소가스영역에서 형성되고, 연소가스영역 내에서 혼합기의 온도와 연공비는 균일하지 않으며, 생성물은 이론공연비에 가까운 영역에서 가장 높게 된다. 검댕(soot)은 화염영역 내부의 연료분무중심에 위치한 농후한 미연연료 영역에서 형성된다. 이 영역에서 증발된 연료는 고온의 연소가스와 혼합하면서 가열된 후, 미연영역의 산소와 접촉할 때 화염영역에서 산화한다. 탄화수소(HC)와 알데히드(R-CHO)은 연소실 벽면 가까이에서 그리고 연공비가 희박한 영역에서 화염이 급냉되어 생성되기 시작한다.

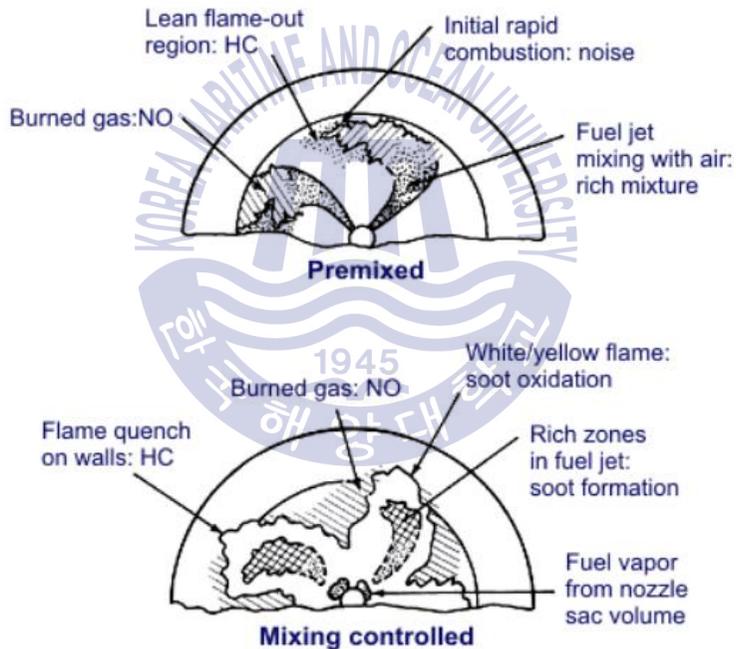


Fig. 3.15 Pollutant formation mechanisms in diesel engine [57]

연소공기의 열해리에 의하여 생성되는 NO_x는 공기과잉률과 연소최고온도(화연온도)에 크게 영향을 받는다. Fig. 3.16은 Zeldovich 이론에 의한 연소온도와 NO_x 발생량 및 반응시간과의 관계를 보인다. 그림으로부터 NO_x의 생성은 연소온도와 반응시간에 크게 의존하고 있음을 알 수 있다. 즉, 연소온도가 약 200K 낮게 되면 NO_x 농도는 약 1/10로 감소한다. 또한 비교적 회전속도가 낮은 박용기관의 경우 반응시간(연소시간)이 소형고속기관에 비하여 길기 때문에 NO_x의 배출량이 증가한다.

위에서 언급한 바와 같이 연소과정에 있어서 연소영역내 혼합기의 혼합상태 즉, 당량비는 공간적으로 불균일하고, 시간적으로 변화하기 때문에, 실린더 내 상태에 밀접하게 영향을 미치게 된다.

따라서, 본 연구에서는 프로그램의 활용성을 고려하여 연소과정에 있어서 당량비를 다양하게 변화시킬 수 있도록 하였다. 공기과잉률의 변화에 따라 이 두 영역 내의 가스상태 및 NO_x 배출농도의 계산이 가능하도록 하였다.

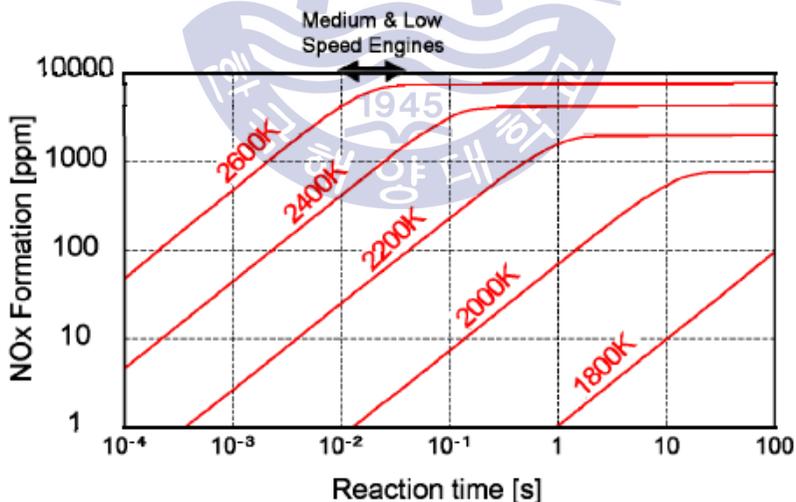


Fig. 3.16 Relation between combustion temperature and NO_x formation according to the Zeldovich theory [3]

디젤엔진의 실린더 내에서 NO 생성량을 예측하기 위해서는 연소영역 내에서의 가스온도와 당량비 즉, 공기 과잉률이 중요한 인자가 된다. 실린더 내 압력의 계측 결과를 확보하고 있는 경우에는 단일영역에 의한 실린더 내 상태변화의 계산결과를 이용하여 연소영역의 가스온도를 추정할 수 있는 수정 단일 영역모델(modified one zone model)의 적용이 가능할 것으로 판단된다[58].

계산에 있어서 연소기간 중 공기 과잉률 λ 는 연소질량분율(누적 열발생량) χ 를 이용하여 다음과 같이 변화한다고 가정하였다.

$$\lambda = (\lambda_e - \lambda_s) \chi + \lambda_s$$

여기서, λ_s : 연소시작 시의 공기 과잉률, λ_e : 연소종료시의 공기 과잉률을 의미한다.

λ_s 는 공급되는 순간연료량과 연소영역에 포함되는 공기량에 의해 구해지는 값으로 연소영역의 가스 상태를 결정하게 되므로 연소과정과 밀접한 관계를 가진다. λ_e 는 연소가 종료되었을 때 기연영역에서의 공기 과잉률을 의미한다. 연소종료 후의 실린더 내 가스 상태를 전체적으로 균일하다고 가정한다면 실린더 내의 충전공기량과 총 공급연료량에 의하여 계산되는 공기 과잉률을 의미하게 된다. 본 연구에서는 λ_s 와 λ_e 를 적절히 선택하여 NO의 실험 계측결과와 일치하는 계산결과를 얻을 수 있는 λ_s 와 λ_e 를 시행착오 방법으로 구하였다.

본 연구에서는 밀러사이클의 효과를 성능예측프로그램으로 확인하기 위해 실험에 의해 측정된 실린더의 압력값과 NO_x 데이터가 일치하도록 시뮬레이션의 열발생률 패턴과 NO_x 발생에 영향을 미치는 공기 과잉률을 고정하였다. 그리고, 성능예측프로그램의 배기 밸브의 닫힘 시기를 캠 형상을 변경하면서 2행정 기관에 밀러사이클을 적용하였다. 실제 엔진에서는 유효압축비의 변화에 따라 열발생률이 변화하며 그에 따라 연소실의 상태와 NO_x 발생에 영향을 미친다. 하지만 본 연구에서는 압축비의 변화에 따라 열발생률의 패턴과 공기과잉률이 일정하다고 가정하고 밀러 사이클을 적용하여 출력과 NO_x의 변화 경향을 확인하였다. 그리고 시뮬레이션을 통해 밀러 사이클을 적용하였을 때 출력과 NO_x의 변화 경향은 각 부하에서 유사하게 나타난다. 따라서, 본 연구에서는 약 60% 부하(150 rpm) 조건에서 대상엔진이 운전될 때 측정된 연소 압력과 NO_x의 측정치를 사용하여 밀러 사이클의 적용과 효과에 대해

연구 하였다.

Table 3.5는 실측된 실린더 압력에 의한 열발생률과 NO_x를 시뮬레이션을 통해 얻어진 열발생률과 NO_x를 일치시키기 위해 사용된 Weibe index와 공기 과잉률에 대한 입력데이터를 보여주고 있다.

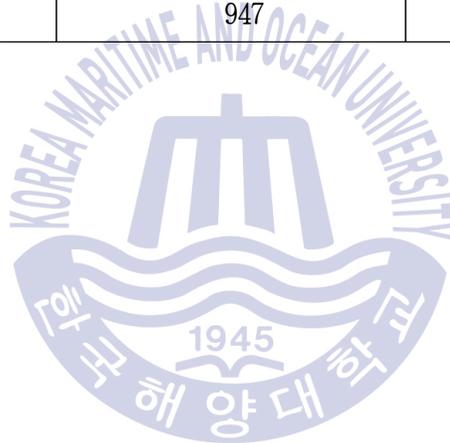
Table 3.5 Input data for calculation of heat release and NO_x

Weibe function	Symbol	Unit	Value
Start angle of premixed combustion	θ_p	deg.CA	361.6
End angle of premixed combustion	θ_d	deg.CA	377.0
Start angle of diffusive combustion	θ_{dp}	deg.CA	361.6
End angle of diffusive combustion	θ_{dd}	deg.CA	397.0
Index of premixed combustion	m_p	-	3.0
Index of diffusive combustion	m_d	-	1.2
Rate of premixed combustion	F_p	-	0.3
Rate of diffusive combustion	F_d	-	0.7
Excess air ratio at the starting of combustion	λ_s	-	1.35
Excess air ratio at the end of combustion	λ_e	-	2

Table 3.6은 대상 기관의 150 rpm에서 측정된 압력, NO 데이터와 성능예측 프로그램에 Table 3.4의 입력 데이터로 계산된 압력과 NO의 데이터를 보여주고 있다. 측정값과 계산수치가 아주 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 3.6 Coincident output for confirming between measured and calculated value

	Measured data	Calculated data
Speed [rpm]	150	150
P_{max} [bar]	104.4	104.4
P_{com} [bar]	84.2	84.0
NO [ppm]	947	975



3.3.2 밀러 사이클의 적용

3.2절에서 2행정 기관의 이상밀러 사이클로부터 이론적인 고찰을 하였으며 본 절에서는 성능예측프로그램을 통해 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용한 결과에 대해 고찰한다.

Fig. 3.17은 대상엔진의 디젤 사이클($\epsilon_c = \epsilon_e$)로부터 실현한 다양한 θ_{EVC} 에 따른 밸브 양정을 보여주고 있다. 밀러 사이클은 디젤 사이클로부터 θ_{EVC} 를 지연시킨 것으로 밀러 사이클의 θ_{EVC} 의 지연정도를 밀러각도(Miller angle, MA), 즉 배기밸브가 닫히는 크랭크 각도와 소기포트가 닫히는 크랭크 각도의 차로 식(3.23)과 같이 정의한다[59].

$$\theta_{MA} = \theta_{EVC} - \theta_{SPC} \quad (3.23)$$

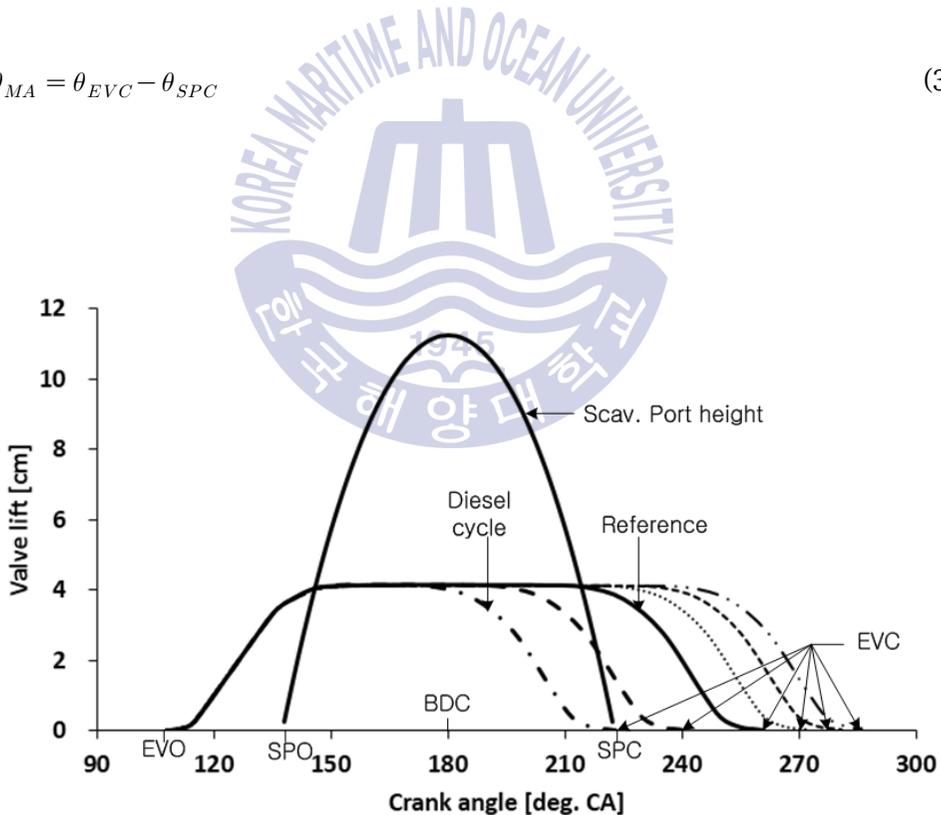


Fig. 3.17 Valve lift & port height of exhaust valve and scavenge air port

Fig 3.18은 BDC 부근에서 2행정 기관 밀러 사이클의 P-V선도를 보여주고 있다. 비교를 위하여 디젤 사이클과 θ_{EVC} 를 지연시켜 실현한 각각의 밀러 사이클을 중첩하여 나타내고 있다. 그림에서 MA58은 Miller angle 58 deg.CA를 의미한다. 각 밀러 사이클에 대한 θ_{EVC} 에서의 실린더내 압력은 시뮬레이션 대상엔진의 실린더 압력과 일치하도록 하였다. 따라서, 밀러각도 증가에 따라 과급압력은 더욱 증가하게 된다.

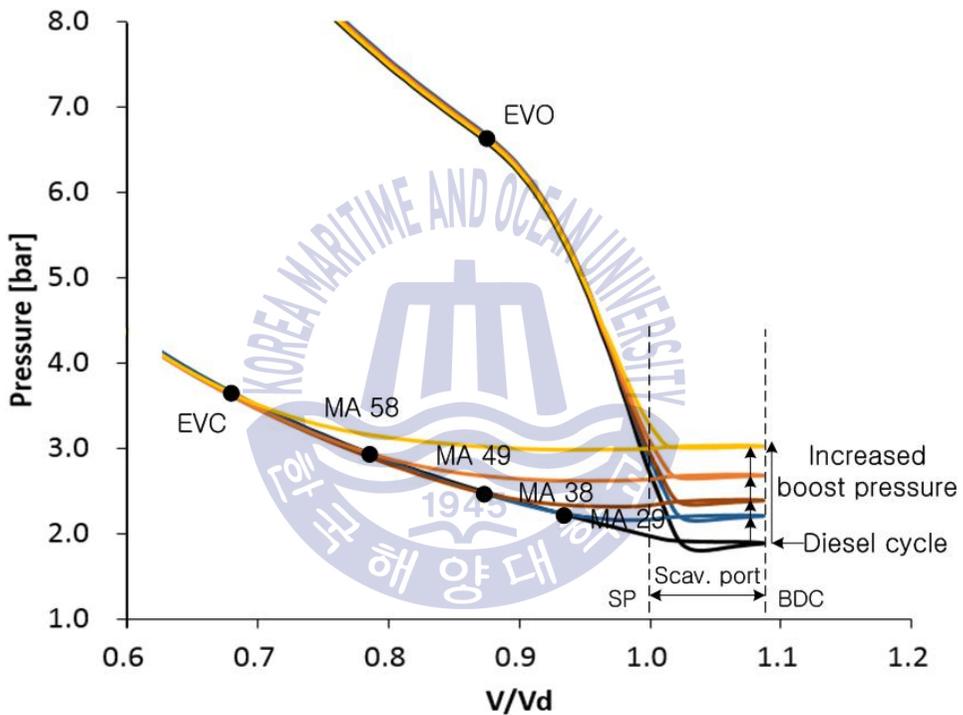


Fig. 3.18 P-V diagram according to Miller angle

Fig 3.19는 밀러각의 변화에 따른 P_{mi} 와 NO의 시뮬레이션 계산결과를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 밀러각의 증가에 따라 NO배출농도는 감소하고 P_{mi} 는 증가하는 결과를 보이고 있으며 이는 앞에서 언급한 밀러효과로써 상반관계에 있는

친환경 고효율의 성능을 동시에 달성할 수 있다는 것을 보여주고 있다. 이들 계산결과는 앞에서 언급한 바와 같이 비교를 위하여 과급압력을 대상엔진의 결과와 동일하게 하여 계산한 결과이기 때문에, 이러한 결과를 얻기 위해서는 각각의 θ_{EVC} 에서 해당 과급압력이 유지되어야 한다. 이를 과급효율로 나타내어 Fig. 3.19에 함께 표시하였다. 즉, 계산결과로 보이는 NO와 P_{mi} 의 성능을 얻기 위하여 그림에 보이는 $\eta_{T/C}$ 이상의 과급효율이 요구된다. 최근 과급기의 효율이 1단 과급의 경우 최대 65% 전후의 값을 보이고 있기 때문에 이 이하의 값을 나타내는 범위에서는 그림에서 보이는 성능을 달성할 수 있을 것으로 판단되며, 그 이상의 효율 영역은 2단 과급 등 특별한 대책(고과급과 중간냉각 등)이 요구된다고 판단된다. 2단 과급을 통해 달성할 수 있는 최대 효율 75% 이상의 과급효율이 요구되는 영역에서는 앞으로의 과제가 될 것으로 생각된다.

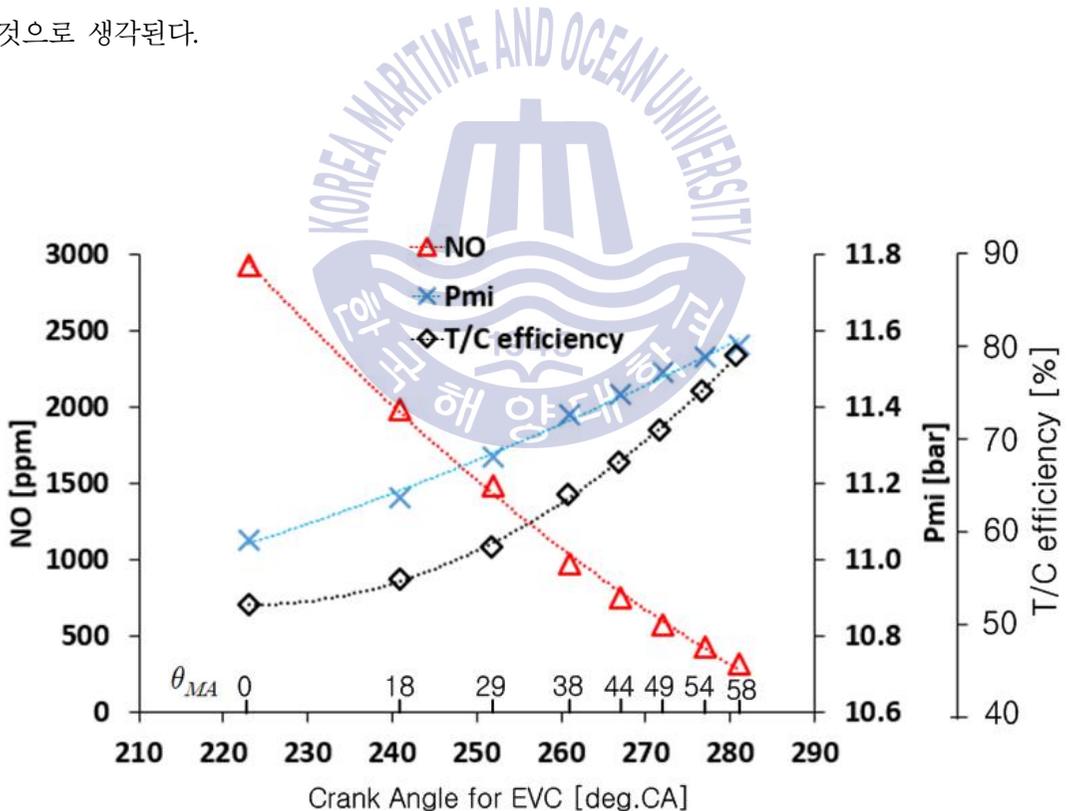


Fig. 3.19 Results of Miller cycle according to various Miller angle

과급압력을 높이면 소기과정의 개선과 출력 향상의 장점이 있다고 알려져 있다. 고과급을 달성하기 위하여 최근 2단 과급 방법이 적극 연구, 검토되고 있다. 1단 과급의 경우 압력비는 최대 5에서 효율은 약 65%를 보이고 있으며, 2단 과급의 경우 압력비는 최대 8에서 효율 약 75%를 달성할 수 있다고 보고되고 있다[60]. 여기에서는 과급효율이 65%와 75%인 경우를 가정하고 밀러각도에 따른 엔진성능의 변화를 예측하였으며 그 결과에 관하여 고찰한다.

Fig 3.20은 밀러각도에 따른 P_{mi} 와 NO의 변화를 보여준다. 비교를 위하여 과급기 효율이 65%와 75%인 경우를 함께 나타내고 있다. 그림으로부터 과급기 효율이 65%인 경우 P_{mi} 는 MA29에서 최대값을 NO는 MA44에서 최저값을 보이며, 효율 75%인 경우 P_{mi} 와 NO는 MA38과 MA58에서 최적의 결과를 보이고 있다. 대체적으로 밀러각도가 증가함에 따라 NO가 감소하고 P_{mi} 가 증가하는 경향을 보이고 있어서 밀러효과를 2행정 기관에서도 이용 가능한 것으로 판단된다. 또한 이 효과는 밀러각도에 따라 변화하며 최적의 밀러각도가 존재한다고 판단된다. 그리고 과급기 효율의 증가는 밀러효과를 전체적으로 향상시키는 것으로 판단된다.

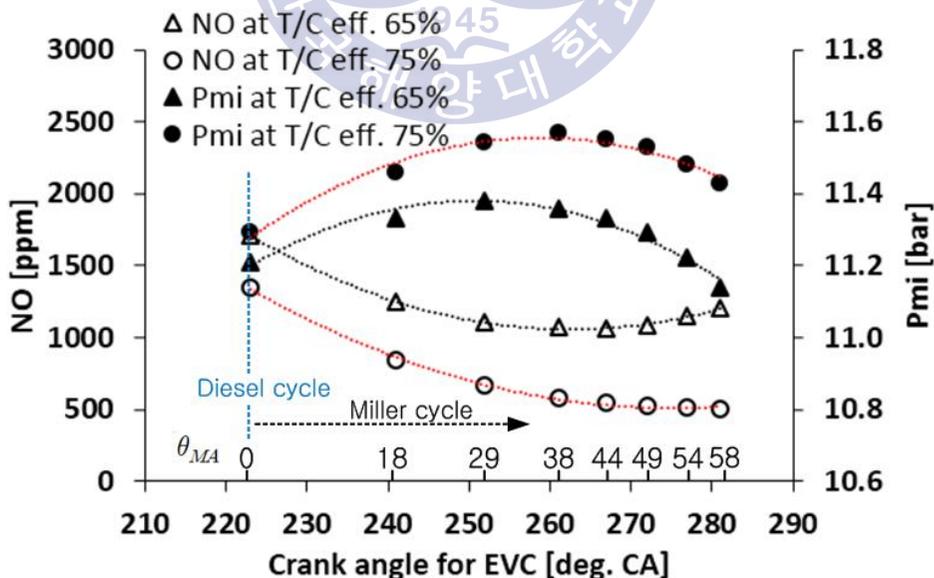
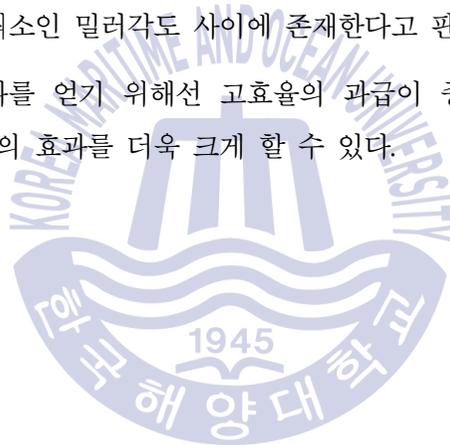


Fig. 3.20 Results of P_{mi} & NO by T/C efficiency

3.4 요약

3장의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 유니플로 소기방식을 택하는 선박용 대형저속 2행정 기관의 경우 배기밸브의 닫힘시기(θ_{EVC})를 지연시킴으로써 밀러 사이클은 선박용 저속 2행정 기관에 적용가능하다.
- 2) 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하여 P_{mi} 와 NO의 동시개선이 가능하다.
- 3) P_{mi} 와 NO에 대한 밀러효과가 밀러각도에 따라 변화하기 때문에 최대의 효과가 나타나는 최적의 밀러각도가 존재한다. 최적의 밀러각도는 P_{mi} 가 최대가 되는 밀러각도와 NO가 최소인 밀러각도 사이에 존재한다고 판단된다.
- 4) 밀러 사이클의 효과를 얻기 위해선 고효율의 과급이 중요하며 고효율 과급기의 적용은 밀러 사이클의 효과를 더욱 크게 할 수 있다.



제 4 장 밀러 사이클과 2단 과급의 적용

4.1 개요

밀러 사이클은 압축시작시점을 지연시킴으로써 실현되기 때문에 압축초의 압력이 중요하다. 과급압력이 확보되지 않은 상태에서 압축시점을 지연시키면 압축온도와 압축압력의 감소로 불완전연소의 원인이 되며 P_{mi} 의 감소로 이어진다. 따라서, 밀러 사이클은 고과급 및 2단 과급기의 채택이 필요하다.

2단 과급시스템의 고효율을 위해서는 다음과 같은 여러 인자들이 영향을 미치며 엔진의 성능에 영향을 미친다.

- 과급공기압력(charge air pressure)

: 설계 시 요구되는 실린더의 출력과 최고압력에 도달하기 위해서 과급공기의 압력이 일정수준으로 공급되어야 한다. 과급공기압력의 결정을 위해서는 배기밸브의 닫힘 시기를 함께 고려해야 한다. 과급공기압력이 상승하여 배기밸브 닫힘 시기를 지연하면 압축압력이 유지되고 유효압축비의 감소로 압축온도가 감소하여 NO_x 감소에 효과적이다.

- 과급시스템의 효율(turbocharging system efficiency)

: 과급효율은 엔진의 배기가스 팽창에너지로부터 전달된 에너지가 엔진의 입구 압력으로 전환되는가를 의미한다. 같은 배기가스에너지로 고과급을 실현하면 고효율을 얻을 수 있다.

- 터빈 유동 특성(turbine flow characteristics)

: 배기가스의 압축성은 터빈을 통과한 배기가스의 유동에 저항을 일으키며 이는 유동 손실로 이어진다. 저속엔진에서 축류터빈(axial turbine)의 유동 특성은 터빈효율에 큰 영향을 주지 않는다.

- Waste gate rate

: 고부하에서 압축공기 혹은 배기가스의 바이패스(by-pass)를 통해 과급시스템의 매칭점이 부분부하로 이동할 수 있다. 2단 과급시스템에서 엔진에서 요구하는 이상의 압력은 고압단 혹은 저압단의 바이패스를 통해 조절할 수 있다.

- 중간냉각(intercooling temperature)

: 2단 과급시스템에서 중간냉각은 전체 과급 시스템의 효율을 높일 수 있는 아주 중요한 요소이다. 냉각 온도를 더 낮게 하면 과급기의 효율을 더 높아질 수 있다. 중간냉각의 제한 요소는 냉각수의 온도와 고압 압축기에 영향을 미치는 응축수이다. 압축공기중의 수분이 응축되는 온도를 고려해야 한다.

- 전체 압력비의 배분(partition of overall pressure ratio of the compressors)

: 압력비의 배분은 과급시스템의 최적화와 관계되며 중간냉각의 온도에 영향을 받는다.

본장에서는 2단 과급시스템을 이론적으로 검토하였다. 3장에서 검토된 이상 사이클과 2단 과급시스템을 연결하여 밀러 사이클에 2단 과급을 적용한 결과에 대하여 고찰한다. 또한, 성능예측프로그램과 2단 과급시스템을 연결하고 2단 과급이 적용된 밀러 사이클의 효과에 대하여 시뮬레이션 결과를 고찰한다.

4.2 2행정 기관의 2단 과급 적용에 대한 이론적 고찰

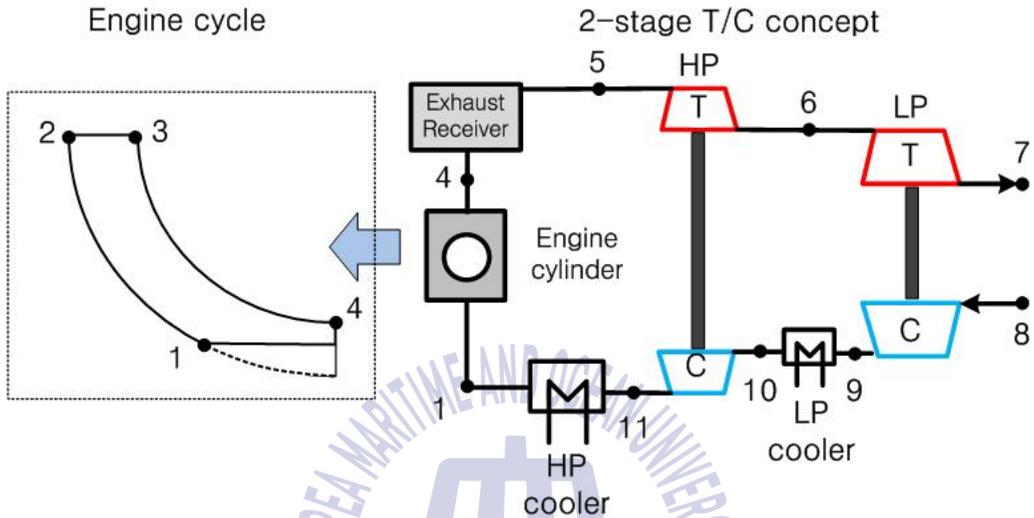


Fig. 4.1 Schematic concept of two-stage T/C system for two-stroke cycle engine

Fig. 4.1은 2행정 기관의 2단 과급시스템의 개략도와 2행정 기관의 사이클을 나타내고 있다. 2단 과급의 구성은 저압단과 고압단의 터빈과 압축기로 구성되고 압축기와 엔진사이에는 각각의 냉각기가 구성된다. 엔진출구에는 배기가스리시버가 있어 정압과급의 형태를 나타낸다. 디젤 사이클로부터 밀러 사이클을 실현하기 위해서는 점1의 압축시작의 압력이 높아야 한다.

Fig. 4.2는 2행정 이상 밀러 사이클의 배기과정과 2단 과급기의 압축과정을 보여주고 있다. 이상 사이클에서 배기과정의 시작은 배기밸브 열림(θ_{EVO})시점인 점4에서 시작한다. 점4로부터 배출된 배기가스는 대기 중으로 방출되면서 터빈에 일을 하게 된다. a선은 점4로부터 대기압까지 터빈의 등엔트러피 팽창을 선을 의미한다.

블로우다운(blow-down) 에너지는 배기가스의 엔탈피를 증가시키게 되고 이로부터 증가된 배기 에너지는 터빈에 의해 b선을 따라 팽창하게 된다. 배기가스의

팽창으로부터 얻어진 고압터빈과 저압터빈의 동력을 이용하여 저압압축기와 고압압축기가 구동된다. 점8의 대기압 상태의 공기는 저압 압축기에서 압축된 후 점9의 중간 냉각기를 통과하면서 공기의 밀도는 높아진다. 고압 압축기에서 한번 더 압축된 공기(점11)는 고압축 냉각기를 거쳐 이상 밀러 사이클의 시작점인 점1로 공급된다.

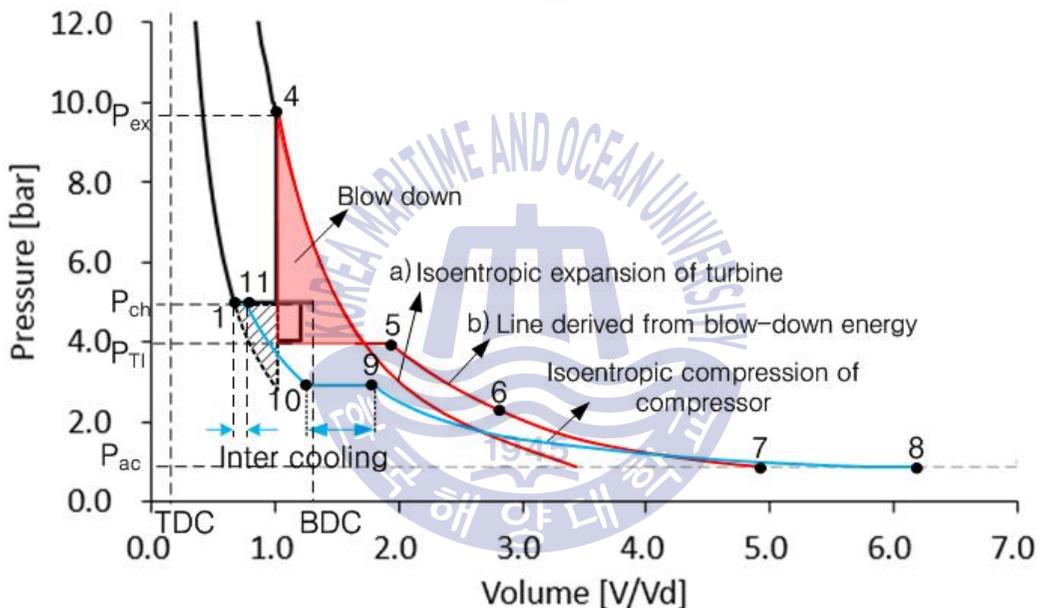


Fig. 4.2 P-V diagram of 2-stage T/C system for two-stroke cycle engine

Fig. 4.1에서 엔진 사이클에 대한 각 점(1-4)의 상태를 나타내는 식은 제3장의 식(3.1) ~ 식(3.8)을 참조한다.

엔진으로부터 배출된 배기가스는 터빈 입구까지 압력은 $P_{T1} = P_5$ 까지 감소하게 되고 온도 $T_{T1} = T_5$ 는 식(4.1)과 같이 유도된다[61]. 여기서 $T_4 = T_{ex}$ 이고 $P_5 = P_{ex}$ 이다.

$$T_5 = T_4 \left(\frac{1}{\kappa_g} + \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \frac{P_5}{P_4} \right) \quad (4.1)$$

고압터빈의 실제동력(W_{taHP})은 점5와 점6의 가스 상태에 의해 식(4.2)와 같이 구해질 수 있으며 이때의 기계효율(η_m)은 1로 가정한다.

$$\begin{aligned} W_{taHP} &= \eta_{tHP} m_g C_{pg} (T_5 - T_6) \\ &= \eta_{tHP} m_g C_{pg} T_5 \left(1 - \frac{T_6}{T_5}\right) \\ &= \eta_{tHP} m_g C_{pg} T_5 \left(1 - \pi_{tHP}^{\frac{1-\kappa_g}{\kappa_g}}\right) \end{aligned} \quad (4.2)$$

저압터빈의 실제동력(W_{taLP})은 점6과 점7의 상태에 의해 식(4.3)과 같이 표현된다.

$$W_{taLP} = \eta_{tLP} m_g C_{pg} T_6 \left(1 - \pi_{tLP}^{\frac{1-\kappa_g}{\kappa_g}}\right) \quad (4.3)$$

T_6 를 T_5 에 대해 정리하면 식(4.4)와 같이 표현된다.

$$T_6 = T_5 \left\{ 1 - \eta_{tHP} \left(1 - \pi_{tHP}^{\frac{1-\kappa_g}{\kappa_g}}\right) \right\} \quad (4.4)$$

여기서, κ_g : 배기가스의 비열비, η_t : 터빈효율, π_t : 터빈 팽창비를 의미한다.

$m_g C_{pg} T_5$ 는 X_t 로 $\eta_{tLP}(1 - \pi_{tLP}^{\frac{1-\kappa_g}{\kappa_g}})$ 와 $\eta_{tHP}(1 - \pi_{tHP}^{\frac{1-\kappa_g}{\kappa_g}})$ 는 각각 A_{tLP} 와 A_{tHP} 로 치환하여 정리하면 저압터빈(W_{taLP})과 고압터빈(W_{taHP})은 식(4.5)와 식(4.6)과 같이 표현된다.

$$W_{taLP} = X_t A_{tLP} (1 - A_{tHP}) \quad (4.5)$$

$$W_{taHP} = X_t A_{tHP} \quad (4.6)$$

저압압축기와 고압압축기의 실제 동력(W_{caLP} , W_{caHP})은 식(4.7)과 식(4.10)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} W_{caLP} &= \frac{1}{\eta_{cLP}} m_a C_{pa} (T_9 - T_8) \\ &= \frac{1}{\eta_{cLP}} m_a C_{pa} T_8 \left(\pi_{cLP}^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right) \end{aligned} \quad (4.7)$$

저압압축기 등엔트리피 효율식에 의해 T_9 을 T_8 에 관한 식으로 정리하면 식(4.8)과 같이 된다.

$$\eta_{cLP} = \frac{\frac{\kappa_a - 1}{\pi_{cLP}^{\kappa_a}} - 1}{\frac{T_9}{T_8} - 1}$$

$$T_9 = T_8 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{cLP}} \left(\pi_{cLP}^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right) \right\} \quad (4.8)$$

압축기를 통과한 공기(T_9)는 중간냉각기를 통과하여 냉각기의 온도효율(η_{cool})과 냉각수온도($\eta_{ref.}$)에 의해 T_{10} 으로 냉각된다.

$$T_{10} = T_9(1 - \eta_{cool}) + \eta_{cool} T_{ref.} \quad (4.9)$$

$$W_{caHP} = \frac{1}{\eta_{cHP}} m_a C_{pa} T_{10} \left(\pi_{cHP}^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right) \quad (4.10)$$

고압압축기의 등엔트로피 효율에 관한 식에 의해 T_{11} 을 T_{10} 에 관한 식으로 정리하면 식(4.11)과 같다.

$$\eta_{cHP} = \frac{\frac{\kappa_a - 1}{\pi_{cHP}^{\kappa_a}} - 1}{\frac{T_{11}}{T_{10}} - 1}$$

$$T_{11} = T_{10} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{cHP}} \left(\pi_{cHP}^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right) \right\} \quad (4.11)$$

실린더 입구 온도 T_1 을 냉각기 온도효율과 냉매의 온도에 의해 T_{11} 에 관한 식으로 정리하면 (4.12)와 같다.

$$T_1 = T_{11}(1 - \eta_{cool}) + \eta_{cool} T_{ref.} \quad (4.12)$$

여기서, κ_a : 이상공기의 비열비, η_c : 압축기 효율, π_c : 압축기 압력비를 나타낸다.

식(4.7), 식(4.8), 식(4.10), 식(4.11)에서 각 항에 공통으로 표현되어 있는 $\frac{\pi_{cLP}^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} - 1}{\eta_{cLP}}$

$= B_{cLP}$ 와 $\frac{\pi_{cHP}^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} - 1}{\eta_{cHP}} = B_{cHP}$ 로 치환하고, $m_a \cdot C_{pa} \cdot T_8 = X_C$ 로 치환하면

고압압축기의 동력은 식(4.12)와 같이 표현된다.

$$W_{caHP} = X_C \left\{ (1 + B_{cLP})(1 - \eta_{cool}) + \eta_{cool} \frac{T_{ref.}}{T_8} \right\} B_{cHP} \quad (4.12)$$

압축기와 터빈에 대한 동력일의 평형식을 치환문자로 정리하면 식(4.13)과 식(4.14)와 같이 표현된다.

$$X_c B_{cLP} = X_t A_{tLP} (1 - A_{tHP}) \quad (4.13)$$

$$X_c B_{cHP} \left\{ (1 + B_{cLP})(1 - \eta_{cool}) + \eta_{cool} \frac{T_{ref.}}{T_8} \right\} = X_t A_{tHP} \quad (4.14)$$

식(4.13)과 식(4.14)을 저압 압축기와 고압 압축기의 압력비에 관한 식으로 정리하면 식(4.15)와 식(4.16)과 같이 표현된다.

$$\pi_{cLP} = \left[\frac{\eta_{cLP} X_t A_{tLP} (1 - A_{tHP})}{X_c} + 1 \right]^{\frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1}} \quad (4.15)$$

$$\pi_{cHP} = \left[\frac{\eta_{cHP} X_t A_{tHP}}{X_c \left\{ (1 + B_{cLP})(1 - \eta_{cool}) + \eta_{cool} \frac{T_{ref.}}{T_8} \right\}} + 1 \right]^{\frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1}} \quad (4.16)$$



4.3 이상 사이클의 2단 과급 적용

Fig. 4.3은 2단 과급을 적용한 이상 사이클의 매칭과정을 보여주고 있다. 1단 과급 시스템으로부터 얻어질 수 있는 배기가스가 상태(점4)를 유도하여 2단 과급 시스템을 통해 최대 압력비를 도출하는 과정이다.

이상 디젤 사이클의 압축시작점에서의 상태인 P_1, T_1, m_{air} 를 가정한다. 이상 사이클로부터 배기과정이 시작되는 시점의 점4(P_4, T_4, m_{gas})를 유도한다. 블로우다운(blow-down) 에너지를 감안하여 터빈입구상태를 계산한다. 1단 과급시스템을 통해 얻어질 수 있는 최대 압력비를 계산한다.

1단 과급시스템에서 얻어진 최대압력비의 조건으로 이상 디젤 사이클을 통해 새로운 배기가스 출구조건(P_4, T_4, m_{gas})을 계산한다. 위와 같은 방법으로 터빈입구상태를 계산한다. 디젤 사이클로부터 2단 과급시스템을 적용하여 얻어질 수 있는 최대 압력비를 찾는다.

찾아진 2단 과급시스템의 최대 압력이 1단 과급을 통해 달성한 디젤 사이클의 압축선상의 압력이 일치하는 점을 찾고 그 때의 위치를 다시 압축시작점으로 하여 밀러 사이클을 계산한다. 밀러 사이클의 배기과정의 시작점(P_4', T_4', m_{gas}')를 계산한다. 엔진 입구 압력과 온도가 같아질 때까지 순환 반복 계산하여 얻어진 압축비가 2단 과급을 적용하여 얻어질 수 있는 최대 압축비이다.

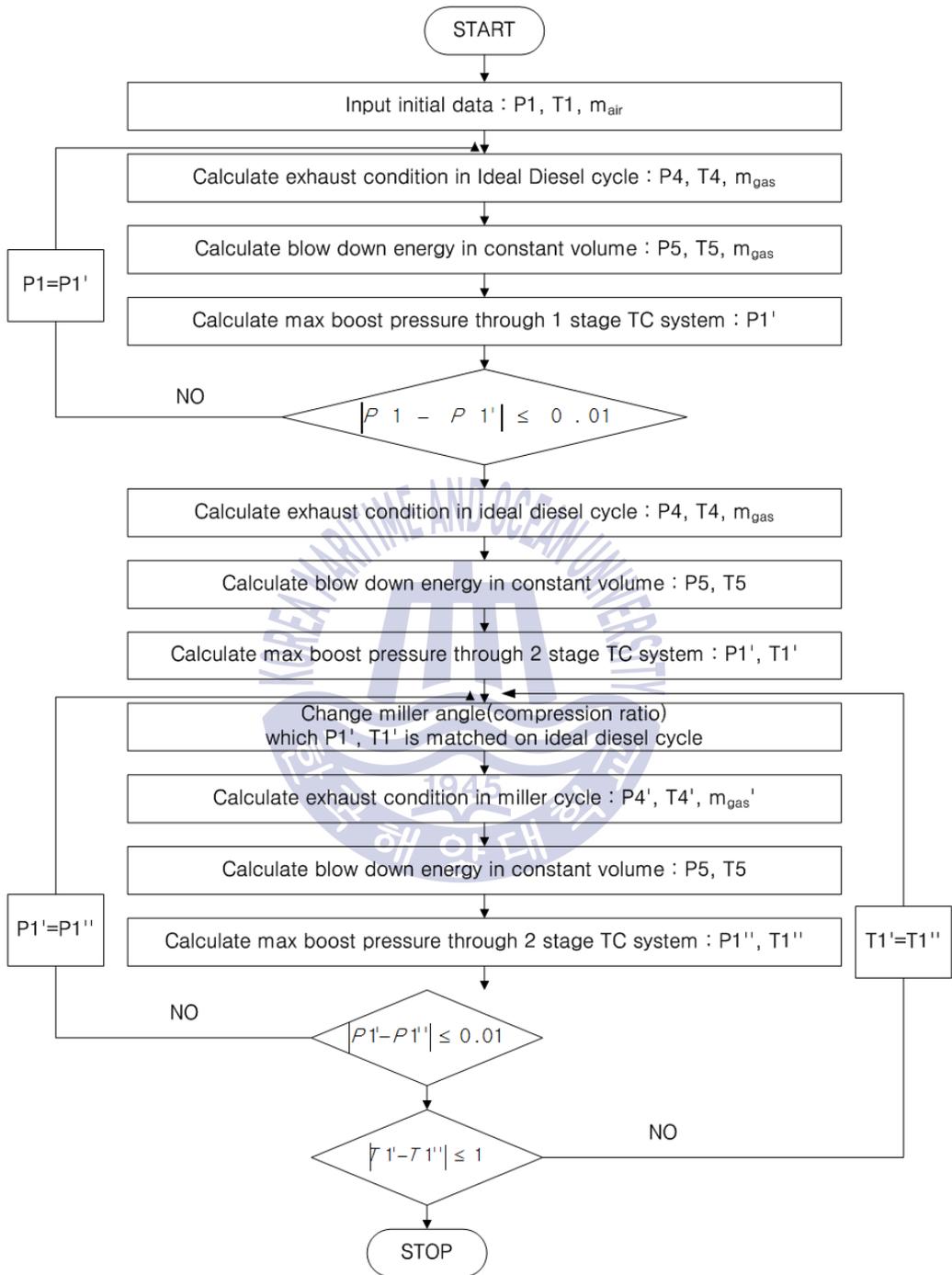


Fig. 4.3 Flow chart for calculation of Miller cycle adopted 2-stage T/C

Fig. 4.4는 이상 밀러 사이클의 차단비(β)에 따라 2단 과급 시스템을 통해 달성할 수 있는 최대 압력비를 나타내고 있다. 저압측 압력비와 고압측 압력비가 같은 π_{LP}/π_{HP} 가 1인 지점에서 2단 과급시스템의 최대 압력비가 달성된다. 이상 사이클에서 차단비는 사이클에 유입된 열량의 정도를 표현한다. 차단비가 증가할수록 2단 과급에 의해 달성될 수 있는 최대 압력비 또한 증가한다.

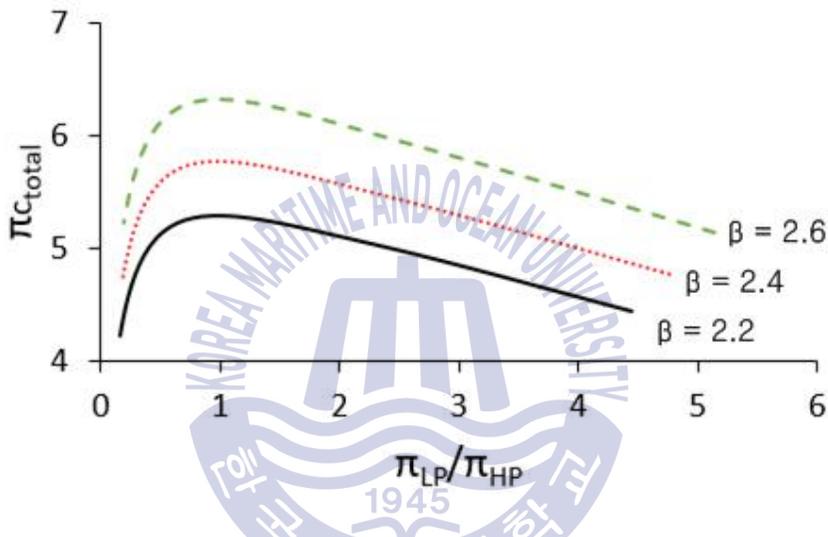


Fig. 4.4 Achievable maximum pressure ratio by cut-off ratio according to 2-stage T/C in ideal Miller cycle

Fig. 4.5는 이상 밀러 사이클에서 2단 과급을 적용 시 비열비에 따라 달성할 수 있는 최대 압력비를 나타내고 있다. 비열비가 작아질수록 달성할 수 있는 압력비가 증가하게 된다. 비열비($\kappa = C_p/C_v$)가 작아지는 것은 정적비열(C_v)이 정압비열(C_p)에 비해 상대적으로 커짐을 의미하며 이는 연소 시 내부에너지를 증가시키는데 사용된다. 따라서 높아진 온도는 배기가스 상태의 온도를 높이게 된다. 이는 터빈 입구 온도를 높이게 되고 결과적으로 터빈에 유입되는 열량을 증가시키기 때문에 터빈 동력을 높이게 된다. 이는 압축기의 동력 증가로 이어지기 때문에 압력비를 높일 수 있다.

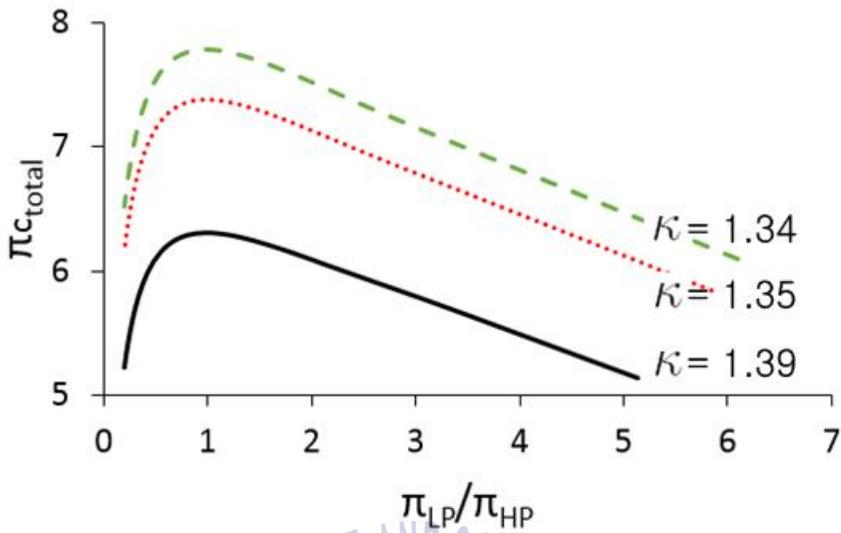


Fig. 4.5 Achievable maximum pressure ratio by specific heat ratio according to 2-stage T/C in ideal Miller cycle

Fig. 4.6은 2단 과급을 적용한 밀러 사이클의 달성 가능한 밀러각도에 대한 그림이다. 압축시기와 배기열량이 빠져나가는 부분의 이해를 돕기 위하여 압력이 낮은 영역을 확대하여 표시하였다. 파란색 점선의 이상 사이클은 1단 과급시스템에 의해 달성될 수 있는 디젤 사이클이다. 그림에서 Miller cycle 1, 2, 3는 Fig. 4.3의 순서에 따라 2단 과급을 적용하여 달성된 밀러 사이클을 나타낸다. 밀러 사이클에서 Pch - Pti의 차이가 클수록 과급기 효율이 높은 것을 알 수 있다. 디젤 사이클의 배기조건으로부터 과급기 효율이 증가할수록 달성할 수 있는 압축비는 감소된다. 즉, 달성할 수 있는 밀러각도는 더욱 커지게 됨을 의미한다. 압축비의 감소는 T_{max} 의 감소로 이어져 NO_x 감소의 효과를 얻을 수 있다.

Fig. 4.7은 Fig. 4.6과 같은 경우에서의 압력이 높은 부분을 확대하여 표시한 것이다. 과급기 효율이 증가할수록 P_{max} 또한 증가하고 있음을 알 수 있다.

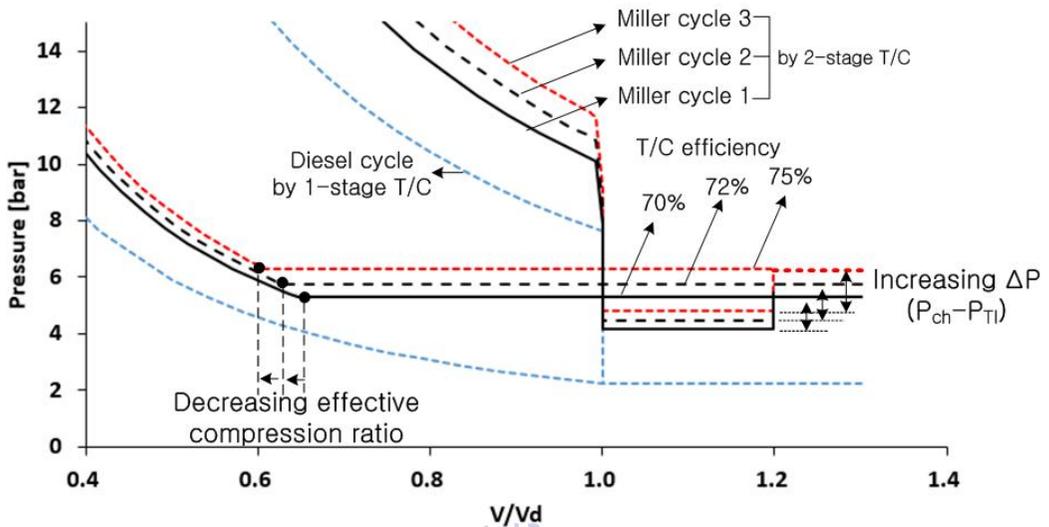


Fig. 4.6 P-V diagram for adoptable Miller cycle by 2-stage T/C from diesel cycle by 1-stage T/C

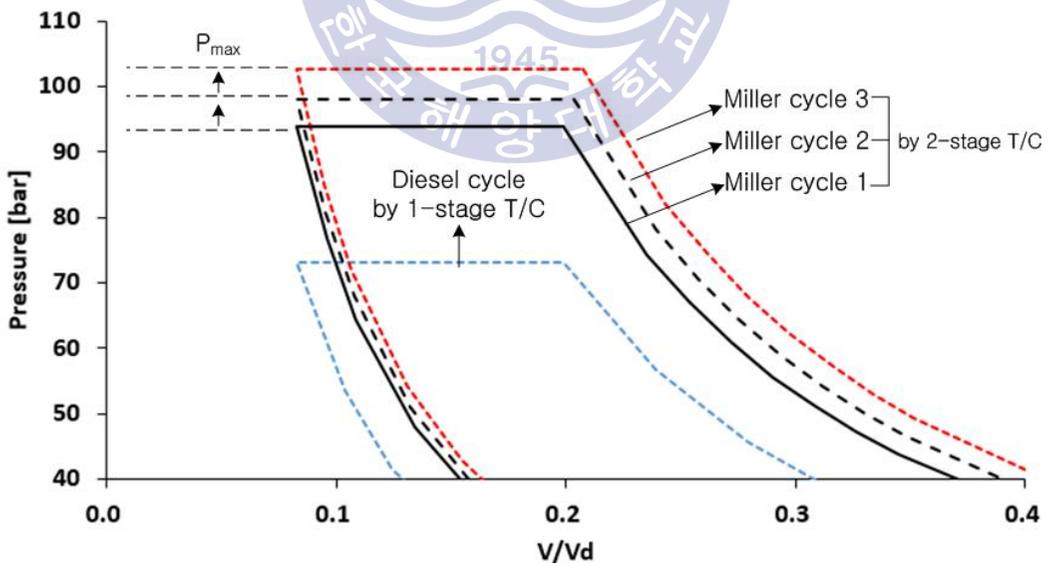


Fig. 4.7 P-V diagram in higher pressure area from diesel cycle by 1-stage T/C and Miller cycle by 2-stage T/C

Table 4.4는 Fig. 4.6과 Fig. 4.7에 대한 결과를 정리한 것이다. 디젤 사이클과 밀러 사이클에 대한 압력과 온도에 대한 수치를 비교하고 있다. 1단 과급을 적용한 디젤 사이클의 과급압력은 2.2 bar이며 2단 과급을 적용한 밀러 사이클 1, 2, 3는 각각 5.3 bar, 5.7 bar, 6.3 bar로 더 높은 것을 알 수 있다. P_{max} 역시 2단 과급을 적용하여 약 30 bar 더 높아질 수 있다. 이는 출력의 상승으로 이어진다. T_{max} 는 반대로 디젤 사이클이 1938 K으로 가장 높으며 밀러 사이클은 디젤 사이클 보다 낮음을 알 수 있다. 이는 밀러 사이클에서 압축비의 압축비가 감소하여 압축압력(T_{com})가 낮아졌기 때문이다. 밀러 사이클과의 비교는 과급기 효율이 증가할수록 P_{max} 와 T_{max} 가 같이 높아지고 있음을 알 수 있다. 또한, 과급기 효율이 높을수록 밀러 사이클에서 실현할 수 있는 압축비의 감소가 큰 것을 알 수 있다.

Table 4.1 Comparison of cycle output between Diesel and Miller cycle

Item	β	ε_e	ε_c	η_{TC}	P_{di}	P_{TI}	P_{max}	T_{com}	T_{max}
unit				%	bar	bar	bar	K	K
Diesel cycle	2.2	14.4	14.4	65	2.2	1.9	73.2	807	1938
Miller cycle 1	2.2	14.4	10.2	70	5.3	4.1	93.8	691	1692
Miller cycle 2	2.4	14.4	8.9	72	5.7	4.4	98.0	697	1707
Miller cycle 3	2.6	14.4	7.5	75	6.3	4.8	102.6	705	1726

4.4 2단 과급을 적용한 밀러 사이클의 시뮬레이션 결과

본 연구에서 이용하는 시뮬레이션 프로그램은 과급기 자체의 성능을 예측하는 목적이 아닌 엔진 사이클의 성능예측을 목적으로 한다. 따라서, 과급기의 입·출구 상태를 이용하여 과급기의 종합효율을 계산할 수 있도록 하였다.

본 절에서는 엔진 성능예측 프로그램을 통해 도출된 배기리시버의 상태로부터 2단 과급 시스템을 구성하여 달성할 수 있는 최대 압력비를 계산하고 다시 성능 예측프로그램에 입력하는 방식으로 밀러 사이클에 2단 과급을 적용하였다. 상세한 순서는 Fig. 4.8에 나타내었다.



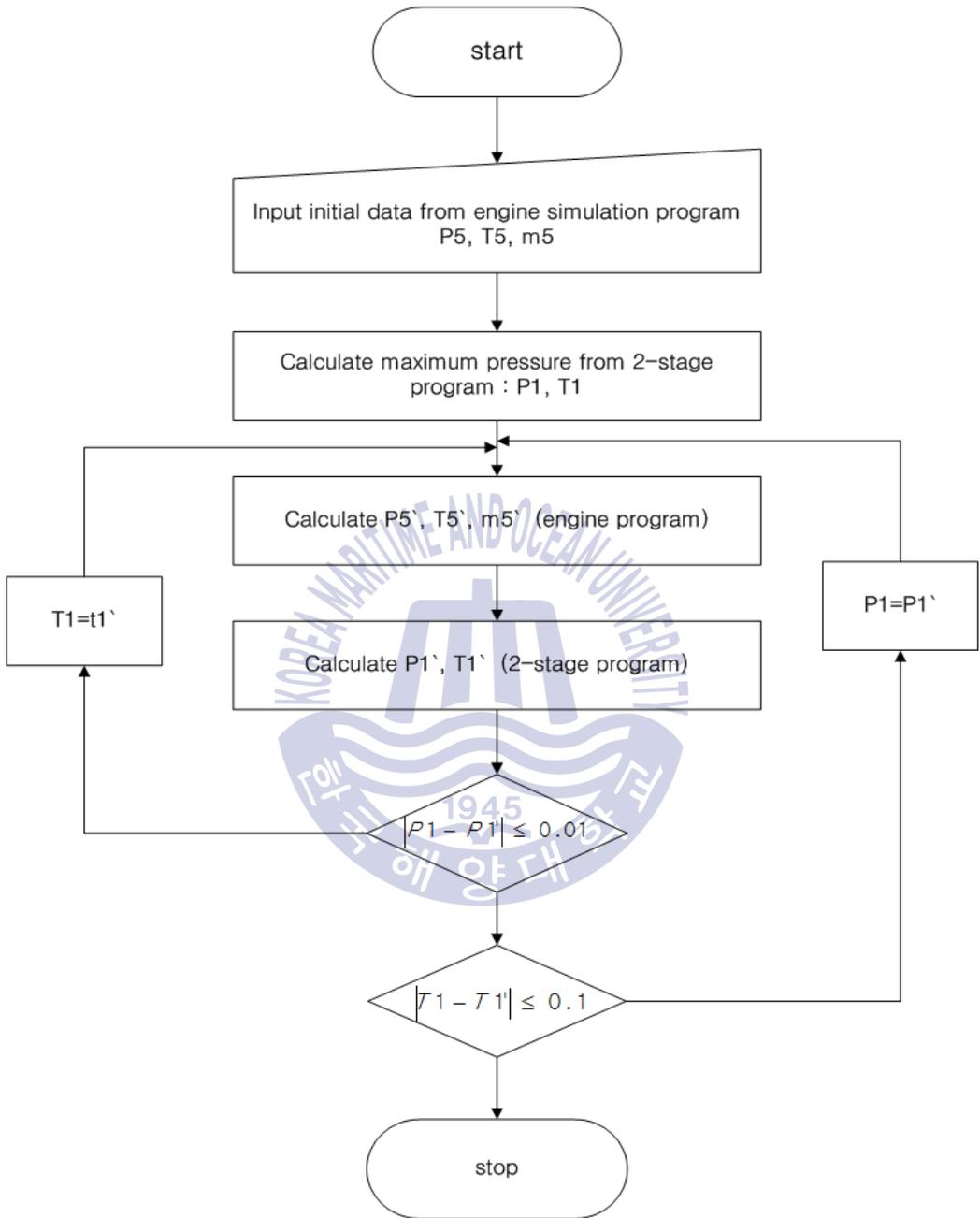


Fig. 4.8 Flow chart to adopt 2-stage T/C

Fig. 4.9는 1단 과급이 적용된 밀러 사이클의 배기리시버의 출구조건을 이용하여 2단 과급 시스템에서 달성 가능한 압력비를 계산하여 성능예측프로그램에서 도출된 결과에 대한 P-V선도의 압력이 낮은 부분을 나타내고 있다. 비교를 위해 디젤 사이클과 밀러 사이클을 함께 나타내었으며 밀러 사이클은 밀러각도가 MA44, MA49인 경우를 나타내었다.

디젤 사이클에서 과급압력을 높여 밀러 사이클을 실현하였다. MA44인 경우의 P-V 선도에서 2단 과급을 적용한 P-V선도를 비교하면 과급압력은 2.5 bar에서 3.0 bar로 높아진 것을 알 수 있다. 또한, P_{max} 가 2단 과급의 적용으로 높아진 것을 알 수 있다. 이는 출력의 상승으로 이어져 밀러 사이클의 효과를 더욱 크게 할 수 있다.

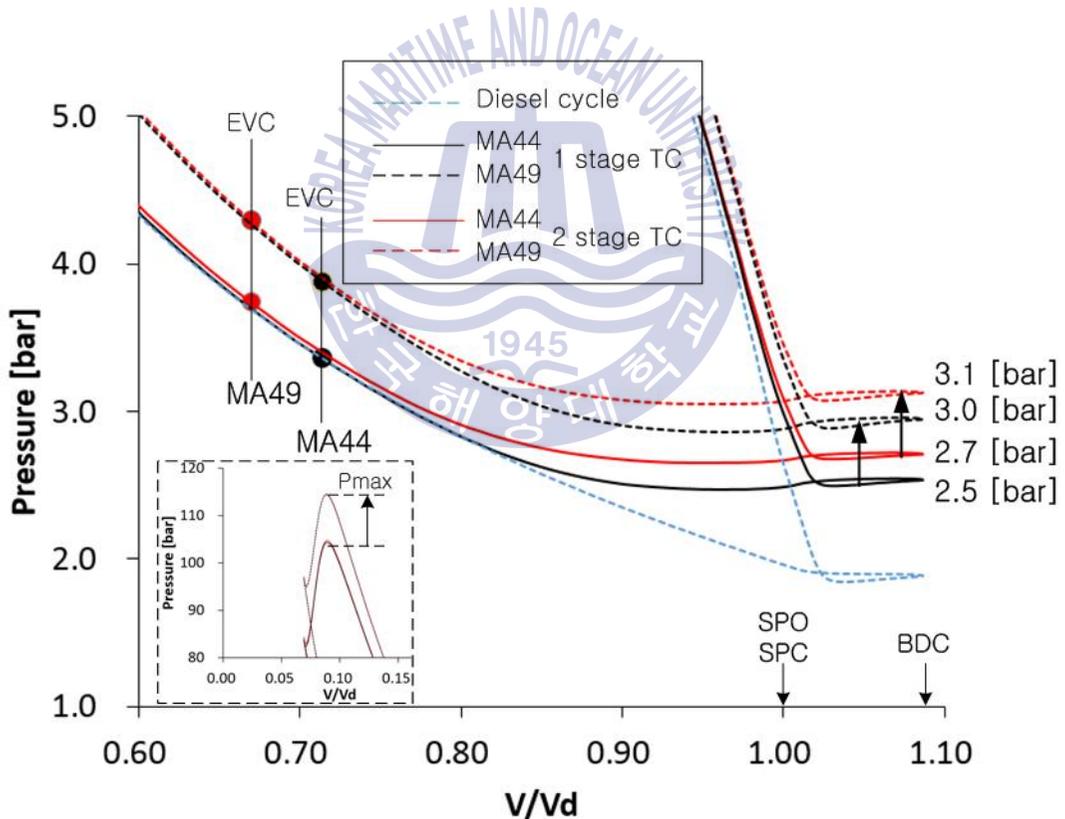


Fig. 4.9 P-V diagram of Miller cycle with 2-stage T/C

Fig. 4.10은 디젤 사이클에서 배기밸브의 닫힘 각도를 지연시켜 얻은 각기 다른 밀러각도에서 실현된 밀러 사이클의 P_{mi} 에 대한 결과이다. 파란색 점선(Δ)은 1단 과급을 적용한 여러 밀러각도에서 얻은 결과이고 빨간색 점선(\circ)은 2단 과급을 통해 얻어진 결과이다. 1단 과급을 통해 얻을 수 있는 과급기 최대 효율은 약 65%이며 이 효율을 달성할 수 있다는 가정 하에 얻어진 결과이다. 과급기 효율이 65%인 각각의 밀러각도에서 2단 과급을 적용하여 과급압력을 높이면 과급기효율은 약 72%가 달성되며 이 때의 P_{mi} 는 1단 과급의 경우보다 모두 증가하는 것을 알 수 있다.

디젤 사이클에서 밀러각도가 증가할수록 P_{mi} 가 증가하다가 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 밀러 사이클에 대한 최적의 조건이 존재함을 알 수 있다.

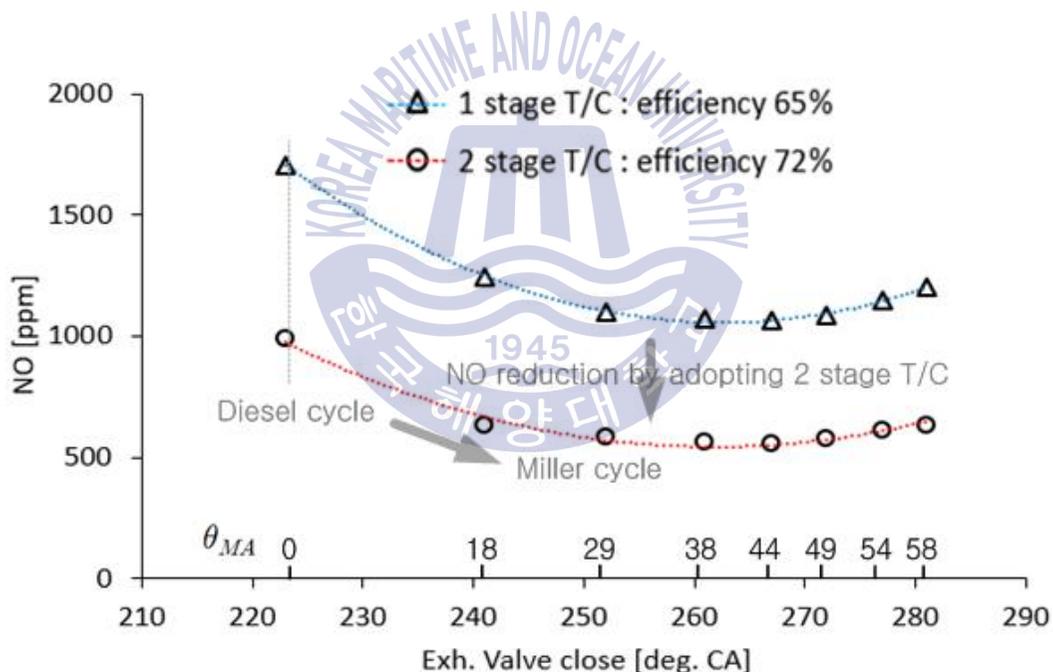


Fig 4.10 The results of P_{mi} from Miller cycle with 1 stage T/C and 2 stage T/C at 60% load

Fig. 4.11은 Fig. 4.10의 경우와 동일한 케이스에서의 NO에 대한 결과이다. 1단 과급의 과급기를 적용한 경우에서 2단 과급을 적용하여 모든 밀러각도에서 NO의 감소효과를 얻을 수 있다. 밀러각도가 커질수록 NO는 감소하다 점차 감소의 정도가 둔화되는 것을 알 수 있다. 1단 과급을 적용한 경우에는 어느 정도의 밀러각도에서 NO가 증가하고 있다. 이를 통해서 NO감소 효과를 얻기 위해 밀러각도는 계속 지연시킬 수 없으며 최적의 조건이 존재함을 알 수 있다. 2단 과급의 적용과 과급기 효율의 증가로 최적 조건은 달라질 수 있다.

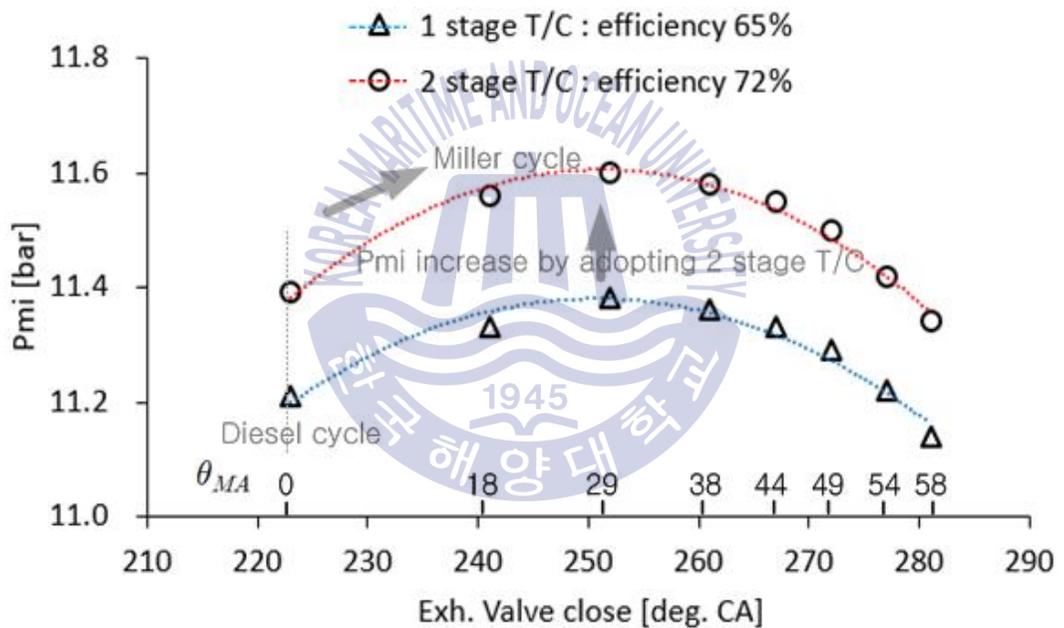


Fig. 4.11 The results of NO from Miller cycle with 1 stage T/C and 2 stage T/C at 60% load

4.5 요약

본 장에서는 밀러 사이클에 2단 과급을 적용에 대하여 검토하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 이상 사이클에 2단 과급을 적용하였다. 이상 사이클의 차단비는 실제 사이클에서 유입된 열량을 의미하고 비열비는 실제 사이클에서 단열 정도를 나타낸다. 차단비와 비열비에 의해 달성할 수 있는 최대 압력비는 달라진다.
- 2) 2단 과급과 함께 밀러 사이클을 적용하면 고과급이 가능하기 때문에 높아진 과급 압력만큼 유효 압축비를 더욱 감소시킬 수 있다. 이는 NO_x 생성에 관계하는 최고 연소 온도를 더욱 낮출 수 있으며, 동시에 높은 과급압력에 의해 최고 폭발압력을 높일 수 있다.
- 3) 과급기 효율이 65%인 1단 과급을 적용한 밀러 사이클의 배기가스 에너지 조건에서 2단 과급을 적용하면 72%의 과급기 효율을 달성할 수 있다. 이는 밀러 사이클의 P_{mi} 를 높이고 NO를 감소시킬 수 있다.
- 4) P_{mi} 증가와 NO의 감소를 위해선 고과급 고효율 과급기가 중요하며 최적의 밀러각도가 존재한다.

제 5 장 밀러 사이클 효과의 향상

5.1 개요

본장에서는 과급기 효율, 소기의 냉각, 소기과정의 개선의 성능 향상 인자를 이용하여 밀러 사이클의 효과를 향상시킬 수 있는 방안에 대해 고찰한다. Fig. 5.1은 밀러효과(Miller effect)에 대한 정의를 나타낸다. 밀러효과(Miller effect)는 상반관계에 있는 SFOC와 NO_x의 관계를 밀러 사이클을 통해 동시에 감소시킬 수 있는 효과를 의미한다. 밀러효과는 과급기 효율 및 2단 과급을 통한 고과급의 적용, 소기 온도의 영향, 소기과정의 개선을 통해 향상될 수 있다.

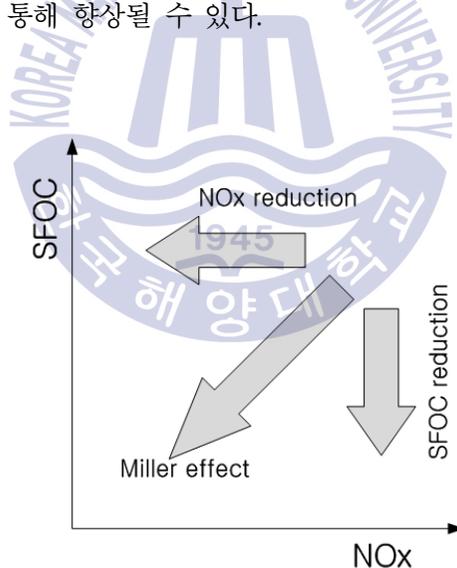


Fig. 5.1 Miller effect

과급기의 효율은 연소가스가 팽창하여 피스톤을 이동시키기 위해 사용되고 남은 배기가스의 에너지를 이용하여 터빈의 동력을 생산하고 그 동력이 압축기로 전달되면서

얼마나 많은 양의 공기를 압축할 수 있는가에 의해 결정된다. 2행정 기관의 밀러 사이클은 배기밸브의 닫힘 시기를 지연시켜 유효압축비를 감소시킴으로써 연소온도를 낮추는 효과를 얻을 수 있다. 감소된 유효압축비를 보상하기 위해선 고과급이 필요하며 여기에는 필연적으로 고효율의 과급기를 적용하여야 한다. 고효율 과급기와 함께 밀러 사이클의 적용으로 NO_x 의 감소와 P_{mi} 의 증가효과를 얻을 수 있다.

연소온도가 200K 낮아지면 NO_x 는 1/10로 감소한다[14]. 밀러 사이클을 통해 유효압축비를 감소시켜 연소온도를 낮출 수 있다. 또한, 냉각을 통해 소기온도($T_{scav.}$)가 낮아지면 연소최고온도(T_{max})를 낮출 수 있다. 실린더에 공급되는 공기의 질량은 소기압력이 높거나 실린더의 행정체적이 큰 경우 그리고 소기 온도가 낮을 경우에 증가한다. 사이클의 압축시작온도가 15K 감소하면 기관의 열효율은 1% 증가하며, 대략 1 g/kW·h의 NO_x 가 감소한다[26][62]. 또한, 문헌에 의하면 소기의 냉각을 통해 약 14%까지 NO_x 의 절감이 가능하다고 보고되고 있다[63]. 최근 엔진 제작사에서는 열효율을 높일 수 있는 방법으로 소기과정 중 냉각기를 통해서 소기의 온도를 가능한 낮게 유지하고 냉각수 온도 설정치를 10°C로 설정할 것을 권고하고 있다[64].

2행정 기관의 소기과정은 가스교환 과정 시 소기가 실린더로 유입되면서 배기가스를 밀어내는 과정이다. 소기과정에서는 연소 후 배기가스를 제거하고 신선한 공기를 충전하는 과정이 동시에 일어나며, 배기와 소기 매니폴드의 압력차에 의해 소기효율이 좌우된다[65].

과급효율에 따라 실린더의 소기과정에 영향을 미치며, 실린더내로 공급되는 소기가 부족하면 잔류 가스량을 증가시키게 되어 소기효율이 감소된다. 실린더 내에 잔류하는 고온가스의 높은 비열 때문에 압축일이 증가하게 된다. 이것은 실린더의 열부하의 증가와 열효율 감소의 원인이 된다[23][26].

5.2 고효율 과급기(T/C)와 소기 냉각에 의한 밀러효과의 향상

본 절에서는 Table 5.1과 같이 과급기 효율과 소기온도에 따른 밀러 사이클의 효과에 대해 고찰한다. Case 1과 Case 2는 과급기 효율이 65%로 같고 소기온도가 다른 경우이다. Case 1은 소기압력에 따라 소기온도가 변화하는 조건의 경우이고, Case 2는 소기온도가 298K으로 일정한 경우이다. 또한, Case 3과 Case 4는 과급기 효율이 75%로 같고, 소기온도가 다른 경우이다. Case 3은 소기압력에 따라 소기온도가 변화하는 조건이고 Case 4는 소기온도가 298K으로 일정한 경우이다. 소기온도를 298K으로 한 것은 IMO에서는 NO_x technical Code[66]를 통해 NO_x 측정의 검사 조건을 해수온도 25°C로 규정하고 있기 때문이다.

Table 5.1 Various cases for simulation to apply Miller cycle

	T/C efficiency	Scavenge air temperature
Case 1	65%	Variation (311K ~ 321K)
Case 2		Constant (298K)
Case 3	75%	Variation (311K ~ 322K)
Case 4		Constant (298K)

Fig. 5.2와 Fig. 5.3은 Table 5.1에서 보여진 각 Case들의 소기유량과 NO, SFOC의 결과값을 보여주고 있다. 여기서 MA $\circ\circ$ 은 밀러각도(Miller angle)를 의미하며 배기밸브가 닫히는 크랭크 각도와 소기포트가 닫히는 크랭크 각도의 차로 정의하였다[59]. 즉, MA00은 디젤 사이클을 의미하며 MA58은 디젤 사이클에서 배기밸브의 닫힘 시기(θ_{EVC})가 소기포트가 닫히는 시기(θ_{SPC})보다 58 deg.CA 지연되어 있음을 의미한다.

Fig. 5.2에서 소기의 유량은 같은 밀러각도에서 소기온도가 낮을수록 과급기 효율이 높을수록 증가함을 알 수 있다. 그리고 모든 Case에서 밀러각도가 커질수록 소기유량이 증가하다 감소하고 있다. 소기유량이 최대가 되는 밀러각도는 과급기 효율이

증가할수록 커지고 있다.

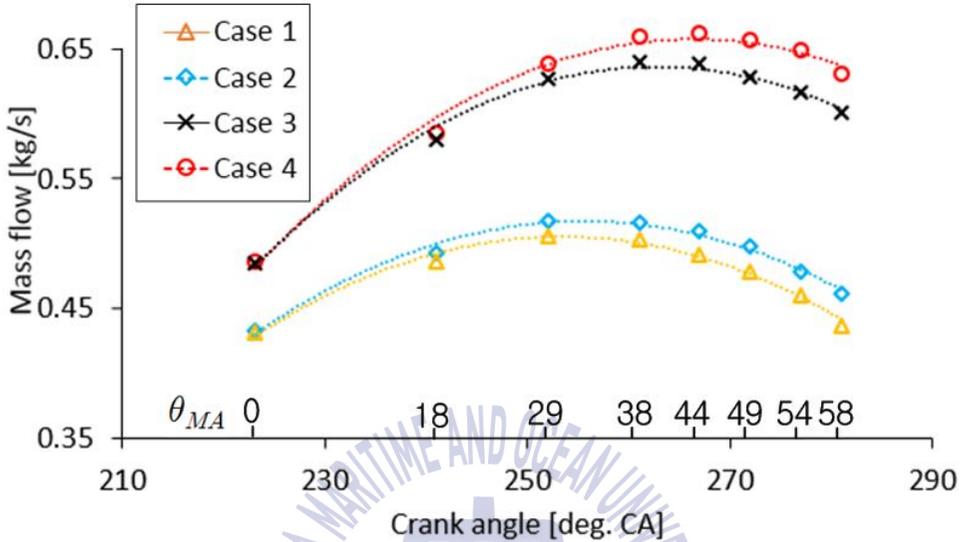


Fig. 5.2 Mass flow according to scav. air temp. and T/C efficiency at 60% load[63]

Fig. 5.3에서 Case 1과 Case 2를 비교하면 과급기 효율이 동일한 조건에서 소기온도가 298K으로 낮을 때 즉, Case 2의 경우가 밀러효과가 더 큰 것을 알 수 있다. Case 2와 Case 4의 비교는 소기온도를 동일하게 하였을 때 과급기효율의 증가에 따라 밀러의 효과가 크게 향상될 수 있다는 것을 보여준다. 즉, NO와 SFOC가 동시에 감소하는 밀러효과는 소기의 냉각과 과급기 효율에 의해 더욱 향상될 수 있음을 보여준다.

Fig. 5.3에서 MA00는 디젤 사이클이고 밀러각도가 클수록 배기밸브의 닫힘 시기(θ_{EVC})가 지연된다. 모든 케이스에서 디젤 사이클인 MA00로부터 밀러각도가 커질수록 NO와 SFOC가 감소하다 일정 밀러각도에서 다시 증가하는 것을 알 수 있다. 과급기 효율이 65%인 Case 1과 2에서는 MA29에서 SFOC가 증가하고 MA38에서 NO가 증가함을 보인다. 과급기 효율 75%인 Case 3과 4는 MA38에서 SFOC가 증가하고 MA49까지 NO는 약간 감소하다 유지가 됨을 알 수 있다. 그림에서 밀러효과가 최대로 나타나는 밀러각도가 존재한다는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 5.2의 검토를 통해 최적의 밀러각도는 소기유량이 가장 많을 때이고 이는 과급기 효율에 따라 변화하는 것을 알 수 있다.

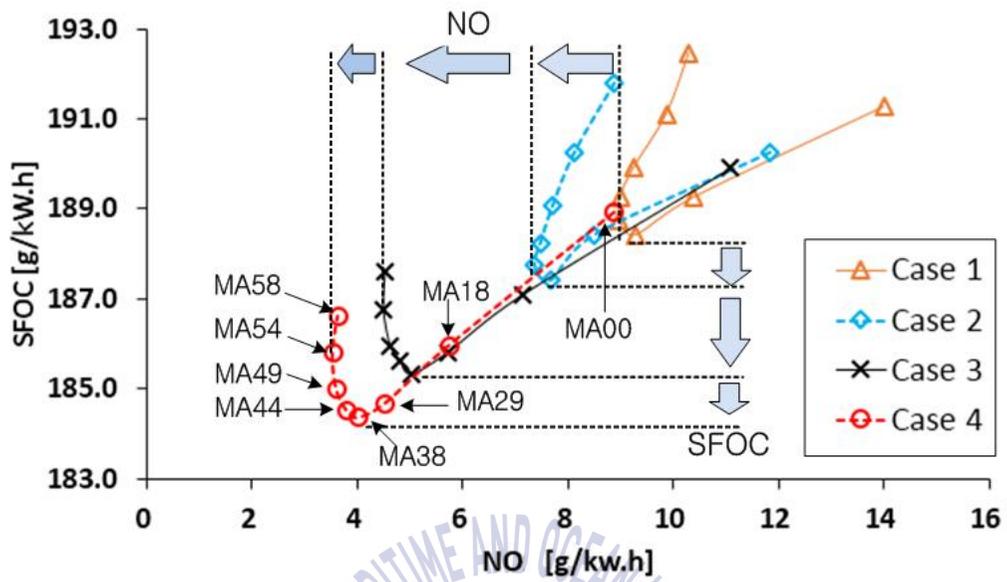
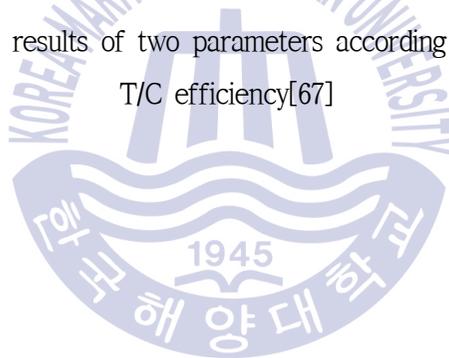


Fig. 5.3 The simulation results of two parameters according to scav. air temp. and T/C efficiency[67]



5.3 가변소기포트 적용에 의한 밀러효과의 향상

5.3.1 가변 소기포트의 개념

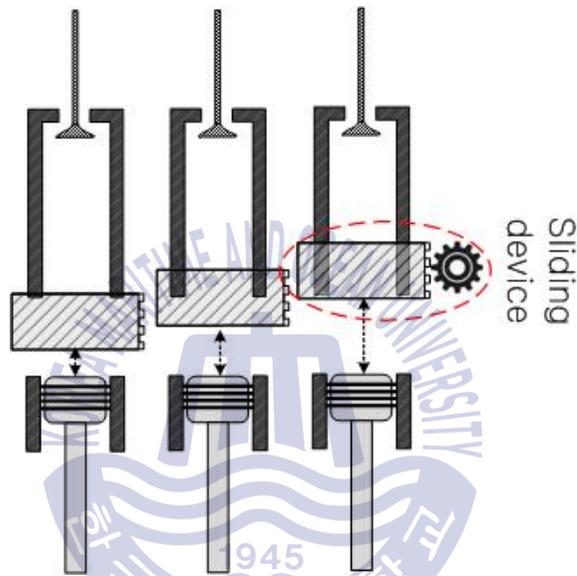


Fig. 5.4 Schematic concept of scavenging air port with sliding device for two-stroke cylinder liner[67]

Fig. 5.4는 2행정 기관의 소기포트에 슬라이딩 기구를 채택하여 소기포트의 유효높이를 가변할 수 있는 개념의 개략도이다. 현재 2행정 기관에 사용되는 소기포트는 포트의 여닫히는 시기가 고정되어 있지만, 슬라이딩 기구를 그림과 같이 적용하면 밸브의 위치에 의해 소기포트의 유효높이를 변경시킬 수 있다. 슬라이딩 기구는 2행정 기관의 VIT(Variable injection timing)기구처럼 부하에 의해 움직이며 포트의 높이를 가변하는 개념이다. 따라서, 피스톤의 움직임처럼 빠른 속도로 움직이지 않고 피스톤이 한 사이클을 움직일 때 고정되어 있기 때문에 기계적인 마모가 크지 않다. 실린더 압력의 저압부인 BDC 근처에서 움직이기 때문에 실린더 압력이 낮아

기밀의 문제가 충분히 해결될 수 있다. 그림과 같이 간단한 기어장치를 통해서 간단하게 슬라이딩 기구를 구현할 수 있다. 슬라이딩 기구의 위치에 의해 포트의 높이가 가변되면 소기과정이 길어지면서 실린더 내의 신선한 공기의 충전이 개선되어 소기효율을 높일 수 있다.

Fig. 5.5는 슬라이딩 기구의 다른 위치에 따른 P-V 선도의 저압부분을 나타낸 것이다. 슬라이딩 기구의 위치가 높아질수록 소기포트의 열림과 닫힘 시기는 BDC로부터 멀어진다. 이는 슬라이딩 기구의 위치에 의해 소기기간이 달라지는 것을 의미하며, 이에 따라 소기과정이 길어지면 그림과 같이 실린더내의 신선한 공기가 충전될 수 있는 소기기간이 길어지면서 소기과정의 소기효율을 개선시킬 수 있다.

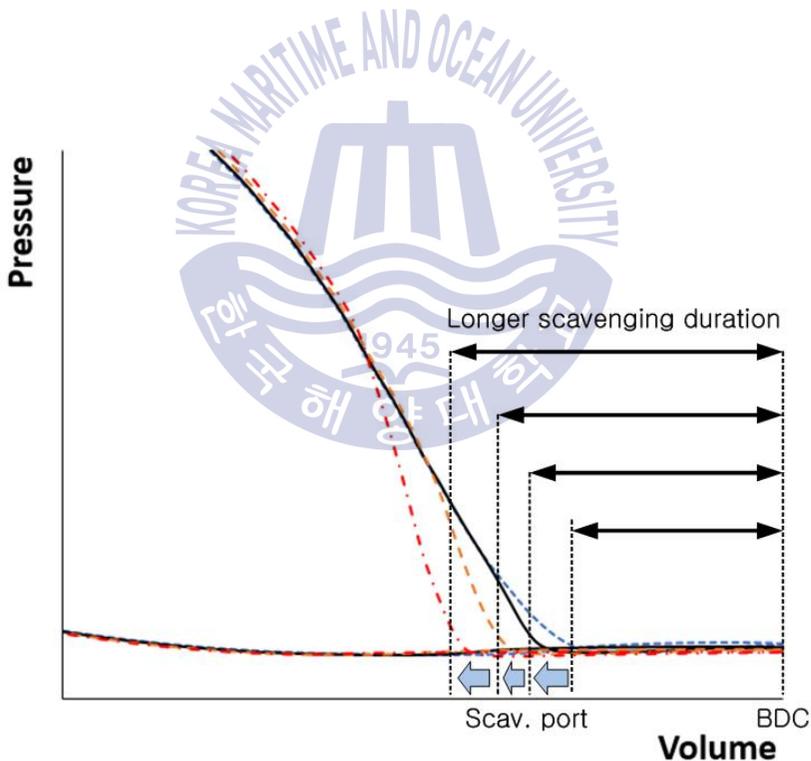


Fig. 5.5 P-V diagram for controllable port of two-stroke engine

5.3.2 가변 소기포트의 적용효과

Fig. 5.6은 슬라이딩 기구를 이용하였을 때 소기 포트의 높이와 포트의 개폐시기(θ_{SPO} , θ_{SPC})를 나타내고 있다. 또한, 배기밸브의 양정(lift)과 개폐시기(θ_{EVO} , θ_{EVC})를 함께 나타내고 있다. 2행정 기관의 소기는 포트가 피스톤의 운동에 의해 개폐가 이루어지기 때문에 포트의 열리고 닫히는 시기는 대칭으로 나타난다. 포트의 높이가 높아질수록 포트의 SPO시기는 빨라지고 SPC시기는 늦어진다. 대상엔진의 포트높이(Reference)로부터 최대 $\pm 50\%$ 까지 포트높이를 증감시켜 얻을 수 있는 결과에 대하여 고찰하였다.

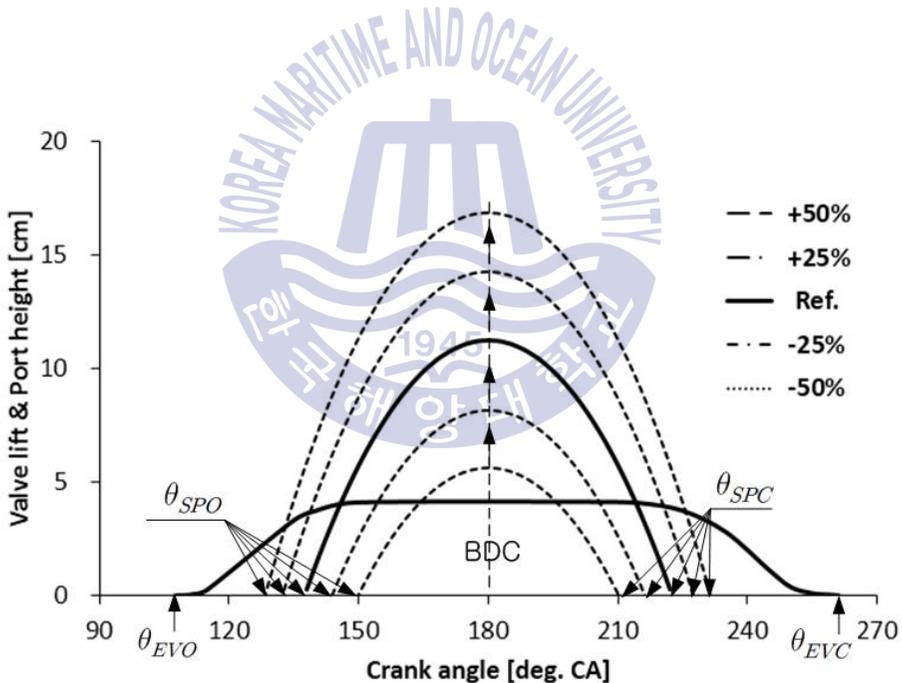


Fig. 5.6 Various port height by sliding device position

Fig. 5.7은 동일한 소기압력에서 소기포트 높이의 증감에 따라 한 사이클 동안 포트를 통과하는 공기의 유량 변화와 그 때의 과급기 효율을 보여주고 있다. 여기서 과급기 효율의 계산결과는 각 포트 높이에서 시뮬레이션 결과를 달성하기 위해 요구되는 값을 의미한다. 포트가 높아질수록 동일한 소기압력에서 유량이 증가하는 것을 알 수 있다. 포트높이의 증가는 소기 기간의 증가로 이어져 소기와 배기가 혼합하는 기간이 길어진다. 이는 배기가스 온도의 저하로 이어져 터빈 동력의 감소 원인이 된다. 따라서, 소기 압력을 유지하기 위해서 고효율의 과급기가 필요하다. 종합하면 공기유량의 증가는 연소 사이클의 공기량을 많게 하여 연소실 압력은 증가된다. 그러나 유효압축비의 감소로 연소온도는 낮아지게 된다. 따라서, 밀러효과의 향상을 꾀할 수 있다.

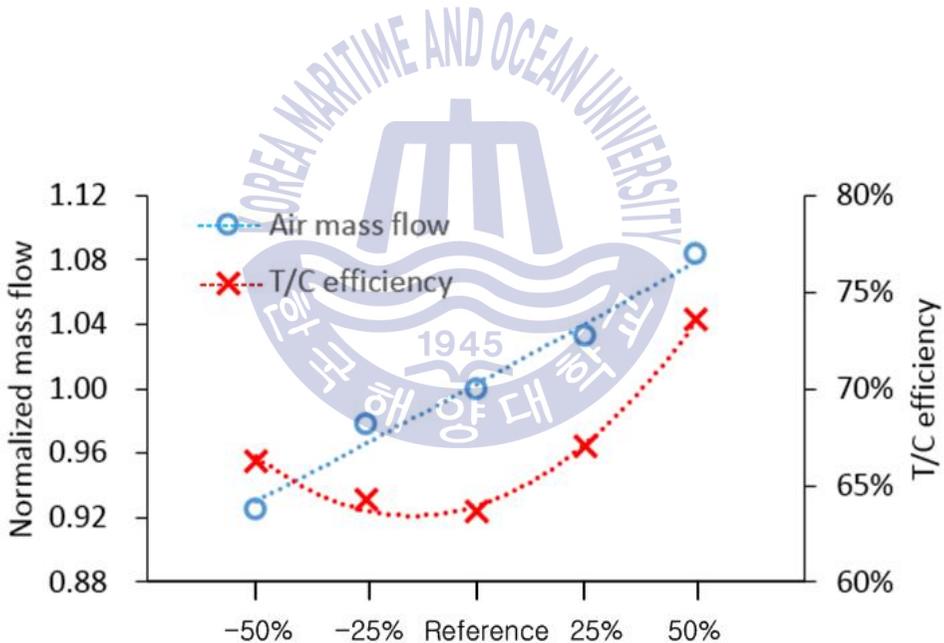


Fig. 5.7 Normalized mass flow of scav. air and required T/C efficiency according to various port height (60% constant load)

Fig. 5.8은 대상기관의 여러 부하에서 포트의 높이를 슬라이딩 기구에 의해 가변시켜 얻은 NO와 SFOC의 시뮬레이션 결과이다. 포트의 높이가 높아질수록 NO와 SFOC가 동시에 감소한다. 100% 부하에서 포트 높이가 증가할수록 NO와 SFOC의 감소가 가장 큰 것을 알 수 있다. -50% 포트대비 +50% 포트높이에서 SFOC는 약 7 g/kW·h, NO는 약 9 g/kW·h이 감소한다. 단, 이는 Fig. 5.7에서 보이는 바와 같이 과급기 효율이 74%인 경우의 결과이다.

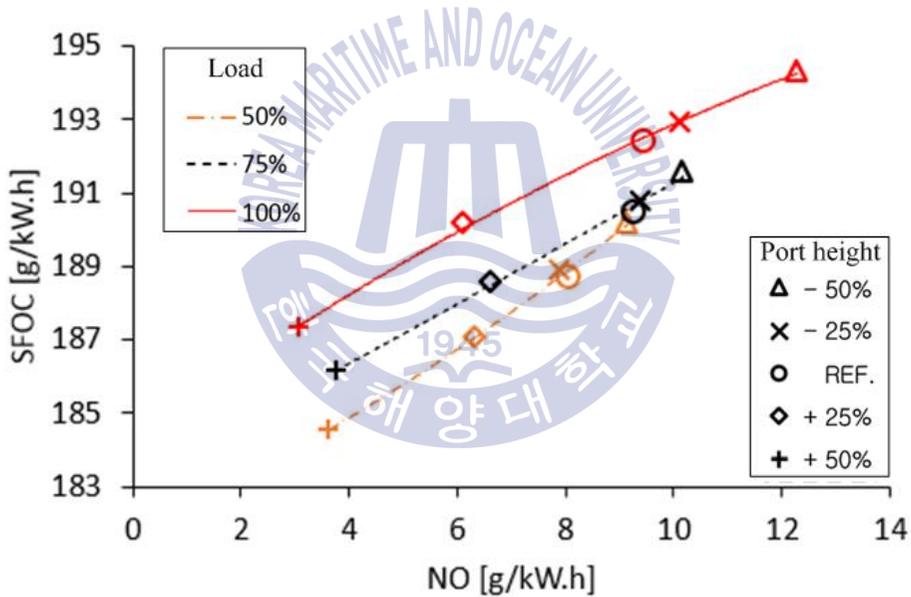


Fig. 5.8 Effect of port height according to various engine load

Fig. 5.9는 Fig. 5.8의 결과에 따라 요구되는 과급기 효율을 보여주고 있다. 포트의 유효높이가 높아질수록 과급기 효율이 증가하여야 한다. 또한, 각 부하에서 포트의 높이가 REF.보다 +50% 증가하였을 때 요구되는 과급기 효율이 가장 높은 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 5.8에서 알 수 있듯이 각 부하에서 포트의 유효 높이가 +50%일 때 SFOC와 NO의 최저치를 나타내며 이때 고효율의 과급기가 요구되는 것을 의미한다.

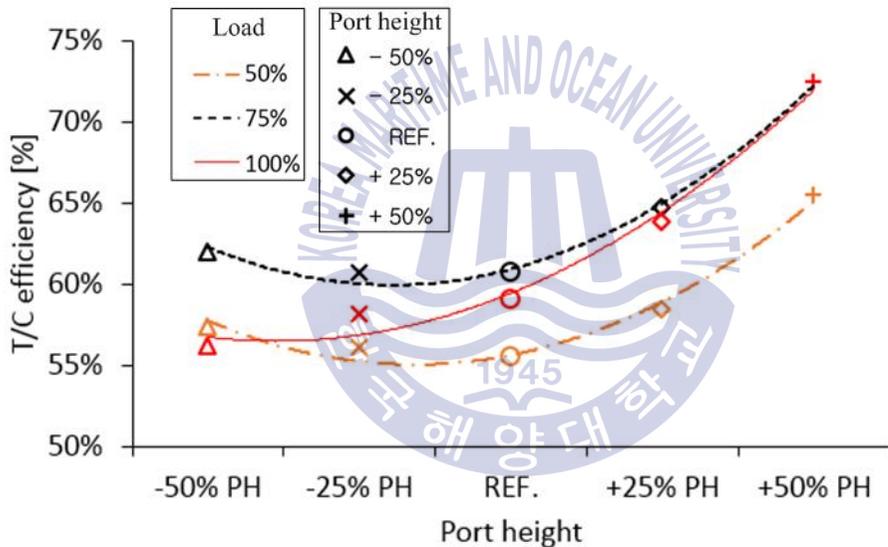


Fig. 5.9 Required T/C efficiency for various port heights at each engine load

5.3.3 가변 소기포트에 의한 밀러효과의 향상

본 절에서는 슬라이딩 기구를 통해 소기포트의 유효높이를 변화시키고 동시에 밀러 사이클을 적용하여 도출된 결과에 대하여 고찰한다. Fig. 5.10은 슬라이딩 기구의 위치에 따른 포트의 여닫히는 시기와 높이 그리고 밸브의 닫힘 시기와 밸브 행정을 함께 표시하고 있다. 전절에서 포트에 의한 소기효율 개선의 효과는 포트의 높이가 증가하였을 때 나타나기 때문에 대상엔진의 포트 높이보다 10%, 25%, 50% 증가시켰을 때 각각 밀러 사이클을 동시에 적용하여 얻어진 SFOC와 NO의 결과값을 고찰한다.

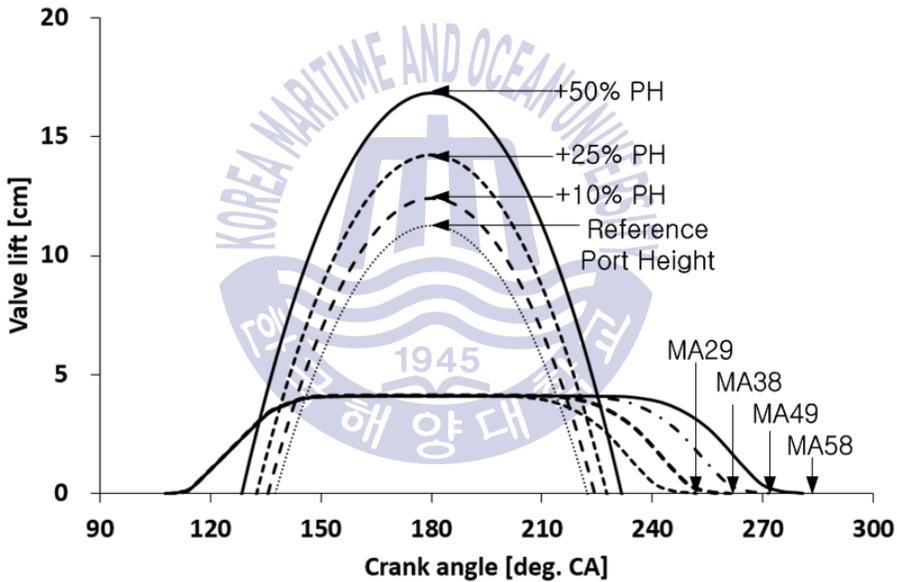


Fig. 5.10 Various port height & valve closing

Fig. 5.11과 Fig. 5.12는 2단 과급을 적용하여 과급기 효율이 75%를 달성할 수 있다는 가정으로 슬라이딩 기구에 의한 포트높이 변화와 밀러 사이클을 동시에 적용하여 얻은 SFOC와 NO에 대한 결과 그래프이다. 대상기관에서 밀러 사이클만 적용한 경우가 A이며, 여기에 밀러효과를 향상시키기 위하여 포트의 높이를 +10%, +25%, +50%로 변경하였다.

Fig. 5.11에서 모든 경우에 밀러각도가 증가함에 따라 SFOC가 감소하다 밀러각도 MA38 이후 증가함을 알 수 있다. 밀러 사이클만 적용한 A보다 밀러 사이클과 가변포트를 동시 적용한 B와 C의 경우에 SFOC는 전체 밀러각도에서 낮게 나타난다. 밀러 사이클과 +50% 포트 높이를 적용한 D의 경우 SFOC는 밀러각도가 증가할수록 가변포트를 적용하지 않은 A보다 높아진다.

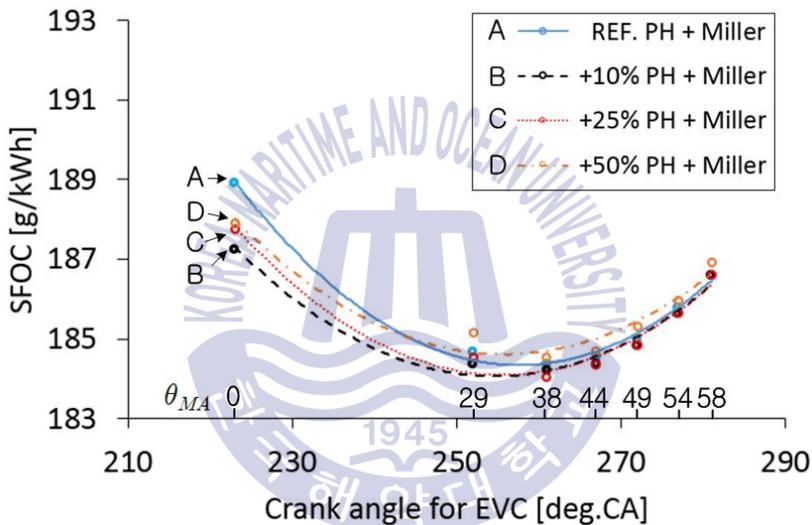


Fig. 5.11 The results of SFOC to apply Miller cycle with various port height

Fig. 5.12에서 모든 경우에 밀러각도가 증가함에 따라 NO는 감소하고 있다. 밀러각도가 낮을 때 가변포트를 적용한 B, C, D의 경우 밀러 사이클만 적용한 A 경우보다 NO감소가 크다. 하지만, 밀러각도가 증가할수록 NO의 감소는 A 경우와 비슷하다. 하지만, +50% 포트 높이가 적용된 D 경우 NO의 발생은 A보다 높은 것을 알 수 있다.

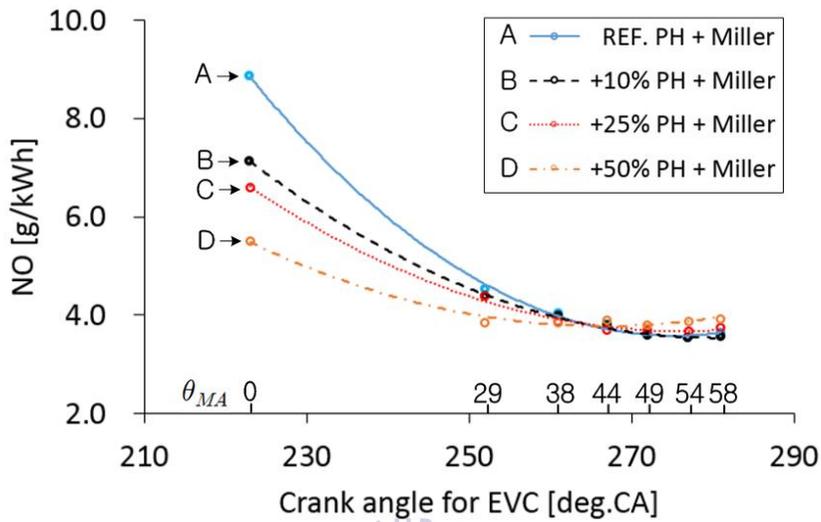


Fig. 5.12 The results of NO to apply Miller cycle with various port height

Fig. 5.11과 Fig. 5.12의 결과를 종합하면, 밀러 사이클에 가변포트를 적용하면 밀러효과에 영향을 미치는 것으로 판단된다. 하지만, 포트의 높이가 너무 높으면 SFOC는 도리어 악화되는 경향을 보이고 NO는 포트 높이가 증가할수록 악화되지 않지만 그 효과는 줄어든다. 따라서, 가변포트를 이용하면 밀러효과를 향상시킬 수 있는 것으로 판단된다.

5.4 가변포트를 이용한 고펡창 효과

5.3절의 검토를 통해 가변포트의 높이 증가에 의해 소기효율을 개선시키고 밀러효과를 향상시킬 수 있다는 것을 확인하였다. 본 절에서는 가변포트의 높이를 감소시켜 얻을 수 있는 효과에 대하여 고찰한다.

슬라이딩 기구에 의해 소기포트의 길이가 짧아지면 소기의 충전시간이 짧아져 소기효율이 감소된다. 과급기의 고효율 달성은 가변포트의 높이를 낮게 하여도 소기효율을 높일 수 있게 만든다. 가변포트의 길이가 짧아지면 팽창행정 길이와 Atkinson 사이클과 같이 고펡창의 실현을 가능하게 한다. Sulzer Technology Review에 따르면 전통적인 1단 과급의 터보차저 역시 소기효율은 상당히 높은 수준이며 고크율의 과급기의 적용은 연료소모율을 $1 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ 감소시킬 수 있다고 보고한다. 하지만, 배기온도가 $25^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$ 감소되어 터빈 에너지를 감소시키게 된다. 소기포트를 낮게 하고 고크율의 터보차저를 사용하면 유효팽창행정이 길어져 배기가스온도의 큰 감소 없이(약 12°C 감소) $3 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ 의 연료소모율 감소가 가능하다고 보고하고 있다[68].

Fig. 5.13은 가변포트를 적용하여 포트의 높이를 낮게 한 경우에 팽창행정의 증가로 얻을 수 있는 이득(gain)에 대해 보여주고 있다. 사이클의 열효율을 높이기 위해서는 유효팽창행정을 가능한 길게 하여야 한다. 극단적으로 팽창 행정 시에는 소기 포트가 열리지 않고 압축 행정 시에만 포트가 열리게 되면 팽창을 BDC까지 최대로 할 수 있다. 하지만 포트는 열림과 닫힘이 대칭적으로 이루어지기 때문에 포트의 높이를 무한정 낮게 할 수 없으며 이는 소기기간을 단축시켜 소기효율을 낮추게 된다. 2단 과급을 통한 고크율 과급기를 적용하면 포트의 높이를 낮추어 팽창행정을 길게 하여도 소기효율을 유지할 수 있다. 이는 사이클을 효율을 높일 수 있게 한다.

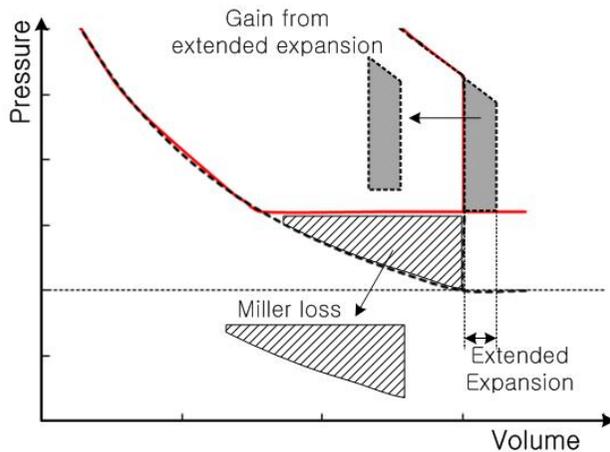


Fig. 5.13 Gain for expansion work from extended stroke

Fig. 5.14는 배기밸브 열림시기를 지연시켰을 때의 열림시기를 크랭크 각도로 표시한 것이다. 그림에서 배기밸브 닫힘 시기(θ_{EVC})를 고정하고 θ_{EVO} 시기를 점차 지연시켜 소기포트가 열리기 직전까지 밸브를 지연시키고 있다. 소기포트가 열리는 시기의 크랭크 각도는 137 deg.CA 이며, 닫히는 시기는 223 deg.CA이다. 배기밸브의 닫힘시기를 EVO 110부터 EVO 130까지 지연시켜 얻은 결과에 대하여 고찰한다.

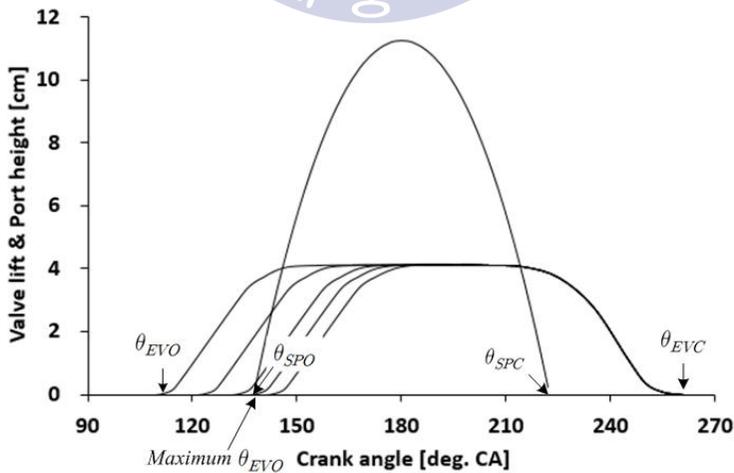


Fig. 5.14 Crank angle position for timing of exhaust valve open

Fig. 5.15는 θ_{EVO} 를 지연시켜 얻은 실제 사이클의 P-V선도이다. θ_{EVO} 시기가 지연될수록 팽창행정이 길어져 음영면적만큼의 팽창일이 커지는 것을 알 수 있다.

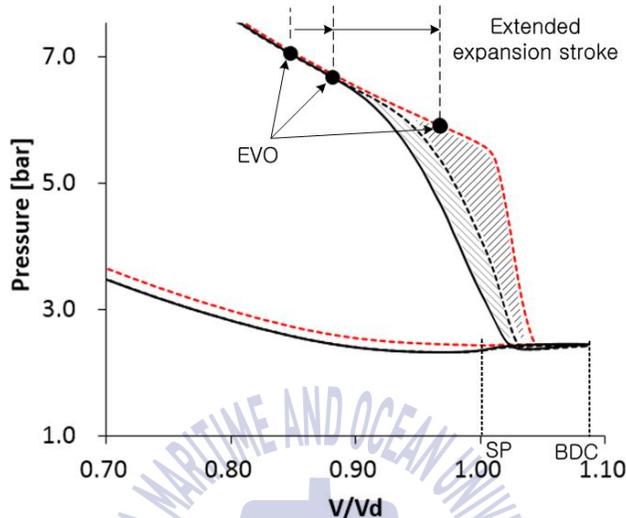


Fig. 5.15 P-V diagram when the timing of exhaust valve open is retarded

Fig. 5.16은 배기밸브 열림시기를 지연시킴으로써 얻을 수 있는 SFOC 감소에 대한 효과를 나타내고 있다. 비교를 위하여 1단 과급을 적용하여 달성할 수 있는 65% 과급기 효율의 경우와 2단 과급을 적용하여 달성할 수 있는 75% 과급기 효율의 경우를 나타내고 있다. θ_{EVO} 가 지연될수록 SFOC는 감소하다 θ_{EVO} 가 더 지연되면 SFOC는 도리어 증가하고 있다. 과급기 효율이 65%일 때 REF.에서 EVO120까지 SFOC는 1.1 g/kW·h 감소하고 있다. 과급기 효율이 75%일 때 REF. 에서 EVO125까지 SFOC는 1.6 g/kW·h 감소하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5.17은 Fig. 5.16과 같은 경우의 배기밸브열림시기 지연에 따른 NO발생의 결과이다. θ_{EVO} 시기가 지연될수록 NO는 약간 증가되고 있고 θ_{EVO} 가 더욱 지연되면 NO의 발생을 급격히 증가함을 알 수 있다.

θ_{EVO} 지연에 따른 밀러효과는 SFOC가 감소하는 방향으로 나타나며 NO의 감소효과는 없는 것으로 확인되었다. SFOC의 감소효과는 과급기 효율이 높을수록 더욱 큰 것을 알

수 있다.

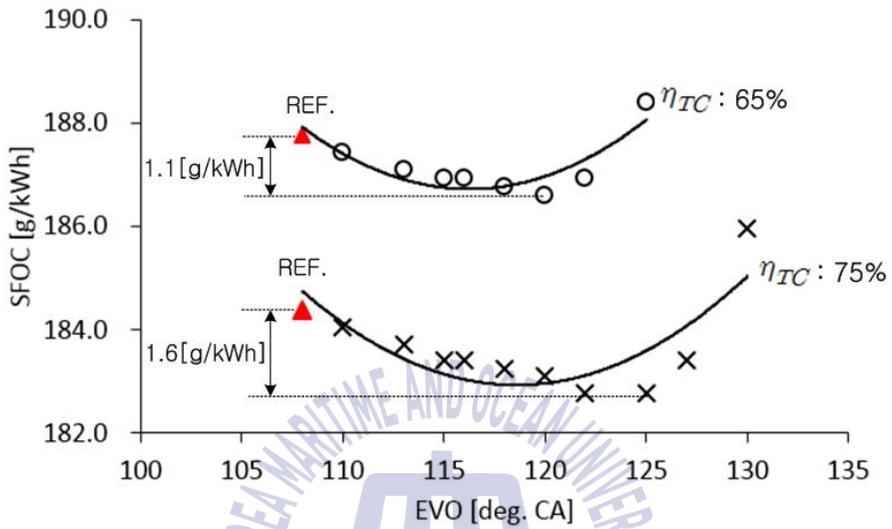


Fig. 5.16 The results of SFOC for retarded θ_{EVO}

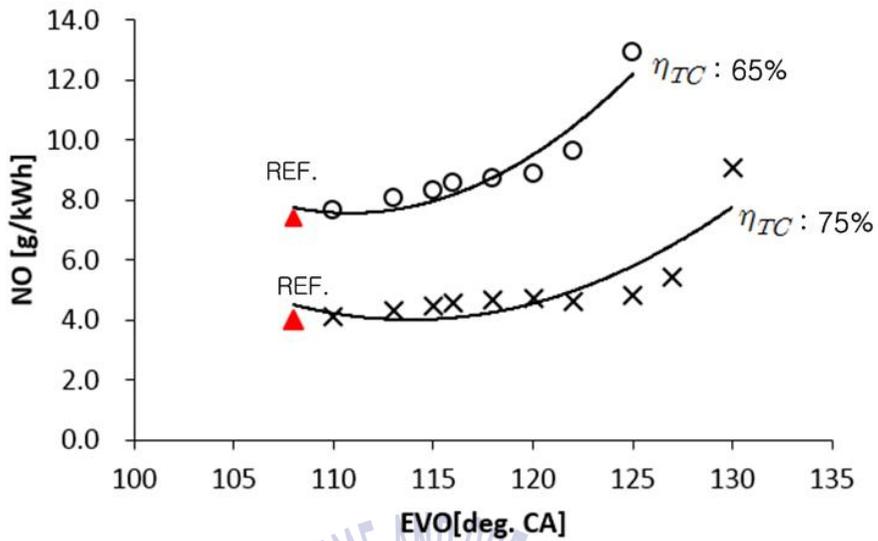


Fig. 5.17 The results of NO for retarded θ_{EVO}

Fig. 5.18은 θ_{EVO} 시기 지연에 의한 효과를 극대화하기 위해 소기포트의 높이를 가변시켜 밸브열림 시기를 EVO140까지 더욱 지연시켰다. 포트의 높이는 Ref.로부터 -25%, -50% 감소시키고 동시에 θ_{EVO} 시기를 Ref.의 θ_{SPO} 시기보다 더욱 지연시켜 얻어진 결과에 대해 고찰한다.

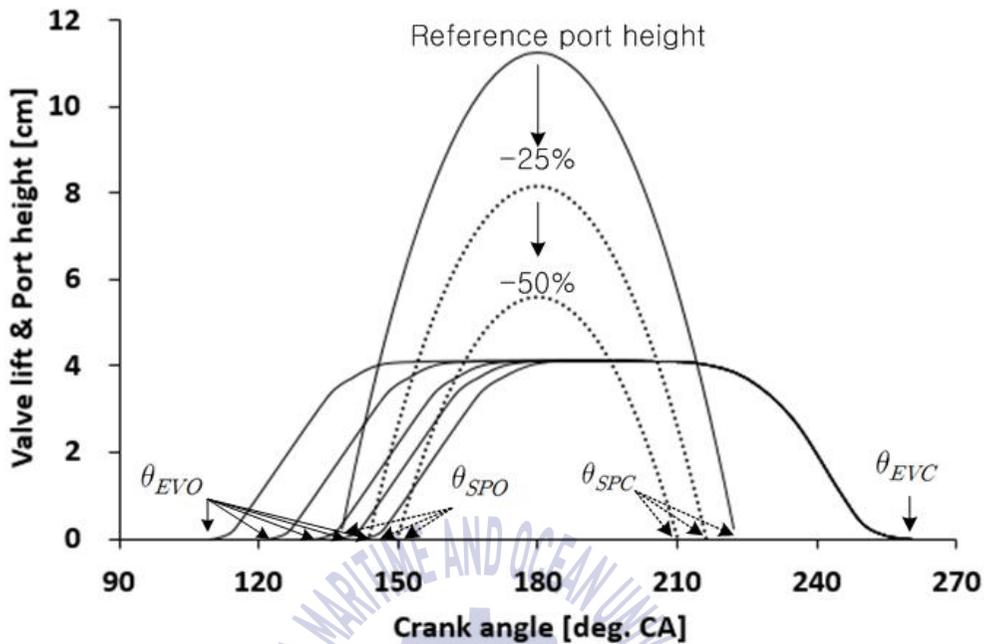


Fig. 5.18 Various θ_{EVO} & θ_{SPO}

Fig. 5.19는 Fig. 5.18과 같이 가변소기포트를 적용하여 θ_{EVO} 지연시기를 더욱 지연시켜 얻은 SFOC에 대한 결과이다. A의 경우는 가변포트를 적용하여 포트의 높이를 -50% 감소 시킨 후 밸브의 열림시기를 지연시켰으며, B의 경우는 -25% 포트 높이를 감소시켜 밸브의 열림시기를 지연시켰다.

A의 경우 SFOC의 감소는 없으며 Ref. 보다 SFOC가 약간 더 높게 나타나고 있다. B의 경우 EVO130까지 SFOC는 1.3 g/kW·h의 감소하고 있다. 이 후 가파르게 SFOC는 증가한다.

Fig. 5.20은 NO에 대한 결과를 보여주고 있다. A와 B의 경우 모두다 Ref.의 경우보다 NO가 증가하고 있다.

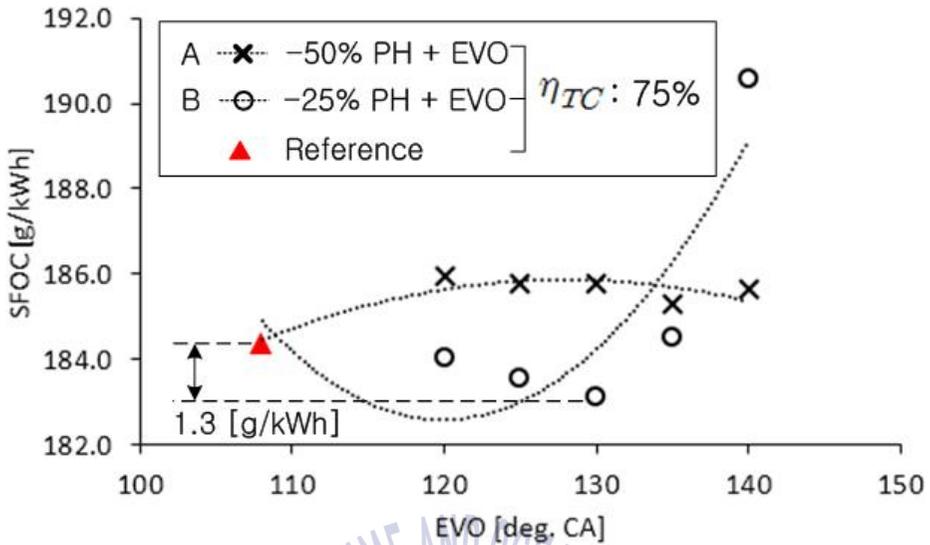


Fig. 5.19 The results of SFOC for retarded θ_{EVO} with sliding device

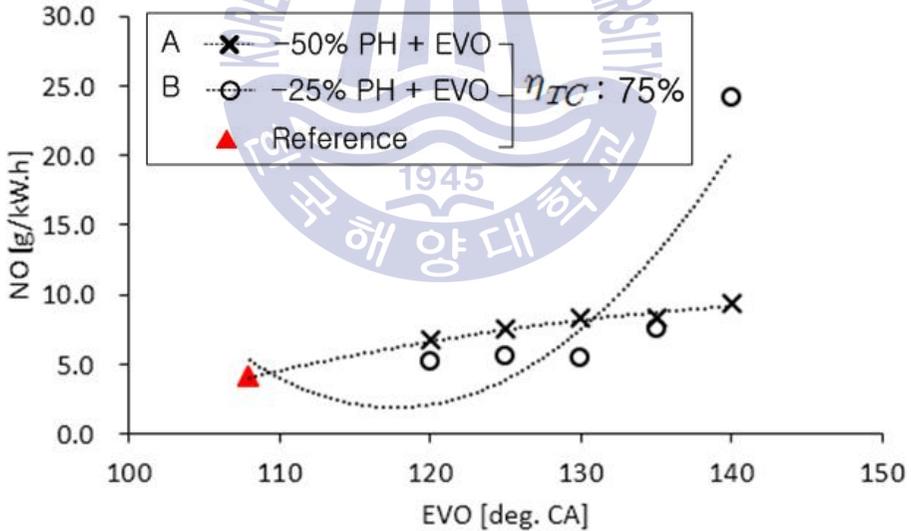


Fig. 5.20 The results of NO for retarded θ_{EVO} with sliding device

Fig. 19와 Fig. 20의 결과로부터 소기포트를 가변시켜 θ_{EVO} 를 극대화 할 경우 얻을 수 있는 효과는 SFOC의 감소이며 NO감소의 효과는 없는 것으로 확인된다. 가변포트를 적용하지 않고 θ_{EVO} 시기만 지연시킨 경우와 비교하면 SFOC감소는 거의 비슷하며, NO의 감소는 역시 큰 차이가 없는 것을 알 수 있다. 이로부터 가변포트를 동시 적용하여 θ_{EVO} 를 지연시켜 얻은 효과는 θ_{EVO} 만 지연시켜 얻은 효과와 차이가 없는 것을 확인하였다. 과급효율이 더 높게 달성된다면 그 효과는 개선될 수 있다고 판단된다.



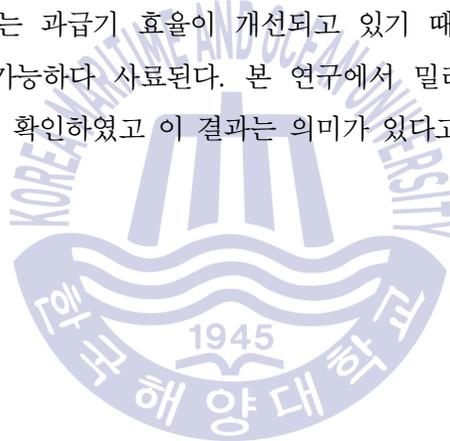
5.5 선박용 2행정 기관의 밀러 사이클 효과 강화

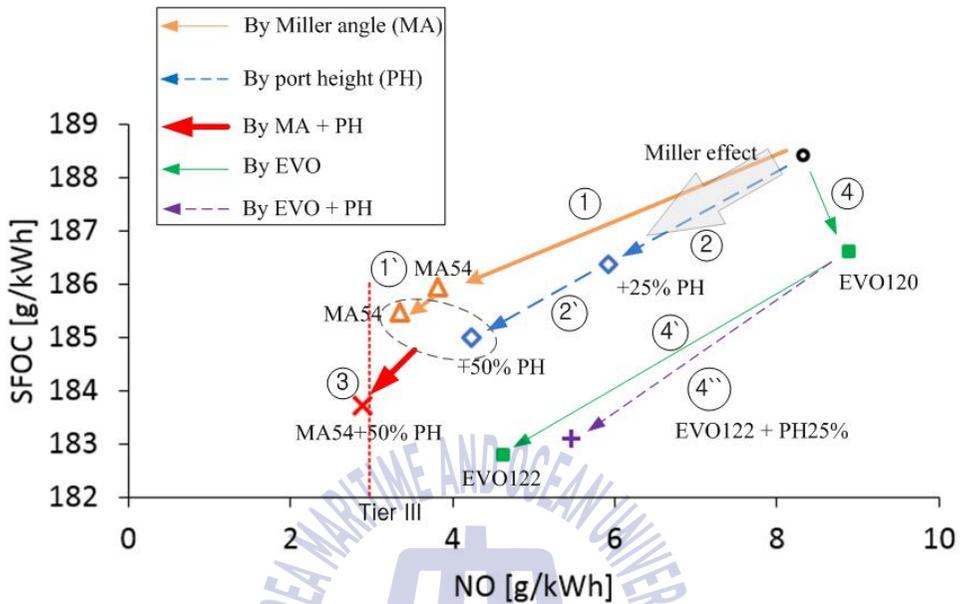
이상의 검토결과로부터 선박용 2행정 기관의 NO와 SFOC감소의 요구를 동시에 만족시킬 수 있는 가능성이 확인되었다. 이에 관계하는 인자는 과급기 효율, 소기온도, θ_{EVC} 및 θ_{SPO} 이다. 이들 인자를 이용하여 밀러 사이클을 강화할 수 있는 방안에 대해 고찰하였다.

Fig. 5.21은 밀러 사이클의 효과를 극대화하기 위해 관계하는 인자들을 이용하여 밀러효과를 향상시킨 과정을 보여주고 있다. 그림에서 주황색 실선(Δ)의 흐름은 REF.에서 밀러 사이클만 적용하여 밀러효과를 향상시킨 경우이다. 파란색 점선(\diamond)의 흐름은 REF.에서 가변포트를 적용하여 밀러효과를 향상시킨 경우이다. 초록색 실선(\blacksquare)의 흐름은 REF.에서 배기밸브의 열림 시기를 지연시킨 효과이며 보라색 점선($+$)의 흐름은 가변포트와 배기밸브 열림 시기 지연의 효과를 동시에 적용한 경우이다. 그림에서 REF.는 MA38이며 과급기 효율은 약 64%이다. ①의 과정은 REF.에서 밀러각도를 더 크게 하여 얻어진 밀러효과이며 이때 과급기 효율은 75%이다. ①의 과정은 소기온도를 298K까지 낮췄을 때 얻어진 밀러효과이다. ②의 과정은 REF.에서 가변포트를 적용하여 포트의 유효 높이를 높여 얻어진 결과이며 이 때, 과급기 효율은 65%이다. ②의 과정은 포트의 유효 높이를 50% 높여 얻어진 결과이며 과급기 효율은 75%이다. ③의 과정은 ①과 ②의 과정을 통해 얻어진 밀러효과를 극대화시키기 위해 밀러 사이클과 가변포트를 동시에 적용하여 얻은 결과이다. 이 때 과급기 효율은 약 78%이다. ④의 과정은 θ_{EVO} 를 지연시켜 얻은 결과이며 과급기 효율은 65%이다. ④의 과정은 ④에서 θ_{EVO} 를 더욱 지연시켜 얻은 결과이다. 과급기 효율은 75%이다. ④의 과정은 ④에서 가변포트를 적용하여 포트의 유효 높이를 -25%까지 낮추고 θ_{EVO} 를 지연시켜 얻은 결과이다. 과급기 효율은 75%이다.

그림을 통해 밀러 사이클은 과급기 효율, 소기온도, θ_{EVC} 및 θ_{SPO} 에 의해 밀러효과가 향상될 수 있음을 알 수 있다. 과급기 효율이 65%로 같은 조건에서 REF.에서 가변포트만 적용한 효과와 θ_{EVO} 를 지연시킨 경우를 비교하면 포트는 NO감소와 SFOC감소의 효과를 동시에 얻을 수 있지만, θ_{EVO} 의 지연은 SFOC의 감소 효과는 있지만 NO는 도리어 악화된다. 과급기 효율이 75%로 같은 조건에서 밀러

사이클만 적용하여 효과를 향상시킨 경우(MA54), 가변포트만 적용하여 밀러효과를 향상시킨 경우(+50% PH) 그리고 θ_{EVO} 를 지연시킨 경우(EVO122)를 비교하면 NO감소에는 밀러 사이클이 가장 유리하며, SFOC감소에는 θ_{EVO} 지연이 가장 유리하다. 가변포트의 효과 또한 SFOC와 NO의 동시 감소 효과를 얻을 수 있는 것으로 판단된다. 밀러 사이클과 가변 소기포트를 동시에 적용시키면 밀러효과는 더 향상될 수 있다. IMO는 NO_x code를 통해 Tier III의 규제를 기관의 속도 150 rpm에서 약 3.3 g/kW·h로 규제하고 있다. 밀러 사이클과 가변 소기포트를 동시 적용하여 Tier III 규제를 만족할 수 있는 것으로 확인되었다. 단, 과급기 효율은 78%가 달성되어야 가능하다. 이 과급기 효율의 조건은 현재 과급기 제작사에서 2단 과급을 통해 달성할 수 있는 과급기 효율이 최대 75%를 넘지 않기 때문에 현재는 달성이 어렵다고 판단된다. 하지만, 기술의 발전으로 엔진에 적용되는 과급기 효율이 개선되고 있기 때문에 75% 이상의 과급기 효율은 종래에 달성이 가능하다 사료된다. 본 연구에서 밀러 사이클을 통해 Tier III 규제를 만족할 수 있음을 확인하였고 이 결과는 의미가 있다고 판단된다.





- ① With higher MA and T/C eff. 75%
- ①' With lower scav. Air temperature + ①
- ② With +25% PH and T/C eff. 65%
- ②' With +50% PH and T/C eff. 75%
- ③ With higher MA, PH and T/C eff. 78%
- ④ With retarded EVO and T/C eff. 65%
- ④' With retarded EVO and T/C eff. 75%
- ④'' With EVO, -25% PH and T/C eff. 75%

Fig. 5.21 The results according to strengthening of Miller effect

5.6 요약

선박용 저속 2행정 기관의 사이클 시뮬레이션을 통하여 밀러 사이클의 효과를 향상시킬 수 있는 방법을 검토하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 2행정 기관에의 밀러 사이클 적용으로 인한 밀러효과는 고효율 과급기의 적용과 소기의 냉각에 의해 더욱 향상될 수 있다. Reference로부터 고효율 과급기와 소기의 냉각으로 NO는 약 60% 감소하였고 SFOC는 약 1.6% 감소하였다.
- 2) 2행정 기관의 소기포트 유효 높이를 증가시키면 소기공기량의 증가에 의해 소기효율이 개선되어 NO와 SFOC의 동시 감소를 꾀할 수 있다. 단, 낮은 소기온도와 고효율 과급기의 채택이 요구된다. 가변포트에 고효율 과급기와 소기의 냉각을 통해 NO는 약 49% 감소하였고, SFOC는 1.8% 감소하였다.
- 3) 2행정 기관의 θ_{EVO} 를 지연시키면 팽창행정이 길어져 SFOC감소의 효과를 얻을 수 있으며 NO 감소의 효과는 크지 않은 것으로 판단된다. Reference에서 θ_{EVO} 를 지연시켜 SFOC는 약 1% 감소하였고, NO는 약 7% 증가하였다.
- 4) 밀러효과 향상을 위해 θ_{EVC} 를 지연시킨 밀러 사이클이 NO의 감소에 가장 효과적이며, θ_{EVO} 를 지연시키면 SFOC의 감소에 가장 효과적인 것으로 확인되었다.
- 5) 밀러 사이클과 가변 소기포트를 동시 적용하면 밀러효과를 극대화시킬 수 있으며, NO_x 규정의 Tier III를 만족할 수 있음을 확인하였다. 단, 과급기 효율은 78%가 달성되어야 가능하다.

제 6 장 결 론

본 논문에서는 강화되고 있는 해양에서의 환경오염규제에 대응해 선박의 디젤엔진에 적용되고 있는 여러 기술 중 부가적인 장치가 필요하지 않는 밀러 사이클에 대해 연구하고 밀러효과의 달성에 대한 내용을 고찰하였다. 주로 4행정기관에 적용되고 있는 밀러 사이클을 2행정 기관에 대한 적용 가능성을 이상 사이클을 통해 검토하였고 실제 운항선에 탑재되어 있는 주기관을 모델로 성능예측프로그램을 통해 밀러 사이클의 효과를 시뮬레이션기법으로 고찰하였다. 그리고 엔진의 성능을 향상시킬 수 있는 인자를 이용하여 밀러 사이클의 효과를 향상시켜 얻은 결과를 고찰하였다.

본 논문의 연구 결과를 종합하면 다음과 같다.

1. 유니플로 소기방식을 택하는 선박용 저속 2행정 디젤 엔진을 대상으로 배기밸브의 닫힘 시기(θ_{EVC})를 지연시킴으로써 밀러 사이클은 2행정 기관에도 적용 가능하다.
2. 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하여 P_{mi} 와 NO의 동시 개선이 가능하다. 밀러효과는 고효율 과급기의 적용과 소기의 냉각에 의해 더욱 향상될 수 있음을 확인하였다.
3. 2행정 기관은 포트를 이용하여 소기 공기를 공급한다. 4행정 기관과는 달리 2행정 기관의 소기포트는 밸브를 적용하지 않기 때문에 소기의 과정은 소기 포트의 높이와 피스톤의 위치에 의해 결정된다. 하지만, 소기포트의 높이를 가변할 수 있는 소기포트의 슬라이딩 기구를 이용하면 소기 과정을 개선할 수 있다. 본

연구에서는 2행정 기관의 소기포트에 슬라이딩 기구를 제안하고 그 효과에 대해 검토하였다. 소기포트의 유효 높이를 증가시키면 소기 공기량이 증가되고 소기효율이 개선되어 NO와 SFOC의 동시 감소를 꾀할 수 있다.

4. 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하고 과급기 효율, 소기의 냉각, 가변포트의 높이 및 θ_{EVO} 의 성능향상 인자를 이용하여 IMO의 NO_x 규정인 Tier III를 만족할 수 있는지 검토하였다. 현재 개발되어 있는 과급기의 최대 효율이 75%임을 감안하여 밀러 사이클만 적용하여 Tier III를 만족하기 어렵다. 하지만, 밀러사이클과 가변 소기포트를 동시 적용하면 과급기 효율 78%가 달성될 수 있는 조건에서 Tier III를 만족할 수 있음을 확인하였다.
5. 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하기 위해서 높은 고과급이 필요하다. 높은 과급 압력은 밀러효과를 얻기 위한 밀러 각도를 더욱 크게 할 수 있다. 밀러 사이클을 적용하여 밀러효과의 향상을 위해서 1단 과급 보다 더 높은 과급압력을 달성할 수 있는 2단 과급의 적용이 필요하다.
6. 밀러효과는 P_{m} 와 NO의 동시 감소를 의미하며 밀러 각도에 따라 밀러효과는 달라진다. 밀러 각도를 크게 할수록 밀러효과는 개선될 수 있지만, 밀러 각도를 너무 크게 하면 그 효과는 다시 감소한다. 따라서, 최대의 밀러효과가 나타나는 최적의 밀러 각도가 존재하며 최적의 밀러각도는 P_{m} 의 최대 NO의 최소인 두 밀러 각도 사이에 존재한다고 판단된다. 이는 과급기 효율에 의해 달라짐을 확인하였다.

본 논문은 선박용 저속 2행정 기관의 밀러 사이클에 대한 효과를 성능예측프로그램의 시뮬레이션을 통해 확인하였다. SCR, EGR 등의 부가적인 장치 없이 기관의 성능을 향상시킬 수 있는 인자를 이용하여 SFOC와 NO의 감소에 상당한 효과를 얻을 수 있었다. 현재 선박용 엔진 및 과급기 제작사에서 개발되어 사용되고 있는 과급기의

최대 효율이 2단 과급을 적용하여 75%가 한계이기 때문에 향후 더 높은 효율을 달성할 수 있는 과급기를 개발하여 적용하면 NO_x 배출에 관한 Tier III 규제를 만족할 수 있는 결과를 도출하였다. 단, 밀러각도 변화와 과급 공기량의 변화에 따른 열발생률 패턴과 공기 과잉률을 일정하다고 가정하였기 때문에 SFOC와 NO_x의 정확한 예측에 한계가 있는 것으로 판단된다. 하지만, 본 연구는 2행정 기관에 밀러 사이클을 적용하여 밀러효과를 얻을 수 있고 성능 향상 인자를 이용하여 이론적으로 Tier III 규제를 만족할 수 있다는 점에서 상당한 의미가 있다. 본 논문의 연구 결과를 검증하기 위해 실제 2행정 기관을 대상으로 실험을 통한 추가적인 연구가 필요하다고 생각된다.



참고문헌

- [1] MAN Diesel & Turbo, 2012. *Tier III Two-Stroke Technology*, Technical Report 5510-0125-00ppr, Denmark.
- [2] Klaus, F., 2012. *HPT:High Pressure Tuning for MAN Diesel & Turbo Two-Stroke Engines*. ABB.
- [3] Kimihiko S., Kazutaka H., Koji T. and Kousuke O. 2010. Theoretical and Experimental Study on Measures to Minimize the NO_x-SFC trade off. *CIMAC*, Paper no. 205, Bergen.
- [4] Susanne K., 2016. MAN B&W Two-stroke Engines Latest design development within engine types, Tier III and multiple gas fuels. *CIMAC*, Paper no.116, Helsinki.
- [5] Petra S., Markus K. 2015. *In focus - LNG as ship fuel*. DNV-GL Maritime.
- [6] Wettstein R., 2015. *Wartsila low speed engines NO_x-Emission - Tier III solutions*. Winterthur Gas & Diesel.
- [7] Marcel O., 2016. The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel Technology: From Concept to Reality. *CIMAC*, Paper no. 233, Helsinki.
- [8] Yoshiyasu M., Tetsuya T., Takahisa M. and Satoru G., 2013. Demonstration of emission control technology for IMO NO_x Tier III. *CIMAC*, Paper no. 127, Shanghai.
- [9] Spiridon I. R., Nikolaos F. S., Roussos G. P. and Dimitrios T. H., 2015. Application of a multi-zone combustion model to investigate the NO_x reduction potential of two-stroke marine diesel engines using EGR. *Journal of Applied Energy*, vol. 157, pp. 814-823.
- [10] E. Codan and T. Huber, 2012. Application of Two Stage Turbocharging Systems on Large Engine. *International Conference on Turbochargers and Turbocharging*,

pp. 5-69, Switzerland.

- [11] Miller R., 1957. *Supercharged engine*. U.S. Patent 2817322A.
- [12] Guven G., Bahri S., Adnan P., Vezir A., Idris C., and Sakip K., 2015. Application of the Miller cycle and turbo charging into a diesel engine to improve performance and decrease NO emissions. *Journal of Energy* vol. 93, pp. 795-800.
- [13] Jakob B., 2007. Turbocharging system for NO_x-optimised medium-speed diesel engines with high mean effective pressure. *CIMAC Paper* no. 36, Vienna.
- [14] 배진우, 이지웅, 정균식, 최재성, 2015. 선박용 디젤엔진의 2단 과급 시스템설계를 위한 매칭성능 예측. *한국마린엔지니어링학회논문집*, 39(6), pp. 626-632.
- [15] Qian Y., Quyang L., Wang X., Zhu L., Lu X., 2015. Experimental studies on combustion and emissions of RCCI fueled with n-heptane/alcohols fuels. *Journal of fuel*, vol. 162, pp.239-250.
- [16] Benajes J., Molina S., Martin J. and Novella R., 2009. Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine. *Journal of Applied Thermal Engineering*, Vol.29, pp.1947-1954.
- [17] Wik C. and Hallback B., 2008. Reducing Emissions Using 2-Stage Turbo Charging. *Wartsila Technical Journal*, 01.
- [18] Liyan F., Jiangping T., Wuqiang L., Weixin G., Baoquo D., Dan L., and Lei C., 2016. Decreasing NO_x of a low-speed two-stroke marine diesel engine by using in cylinder emission control measures. *Journal of Energies*, 9(304).
- [19] Kim K.D., Yoon W.H., Ghal S.H., Kim H.I. and Bae C.S., 2010. Optimization of combustion system to comply with IMO Tier 2 regulation on Hyundai HiMSEN engines. *CIMAC*, no. 201, Bergen.
- [20] 장태익, 2009. 저속 디젤기관에서 고펡창의 밀러방식에 의한 사이클 해석 및 흡기밸브 제어에 대한 연구. *한국마린엔지니어링학회지*, 33(8), pp. 1100-1106.

- [21] 장태익, 2008. 흡·배기를 고려한 고폽창 저속 디젤 기관의 이론 해석과 기관 성능에 대한 연구. *한국마린엔지니어링학회지*, 32(8), pp. 1141-1148.
- [22] Song Z., Ruifeng G., Yongming F. and Yuanqing Z., 2017. Evaluation of Miller cycle and fuel injection direction strategies for low NO_x emission in marine to-stroke engine. *Journal of Hydrogen energy*, 42(31), pp.20351-20360.
- [23] Raphael R., Christoph M. and Alexander M., 2016. Power2 - is 2-stage turbo charging interesting for 2-stroke engines?. *CIMAC*, Paper no.281, Helsinki.
- [24] 최재성, 정찬호, 조권희, 이진욱, 하태범, 김형수, 2010. 선박용 2행정 디젤기관의 성능시뮬레이션 프로그램 개발. *한국마린엔지니어링학회지*, 34(1), pp. 62-68.
- [25] 정찬호, 노범석, 이지웅, 최재성, 2013. 선박용 디젤기관의 열화성능 예측에 관한 연구, *한국마린엔지니어링학회지*, 37(1), pp. 47-52.
- [26] Philipp S., Melanie H., Claudio C., Raphael R. and Ennio C., 2013. Contribution of turbocharging solutions towards improved fuel efficiency of two-stroke low speed engines. *CIMAC*, Paper no. 209, Shanghai.
- [27] 해양수산부, 2015. *IMO 해양환경분야 국외차출을 위한 대응전략연구*, 해양수산부.
- [28] Tien A. T., 2016. Calculation and assessing the EEDI index in the field of ship energy efficiency for M/V Jules Garnier. *Journal of Marine science: Reserch & Development*, 6(6), 1000212.
- [29] Mitsubishi heavy Industry, 2017. NO_x limit by E2/E3, Available at: <http://www.mhi.com/discover/story/project01/index.html> [Accessed 10 Oct. 2017].
- [30] 이원주, 2015. *선박용 디젤엔진에서 이단지연분사에 따른 배기 배출물 저감에 관한 실험 연구*. 석사학위논문. 부산:한국해양대학교.
- [31] 조권희, 박권하, 이상득, 김정렬, 최재성, 2012. *선박용디젤엔진의 배기저감 기술 및 계측*. 다솜출판사.
- [32] Niels B., 2015. *Tier III NO_x, Emission Reduction Technologies EGR and SCR*, MAN

Diesel & Turbo.

- [33] Masanori H., 2016. Challenge of environmentally-friendly low emission system to Tier 3 for two stroke diesel engines, *CIMAC*, Paper no. 106.
- [34] Ennio C., Simone B. and Hansruedi B., 2010. IMO III emission regulation: Impact on the turbocharging system. *CIMAC*, Paper no. 139.
- [35] Deepak A., Sharwan K.S. and Avinash K.A., 2011. Effect of Exhaust gas recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine. *Applied Energy*, 88(2011), pp.2900-2907.
- [36] 광성, 2017. *SCR 시스템*. Available at: <http://kor.ikwangsung.com/scr-scrubber/scr-system/> [Accessed 10 Oct. 2017].
- [37] Wuersig G.M., Alexandros C. and Simon A. 2015. *In focus LNG as ship fuel*. DNV-GL.
- [38] Cryos, *LNG 추진 MEGI & DFDE Engine 연료공급장치*. Available at: http://www.cryos.co.kr/?CE=business_01 [Accessed 10 Oct. 2017].
- [39] Atkinson J., 1887. *Gas engine*. US367496A.
- [40] Federico M., Marco G. and Diego D., 2010. Combining dual stage turbocharging with extreme Miller timings to achieve NOx emissions reductions in marine diesel engines. *CIMAC*, Paper no. 210.
- [41] Wang Y., Lin L. and Zeng S., 2008. Application of the Miller cycle to reduce NOx emissions from petrol engines. *Applied Energy*, 85(2008), pp.463-474.
- [42] Wang Y., Lin L. and Roskilly A., 2007. An analytic study of applying Miller cycle to reduce NOx emission from petrol engine. *Applied Thermal Engineering*, 27(2007), pp.1779-1789.
- [43] Mikalsen R., Wang Y. and Roskilly A.. 2009. A comparison of Miller and Otto cycle natural gas engines for small scale CHP applications. *Applied Energy*, 86(2009) pp.922-927.

- [44] Gonca G., Sahin B., Ust Y. and Parlak A. 2015. Comprehensive performance analyses and optimization of the irreversible thermodynamic cycle engines (TCE) under maximum power (MP) and maximum power density (MPD) conditions. *Applied Thermal Engineering*, 85(2015), pp.9-20.
- [45] Kesgin U., 2005. Efficiency improvement and NO_x emission reduction potentials of two-stage turbocharged Miller cycle for stationary natural gas engines. *International Journal of Energy Research*, 29(2015), pp.189-216.
- [46] ABB Turbo Systems AG, 2008, *Evaluation of Engine Test Data*, Grundgleichungen(GGL).
- [47] Codan E., Vlaskos I., Kyrtatos N. and Alexandrakis N., 2005. *Controlled pulse turbocharging of medium speed 5-cylinder diesel engines*. 10th Turbocharging Conference ABB.
- [48] 정균식, 2013. *선박용 디젤엔진의 출력 측정에 관한 연구*. 박사학위 논문. 부산:한국해양대학교.
- [49] 정균식, 이진욱, 정진아, 최재성, 2011. *선박용 디젤엔진의 출력산정에 관한 연구*. *한국마린엔지니어링학회지*, 35(4), pp.436-442.
- [50] 김성운, 2011. *선박용 디젤주기관기의 운항중 NO_x 배출량 예측에 관한 연구*. 석사학위 논문. 부산:한국해양대학교.
- [51] IMO, 2008. *NO_x Technical Code*. Appendix 3.
- [52] 김성운, 이영호, 김민, 박삼식, 2015. *선박용 SCR 시스템 NO_x 측정 및 분석 방식이 특성 연구*. *한국마린엔지니어링학회지*, 39(4), pp.387-392.
- [53] Testo, *Instruction manual for Testo 350-S Control Unit in Combination with Testo 350-S/XL Flue Gas Analyzer*.
- [54] 장하식, 이지웅, 이장기, 최재성, 2014. *선박용 가스엔진의 NO_x 배출량 예측에 관한 연구*. *한국마린엔지니어링학회지*, 38(6), pp. 658-665.

- [55] Masahiro I., Hironobu U., Noboru M. and Zhi-Li C. 1996. Diesel Combustion Analysis Nased on Two-Zone Model. *JSME International Journal*, Series B, 39(3).
- [56] Fabio S., Sigurour H., Fredrik H., Anders A. and Ulrik L. 2012. Validation of a zero-dimensional model for prediction of NO_x and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engines. *Applied thermal engineering* 37, pp.344-352.
- [57] Heywood, J.B., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New York.
- [58] 김성운, 정균식, 김형수, 최재성, 2014. 선박용 디젤엔진의 NO_x배출량 예측방법에 관한 연구, *마린엔지니어링학회지*, 38(6), pp.674-680.
- [59] 이지웅, 백현민, 한기영, 노범석, 최재성, 2017. 밀러사이클의 선박용 저속 2행정 기관에의 적용, *마린엔지니어링학회지*, 41(6), pp.523-528.
- [60] Trapp C., Birgel A., Spyra N., Kopeek H. and Chvaltal D., 2013. GE' s All New J920 Gas Engine-a Smart Accretion of Two-Stage Turbocharging, Ultra Lean Combustion Concept and Intelligent Controls. *CIMAC*, Paper no. 289.
- [61] Codan E. and Huber T., *Potential of 2-stage Turbocharging*. ABB Turbo system.
- [62] Codan E., Mathey C. and Rettig A., 2010. 2-Stage Turbocharging-Flexibility for Engine Optimization. *CIMAC*, Paper no. 293.
- [63] Raptotasios S. I., Sakellaridis N. F., Papagiannakis R. G. and Hountalas D. T., 2015. Application of a multi-zone combustion model to investigate the NO_x reducton potential of two-stroke marine diesel engines using EGR. *Applied Energy*, vol. 157, pp. 814-823.
- [64] MAN Diesel & Turbo, 2014. *Cooling water inlet temperature at scavenge air cooler*. Service letter. SL2014-589/MTS.
- [65] L. Lily (Ed), 1984. *Diesel Engine Reference Book*. Saint Louis Publisher, U.S.A..

[66] IMO, 2017. *NOx Technical Code*. Chapter 5.

[67] 이지웅, 백현민, 최재성, 조권희, 2017. 선박용 저속 2행정기관의 밀러사이클 효과의 향상, *마린엔지니어링학회지*, 41(9), pp.793-800.

[68] Wartsila Switzerland Ltd., 1988. *Sulzer RTA-T Technology Review*. pp. 13-16.



감사의 글

“석사과정과 연계하여 박사과정을 생각하느냐” 고 물으시던 면접관의 질문과 함께 대학원 입학의 순간이 생각납니다. 그 때만 해도 박사과정에 대한 의지가 확고하지 않았습니다. 하지만, 지나고 나서 생각하니 매순간이 저에게 기회로 다가와 과정을 마칠 수 있었던 듯합니다. 이 순간이 있기까지 많은 분들의 도움이 있었기에 본 논문과 함께 감사의 글을 남기고 싶습니다.

은퇴를 앞두고도 부족한 저에게 박사과정을 시작할 수 있는 기회를 주시고 학업뿐 아니라 훌륭한 선생(先生)의 길을 모범적으로 보여주신 최재성 지도 교수님께 진심을 담아 감사의 인사를 드립니다. 교수님의 명성에 누가되지 않도록 내연기관분야 연구에 성심을 다하겠습니다.

많은 제자들의 지도로 여력이 없음에도 불구하고 최재성 교수님의 은퇴 후 혼쾌히 부족한 제자를 위해 지도를 수락해 주시고 이 순간이 있도록 만들어주신 조권희 지도 교수님께 감사의 인사를 드립니다.

부족한 논문의 심사를 위해 먼 거리를 혼쾌히 와주신 내연기관 연구실 선배이신 목포해양대학교 남정길 교수님께 감사의 인사를 드립니다. 연구실 선배이시며 직장에서의 부족한 후배의 논문을 지도해주신 한국해양수산연수원 강인철 교수님 그리고, 논문의 완성도를 위해 섬세하게 심사해주신 한국해양대학교 임태우 교수님께 감사의 인사를 드립니다.

본 논문의 연구를 진행하는 3년 동안 내연기관 연구실을 함께 지키며 학업의 동반자 역할을 해준 대한민국 해군 백현민 소령님이 같이 있었기에 힘을 얻고 완주할 수 있었습니다. 감사드립니다. 또한, 연구를 위해 많은 도움을 주신 내연기관 연구실 선배이자 직장 선배이신 노범석 교수님께 감사의 인사를 드립니다. 연구실에서 연구회를 진행하며 학업 성취의 기회를 주었던 정균식 선배님, 김영근 소령님, 한기영, 장민국, 배진우 후배님께도 감사의 인사를 드립니다.

학업을 위해 직장에서 많은 부분을 배려해주신 이창희 교수님, 강석용 교수님, 허재정

교수님 그리고 한국해양수산연수원 동료 교수님께 감사의 인사를 드립니다.

튼튼한 학업의 동반자이자 조력자인 이원주 교수님 그리고 논문 완성의 동기부여를 주신 이영찬 교수님 그리고 박상균 교수님께 감사의 인사를 드립니다.

지금의 저를 있게 해주시고 항상 인생의正道(正道)를 몸소 실천으로 보여주시는 아버지, 어머니 감사합니다. 그리고, 가까이 계시면서 물심양면으로 도와주시는 장인, 장모님 감사합니다.

같은 해양분야에서 업을 가지고 많은 부분을 배려하고 도와준 하나뿐인 형님, 형수님 그리고, 많은 조언을 주시고 지지를 주신 형님(처남), 처남댁께도 감사의 인사를 드립니다.

모든 공연의 하이라이트는 마지막에 있듯이 끝으로 가장 큰 감사의 인사를 하고자 합니다. 아내의 헌신이 없었다면 이 순간 또한 없을 것이라 생각합니다. 인생의 동반자인 사랑하는 아내 진주에게 진심으로 감사하며 이 모든 공과 영광을 돌리고자 합니다. 힘든 순간마다 버팀목이 될 수 있었던 사랑하는 아들 도운, 도원이와 함께 이 영광을 함께 하고 고맙다고 전하고 싶습니다.

