

2중 Wiebe 연소모델을 이용한 2행정 대형 선박용 디젤엔진의 성능예측

정수진* · 김태훈** · 장형성***

The Prediction of Performance in Two-Stroke Large Marine Diesel Engine Using Double-Wiebe Combustion Model

S.J. Jeong · T.H. Kim · H.S.Jang

Key words : Large Marine Diesel Engine(대형선박용 디젤엔진), Double Wiebe Combustion Model(2중 Wiebe 연소모델), Engine Performance(엔진성능), Shape Coefficient(형상계수)

Abstract

In this study, well-known burned rate expressions of Wiebe function and double Wiebe function have been adopted for the combustion analysis of large two stroke marine diesel engine. A cycle simulation program was also developed to predict the performance and pressure waves in pipes using validated burned rate function. Levenberg-Marquardt iteration method was applied to calibrate the shape coefficients included in double Wiebe function for the performance prediction of two-stroke marine diesel engine. As a result, the performance prediction using double Wiebe function is well correlated with experimental data with the accuracy of 5%, and pressure waves in intake and transport pipe are well predicted. From the results of this study, it can be confirmed that the shape coefficients of burned rate function should be modified using the numerical method suggested for the accurate prediction and double Wiebe function is more suitable than Wiebe function for combustion analysis of large two stroke marine engine.

* 한양대학교 대학원(원고접수일 : 99년 4월)

** 마산대학 자동차과

*** 신성대학 자동차계열

1. 서 론

사이클 시뮬레이션을 통한 엔진 내의 성능해석은 엔진의 압축 및 연소과정에서의 3차원적인 시간적 공간적 변동을 열역학적 및 화학적 평형상태로 고려하여 설계자들에게 열발생률 계산을 통한 엔진의 성능예측 자료를 제공하기 때문에 디젤엔진 연구개발에 있어서 중요한 연구과정 중의 하나이다.^{(1),(2)} 따라서 국내·외 디젤엔진을 생산과 설계를 하고 있는 자동차 또는 중공업 연구소는 고가의 연소 및 사이클 시뮬레이션 프로그램을 구입하여 사용하고 있다. 그러나 이런 프로그램의 사용은 연소시 일어나는 연료의 분사 및 공기와의 혼합, 그리고 복잡한 화염전파 등이 연소율 및 엔진성능에 미치는 영향을 각각 입력 자료로 고려해야 하는 어려움 때문에 많은 제약 및 해석결과의 신뢰도에 문제가 있는 것이 사실이다. 이런 문제들은 실린더 내의 상태를 고려할 수 있는 대수적 관계식을 통하여 연소과정을 계산할 수 있는 열역학적 상관관계를 도출함으로써 극복할 수 있다.^{(3),(4)} 이러한 상관관계의 도출은 많은 운전조건 및 다양한 엔진 사양에 따른 열발생률의 계산시 요구되는 많은 시간과 노력을 절약할 수 있다. 이러한 상관관계의 도출을 위해서 실험으로부터 구한 실린더 압력을 이용하는데 그 이유는 실린더 압력이 연소과정과 직접적인 관계가 있기 때문이다. 측정된 압력자료로부터 질량연소율(Mass Burned Rate)을 구하여 엔진 내에서 발생하는 질량연소율 형상을 결정하게 된다. 이러한 연소율을 예측하는데 많이 사용되는 Wiebe 함수는 간단하지만 많은 단점을 포함하고 있다. 이 모델은 실제로 비례관계식이기 때문에 실제 연소 종료시점 및 실린더 압력의 정확도, 흡입 공기 유입량에 관계없이 질량연소율이 자동으로 0에서 1까지 변하게 된다. 또한 이 모델에는 열전달 효과는 포함되어 있지 않다. 열전달 효과에 대한 연구는 지금까지 기연가스와 미연가스와의 혼합물의 조성비에 따른 폴리트로프지수를 변화⁽⁵⁾시키는 정도였다. 이러한 Wiebe 연소모델의 한계로 인하여 최근 수년동안 많은 모델들이 제안되어져 왔다. 이러한 연소율에 관련된 연구는 영국 및 미국을 위주로 활발히 진행 중에 있다. 특히 자동차용

소형 디젤 엔진의 연소율 관련 인자 및 이에 대한 상호 관계를 규명하기 위한 연구는 1980년대 초반부터 영국의 Imperial college 및 미국의 MIT 등을 중심으로 활발히 진행 중에 있다. 또한 대형 디젤엔진의 경우에도 일본의 Mitsubishi 중공업에서 Wiebe 연소모델^{(6),(7),(8)}의 적용 타당성을 검증한 바 있으며, 소형 2사이클 엔진의 경우, Anthony⁽⁹⁾ 등이 Wiebe 함수를 사용하여 연소해석을 수행한 바 있다. 이러한 해석결과들은 디젤엔진의 2단계 연소특성을 대체적으로 잘 예측하였다. 최근들어 보다 정확한 연소해석을 위하여 Miyamoto⁽⁹⁾, 村山⁽¹⁰⁾ 등은 2개의 Wiebe(Double function) 연소함수의 중첩에 의해서 디젤엔진에 있어서 열발생률을 예혼합연소와 확산연소로 각각 고려하여 이를 근사식으로 표현하였다. 또한 국내에서도 이러한 2중 Wiebe함수들의 예측성능^{(11),(12),(13)}을 확인한 바 있다. 그러나 선박용 대형 2행정 디젤 엔진에 대한 연소율 관련인자 및 이에 대한 상관관계 도출에 관한 연구는 미비한 실정이다. 엔진 사이클 시뮬레이션에 필요한 연소율 관련 모델은 각 엔진의 특성에 따라 형상계수의 보정이 불가피 하나 국내에서는 대형 디젤엔진에 대한 각 운전 조건 및 연소율 관련 인자들과 형상계수와의 관계에 대한 연구는 전무한 상태이다. 특히 대형 2행정 디젤엔진을 생산하는 중공업 연구소에 구매되어 있는 많은 사이클 시뮬레이션 프로그램의 경우 대부분이 상용차용 소형 디젤엔진에 적합한 연소모델을 사용하고 있으므로 연소 특성이 승용 및 상용 엔진과 다른 대형 선박용 엔진의 경우에는 연소모델이 선박용 저속 대형 엔진에 적합하도록 각 운전 조건과 연소율의 상관관계를 도출하여 연소 모델을 보정해야 정확한 예측이 가능하다. 과급기가 부착된 선박용 2행정 디젤엔진의 사이클 시뮬레이션은 연소과정을 제외하면 엔진 작동에 중요한 열 및 유체 동력학적 과정을 쉽게 예측할 수 있다. 그러나 디젤연소 시뮬레이션은 압축성 점성공기유동, 분무 투과율, 액적의 분산(Eddy break-up), 난류확산 등의 모델이 필요하다. 이러한 연소특성을 효과적으로 나타낼 수 있는 효과적인 방법은 연소과정 중의 발열효과를 연소율 함수로 나타내는 것이다.^{(14),(15),(16),(17)} 이러한 접근방법은 연소의 기시적 효과를 해석할

수 있으므로 설계자들이 필요로 하는 엔진의 성능 인자에 대한 예측을 가능하게 한다. 그러나 이 방법은 각 운전조건에 따른 실험적인 압력선도를 통하여 적절한 형상계수 및 특성함수를 설정하여야 한다.

따라서 사이클 시뮬레이션에 많이 사용되는 2중 Wiebe 함수는 자동차용 엔진에 적용되어 타당성이 검증되어 있으나 아직 2중 Wiebe 함수가 대형 선박용 디젤엔진에 적용된바가 없어, 본 연구의 목적은 2중 Wiebe 함수에 각종 형상계수 및 인자들을 대형 선박엔진에 적용 가능하도록 보정하고 또한 수정된 연소율 함수를 본 연구에서 개발된 사이클 시뮬레이션에 적용함으로써 평균유효압력 등 예측된 엔진성능을 나타내는 인자들을 실험값과 비교하여 본 연구의 타당성을 입증하고자 한다.

2. 해석방법

2.1 연소 모델

신형 엔진의 설계시 컴퓨터를 이용한 사이클 시뮬레이션은 시행착오 및 경비를 줄일 수 있으며 최적화 설계에 많은 기초 자료를 제공하므로 점차 그 사용이 증가 추세에 있다. 그러나 사이클 시뮬레이션에 적용되는 대부분의 연소 모델은 중소형 디젤 및 가솔린 엔진에 적합하도록 되어 있어 선박용 대형 디젤엔진에 그대로 사용하기에는 부적합하다.

그러므로 본 연구에서는 현재 사용중인 연소율 모델중 지금까지 학계 및 산업체에서 가장 많이 쓰이고 있으며 충분한 검증이 이루어진 Wiebe 모델⁶⁾과 Miyamoto⁹⁾의 2중 Wiebe 모델을 대형 선박용 엔진의 실험 데이터를 이용한 검증을 통해 연소해석에 가장 적합한 모델을 선정하고 또한 수치적 보정을 통하여 대형 선박용 엔진에 적합하도록 모델 수정을 수행하였다.

Wiebe 연소모델은 연소 시작점과 끝점을 필요로 한다. 이는 실험적으로 얻을 수 없으므로 실험적으로 얻은 압력 선도의 시간에 대한 도함수로부터 구하였다. 즉 연소 시작점은 압력 선도의 1차 도함수에서 처음으로 변곡점이 나타나는 곳으로 하였다. 이 때 2차 도함수는 0이 된다.¹⁰⁾ 연소의 끝

점은 압력 선도의 1차 도함수에서 두 번째로 변곡점이 되는 부분으로 하였고 마찬가지로 2차 도함수는 0이 된다. 그러나 Miyamoto의 모델은 연소기간이 계수로 설정되어 표현되므로 이러한 번거로운 작업을 줄일 수 있다. 이러한 연소율 모델의 최적화는 엔진 전체 설계의 가장 중요한 작업이며 흡·배기엔진 해석 및 성능 해석에 많은 정확도를 부여할 수 있다. Hon¹⁴⁾이 보고하였듯이 사이클 시뮬레이션 해석시 가장 결과에 민감한 것은 초기 실린더의 잔류 질량 및 실린더의 압력자료이므로 연소 및 팽창기간을 정확히 해석한다면 설계자가 얻고자하는 주요 성능인자들을 정확히 해석할 수 있다.

2.1.1 Miyamoto Model (Double Wiebe Model)

Miyamoto⁹⁾는 DI 및 IDI 디젤 엔진에 대하여 속도, 하중, 분사시기, 연료, 가·감속등을 운전조건으로 하여 실험을 연소율에 대해 수행하여 일련의 연소율 관계식을 제안하였다. 이 방법은 연소기간을 계수로 설정할 수 있어 실험으로 측정된 연소율 데이터에 Wiebe 함수의 형상계수를 보정하기 용이한 이점이 있으며, 이미 국·내외의 많은 연구 논문^{9)~12) 13)~14)}들에 의하여 소형 디젤 엔진에 대해서 검증을 받은 신뢰도 높은 연소율 함수이다. 그러나 아직 대형 2행정 디젤 엔진에 대해서는 검증이 이루어지지 않았고 형상계수에 대한 보정이 이루어지지 않아 본 연구에서 이에 대한 연구를 수행하였다.

Wiebe의 연소 함수는 실험적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$X = 1 - \exp\left[-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_2}\right)^{M+1}\right] \quad (1)$$

여기서

X : 연료가 연소한 비율

θ : 연소가 시작되어 경과한 시간

θ_2 : 연소 기간

M : 연소 특성치

연소율을 근사하는데 편리하도록 식(1)을 다음과 같은 형태로 나타낸다.

$$\int_0^x \left(\frac{dQ}{d\theta}\right) = Q_{total} \left[1 - \exp\left\{-6.9\left(\frac{\theta}{\Delta\theta}\right)^{M+1}\right\}\right] \quad (2)$$

여기서

- Q_{total} : 연소량
- $\Delta\theta$: 연소 지속 시간
- θ : 연소 경과 시간

따라서, 예혼합 및 확산의 각 연소 부분에 대해서 연소율을 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= Q_{total} \frac{d}{d\theta} \left[1 - \exp\left\{-6.9\left(\frac{\theta}{\Delta\theta}\right)^{M+1}\right\} \right] \\ &= 6.9 \frac{Q_{total}}{\Delta\theta} (M+1) \left(\frac{\theta}{\Delta\theta}\right)^M \exp\left\{-6.9\left(\frac{\theta}{\Delta\theta}\right)^{M+1}\right\} \end{aligned} \quad (3)$$

Fig.1은 식(3)에서 $Q_{total}=1$ 및 $\Delta\theta=1$ 로 가정하고 계산한 경우의 $dQ/d\theta$ 를 여러가지의 연소 특성치 M 의 값에 대하여 표시한 것으로, $M=2$ 의 경우의 연소율 곡선의 피크는 연소기간의 거의 중앙에 위치하며, $M=2$ 이하의 경우에는 M 이 감소함에 따라서 연소율의 피크는 전진하는 한편, $M=2$ 이상인 경우에는 연소율의 피크는 곡선의 후반으로 이동하여 부드럽고 또한 빠른 연소가 실현되는 것을 의미한다. 그런데, 디젤 엔진의 연소과정은 비교적 급격연소를 하는 예혼합연소가 지배적인 것으로 생각되는 초기 연소 부분과 이를 뒤이어 비교적 완만한 확산연소가 지배적인 것으로 생각되는 부분의 2단계 연소를 하는 것이 일반적이므로, 식(3)만으로 정확한 연소율 근사를 하기는 곤란하다.

따라서 디젤엔진의 연소는 예혼합 및 확산연소

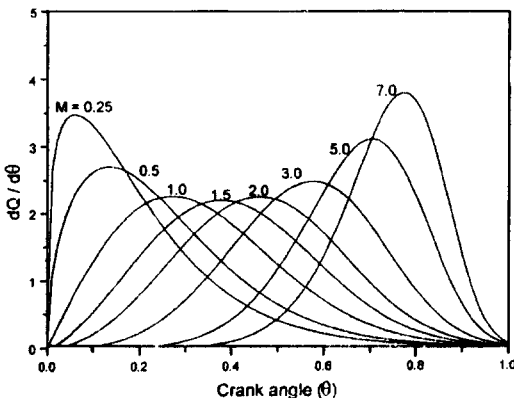


Fig. 1 Description of rate of combustion for various combustion property.

의 두 단계로 이루어지며 이 두 가지의 연소는 착화와 동시에 시작된다는 가정을 하면, 연소율의 근사 함수를 다음과 같이 두 개의 Wiebe 연소 함수를 사용하여 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p+1) \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p} \exp\left\{-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p+1}\right\} \\ &+ 6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d+1) \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d} \exp\left\{-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d+1}\right\} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서

- Q_p : 예혼합 연소량(MJ/kmol)
- Q_d : 확산 연소량(MJ/kmol)
- θ_p : 예혼합 연소기간(deg)
- θ_d : 확산 연소기간(deg)
- θ : 연소 경과시간(deg)
- M_p : 예혼합연소 특성치
- M_d : 확산 연소 특성치

식(4)에 의한 연소율 근사모델을 Fig.2에 나타내었다. 즉, 연소율은 $Q_p, Q_d, \theta_p, \theta_d, M_p$ 및 M_d 의 여섯 개의 변수로 표시된다.

Miyamoto는 DI, IDI 디젤엔진 모두의 경우에 대해서 M_p, M_d 는 진 운전조건에 대해서 일정하다고 보고하였다. ($M_p=3, M_d=0.5$: for DI E/G) 따라서 2개의 상수는 본 연구의 모든 계산에서 Miyamoto가 제안한 상수를 사용하였다.

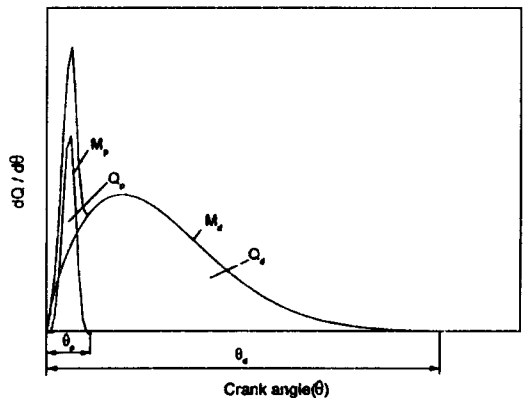


Fig. 2 Description of rate of combustion in an engine by two combined Wiebe's Combustion Function

2.2 연소율 계산

실험으로부터 얻은 압력선도로부터 연소율은 Rassweiler와 Withrow^{(15),(16)}가 제안한 방법을 사용하여 변환하였다. 어떤 크랭크각의 증분 $\Delta\theta$ 에 대해서, 실제 기록된 압력 변화 Δp 는 연소에 의한 압력 증가 Δp_c 와 체적 변화에 의한 압력 상승 Δp_v 의 합으로 가정한다.

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_v \quad (5)$$

체적 변화에 의한 압력 상승은 지수 n 의 폴리트로프 과정이라고 가정하면 체적 변화에 의한 압력 상승은 다음과 같다.

$$\Delta p_v = p_i \left[\left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n - 1 \right] \quad (6)$$

따라서 연소에 의한 압력 상승은 아래와 같다.

$$\Delta p_c = \Delta p - \Delta p_v = p_{i+1} - p_i - p_i \left[\left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n - 1 \right] \quad (7)$$

$$\Delta p_c = \left[p_{i+1} - p_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n \right] \quad (8)$$

여기서 p_i : 각증분 시작에서의 실린더 압력
 p_{i+1} : 각증분 끝에서의 실린더 압력
 n : 폴리트로프 지수

연소 과정이 일정한 체적에서 발생하지 않기 때문에 연소에 의한 압력 증가는 인소한 연료에 선형적으로 비례하지 않는다. 연소에 의한 압력 증가를 정규화 하면 아래와 같다.

$$\Delta p_{cn} = \left[p_{i+1} - p_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n \right] \frac{V_{i+1}}{V_c} \quad (9)$$

여기서 V_i : 각증분 시작에서의 실린더 체적
 V_{i+1} : 각증분 끝에서의 실린더 체적
 V_c : 상사점에서의 실린더 체적

연소 시작 후 N번째 구간에서 연소가 종료되고 연소에 의한 압력 상승은 0이라고 정의한다. 정규화된 연소에 의한 압력 상승이 질량 연소율에 비례한다고 가정하면 i번째 구간에서의 질량 연소율은 아래와 같이 계산한다.

$$mfb = \frac{\sum_i \Delta p_{cn}}{\sum_i \Delta p_{cn}} \quad (10)$$

질량 연소율을 계산하는 경우에는 Δp_{cn} 을 계산하는데 사용한 V_c 항은 무시할 수 있다.

2.3 열발생률 계산

열발생률은 일반적으로 디젤엔진의 연소에 적용하고 얼마나 많은 양의 열이 실린더 내에 추가되는지를 계산한다. 질량 유동이 없는 제한 체적에 열역학 제 1법칙을 적용하고 실린더 내의 혼합가스를 완전 기체로 가정하면 아래와 같이 열손실을 제거한 열발생률을 계산할 수 있다.

$$\frac{dQ_{hr}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{1}{\gamma-1} \left(p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) + p \frac{dV}{d\theta} \quad (11)$$

$$\frac{dQ_n}{d\theta} - \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{d\theta} V \frac{dp}{d\theta} \quad (12)$$

3. 엔진 모델링

3.1 해석 대상 엔진

본 연구에서 사용한 엔진의 제원은 Table 1에 나타내었고, Fig.3에 엔진의 개략적 구성도를 나타내었다.

3.2 사이클 시뮬레이션을 위한 수치적 모델링

Fig. 3에 나타낸 엔진의 각 부위를 수치적으로 해석하기 위하여 Fig.4와 같이 모델링 하였다.

3.2.1 Air Receiver 및 흡·배기계 모델

Fig. 3과 같은 엔진의 흡·배기계의 유동을 완전

Table 1 Specifications of the engine

No. of Cylinders	6
Bore	700 mm
Stroke	2674 mm
Connecting Rod Length	3066 mm
Compression Ratio	17.8

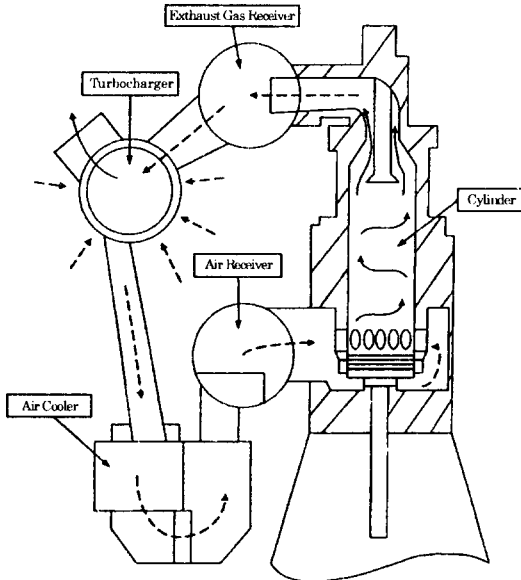


Fig. 3 Schematic diagram of engine layout

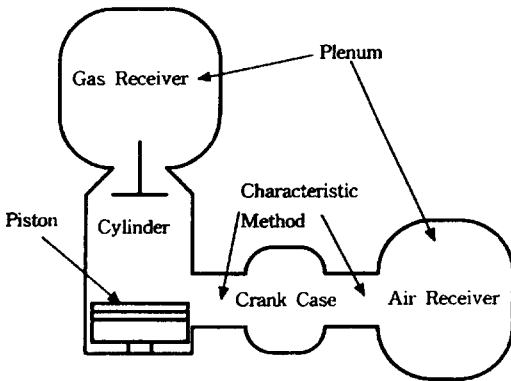


Fig. 4 Model of exhaust and intake part

히 모델링하는 것은 매우 복잡하고 이런 해석 방법의 정확성을 검증하는 데는 또한 많은 노력을 필요로 한다. 그러나 본 연구의 목적은 실린더 내부의 연소 특성을 나타내는 함수를 구하는 것이므로 흡·배기계를 Fig. 4와 같이 단순화시켜서 해석하였다. 즉 Air Receiver와 Gas Receiver는 압력이 일정하다는 가정 하에서 계산한다. 이때 Air Receiver의 내용물과 벽과의 온도차는 미미하므로 열전달은 무시할 수 있다고 가정한다. 이때 압력은 실험에서 측정한 값으로 일정한 값을 사용하

였다. 흡·배기엔진에서는 피스톤의 상하 운동 및 고온의 연소가스의 주기적인 방출로 인하여 압력파가 발생한다. 이러한 압력파는 관을 따라 움직이는 동안에 마찰, 열전달, 관의 곡률 및 이음부에서 상호 간섭하면서 복잡한 거동을 하게 되는데 이러한 압력파의 거동을 해석하기 위하여 본 연구에서는 특성곡선법⁽⁵⁾을 사용하였다.

흡·배기엔진 내에서의 유동을 1차원, 비정상 유동으로 가정하고 관의 기울기 및 마찰을 고려하면 지배방정식은 다음과 같다.

• 연속 방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u \Delta F}{F dx} = 0 \quad (13)$$

• 운동량 방정식 :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\rho \partial x} + f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D} = 0 \quad (14)$$

식 (13), (14)에 대해서 해석하기 위해서 Riemann 변수를 도입하였다. Riemann 변수의 정의는 다음과 같다.

$$\alpha = A + \frac{\gamma - 1}{2} U,$$

$$\beta = A + \frac{\gamma + 1}{2} U, \quad (15)$$

$$A = a / a_{ref}$$

$$U = u / a_{ref}$$

여기서 A : 무차원 음속
 U : 무차원 속도

3.2.2 실린더

가스교환 과정 중 실린더를 개방계로 취급하여 흡·배기 밸브를 통과하는 질량유량을 고려하여 실린더 내의 압력을 고려하였고, 흡·배기구는 서서히 여닫히며 실린더 내의 압력, 온도, 밀도는 체적 전체에 걸쳐 일정하다고 가정한다.⁽⁵⁾⁽¹³⁾⁽¹⁷⁾

3.2.3 평균유효압력

지시평균유효압력(IMEP)은 엔진의 출력을 대표하는 값으로 다음과 같이 정의된다. 엔진의 1사이클 당의 일은 팽창 과정 중에 연소에 의해 발생되는 일에서 흡·배기과정 동안의 펌프일을 뺀 것

으로서

$$W = \oint PdV = \frac{1}{2} (P_1 + P_2)(V_2 - V_1) \quad (16)$$

로 표시되며, 평균 유효압력은 이를 행정체적으로 나눈 것이다. 즉,

$$P_{mi} = \frac{W}{V_s} \quad (17)$$

로 정의된다.

3.2.4 Woschni 모델을 이용한 열손실 계산

Woschni의 방정식은 널리 사용되는 정상 난류 열전달의 상사법칙에 근거한 관계식으로서 순간 열전달 계수에 대한 Woschni의 식은 다음과 같다.

$$h = 3.26D^{0.2} P^{0.8} T^{-0.55} \left[C_1 \bar{u}_p + C_2 \frac{\pi D^2 S T_r}{4 Pr V_r} \right]^{0.8} \quad (18)$$

- P : 실린더 내부 압력(kPa)
- T : 실린더 내부 온도(K)
- D : 보어
- S : 행정
- P_m : 연소가 발생하지 않을 때의 압력
- \bar{u}_p : 평균 피스톤 속도
- T_r, V_r, Pr : 기준 온도, 기준 체적, 기준 압력
- C_1, C_2 : 실험 상수

C_1, C_2 에 대해서 Woschni가 추천한 값은 다음과 같다.

- $C_1 = 2.28$
- $C_2 = 0$: 압축 과정일 때
- $C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$: 팽창 과정일 때

식 (18)에 사용되는 각 계수값들은 정확한 계산을 위해서는 각 엔진 및 운전조건에 따라 약간의 보정이 필요하다. Hon^[14] 등의 연구 결과에 따르면 연소를 해석 시, C_1, C_2 의 값에 영향을 받지만 전체적인 영향은 미미하다고 보고하였다. 그들의 연구 결과에 따르면 가솔린 엔진의 경우 C_1 을 30% 변화시켰을 경우에 질량 연소율의 최대 변화량은 4% 정도였다. 따라서 본 연구에서는 Woschni가 추천

한 값을 수정없이 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 해석 절차

본 연구의 목적인 대형 2행정 선박용 엔진에 적용 가능한 연소율 모델의 설정과 그 형상계수의 보정을 위해 실험적으로 얻은 압력 및 열발생률 선도를 이용하여 각 모델에 대한 최적의 형상계수를 찾고 또한 이를 이용하여 사이클 시뮬레이션 프로그램에 활용하여 평균유효압력 및 압력선도를 계산하고 그 값을 실험값과 비교하여 예측 정확도를 비교하였다. 또한 Woschni 방정식을 사용하여 엔진의 열전달 효과가 연소율 및 압력선도, 그리고 평균유효압력에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. Fig.5는 해석 절차를 나타낸 것이다.

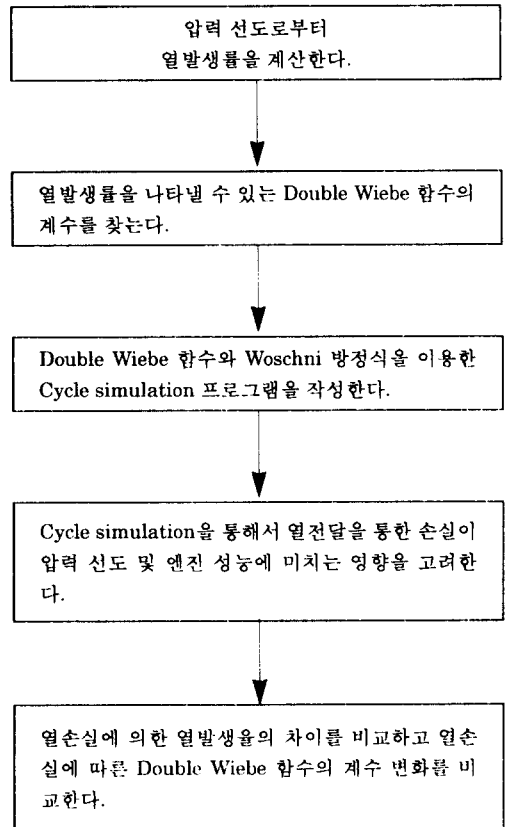


Fig. 5 Procedure of analysis

4.2 해석 방법

1) 본 연구에서는 곡선적합을 통해서 계수를 찾기에 앞서 질량 연소를 곡선의 이산을 방지하기 위해서 압력 선도를 매끄럽처리(smoothing)하였다. 이 때 사용한 매끄럽처리 기법은 매끄럽처리 후에도 곡선의 최고점 및 폭을 잘 보존하는 Savitzky-Golay filtering을 이용하였다. Savitzky-Golay filtering⁽¹⁶⁾은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$g_i = \sum_n^{n_R} c_n f_{i+n} \quad (19)$$

- 여기서 f_i : 매끄럽처리 전의 값
- g_i : 매끄럽처리 후의 값
- c_n : Savitzky-Golay 계수
- n_L : 매끄럽처리 하는 지점에서 오른쪽으로 참조하는 자료의 수
- n_R : 매끄럽처리 하는 지점에서 왼쪽으로 참조하는 자료의 수

이 때 c_n 은 Table 2에 주어진 값을 사용하였다.⁽¹⁶⁾

2) 압력 선도를 매끄럽처리 한후 이 압력 선도로 부터 질량 연소율을 구하고 이 연소율에 대한 각 연소 모델의 계수를 찾기 위해서 곡선적합을 수행하였다. 이 때 각 계수의 초기값은 Wiebe 함수의 경우 각각 $a=5, m=2$ 로 하였으며 2중 Wiebe 함수의 경우 $Q_p=1000000, Q_d=2000000, \theta_p=50$ 으로 하여 Levenberg-Marquardt 반복법을 사용하여 가장 적절히 질량 연소율 곡선을 나타내는 형상계수를 찾았다. Levenberg-Marquardt⁽¹⁸⁾ 방법은 다음과 같다.

Table 2 The coefficients of Savitzky-Golay filtering

n	cn
-2	-0.086
-1	0.343
0	0.486
1	0.343
2	-0.086

적합을 하려는 함수가

$$y=y(x ; \mathbf{a}) \quad (20)$$

이라고 가정하고 다음과 같이 값을 정의한다.

$$X^2(\mathbf{a}) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{y_i - y(x_i, \mathbf{a})}{\sigma_i} \right]^2 \quad (21)$$

$$\beta_k \equiv -\frac{1}{2} \frac{\partial X^2}{\partial a_k} \quad (22)$$

$$\alpha_{kl} \equiv \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial y(x_i; \mathbf{a})}{\partial a_k} \frac{\partial y(x_i; \mathbf{a})}{\partial a_l} \right] \quad (23)$$

$$\alpha'_{ij} \equiv \alpha_{ij}(1 + \lambda) \quad (24)$$

$$\alpha'_{jk} \equiv \alpha_{jk} \quad (j \neq k)$$

$$\sum_{i=1}^N \alpha'_{ki} \Delta a_i = \beta_k \quad (21)$$

- 여기서 \mathbf{a} : 계수의 행렬
- σ : i에서의 표준 편차
- M : 계수의 수
- N : 자료의 수
- λ : 가중치

계산 절차는 Fig. 6과 같고 반복에 의한 X^2 의 감소량이 0.01 이하가 될 때까지 반복하여 Wiebe 모델의 경우 형상 계수 a, m 을 구하였다. $\lambda=0$ 으로 설정하면 행렬 [C]를 다음과 같이 계산할 수 있다.

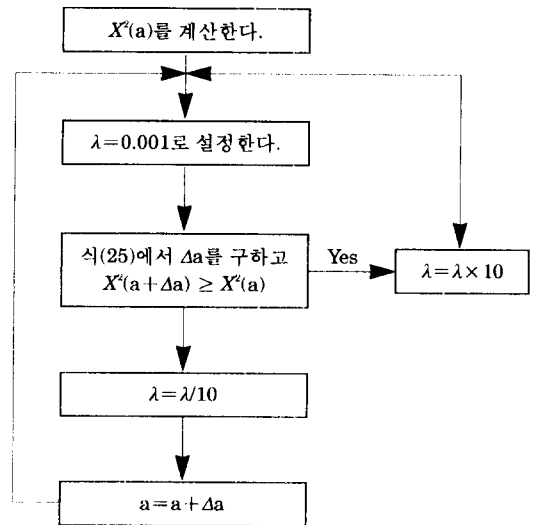


Fig. 6 Levenberg-Marquardt iteration flowchart

$$|C| = |\alpha|^{-1} \quad (26)$$

이 때 행렬|C|의 대각선 요소들이 계수 a, m 의 분산(variance)을 나타낸다. 이로부터 계수 a, m 의 오차를 구할 수 있다.

4.2.1 Double Wiebe 모델

많은 연구 결과 중 Wiebe⁽⁶⁾의 연소 모델이 디젤 엔진의 성능해석에 적합한 것으로 나타났지만 보다 정확한 계산을 위해서는 Wiebe 함수만으로는 두 단계로 이루어진 디젤 연소 특성을 나타내기에는 어려움이 있고, 또한 사이클 시뮬레이션 프로그램에 적용하려면 1사이클에 소모되는 연료량과 연소효율 및 연소지연 기간 같은 추가적인 정보가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 Wiebe의 연소 모델 두 개로 나타나는 Miyamoto⁽⁹⁾가 제안한 2중 Wiebe 함수를 사용하여 이 모델의 적용 가능성을 입증하였다. 먼저 각 부하에서 실린더별로 열발생률을 비열비 1.35⁽¹⁰⁾로 하여 계산하였다. 압력 선도로부터 계산한 열발생률을 근사할 때 식(4)에서 M_p 와 M_d 는 Miyamoto⁽⁹⁾가 추천한 값인 3과 0.5를 각각 사용하였다. 또 Miyamoto⁽⁹⁾ 등은 광범위한 범위에서 사용 가능한 θ_p 를 추천하였지만 선박용 대형 디젤엔진에 대해서는 잘 맞지 않았기 때문에 Load 50, 70, 85, 100%에 대해서 모든 실린더에 대해 θ_p 를 변수로 하여 계산한 후 평균하여 가장 근접한 정수값으로 각각 13, 16, 18, 20을 사용하였다. 나머지 값들에 대해서 Levenberg-Marquardt 반복법⁽¹¹⁾으로 곡선적합하여 구하였다. 형상계수 Q_p, Q_d 및 θ_p 값의 보정 방법은 전술한 Wiebe 함수의 경우와 동일하다. 각 열발생률을 가장 잘 나타낼 수 있는 2중 Wiebe함수의 나머지 값들을 100% 하중조건일 경우에 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Calibrated coefficients at 100% load

Cylinder	Q_p (MJ/kmol)	Q_d (MJ/kmol)	θ_d (° CA)
1	14.04	41.18	56.5
2	16.78	36.59	56.7
3	15.89	37.48	56.2
4	15.07	41.27	56.9
5	17.22	38.77	56.5
6	17.68	40.01	60.0

Fig.7에 Wiebe 연소함수를 사용하여 예측한 질량연소율 곡선을 100% 하중일 경우 실험과 비교하여 나타내었다. 전술하였듯이 예혼합 및 확산 연소로 구분되어지는 디젤연소의 특성으로 인하여 한 개의 지수함수로 표현되어지는 Wiebe 함수만으로는 연소초기에 나타내는 급격한 예혼합 연소 특성을 나타내기에는 역부족이라고 생각되어진다. 그림에서 보듯이 Wiebe 연소함수는 각 실린더에서 공통적으로 연소초기인 예혼합 연소시 많은 오차를 포함하고 있음을 알 수 있다. 이는 형상계수를 2행정 대형 선박용 엔진에 적합하도록 보정시키지 않은데도 그 원인을 찾을 수 있다. 따라서 본 연구에서는 디젤연소의 특성을 보다 잘 표현할 수 있는 2중 Wiebe 함수를 해석에 사용하였고 이 함수에 포함된 형상계수를 선박용 엔진에 맞도록 정확하게 보정할 수 있는 수치적 방법을 개발하였다.

Fig.8에는 Table 3의 보정된 형상계수를 사용한 2중 Wiebe 함수에 의해 계산된 열발생률 선도와 실험 결과를 비교하여 나타내었다. 그림으로부터 열발생률의 최대치 및 상이 잘 맞는 것을 볼 수 있다. 따라서 선박용 엔진의 성능을 예측할 경우 본 연구에서 제시한 방법으로 형상계수를 보정시킨 2중 Wiebe 함수를 사용한다면 높은 정확도의 열발생률을 예측함으로써 결국 신빙성 있는 결과를 낼 수 있을 것이다.

Fig.9에는 보정된 2중 Wiebe 함수를 적용하여 사이클 시뮬레이션을 수행하여 얻은 실린더내의 압력선도를 실험과 비교하였으며 열손실이 실린더 내의 압력변화에 미치는 영향을 고려하기 위하여 Woschni방정식을 사용한 열손실 고려 유,무에 따른 압력선도도 같이 비교하여 나타내었다. 예측 결과, 열손실이 고려되지 않은 경우는 예혼합 연소 기간에 실험치보다 높은 압력을 나타내고 있으며 최고압력 역시 실험치보다 과대 예측하고 있음을 알 수 있다. 이는 실제적으로 실린더 벽으로의 열전달로 인하여 감소되는 평균 연소실 온도와 압력이 열손실을 고려하지 않은 경우는 고려되지 않기 때문으로 따라서 상대적으로 높은 압력 최대치를 나타내게 되는 것이다. 이러한 결과로부터 실린더 내의 압력선도는 엔진의 출력예측에 직접적인 영향을 미치게 되므로 해석시 열손실을 필수적으로

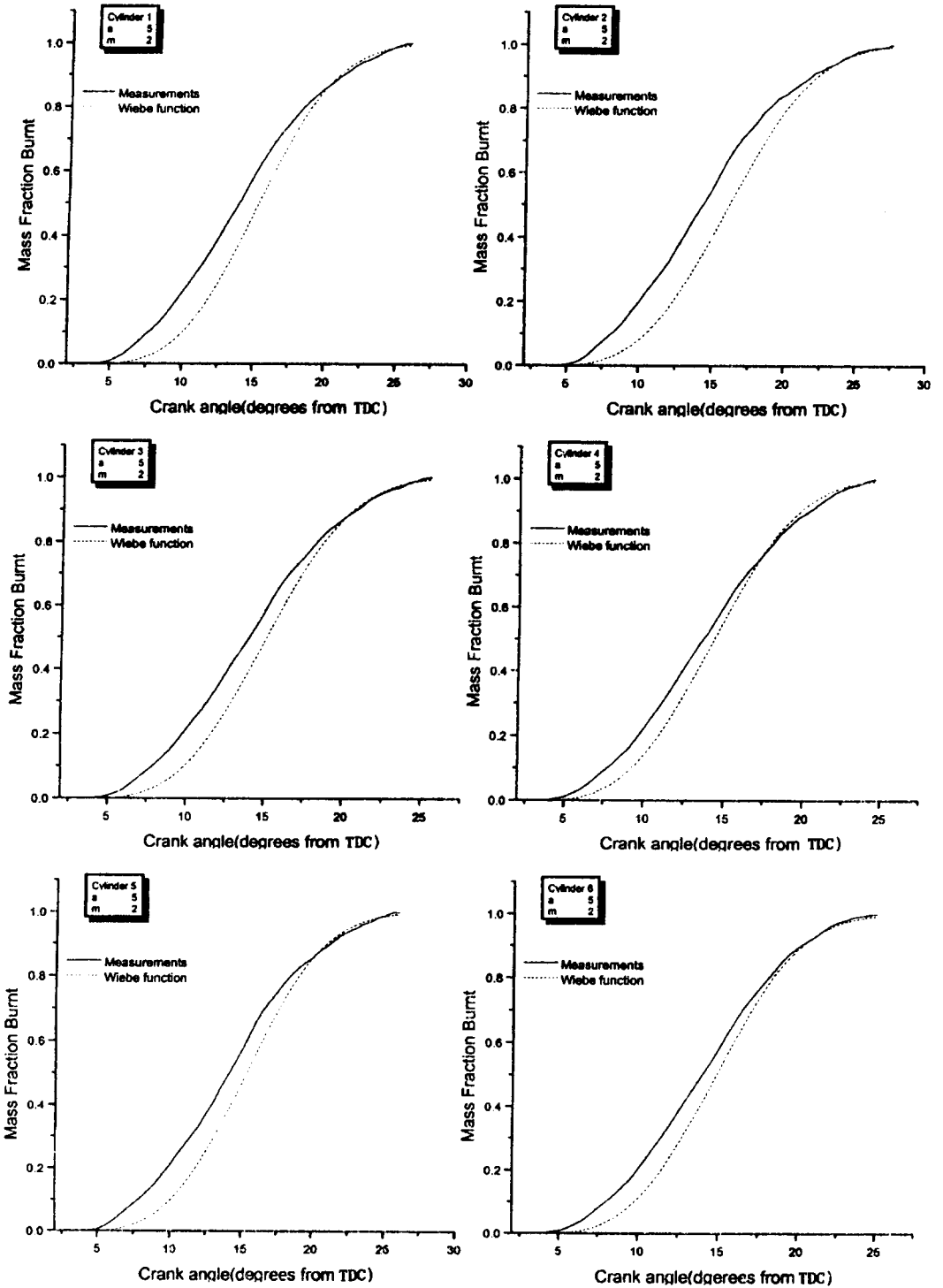


Fig. 7 Comparisons of fraction of mass burned between the measurements and the predictions from Wiebe's function at a 100% load

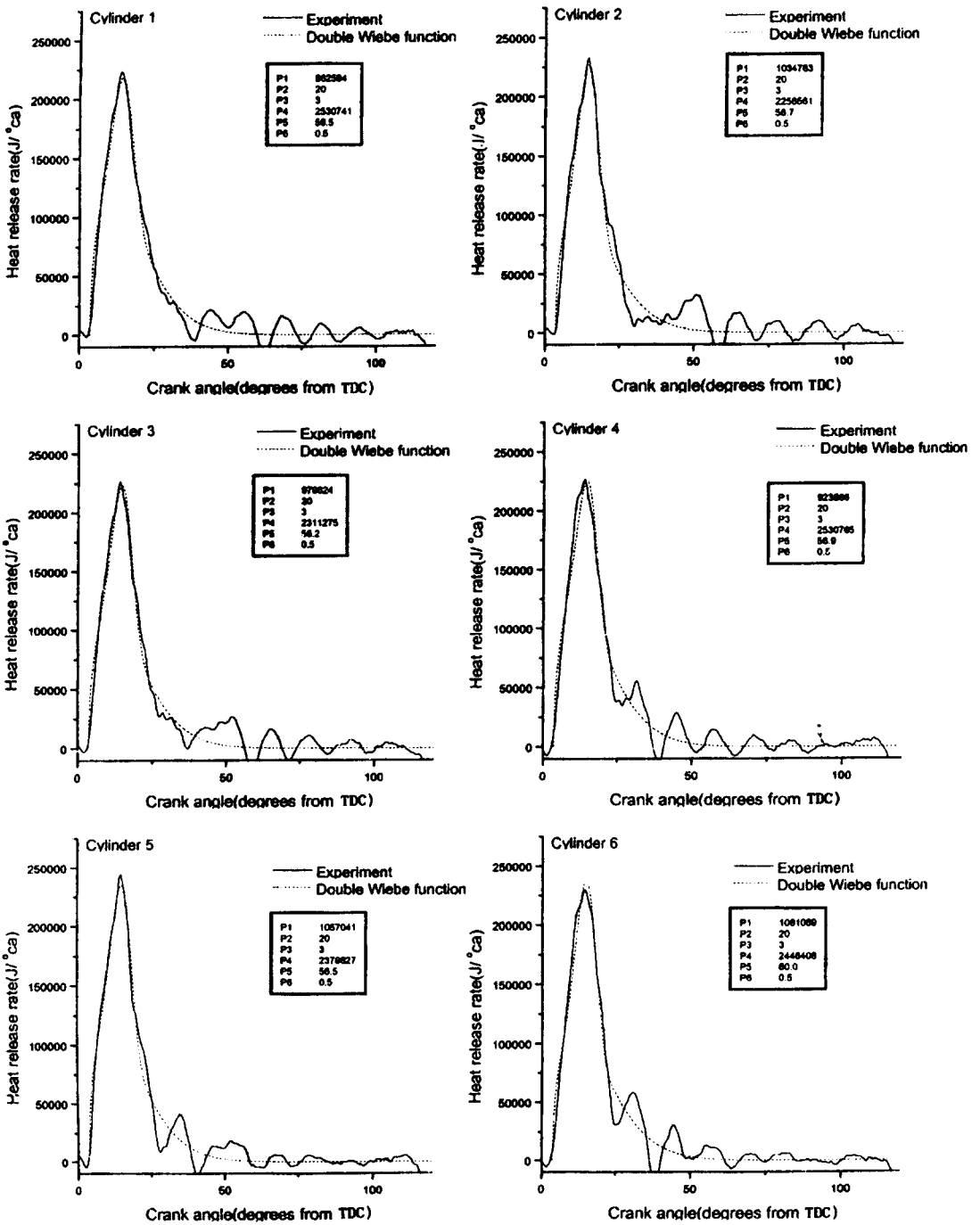


Fig. 8 Comparisons of heat release rate for each cylinder at a 100% load between the experiments and the predictions from double Wiebe's function using the coefficients given by Table 3

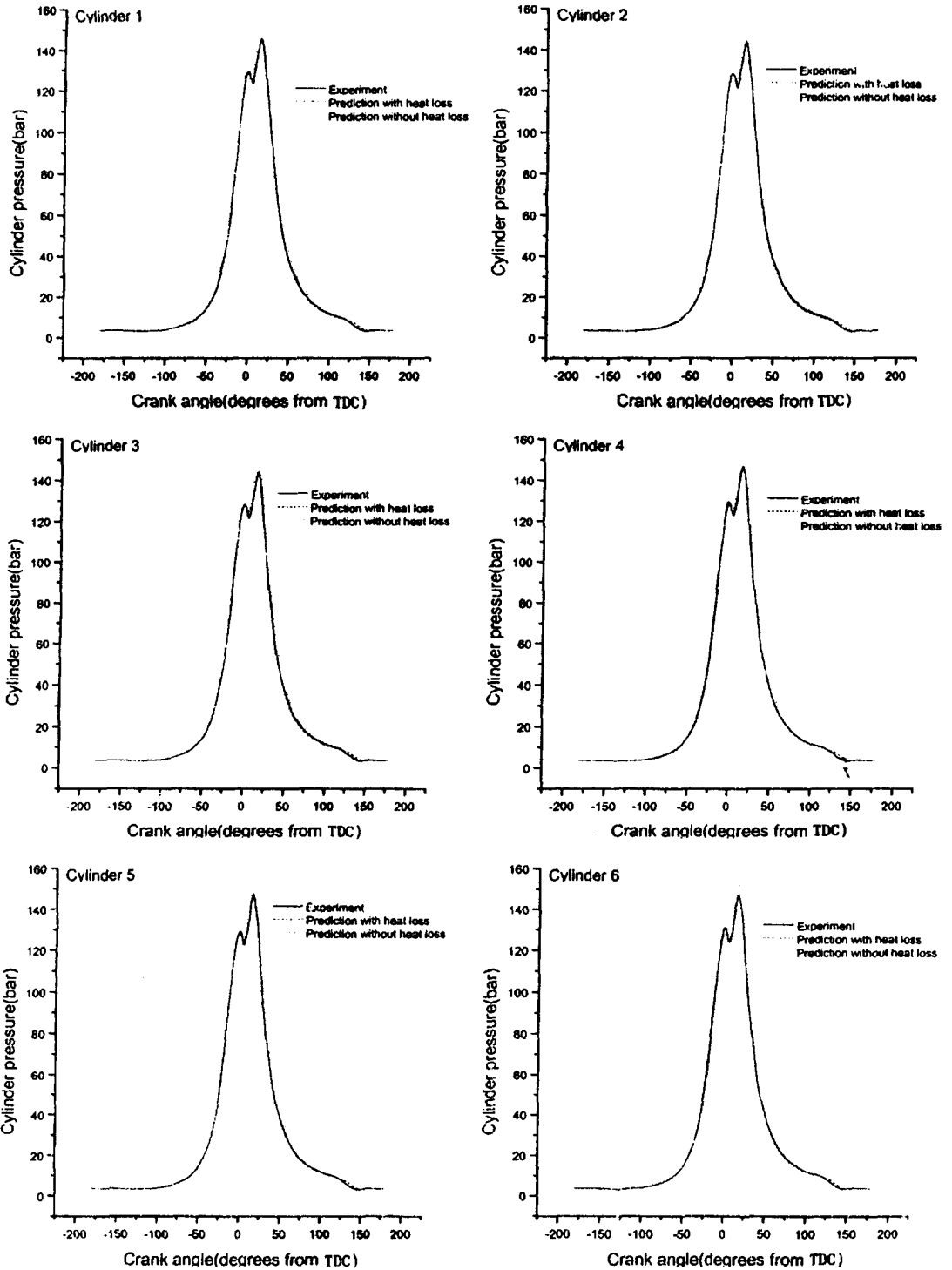


Fig. 9 Pressure-time diagram for each cylinder at a 100% load

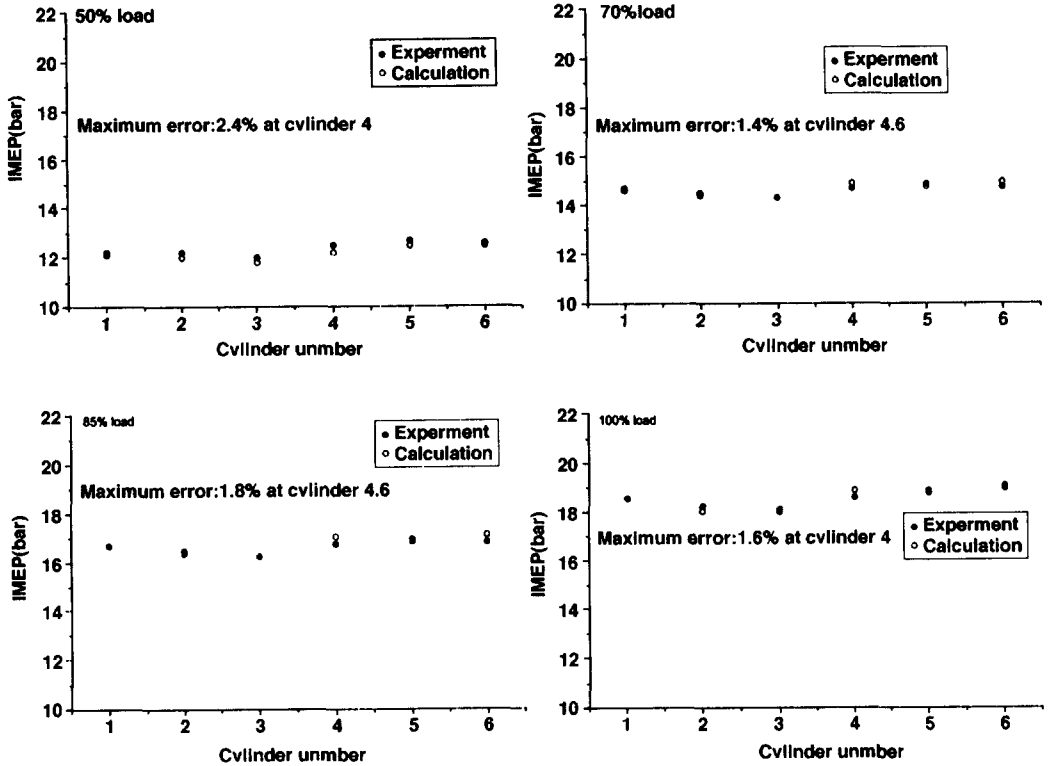


Fig. 10 Comparison of IMEP between calculation and experiment

고려해야 함을 알 수 있다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 외부로의 열손실은 예혼합 기간과 압력의 최대치에 많은 영향을 주므로 열발생률에도 많은 영향을 미친다.

본 연구에서 보정된 2중 Wiebe 함수의 성능 예측 정확도를 확인하기 위하여 Fig. 10에 엔진 성능의 기준 척도인 평균유효압력을 4가지의 하중조건에 따라 계산하여 실험값과 비교하였다. 계산결과 전하중 영역에 대하여 실험값과의 최대오차는 2.4%에 불과 하였다. 따라서 본 연구에서 제안한 2중 Wiebe 함수는 선박용 대형 2행정 디젤 엔진의 성능 예측시 뛰어난 정확도를 나타낼 수 있음을 알 수 있다.

엔진내의 외부와의 열전달 효과가 엔진이 성능 예측시 미치는 영향을 정량적으로 알아보기 위하여 Fig. 11에 열손실을 고려하지 않은 해석결과를 실험과 비교하여 나타내었다. 전술한 대로 압력선

도에 많은 부분이 과대평가 되었기 때문에 실험값과 최대 24.6% 오차를 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig.12에서 Fig.15는 50%, 70%, 85%, 100%의 하중조건에 대하여 크랭크 케이스, 흡기관 및 전송관(transfer pipe)에서의 압력파형을 수치해석하여 각각 나타낸 것이다. 해석결과 흡기행정중의 흡기관의 음압파형을 잘 표현해 주고 있고 또한 이 압력파가 전송관 및 크랭크 케이스로 전파되는 현상을 잘 나타내어 주고 있다. 이러한 음압파의 절대치는 하중이 커질수록 높아짐을 볼 수 있고, 이러한 압력파형의 특성은 체적효율과 직결되어 결국 출력을 좌우하는 중요인자이다. 따라서 본 연구에서 개발한 사이클 시뮬레이션 프로그램과 최적화된 2중 Wiebe 함수의 연계는 2행정 선박용 엔진 개발에 있어, 흡·배기계의 튜닝, 엔진의 성능예측을 할 수 있는 유용한 도구가 된 것이다.

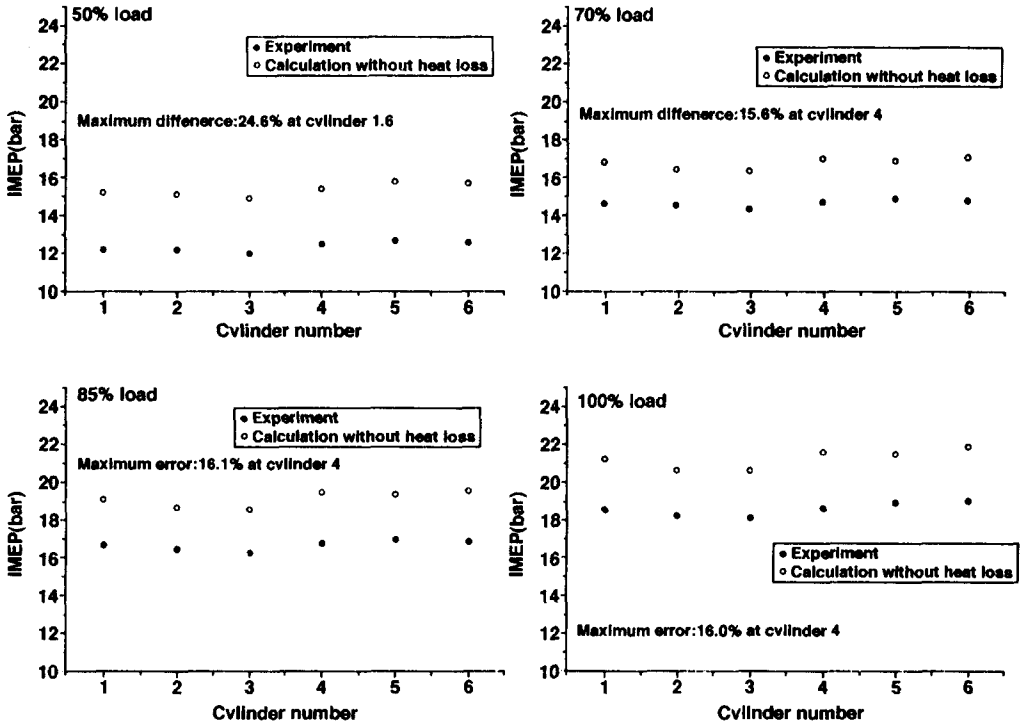


Fig. 11 Comparison of IMEP between calculation and experiment without heat loss

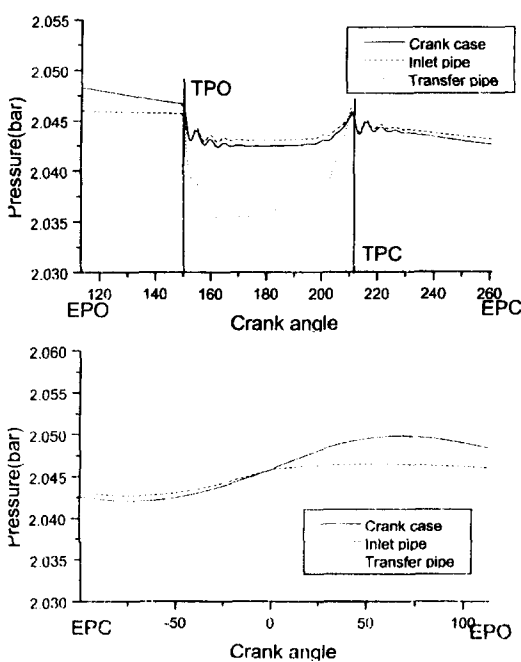


Fig.12 Computed pressure waves in inlet pipe, crank case, and transfer pipe at 50% load

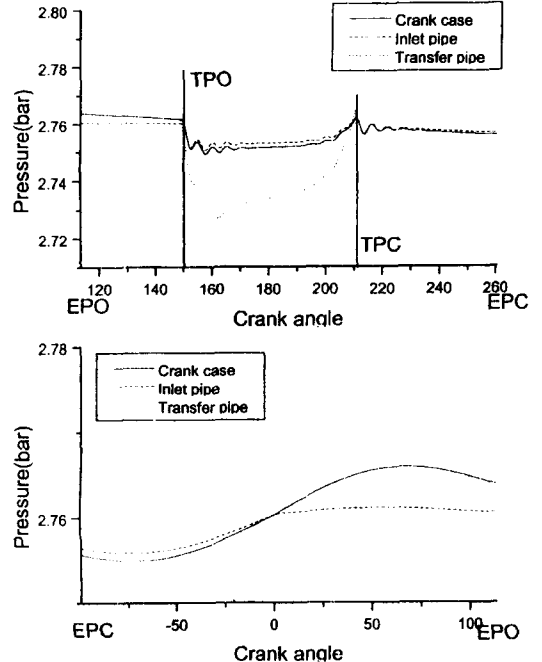


Fig.13 Computed pressure waves in inlet pipe, crank case, and transfer pipe at 70% load

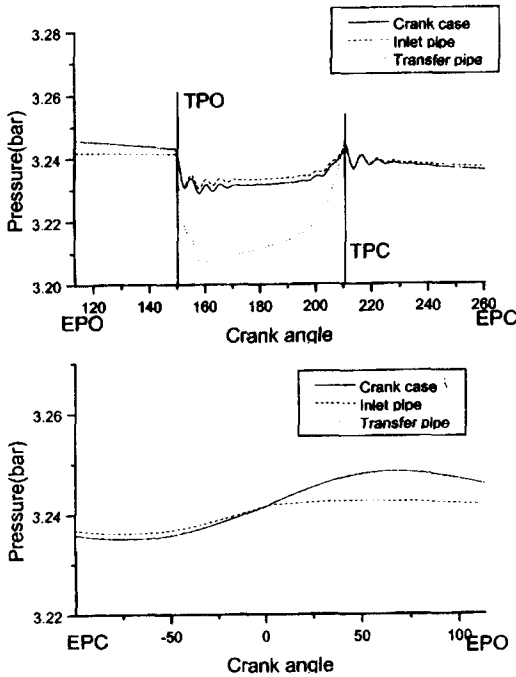


Fig.14 Computed pressure waves in inlet pipe, crank case, and transfer pipe at 85% load

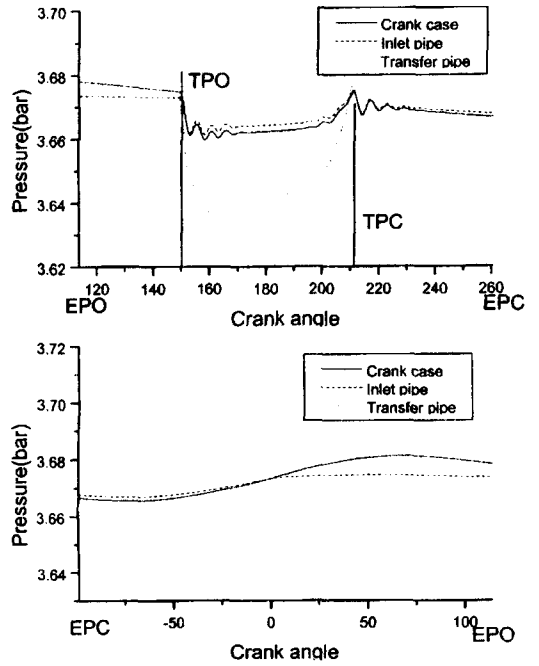


Fig.15 Computed pressure waves in inlet pipe, crank case, and transfer pipe at 100% load

4.2.2 중 Wiebe과 실험값과의 오차

연소기간 중 발생한 총열발생량을 2중 Wiebe 연소모델을 이용한 계산값과 실험치를 비교하여 그 차이를 아래 Table 4에 나타내었다.

예측치는 모든 하중에 대해서 열발생률 형상을 5% 이내의 정확도를 가지고 예측하고 있음을 확인할 수 있으며 따라서 2중 Wiebe 함수의 형상계수들의 보정이 대형 디젤엔진에 적용될 수 있도록 선정되었음을 알 수 있다.

Hon⁽¹⁴⁾ 등의 연구 결과를 보면 5%의 실린더 압력변동이 질량연소율에 5~6% 변화를 가져올 수 있으므로 실린더별 압력변동 및 사이클 변동을 고려한다면 본 연구 결과의 예측 정확도는 상당히 높은 것임을 알 수 있다. Stein⁽¹⁹⁾에 의하면 엔진내의 연속적인 연소로 인한 순간적 발열로 인하여 압력센서 주위에 발생하는 열충격(thermal shock)과 센서 자체의 열응력은 압력계측에 많은 오차를 수반하게 된다고 보고하였고, Hon⁽¹⁴⁾도 압력 데이터를 실험적으로 구할 때 운전 조건, 열충격 등의 이유로 인하여 발생하는 실험 데이터의 오차를 10%

Table 4 Difference of total heat release rate between the experiments and predictions from the present study

Load	50%	70%	85%	100%
Cylinder 1	0.67%	1.11%	0.34%	1.81%
Cylinder 2	2.58%	0.63%	2.63%	4.17%
Cylinder 3	0.70%	0.80%	2.19%	4.10%
Cylinder 4	0.47%	0.20%	0.20%	0.90%
Cylinder 5	0.43%	0.11%	0.18%	1.80%
Cylinder 6	0.15%	0.20%	0.85%	1.30%

정도로 보고하였다.

해석 결과 최대 오차는 부하 50%에서는 2.58%, 부하 70%에서는 1.11%, 부하 85%에서는 2.63%, 부하 100%에서는 4.17%로써 전 부하영역에서 보정된 2중 Wiebe 함수가 열발생률 예측에 매우 높은 정확도를 보유하고 있음을 확인할 수 있었으며 본 연구에서 개발한 수치적 방법에 의하여 2중 Wiebe함수를 보정하여 선박용 엔진의 성능해석에 사용한다면 신뢰도 높은 성능인자를 예측할 수 있을 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 저속 대형 디젤엔진의 고정도 성능해석을 위하여 여러 가지 연소율 함수 모델의 형상 계수값을 Levenberg-Marquart 반복법을 사용하여 4가지의 하중 조건에 따라 각각의 운전 조건을 적절하게 묘사하는 최적의 형상 계수값을 얻어내었다. 이러한 보정된 연소율 함수를 사용하여 2행정 디젤엔진의 성능 예측을 하기 위하여 특성 곡선법 및 열역학적 평형식을 사용하여 사이클 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

본 연구에서 개발한 사이클 시뮬레이션 프로그램 및 보정된 2중 Wiebe 모델의 예측성능을 확인하기 위하여 보정된 연소함수를 포함한 사이클 시뮬레이션을 통하여 엔진의 출력을 계산하여 실험값과 비교 검증하였다. 또한 외부로의 열손실 효과가 열발생률 및 엔진의 성능예측에 미치는 영향을 연구하기 위하여 Woschni 실험식을 이용하여 열손실이 있는 경우와 없는 경우에 대하여 압력선도, 평균유효압력, 열발생률 선도 등을 비교하였다.

본 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) Levenberg-Marquardt 반복법과 저속 대형 디젤엔진에 적합하게 보정된 2중 Wiebe 함수를 사용하여 정미 열발생률을 계산하면 연소 기간중 총열발생량을 최대 오차 4.17% 이내에서 예측할 수 있었다. 따라서 2중 Wiebe 모델이 Wiebe 모델보다 높은 예측 정확도를 보유하고 있음을 확인하였다.
- 2) 2행정 대형 선박용 디젤엔진은 중소형 디젤엔진과 연소특성, 화염전파 속도 등이 뚜렷이 차이가 나므로 기존의 연소함수를 사용할 경우, 필히 본 연구에서 개발한 수치적 방법에 의하여 모델이 포함하고 있는 각각의 형상계수들을 보정하여야 한다.
- 3) 보정된 2중 Wiebe 모델을 사용하여 평균유효압력을 계산한 결과 실험값과의 최대 오차는 2.4% 정도로 매우 정확하게 예측하였다. 향후 본 연구에서 결정된 범위내의 형상계수들을 적용한 Miyamoto의 2중 Wiebe 연소율 모델로 사이클 시뮬레이션을 수행한다면 대형 선

박용 엔진에 적합한 성능해석 결과를 얻을 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) N. Watson, A. D. Pilley and M. Marzouk, "A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation", SAE paper 800029, 1980.
- (2) E. E. Streit and G.L. Borman, "Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine", SAE paper 710176, 1971.
- (3) J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mcgraw-Hill, Vol.2, pp.748~791, 1988.
- (4) R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*, Macmillan, pp. 96~101, 1993.
- (5) Benson, R.S. et al., "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder 4-Stroke Cycle S.I. Engine", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol.17(2), pp.97~124, 1975.
- (6) I. Wiebe, "Habempirische Formel für die Verbrennungsgeschwindigkeit", *Verlag der Akademie der Wissenschaften der VdSSR, Moscow*, 1956.
- (7) G. Borman and K. Nishiwaki, "Internal-Combustion Engine Heat Transfer", *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 13, pp. 1~46, 1987.
- (8) Anthony Cartwright and Robert Fleck, "Cylinder Pressure Analysis in High Performance Two-Stroke Engines", SAE paper 961359, 1996.
- (9) Noboru Miyamoto et al., "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions", SAE Paper 850107, 1985.
- (10) 山村正等, "低壓縮比ディーゼル機関に関する研究", *日本機械學會論文集*, 第38卷, 第308號, pp.865~875, 1972.
- (11) 李盛魯, 宮本登, "Wiebe의 연소함수에 의한 디젤기관의 연소와 성능의 해석", *대한기계학회논문집*, 제9권, 제3호, pp. 353~359, 1985.
- (12) 李盛魯, 宮本登, "Wiebe의 연소함수에 의한 디젤기관의 연소 소음저감에 관한 연구", *대한기계학회논문집*, 제9권, 제5호, pp.548~554, 1985.
- (13) 정수진, 김태훈, 김병수, 조진호, "4기통 4행정 가솔린 엔진의 배기계 형상이 기관성능에 미치는 영향에

- 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제 18권, 제 3호, pp.751~767, 1994.
- (14) Hon, M. Cheung and John B. Heywood, "Evaluation of a One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data", SAE Paper 932749, 1993.
- (15) A. Cartwright and R. Fleck, "Cylinder Pressure Analysis in High Performance Two-Stroke Engines", SAE paper 962535, 1996.
- (16) G. M. Rassweiler and L. Withrow, "Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards", SAE paper 800131, 1980.
- (17) J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekchian and J. B. Heywood, "Heat Release Analysis of Engine Pressure Data", SAE paper 841359, 1984.
- (18) H. O. Hardenberg and F. W. Hase, "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engine", SAE paper 790493, 1979.
- (19) Stein, R. A et al., "Effect of Thermal Strain on Measurement of Cylinder Pressure", SAE paper 870455, 1987.
- (20) 조진호, 김태훈, 내연기관, pp.495~590, 학연사, 1998.