



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 디젤기관의 TDC 위치 결정에  
미치는 영향인자에 관한 연구

A Study on Influence Factor for T.D.C. Determination  
of Marine Diesel Engine



2011年 12月

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

최준영

本 論 文 을 崔 竣 榮 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함 .

委 員 長 金 正 烈 (印)

委 員 趙 權 回 (印)

委 員 崔 在 星 (印)



2 0 1 1 年 1 2 月 2 3 日

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

# 목 차

List of Tables .....	v
List of Figures .....	vi
Abstract .....	viii
Nomenclature .....	x
제 1 장 서 론 .....	1
1.1 연구 배경 및 목적 .....	1
1.2 연구 내용 .....	3
제 2 장 손실각의 이론적 배경 .....	4
2.1 손실각의 정의 .....	4
2.2 기존의 연구 .....	6
2.3 압축 사이클 시뮬레이션 방법 .....	10
제 3 장 압축 사이클 시뮬레이션 및 결과 고찰 .....	19
3.1 압축 사이클 시뮬레이션 대상 엔진 .....	19
3.2 압축 사이클 시뮬레이션 .....	19

3.2.1	압축 사이클 시뮬레이션 방법 .....	19
3.2.2	손실각에 미치는 영향 인자 .....	20
3.3	압축 사이클 시뮬레이션에 의한 손실각의 고찰 .....	24
제 4 장	실험 및 시뮬레이션 결과 비교 고찰 .....	27
4.1	실험 .....	27
4.1.1	실험 장치 및 방법 .....	27
4.1.2	실험 계측에 의한 손실각 .....	30
4.2	실험계측 결과와 사이클 시뮬레이션 결과의 비교 고찰 .....	32
4.2.1	사이클 시뮬레이션 .....	32
4.2.2	실험계측 결과와 시뮬레이션 결과에 관한 비교 고찰 .....	34
4.2.3	블로우바이 가스 예측 .....	35
4.2.4	손실각의 적용 .....	37
제 5 장	결 론 .....	39
참 고 문 헌	.....	41

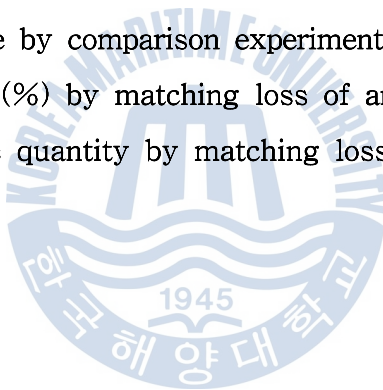
## - List of Tables -

Table 1.1	MARPOL annex VI NO <sub>x</sub> emission limits .....	1
Table 2.1	Effect of TDC setting on IMEP .....	8
Table 2.2	Wall temperature of combustion chamber .....	16
Table 3.1	Specification of test engine .....	19
Table 3.2	Loss of angle by simulation .....	25
Table 4.1	Specification of test encoder .....	28
Table 4.2	Loss of angle with test engine .....	32
Table 4.3	Input data for calculation .....	34
Table 4.4	Effect of TDC setting on IHP with test engine .....	38

## - List of Figures -

Fig.2.1	$P-\theta$ graph of operation engine .....	4
Fig.2.2	Detailed $P-\theta$ graph of near TDC .....	5
Fig.2.3	Detailed $dp/d\theta$ graph of near TDC .....	5
Fig.2.4	Measured pressure(P) and calculated volume(V) .....	7
Fig.2.5	Effect of TDC setting on cylinder pressure-volume .....	7
Fig.2.6	Schematic graphs of $dp/d\theta$ and thermodynamic loss angle .....	9
Fig.2.7	Basic geometry of piston engine .....	13
Fig.2.8	Information for blow-by gas in cylinder .....	18
Fig.3.1	Loss of angle with no influence factor .....	21
Fig.3.2	Loss of angle with heat loss .....	22
Fig.3.3	Loss of angle with scav. air temperature .....	23
Fig.3.4	Loss of angle with blow-by(%) .....	24
Fig.3.5	Loss of angle with heat loss and mass loss(%) .....	26
Fig.4.1	Schematic diagram of experimental apparatus .....	27
Fig.4.2	Checked TDC position of NO.1 cylinder on flywheel .....	29
Fig.4.3	Output of Z-puls of encorder at TDC position for NO.1 cylinder	29
Fig.4.4	Utilization of encorder's A pulse .....	29

Fig.4.5	Comparison of error between two sampling method .....	30
Fig.4.6	$dp/d\theta$ graph with 10 times data .....	30
Fig.4.7	3 point smoothing(twice) .....	31
Fig.4.8	3 point smoothing(ten times) .....	31
Fig.4.9	$P-\theta$ graph of test engine with each rpm .....	33
Fig.4.10	Comparison of cylinder pressure between calculation and measurement at 160 rpm .....	34
Fig.4.11	Loss of angle by comparison experiment and calculation .....	35
Fig.4.12	Blow-by gas(%) by matching loss of angle .....	36
Fig.4.13	Blow-by gas quantity by matching loss of angle .....	37





# A Study on Influence Factor for T.D.C. Determination of Marine Diesel Engine

**Jun-Young Choi**

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



## **Abstract**

With the emergence of the problems such as air pollution and greenhouse gases over the world, IMO realized the seriousness of air pollution caused by ship and they established MARPOL 73/78 Annex VI in 1997. Annex VI includes several emission controls on air pollution. Especially, in NO<sub>x</sub> case, marine diesel engines should be certified by standard of emission controls and NO<sub>x</sub> technical codes detailed guidelines. NO<sub>x</sub> emission intensity is regulated by the output according to speed of marine diesel engines. Therefore, exact calculation of engine output is very important as well as the technique to reduce NO<sub>x</sub>.

In recent years, measuring power of marine diesel engine has been obtained by using electronic pressure indicator. However, measured output has been known to be different from the one that engines generate. A device that measures the movement of piston cannot read an accurate location of the TDC, which makes it difficult to measure an accurate output of diesel engines. This fact has been confirmed through various materials. One degree difference between the location of measured TDC and that of physical TDC causes 10 percent of differences in IMEP and 25 percent of differences in heat release rate. and thus, many researchers recommend that the range of differences between the location of measured TDC and that of physical TDC should be within 0.1 degree.

These days, various engines installed in ships are equipped with injection devices that inject fuels after TDC in the way to meet NOx emission controls. In this case, two pressure peak points are shown in a cylinder pressure graph.

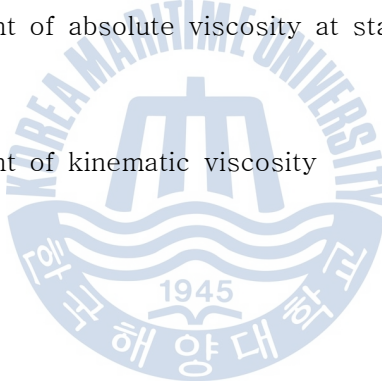
However, compression TDC on operating is indicated prior to physical TDC by heat loss and blow-by gas. The difference between compression TDC and the location of physical TDC is defined as loss angle. And if we consider loss angle, not only can measure the location of accurate TDC, but also obtain the accurate output.

In this paper, loss angle is analyzed by simulation and experiment. Through a simulation, the influences of heat loss and blow-by gas had on loss angle is investigated. And confirming the value of loss angle by experimenting with an engine installed in a ship. Finally, the result of simulation with that of experiments is compared and analyzed.

## - Nomenclature -

$A$	: Heat equivalent of work	kcal/(kgf·cm)
$C_v$	: Specific heat of constant volume	kcal/(kgf·K)
$C_m$	: Mean piston speed	cm/s
$D$	: Cylinder bore	cm
$F_i$	: Area of combustion chamber	cm <sup>2</sup>
$m$	: Weight	kgf
$N_u$	: Nusselt number	
$P$	: Pressure in cylinder	kgf/cm <sup>2</sup>
$Q_w$	: Calorific value of heat loss	kcal
$R$	: Gas constant	kgf·cm/(kgf·K)
$Re$	: Reynolds number	
$S$	: Stroke	cm
$T$	: Temperature	K
$T_{w_i}$	: Temperature of combustion chamber	K
$U$	: Gas flow rate	cm/s
$u$	: Internal energy	kcal
$V$	: Volume of cylinder	cm <sup>3</sup>
$V_c$	: Clearance volume	cm <sup>3</sup>
$V_h$	: Stroke volume	cm <sup>3</sup>
$\gamma_a$	: Specific weight of inhalation	kgf/cm <sup>3</sup>

$\gamma_c$	: Specific weight of cylinder gas	kgf/cm <sup>3</sup>
$\lambda$	: Excess air ratio	
$l$	: Connect rod length	cm
$r$	: Crank arm radius	cm
$h$	: Coefficient of heat transfer	kcal/(cm <sup>2</sup> ·K)
$\varepsilon$	: Compression ratio	
$\theta$	: Crank angle	degree
$\mu$	: Coefficient of absolute viscosity	kg/cm·s
$\mu_{os}$	: Coefficient of absolute viscosity at standard condition	kg/cm·s
$\rho$	: Density	kg/cm <sup>3</sup>
$\nu$	: Coefficient of kinematic viscosity	cm <sup>2</sup> /s



# 1. 서 론

## 1.1 연구 배경 및 목적

전 세계적으로 대기오염 및 온실가스 문제가 대두됨에 따라 국제 해사 기구는 1997년 선박에 의한 대기오염에 대한 심각성을 인지하고 MARPOL 73/78을 수정하여 선박으로부터의 대기오염 방지에 관한 부속서인 Annex VI(제6부속서-선박 대기오염물질 배출 규제협약)를 제정하게 되었다. Annex VI에는 선박에서의 대기 오염 물질에 관한 여러 배출 규제가 포함되어 있으며, 특히 NO<sub>x</sub>의 경우 정격 기관속도에 따른 배출 규제기준과 상세기술지침을 통해 NO<sub>x</sub>를 평가하여 기준을 만족하는 선박용 기관에 대해 배기가스 인증서를 발급하도록 강제화하고 있다.<sup>[1]</sup> 환경에 대한 관심이 지속적으로 고조됨에 의해 2008년 IMO는 MEPC 58차 회의 및 NO<sub>x</sub> technical code의 개정을 채택하여 개정된 부속서 및 NO<sub>x</sub> technical code 2008을 제정하고 2010년 7월 1일부로 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 NO<sub>x</sub> 배출물 규제가 적용될 예정이다. 이 기준은 질소산화물 배출 통제해역을 항해하는 동안 만족하여야 하며 통제구역외 지역 운항시는 Tier II 기준에 적합하여야 한다. Table 1.1은 IMO에서 규정한 NO<sub>x</sub> limit를 적용시점 및 정격 기관속도에 따라 정리한 도표이다.

Table 1.1 MARPOL annex VI NO<sub>x</sub> emission limits

Tier	Date	NO <sub>x</sub> Limit, g/kWh		
		$n < 130$	$130 \leq n < 2000$	$n \geq 2000$
Tier I	2000	17.0	$45 \cdot n^{-0.2}$	9.8
Tier II	2011	14.4	$44 \cdot n^{-0.23}$	7.7
Tier III	2016	3.4	$9 \cdot n^{-0.2}$	1.96

NO<sub>x</sub> 규제를 충족시키기 위해 선박용 디젤엔진은 많은 연구와 개발이 계속 진행되고

있다. 현재 대표적으로 연료 분사시기 지연, 급기 가습, 배기가스 재순환, SCR법(선택 접촉환원법)등을 사용하여 저감하기 위해 많은 노력을 하고 있다.

NOx technical code에 따르면 선박용 디젤기관은 정격 기관속도에 따른 기관 마력당 배출량을 규제하고 있으며, 그를 충족시키기 위한 저감 기술뿐만 아니라 정확한 출력 산정이 중요시 되고 있다. 디젤 기관의 출력의 종류로는 지시마력(IHP: Indicated Horse Power)과 제동마력(BHP: Brake Horse Power)등이 있다. 지시마력은 도시마력이라고도 하며 실제 작용하는 동력을 말하고 지압선도로부터 얻는 도시 평균 유효압력(IMEP)에 의하여 계산된다. 제동마력은 크랭크축 단에서 측정된 마력으로 지시마력에서 마찰손실을 감한 마력이다. 그 중 도시마력의 측정은 출력측정 이외에도 평균유효압력, 사이클 변동, 녹킹, 실화의 확인, 열발생을 및 연소가스 평균 온도 등 여러 가지 정보를 제공하고 있기 때문에 효용성이 높다. 도시 마력을 구하기 위해서 예전에는 기계식 지압계를 사용하여 왔으나, 최근에 들어서는 각종 진단장치를 설치 및 사용하고 전자적으로 측정하고 있으며, 주기관의 성능을 분석하는 MIPS(Mean Indicated Pressure System)도 그중 하나이다.

전자식 지압계(EMS: Engine Monitoring System)에서 측정 및 산출된 도시마력이 기계식 지압기로 측정되어 실린더 PV선도에서 플라니미터(Planimeter)에 의하여 산출된 지시마력과 차이가 난다고 보고가 되고 있고, 실험엔진을 통해 오차를 확인할 수 있었다. 기존의 MIPS의 방법은 플라이휠에 근접센서를 장착하여 회전수를 검출하고, 검출된 회전수에서 일정한 시간 간격으로 나누어 내부 클럭신호를 발생시켜 연소압력 데이터를 샘플링하며, 이 클럭신호를 크랭크 각으로 간주하는 방법이다. 이러한 방법은 순간속도변동을 고려하고 있지 않기 때문에 실제의 크랭크 앵글 각과는 차이가 있게 되고, 특히 피스톤의 TDC 위치를 부정확하게 인식함으로써 결과적으로 디젤기관의 정확한 출력산정을 곤란하게 하는 원인으로 확인되었다.<sup>[2]</sup> 그러므로 정확한 출력 산정을 위해 TDC 위치를 정확하게 파악하여야 한다. 엔진출력 측정에 있어서 상사점(TDC) 1도의 오차는 약 10% 정도의 도시 평균 유효 압력과 25%의 열발생율의 오차를 유발하기 때문에 TDC의 위치는 최소한 0.1도 크랭크 앵글 각도 범위내의 정확도를 확보 하여야 한다.<sup>[3,4,5]</sup>

한편 선박의 주기관은 NOx 대책의 주요 방법으로 분사시기를 늦추는 방법이 주로 이용되고 있으며, 이 경우 실린더내 압력은 일반적으로 TDC 위치와 TDC 이후에서 두 개의 압력 피크를 나타내게 된다. 따라서 운전중인 기관의 실린더내 압력의 변화로부터 압축 TDC를 파악할 수 있게 되었다. 이 방법은 실린더의 위치에 관계없이 TDC 위치를

파악할 수 있고, 축계변형의 영향도 고려하지 않아도 되는 장점이 있다. 그러나 압축 TDC는 열손실(Heat loss) 및 블로우바이(Blow-by)에 의한 가스누설로 실제 크랭크 앵글 각도의 TDC 위치 보다 앞서 나타나게 된다. 이러한 압축 TDC와 실제 크랭크 앵글 각도의 TDC 위치의 차이를 손실각(Loss of Angle)이라고 정의 하였다. 그러므로 TDC 위치의 결정에서 손실각을 수정보완 하면 정확한 TDC를 얻을 수 있음을 알았고, 그 손실각에 대하여 고찰 하였다.

## 1.2 연구 내용

기존의 손실각에 관한 연구는 대부분 고속, 4행정 엔진에 대하여 연구 및 고찰 되었고, 선박엔진에 관련된 연구도 중속이지만 4행정 엔진이 대부분이었다. 그러나 본 연구에서는 저속 2행정 선박엔진에 대하여 실험 및 시뮬레이션이 시행되었다. 또한 2000년 이전에 엔진들은 압축압력의 최고점이 Fuel running(Firing)중에는 나타나지 않기 때문에 모터링 상태에서 연료를 차단하고 압축압력의 최고점을 확인하여 연소 해석 프로그램으로 확인하는 실험적인 한계가 있었으나, 본 연구는 연료 분사 시기 지연으로 설계된 선박엔진에서 실험했기 때문에 운전중에 압축압력의 최고점 위치를 파악할 수 있었다.

본 연구에서는 압력 측정에 의하여 나타나는 손실각에 대하여 압축 사이클 시뮬레이션을 통해 그 원인인자인 열손실 및 블로우바이가 미치는 영향에 대하여 이론적으로 해석하였으며, 운전중인 엔진을 대상으로 실험하여 실제 손실각을 확인하였다. 또한 사이클 시뮬레이션 결과와 실험으로 측정된 결과를 비교하여 실제 열손실 및 블로우바이의 영향에 대하여 고찰 하였다.

## 2. 손실각의 이론적인 배경

### 2.1 손실각의 정의

기관의 TDC 측정은 정적 TDC 측정과 동적 TDC 측정이 있다. 정적 TDC는 피스톤이 가장 상부에 위치할 때의 지점을 다이얼 게이지를 이용하여 측정하며 Lienesch<sup>[6]</sup> 등이 연구 하였으며 동적 TDC의 측정방법은 Reverencic<sup>[7]</sup> 등이 마이크로 웨이브를 이용하여 연구 하였다.

정적 TDC의 측정은 기관이 정지시 피스톤이 가장 상부에 위치할 때의 지점으로 다이얼 게이지로 측정할 수 있다. 하지만 TDC 확인을 위해 매번 엔진을 개방할 수 없으므로, 정적 TDC 점의 위치는 플라이휠에 정확하게 표시 되어 있다. 동적 TDC는 운전중인 기관의 상사점으로 기관이 운전중일때 측정할 수 있다. 운전중인 기관의 TDC를 직접 확인하기 위하여서는 상사점 측정 전용 센서를 이용해야 하나 실린더 헤드를 가공해야 하는 단점이 있어 실험실용 엔진 이외에는 적용하기 어려운 측면이 있다. 일반적으로 동적 TDC 측정은 실린더내 압력을 측정하여 압축 압력의 최대값을 TDC 라고 추정하고 있다. 본 논문은 정적 TDC 측정은 플라이휠에 표시되어 있는 위치를 이용하였고, 동적 TDC 측정은 실린더내 압력 측정을 이용하였다.

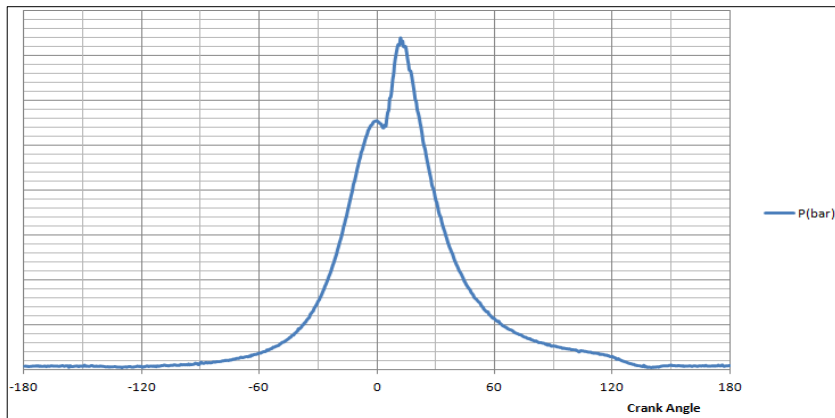


Fig. 2.1  $P-\theta$  graph of operation engine

Fig. 2.1은 운전중인 기관의  $P-\theta$  그래프이고, 크랭크 앵글 각도 0도 부근에서 동적



상사점을 확인할 수 있다. 2000년도 이후에 건조된 기관은 NOx 규제를 충족시키기 위하여 후분사 엔진을 채택하였고, 그로 인해 운전중인 기관의  $P-\theta$  그래프에서 2개의 피크점이 나타나게 되어 운전중인 기관에서도 정확한 동적 TDC를 확인할 수 있게 되었다.

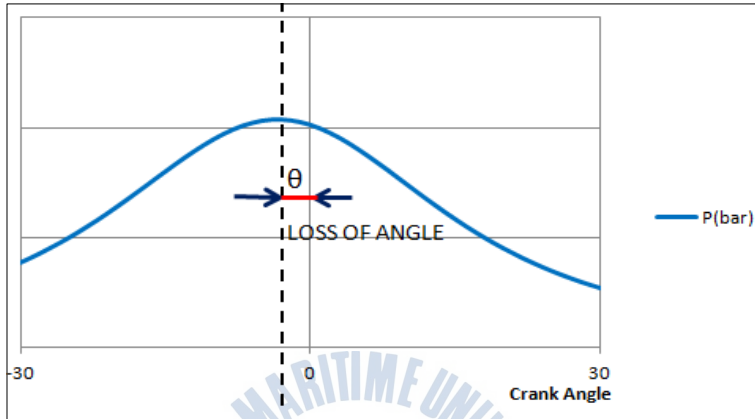


Fig. 2.2 Detailed  $P-\theta$  graph of near TDC

Fig. 2.2는  $P-\theta$  그래프이며 정적 TDC인 크랭크 앵글 각도 0도인 지점을 확대하여 나타내고 있는 것으로 동적 TDC인 압축압력의 최대값과 정적 TDC인 크랭크 앵글 각도 0도인 지점이  $\theta$  만큼의 차이가 있는 것을 보여 주고 있다. 이  $\theta$  만큼의 차이를 "손실 각(Loss of Angle)" 이라고 한다.

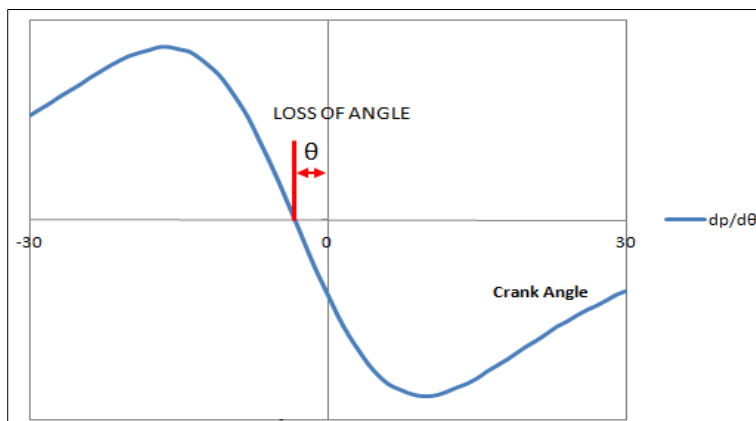


Fig. 2.3 Detailed  $dp/d\theta$  graph of near TDC

Fig. 2.3은 압력 변동율을 나타낸 그래프이며 정적 TDC 부근의 압력 변동이 0이 되는 점이 동적 TDC로서  $\theta$  만큼의 차이가 손실각이며, 압력 변동율 이용하면 손실각의 값을 보다 정확하게 확인할 수 있다.

## 2.2 기존의 연구

기관의 출력을 측정하는 전통적인 방법에는 측정된 실린더의 압력을 이용하는 것이 있다. 그러나 실린더의 압력을 이용하는 방법에서 동적 TDC는 손실각 때문에 정적 TDC와 일치하지 않는다. 따라서 정확한 TDC를 결정하기 위해서는 손실각의 보정이 필요하며 특히 출력 측정시 손실각을 보정하여 계산하여야 한다는 기존의 연구는 아래와 같이 진행되어 왔다.

Stas Marek J는 2000년 논문<sup>[8]</sup>에서 TDC 결정의 문제는 그 자체의 정확성이 사이클 계산의 질을 결정하기 때문에 중요하다고 보고하였다. TDC 결정의 오차는 부정확한  $P-\theta$  선도를 유도하고 평균유효압력, 열발생곡선, 열 및 기계적 효율 등의 열역학 사이클 계산으로 얻은 결과와의 오차를 일으키는 원인이 된다고 하였다. 또한 이러한 결과에 대한 TDC 오차는 크랭크 앵글 각도 0.1도 이내에 높은 정확도를 수용하여야 한다고 하였으며, TDC 결정은 정적 또는 동적으로 결정될 수 있고, 가장 보편적인 동적인 방법은 어떤 경우에도 설치되어 있는 압력 센서의 신호를 이용하는 것이라고 하였다. 이것은 연소나 열전달이 없는 동안 매우 정밀하게 TDC를 결정할 수 있으나, 연소를 제거할 수는 있지만 불행히도 이것은 열전달을 배제하는 것이 불가능하며, 결국 압축압력의 피크는 체적의 최하점인 크랭크 앵글 각도 0인 지점보다 더 일찍 발생한다고 하였다. 크랭크 앵글의 각도로 표현된 이러한 차이를 "Thermodynamic loss angle" 이라고 하였다. 그리고 TDC 결정하는 방법에 관하여서는 Fig. 2.4와 같이 모터링 상태에서 측정된 압축최고압력(Pmax)과 계산된 체적의 최하점(Vmin)의 차이를 계산하는 방법으로 결정하였으며 열전달 방정식, 열전달 계수 및 작동가스 등의 특성이 필요하지 않은 간단한 방법을 제안하여, 결과적으로 크랭크 앵글 각도 0.2 ~ 0.1도의 손실각을 얻었다.

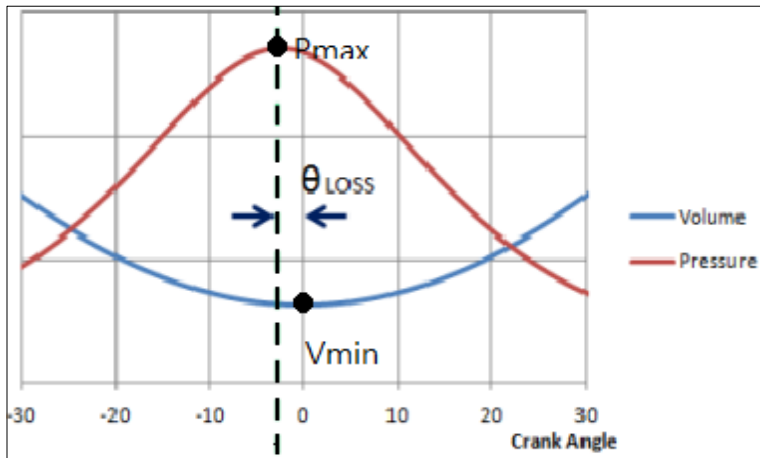


Fig. 2.4 Measured pressure(P) and calculated volume(V)

Ki-Doo Kim and Sang-Hak Ghal의 2003년도 논문<sup>[9]</sup>에서 보고된 내용을 보면, 피스톤의 상사점은 크랭크 축 각도의 위치를 결정하는데 사용되는 기준점으로 엔진의 최대 압력의 위치나, 엔진 성능의 지표인 도시 평균 유효 압력을 계산하기 위해 사용된다고 하였다. 상사점 설정이 엔진 성능의 주요 지표인 도시 평균 유효 압력에 미치는 영향을 알아보기 위해 실린더 압력-체적 선도를 Fig. 2.5와 같이 나타내었다.

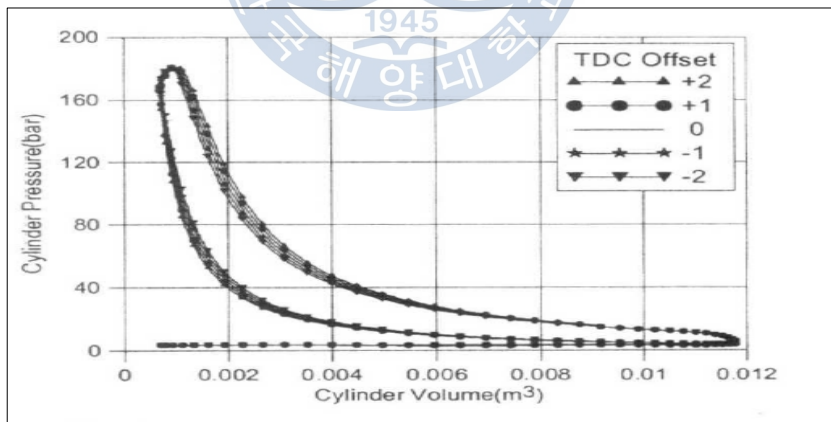


Fig. 2.5 Effect of TDC setting on cylinder pressure-volume

상사점 설정에서 크랭크 앵글 각도가 늦어짐에 따라 팽창과정에서는 높은 압력을 나타내 도시 평균 유효 압력이 커진다고 보고 하였다. Table 2.1에서는 대상엔진에서 Fig. 2.5를 이용하여 도시 평균 유효 압력을 계산하였으며 그 결과는 상사점 결정에서

크랭크 앵글 각도 1도의 오차는 약 7%의 도시 평균 유효 압력의 오차를 보인다고 보고 하였다.

**Table 2.1 Effect of TDC setting on IMEP**

TDC Offset	-2	-1	0	+1	+2
IMEP(bar)	21.54	23.32	25.08	26.84	28.58
Deviation Rate(%)	-14.11	-7.04	-	7.00	13.95

이와 같이 상사점 설정이 중요함을 밝혔고, 상사점 설정에 오차는 피스톤의 움직임에 의한 영향과 Thermodynamic loss angle(TLA)의한 영향으로 설명하였다. 또한 엔진의 회전속도가 TLA에 미치는 영향을 분석하여 엔진 회전속도가가 낮을수록 연소실 가스와 연소실 벽면의 접촉하는 시간이 길어져 열손실량의 증가에 기인하는 것으로 판단하였다.

M.takai의 2009년 논문<sup>[10]</sup>에서 보고된 내용을 보면, TDC 결정의 오차는 TLA때문이며, 그 오차는 도시 평균 유효 압력, 열발생율 등의 오차를 유발하기 때문에 TDC의 위치는 적어도 크랭크 앵글 각도 0.1도의 오차 안에서 결정되어야 한다고 보고하고 있다. TDC의 결정하는 방법으로는 실린더내에서 측정된 압력값으로 압력 변화율( $dp/d\theta$ )을 구하여 TDC 전후에서 압력변화율이 0 인 값을 동적 TDC로 구하였다. 그 내용은 **Fig. 2.6**에 나타내고 있다.

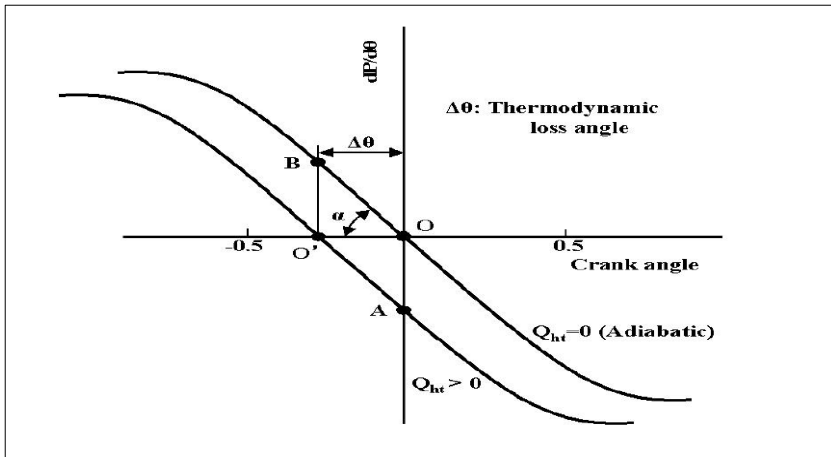


Fig.2.6 Schematic graphs of  $dp/d\theta$  and thermodynamic loss angle

그리고 모터링 상태의 디젤엔진 열전달을 계산하기 위하여 열전달 계수  $h_c$ 를 Woschni, Hoenberg, Eichelberg식을 이용하여 디젤 엔진의 열전달을 구하였고, 연료를 차단한 디젤 엔진의 실린더 압력으로 압력 변화율을 구하고, TDC 전후에서 압력 변화율이 0이 점을 동적 TDC라고 설명하여 크랭크 앵글 각도 0.72도의 손실각을 구하였다.

Emiliano Pipitone과 Alberto Beccari의 2010년 논문<sup>[3]</sup>에서 보고된 내용을 보면, 모터링 상태에서 측정된 압축 최고압력과 계산된 체적의 최하점의 차이를 계산하여 손실각을 구하였고 이유를 실린더의 압축시 발생하는 열손실율과 블로우바이라고 설명하였다. 그리고 열전달 계수  $h_c$ 를 Woschni, Hoenberg, Eichelberg 식을 이용하여 디젤 엔진의 열전달 양을 구하였고, 엔진 회전 속도, 소기 매니 폴더의 압력 등의 영향인자를 변화시켜 손실각에 미치는 영향을 보고 하였다.

이러한 연구들의 공통점을 살펴보면 엔진의 TDC의 결정에는 일반적으로 다른 설비 및 장치가 필요하지 않은 방법인 엔진에서 연료를 차단하고 실린더 내부의 압력을 측정하여 그 압력값의 최대값으로 TDC가 결정되고 있다. 이 방법으로 TDC 결정시에는 실린더에서 피스톤의 압축시 발생하는 열손실율과 블로우바이로 인하여 손실각이 발생하며 이는 엔진의 도시 평균 유효 압력, 열발생율 등을 측정할시 오차를 유발하게 된다는 것이다. 본 논문에서는 실제 엔진에서 연료 차단 없이 실린더 내부의 압력값을 측정하였고, 또한 사이클 시뮬레이션으로도 압력값을 구하여 이를 Stirling의 보간공식으로 TDC 전후의  $dp/d\theta=0$  인 TDC를 구하고 비교 고찰 하였다.

## 2.3 압축 사이클 시뮬레이션 방법

내연기관의 성능을 이론적으로 해석하는 것은 오래된 연구 테마로서 많은 연구 성과가 보고되었다. 선박용 디젤기관의 경우에도 성능을 예측할 수 있는 많은 프로그램들이 개발되어 설계에 활용되고 있다. 선박용 추진기관은 대부분 2행정 대형 저속 디젤기관이며, 유니플로우 소기 방식과 과급시스템이 채택되어 있다. 따라서 여기에서는 선박 추진기관용 디젤기관을 그 대상 범위로 한정하고, 프로그램의 간략화와 활용도를 높이기 위하여 단일 영역 모델<sup>[11]</sup>을 사용하기로 한다.

단일 영역 모델은 실린더내의 압력, 온도 등의 조성이 일정하다고 가정하는 모델이다. 이 모델은 실린더내 공기의 상태를 평균적인 것을 정의하기 때문에 연소영역과 미연소영역을 구분하지 않는다. 이 모델은 열전달과 가스흐름현상을 매우 간단히 포함시킬 수 있는 장점이 있다. 본 논문에서는 먼저 연소과정을 제외한 압축 과정만을 사용하여 손실각에 원인인자의 영향을 파악하였으며, 그 이후 실험값과의 비교를 위해 실제 엔진의 연소과정을 다룬 사이클 시뮬레이션<sup>[12]</sup>을 이용하여 비교 고찰 하였다.

### (1) 이상기체 상태 방정식

실린더내의 기체를 이상기체로 가정하고 이상기체의 상태방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$PV = mRT$$
$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (2-1)$$
$$A = \frac{1}{42700} \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kgf} \cdot \text{cm}} \right]$$
$$R_0 = 8.314472 \left[ \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \right]$$
$$R = 2927 \left[ \frac{\text{kgf} \cdot \text{cm}}{\text{kgf} \cdot \text{K}} \right]$$

## (2) 열역학 제 1 법칙

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

$$d(mu) = dQ_w - APdV + d(mi)$$

$$d(mu) = d(mC_v dT) = mC_v dT + C_v T dm \quad (2-2)$$

여기서,  $C_v = \frac{AR}{\kappa - 1}$ ,  $C_p = AR \frac{\kappa}{\kappa - 1}$ ,  $\kappa = \frac{C_p}{C_v}$

## (3) 실린더 내부 압력과 온도 변화 계산 방법

에너지 유출입량은 다음과 같다

$$\begin{aligned} d(mi) &= m_{in} i_{in} - m_{out} i_{out} \\ &= m_{in} C_p T_{in} - m_{out} C_p T_{out} \end{aligned} \quad (2-3)$$

식(2-3)를 이용하여 식(2-2)를 다시 쓰면 식(2-4)이 되고,

$$\begin{aligned} mC_v dT + C_v T dm &= \{dQ + hF_i(T - T_{wi})\} - APdV + d(mi) \\ &= dQ - APdV + d(mi) \end{aligned} \quad (2-4)$$

여기서  $h$ 는 열전달 계수이다.

이상기체의 상태방정식으로부터 다음의 식(2-5)을 얻을 수 있다.

$$dT = \left( \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dm}{m} \right) T \quad (2-5)$$

이로써 실린더내의 온도 변화율을 구할 수 있다.

여기서,  $dQ = dQ_f - dQ_w$  이고,  $dQ_f$ 는 연료의 열발생율로서 압축과정에서는  $dQ_f = 0$  으로 한다.

식(2-5)을 식(2-4)에 대입하면 식(2-6)와 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 mC_v dT + C_v T dm &= dQ - APdV + d(mi) \\
 mC_v T \left( \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dm}{m} \right) + C_v T dm &= dQ - APdV + d(mi) \\
 mC_v T \frac{dP}{P} &= dQ - APdV - mC_v T \frac{dV}{V} + mC_v T \frac{dm}{m} - C_v T dm + d(mi) \\
 mC_v T \frac{dP}{P} &= dQ - (AP + mC_v T \frac{1}{V}) dV + d(mi) \\
 mC_v T \frac{dP}{P} &= dQ - \frac{\kappa}{\kappa - 1} APdV + d(mi) \\
 dP &= \frac{P}{mC_v T} \left[ dQ - \frac{\kappa}{\kappa - 1} APdV + d(mi) \right] \tag{2-6}
 \end{aligned}$$

이로써 실린더내의 압력 변화율을 구할 수 있다.

#### (4) 실린더 체적과 크랭크 각과의 관계

피스톤의 변위  $x(\theta)$ 와 크랭크각  $\theta$ 와의 관계는 Fig. 2.7의 관계를 이용하면 다음과 같다.

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



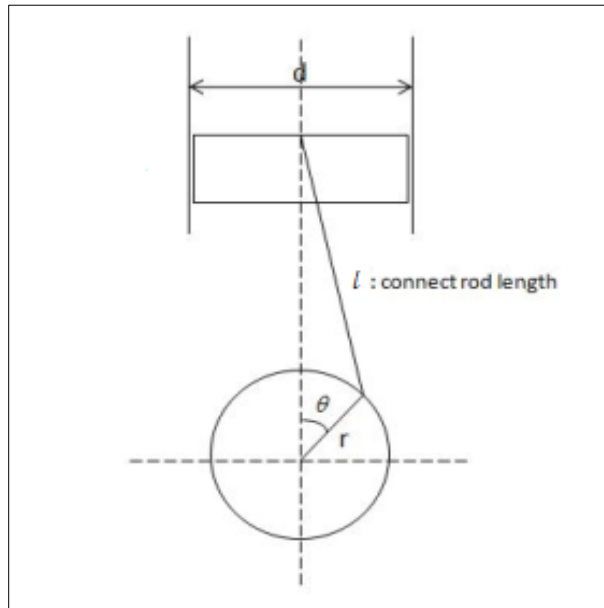


Fig. 2.7 Basic geometry of piston engine

따라서, 실린더내의 체적과 크랭크각과의 관계는 다음과 같이 된다.

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

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

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

$$\frac{dV}{d\theta} = V_h \left[ \frac{\sin\theta}{2} + \frac{\lambda}{2} \left( - \frac{-\frac{1}{2} \frac{2}{\lambda^2} \sin\theta \cos\theta}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2\theta}{\lambda^2}}} \right) \right]$$

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

### (5) 비열비 계산 방법

정압 비열과 정적 비열의 비로 정의되는 비열비  $\kappa$ 는 다음에 표시하는 온도( $T$ )와 공기과잉률( $\lambda$ )의 함수로 나타낸다.<sup>[13]</sup>

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + \frac{C_3}{\lambda}$$

$$C_0 = 1.4373$$

$$C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$$

$$C_2 = 3.12 \times 10^{-8}$$

$$C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$$

### (6) 열손실량 계산 방법

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

$$dQ_w = h \sum F_i (T - T_{wi}) \quad (2-9)$$

$h$  = 열전달 계수

$F_i$  = 연소실을 구성하는 면적 성분

$T$  = 연소실 가스 온도

$T_{wi}$  = 연소실을 구성하고 있는 면적 성분의 온도

여기서  $h$ 는 열전달 계수 이다. 내연기관의 열전달은 현상이 복잡하고 영향을 주는 인자가 많으므로 정확히 표현하기가 매우 난해하다. 그래서 많은 학자들이 열전달 현상에 대해 연구를 거듭하였으며, 열전달계수  $h$ 에 관하여 많은 식들이 발표되었다. 발표된 실험식 중 주로 사용되는 식은 Nusselt, Elchelberg, Pflaum, Sitkei, Annand, Woschni 등이 있다. 각각의 실험식들은 실린더 내 가스압력  $P$ , 가스 온도  $T$  및 평균

피스톤 속도  $Cm$  등을 변수로 두고 그 외 중요도가 낮은 인자의 경우 정수로 표현하였다.

그러나 많은 공식중 대상 기관이 선박용 대형 저속 디젤기관임을 고려하여 볼 때 Annand의 식이 가장 효과적일 것으로 판단<sup>[14]</sup>되어 Annand의 실험식<sup>[15]</sup>을 이용하였다. 벽에 있어서의 열전달계수(Coefficient of heat transfer)는 다음과 같다.

$$h = 0.49 \frac{\sigma}{D} \left( \frac{SnD}{30\nu} \right)^{0.7} + 0.91 \times 10^{-8} \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g}$$

Annand의 실험식에서 복사에 의한 열손실이 다른 열손실에 비해 매우 적음<sup>[16]</sup>을 고려하여 복사에 의한 열손실은 고려하지 않았다. (2-10)은 관련 식을 나타내고 있다.

$$h = 0.49 \frac{\sigma}{D} \left( \frac{SnD}{30\nu} \right)^{0.7} \tag{2-10}$$

$$\therefore N_u = C_1 Re^{c_2}$$

$$N_u = \frac{h \cdot D}{\sigma}$$

$$Re = \frac{S \cdot n \cdot D}{30 \cdot \nu}$$



$h$  = Annand의 열전달계수

$\sigma$  = 열전도율

$D$  = 실린더 지름

$Re$  = Reynolds 수

$N_u$  = Nusselt 수

$S$  = stroke

$n$  = 분당회전수

여기서, 열전도율  $\sigma$ , 유체 점성계수  $\mu$ , 동점성 계수  $\nu$ , 유체밀도  $\rho$  는 다음 식으로 정의 된다.

$$\sigma = \frac{1}{4} (9\kappa - 5) \frac{R}{(\kappa - 11.5)} \mu$$

$$\mu = \mu_{os} \frac{T_{os} + C_5}{T + C_5} \left( \frac{T}{T_{os}} \right)^{\frac{3}{2}}$$

$$\nu = \mu / \rho$$

$$\mu_{os} = 1.71 \times 10^{-7}, \quad C_5 = 120, \quad T_{os} = 273.0$$

또한 (2.9)에서 연소실을 구성하는 면적 성분 및 온도는 **Table 2.2**와 같이 계산하였다.

**Table 2.2** Wall temperature of combustion chamber

	Temperature ( Unit : K )
$T_{w1}$ (cylinder head)	598
$T_{w2}$ (piston crown)	648
$T_{w3}$ (exhaust valve head)	873
$T_{w4}$ (cylinder liner upper )	588
$T_{w5}$ (cylinder liner lower)	363

### (7) 가스교환 과정 기초 방정식 및 블로우바이 가스량 계산

밸브 또는 포트를 통과하는 기체유동에 관한 기초 식은 다음과 같다. 이로부터 유체의 유속을 구할 수 있다.

$$i + \frac{1}{2g} U^2 = const.$$

$$C_p T + \frac{1}{2g} U^2 = \text{const.}$$

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P}{\gamma} + \frac{1}{2g} U^2 = \text{const.}$$

$$\therefore U_{in} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left( \frac{P_a}{\rho_a} - \frac{P_c}{\rho_c} \right)} \quad (2-11)$$

단,  $\frac{P_c}{P_a} \leq \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$  이면,

$$U_{in} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \frac{P_a}{\rho_a}} = \sqrt{\frac{\kappa P_c}{\rho_c}} \quad (2-12)$$

따라서 기체의 유량은 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$dm_{in} = C_{DS} \gamma_a A_{SP} U_{in}$$

$$dm_{out} = C_{DE} \gamma_c A_{EV} U_{out}$$

$$dm = dm_{in} + dm_{out}$$

(2-13)

블로우바이 유량( $m_b$ )의 계산은 식(2-11)과 식(2-12)을 이용하고, 블로우바이 기간과 유량계수를 이용한다. 유로면적( $S_B$ )은 실린더직경(B)과 마모간격(b)으로부터 구한다.

**Fig. 2.8**<sup>[17]</sup>은 실린더 내부의 블로우바이 가스에 대하여 분석한 것으로, 문헌을 참고하여 블로우바이 기간을 압축시작시기부터 상사점후 70 deg.(또는 430 deg.)까지로 한다. 또한 (2-14)식에서 BLOWBY는 유량계수를 의미한다.

$$S_B = \pi(B^2 - (B-b)^2)/4$$

$$dm_i = \text{BLOWBY} \times S_B \times U_{out} \quad (2-14)$$

$S_B$  = 유로면적

$U_{out}$  = 배기 유체의 속도

$dm_i$  = blow-by 된 유량

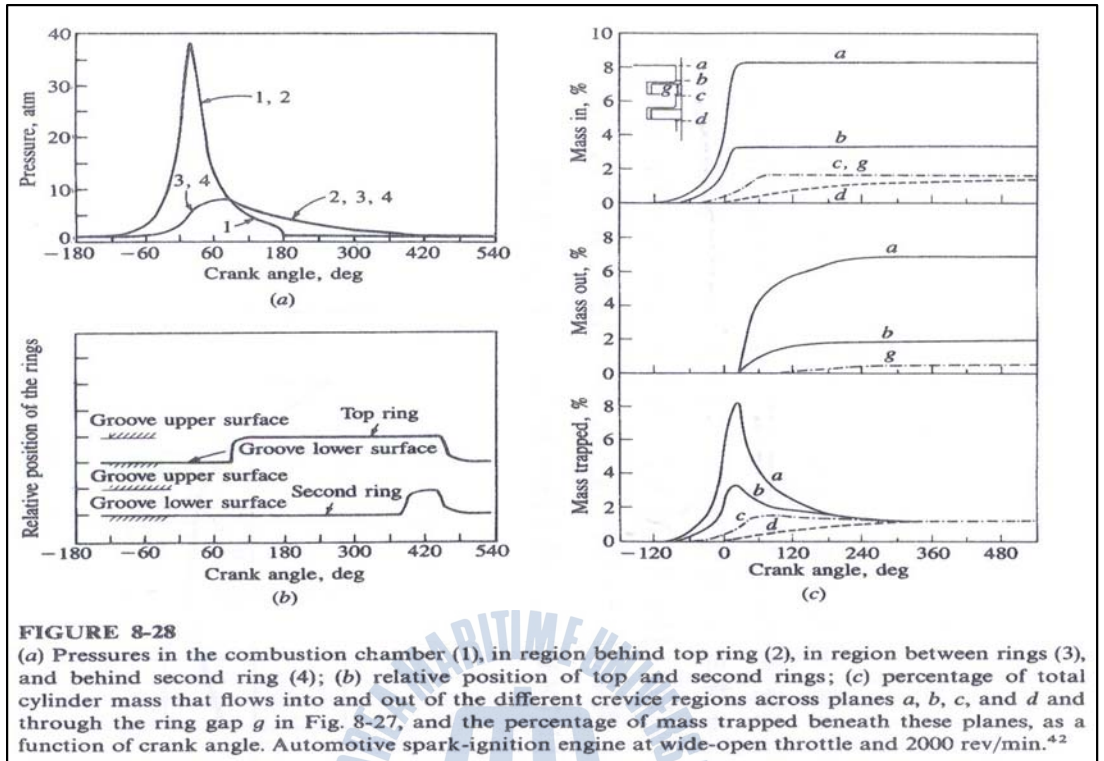


Fig. 2.8 Information for blow-by gas in cylinder

## (8) 계산 과정

계산 순서는 다음과 같다.

(a) 식(2-9)에서  $dQ_w$ 를 구한다.

(b) 가스교환과정 기초방정식으로  $dm$  및  $d(mu)$  계산한다.

(c) 식(2-6)에서  $dP$ 를 계산한다.

(d) 식(2-5)에서  $dT$ 를 계산한다.

(e)  $dm, dP, dT$ 로부터  $\Delta\theta$  후의  $m, P, T$ 를 계산한다. (FORTRAN 내부 IMSL의 IVPK 함수- Solve an initial-value problem for ordinary differential equations using the Runge-Kutta-Verner fifth-order를 이용한다.)

### 3. 압축 사이클 시뮬레이션 및 결과 고찰

#### 3.1 압축 사이클 시뮬레이션 대상 엔진

손실각의 영향 인자에 대하여 압축 사이클 시뮬레이션을 통하여 확인하였고, 압축 사이클 시뮬레이션 대상 엔진의 사양은 Table 3.1와 같고 실험 또한 같은 엔진으로 하였다.

Table 3.1 Specification of test engine

Item	Specification
Engine Type	2-stroke, single acting diesel engine with T/C
No. of Cylinder	6
Bore / Stroke	420mm/1,360mm
MCR	8,130BHP/176rpm
NCR	6,911BHP/167rpm
Firing order	1-5-3-4-2-6

#### 3.2 압축 사이클 시뮬레이션

시뮬레이션은 실제 상황에서 불가능한 경우에 적용할 수 있는 장점이 있다. 특히 손실각의 영향을 열손실율과 블로우바이로 설명하였는데 실제 손실각의 측정으로 각각이 어떤 영향을 얼마나 미치는지 알기는 쉽지 않다. 그러므로 손실각에 영향을 미치는 각각의 인자에 대한 영향을 알아보기 위하여 압축 시뮬레이션을 하게 되었다.

##### 3.2.1 압축 사이클 시뮬레이션 방법

본 논문에서 시뮬레이션 및 실험에서의 대상 엔진 스피드는 120rpm, 130rpm, 150

rpm, 160rpm, 167rpm 5가지 엔진 회전 속도영역을 채택하였다.

120rpm은 대상 기관의 Full ahead 회전속도로 수치 계산에 대상이 되었고, 130rpm은 Full ahead에서 Nav. full 중간 회전속도이나 보조블로워 및 과급기로 운전 가능한 구간이어서 실험 및 사이클 시뮬레이션의 대상이 되었다. 하지만 140rpm은 대상엔진에서 보조블로워가 정지되고 과급기로만 운전되기 위한 과도기로서 배기 온도 상승으로 인해 계속적으로 운전하기 힘들어 사이클 시뮬레이션 및 실험에서 제외 되었다. 그리고 150rpm은 통상적으로 운전되는 구간이고 167rpm은 대상 엔진의 NCR구간이며, 160rpm은 그 중간적 의미가 있어 사이클 시뮬레이션 및 실험대상 회전속도가 되었다. 또한 사이클 시뮬레이션에 필요한 데이터인 소기압력, 소기온도, 제동마력 등을 실험시에 측정된 값을 사용하여 최대한 실험값과 같은 환경으로 사이클 시뮬레이션을 했다.

압축 사이클 시뮬레이션은 2.3절의 압축 사이클 시뮬레이션 방법으로 대상엔진의 크랭크 앵글 각도 기준(261도 ~ 108도)으로 압력, 온도, 열손실량, 블로우바이된 유량을 압축 사이클 시뮬레이션했고, 압력값에 대하여서는 Stirling의 보간공식을 이용하여 압력 변화율을 구하여 계산하였다. 압력값을 압력 변동률로 계산하면 작은 압력의 변화도 쉽게 알 수 있고, 특히 손실각을 확인하는데 장점이 있다. 압력 변동율을 구하여 크랭크 앵글 각도가 TDC 전후에서  $\frac{dp}{d\theta} = 0$  이 되는 값을 찾아 압축압력의 최대점을 구하였고, 그 값과 정적 TDC와 차이를 손실각이라고 하였다.

압력 변동율은 실린더 내의 압력을 식(3-1) Stirling의 보간공식<sup>[18]</sup>으로 구하였다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{12} P_{i-2} + 8(P_{i+1} - P_{i-1}) - P_{i+2} \quad (3-1)$$

$P_i$  : 크랭크 각도별 압력 ( $i = 1 \sim 360$ )

### 3.2.2 손실각에 미치는 영향인자

문헌들을 통하여 손실각의 발생원인은 실린더 내부의 열손실과 블로우바이라고 알 수 있었다. 그에 따른 손실각의 영향을 압축 사이클 시뮬레이션 했으며, 먼저 압축 사이클 시뮬레이션의 정확성을 검증하기 위해 회전속도별로 열손실율과 블로우바이가 없을 경우를 대입 하였을때의 결과를 확인하여 보았다. 사용된 단위로는 X축의 경우는 TDC 부근의 크랭크 앵글 각도로 정리 하였고, Y축의 경우는 압력변동율( $dP/d\theta$ )로 정리하였다.



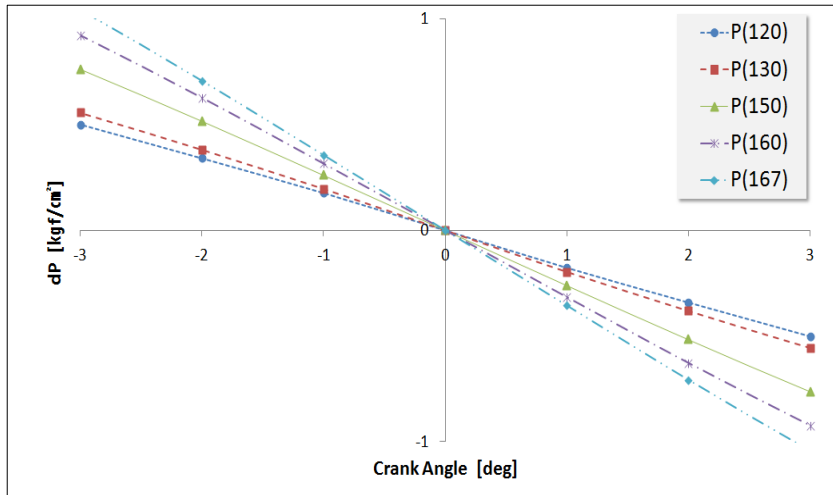


Fig. 3.1 Loss of angle with no influence factor

Fig. 3.1은 회전속도별로 손실각의 영향인자인 열손실과 블로우바이가 없다고 가정하여 크랭크 앵글 각도 기준으로 압력변동을 그래프를 확대하여 나타낸 결과이다. 그 결과는 회전속도에 상관없이 동적 TDC와 정적 TDC의 차이는 0 크랭크앵글 각도를 나타냄을 알 수 있다. 그러므로 열손실과 블로우바이가 없을 경우에는 손실각이 0이 되고 또한 이 결과로 압축 사이클 시뮬레이션에 대한 신뢰를 확인할 수 있었다.

### (1) 열손실에 의한 영향

2.3절에서 언급 하였듯이 내연기관의 열전달 계수  $h$ 에 대한 많은 실험식 중에 Annand의 실험식을 사용하여 열손실을 구하였다. Fig. 3.2는 블로우바이 가스에 대한 영향이 없을 경우(BLOWBY 계수 0)에 열손실량에 따른 손실각을 압축 사이클 시뮬레이션한 결과이다. 사용된 엔진 회전속도는 120rpm, 130rpm, 150rpm, 160rpm, 167rpm으로 5가지 경우에 대하여 정리 하였다. 사용된 단위로는 X축의 경우는 열손실량을 kcal의 절대값을 이용하여 정리 하였다. 열손실량은 연료의 발열량과 열손실의 비율로 표시하는 것이 일반적이나 압축 사이클 시뮬레이션에서는 압축과정만 다루므로 열손실량을 kcal의 절대값으로 표시하여 정리하였다. Y축의 경우는 크랭크 앵글 각도로 정리하였다.

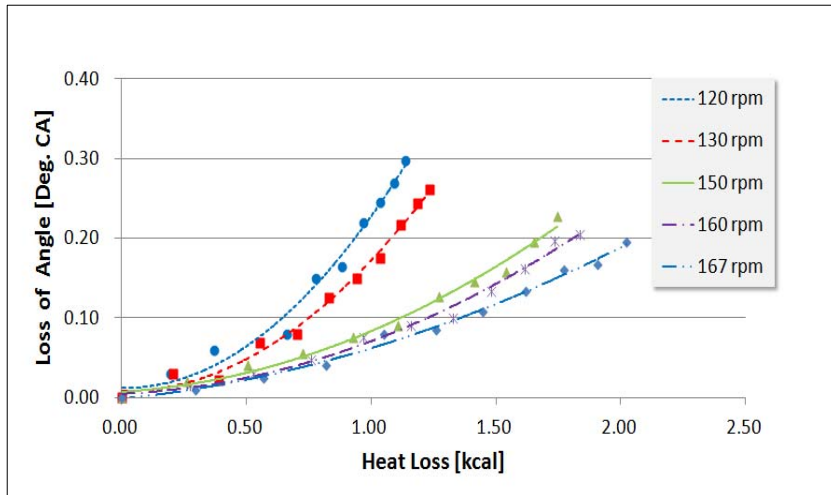


Fig. 3.2 Loss of angle with heat loss

블로우바이 가스에 의한 영향이 없는 것으로 가정한 경우에는 열손실량에 따른 영향을 보면 회전속도에 관계없이 열손실이 많아지면 손실각의 영향은 커지는 경향을 나타내고 있다. 이는 손실각이 열손실에 영향을 받고 있고, 열손실량이 커질수록 손실각이 커짐을 알 수 있다.

또한 회전속도별 손실각은 회전속도가 높을수록 열손실량에 의한 손실각의 영향은 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 회전속도가 높을수록 열손실량은 커지지만 회전속도에 따라 발생된 총열량에 대한 열손실의 비는 크지 않고, 무엇보다도 피스톤의 속도에 의해서 회전속도가 높아질수록 피스톤의 상승 속도가 빨라지고 이에 따라 실린더 벽면으로의 열손실 되는 시간이 작아지며 또한 회전속도가 높을수록 실린더 벽면의 온도 또한 높아져 회전속도가 낮을 때 보다 압축시에 발생하는 열손실량이 작아지는 영향 때문으로 판단된다.

## (2) 소기 온도에 의한 영향

소기 온도에 의한 손실각의 값은 열손실에 의한 손실각의 값과 서로 비교하고 어떠한 경향을 가지는지 정리해 보기 위해 압축 사이클 시뮬레이션 하였다. 즉 열손실에 따라 손실각이 발생하는데, 소기 온도를 변화 시켰을때 어떠한 경향인지 비교하여 보았다. 사용된 단위로는 X축의 경우는 소기온도를 K로 표시하여 정리 하였고, Y축의 경우는 크랭크 앵글 각도로 정리하였다.

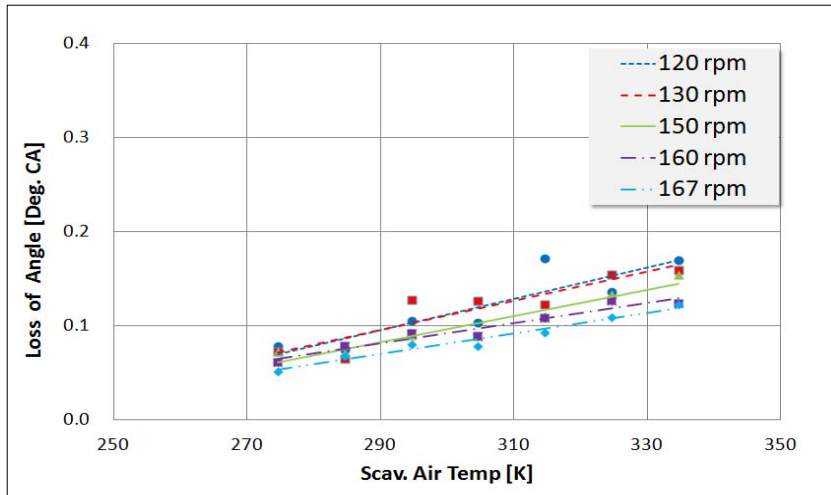


Fig. 3.3 Loss of angle with scav. air temperature

Fig. 3.3은 소기 온도에 따른 회전속도별 손실각의 값을 정리하여 보았다. 압축 사이클 시뮬레이션 대상 소기 온도는 절도온도로 275K에서 10K씩 더하여 7가지 경우를 압축 사이클 시뮬레이션 하였다.

소기 온도에 대한 손실각의 경향은 소기 온도가 높을수록 손실각은 커지는 경향이다. 이는 동일 회전속도에서 소기 온도가 높을수록 실린더 내부에서 압축에 의한 온도가 더욱 상승하게 된다. 그래서 벽면과의 온도차가 커져 열손실이 커지기 때문으로 판단된다. 또한 회전속도가 높아질수록 손실각은 작아짐을 알 수 있다. 이는 회전속도가 높을 경우 피스톤의 상승 속도가 빨라지고 이에 따라 실린더 벽면으로의 열손실 되는 시간이 짧아지기 때문에 열손실이 작아진다고 판단된다.

결국 손실각의 소기 온도에 의한 경향이 열손실 의한 경향과 동일한 것으로 판단되었다. 이 두 가지의 손실각의 경향이 일치함을 통해 열손실에 의한 손실각의 결과를 신뢰할 수 있었다.

### (3) 블로우바이 가스에 의한 영향

Fig. 3.4는 열손실이 없을 경우에 따른 블로우바이 가스에 의한 손실각을 나타내고 있다. 여기서 Blow-by(%)는 식(3.1)와 같이 정의 하였다.

$$\text{Blow-by}(\%) = \frac{\text{Mass flow by blow by [kg]}}{\text{Total mass in cylinder [kg]}} \quad (3.1)$$

회전속도는 5가지 영역으로 나타내었고, 블로우바이의 양은 2.3절에서 언급하였듯이

BLOWBY 유량계수를 대입하여 구하였다. X축의 경우는 블로우바이를 %로 표시하여 정리하였고, Y축의 경우는 크랭크 앵글 각도로 정리하였다.

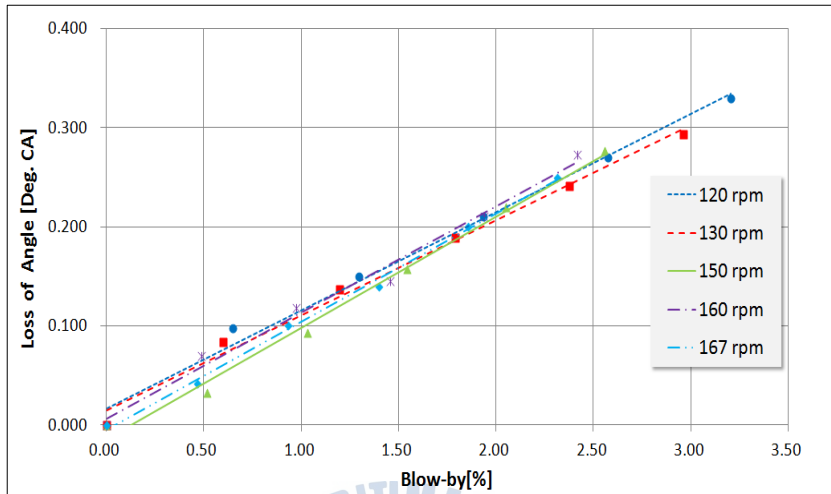


Fig. 3.4 Loss of angle with blow-by(%)

열손실에 의한 영향이 없는 경우, 회전속도에 관계없이 블로우바이에 의한 영향만 고려한다면 실린더 내부 총 유량에 대한 블로우바이가 많아지면 손실각은 커지는 영향을 나타내고 있다. 이는 손실각이 블로우바이의 영향을 받고 있고, 블로우바이의 양이 많아질수록 손실각이 커짐을 알 수 있다.

열손실에 의한 영향이 없는 경우, 회전속도별로 손실각은 추세선을 따라 비슷한 경향을 나타내고 있다. 이는 블로우바이의 값은 회전속도에 따라 영향을 받지만 회전속도별 손실각의 차이를 결정할 만큼의 큰 차이는 아닌 것으로 판단된다. 그러므로 회전속도별 손실각의 차이는 블로우바이의 양보다 열손실의 양의 차이가 많은 영향을 끼침을 알 수 있다. 하지만 블로우바이의 양을 대략 1%로 봤을 때, 손실각은 대략 크랭크 앵글 각도 0.1도의 영향이 있으므로 손실각의 계산시에 블로우바이에 의한 영향도 고려하여야 한다고 판단된다.

### 3.3 압축 사이클 시뮬레이션에 의한 손실각의 고찰

압축 사이클 시뮬레이션에 의한 손실각의 영향을 회전속도별로 예상하여 열손실 및 블로우바이(%)로 정리하면 Table 3.2와 같다.

Table 3.2 Loss of Angle by simulation

rpm	Loss of Angle( deg. CA )					
	By heat loss( $Q_{loss}$ )			By blow-by(%)		
	$Q_{loss} \times 0.2$	$Q_{loss}$	$Q_{loss} \times 2$	1.0%	1.5%	2.0%
120	0.029	0.150	0.297	0.116	0.165	0.215
130	0.030	0.126	0.261	0.110	0.158	0.206
150	0.022	0.089	0.230	0.098	0.154	0.211
160	0.016	0.089	0.205	0.113	0.167	0.220
167	0.012	0.087	0.194	0.104	0.156	0.213

Table 3.2는 손실각을 영향인자별로 나타낸 것이다. 열손실단에서는 블로우바이의 영향을 0으로 하여 시뮬레이션 하였고, 블로우바이 단에서는 열손실의 영향을 0으로 하여 시뮬레이션 하였다. 열손실은 Annand 실험식에 의해 계산된  $Q_{loss}$ 의 양을 0.2배 혹은 2배로 계산한 값이고, 블로우바이(%)의 경우에는 실린더 내부 총유량에 비하여 블로우바이 가스가 차지하는 양을 백분율(%)로 나타낸 값이다.

회전속도별  $Q_{loss}$ 의 값에 따른 손실각을 비교해 보면, 열손실의 값은  $Q_{loss}$ 의 계수에 따라 회전속도별로  $Q_{loss} \times 0.2$ 일 경우에는 120rpm과 167rpm 사이에 대략 0.02 크랭크 앵글 각도의 차이를 보이고 있고,  $Q_{loss} \times 2$ 의 경우에는 120rpm과 167rpm 사이에 대략 0.10 크랭크 앵글 각도 정도의 차이를 보이고 있다. 하지만 회전속도별로 블로우바이(%)에 따른 값을 비교하여 보면, 회전속도별로 블로우바이가 1.0 %일 경우와 블로우바이가 2.0%의 경우에 120rpm과 167rpm 사이에 대략 0.01 deg. CA의 이내에서 일치함을 알 수 있다. 즉 회전속도별로 손실각의 차이는 열손실에 의한 값의 영향이 크다고 판단할 수 있다.

실제 기관에서는 열손실과 블로우바이가 동시에 일어난다. Fig. 3.5는 열손실과 블로우바이가 동시에 발생한다고 입력하여 그 결과를 예상하였으며, 열손실은 많은 연구를 통해 실험식화 되어 있는 Annand의 실험식을 적용하였고 블로우바이의 경우 유니플로우 소기 방식과 과급 시스템인 선박용 디젤기관에서 계측하기는 어려움이 있고, 아직 공식화된 실험식 및 연구가 없어 2.3절에서 언급했던 BLOWBY의 영향계수를 조정하여 블로우바이(%)가 차지하는 비율에 따라 대략 0.75%, 1.0%, 1.5%, 2.0%의 경우로 계산하여 정리 하였다. X축의 경우는 회전속도로 정리하였고, Y축의 경우는 손실각의 크기를 크랭크 앵글 각도로 정리하였다.

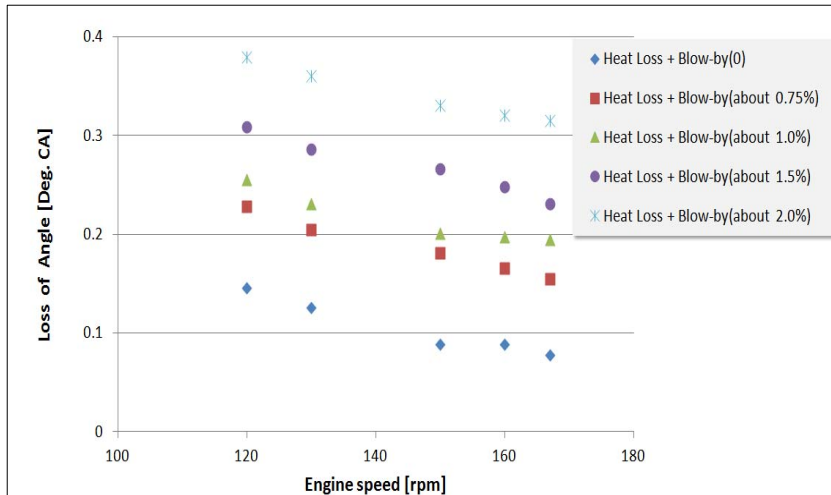


Fig. 3.5 Loss of angle with heat loss and mass loss(%)

사이클 시뮬레이션으로 손실각의 영향인자인 열손실과 블로우바이를 동시에 고려한 결과를 보면, 대상 엔진에서는 블로우바이(%)의 영향이 동일할 경우에 회전 속도별로 손실각의 차이는 열손실에 의해 결정되고 있다. 그리고 블로우바이(%)가 커짐에 의해 평형 이동하여 손실각의 크기가 커지는 경향을 나타내고 있다. 즉 블로우바이(%)의 영향을 받는 크기가 커질수록 손실각의 값은 커짐을 알 수 있다. 그리고 그 값을 정리하여 보면 회전속도별로 다르게 나타나지만 상용 부하 영역인 120rpm(Full ahead) ~ 167rpm(NCR)에서는 손실각의 값을 0.15 ~ 0.4도의 크랭크 앵글 각도로 예상 할 수 있다.

## 4. 실험 및 시뮬레이션 결과 비교 고찰

### 4.1 실험

#### 4.1.1 실험 장치 및 방법

대상기관의 운전중 동적 TDC의 찾기 위해서 NO.1 실린더를 기준으로 각도센서(Encoder)를 설치하였다. NO.1 실린더는 대상엔진에서 각도센서와 가장 근접하게 위치하고 있고, 엔코더의 Z 펄스의 기준이 되어 운전 중 축의 변형등의 영향을 최소로 받기 때문이다. 실험장치의 개략도는 Fig. 4.1과 같다.

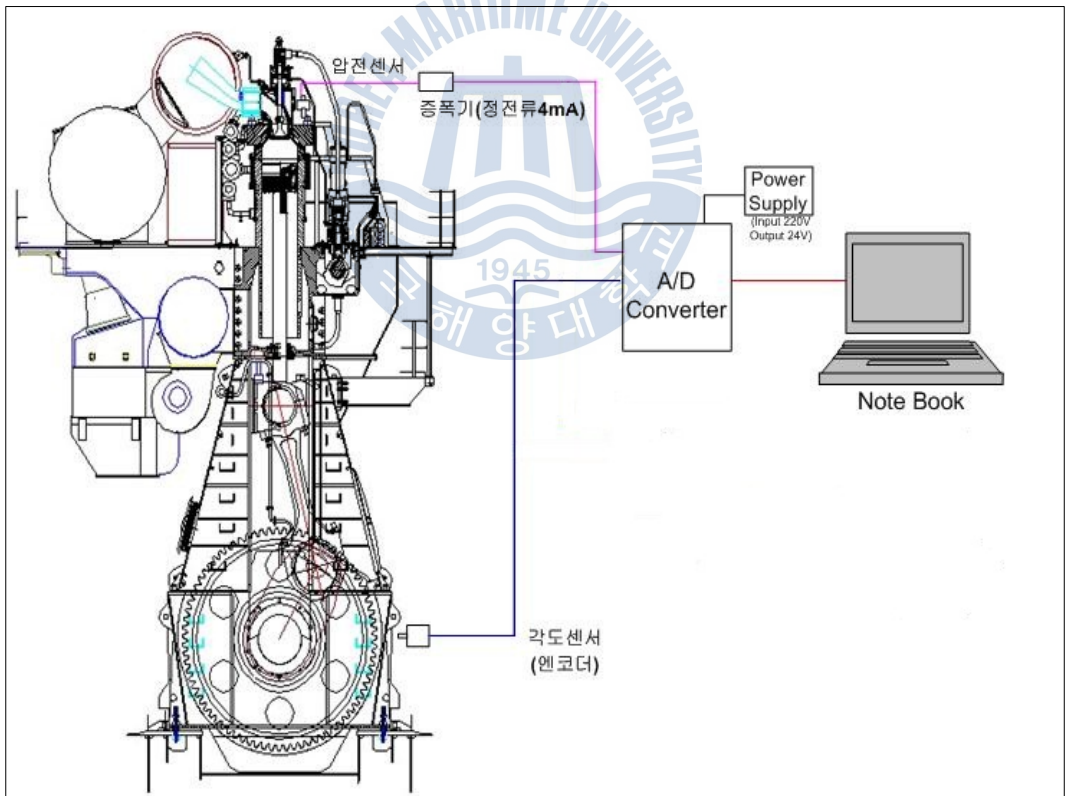


Fig. 4.1 Schematic diagram of experimental apparatus

실험 대상 엔진은 압축 사이클 시뮬레이션과 동일한 엔진으로 실험을 하였고 Table 3.1와 같다. 그리고 실험에 사용된 엔코더의 사양은 Table 4.1와 같다

Table 4.1 Specification of test encoder

Item	Specification
Type	D23SR15
Source Power	DC 24V
Pulse/Rev.	360
Output	A, B, Z
Tolerance	0

각도 센서의 경우 크랭크 샤프트의 선수부 끝단에 설치되어 있는 M/E EMS용 각도센서의 신호를 이용하였고, 압전 센서의 경우는 실린더 인디케이터에 설치하여 압력을 측정하였다.

압전 센서에서 나온 실린더 내부의 압력 데이터는 증폭기를 통해 A/D 변환기로 전송되었고, A/D 변환기에서 압전 센서에서 나온 압력 데이터 및 각도센서에서 나온 크랭크 앵글별 데이터를 취합한 후에 디지털 신호로 변환하여 연결되어 있는 컴퓨터에 저장하는 방식으로 실험을 하였다.

각도 센서는 NO.1 실린더 크랭크 샤프트 끝단에 위치하고 있고, NO.1 실린더의 기하학적 TDC 위치에 1회전에 1회 펄스를 발생하는 각도센서의 Z 펄스를 확인하였다. Fig. 4.2는 플라이휠에 표시되어 있는 NO.1 실린더의 기하학적 TDC(정적TDC) 위치 사진을 나타내고 있고, Fig. 4.3은 플라이휠이 NO.1 실린더의 기하학적 TDC일 때에 오실로스코프의 화면으로 동시 신호로 Z 펄스가 나타나고 있음을 보여주고 있다.





Fig.4.2 Checked TDC position of NO.1 cylinder on flywheel

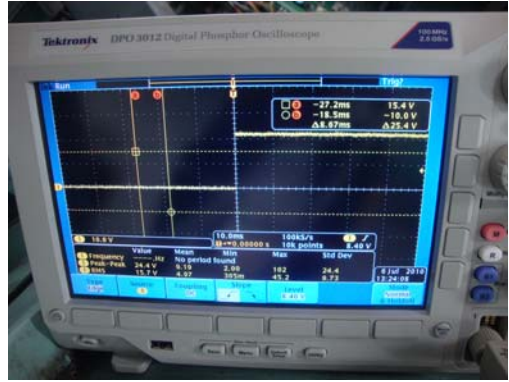


Fig.4.3 Output of Z-pulses of encoder at TDC position for NO.1 cylinder

또한 해당 각도센서의 A 펄스는 1회전에 360 펄스를 발생하는 센서이다. 각도센서의 A 펄스의 신호를 이용할 때에는 상승에지 혹은 하강에지를 사용하는 것이 일반적이거나, 본 실험에서는 TDC 위치 측정의 정확성을 높이기 위하여 Fig. 4.4와 같이 A 펄스의 상승에지와 하강에지를 모두 이용하여 크랭크 앵글 각도 0.5도로 샘플링 하였다.

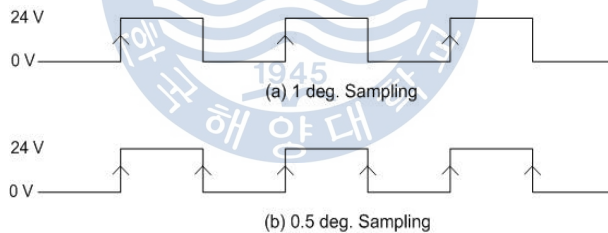


Fig.4.4 Utilization of encoder's A pulse

각도센서의 A 펄스를 상승에지 및 하강에지를 모두 이용하게 됨으로 인하여 크랭크 앵글 각도 0.5도 샘플링 방법의 정확성 확인이 필요하였다. Fig. 4.5는 그 정확성을 확인한 그림이다. 정확성 확인을 위하여 1개 펄스당 200ns의 속도로 카운트를 하여 크랭크 앵글 각도 0.5도 샘플링 방법과 비교하여 확인하였다. X축의 경우는 사이클 샘플링 갯수로 정리 하였으며, Y축의 경우는 200ns로 카운트된 횟수를 정리 하였다. 그리하여 크랭크 앵글 각도 0.5도 및 크랭크 앵글 각도 1도 샘플링에서 10개 사이클의 데이터를 발취한 후에 그 평균값을 구하고 그 평균값과의 차이를 비교하였다.

크랭크 앵글 각도 1도 샘플링 방법은  $\pm 0.2\%$  오차가 있고 크랭크 앵글 각도 0.5도 샘플링 방법은  $\pm 1\%$  정도의 오차가 확인 되었다. 따라서 크랭크 앵글 각도 0.5도 샘플링

방법을 이용하는 것이 TDC 위치를 정확하게 결정하는데 유리하다고 판단하였다.

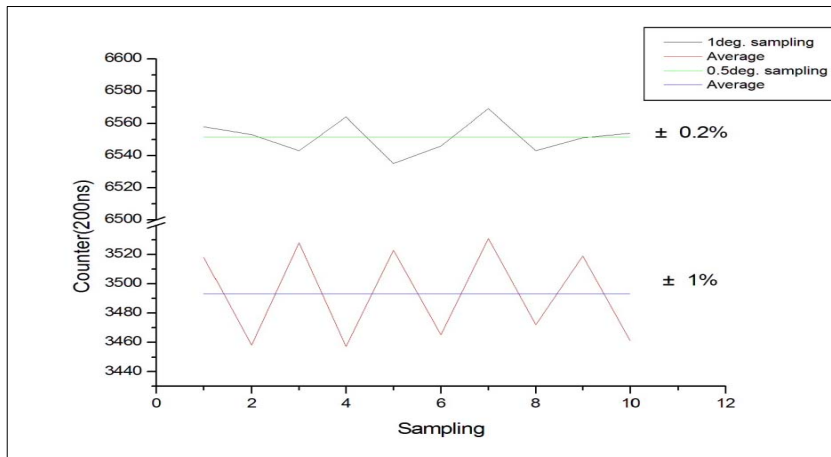


Fig.4.5 Comparison of error between two sampling method

#### 4.1.2 실험 계측에 의한 손실각

실험으로 계측된 압력 데이터로 손실각을 찾기 위하여 Stirling의 보간공식을 이용하였다. Stirling의 보간공식으로 압력 변동율을 구한후 그 값을 나타낸 것은 Fig. 4.6 와 같다. 10개의 데이터를 무작위로 선택하여 분석하였으며, X축의 경우는 크랭크 앵글 각도로 정리 하였고, Y축의 경우는 압력 변동률 값으로 정리하였다.

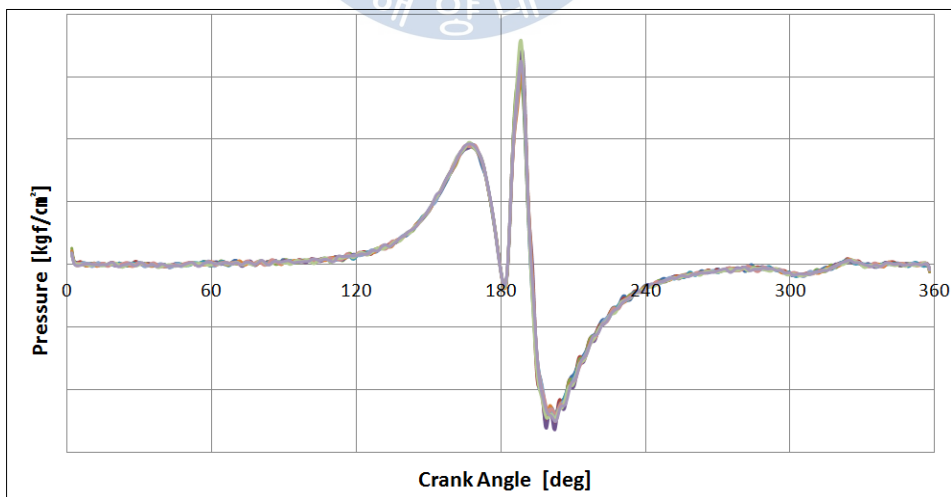
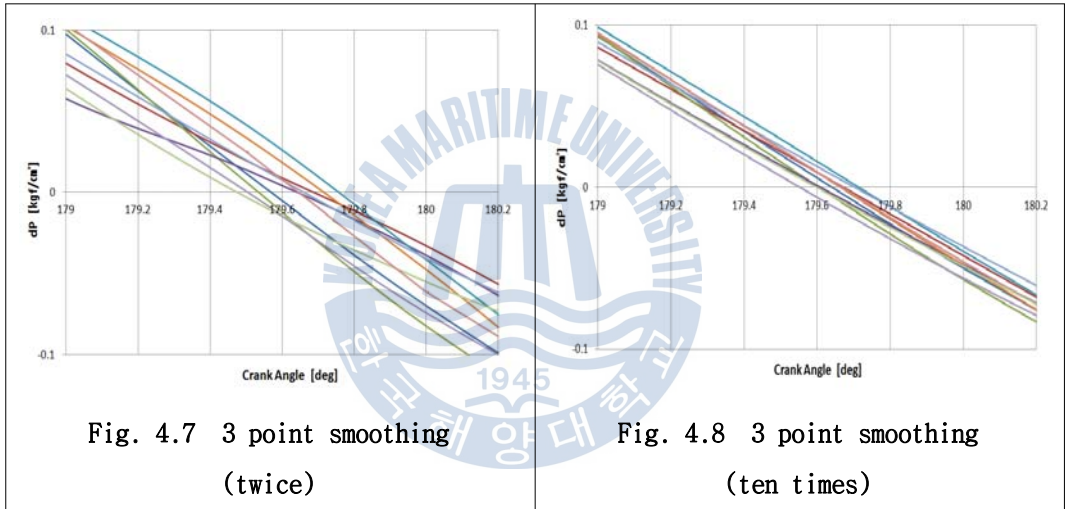


Fig. 4.6  $dp/d\theta$  graph with 10 times data

Fig. 4.7와 Fig. 4.8에는 측정된 압력 데이터를 스무싱 처리하여 TDC 부분을 확대하여 나타낸 결과이다. 실험은 크랭크 앵글 각도 0.5도 간격의 트리거 신호를 이용하여 압력 변동율을 구한 것이다

Fig. 4.7에는 3점 스무싱을 2회한 결과이고, 그 값은 크랭크 앵글 각도 0.35도 이내에서 동적 TDC가 일치함을 보여주고 있고, Fig. 4.8는 3점 스무싱을 10회한 결과이고 그 값은 크랭크 앵글 각도 0.15도 이내에서 만족하고 있다. 그리고 스무싱 3회와 10회한 값의 평균값은 크랭크 앵글 각도 0.05도 정도의 차이가 있다. 그러므로 여러 문헌에서 권고한 TDC 오차 크랭크 앵글 각도 0.1도 이내에 있고 스무싱을 하면 할수록 노이즈 및 순간 속도 변동에 의한 변형이 없어져 평균값에 접근하고 있다. 하지만 스무싱을 15회 이상을 하게 되면 데이터의 변형이 생기므로 데이터 처리는 3점 스무싱 10회한 결과를 이용하였다.



데이터 처리후 회전속도별 동적 TDC 실험 결과는 Table 4.2와 같다. 실험결과 동적 TDC의 위치는 회전속도가 증가함에 따라 감소하고 있다. 즉 회전속도가 증가할수록 손실각은 감소하고, 출력 측정시에 동적 TDC를 결정하여 출력을 산출할 경우에는 회전속도가 증가함에 따라서 출력 측정에서의 오차는 작아진다고 판단할 수 있다.

Table 4.2 Loss of angle with test engine

RPM	Loss of Angle
120 rpm	0.373 CA
130 rpm	0.349 CA
150 rpm	0.253 CA
160 rpm	0.221 CA
167 rpm	0.203 CA

## 4.2 실험계측 결과와 사이클 시뮬레이션 결과의 비교 고찰

### 4.2.1 사이클 시뮬레이션

실험결과와 비교를 위해 사이클 시뮬레이션을 이용하였다. 3장의 압축 사이클 시뮬레이션은 손실각의 영향을 알아보기 위해 프로그램을 간소화 시켜 모터링 상태에서 압축과정만을 계산하여 영향인자에 대한 경향을 파악 하였고, 사이클 시뮬레이션은 실험값과의 비교를 위해 실제 1 사이클 동안의 연소과정을 이용하여 비교 하였다. 그리고 사이클 시뮬레이션으로 실린더에서 발생하는 압축, 연료분사 및 폭발등의 전 구역을 Firing 상태로 수렴 계산하였다.

연소과정은 연료가 실린더 내에서 연소하여 발생하는 열발생률을 Wiebe 함수를 이용하여 취급한다. 또한 실제 기관을 묘사하기 위하여 예혼합연소(premixed combustion)와 확산연소(diffusive combustion, mixing controlled combustion)로 구분하여 나타내고, Double Wiebe 함수로 근사한 패턴을 이용하였다.<sup>[19]</sup> 여기서  $x$  는 연소질량분율 (mass fraction of fuel, heat addition)이라 정의한다. 따라서 연소시작시기, 연소기간, 연소특성지수(combustion index)의 데이터를 이용한다.

- Wiebe 함수는 다음과 같다.

$$x = 1 - \exp \left[ -6.9 \left( \frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{(m+1)} \right] = 1 - \exp(y) \quad (4.1)$$

여기서  $x$  는 연료 연소 비율을 나타낸다.

$$\frac{dx}{d\theta} = 6.9(1-x)(m+1)\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b}\right)^m \frac{1}{\theta_b} \quad (4.2)$$

- Double Wiebe Function은 다음과 같다.

$$\frac{dx}{d\theta} = F_p\left(\frac{dx}{d\theta}\right)_p + F_d\left(\frac{dx}{d\theta}\right)_d \quad (4.3)$$

단,  $F_p$ 와  $F_d$ 는 각각 예혼합연소와 확산연소의 비율이며,  $F_p + F_d = 1.0$  이다.

- Heat release rate

$$dQ_f = Q_f \times dx \quad (4.4)$$

Fig. 4.9는 실험엔진의 회전속도별 압력값을  $P-\theta$  그래프로 나타낸 값이다. 기관회전속도의 증가에 따라 급기압력이 증가하기 때문에 압축압력 및 최고폭발압력이 증가하고 있다.

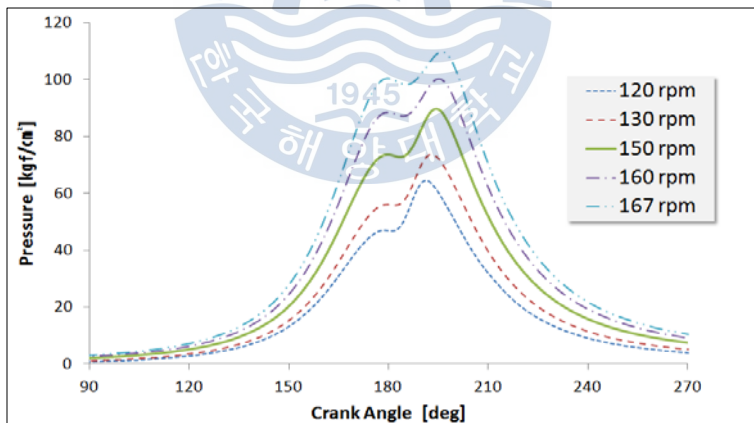


Fig. 4.9  $P-\theta$  graph of test engine with each rpm

Fig. 4.10은 실험엔진의 160 rpm에서 실험으로 측정한 압력값과 사이클 시뮬레이션으로 측정한 압력값을 비교한 그래프이다. 측정값과 계산값은 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 이로부터 계산값의 예측이 양호하게 되었다는 것을 알 수 있다.

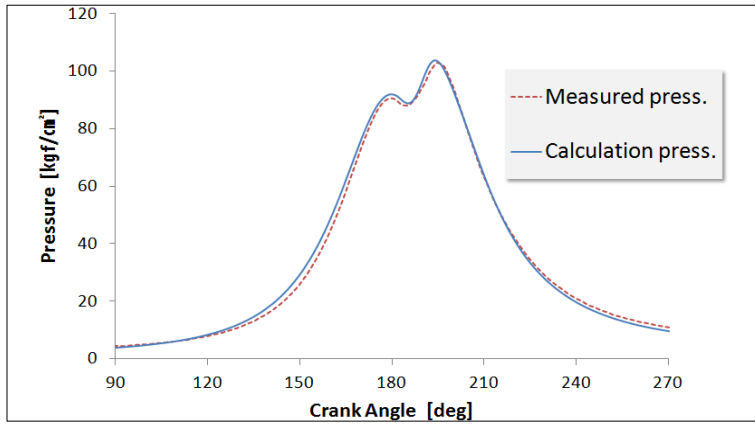


Fig. 4.10 Comparison of cylinder pressure between calculation and measurement at 160 rpm

연소 해석에 이용된 계산 데이터는 Table 4.3와 같고, 연료 소비율은 g/ps/h로 나타내었다.

Table 4.3 Input data for calculation

rpm	소기압력 (bar)	소기온도 (K)	배기압력 (bar)	배기온도 (K)	제동마력 (BHP/cyl.)	연료소비율 (g/ps/h)
120	1.49	304	1.45	575	327.53	141.48
130	1.65	304	1.55	589	445.93	140.40
150	2.25	304	2.05	616	682.72	132.38
160	2.73	304	2.59	612	794.24	137.85
167	3.09	304	2.89	617	929.33	140.60

#### 4.2.2 실험계측 결과와 시뮬레이션 결과에 관한 비교 고찰

동적 TDC와 정적 TDC와의 사이에는 손실각의 차이가 존재한다. 3장에서는 손실각의 영향 인자에 대하여 압축 사이클 시뮬레이션을 통해 경향을 알아 봤으며, 4.1절에서는 실험을 통하여 압축 압력의 최대점인 동적 TDC를 계측하였고, 4.2절에서는 사이클 시뮬레이션을 통해 계산을 하였다.

Fig. 4.11는 실험값으로 계측한 회전속도별 손실각의 값과 사이클 시뮬레이션 계산을 통해 구한 TLA 및 사이클 시뮬레이션을 통해 실험값과 일치시킨 결과를 나타내고

있다. 계측 데이터는 실험으로 계측된 실제 손실각의 값이며, TLA는 사이클 시뮬레이션을 통해 블로우바이의 영향이 없을때의 값 즉, 2.3절에서 언급했던 Annand의 열전달 계수 실험식을 대입하여 열손실만으로 구한 손실각의 값이다. 또한 계산 데이터는 연소해석으로 구한 TLA의 값에 2.3절에서 언급한 BLOWBY 계수를 조정하여 계측 데이터와 일치 시킨 값이다.

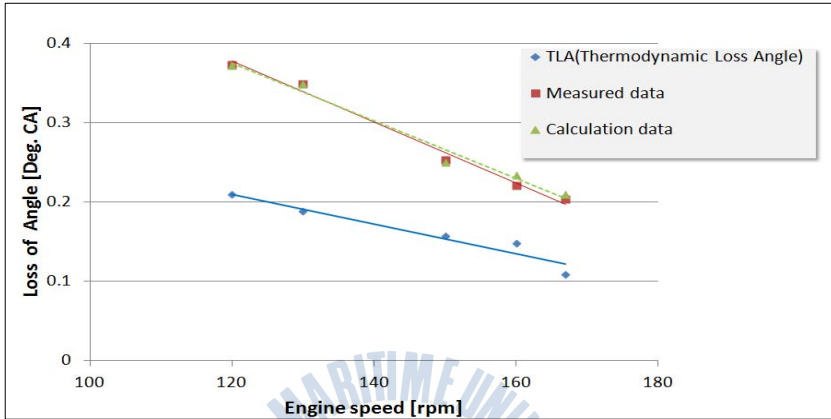


Fig. 4.11 Loss of angle by comparison experiment and calculation

계측 데이터와 계산 데이터를 일치시키기 위하여 BLOWBY 계수를 조정하였다. 이는 열전달계수에 대한 연구 및 경험식은 공식화 되어 있는 식을 이용하여 구할 수 있었으나, 블로우바이에 관한 연구 및 경험식은 찾아보기 힘들어 실험으로 계측된 손실각과 연소해석으로 계산된 TLA의 두 값의 차이를 블로우바이 가스에 의한 영향으로 판단하고 계산하여 계측 데이터와 계산 데이터를 일치 시켰다.

### 4.2.3 블로우바이 가스의 예측

선박용 주기인 대형 저속 2행정 디젤기관은 유니플로우 소기 방식과 과급시스템이 채택 되어있다. 이 시스템은 디젤엔진의 효율 증대에 많은 공헌을 하였지만, 그 구조상의 문제로 블로우바이 가스량을 계측하기는 현실적으로 많은 어려움이 있다. 또한 선박용 주기에 대한 블로우바이 가스량의 계측 및 연구결과는 많지 않고, 그 실험식 또한 찾아보기 힘들다. 하지만 본 연구에서는 실험으로 손실각을 계측하였고, 실험식으로 열손실에 의한 TLA를 계산하였으며 실험값과 TLA의 값의 차이가 나는 이유를 블로우바이 가스에 의한 영향이라고 판단하고 블로우바이 가스량을 계산 및 추정할 수 있었다.

실험값으로 계측된 손실각의 값과 연소해석 계산으로 구한 손실각을 값을 일치시키

기 위해 사용된 BLOWBY 영향 계수를 이용하여 사이클 시뮬레이션을 통해 블로우바이 가스가 차지하는 비율(Mass flow by blow-by/Total mass flow)을 표시한 그림은 Fig. 4.12와 같다. X축의 경우는 회전속도로 정리 하였으며, Y축의 경우는 블로우바이(%)로 정리하였다. 결과를 분석하여 보면 회전속도가 높아질수록 블로우바이 가스가 차지하는 비율은 작아지고 있다. 이는 대상엔진은 과급 시스템이 채택되어 있는 기관으로 회전속도가 높을수록 과급에 영향으로 소기 압력이 높아져서 실린더로 공급되는 가스량이 많아진다. 그리하여 회전속도가 높을수록 실린더에 공급되는 총유량이 많아지고, 그에 비해 블로우바이 가스는 거의 일정하므로 결국 블로우비아가 차지하는 비율은 작아진다고 판단된다.

또한 사이클 시뮬레이션을 통해 1 사이클 동안에 블로우바이 가스가 발생하는 총량으로 계산하였기 때문에 3장에서 언급한 압축 사이클 시뮬레이션의 결과보다 블로우바이 가스가 차지하는 비율은 더 많아졌다.

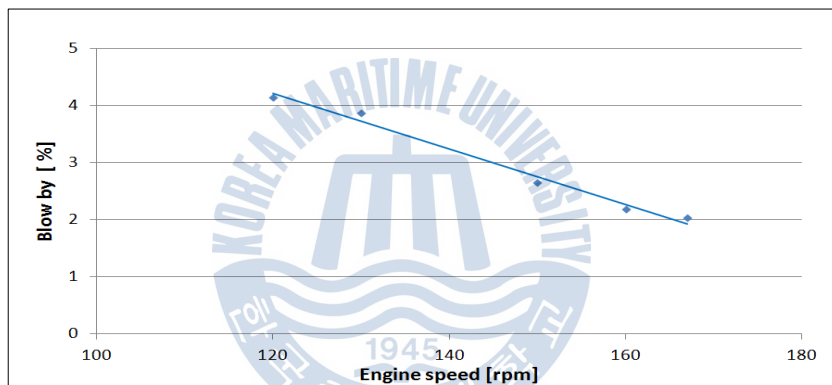


Fig.4.12 Blow-by gas(%) by matching loss of angle

Fig. 4.13은 회전속도별 블로우바이 가스의 양을 가스 중량(kg/cycle)으로 나타낸 것이다. X축의 경우는 회전속도로 정리 하였으며, Y축의 경우는 블로우바이 가스를 가스 중량으로 환산하여 정리하였다. 회전속도에 따라 블로우바이 가스의 양은 조금 변화가 있지만, 그 증가 범위가  $0.00875(\pm 0.00025)$ kg/cycle으로 작아서, 블로우바이 가스를 양에 대한 경향으로 나타내면 블로우바이 가스의 양은 회전속도에 관계없이 거의 일정함을 알 수 있다.



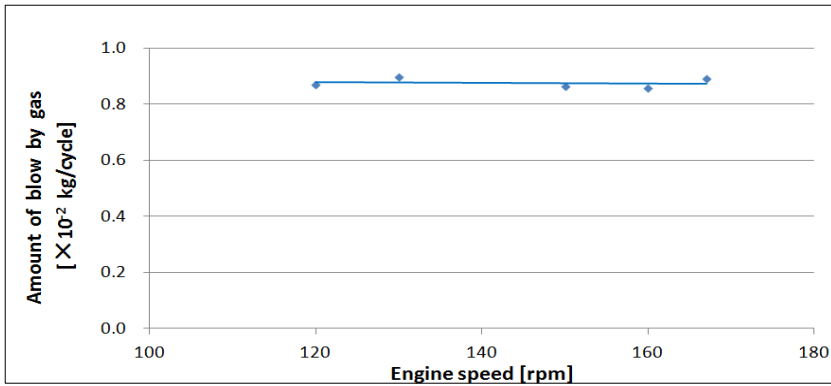


Fig.4.13 Blow-by gas quantity by matching loss of angle

결국 실험엔진의 손실각을 계측함으로써 블로우바이 가스량을 계산에 의하여 판단 할 수 있었다. 이러한 방법으로 구조상으로 계측하기 힘들었던 선박의 주기인 대형 저속 2행정 디젤엔진의 블로우바이 가스량을 예측할 수 있으며, 이는 손실각을 계측함으로써 출력의 정확성 및 실린더 블로우바이 가스량의 예측도 가능함을 알 수 있다.

#### 4.2.4 손실각의 적용

선박에 의한 대기오염 규제가 대두됨에 따라 규제 조건을 맞추기 위하여 2000년 이후 생산된 선박용 엔진 분사시기를 TDC 이후로 하게 되었고, 그로 인하여 운전 중인 엔진에서도 동적 TDC인 압축압력의 최대값을 계측할 수 있게 되었다. 따라서 다 실린더 기관의 경우에도 각 실린더의 정확한 TDC를 파악하기 위해서는 계측된 실린더 압력으로부터 압축 TDC를 구하고 여기에 손실각을 보정하는 방법이 유효하다고 판단된다. 더욱이 환경규제의 기준이 출력으로 되어 있어 정확한 TDC의 파악 즉 정확한 출력의 산정이 무엇보다 중요시 되고 있는 실정이다.

Table 4.4는 실험엔진에서 계측에 의하여 구하여진 압력값과 계산한 부피값을 이용하여 평균유효압력을 계산하고 지시마력을 산출하여 TDC의 위치의 오차인 손실각이 발생하였을 때의 출력의 변화를 확인하여 본 결과이다.

Table 4.4 Effect of TDC setting on IHP with test engine

Loss of Angle[deg.]	-1.0	-0.5	0	+0.5	+1.0
NO.1 Cyl. IHP [PS]	830.11	865.34	900.48	935.54	970.49
Engine IHP[PS]	4980.66	5192.04	5402.88	5613.24	5822.94
Deviation Rate(%)	-7.81	-3.90	0	3.89	7.77

결과를 보면 실험엔진에서는 -0.5도 즉 손실각이 0.5일 때는 대략 3.9%의 지시마력의 오차가 발생하며, 손실각이 1도일 경우에는 약 7.8%의 지시마력의 오차가 발생하고 있다. 이를 통해 손실각 연구를 통한 정확한 TDC 위치 산정의 중요성 및 정확한 출력산정의 필요성을 확인했다.

대형 저속 2행정 디젤기관에서 정확한 출력을 계측하기 위해서는 동적 TDC인 압축압력의 최대값에 손실각을 보정해 주어야 하며, 보정을 위해서는 손실각의 계측 작업이 선행 되어야 한다. 계측 작업으로는 엔코더가 설치되어 있는 배의 경우 장착되어 있는 엔코더의 신호와 압전센서 및 비교적 간단한 계측장비로 손실각을 계측할 수 있고 엔코더가 없는 선박의 경우는 설치 작업이 선행 되어야 한다. 하지만 기술의 발달로 전자엔진 및 알파 루블리케이터가 적용되었고 그로 인해 선박엔진에도 엔코더가 많이 설치되어 있는 실정이다. 또한 선박용 엔진의 특성상 종류는 제한적이기 때문에 그중 대표되는 엔진에서 손실각의 측정으로 다른 동일한 종류의 엔진에 적용이 가능하며, 또한 계측된 손실각의 값으로 열역학적 실험식을 이용하여 실린더 내부에 블로우바이 가스 양의 예측을 통한 내부 상태도 파악할 수 있다.

정확한 출력 산정을 위하여서는 손실각의 계측 및 보정작업이 있어야 한다. 실험대상 엔진의 경우 손실각은 Fig. 4.11에 보이는 바와 같이 회전속도에 따라 크랭크 앵글 각도 0.2 ~ 0.4도로 계측 되었다. 손실각 보정에 관한 일반화를 피하기 위해서는 다른 많은 엔진의 경우에 있어서의 관련 자료 확보가 계속적으로 필요하다고 생각한다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 대형 저속 2행정 디젤기관의 출력 측정시 발생하는 오차에 대하여 연구 하였고, 그 오차는 운전중인 엔진에서 동적 TDC와 정적 TDC와의 크랭크 앵글 각도의 손실각이 원인임을 밝혔다. 또한 손실각의 영향인자에 대하여 압축 사이클 시뮬레이션으로 경향을 확인하였고, 실험을 통하여 손실각을 증명하였으며, 사이클 시뮬레이션과 실험값을 비교분석하였다.

이상의 검토 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 엔진의 압축최고 압력으로 TDC 결정 및 출력을 계산할 경우에는 압축압력의 최대값인 동적 TDC와 피스톤의 최상부 위치인 정적 TDC의 차이로 오차가 발생하며, 그 이유는 실린더 내부의 열손실과 블로우바이에 의하여 발생하는 크랭크 앵글의 손실각 때문이다.

(2) 손실각의 영향 인자에 대하여 분석한 결과 열손실 및 블로우바이가 커질수록 손실각의 값이 커지는 경향을 보이고 있고, 회전속도가 증가함에 따라서는 작아지는 경향이 나타났다.

(3) 실험으로 직접 손실각 현상을 확인하였으며, 그 값은 회전속도가 증가함에 따라서는 감소하는 경향이 나타났다. 사이클 시뮬레이션과 비교 결과 그 주요 원인은 회전속도가 높을수록 실린더 내부 온도의 상승 및 피스톤의 속도가 빨라져 열손실량이 작아지는 영향임을 판단할 수 있었고, 또한 블로우바이 가스의 영향도 배제할 수 없을 만큼 크다는 것을 알 수 있었다.

(4) 사이클 시뮬레이션에 의한 손실각과 실험으로 측정된 손실각의 비교를 통해 대형 저속 2행정 디젤기관의 블로우바이 가스의 값을 예측하였다. 그 결과 과급 기관에서 블로우바이 가스가 차지하는 비율은 회전속도가 증가할수록 실린더 내부 총유량이 커짐에 비하여 4% 에서 2% 정도로 감소함을 알았다. 그러나 가스 중량으로 환산한 블로우바이 가스의 절대량(kg/cycle)은 회전속도에 관계없이 일정한 것으로 예측되었다.

본 연구는 선박용 주기인 대형 저속 2행정 디젤기관에서 출력 측정시 발생하는 오차에 대한 연구이다. 환경 규제로 인해 정확한 출력 측정이 중요하며, 현재 운항하고 있는 선박의 주기에서도 정확한 TDC 위치를 파악하기 위해 손실각을 보정해야 하고, 출력 측정의 오차도 줄여야 한다. 또한 손실각의 연구는 실험 엔진외 다른 엔진에서도 측정 및 분석되어 대형 저속 2행정 디젤기관에서의 출력의 정확성에 대한 지속적인 연구가 진행되어야 할 것으로 생각된다.



## 참 고 문 헌

- [1] 한국해양연구원, 「선박오염관련 국제 협약 대응기술 개발 연구(2)」, 한국해양연구원 보고서 p.5, 2003.
- [2] 최재성, 이진욱, 이상득, 조권희, 「저속박용디젤기관의 순간회전속도 변동에 관한 연구」, 한국 마린엔지니어링 학회지, 제 31권 2호, pp. 138 ~ 144. 2007.
- [3] Emiliano pipitone, Alberto Beccari, 「Determination of TDC in internal combustion engines by newly developed thermodynamic approach」, Applied Thermal Engineering 30, pp.1914-1926, 2010.
- [4] Hanbao Chang, Yusheng Zhang, Lingen Chen, 「An applied thermodynamic method for correction of TDC in the indicator diagram and its experimental confirmation」, Applied Thermal Engineering 25, pp.759-768, 2005.
- [5] Wang Xi-Bo, Deng kang-yao, He Fang-Zheng, Zhou Zhen-Hua, 「A thermodynamic model for the compression and expansion process during the engine's motoring and a new method for the determination of TDC with simulation technique」, Applied thermal Engineering 27, pp.2003-2010, 2007.
- [6] Lienesch, J.H., and Krage M.K., 「Using Microwavwes to Phase Cylinder Pressure to Crankshaft Position.」, SAE Trans. No. 790103, 1979.
- [7] Ingolf Reverencic, 「Engine Dynamic Pressure Measurement Technique Update.」 자동차 기술 Vol38, No.11, pp.1278-1284, 1984.
- [8] Marek J. Stas, 「An Universally Applicable Thermodynamic Method for TDC Determination」, SAE technical paper 2000-01-0561, 2000.
- [9] 김기두, 갈상학, 「상사점 설정이 중형 디젤 엔진 성능에 미치는 영향」, 한국박용기관학회 추계학술대회 논문집, 2003.
- [10] M.TAkai, 「T.D.C Determination in Marine Diesel Engine Based on

Measured Non-Fired Cylinder Pressure」, International Symposium on Marine Engineering(ISME), 2009.

- [11] Rowland S. Benson, N. D. Whitehouse, 《International Combustion Engines》, volume 1, PERGAMON PRESS, pp.84~89, 1983.
- [12] 김성운, 「선박용 디젤 주기관의 운항중 NOx 배출량 예측에 관한 연구」, 한국해양대학교 대학원 석사 논문, pp.15~32, 2011.
- [13] 김정국, 「발전기용 디젤 엔진의 연료 해석 및 회전 속도 변동 분석」, 한국해양대학교 대학원 석사 논문, pp.4~14, 2008.
- [14] 김성태, 「박용 대형 저속 디젤기관의 열손실에 관한 연구」, 한국해양대학교 대학원 석사 논문, p.48, 1999.
- [15] W. J. D. Annand, 「Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines」, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol.177 No.36, p.973, 1963.
- [16] Colin R. Ferguson, 《Internal Combustion Engines applied thermosciences》, John Wiley & Sons, p.351, 1986.
- [17] John B. Heywood, 《Internal Combustion Engine Fundamentals》, McGraw-Hill Book Company, pp. 360~365, 1988.
- [18] B. J. Lim, I. K. Lim, E. S. Kim, 「Development and Use of PC Based Combustion Analyzer」, 자동차공학회지, Vol.15, No.3, 1993.
- [19] 정수진, 김태훈, 장형성, 「2중 Wiebe 연소모델을 이용한 대형선박용 디젤엔진의 성능 예측」, 한국박용기관 학회지, 제23권 제5호, pp.638~640, 1999.

## 감사의 글

지난 2년의 시간을 되돌아보며 본 논문이 완성되기까지 소중한 고마움 잊지 못할 고마운 분들께 감사의 글을 올립니다.

부족한 저에게 배움의 길을 열어 주시고 항상 세심한 관심과 따뜻한 사랑으로 보살펴주신 최재성 지도교수님께 충심으로 감사의 말씀을 올립니다. 또한 논문 심사를 위해 아낌없는 지도 조언을 해주신 김정렬 교수님과 조권희 교수님께 깊이 감사드립니다.

논문이 완성되는 동안 항상 곁에서 많은 조언과 도움을 준 내연기관 연구실의 정균식 선배님께 진심으로 감사드리며, 노범석 선배님, 송영환 선배님, 김정도 선배님, 이지웅 선배님, 김성운 선배님, 동기 정찬호 및 후배 백현민에게도 감사의 말씀을 드립니다.

모교 실습선 한바다호에 근무하면서 대학원 공부를 하도록 항상 배려해 주시고 조언과 격려를 아끼지 않으셨던 배병덕 선생님, 오세진 기관장님, 이상일 교수님, 김종필 1기사님, 김대해 1항사님, 류원, 조장원, 김부영, 조민철 선배님과 최정인, 김그리고은, 김희문 3기사, 장우람 교관과 강유리 3항사 그리고 여러 교수님, 사관님, 승무원 분들께도 감사의 마음을 전합니다.

오늘이 있기까지 항상 격려와 사랑으로 보살펴 주신 아버지, 어머니를 비롯하여 가족들께도 감사의 말씀을 드리며, 물심양면으로 많은 사랑과 도움을 주신 장인어른, 장모님에게도 깊은 감사의 말씀을 드립니다.

마지막으로 논문이 있기까지 항상 곁에서 어려움을 참고 그림자처럼 도와준 사랑하는 아내 김혜경님에게 평소에 전하지 못했던 진심어린 고마움을 전합니다.

2011년 12월  
최 준 영