



저작자표시-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

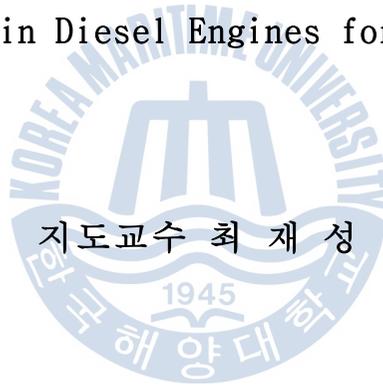
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박용 디젤주기관 의 운항중
NO_x 배출량 예측에 관한 연구

A Study on Prediction of NO_x Emission
from Marine Main Diesel Engines for Existing Ship



2011年 8月

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김성운

本 論文을 金成韻의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 趙 權 回



委 員 朴 權 夏



委 員 崔 在 星



2 0 1 1 年 8 月

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

목 차

List of Tables	v
List of Figures	vi
Abstract	viii
Nomenclature	x
1. 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 IMO 규정 및 NO _x technical-code	2
1.3 연구내용	2
2. 압축착화 엔진의 연소특성 및 NO 생성	4
2.1 압축 착화 엔진의 연소특성	4
2.2 NO 생성 및 배출특성	5
2.2.1 NO 생성경로	5
2.2.2 NO 생성이론	6
2.2.3 NO 배출특성	7
2.3 NO 생성량 계산방법	8
2.3.1 NO 농도계산	9

2.3.2 배기가스중 NO 배출량 계산	13
3. 열사이클 모델링 및 이론해석	15
3.1 성능해석 모델링 및 예측범위	15
3.1.1 가스흐름계통의 모델링	15
3.1.2 연소과정의 모델링	16
3.1.3 성능예측 계산 범위	16
3.2 2영역 모델에 의한 실린더내 상태변화	17
3.2.1 2영역 모델의 관계식	17
3.2.2 계산결과 및 고찰	25
3.3 수정 2영역 모델에 의한 연소온도 계산	29
3.3.1 기본가정	29
3.3.2 압력데이터를 이용한 열발생을 계산방법	30
3.3.3 연소영역과 미연영역에서의 온도계산	32
4. 계측결과와 예측결과의 비교 및 고찰	33
4.1 대상기관 및 계측방법	33
4.2 실린더내 압력의 계측결과 및 열발생율 패턴	33
4.3 NO 계측 결과 및 고찰	39
4.4 연소영역의 공기과잉율 변화 패턴에 관한 고찰	41
5. 결 론	48
참 고 문 헌	50

- List of Tables -

Table 2.1 Rate constants for NO formation mechanism	10
Table 3.1 Results of calculation with two zone model at 167rpm	28
Table 4.1 Specification of the test engine	33
Table 4.2 Empirical coefficients and input data for double Wiebe function	36
Table 4.3 Specifications of equipment for measuring exhaust gas products	39
Table 4.4 Mean values of NO & NO ₂ concentration measured according to engine speed	40
Table 4.5 Measured value of NO _x concentration at sea trial	40
Table 4.6 Comparison of calculation results for NO concentration according to varied patterns of excess air ratio	44
Table 4.7 Comparison of NO concentration between calculated and measured according to varied patterns of excess air ratio	46

- List of Figures -

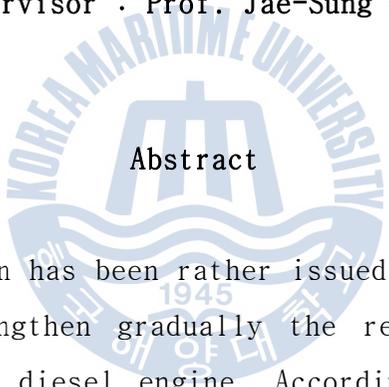
Fig. 1.1 MARPOL Annex VI regulation set by IMO limit NO _x emission	2
Fig. 2.1 Schematic of fuel spray injected outward	4
Fig. 2.2 Typical DI engine pressure diagram	4
Fig. 2.3 Typical DI engine heat release rate diagram	5
Fig. 2.4 Variation of pollutants with excess air ratio	8
Fig. 2.5 Variation of NO _x concentration with combustion temperature ·	8
Fig. 3.1 Filling and emptying model	15
Fig. 3.2 Schematic of two zone model during combustion	17
Fig. 3.3 Basic geometry of internal combustion engine	22
Fig. 3.4 Variation of pressure with each excess air ratio	26
Fig. 3.5 Variation of burned gas temperature with each excess air ratio	26
Fig. 3.6 Variation of unburned gas temperature with each excess air ratio	27
Fig. 3.7 Burned gas, unburned gas and mean gas temperature at 167rpm	27
Fig. 3.8 NO concentration with two zone model at 167rpm	28
Fig. 3.9 Variation of mean gas temperature with each excess air ratio	28
Fig. 4.1 Variation of measured pressure in cylinder with each rpm ...	34
Fig. 4.2 Comparison of cylinder pressure between calculation and measurement at 167 rpm	34

Fig. 4.3	Rate of heat release with double Wiebe function	35
Fig. 4.4	Variation of ROHR with each rpm	36
Fig. 4.5	Comparison of cylinder pressure between two models	37
Fig. 4.6	Results of temp. for burned and unburned region between calculation models	38
Fig. 4.7	Comparison of NO concentration between two models	38
Fig. 4.8	Variation of NO concentration measured according to engine speed	39
Fig. 4.9	Comparison of measured NO _x conc. between sea trial and navigation	40
Fig. 4.10	Summary of pollutant formation mechanisms in DI engine	41
Fig. 4.11	Variations of excess air ratio's pattern during combustion (A GROUP)	42
Fig. 4.12	Variations of excess air ratio's pattern during combustion (B GROUP)	43
Fig. 4.13	Comparison of concentration between calculation and measurement	45
Fig. 4.14	Results of NO concentration with various patterns of excess air ratio	46
Fig. 4.15	Approximate excess air of each rpm for NO concentration	47

A Study on Prediction of NO_x Emission from Marine Main Diesel Engine for Existing Ship

Seong-Woon Kim

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



Abstract

As the air pollution has been rather issued, IMO has promised to enforce and to strengthen gradually the regulation on the NO_x emission from marine diesel engine. Accordingly, the efforts of measuring the emission for existing engine have been tried. But it is hard to get directly the data of emission from existing ship because of technical and economical problems. So the prediction of NO_x emission from marine main diesel engine for existing ship, could be useful method for the purpose.

Generally, it has been known that excess air ratio and combustion temperature are important factors to control the NO_x emission. Two zone model to calculate the burned gas and unburned

gas temperature in combustion chamber could be adopted. However, the condition of combustion should be changed by excess air ratio variation in cylinder during combustion period. But it was difficult to know the variation of excess air ratio.

In this study, the simulation program was developed in order to predict the emission from main diesel engine of existing ship during operation. Modified two zone model was newly proposed. It was to calculate the combustion temperature by the rate of heat release obtained from measured cylinder pressure. The temperature of unburned region was calculated under the assumption of adiabatic process. And the excess air ratio was investigated to compare the NO_x emission between measured and calculated results.

As the results, it was confirmed that NO_x emission is well predicted by fixed excess air ratio for practical use. It was discussed to be adopted the fixed excess air ratio with comparison of calculation results. In order to apply modified two zone model, more studies were required.

- Nomenclature -

A	: 일의 열당량	$kcal/(kg \cdot cm)$
d	: 실린더 직경	cm
C_v	: 정적비열	$kcal/(kg \cdot K)$
C_p	: 정압비열	$kcal/(kg \cdot K)$
F_i	: 전열 표면적	cm^2
G_a	: 흡기공기 질량	kg
G_b	: 연소가스 질량	kg
G_c	: 실린더내 총가스질량	kg
h	: 엔탈피	$kcal/kg$
k	: 비열비	
M	: 분자량	g
N	: 전몰수	
N_i	: 각 성분 몰수	
P	: 압력	bar
P_i	: 소기압력	bar
Q_b	: 연료 연소량	$kcal/deg.$
Q	: 순간 열발생량	$kcal/deg.$
Q_w	: 실린더 벽으로 열 손실량	$kcal/deg.$
R	: 기체상수	$kg \cdot cm/(kg \cdot K)$
S	: 행정길이	cm
T	: 온도	K
T_{wi}	: 전열 표면적 온도	K
U	: 내부에너지	$kcal$
V	: 체적	cm^3
V_{sc}	: 소기포트 닫힐시 체적	cm^3
V_θ	: 크랭크각도당 실린더 체적	cm^3
V_h	: 행정체적	cm^3
V_c	: TDC시 실린더 체적	cm^3
α	: 열전달계수	$kcal/(cm^2 \cdot K)$
δ	: 열전도율	$kcal/(cm^2 \cdot K)$



c_m	: 연소특성지수	
θ_d	: 연소기간	degree
l	: Connecting rod length	cm
r	: Crank arm radius	cm
L_{th}	: 이론공기량	
λ	: 공기과잉율	
λ_s	: 연소영역의 연소시작시 공기과잉율	
λ_e	: 연소영역의 연소종료시 공기과잉율	
λ_{cr}	: 연접봉길이와 크랭크샤프트 반지름의 비	
Re	: 레이놀즈수	



1. 서 론

1.1 연구배경

디젤엔진은 타 기관에 비하여 높은 열효율과 신뢰성 및 고출력으로 인해 널리 사용되고 있지만 지구환경에 대한 관심이 고조됨에 따라 배기 오염 배출물의 저감대책이 요구되게 되었으며 대양을 항해하는 선박용 디젤기관도 여기에서 예외가 될 수 없게 되었다. 특히 해양오염방지협약인 MARPOL 73/78의 부속서 Annex VI 의 NO_x, SO_x 휘발성 유기 화합물의 규제로 인해 대기오염 문제와 관련하여 디젤기관의 실린더 내에서 발생하는 연소 생성물의 예측기술에 관한 연구가 주목을 받게 되었다.

또한, 운항중인 선박의 운항관련 정보들을 모니터링(monitoring)하여 효율적으로 운항 관리를 하고자하는 요구가 증가하고 있으며, 주기관의 배기가스 배출물의 배출상태에 관한 모니터링도 요구되고 있다. 그러나 실제 선박에서 배기 배출물의 배출량을 정확히 그리고 항시 측정한다는 것은 여러 가지 경제적, 기술적으로 어려운 문제를 내포하고 있다. 따라서 운전 상태에 따른 배기배출물 예측 수단을 이용하는 것이 유효한 방법이 될 수 있다고 판단된다.

일반적으로 실제운항시의 운항조건에서의 배기 배출량은 시운전시 측정결과를 이용하여 내삽법으로 파악할 수 있으며, 이에 관한 연구도 보고되고 있다. 그러나 이는 적당한 방법이 없기 때문에 실제 운항시와 시운전시의 운전결과는 전혀 다른 조건에서의 결과이기 때문에 정확할 수는 없다고 판단된다.

따라서 실제 운항중인 선박의 주기를 통하여 배출량 측정 및 배기 배출물 발생에 영향을 미치는 인자를 검토하고 이들 인자들이 운항중인 선박의 주기관용 디젤엔진의 배기배출물 발생에 미치는 영향을 조사하고 예측할 필요가 있다.

1.2 IMO 규정 및 NO_x Technical-Code

국제해사기구는 1997년부터 선박 대기오염에 대한 심각성을 인지하고 MARPOL 73/78을 수정하여 선박으로부터의 대기오염 방지에 관한 부속서 6장을 부가하였다. 이 6장에는 NO_x를 포함한 여러 물질의 배기 배출 규제가 포함되어 있다. 특히 NO_x의 경우 정격기관속도에 따른 배출규제기준과 상세기술지침 “Protocol of 1997 to amend MARPOL 73/78 and Final Act of the 1997 MARPOL Conference and the Technical code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines II을 마련하고 있으며 상세기술지침에 따라 NO_x을 평가하여 기준을 만족하는 선박용 기관에 대해 배

기가스 인증서를 발급하도록 강제화하고 있다. [1]

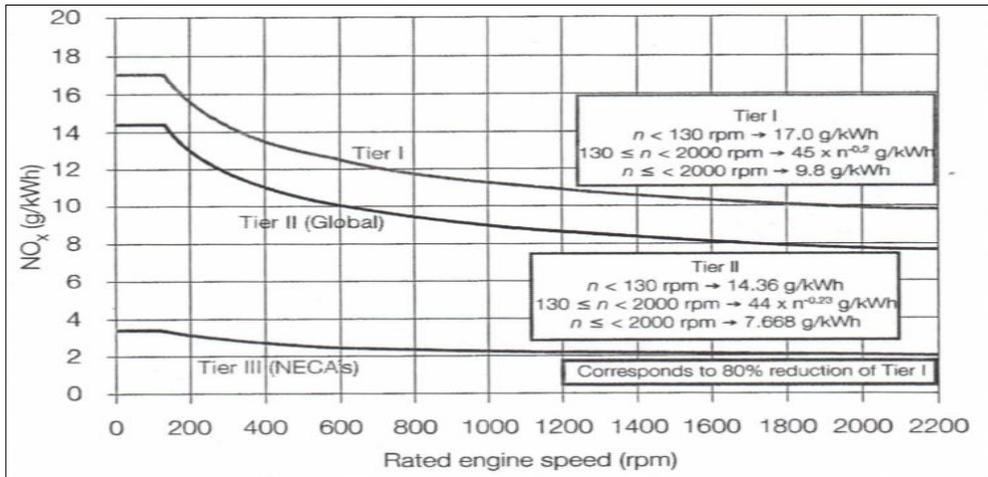


Fig. 1.1 MARPOL Annex VI regulation set by IMO limit NOx emission

Fig.1.1은 IMO에서 규정한 NOx limit를 적용시점 및 정격 기관속도에 따라 정리한 도표이다. Tier I의 경우 정격 기관속도에 따른 배출기준은 130rpm 미만시 17g/kWh이하, 130 rpm 이상 2000 rpm 미만시 $45 \times (\text{회전속도})^{(-0.2)}$ g/kWh 및 2000rpm 이상시 9.8g/kwh 이하로 규정되어 있다. 그러나 환경에 대한 관심이 지속적으로 고조됨에 의해 2008년 IMO는 MEPC 58차 회의 및 NOx technical code의 개정을 채택하여 개정된 부속서 및 NOx technical code 2008을 제정하고 2010년 7월 1부로 효력을 발휘하고 있다. 주요 개정사항으로는 2011년 1월 1일 이후 건조되는 130kW 초과 선박에 탑재된 디젤엔진부터는 앞서 규정된 기준(Tier I)의 약 15~20% 정도 저감한 기준을 규정으로 하고 있으며 추가적으로 2016년 1월 1일 이후 건조된 선박에서는 Tier I의 80% 감소한 NOx 배출물 규제가 적용될 예정이며 이 기준은 질소산화물 배출통제해역을 향해하는 동안 만족하여야 하며, 통제구역 외 지역 운항시는 Tier II 기준에 적합해야한다. 이와 같이 환경문제의 관심 증가로 규제는 점점 강화될 것으로 사료되며, 규제에 따라 선박에 탑재된 디젤엔진의 NOx 예측 기술에 대한 필요성도 크게 대두될 것으로 판단된다.

1.3 연구내용

디젤기관의 연소를 지배하는 인자는 대단히 많지만, 기관조건 및 운전조건이 주어진

경우 연소온도를 크게 좌우하는 인자는 연료 분무 시 반응영역에 도입되는 공기량이
다. 특히 NOx 생성율은 연소 초기의 연소최고온도에 크게 영향을 받기 때문에 연소온
도를 지배하는 반응 영역에서의 공기 과잉율의 파악이 매우 중요하다.

그러나 현실적으로 기존 선박의 엔진성능을 예측하기 위해서는 실린더 내 상태 즉
압력을 측정하여 이로부터 열발생율을 구하고 이를 예측계산에 이용하는 방법이 일반
적이며, 이러한 방법에 의한 실린더 내 압력변화 등 성능 예측결과와 계측결과와 잘
일치하고 있다. 하지만 이 방법은 실린더내의 온도를 평균온도로 취급하기 때문에 온
도에 민감한 배기배출물 에는 예측에 적합하지는 않다.

따라서 NOx 등 대기환경오염물질의 발생량을 예측하기 위해서는 two zone model의
이용이 불가피하다. 그러나, 실용성을 고려한다면, 열발생율을 이용한 연소해석결과를
이용하고이 결과를 활용하여 기연영역과 미연영역 두 영역으로 분리하여 연소영역에서
의 연소 온도를 좀 더 현실에 가깝게 예측한다면 연소생성물의 발생량을 실용 가능한
정도까지 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

이를 위해서는 one zone model의 계산결과를 이용하여 두 영역(two zone)의 온도, 즉
연소영역에서의 연소온도를 파악할 수 있는 계산방법이 요구된다. 본 논문에서는 이미
존재하고 있는 실제 디젤기관의 열발생율을 파악하여 NO 등 연소반응물의 생성량 예측
을 주목적으로 하기 위하여 실측 데이터를 이용하는 방법에 관하여 검토한다.

실측한 실린더 내의 압력변화로부터 구하는 열발생율의 해석에 있어서 공기과잉율은
실린더내 평균공기과잉율을 이용하게 된다.⁴ 그러나 실린더내 상태를 기연영역과 미연
영역으로 분리하여 나타내기 위해서는 연소영역(기연영역)에서의 공기과잉율이 중요한
인자로 되고 이는 배기성능의 예측결과에도 영향을 미친다. 따라서 연소영역에 있어서
의 공기 과잉율의 변화를 정확하게 파악하기는 매우 어려운 문제이다. 본 연구에서는
연소영역에 있어서의 공기과잉율 패턴이 연소영역 온도 및 NOx 생성량에 미치는 영향
을 조사하여 실측 결과와의 비교를 통하여 타당한 실제 패턴을 추정하고자 한다.

2. 압축 착화 엔진의 연소특성 및 NOx 생성

2.1 압축 착화 엔진의 연소특성

압축착화 2행정 디젤기관의 착화는 연료의 자연발화 온도보다 훨씬 높은 압축공기 내에 연료를 제트로 분사하여 미립화 한다. 연료 제트는 주위 공기를 끌어들이고 액적으로 분열된다. 이 반응으로 빠른 연소에 필수적인 혼합기가 형성된다.

연소실 내의 혼합기는 불균일하고 크고 작은 형태로 존재하게 된다. Fig. 2.1은 전형적인 연료분사 후 실린더내 혼합기 형성 보여주고 있다. 이와 같은 여러 혼합기중 연소에 가장 적합한 지역에서 화염면이 발생하게 되고 이 후로 본격적인 연소가 시작되며 Fig. 2.2, Fig. 2.3과 같은 전형적인 형태로 연소가 진행되게 된다. [2]

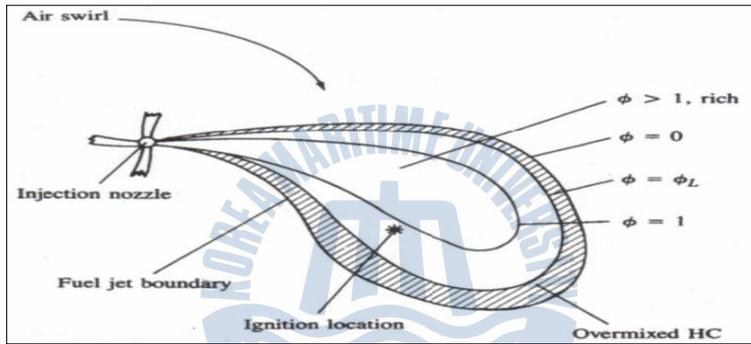


Fig. 2.1 Schematic of fuel spray injected outward

압축착화 엔진의 연소과정은 아래 Fig. 2.2, 2.3과 같이 크게 4 구간으로 나누어 설명된다 .

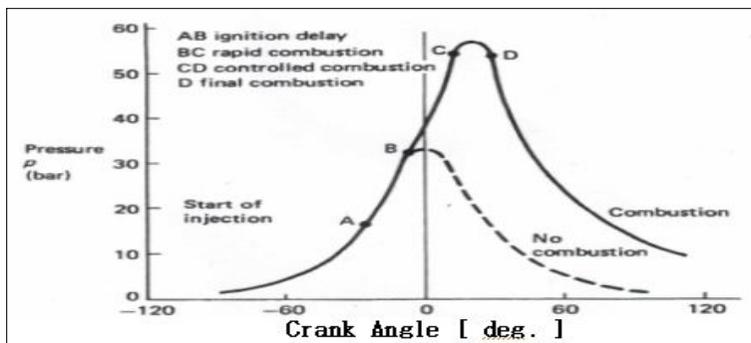


Fig. 2.2 Typical DI engine pressure diagram

착화지연기간(AB구간) 이 기간 동안 연료는 증발 되면서 액적으로 분열되고 공기와 혼합하여 혼합기를 형성하게 된다. 그리고 낮은 속도이지만 화학반응이 시작된다.

급속 또는 비제어 연소(BC구간)는 착화지연 기간 동안 마련된 가연한계치의 연료 공기 혼합기의 점화에 의해 아주 빠른 압력 상승 및 높은 열 발생이 일어나게 된다. 이 기간이 연소온도에 민감하게 반응하는 NO_x생성에 큰 영향을 미친다.

제어연소(CD구간)는 연소준비 되어 있는 연료와 공기의 혼합기에 연소가 시작되고 공기와 혼합된 연료의 양에 따라 연소가 조절된다.

최종연소(D 이후구간)는 분사를 마치고 미연소된 연료가 연소를 지속하는 기간이다. 열발생율은 팽창기간까지 지속된다.

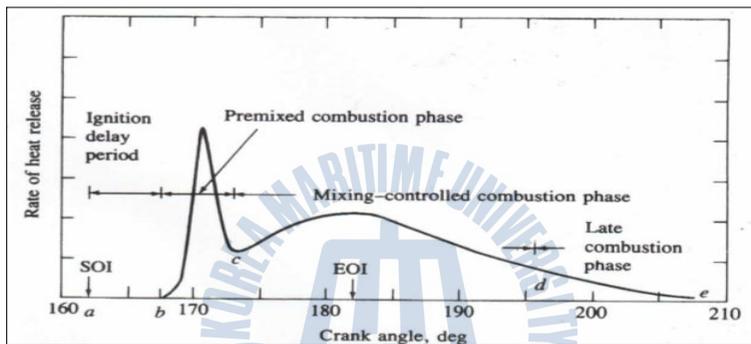


Fig. 2.3 Typical DI engine heat-release rate diagram

2.2 NO 생성 및 배출특성

2.2.1 NO 생성경로

NO_x는 대기의 산소와 질소가 화학반응에 의해 연소과정 동안에 생성되는 것이 일반적이며, 대기오염에 미치는 영향 때문에 연소에서는 중요한 소량 화학종이다.

NO_x는 NO, NO₂, N₂O, N₂O₅ 등을 총괄하며 90% 이상은 NO이다. NO_x는 세가지 화학반응 메카니즘 또는 대기 중의 질소에 의한 과정에 의해서 생성되며 세가지 메카니즘은 아래와 같다.

(1) Thermal or Zeldovich 메카니즘

대기의 질소와 산소가 고온에서 화학반응을 일으켜 기연가스와 화염면에서 생성되며 O, O₂, OH 화학종을 통해서 연료 연소화학과 연결되어 있다.

(2) Fuel NO_x

연료가 질소를 포함하고 있을 때이며, 비교적 저온에서 생성

(3) Prompt or Fenimore 메카니즘.

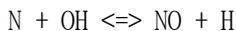
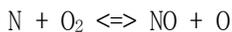
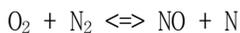
탄화수소 연료의 연소화학과 밀접하게 연결되어 있으며 탄화수소 활성화기와 질소의 반응에 의해 생성되며 열적 메카니즘에 의해 NO가 생성되기 전에 층류 예혼합 화염면에서 빠르게 발생한다.

위의 세가지 메카니즘중 Thermal NO_x가 대부분을 차지하고 앞서 언급한 것과 같이 NO_x성분중 90%이상 NO성분이므로 여기에서는 NO에 대해서만 취급하기로 한다.

2.2.2 NO 생성 이론

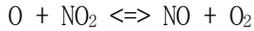
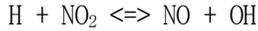
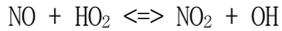
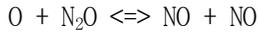
NO는 공기의 혼입에 의한 N₂+O₂ ⇌ 2NO의 반응에 의해 생성될 뿐만 아니라 다른 여러 화학반응에 의해서도 생성된다. Thermal NO_x는 1800K 이상의 고온에서 생성되기 때문에 Thermal NO_x라 불리고 있으며 Zeldovich mechanism의 지배를 받는다고 볼 수 있다. Zeldovich mechanism은 NO 생성반응의 반응물이 넓은 온도 범위에서 적용이 가능하다. 따라서 O, O₂, N₂ 가 평형이라는 가정과 NO 화학작용이 연소 화학작용보다 훨씬 늦다는 것에 착안하여 Zeldovich 메카니즘을 적용해서 NO 생성율에 대한 식을 유도할 수 있다.

확장 Zeldovich 메카니즘은 다음과 같다.



앞에서 언급한 NO₂와 N₂O는 NO에 비교하여 상대적으로 매우 작다고 알려져 있고 NO₂와 N₂O는 보통 낮은 부하에서 NO량 대비 약 30%정도 되지만 부하의 증가와 함께 5%이하로 떨어진다. 따라서 N₂O와 NO₂는 NO에 비해 미소하므로 무시하거나 연소실 화염 확산에 따라 NO로 전환되므로 중간 생성물로 생각할 수 있으며 N₂O 중간생성물 및 NO₂를 통한 NO 생성반응은 다음과 같은 반응식이 된다. [3]





일반적으로 팽창행정 동안의 NO 해리는 온도 감소로 인해 매우 느리게 진행되고 NO 생성율은 연소율보다 느리게 진행되기 때문에 대부분의 NO는 연소가 완전히 이루어진 다음에 생성되고 NO농도가 평형에 도달되는 시간은 다른 생성물 성분이 평형에 도달되는 시간보다 더 많이 요구된다. 즉 NO는 연소 행정에서는 고온이기 때문에 반응속도가 빨라져서 평형농도에 도달되는데 이 때의 NO농도는 매우 높고, 팽창 행정에서는 반응온도가 급격하게 저하 하지만 반응속도가 느려지기 때문에 평형상태에 도달하지 못하고 동결되어 평형상태의 NO농도 보다 상당히 높게 배출된다

NO 생성 메카니즘인 위 반응의 경우 연료의 연소에 의해 고온이 되고 이 온도가 어느 정도 일정하게 유지되면 정반응과 역반응이 일어나고 어느 정도 시간이 경과하면 평형 상태가 된다. 이때의 농도를 비평형으로 계산하여 NO량을 판단할 수 있다.

2.2.3 NO 배출특성

온도 및 공기과잉율은 NO_x 생성에 중요한 변수이다. 문헌에서는 공기과잉율 1.0에 가까울수록, 연소온도는 높을수록 NO_x 생성율이 크게 증가한다고 보고 되고 있다. Fig. 2.4는 공기과잉율 변화에 따른 생성되는 배기배출물 경향을 나타낸다. 공기과잉율이 1.0보다 약간 큰 경우 NO 생성량이 최고를 나타내며 그 경우를 벗어나는 경우는 공기과잉율 차이만큼 생성량이 줄어든다. 그리고 Fig. 2.5는 연소온도에 따른 NO 생성량 변화에 대하여 나타내고 있다. 온도의 증가에 따라 NO 생성량 증가할 뿐 아니라 반응속도도 증가한다. 위의 2가지 요인의 변화에 따라 NO 생성에 큰 영향을 미치므로 예측 프로그램의 작성에 있어서 상기 두 가지 요인을 정확하게 근사하는 계산식이 필요하다고 판단되며 NO 저감 기술에 있어서도 두 가지 요인은 중요한 부분이라고 판단된다.

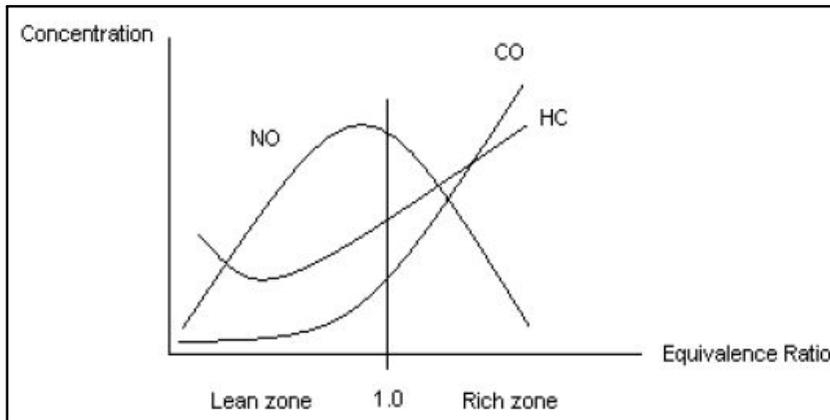


Fig. 2.4 Variation of pollutants with excess air ratio ^[4]

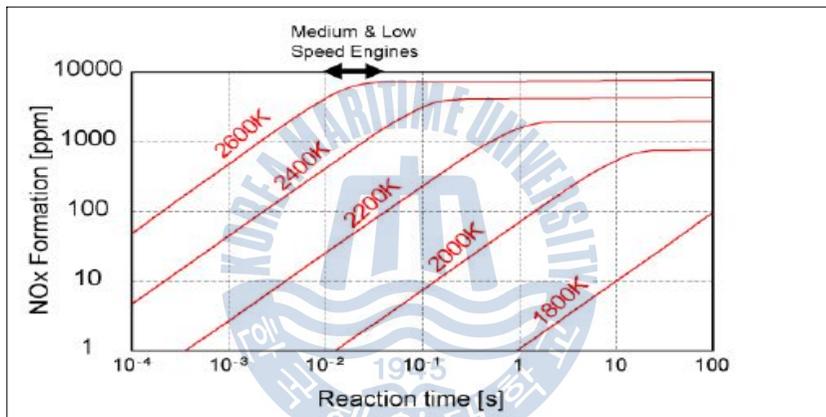


Fig. 2.5 Variation of NO concentration with combustion temperature ^[5]

2.3 NO 생성량 계산방법

NO의 생성과정을 화학적인 측면에서 살펴보면 화학 평형에 도달하기까지의 과정을 반응속도에 입각한 비평형 계산과 반응하면 즉시 평형상태에 도달한다고 가정한 평형 계산법이 있다.^[6] 평형 계산법은 탄화수소계 연료 C_mH_n 을 공기와 반응 시켰을 때, 완전 연소하는 경우 O_2, N_2, CO_2, H_2O 만 생성되지만 실제로는 완전연소는 일어나지 않고 고온의 연소가스에 의해 해리 현상을 일으킨다. 즉 완전가스 성분인 CO_2, H_2O, O_2 가 해리를 일으키고 이 해리에 의해 생성된 H_2, O_2 가 다시 해리를 일으킨 상태에서 정지한다. 다시 말해서, 연소 초기에는 연소실내 가스온도가 낮아서 주연소 기간동안의

급격한 형태와는 다르기 때문에 다른 형태의 반응을 일으킨다.

연소가스가 1000K 이하에서 CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 만 생성되고 1000~3000K 범위에서는 CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , H , O , OH , NO 의 성분을 고려할 수 있다.

하지만 NO농도는 다른 생성물 대비하여 평형도달시간이 많이 요구되므로 평형계산으로부터 구한 결과는 실린더내의 NO발생량은 정성적으로는 설명가능 하지만 정량적으로는 미흡하다. 이와 같은 이유로 NO 농도 계산은 비평형으로 계산되어야한다.

2.3.1 NO 농도 계산

대기 질소로부터 NO가 생성되는 Zeldovich 메카니즘은 일반적으로 화학적인 연-공혼합에서 연소계에 가장 적절하게 적용할 수 있으므로 NO계산을 위한 연소 model에 Zeldovich 메카니즘을 이용하여 계산을 수행할 수 있다. 디젤기관의 경우 연소실내의 각 영역에 대한 연-공혼합 정도가 각 영역마다 다르기 때문에 각 영역을 나누어서 각 영역을 나누어서 각 영역에서 계산을 한 후 평균하여 NO를 산출한다. 그러나 여기서는 연소실 내 영역을 미연영역과 기연영역 두 영역으로 구분하고, 각 영역 내에서는 혼합상태가 각각 균일하다고 가정하고 연료가 연소하는 형태에 Zeldovich 메카니즘을 적용시켜서 화학 비평형 계산으로 NO를 계산한다. NO 생성 비평형 계산에 확장 Zeldovich 메카니즘을 사용한다.



확장 Zeldovich 메카니즘 반응식의 속도상수는 Table 2.1과 같으며 속도 상수는 단지 온도만의 함수로 표시된다. [7]

Table 2.1 Rate constants for NO formation mechanism

Reaction	Rate constant ($cm^3/mol/s$)	Temperature (K)
$O + N_2 \rightarrow NO + N$	$k_1^+ = 7.6 \cdot 10^{13} \exp(-38,000/T)$	2,000~5,000
$N + NO \rightarrow N_2 + O$	$k_1^- = 1.6 \cdot 10^{13}$	300~5,000
$N + O_2 \rightarrow NO + O$	$k_2^+ = 6.4 \cdot 10^9 T \exp(-3,150/T)$	300~3,000
$O + NO \rightarrow O_2 + N$	$k_2^- = 1.5 \cdot 10^9 T \exp(-19,500/T)$	1,000~3,000
$N + OH \rightarrow NO + H$	$k_3^+ = 4.1 \cdot 10^{13}$	300~2,500
$H + NO \rightarrow OH + N$	$k_3^- = 2.0 \cdot 10^{14} \exp(-23,650/T)$	2,200~4,500

확장 Zeldovich 메카니즘 반응식 (2-1)~(2-3)에서 순반응 속도상수를 k^+ , 역반응 속도상수를 k^- 라 하면 NO와 N 생성율은 다음과 같이 수식화 된다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1^+ [O] [N_2] + k_2^+ [N] [O_2] + k_3^+ [N] [OH] - k_1^- [NO] [N] - k_2^- [NO] [O] - k_3^- [H] [NO] \quad (2-4)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = k_1^+ [O] [N_2] + k_2^- [NO] [O] + k_3^- [NO] [H] - k_1^- [NO] [N] - k_2^+ [O_2] [N] - k_3^+ [N] [OH] \quad (2-5)$$

여기서, []는 각 성분의 몰 농도($molecules/cm^3$), k^\pm 는 반응상수 ($cm^3/mole \cdot sec$) 평형계산 결과 $[NO]_{eq}$ 를 이용하여 [NO]에 대한 계산을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \left[-\frac{[N]}{[N]_{eq}} \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} + \frac{[N_2]}{[N_2]_{eq}} \frac{[O]}{[O]_{eq}} \right] R_1 + \left[\frac{[N]}{[N]_{eq}} \frac{[O_2]}{[O_2]_{eq}} - \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \frac{[O]}{[O]_{eq}} \right] R_2 + \left[\frac{[N]}{[N]_{eq}} \frac{[OH]}{[OH]_{eq}} - \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \frac{[H]}{[H]_{eq}} \right] R_3 \quad (2-6)$$

$$R_1 = k_1^+ [O]_{eq} [N_2]_{eq} = k_1^- [N]_{eq} [NO]_{eq} \quad (2-7)$$

$$R_2 = k_2^+ [N]_{eq} [O_2]_{eq} = k_2^- [NO]_{eq} [O]_{eq}$$

$$R_3 = k_3^+ [N]_{eq} [OH]_{eq} = k_3^- [NO]_{eq} [H]_{eq}$$

O, O₂, N₂, H, OH의 반응속도는 충분히 빠르므로 평형농도와 비평형 농도가 같다고 가정할 수 있다. 즉,

$$\frac{[O]}{[O]_{eq}} = 1, \frac{[O_2]}{[O_2]_{eq}} = 1, \frac{[N_2]}{[N_2]_{eq}} = 1, \text{-----}(2-8)$$

$$\frac{[H]}{[H]_{eq}} = 1, \frac{[OH]}{[OH]_{eq}} = 1$$

식 (2-8)을 식 (2-6)에 대입하여 정리하면

$$\frac{d[NO]}{dt} = \left[-\frac{[N]}{[N]_{eq}} \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} + 1 \right] R_1 + \left[\frac{[N]}{[N]_{eq}} - \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right] R_2 \text{-----}(2-9)$$

$$+ \left[\frac{[N]}{[N]_{eq}} - \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right] R_3$$

여기서, $\alpha = \frac{[NO]}{[NO]_{eq}}, \beta = \frac{[N]}{[N]_{eq}}$ 라 두고 정리하면, 식 (2-9)는

$$\frac{d[NO]}{dt} = (-\alpha\beta + 1)R_1 + (-\beta + \alpha)R_2 + (-\beta + \alpha)R_3 \text{-----}(2-10)$$

또한 동일한 방법으로 [N]에 대해 계산하면 식 (2-5)는 아래와 같이 된다.

$$\frac{d[N]}{dt} = -\beta(\alpha R_1 + R_2 + R_3) + \alpha(R_2 + R_3) + R_1 \text{-----}(2-11)$$

그러나, [N]은 통상 매우 작으므로 $\frac{d[N]}{dt} = 0$ 이라고 가정할 수 있으므로 식 (2-11)은 다음과 같이 된다.

$$-\beta(\alpha R_1 + R_2 + R_3) + \alpha(R_2 + R_3) + R_1 = 0 \text{-----}(2-12)$$

$$\beta = \frac{R_1 + \alpha(R_2 + R_3)}{(\alpha R_1 + R_2 + R_3)}$$

식 (2-12)을 식 (2-10)에 대입하여 정리하면

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1(1-\alpha^2)}{(1+\alpha K)} \text{-----(2-13)}$$

여기서는 $K = \frac{R_1}{R_2 + R_3}$ 이다. 방정식 (2-13)의 해석해를 이용하면 NO생성물에 대한 몰농도 [NO]를 구할 수 있다. 이로부터 NO 발생농도(ppm)을 구할 수 있다..

식 (2-13)을 변형하여 해석해를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} = \frac{x}{x_{eq}} \\ x_{eq} \frac{d\alpha}{dt} &= \frac{2R_1(1-\alpha^2)}{(1+\alpha K)} \\ \frac{(1+\alpha K)}{(1-\alpha^2)} \frac{d\alpha}{dt} &= \frac{2R_1}{x_{eq}} \\ (1-\alpha)^{(K+1)} \cdot (1+\alpha)^{(K-1)} &= \exp\left(-\frac{4 \cdot R_1 \cdot \Delta t}{x_{eq}}\right) \text{-----(2-14)} \end{aligned}$$

식 (2-14)을 Newton-raphson 법에 의하면 α 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} f(\alpha) &= (1-\alpha)^{(K+1)} \cdot (1+\alpha)^{(K-1)} - \exp\left(-\frac{4 \cdot R_1 \cdot \Delta t}{x_{eq}}\right) \\ f'(\alpha) &= -\frac{2 \cdot (1-\alpha^2)^K \cdot (K \cdot \alpha + 1)}{(1+\alpha^2)} \\ \alpha_{n+1} &= \alpha_n - \frac{f(\alpha)}{f'(\alpha)} \\ [NO] &= \alpha \cdot [NO]_{eq} = \alpha \cdot \frac{y_i \cdot p}{Ru \cdot T} \text{ [mol/cm}^3\text{]} \end{aligned}$$

질량분율(mass fraction) {NO}는 다음과 같은 관계를 이용한다.

$$\begin{aligned} \{C_{NO}\} &= [NO] \cdot \frac{M_{NO}}{\rho} = \alpha \cdot y_i \\ \{C_{NO}\} &= \int \{C_{NO}\}_f \cdot dx_b \\ C_{NOav} &= \{C_{NO}\} \cdot \frac{M_C}{M_{NO}} \end{aligned}$$

여기서, X는 local mass fraction 이며, $\{C_{NO}\}_f$ 는 final frozen NO mass fraction을 의미한다. 또한, C_{NOav} 는 배기가스중 NO의 평균농도 (kg[NO]/kg[gas], $*10^6$ ppm(wt)) 를 나타낸다.

2.3.2 배기가스중의 NO 배출량 계산

NO_x technical code 에서는 배기가스 농도를 ppm(V/V) 또는 % (V/V)로 정의하고 있다. 상기 계산 결과는 실린더내 에서의 계산결과를 나타낸다. 따라서 배기관내의 배기가스 농도로 환산할 필요가 있다. 또한 계산결과 또는 측정결과에 의한 NO 농도는 비교를 위하여 기준 산소(Reference O₂ concentration 13%, O_{2 ref}= 13.0)에 대한 환산 농도를 이용한다. 환산방법은 다음과 같다. 즉, 반응역역에 있어서의 NO 농도 및 배기가스중의 NO 환산농도($mol[NO]/mol[gas]$, $*10^6$ ppm (V/V))는 다음과 같이 된다.

배기관내의 배기가스 농도로 환산방법은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_{NO} &= [NO]_c \frac{\rho_{NO}}{\rho_c} m_c \\ &= [NO]_{ex} \frac{\rho_{NO}}{\rho_{ex}} m_{ex} \end{aligned}$$

여기서 $m_{ex} = m_c + m_s$ 이고, 가스의 분자량을 M이라 하면 $\frac{\rho_{NO}}{\rho_c} = \frac{M_{NO}}{M_c}$ 이므로

$$\begin{aligned} [NO]_{ex} &= \frac{\rho_{ex}}{\rho_{NO}} \frac{m_{NO}}{m_{ex}} \\ &= \frac{\rho_{ex}}{\rho_{NO}} [NO]_c \frac{\rho_{NO}}{\rho_c} \frac{m_c}{m_c + m_s} = \frac{M_{ex}}{M_c} [NO]_c \frac{m_c}{m_c + m_s} \end{aligned}$$

$$(m_{O_2})_c = [O_2]_c \frac{\rho_{O_2}}{\rho_c} m_c$$

$$\begin{aligned} (m_{O_2})_{ex} &= [O_2]_{ex} \frac{\rho_{O_2}}{\rho_{ex}} (m_c + m_s) \\ &= [O_2]_c \frac{\rho_{O_2}}{\rho_c} m_c + [0.21] \frac{\rho_{O_2}}{\rho_s} m_s \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [O_2]_{ex} &= \frac{\rho_{ex}}{\rho_{O_2}} \frac{1}{m_c + m_s} \left([O_2]_c \frac{\rho_{O_2}}{\rho_c} m_c + [0.21] \frac{\rho_{O_2}}{\rho_s} m_s \right) \\ &= \frac{1}{m_{ex}} \left(\frac{M_{ex}}{M_c} [O_2]_c m_c + \frac{M_{ex}}{M_{air}} [0.21] m_s \right) \\ &= \frac{1}{m_{ex}} ([O_2]_c m_c + [0.21] m_s) \end{aligned}$$

기준 산소에 대한 환산방법은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} C_{NO_v} &= \int \alpha \cdot y_{NO} \cdot \frac{M_b}{M_{NO}} \cdot dx_b \\ Corr.C_{NO_v} &= C_{NO_v} \cdot \frac{(21.0 - O_{2ref})}{(21.0 - O_{2cal})} \end{aligned}$$

여기서, O_{2ref} 는 기준산소농도로 일반적으로 13 %를 적용한다. O_{2cal} 은 산소농도의 계산결과 또는 측정결과의 % 농도를 의미한다. NO 배출량(G_{NO})는 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} G_{NO} &= \frac{\rho_{NO}}{\rho_{exh}} \cdot Q_{exh} \cdot C_{NO_{av}} \cdot K_{hd} / Power \\ &= 0.001586 \cdot Q_{exh} \cdot C_{NO_{av}} \cdot 0.9 / Power \end{aligned}$$

여기서, G_{NO} 의 단위는 [g/kW-h]이고, Power은 엔진출력 kW이다. 또한, K_{hd} 는 보정계수 (NO_x humidity correction factor)로 NO_x technical code에 따르며, 일반적으로 0.9를 이용한다.)

3. 열사이클 모델링 및 이론해석

3.1 성능해석 모델링 및 예측 범위

배기배출물 성분의 정량적인 예측을 위해서는 가스교환 과정과 연소과정이 매우 중요한 영향을 미친다. 이 과정을 근사하는 적합한 모델링을 적용함으로써 엔진에서 배출되는 배기배출물을 예측할 수 있으며, 엔진 설계시 이를 이용하여 시간과 비용을 절약하는 효과를 얻을 수 있다.

사이클의 해석에 있어서는 흡·배기계를 포함하는 가스교환과정과 연소과정이 포함되는 압축팽창과정이 있으며, 각각 취급하는 현상이 다르고, 엄밀하게 해석하는 데는 계산이 복잡하게 되기 때문에 사용목적에 따라서 알맞은 해석방법을 선택하는 것이 바람직하다.

선박용 디젤기관의 성능을 예측할 수 있는 많은 프로그램들이 이미 개발되어 설계에 활용되고 있으나, 본 연구에서는 흡 배기 계통에는 용적 근사 모델을 적용하여 개발된 기존의 프로그램을 배기가스 조성을 계산할 수 있도록 확장 개발하였다. 연소과정은 one zone 모델과 two zone 모델을 선택적으로 적용할 수 있도록 하였다.

3.1.1 가스흐름계통의 모델링

Fig. 3.1에 용적근사모델^[8]의 개념도를 보인다.

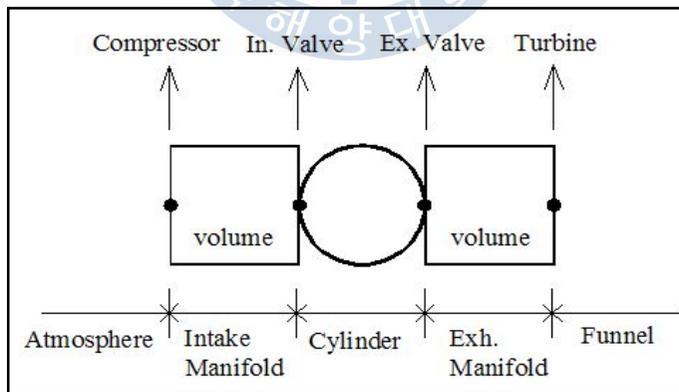


Fig. 3.1 Filling and emptying model^[9]

이 모델은 흡·배기관계 및 실린더 등의 용적을 용기의 결합계로 근사하는 모델이다. 준정상 모델의 경우보다 실제에 근접하지만, 관내의 압력과의 전파에 의한 영향을

표현할 수 없기 때문에 고속기관의 경우 오차가 크게 되고 흡·배기계의 기본적인 설계에는 부적당하다. 그러나 대형저속기관(선박용 기관)의 성능 예측 및 과도특성 등의 계산에 적합하여 많이 이용된다.

3.1.2 연소 과정의 모델링

(1) 단일 영역 모델 (Single zone model)

실린더내의 압력, 온도 및 조성이 일정하다고 가정하는 모델이다. 이 모델은 실린더내 공기의 상태를 평균적인 것으로 정의하기 때문에 연소영역과 미연소영역을 구분하지 않는다. 이 모델은 열전달과 가스흐름현상을 매우 간단히 포함시킬 수 있는 장점이 있다. 이 모델에서의 연소과정은 열이 부가되는 과정으로 고려될 수 있다.

(2) 다 영역 모델 (Two zone model)

Two zone model은 연소실의 기하학적인 형상과 연소가스와 미연소가스의 존재를 고려할 수 있는 모델이다. 실린더 내 혼합기는 연소된 영역과 미연소영역으로 구분되어 두 영역사이에는 불연속성의 표면으로 분리되어 있다고 가정한다. 두 영역에서의 온도 및 가스조성은 다르며, 압력은 같다고 가정한다. 따라서 온도에 크게 영향을 받는 가스의 조성 즉 연소생성물의 계산에 적합하다.

3.1.3 성능예측 계산 범위

선박용 추진기관은 대부분 2행정 대형 저속 디젤 기관이며, 유니플로우(uniflow) 소기방식과 과급(turbo-charging) 시스템이 채택되어 있다. 따라서 여기에서는 선박용 추진기관용 디젤기관을 그 대상 범위로 한정하고, 프로그램의 간략화와 활용도를 높이기 위해서 흡,배기 계통에는 용적근사모델(filling and emptying model), 실린더내 연소 과정에는 one zone 모델과 two zone 모델을 선택적으로 사용하기로 한다.

3.2 2영역 모델에 의한 실린더내 상태 변화

3.2.1 2영역 모델의 관계식

(1) 2영역 모델의 개요

디젤기관의 경우 연료의 분사로 인해 혼합기 형성과정이 매우 복잡하며 공간적으로 다양하게 형성된다. 여기에는 연료분사 및 증발과정 그리고 공기유입 효과 및 유동에 의한 혼합기 형성과정이 관여하기 때문이다. 이에 관한 많은 이론 모델이 연구되어 있다. 또한 2장에서 언급한 연소생성물의 발생에는 연소실내의 혼합기의 온도 및 혼합비가 밀접하게 관계한다. 따라서 연소실 영역을 여러 영역으로 취급할 필요가 있다. 구분영역이 많을수록 정밀한 계산이 가능하나 기연영역과 미연영역의 두 영역으로 구분하여 two zone model로 취급하는 경우가 많다. Two zone model은 실린더 내 가스 상태를 연소된 영역과 미연소영역으로 구분하여 두 영역사이에는 불연속의 표면으로 분리되어 있다고 가정한다. 두 영역의 온도와 가스 조성은 다르며, 압력은 같다고 가정한다. 따라서 온도에 크게 영향을 받는 연소생성물의 계산에 적합하다. Fig. 3.2는 two zone model에 의한 실린더내의 가스 상태를 나타내는 개념도이다. U는 미연연소 영역인 공기 영역을 나타내고 A는 연소영역을 나타내며 두 영역 사이에는 화염면에 의하여 구분된다고 가정한다. A 영역의 BL은 열적 경계층을 나타내며, W는 피스톤에 의한 외부일을 Q는 실린더 벽을 통한 열손실을 의미한다.

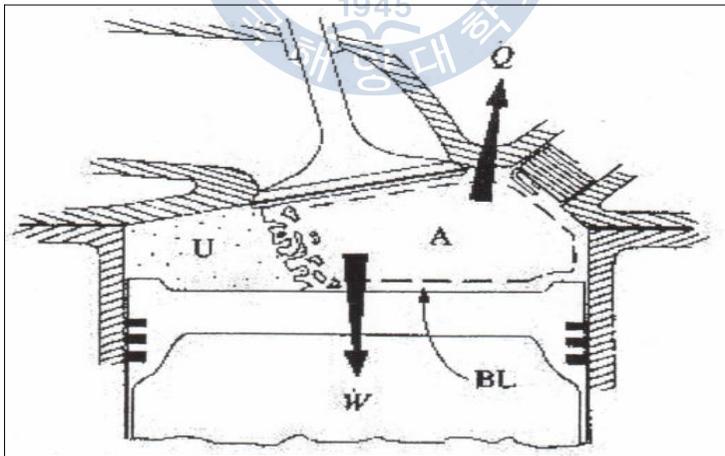


Fig. 3.2 Schematic of two zone model during combustion

(2) 실린더내 상태 방정식

두 영역의 상태를 나타내는 변수는 P, v_b, v_u, T_b, T_u 5개이며 5개의 관계식이 요구된다. 여기서 첨자 b와 u는 연소영역과 미연소영역(공기영역)을 의미한다.

$$\frac{dP}{P} + \frac{dv_b}{v_b} = \frac{dT_b}{T_b} \text{-----}(3-1)$$

$$\frac{dP}{P} + \frac{dv_u}{v_u} = \frac{dT_u}{T_u} \text{-----}(3-2)$$

$$d(mu)_b = dQ_f - dQ_{wb} - A \cdot P \cdot dV_b - C_{pb} \cdot T_b \cdot dm_{lb} + dh_a \text{-----}(3-3)$$

$$d(mu)_u = -dQ_{wu} - A \cdot P \cdot dV_u - C_{pu} \cdot T_u \cdot dm_{lu} - dh_a \text{-----}(3-4)$$

또한 $v = \frac{V}{m} = xv_b + (1-x)v_u$ 의 관계로부터

$$\frac{1}{m}dV - \frac{V}{m^2}dm = xv_b + (1-x)dv_u + (v_b - v_u)dx \text{-----}(3-5)$$

여기서 x 는 연료 연소비율이며, 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$dV_b = d(v \cdot m)_b = m_b \cdot dv_b + v_b \cdot dm_b \text{-----}(3-6)$$

$$dV_u = d(v \cdot m)_u = m_u \cdot dv_u + v_u \cdot dm_u \text{-----}(3-7)$$

식(3-6)을 식(3-3)에 대입하여 아래의 식(3-8)을 얻는다.

$$\begin{aligned} & dm_b \cdot C_{vb} \cdot T_b + m_b \cdot C_{vb} \cdot dT_b \\ & = dQ_f - dQ_{wb} - A \cdot P(m_b \cdot dv_b + v_b \cdot dm_b) - dm_{lb} \cdot C_{pb} \cdot T_b + dh_a \end{aligned}$$

여기서 $dQ_f - dQ_{wb} - (dm_b + dm_{lb}) \cdot C_{pb} \cdot T_b + dh_a = AB$ 라 하면

$$m_b \cdot C_{vb} \cdot dT_b + A \cdot P \cdot m_b \cdot dv_b = AB \text{ -----(3-8)}$$

마찬가지로 식(3-7)을 식 (3-4)에 대입하여 아래의 식(3-9)을 얻는다.

$$\begin{aligned} dm_u \cdot C_{vu} \cdot T_u + m_u \cdot C_{vu} \cdot dT_u \\ = -dQ_{um} - dm_u \cdot C_{vu} \cdot T_u - A \cdot P \cdot v_u \cdot dm_u - dm_{lu} \cdot C_{pu} \cdot T_u + dh_a \end{aligned}$$

여기서 $-dQ_{um} - (dm_u + dm_{lu}) \cdot C_{pu} \cdot T_u + dh_a = AU$ 라 하면

$$m_u \cdot C_{vu} \cdot dT_u + A \cdot P \cdot m_u \cdot dv_u = AU \text{ -----(3-9)}$$

여기서, 다음과 같은 관계식을 이용한다. 그리고 L_0 는 이론공기과잉율, λ 는 공기과잉율, FM 은 분사된 연료량, H_i 은 저위발열량, FML 은 연료 손실계수이며 0.9이다.

$$dm_b = dm_f + dm_a = dm_f (1 + L_0 \cdot \lambda)$$

$$dm_u = -dm_a = -dm_f \cdot L_0 \cdot \lambda$$

$$dm_f = FM \cdot dx$$

$$dQ_f = dm_f \cdot H_i \cdot FML$$

$$dh_a = dQ_a = C_{pu} \cdot T_u \cdot dm_a$$

또한 식(3-8)을 식(3-1)에 대입하여 아래의 식 (3-10)을 얻는다.

$$\begin{aligned} \frac{dP}{P} + \frac{1}{v_b} \left\{ \frac{1}{A \cdot P \cdot m_b} (AB - m_b \cdot C_{vb} \cdot dT_b) \right\} &= \frac{dT_b}{T_b} \\ \frac{dP}{P} + \frac{AB}{A \cdot P \cdot m_b \cdot v_b} &= \frac{dT_b}{T_b} + \frac{m_b \cdot C_{vb} \cdot dT_b}{A \cdot P \cdot m_b \cdot v_b} \text{ -----(3-10)} \end{aligned}$$

식(3-10)을 식(3-8)과 식(3-9)에 각각 대입하여 아래의 식(3-11)과 식(3-12)을 얻는다.

$$dT_b = \left(\frac{dP}{P} + \frac{AB}{A \cdot P \cdot V_b} \right) / \left(\frac{1}{T_b} + \frac{C_{vb}}{A \cdot P \cdot V_b} \right)$$

$$dT_b = \frac{k_b - 1}{k_b} \cdot T_b \left(\frac{dP}{P} + \frac{AB}{A \cdot P \cdot V_b} \right) \text{-----(3-11)}$$

$$dT_u = \frac{k_u - 1}{k_u} \cdot T_u \left(\frac{dP}{P} + \frac{AU}{A \cdot P \cdot V_u} \right) \text{-----(3-12)}$$

식(3-8)과 식(3-9)을 식(3-5)에 대입하여 아래의 식 (3-13)을 얻는다.

$$v = xdv_b + (1-x)dv_u$$

여기서, $\frac{1}{m}dV - \frac{V}{m^2}dm - (v_b - v_u)dx = CAB$ 라 하면

$$\frac{x(AB - m_b \cdot C_{vb} \cdot dT_b)}{A \cdot P \cdot m_b} + \frac{(1-x)(AU - m_u \cdot C_{vu} \cdot dT_u)}{A \cdot P \cdot m_u} = CAB \text{-----(3-13)}$$

또한 식(3-11)과 식(3-12)를 식(3-13)에 대입하고, 다음의 관계를 이용하여 정리하면 최종적으로 결과식 (3-14)를 얻는다.

$$C_v \cdot \frac{k-1}{k} = \frac{A \cdot R}{k}$$

$$m_b = x \cdot m$$

$$m_u = (1-x) \cdot m$$

$$\left\{ x \cdot AB - x \cdot m_b \cdot C_{vb} \cdot \frac{k_b - 1}{k_b} \cdot T_b \left(\frac{dP}{P} + \frac{AB}{A \cdot P \cdot V_b} \right) \right\} / (A \cdot P \cdot m_b)$$

$$+ \left\{ (1-x)AU - (1-x)m_u \cdot C_{vu} \cdot \frac{k_u - 1}{k_u} \cdot T_u \left(\frac{dP}{P} + \frac{AU}{A \cdot P \cdot V_u} \right) \right\} / (A \cdot P \cdot m_u)$$

$$= CAB$$

$$\begin{aligned}
& \frac{x \cdot AB}{A \cdot P \cdot m_b} - \frac{x}{A \cdot P \cdot m_b} \cdot \frac{A \cdot R}{k_b} \cdot m_b \cdot T_b \left(\frac{dP}{P} + \frac{AB}{A \cdot P \cdot V_b} \right) \\
& + \frac{(1-x)AU}{A \cdot P \cdot m_u} - \frac{(1-x)}{A \cdot P \cdot m_u} \cdot \frac{A \cdot R}{k_u} \cdot m_u \cdot T_u \left(\frac{dP}{P} + \frac{AU}{A \cdot P \cdot V_u} \right) = CAB \\
& = \frac{1}{m} \left\{ AB \left(\frac{k_b - 1}{k_b} \right) + AU \left(\frac{k_u - 1}{k_u} \right) - A \cdot P \cdot m \cdot CAB \right\} \\
dP & = \frac{P \left(AB \left(\frac{k_b - 1}{k_b} \right) + AU \left(\frac{k_u - 1}{k_u} \right) - A \cdot P \cdot m \cdot CAB \right)}{A \cdot R \cdot m (x \cdot T_b \cdot k_b + (1-x) \cdot T_u \cdot k_u)}
\end{aligned}$$

여기서, $A \cdot R \left(\frac{x}{k_b} \cdot T_b + \frac{1-x}{k_u} \cdot T_u \right) \frac{dP}{P} = CCAB$ 라 하면,

$$dP = P \cdot \frac{CB + CU - A \cdot P \cdot m \cdot CAB}{CCAB} \text{-----(3-14)}$$

각 수식의 표현 이용된 각각의 기호를 다시 한번 정리하여 나타내면 다음과 같다.

$$CCAB = A \cdot R \cdot m \{ x \cdot T_b \cdot k_b + (1-x) \cdot T_u \cdot k_u \}$$

$$CAB = \frac{dV}{m} - \frac{V \cdot dm}{m^2} - (v_b - v_u) dx$$

$$CB = AB \cdot \frac{k_b - 1}{k_b}$$

$$CU = AU \cdot \frac{k_u - 1}{k_u}$$

$$AB = dQ_f - dQ_{wb} - C_{pb} \cdot T_b \cdot (dm_b + dm_{lb}) + dh_a$$

$$AU = -dQ_{wu} - C_{pu} \cdot T_u \cdot (dm_u + dm_{lu}) + dh_a$$

따라서, 식(3-14)로부터 dP 를 구하고, 이를 식(3-11)과 식(3-12)에 대입하여 dT_b 및 dT_u 를 구할 수 있다.

(3) 실린더 체적과 크랭크 각과의 관계

실린더내의 체적과 크랭크 각과의 관계는 다음과 같다.

$$V_{\theta} = V_c + \frac{\pi}{4} d^2 x(\theta)$$

$$x(\theta) = \frac{(1 - \cos \theta)}{2} S + \frac{S}{2} \lambda_{cr} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda_{cr}^2}} \right) \text{-----(3-15)}$$

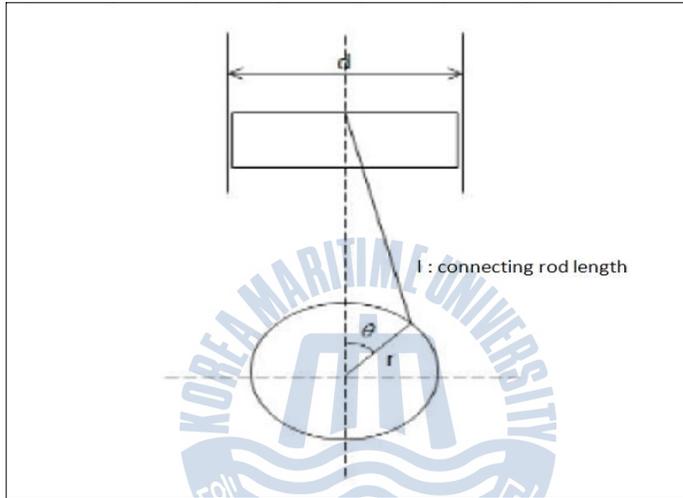


Fig. 3.3 Basic geometry of internal combustion engine

이때 λ_{cr} (연접봉 길이와 크랭크 샤프트 반지름과의 비)는 $\frac{l}{r}$ 즉, $\frac{2l}{S}$ 이며, l 은 연접봉 길이 이다.

$$V_c = \frac{1}{\epsilon - 1} V_h ,$$

$$V_h = \frac{\pi}{4} d^2 S$$

$$V_{\theta} = \frac{V_h}{\epsilon - 1} + \frac{\pi}{4} d^2 S \left\{ \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{\lambda_{cr}}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda_{cr}^2}} \right) \right\}$$

$$= V_h \left\{ \frac{1}{\epsilon - 1} + \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{\lambda_{cr}}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda_{cr}^2}} \right) \right\} \text{-----} (3-16)$$

$$dV_\theta = V_h \left\{ \frac{\sin \theta}{2} + \frac{\lambda_{cr}}{2} \left(- \frac{\frac{1}{2} \frac{2}{\lambda_{cr}^2} \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda_{cr}^2}}} \right) \right\}$$

$$= V_h \frac{\sin \theta}{2} \left(1.0 + \frac{1}{\lambda_{cr}} \cos \theta \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda_{cr}^2}}} \right) \text{-----} (3-17)$$

(4) 실린더벽으로의 열손실

dQ_w 는 실린더 벽을 통한 열전달율을 나타내며 식(3-18)과 같이 구할 수 있다. ^[10]

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \alpha \sum_{i=1}^3 \{F_i(T - T_{wi})\}_i \text{-----} (3-18)$$

- α : 열전달계수
 F_i : 연소실을 구성하는 면적 성분 ($i=1, 2, 3$)
 T : 연소실 가스 온도
 T_{wi} : 연소실을 구성하고 있는 면적 성분의 온도 ($i=1, 2, 3$)

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

$$x(\theta) = \frac{1 - \cos \theta}{2} S + \frac{S}{2} \lambda_{cr} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda_{cr}^2}} \right)$$

열전달계수 α 는 다음과 같은 식을 이용한다.

$$\alpha = 0.49 \frac{\delta}{d} Re^{0.7} \text{-----} (3-19)$$

여기서 F_p : 예혼합 연소비율, F_d : 확산 연소비율, θ : 크랭크 angle

θ_p : 예혼합 연소시작 angle, θ_d : 확산연소시작 angle

θ_{dp} : 예혼합 연소기간, θ_{dd} : 확산연소 기간.

따라서 중첩 Wiebe함수를 이용하여 열발생율(Heat release rate)은 다음과 같이 표현된다.

$$dQ_b = m_f \cdot Q_f \cdot dx \text{-----}(3-24)$$

여기서 Q_f : 발열량 (kcal/kg), m_f : 사이클당 연료 공급량 (kg/cyl)

3.2.2 계산결과 및 고찰

디젤엔진에 있어서 연료는 연소시작 직전에 실린더 내에 분사하기 때문에 연소실내 혼합기의 혼합상태 즉 공기과잉율이 공간적으로 불균일하고 시간적으로 변화하기 때문에 실린더 내 상태에 밀접하게 영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 two zone 모델의 계산 프로그램의 활용성을 고려하여 연소과정에 있어서 공기과잉률 값을 다양하게 변화 변화시킬 수 있도록 하는 것이 바람직하다고 판단되어 임의로 변화시킬 수 있도록 하였다. Fig. 3.4~3.9는 공기과잉율이 연소기간중 일정 및 변화한다고 가정한 경우의 계산된 결과를 나타낸다. R 1.0은 연소시작부터 종료까지 공기과잉율이 1.0 일정가정 및 이론 공연비와 유사하게 연소하는 경우이며, R 1.5의 경우는 연료 연소종료시 공기과잉율 1.5인 것을 고려하여 해당한 경우이다. R 1.0~1.5는 연소시작시 1.0, 연소종료시 1.5로 연료 연소비율만큼 공기과잉율 증가하여 변화하는 과정을 계산하였으며 그 결과 값은 Fig. 3.4~3.9와 같으며 횡축에는 크랭크 각도를 종축에는 연소실 상태를 나타내는 압력, 평균온도, 기연가스온도 및 미연가스온도를 표시하여 각 공기과잉율의 변화에 따른 결과를 비교하였다.

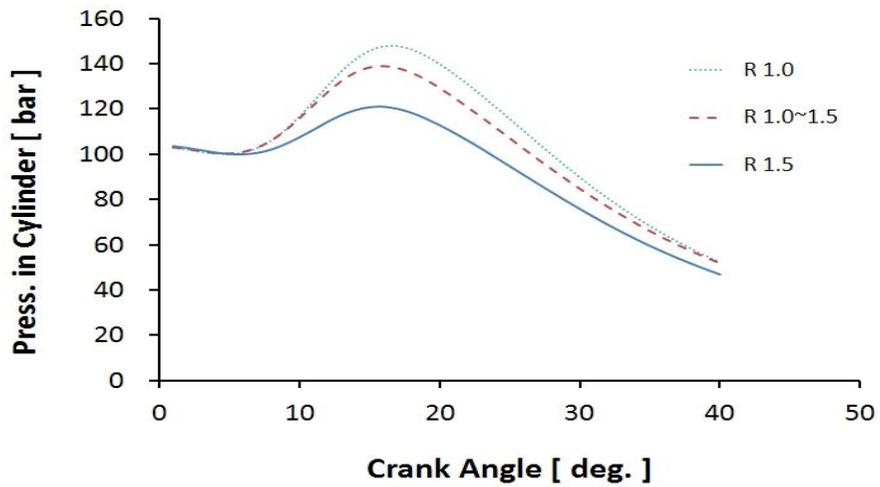


Fig.3.4 Variation of pressure with each excess air ratio

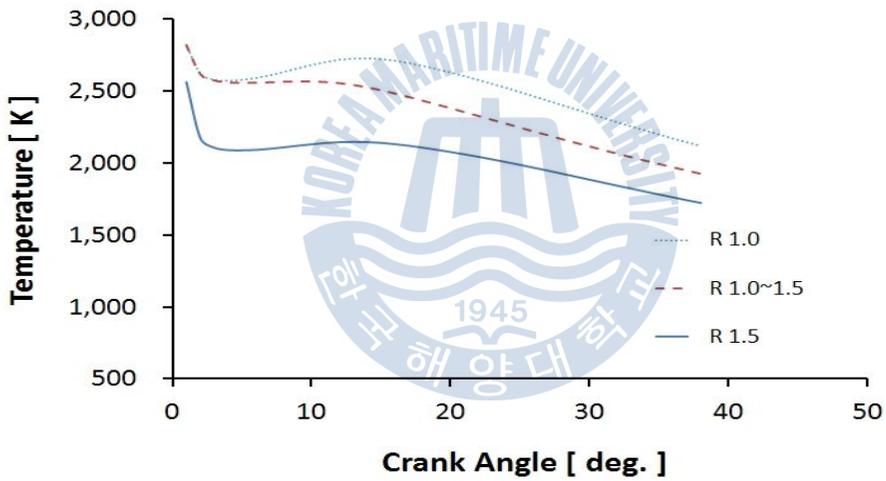


Fig. 3.5 Variation of burned gas temperature with each excess air ratio

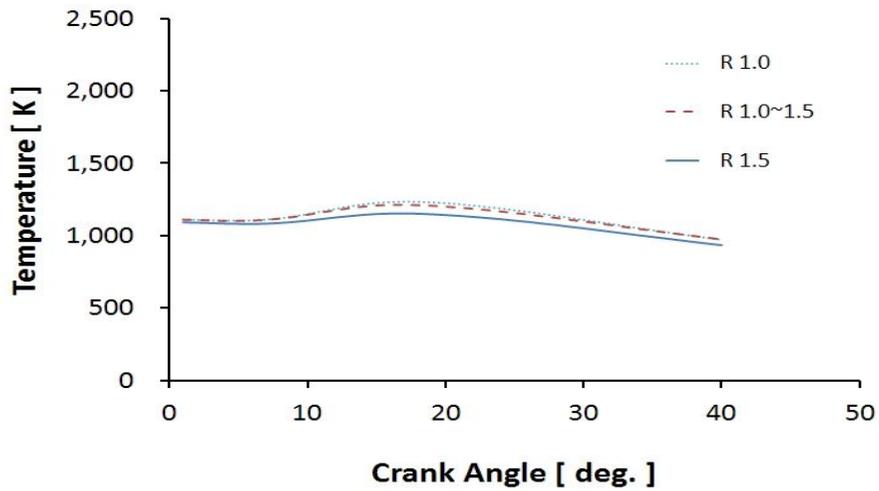


Fig. 3.6 Variation of unburned gas temperature with each excess air ratio

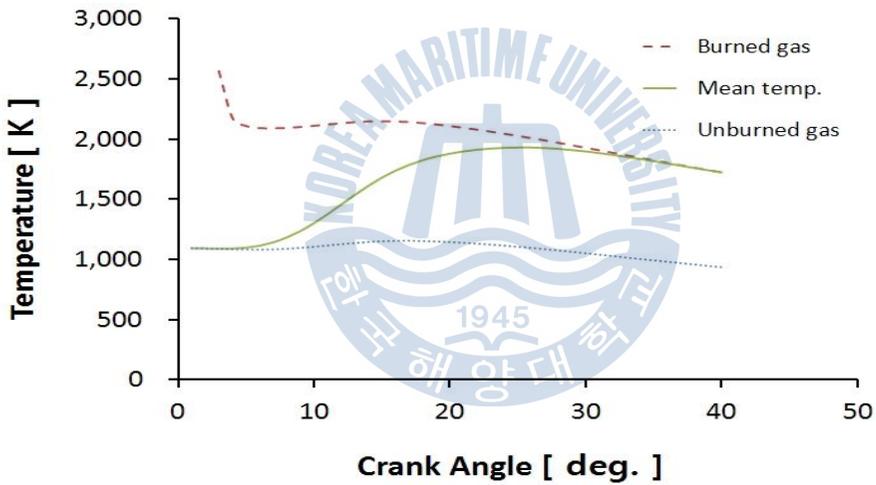


Fig 3.7 Burned gas, unburned gas and mean gas temperature at 167rpm

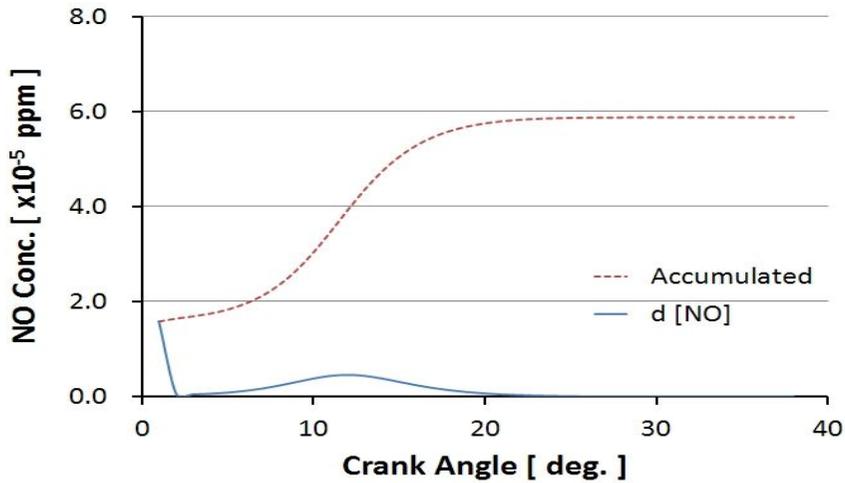


Fig. 3.8 NO Concentration with two zone model at 167rpm

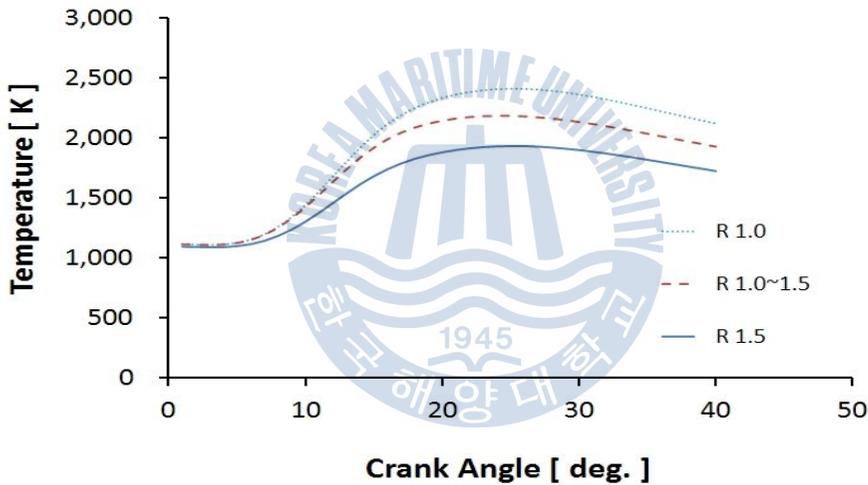


Fig.3.9 Variation of mean gas temperature with each excess air ratio

Table 3.1 Results of calculation with two zone model at 167rpm

Pattern	NO [ppm]	P_{comp} [bar]	P_{max} [bar]	Max. mean Temp., [K]
R 1.0	1515	103.1	147.8	2407
R 1.5	32	103.8	121.0	1929
R 1.0~1.5	87	103.7	126.0	2007

Fig. 3.4~3.9를 통하여 공기과잉율의 변화에 따라 연소실 압력 및 온도가 크게 변하는 결과를 보이고 있다. 공기과잉율이 작을수록 연소실내 온도 및 압력이 증가함을 알 수 있으며, 이 결과로 공기과잉율이 연소구간에 낮을수록 NO 생성농도도 크게 증가함을 Table 3.1를 통해 확인 할 수 있었다. NO생성에 중요한 요소인 공기과잉율과 온도 두 가지 변수가 동시에 변화므로 NO예측하는데 어려움이 있으며, 또한 공기과잉율에 따라 압력이 변동하여 성능 예측에도 문제가 있다고 판단된다. 이상의 검토 결과로 2영역 모델은 새로운 엔진의 개발단계에서나 또는 공기과잉율의 변화에 의한 영향을 분석하고 고찰시에는 바람직한 모델이 된다고 판단된다. 그러나 실린더내 압력데이터를 파악하고 있는 기존의 엔진에는 적용에 어려움이 있다고 판단된다.

3.3 수정 2영역 모델에서의 연소온도 계산

3.3.1 기본가정

앞서 언급한 2영역 모델은 실린더내를 두개의 영역으로 취급하여 온도에 민감한 NO 생성 예측에 적합한 모델이다. 그리고 NO 생성은 공기과잉율에도 민감하게 반응하므로 온도와 함께 연소실내 공기과잉율 변화에 의한 영향을 고려할 수 있다.

그러나 실린더내 상태, 즉 연소실내 압력과 온도가 공기과잉율 변화에 따라 변하기 때문에 이미 실린더내 압력 데이터를 파악하고 있는 기존의 엔진에는 적용하는 것이 곤란하다는 문제점이 있다. 따라서 이미 파악된 실린더내 압력 상태를 이용하기 위해서는 새로운 계산방법이 적용되어야 한다고 판단된다. 새로운 계산방법은 여기서는 편의상 수정 2영역 모델이라고 부르기로 한다. 수정 2영역 모델은 NO에 영향을 미치는 중요한 2가지 요인중 미연영역 및 기연영역 온도를 계측된 실린더내 압력과 평균온도를 이용하여 구함으로써 공기과잉율의 변화에도 실린더내 상태를 유지하면서 NO 생성량에 미치는 영향을 파악하는데 적합하다고 판단된다. 수정 2영역 모델은 다음과 같은 가정하에서 적용한다. ^[12]

- 1) 실린더내 가스를 연소영역과 미연소 영역으로 분리하고, 두 영역의 압력은 동일하다.
- 2) 각 영역에서의 가스상태는 균일하며 또한 열적으로는 단열이어서 각각 독립적으로 상태 변화를 한다.
- 3) 연소영역에 있어서의 가스량은 연소한 연료중량 및 연소영역에 유입되는 공기량의

합으로 하며, 그 외는 모두 미연소영역의 가스중량으로 한다.

- 4) 연소영역에서 연소한 연료의 중량은 연소압력 계측치로부터 구한 열발생율과 연료의 발열량에 의하여 계산된 양과 같다.

3.3.2 압력데이터를 이용한 열발생율 계산방법

열발생량은 아래와 같이 내부에너지와 기계적인 일로 표현 할 수 있다. ^[13]

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + A \cdot P \frac{dv}{d\theta} \quad \text{-----}(3-25)$$

angle 변화에 따른 내부에너지는 변화는 정적비열을 사용하여 아래와 같이 표현된다.

$$\frac{dU}{d\theta} = G_c \cdot C_v \cdot \frac{dT}{d\theta} \quad \text{-----}(3-26)$$

상태방정식 ($pV = G_cRT$)으로부터 아래와 같이 표현된다.

$$G_c \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{R} \left(p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \quad \text{-----}(3-27)$$

식 (3-28)를 식 (3-27)에 대입 및 $C_v = \frac{AR}{(k-1)}$ 를 활용하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{C_v}{R} \left(p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) = \frac{A}{(k-1)} \left(p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \quad \text{-----}(3-28)$$

식 (3-29)를 식 (3-26)에 대입하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{A}{(k-1)} \left(kp \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \quad \text{-----}(3-29)$$

또한, 초기조건으로서 체적효율을 80% 가정하여 실린더내 온도, 공기과잉율 및 실린더 온도를 아래와 같이 구하였다. 실린더내 압력을 측정하여 식 (3-30)을 이용하면 열

발생율을 구할 수 있다. 이를 위해서 계측된 압력 데이터는 다음과 같은 수학적 방법을 이용하여 처리하였다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{12}(P_{i-2} + 8(P_{i+1} - P_{i-1}) - P_{i+2})$$

P_i : 크랭크 각도별 압력

$$G = \frac{p_i V_{SC}}{T_i R} \times 0.8 \text{ -----(3-30)}$$

$$T = \frac{pV}{GR} \text{ -----(3-31)}$$

p : 계측압력, p_i : 소기압력, T_i : 소기온도, V_{SC} : 소기포트 CLOSE시 실린더 체적

비열비 k 는 아래의 식을 이용하여 계산하였다.^[13]

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

공기과잉율(λ)는 연소전 20.0, 연소후 1.7로 정하여 계산하였다.

실린더내 상태변화에 열역학 제 1법칙을 적용하면 다음과 같은 방법으로 열발생율을 표현할 수 있다.^[14]

$$\frac{dQ_b}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \text{ -----(3-32)}$$

$\frac{dQ_b}{d\theta}$: 연료 연소에 의해 발생하는 총 열발생율

$\frac{dQ}{d\theta}$: 순간 열발생율

$\frac{dQ_w}{d\theta}$: 실린더 벽으로 손실되는 열손실량

위의 결과를 앞서 언급한 바와 같이 예혼합연소와 확산연소로 구분하여 각각을 중첩하여 Wiebe함수로 표현한다.

3.3.3 연소영역과 미연영역에서의 온도 계산

연료의 연소에 의하여 발생한 열이 실린더내 연소영역에서의 가스온도를 상승시킨다고 하면 다음과 같은 방법으로 그 온도를 계산할 수 있다. 단 미연영역에서의 가스(공기)온도는 단열변화 하는 것으로 한다.^[12] 즉,

$$T_c = p V / R G_c \text{ -----(3-33)}$$

$$T_u = T_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{k-1/k} \text{ -----(3-34)}$$

$$T_b = (G_c C_{vb} T_c - G_u C_{cu} T_u) / G_b C_{vb} \text{ -----(3-35)}$$

T_c : 실린더내 평균온도, T_u : 실린더내 미연가스 온도

T_b : 실린더내 연소가스 온도

따라서,

$$G_c C_{vc} T_c = G_u C_{vu} T_u + G_b C_{vb} T_b \text{ -----(3-36)}$$

여기서,

$$G_c = G_a + G_r + G_f(\theta) \text{ -----(3-37)}$$

$$G_b = (1.0 + \lambda(\theta) L_{th}) G_f(\theta) \text{ ----- (3-38)}$$

$$G_u = G_c - G_b \text{ -----(3-39)}$$

G_a : 흡기공기중량, G_b : 연소가스중량, G_c : 실린더내 총가스량

G_r : 잔류가스량, $G_f(\theta)$: 연소연료량, $\lambda(\theta)$: 공기과잉율, L_{th} : 이론공기량

4. 계측결과와 예측결과의 비교 및 고찰

4.1 대상기관 및 계측방법

Table 4.1은 프로그램의 검증을 위하여 사용된 엔진의 사양을 보여준다.

Table 4.1 Specifications of the test engine

	Specification
Engine type	6L 42 MC/ME
Number of cylinder	6
Cylinder bore	420 mm
Piston stroke	1,360 mm
Connection rod length	1,638 mm
Max. continuous output	8,123 BHP/ 176rpm
Normal continuous output	6,908 BHP/ 167rpm
Fuel oil injection timing	BTDC 1°
Exh' valve & scav' port timing	Scav' port : open - BBDC 47° close - ABDC 47° Exh valve : open - BBDC 72° : close - ABDC 80°

압력 계측은 실린더 test cock을 통하여 압력 데이터를 수집하였으며 크랭크 각도는 엔진에 설치되어 있는 엔코더를 통하여 수집하였다. 수집된 압력 데이터는 증폭기 및 A/D 변환기를 거쳐 PC에 저장하였다.

4.2 실린더내 압력의 계측결과 및 열발생율 패턴

Fig. 4.1은 대상기관의 각 회전속도 별 실린더내 압력의 변화를 계측하여 나타낸 것이다. 기관회전속도의 증가에 따라 급기압력이 증가하기 때문에 압축압력 및 최고폭발압력이 증가하고 있으며, NOx 규제치의 만족을 위하여 분사시기가 늦게 설정되어 있기 때문에 압축압력의 피크가 TDC 부근에서 나타나고 있음을 알 수 있다. Fig. 4.2는 167rpm일 때의 압력 계측결과를 보인다. 또한 그림에는 압력데이터로부터 구한 열발생율을 이용하여 실린더내의 상태를 예측한 계산결과를 비교하여 나타내고 있다. 양자는 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 이로부터 과급기 및 급,배기를 포함한 전 과정을 양호하게 예측하고 있다고 판단된다. 압축과정에서의 약간의 차이는 열손실 및

블로우바이에 의한 것으로 판단된다.

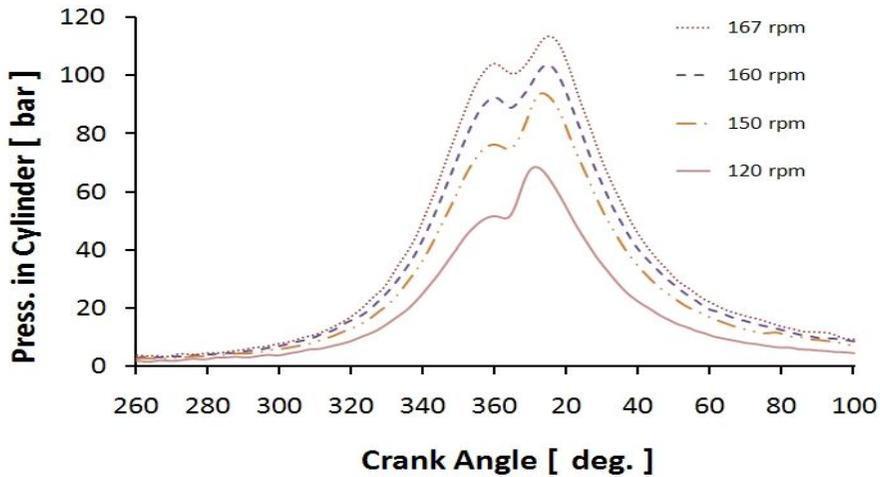


Fig. 4.1 Variation of measured pressure in cylinder with each rpm

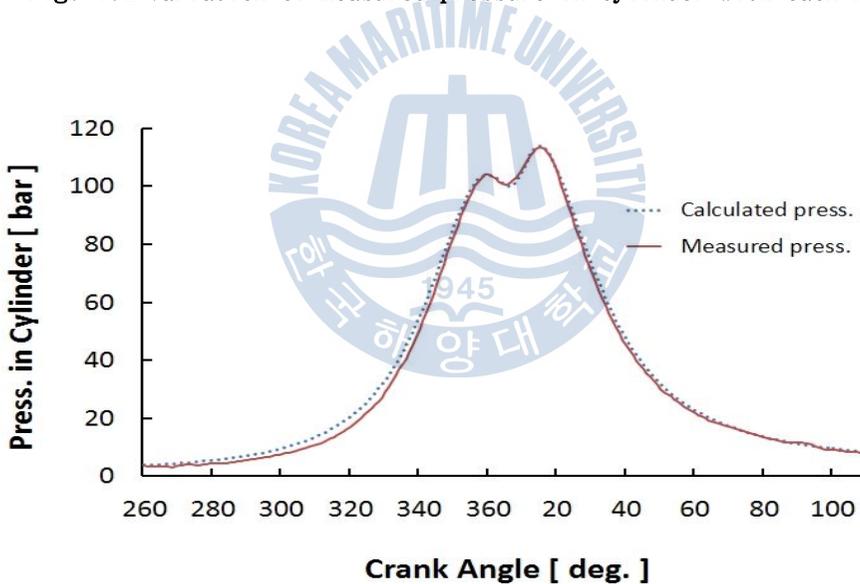


Fig. 4.2 Comparison of cylinder pressure between calculation and measurement at 167 rpm

Fig. 4.3은 167rpm시 계측한 실린더내 압력데이터로부터 구한 열발생율과 이를 예혼합 연소구간과 확산 연소구간으로 구분하여 중첩 Weibe 함수로 근사하는 과정의 한 예를 보여주고 있다. 즉, 연소과정은 예혼합연소와 확산연소로 구분하고 예혼한 연소는

열발생 시작시기부터 전 열발생기간의 1/2구간 동안 일어나고, 확산연소는 전 구간에 일어난다고 가정하였다. 또한 총 발생열량은 두 구간중 발생하는 열 발생량의 총합과 같다.

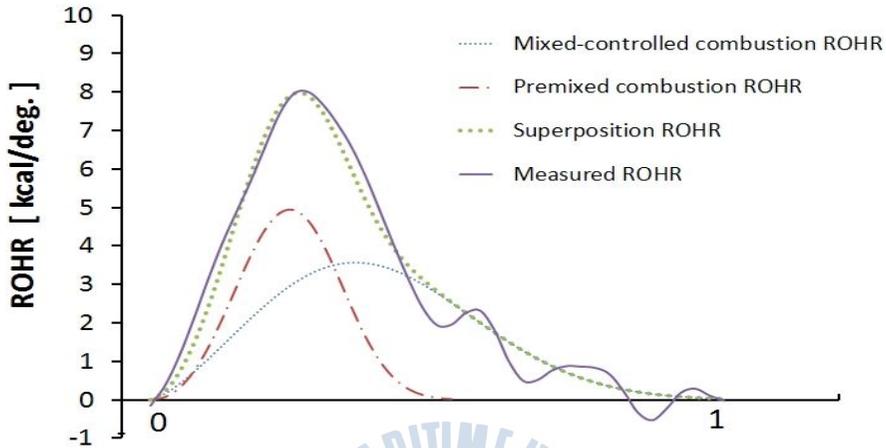


Fig.4.3 Rate of heat release with double Wiebe function

Fig. 4.4는 각 기관회전수별 열발생율의 변화를 중첩 Wiebe 함수를 이용하여 나타낸 것이며, Table 4.2는 열발생율의 패턴 데이터를 각 rpm별로 정리하여 나타낸 것이다. 이들로부터 각 운전조건(기관회전수)에 있어서의 열발생율의 차이를 알 수 있다. 즉 기관회전속도가 낮아질수록 연료 분사량이 줄어들어 열발생량이 작아져 연소기간이 짧아짐을 확인 하였다. 또한 열발생 시작 시점은 기관 회전수가 낮아질수록 앞서는 경향을 확인하였다. 문헌을 통해서 회전속도가 감소할수록 착화지연기간은 짧아지며, 부하저하시 착화지연 기간이 길어지는 것을 확인하였다.^[15] 선박 디젤엔진의 경우 회전속도가 낮아지면 2가지 요인이 동시에 발생하나 회전수의 영향이 더 크게 나타나 열발생 시작 시점이 약간 앞서는 것으로 판단된다. 그러나 예혼합연소 및 확산연소의 연소특성 지수(m_p, m_d)와 비율(F_p, F_d)은 기관회전속도와 관계없이 일정하게 나타났다.

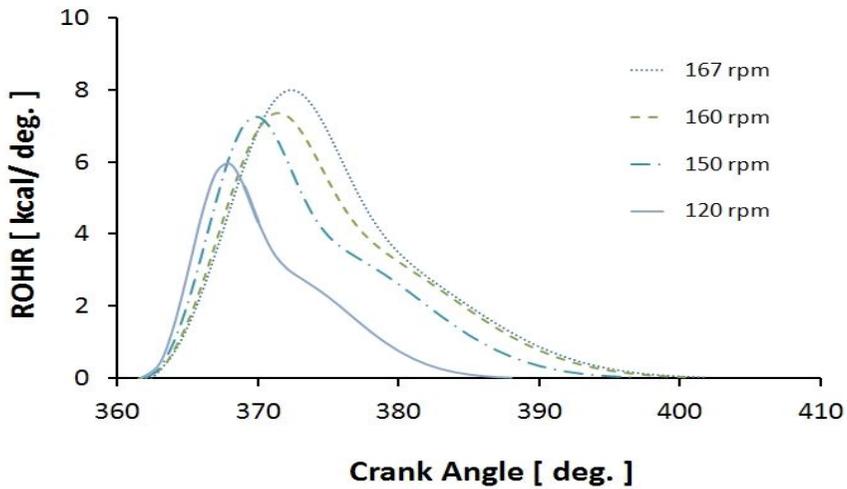


Fig. 4.4 Variation of ROHR with each rpm

Table 4.2 Empirical coefficients and input data for double Wiebe function

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

Fig. 4.5 ~ Fig. 4.7은 연소기간중 공기과잉을 1.5로 일정하다고 가정하여 2영역 모델과 수정2영역 모델 적용한 계산결과를 비교하여 나타내었다. Fig. 4.5, Fig. 4.6는 두 모델을 이용하여 계산한 실린더내 압력과 온도의 계산결과를 나타내고 있다. 연소 시작 전까지는 동일한 압력을 나타낸다. Fig.4.6으로 부터 연소 시작 후 2영역 모델은 공기과잉율이 연소과정에 영향을 주어 급격한 실린더내 온도상승이 발생하여 큰폭으로 압력 상승이 이루어져 Pmax값이 높게 형성되는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 4.7은 두 모델을 이용하여 계산되어진 NO값을 그림으로 나타내었다. 수정 2영역 모델을 이용한 계산값이 더 높게 계산되었으며 이는 NO 생성에 영향을 미치는 연소실내 기연가스온도가 연소구간 대부분 수정 2영역 모델이 더 높게 형성되었기 때문으로 사료된다. 2영역 모델의 연소 초기 NO생성 경향은 기연영역온도 패턴과 유사함을 보이고 있다. NO 생성이 온도와 밀접한 관계가 있음을 확인 할 수 있다. 종합하면 NO생성은 연소실내의 온도 경향에 따라 변하며 특히 기연가스의 온도 변화에 따라 NO 생성에 큰 영향을 미치는 것을 확인 할 수 있다. 또한 연소온도는 실린더내 압력변화에도 영향을 미치기 때문에 기존선박에서 이미 이용되고 있는 엔진의 예측을 위해서는 수정된 2영역모델의 적용이 실용적일 것으로 판단된다.

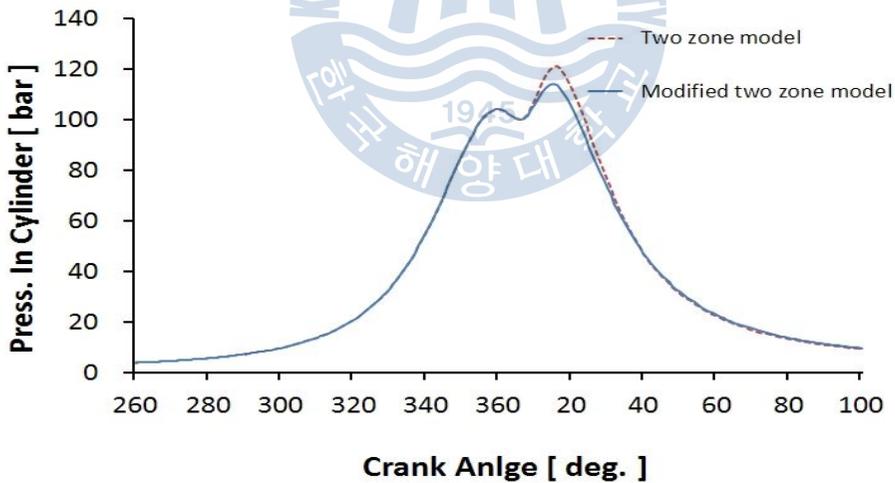


Fig. 4.5 Comparison of cylinder pressure variation between two models

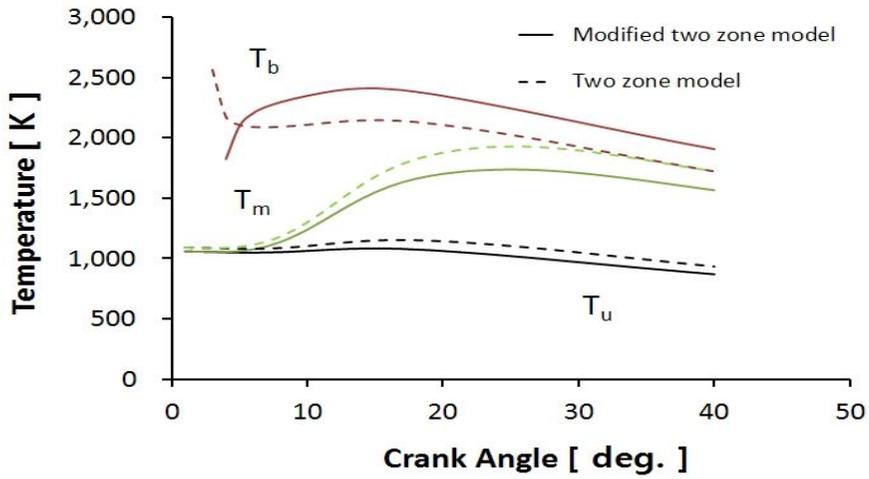
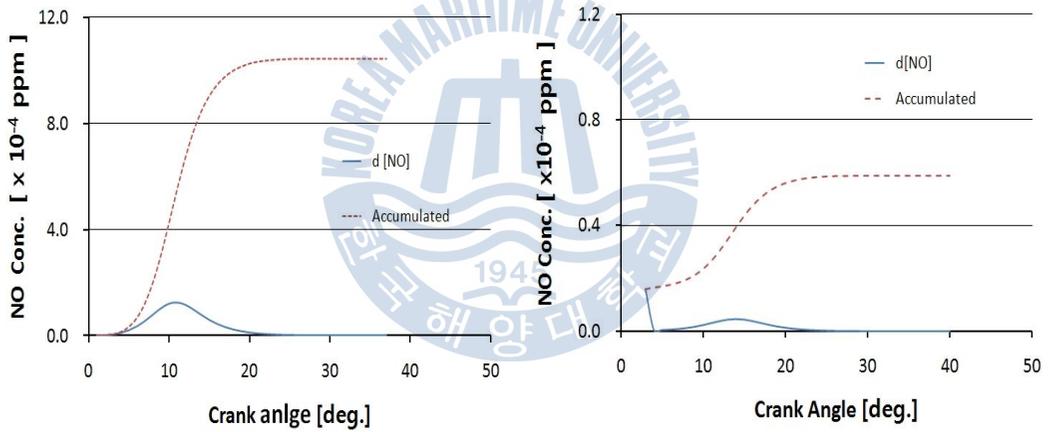


Fig. 4.6 Results of temp. for burned and unburned region between two models



(a) modified two zone model

(b) two zone model

Fig. 4.7 Comparison of NO Concentration between two models

4.3 NO 측정결과 및 고찰

배기 배출물 측정에 사용된 측정장비(testo-350S/XL)는 NO와 NO₂ 모두 측정가능하다. 그리고 측정장비 사양은 Table 4.3과 같다.

Table 4.3 Specifications of equipment for measuring exhaust gas products

Measured Module	Range	Error	Remark
NO	0~3,000[ppm]	+ 5%	Max temp. limit 1,200 K
NO ₂	0~500[ppm]	± 5 ppm	
O ₂	0~25 [vol. %]	± 0.8 %	
CO ₂	0~50 [vol. %]	± 0.5 %	Calculated

NOx 측정은 배기리시버에 설치되어 있는 온도센서 위치에 배기가스 분석장치의 sampling probe 를 삽입하고 5초마다 센싱된 데이터를 PC에 저장 하였다. Fig. 4.8에 그 결과를 보이며 NO 샘플링 시간을 횡축, 측정장비를 통하여 각 기관회전속도별 측정한 결과를 종축으로 하여 기관회전수별 측정한 결과를 겹쳐 나타내고 있다. 측정한 NO 값은 일정한 값으로 유지하지 않고 불규칙적으로 변화하는 것을 확인할 수 있으며 이 변화의 원인은 해상 운전 시 측정하였기 때문에 정속 운전시에도 약간의 load 변화에 따른 연소상태의 변경으로 사료된다.

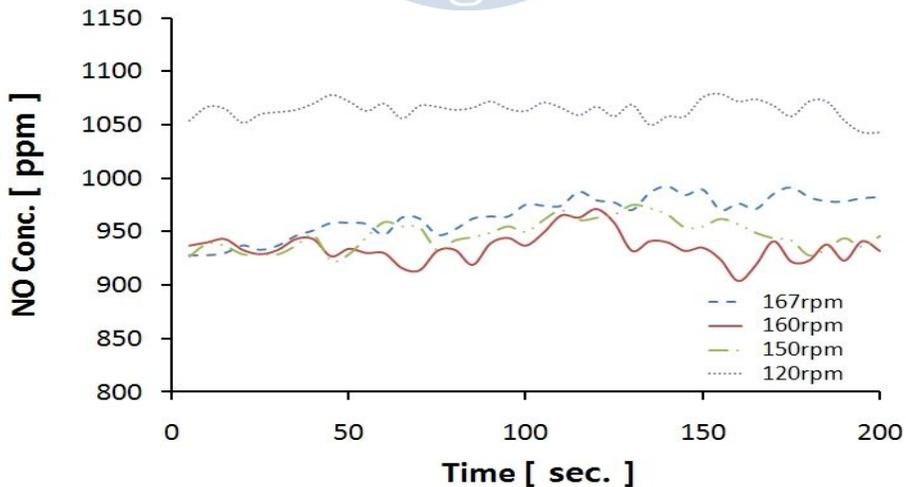


Fig. 4.8 Variation of NO concentration measured according to engine speed

Table 4.4는 일정시간 계측장비로 측정한 NOx값의 평균값을 정리한 표이다. 120 rpm에서 가장 높게 측정되었으며 160 rpm에서 가장 낮게 측정되었다. 그러나 120 rpm의 경우를 제외하고는 그 차이가 크지 않았다. 120 rpm의 경우 보조 블로워가 작동되고 있는 등 다른 rpm의 경우와는 연소패턴 또는 연소영역에서의 공기과잉율의 영향 등이 다르기 때문으로 판단되며, 이 부분에 관하여는 좀 더 상세한 검토가 필요하다고 판단된다.

Table 4.4 Mean values of NO & NO₂ concentration measured according to engine speed

	120 rpm	150 rpm	160 rpm	167 rpm
NO (ppm)	1,064	947	935	965
NO ₂ (ppm)	31	20	19	23
O ₂ (%)	15.3	15.4	15.1	15.2

Table 4.5 Measured value of NOx concentration at sea trial

	115 rpm	144 rpm	164 rpm	171 rpm	182 rpm
NOx (ppm)	1270	1288	1138	1123	1142
O ₂ (%)	15.6	14.8	15.6	15.5	15.4

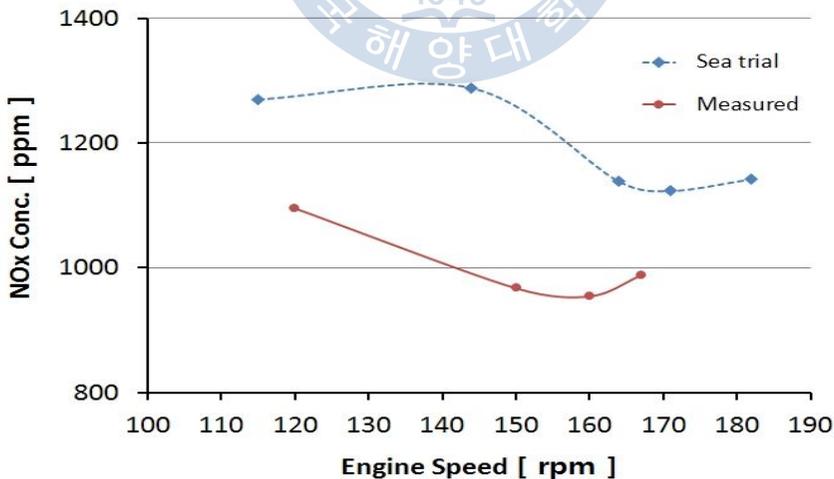


Fig. 4.9 Comparison of measured NOx Conc. between sea trial and navigation

Fig. 4.9는 기관 회전수별 계측한 NOx 값과 시운전시 계측값을 함께 나타내고 있으

며 두 가지 경우 모두 저속 저부하 운전중 계측한 결과가 높다.

4.4 연소영역의 공기과잉율 변화 패턴에 관한 고찰.

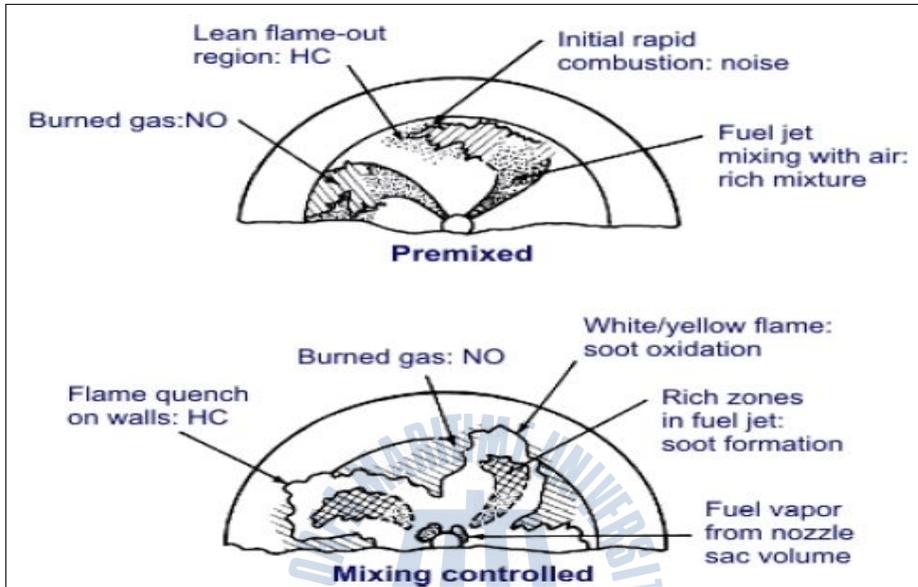


Fig. 4.10 Summary of pollutant formation mechanisms in DI engine

앞서 언급한 온도와 더불어 공기과잉율은 NO 생성에 중요한 변수이다. 문헌에서는 공기과잉율의 변화에 따라 NO생성율이 크게 변화한다고 보고 되고 있다.^[16] Fig. 4.10는 압축착화 엔진의 연소실을 도식화한 것이다. 연소실 내부의 공기 과잉율은 연료의 분사압력, 연소과정 및 공기의 와류로 인하여 불규칙적인 공연비가 형성되어 연소시작점의 공기 과잉율을 정확히 파악하는 것은 대단히 어려운 일이다.

실린더내 연소기간중 공기 과잉율 변화에 대하여 여러학자들이 연구가 있었으며, 일본의 石田등은 연소기간을 예혼합연소기간과 확산연소기간으로 구분하고 예혼합기간에는 혼합기가 1.0인 공기과잉율로 형성되어 일정한 패턴으로 증가하고 확산 연소기간에는 공기과잉율을 일정하게 거시적으로 취급하여 NO 생성과정을 정량적으로 평가하였으며 Gunter P. Meker등은 예혼합연소기간과 확산연소 기간 동안의 공기과잉율을 다르게 적용하고 예혼합기간의 공기과잉율은 일정하게 하고 확산연소기간의 공기과잉율은 증가한다고 가정하였다. 즉 연소의 예혼합기간에서 착화지연기간동안 형성된 공기과잉은

일정하다고 가정되어 연소되고, 확산연소기간에는 연소에 의해 발생한 난류에 의하여 공기과잉율의 증가한다고 가정하였다. 이들의 연구결과를 포함하여 다양한 관련 연구 보고를 종합하면 연소기간 동안 공기과잉율은 변화하며, 이 변화에 따라 배기 배출물 생성은 크게 좌우된다고 판단된다.

연소시작시기 및 연소종료후의 실린더내 평균 공기 과잉율은 다음과 같다.

$$\lambda_s = G_{ab} L_{th} / G_{rb} \text{ -----(4-1)}$$

$$\lambda_e = (G_a + G_r) / (G_f L_{th}) \text{ -----(4-2)}$$

여기서, $G_{ab} = G_a + G_r(1 - G_f/G_a)$, $G_{rb} = G_r(G_f/G_a)$ 이다.

따라서 실린더내에 있어서의 평균 공기과잉율은 연소과정중 시간의 경과에 따라 λ_s 와 λ_e 사이에서 변화한다고 하고, 이를 참고하여 연소영역의 공기 과잉율의 변화형태가 배기 생성물의 배출량에 미치는 영향을 조사하고, 실측치와의 비교를 통하여 공기과잉율의 변화패턴을 분석, 예측한다. 압축착화엔진은 앞에서 언급한 것처럼 압축된 공기에 연료를 분사하여 공연비 형성 및 화염면 발생으로 연소가 시작되나 정확하게 연소과정중 공연비를 확인 할 수 없어 적합한 공연비 변화를 정하고 이를 토대로 배기배출물의 계측값과 비교하여 공기과잉율의 패턴 변화가 예측결과에 미치는 영향을 고찰하고자 한다.

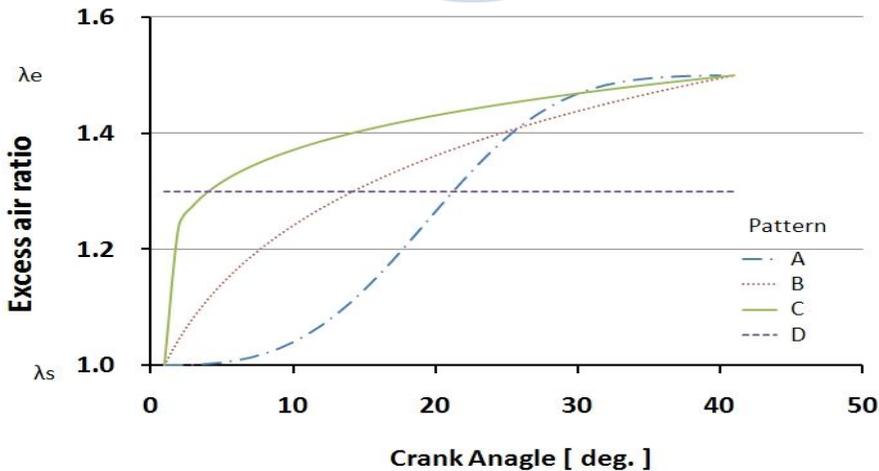


Fig. 4.11 Variations of excess air ratio's pattern during combustion (A GROUP)

공기과잉율의 패턴을 고려함에 있어서 연소가 시작되면 유입공기가 지속적으로 연소 영역에 공급되게 된다. 공기과잉율이 전 연소구간에 걸쳐 변하는 경우와 예혼합연소구간에서는 변화하지만 확산 연소구간에는 일정하고 가정한 경우를 각각 검토하였으며 D 패턴은 전 연소구간에 있어서 공기과잉율이 일정하다고 가정한 경우이다.

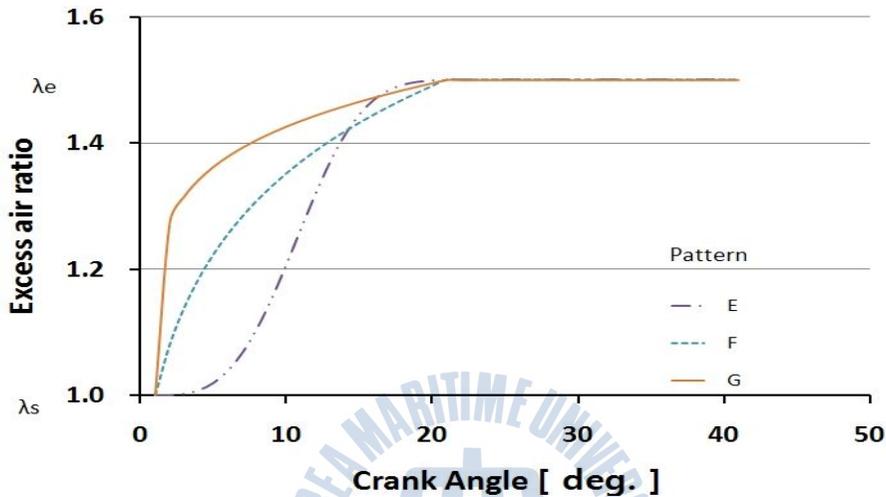


Fig 4.12 Variations of excess air ratio's pattern during combustion(B GROUP)

공기과잉율이 변화하는 구간에 있어서의 변화패턴은 다음의 3경우를 고려하였다. case A는 연소질량분율 x 와 같은 함수로 가정한 경우이고, case B와C 는 연소초기의 공기과잉율의 급격한 상승을 가능하게 하는 형태의 함수를 각각 가정한 경우이다. 계산결과와의 비교분석을 분명하게 하기 위하여 연소초기의 공기과잉율(λ_s)를 1.0 최종 공기과잉율(λ_e)는 1.5로 고정하였다.

Case A : To be applied to pattern A and E

$$\lambda = (\lambda_e - \lambda_s) \cdot \left[1 - \exp\left(-6.9 \cdot \left(\frac{\theta - \theta_S}{\theta_d}\right)^m\right) \right] + \lambda_s$$

Case B : To be applied to pattern B and F

$$\lambda = (\lambda_e - \lambda_s) \cdot \log\left[1 + \frac{9}{\theta_d}(\theta - \theta_S) \right] + \lambda_s$$

Case C : To be applied to pattern C and G

$$\lambda = (\lambda_e - \lambda_s) \cdot \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{0.2} + \lambda_s$$

여기서, λ_s : 연소시작시 공기과잉율, λ_e : 연소종료시 공기과잉율, θ : 크랭크각도
 θ_s : 연소시작시 크랭크각도, θ_d : 연소기간 크랭크 각도 이다.

위 제시한 패턴을 이용하여 측정한 NO값과 계산된 NO값을 비교하였으며 그 결과는 Table 4.6 과 같다.

Table 4.6 Comparison of calculation results for NO concentration according to varied patterns of excess air ratio

	120 rpm	150 rpm	160 rpm	167 rpm	
Pattern A	10150	5972	4825	4912	A GROUP
Pattern B	8296	5587	4570	4681	
Pattern C	6637	2606	1576	1628	
Pattern D	7151	4598	3368	3598	
Pattern E	6730	3703	3022	3412	B GROUP
Pattern F	5970	2257	1477	1660	
Pattern G	4643	1390	853	941	
Measurement	1064	947	935	965	

연소기간중 공기과잉율이 클수록 NO 생성이 낮아지는 경향을 확인 할 수 있으며, 또한 연소기간 동안 공기과잉율의 변화 패턴 보다는 石田이 제시한 방법의 패턴이 낮은 NO생성량을 보이고 있다. 상기 결과로 볼 때 연소초기 공기과잉율이 NO 생성에 중요한 요인임을 확인할 수 있다. 그러나 7가지 패턴 모두 기관회전속도가 낮을수록 측정한 NO량과 큰 차이를 보이고 있다. 이와 같은 경향을 볼 때, 각 기관회전수별 동일한 공기과잉율 패턴을 적용하여 NO생성량을 예측하는 것은 한계가 있다고 판단된다.

Fig. 4.13는 Table 4.6 로부터 검토대상으로 판단되는 Pattern C,F,G의 결과 및 예측결과를 나타낸 것이다.

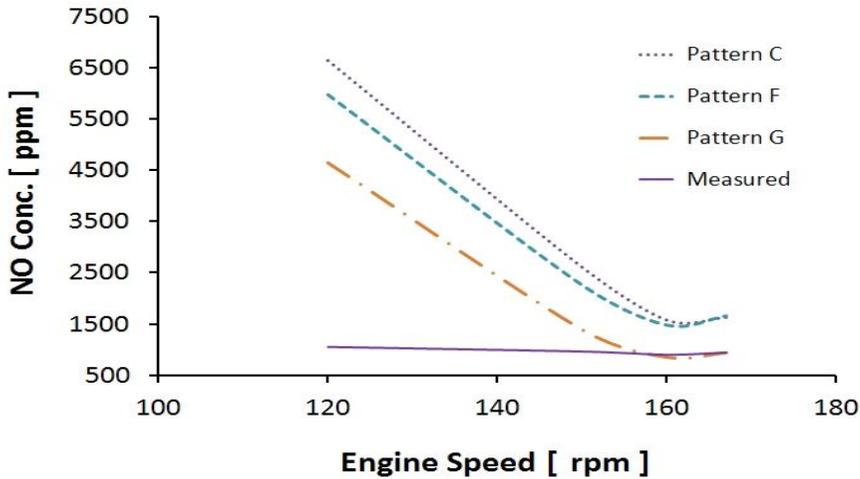


Fig 4.13 Comparison of NO concentration between calculations and measurement

기관 회전수별 공기과잉율 적용에 있어서 착화지연시간을 고려해야 할 것으로 판단된다. Table 4.2의 결과를 보면 기관회전수가 낮아질수록 열발생 시점이 앞서는 것을 확인할 수 있다. 이 결과로 연소가 빨리 이루어진 것으로 판단되며 일찍 발생한 연소와류에 의해 연소구간의 공기과잉율은 증가할 것으로 판단된다. Table 4.7은 계측결과에 근접하는 계산결과를 나타낸 경우를 표로 정리한 것이다. 표에서 λ_e 는 연소종료시의 공기과잉율 값을 나타내며 계측값과 유사한 값을 가지는 공기과잉율을 나타내고 있다. Pattern "Fixed"의 경우는 연소구간중 공기과잉율 값을 λ_e 로 일정하게 가정한 경우를 나타낸다. Fig. 4.14은 그 결과를 그림으로 나타낸 것이다.

Table 4.7 Comparison of NO concentration between Calculated and Measured according to varied patterns of excess air ratio

	120 rpm		150 rpm		160 rpm		167 rpm	
	NO [ppm]	λ_e						
Measured	1064		947		935		965	
Pattern "Fixed"	1053	1.64	924	1.50	915	1.44	982	1.44
Pattern "C"	1005	1.85	940	1.66	918	1.58	947	1.58
Pattern "G"	1060	1.70	942	1.55	923	1.49	941	1.50
λ_c (Calculated)		2.19		2.18		2.32		2.27

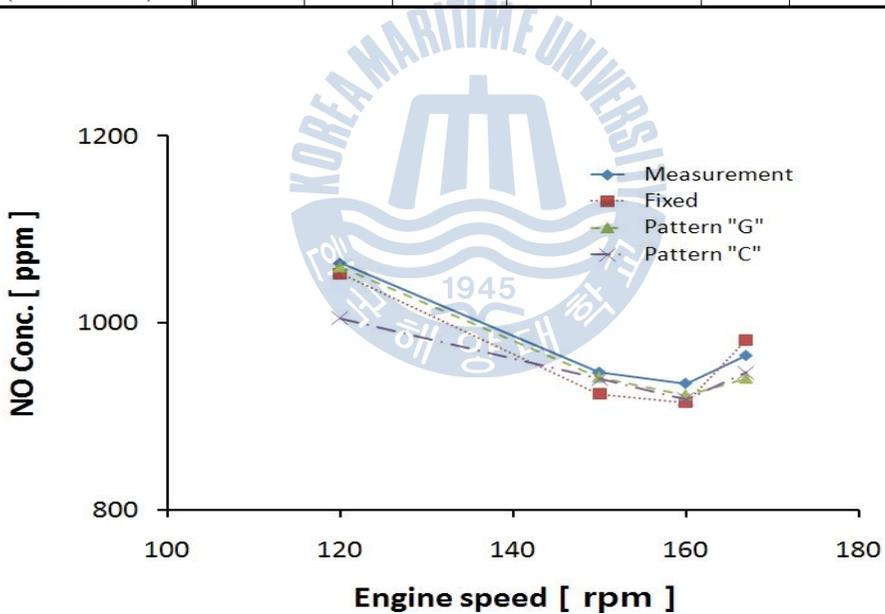


Fig. 4.14 Results of NO concentration with various patterns of excess air ratio

Fig. 4.14로부터 각 패턴에 있어서 공기과잉율을 적절하게 선택하면 계측결과와 상당히 근접하는 계산결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 계측치와 일치시킬 수 있는 공기과잉율을 계산에 의하여 정확하게 구할 수도 있으나 여기서는 소수점 2째 자리까지

만 고려한 결과를 보여주고 있다. Fig. 4.15는 이 때의 공기과잉율을 나타낸 것이다.

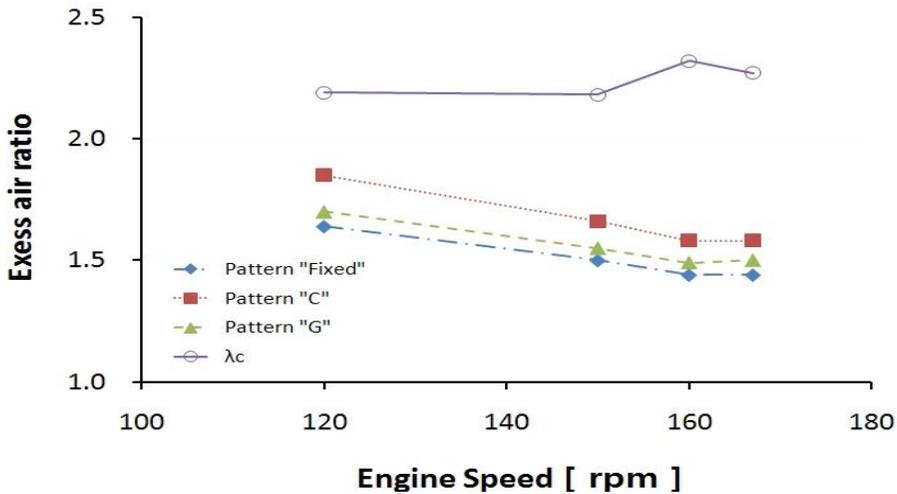


Fig. 4.15 Approximate excess air ratio of each rpm for NO concentration

각 기관회전수별 NO 측정값과 유사한 계산결과를 나타내는 공기과잉율은 패턴에 관계없이 저속운전 일수록 증가하는 경향을 나타낸다. 또한 연소 전 구간에 걸쳐서 공기과잉율을 일정하게 가정하여도 측정결과와 비교하여 상당히 양호한 계산결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 실용성을 고려하면 이 방법이 바람직하다고 생각한다. 이 때의 공기과잉율이 계산결과로 얻은 공기과잉율(λ_c)과 어떠한 관계를 가지고 있는가를 분석하기 위하여 그림에는 λ_c 의 값은 o로 표시하였다.

λ_c 는 다음과 같이 구하였다.

$$\lambda_c = \left(\frac{m_c}{m_f} - 1 \right) / L_o$$

여기서, m_c : 실린더내 총가스량, m_f : 연료공급량

그림에서는 양자간의 뚜렷한 상관관계는 파악하기가 곤란하다고 판단되며, 이에 관한 지속적인 연구가 필요하다고 판단된다.

5. 결 론

실제로 운항중인 선박으로부터 배출되는 대기오염물질의 배출량 파악이 중요한 과제로 되고 있다. 본 연구의 목적은 선박의 주기관 으로부터 실제로 배출되는 배기배출물을 예측수법을 이용하여 실시간으로 파악하고자 하는데 있다. 예측결과는 실선 계측결과와 비교를 통하여 실용적이고 동시에 예측결과의 정도를 높일 수 있는 방법을 검토 및 고찰하였다.

이상의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 현존선의 주기관용 디젤엔진에서 발생하는 NO 생성물을 예측하기 위해서 2영역 모델을 이용한 프로그램을 개발하였다.

(2) 공기과잉율이 NO 생성에 영향을 미치는 중요 인자임을 확인하고 공기과잉율의 변화 패턴에 따른 예측결과를 비교 검토함으로써 보다 계측결과에 근접한 패턴을 조사하였다. 그 결과 공기과잉율 변화 패턴에 관계없이 연소종료시의 공기과잉율을 적절하게 선택함으로써 비교적 양호한 예측결과를 얻을 수 있었다.

(3) 2영역모델을 이용한 예측방법은 연소기간중의 공기과잉율이 연소온도 및 연소압력의 계산결과에 미치는 영향이 크기 때문에 더 많은 데이터를 필요로 하는 등 현존선 엔진의 예측방법으로는 실용적이지 못하다고 판단된다. 따라서 수정 2영역모델을 고안하여 개발하였다. 또한, 실용성을 고려하여 전 연소구간에 있어서 공기과잉율을 일정하게 가정하는 방법이 바람직하다고 판단된다.

(4) 연소구간중 공기과잉율이 일정하다고 가정하여, 계측결과와 유사한 결과를 나타내는 공기과잉율을 조사하였다. 그 결과 계산범위내에서 공기과잉율은 1.44 - 1.64 범위의 값으로 나타났으며, 회전수가 증가할수록 감소하는 경향을 나타내는 것으로 파악되었다.

(5) 실선으로부터 계측한 연소실 압력 데이터를 이용하여 구한 열발생율을 중첩 Wiebe함수로 근사하였다. 근사한 중첩 Wiebe함수의 연소특성 지수 및 연소비율은 기관

회전수에 관계없이 일정하였다 ($m_p:2.2$, $m_d:1.4$, $F_p:0.35$, $F_d:0.65$). 단 연소기간은 기관 회전수가 증가할수록 예혼합 및 확산기간이 길어지는 경향을 나타내었다.

향후 과제로 실용성을 높이고 예측정도를 높이기 위해서는 총 공기과잉율과의 상관관계에 관하여 지속적인 연구가 필요하다고 판단된다.



참 고 문 헌

- [1] 한국해양연구원, 《선박오염관련 국제 협약 대응기술 개발 연구(2)》, 한국해양연구원 보고서 P 5, 2003.
- [2] 구자예, 노수영, 배충식, 정경순, 황상순 공역, 《내연기관》 도서출판 회중당, PP 71~73, 1996.
- [3] 노수영, 구자예, 조용석, 이창진, 이성현 역, 《연소공학》 도서출판 교보문고, PP 172~175, 1999.
- [4] Christian Schwerdt 「Modeling NO_x-Formation in Combustion processes」, Department of Automatic control Lund University, June 2006.
- [5] K. Takasaki, H. Tajima, K. Okazaki, D. Yamanish, S. Kawauchi 「Theoretical background of some measures to reduce NO_x emission from marine diesel engines」 ISME 2009 Bexco Busan, Oct. 2009.
- [6] Collin R. Ferguson 《INTERNAL COMBUSTION ENGINES Applied Thermoscience s》, JHON WILEY & SONS, PP 108~133, 1986
- [7] 배병렬, 남정길, 최재성, 「디젤기관의 연소실내 NO 생성농도 예측에 관한 연구」, 한국박용기관 학회지 제 23권 제4호, PP 543~551, 1999.
- [8] John B. Heywood 《Internal Combustion Engine Fundamental》, McGraw Book Company, PP 753~762, 1998.
- [9] 정찬호, 「선박용 2행정 사이클 디젤기관 가스흐름계의 성능 예측에 관한 연구」, 한국해양대학교 석사논문, PP 4~5, 2010.

- [10] 김정도, 「선박용 디젤발전기의 저부하 운전에 관한 연구」, 한국해양대학교 석사 논문, PP 15~20, 2010.
- [11] 정수진, 김태훈, 장형성, 「2중 Wiebe 연소모델을 이용한 대형선박용 디젤엔진의 성능 예측」, 한국박용기관 확회지, 제 23권 제5호, PP 638~640, 1999.
- [12] 石田定弘, 松村 昇, 植木弘信, 山中征則, 「2領モデルによるディーゼル燃焼解析」, 日本機械学会論文集 60卷 573号, PP 326~327, 1994.
- [13] 김정도, 「선박용 디젤발전기의 저부하 운전에 관한 연구」, 한국해양대학교 석사 논문, PP 13~14, 2010.
- [14] John B. Heywood 《Internal Combustion Engine Fundamental》, McGraw BookCompany, PP 509~511, 1998.
- [15] John B. Heywood 《Internal Combustion Engine Fundamental》, McGraw Book Company, PP 539~550, 1998.
- [16] Collin R. Ferguson 《INTERNAL COMBUSTION ENGINES Applied Thermoscience s》, JHON WILEY & SONS, PP 394~401, 1986

감사의 글

본 연구 논문이 완성되기까지 돌보아 주시고 관심을 주신 고마운 분들께 감사의 글을 올립니다.

부족한 저에게 항상 따뜻한 관심과 가르침을 주신 최재성 교수님께 진심으로 감사드립니다. 아울러 바쁘신 중에도 논문의 심사를 위해 많은 조언과 자상한 가르침을 주신 박권하 교수님, 조권희 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

2년여의 대학원 석사학위과정 동안 많은 가르침과 따뜻한 관심을 주신 교수님들께도 감사드립니다.

논문이 완성되는 동안 여러 면에서 도움을 주신 내연기관 연구실의 정근식 선배님을 비롯하여 노범석, 송영환, 김정도, 이지웅 선배님들께 감사드리며, 후배 정찬호, 김현석, 최준영에게도 감사의 말을 전합니다.

그리고 항상 제 옆에서 든든한 힘이 되어준 친구 성진우, 조성철, 최종명 군에게도 서면을 빌어 감사 드립니다.

무엇보다도 지금의 제가 있기까지 항상 응원해주시고 격려해 주신 사랑하는 아버지, 어머니, 동생, 장인, 장모님과 언제나 제 옆에서 힘이 되는 예쁜 저의 아내와 저의 아들 선우에게도 이 작은 정성을 드립니다.

2년이라는 짧지 않은 기간은 저에게 한걸음 더 나아갈 수 있는 소중한 기회이었으며, 부족함을 조금이나마 채울 수 있는 시간이었습니다. 지켜봐 주신 모든 분들께 어긋나지 않도록 최선을 다하도록 노력하겠으며 지면을 빌려 다시 한번 감사 드립니다.

2011년 8월 김성운