

상세화학반응식을 이용한 HCCI 엔진의 성능 해석기법 연구

송 봉 하¹⁾ · 김 동 광²⁾ · 조 남 효^{*2)}

아주대학교 대학원 기계공학과¹⁾ · 고등기술연구원 제품기술연구센터²⁾

A Cycle Simulation Method for an HCCI Engine using Detailed Chemical Kinetics

Bong-Ha Song¹⁾ · Dong-Kwang Kim²⁾ · Nam-Hyo Cho^{*2)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Ajou University, Suwon 442-749, Korea

²⁾Center for Product Design Technology, Institute for Advanced Engineering, Gyeonggi-do 449-863, Korea

(Received 12 July 2003 / Accepted 3 September 2003)

Abstract : A cycle simulation method is developed by coupling a commercial code, Ricardo's WAVE, with the SENKIN code from CHEMKIN packages to predict combustion characteristics of an HCCI engine. By solving detailed chemical kinetics the SENKIN code calculates the combustion products in the combustion chamber during the valve closing period, i.e. from IVC to EVO. Except the combustion chamber during the valve closing period the WAVE code solves thermodynamic status in the whole engine system. The cycle simulation of the complete engine system is made possible by exchanging the numerical solutions between the codes on the coupling positions of the intake port at IVC and of the exhaust port at EVO. This method is validated against the available experimental data from recent literatures. Auto ignition timing and cylinder pressure are well predicted for various engine operating conditions including a very high EGR rate although it shows a trend of sharp increase in cylinder pressure immediate after auto ignition. This trend is overpredicted especially for EGR cases, which may be due to the assumption of single-zone combustion model and the limit of the chemical kinetic model for the prediction of turbulent air-fuel mixing phenomena. A further work would be needed for the implementation of a multi-zone combustion model and the effect of turbulent mixing into the method.

Key words : HCCI(균일혼합 압축착화), Detailed chemical reaction mechanism(상세화학반응 메커니즘), Cycle simulation(엔진성능모사), Single-zone model(단일영역 모델), CHEMKIN package(캠킨 팩키지)

Nomenclature

HCCI : homogeneous charge compression Ignition
IVO/IVC : intake valve open/closure
EVO/EVC : exhaust valve open/closure
EGR : exhaust gas recirculation
CFD : computational fluid dynamics

1. 서론

HCCI 엔진은 압축착화 직접분사 엔진에 비해가는 높은 효율을 낼 수 있을 뿐만 아니라 질소산화물 및 매연물질의 배출량을 획기적으로 줄일 수 있는 장점 때문에 새로운 초저공해 엔진개념으로 부각되고 있다. 또한 HCCI 엔진은 희박 예혼합기가 압축되었을 때 연소실 전체에서 동시 다발적으로 연소반응이 이루어지는 특징이 있으며, 이로 인해 상대적으로 낮은 온도에서 연소가 가능하므로 NOx 배출

*To whom correspondence should be addressed.
nhcho@iae.re.kr

량을 획기적으로 줄일 수 있게 된다.

HCCI 연소에 대한 연구는 Onishi 등이 2행정 엔진을 이용하여 처음 시도하였다.¹⁾ 이들은 불꽃점화 엔진에서 존재하는 화염전파 형태가 HCCI 엔진에서는 존재하지 않으며 전체 혼합기가 동시에 연소한다고 보고하였다. Onishi 등의 발표 이후 Noguchi 등도 대향 피스톤 2행정 엔진에서 동일한 연소과정을 설명하였으며 연소기간 동안의 라디칼 농도를 측정하였다.²⁾ Iida는 안정된 2행정 HCCI 엔진 연소를 위해 가능한 운전조건의 범위를 메탄올 연료를 사용함으로써 상당히 넓힐 수 있다고 보고하였다.³⁾ Najt와 Foster는 4행정 HCCI 엔진에 대한 실험적인 연구를 수행하였으며 난류와 혼합의 영향을 무시하고 간략화된 화학반응 모델을 사용하여 열방출량을 예측하는 해석을 수행하였다.⁴⁾ 특히 Lund 대학 연구팀은 4행정 단기통 HCCI 연소에 대한 많은 실험적인 연구를 수행하였다. 천연가스, 아이소옥탄 및 에탄올을 이용하여 자연흡기 및 과급 운전조건에 따른 연소특성을 연구하였으며, 전 운전조건에서 NOx 배출량은 매우 낮지만 HC 및 CO 배출량은 매우 높다는 결과를 보고하였다.⁵⁻⁸⁾ 이상과 같은 실험적인 방법을 통한 초기 연구결과를 바탕으로 HCCI 엔진에 관한 연구는 다양한 엔진 및 운전조건에 대해 연구범위가 확대되고 있다.

오랫동안 엔진 개발의 편리한 도구로써 열역학적 모델링기법이 널리 사용되고 있다. HCCI 연구에는 단일영역 연소모델, 상세화학반응 메커니즘을 이용한 완전 혼합된 반응기 모델 등을 많이 사용하고 있다. 그러나 단일영역 연소모델은 연소실내 모든 혼합기의 온도, 압력, 조성이 균일하다고 가정하므로 상대적으로 저온 구역인 경계층과 피스톤 틈새 영역의 특성을 모사하는데 한계가 있다.⁹⁾ 다영역 연소모델을 적용하여 단일영역 연소모델의 문제점을 개선한 연구결과도 보고되고 있다.¹⁰⁾ Smith 등은 자체 개발한 HCT 코드를 이용하여 HCCI 연소를 해석하였으며, Kong 등¹¹⁻¹²⁾ 은 3차원 CFD 코드와 상세화학반응 코드를 결합하여 HCCI 엔진의 유동 및 연소특성을 해석하였다.¹³⁾ 대부분의 CFD 코드는 화학반응 모델을 포함하고 있으나 화학종 및 반응메커니즘의 수가 제한적이다. HCCI 엔진의 경우 연소율이 화학

반응식으로 제한되므로 사용된 반응메커니즘이 열 발생과 화학종의 형성 및 연소과정에 영향을 미친다. 그러므로 HCCI 엔진에서 자발화 시기 및 연소를 정확히 모델링하기 위해서는 상세한 반응메커니즘이 필요하다.^{13,14)}

일반적으로 1차원적 엔진성능 해석코드에서는 연소시작점과 연소반응율을 입력값으로 설정하므로 자발화 조건 및 연소반응 과정을 예측할 수 없으나 최근 HCCI 엔진의 성능을 해석하기 위한 시도로써 상세화학반응 메커니즘을 1차원적 엔진성능 해석코드와 접목하여 연소현상을 해석하는 사례가 보고되고 있다.¹⁵⁾ Ogink와 Golovitchev는 AVL 사의 상용 엔진성능 해석코드인 BOOST와 CHEMKIN 패키지의 일종인 SENKIN 코드를 접목하여 HCCI 엔진의 성능을 해석하였다.¹⁶⁾

본 연구에서는 SENKIN 코드를 영국 Ricardo사에서 개발한 상용 엔진성능 해석코드인 WAVE와 접목하여 HCCI 엔진의 연소성능을 분석하였으며, 향후 HCCI 엔진의 주요 사양과 운전조건 변화에 따른 연소특성과 배기특성을 엔진설계 개발에 이용코자 해석기법을 개발하였다.

2. WAVE-SENKIN 코드 연결 기법

HCCI 엔진의 연소과정을 모델링하기 위해 본 연구에서는 WAVE와 CHEMKIN 패키지의 SENKIN 코드를 사용하였다.

원래의 SENKIN 코드는 열전달 모델이 배제되어 있으며, 밀폐된 연소실 공간에서 완전 혼합된 연료와 공기의 혼합물이 단계적으로 반응하는 현상을 해석할 수 있다. 단일영역 연소모델을 사용하는 SENKIN 코드는 흡배기 밸브 모두가 닫혀있는 압축, 팽창과정 동안 피스톤 운동에 따른 실린더 내부의 온도와 압력을 계산한다. 그러나 단일영역 연소모델의 특성은 자발화 이후의 연소압력 상승률과 최대압력을 과대하게 예측하는 일반적인 경향이 있다.

SENKIN 코드는 밀폐된 공간에서의 연소반응을 해석하는 코드이므로 초기조건인 IVC에서의 온도, 압력을 정확하게 설정해 주어야만 자발화 시점과 연소반응물에 대한 결과가 정확성을 갖게 된다. 본

연구에서는 흡배기 포트와 연소실이 연결되는 경계 점에서 WAVE와 SENKIN의 결과를 서로 교환함으로써 엔진 전체시스템의 해석이 가능케 하였으며, Woschni의 열전달 모델을 추가하여 단열조건 가정으로 인해 팽창구간의 압력을 과대 예측하는 SENKIN 코드의 문제점을 보완하였다.¹⁷⁾

Fig. 1은 이 두 코드를 연결하여 전체 엔진 사이클을 해석하는 방법을 간략하게 도시한 것이다. IVC에서 EVO까지의 연소실내 연소 현상은 SENKIN 코드로 계산이 수행되는데, IVC 시점에서는 WAVE 코드의 작동유체 변수를 SENKIN 코드에서 사용할 수 있는 변수로의 변환이 필요하고, EVO 시점에 이르러서는 SENKIN 코드에 의한 계산결과를 다시 WAVE 코드에서 필요한 변수로의 변환이 필요하다. IVC부터 EVO까지의 기간 동안은 WAVE 코드 내의 사용자 서브루틴 기능을 활용하여 SENKIN 코드를 실행함으로써 상세화학반응을 해석하게 된다. 이 기간 동안의 흡배기 시스템과 이 기간 이외의 연소실을 포함한 전체 엔진 시스템은 WAVE 코드를 사용하여 해석하게 된다.

본 연구에서는 EGR을 사용하는 경우와 사용하지 않는 경우에 있어서 두 코드 사이에서 교환되는 변수들을 설정하는 방법을 달리하였으며, 그 과정을 설명하면 다음과 같다.

2.1 EGRI 없는 경우 WAVE - SENKIN 코드의 연결 방법

WAVE 코드는 작동유체 변수를 공기, 기화연료, 타버린 공기, 연소된 연료, 액체연료의 5가지로 구분한다. IVC 시점에서 WAVE 작동유체의 질량분율을 CHEMKIN 화학종의 질량분율로 변환하는 방법은 다음과 같다. WAVE의 공기는 CHEMKIN 화학종 중 산소와 질소 성분에, WAVE의 기화연료는 CHEMKIN 화학종 중 연료 성분에 배분하였다. WAVE의 연소된 공기, 연소된 연료의 질량분율은 CHEMKIN 화학종 중 연료와 공기를 제외한 나머지 화학종에 배분하였으며, 본 연구에서는 가스연료만을 사용했으므로 액체연료는 고려하지 않았다. Fig. 2는 이 과정을 도식적으로 설명한 것이다. 배기포트로 배출되는 연소 가스는 각각의 화학종이 EVO

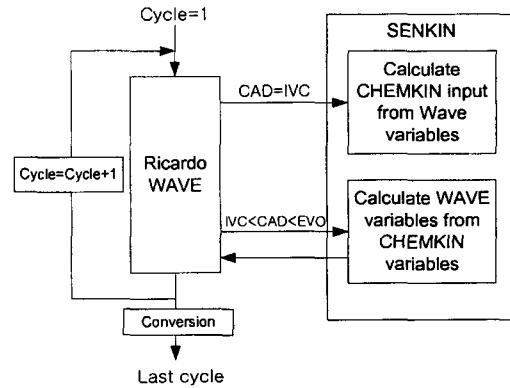


Fig. 1 Schematic representation of the methodology used in a WAVE-SENKIN coupled code

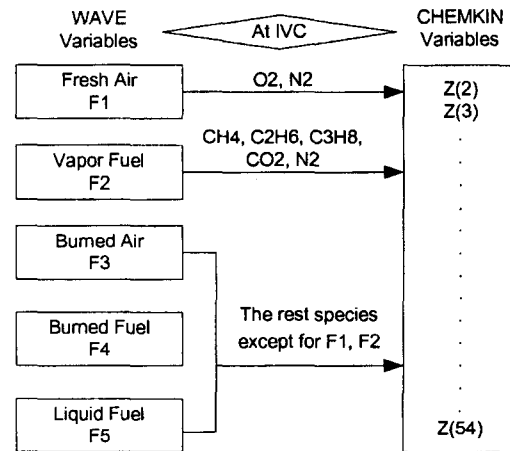


Fig. 2 Schematic diagram of the variable mapping in WAVE-SENKIN coupled code at IVC in the case of no EGR (For natural gas in Table 1)

시점에서와 동일한 질량비율을 유지한 채로 배출된다고 가정하여 각각의 화학종의 배분비율이 EVO 상태에서의 화학종의 분포비율과 같게 설정하였다. EVO 시점에서 CHEMKIN 화학종의 질량분율은 다시 5가지의 WAVE 작동유체의 질량분율로 변환된다.

WAVE의 기화연료성분의 질량분율은 CHEMKIN의 연료 질량분율과 같고, 연소된 연료성분은 연소전 연료의 질량분율로 계산할 수 있다. WAVE에서는 IVC 시점에서의 기화연료와 공기의 비율을 유지한 채 연소된 연료에 비례한 양을 타버린 공기라고 가정하므로 공기와 연소된 공기의 질량분율을

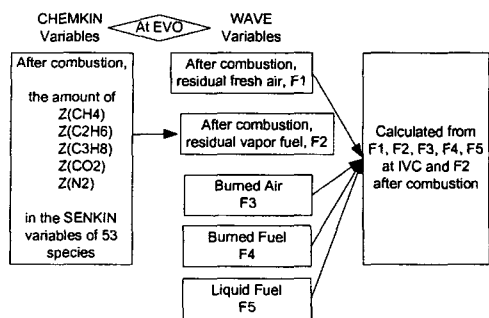


Fig. 3 Schematic diagram of the variable mapping in WAVE-SENKIN coupled code at EVO (For natural gas in Table 1)

계산할 수 있다. Fig. 3은 EVO 시점에서 CHEMKIN 변수들을 WAVE 변수로 변환하는 과정을 도시한 것이다.

2.2 EGR이 있는 경우 WAVE - SENKIN 코드의 연결 방법

EGR을 고려하는 경우 두 코드 사이에서 교환되는 변수들을 사상시키는 방법은 EGR이 없는 경우와는 약간 다른 방법을 적용하였다. 이 경우 혼합기는 공기, 기화연료, 연소가스의 조합으로 이루어진다. 실제 배기가스는 무수히 많은 화학종으로 구성되며 그 각각의 조성을 정확히 파악한다는 것은 불가능한 일이다. 그러나 일반적으로 희박연소일 경우 CO₂, H₂O가 연소생성물의 대부분을 차지하는 것으로 알려져 있으므로 본 연구에서는 해석과정의 편리성을 위해 나머지 화학종의 조성분율은 무시하였다.

IVC 시점에서 WAVE 변수들을 이용하여 SENKIN 변수들을 초기화하는 과정에서 식 (1)과 같은 완전연소 화학반응식을 사용하였다.

$$[aCH_4 + bC_2H_6 + cC_3H_8 + dN_2 + eCO_2]_{\text{fuel vapor}} + \lambda \cdot f [O_2 + 3.76N_2]_{\text{fresh air}} \Rightarrow [gCO_2 + hH_2O + f \cdot (\lambda - 1)O_2 + (d + f \cdot \lambda \cdot 3.76)N_2]_{\text{combustion products}}$$

where, $\lambda = (A/F)_{\text{actual}} / (A/F)_{\text{stoich}}$ (1)

식 (1)에서 연소생성물은 CO₂, H₂O, O₂, N₂의 화학종으로만 구성된다고 가정하였으며, EGR을 포함하는 혼합기의 조성은 식 (2)로 표현될 수 있다.

$$(1 - X_b) \left\{ [aCH_4 + bC_2H_6 + cC_3H_8 + dN_2 + eCO_2]_{\text{fuel vapor}} + \lambda \cdot f [O_2 + 3.76N_2]_{\text{fresh air}} \right\} + X_b \cdot [gCO_2 + hH_2O + f \cdot (\lambda - 1)O_2 + (d + f \cdot \lambda \cdot 3.76)N_2]_{\text{combustion products}}$$

where, X_b = mole fraction of burned matter (2)

식 (2)의 연소생성물을 구성하는 화학종의 계수는 식 (3)의 관계식들로 계산되며, 기화연료의 계수는 사용연료의 체적분율을 의미한다.

$$\begin{aligned} Coef_{CO_2} &= X_{CH_4} \cdot 1 + X_{C_2H_6} \cdot 2 + X_{C_3H_8} \cdot 3 + X_{CO_2} \cdot 1 \\ Coef_{H_2O} &= X_{CH_4} \cdot 2 + X_{C_2H_6} \cdot 3 + X_{C_3H_8} \cdot 4 \\ Coef_{O_{2,sp}} &= \left(Coef_{CO_2} + \frac{1}{2} Coef_{H_2O} \right) \cdot (\lambda - 1) \\ Coef_{N_{2,sp}} &= \left(Coef_{CO_2} + \frac{1}{2} Coef_{H_2O} \right) \cdot \lambda \cdot 3.76 + X_{N_2, fv} \\ Coef_{total, sp} &= Coef_{CO_2} + Coef_{H_2O} + Coef_{O_{2,sp}} + Coef_{N_{2,sp}} \end{aligned}$$

where, M_i = mole mass of species i
 X_i = mass fraction of species i (3)

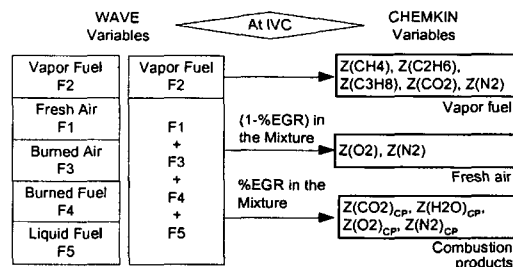


Fig. 4 Schematic diagram of the variable mapping in WAVE-SENKIN coupled Code at IVC in the case of EGR

Fig. 4는 IVC 시점에서 식 (2)를 이용하여 WAVE 변수들을 SENKIN 변수들로 사상시키는 과정을 도시화한 것이다. 연소가 끝난 후 EVO 시점에서 SENKIN 변수들은 WAVE 변수들로 변환되어야 하는데 이 과정은 Fig. 3에 도시한 것과 같은 방법을 사용하였다.

3. 해석조건

상기 기법을 검증하기 위해 활용된 시험데이터는 6기통 Volvo TD 100 시리즈 디젤엔진을 단기통 HCCI 엔진으로 개조한 시험결과로서 이 엔진은 Table 2와 같은 사양을 가지고 있다. HCCI 모드의 연소가 가능하기 위해서는 기본적으로 고온 고압의 흡기조건이 요구되는데 참고문헌¹⁸⁻²⁰⁾에서 해석에 필요한 초기조건 등을 발췌하였다.

해석에 사용된 연료로는 특정 조성비를 가지는 천연가스를 사용하였으며, 각 연료의 조성분율을 Table 1에 요약하였다. 상세화학반응 메커니즘으로는 53 화학종과 325 반응식으로 구성되는 GRI-3.0을

Table 1 Compositions of the fuels used

Fuels	Components		Vol.(%)
Methane 99%	Methane	CH ₄	99.0
	n-Propane	C ₃ H ₈	1.0
Natural gas	Methane	CH ₄	91.1
	Ethane	C ₂ H ₆	4.7
	n-Propane	C ₃ H ₈	3.1
	Nitrogen	N ₂	0.6
	Carbon dioxide	CO ₂	0.5

Table 2 Engine specification

Engine type	Volvo TD 100 series
Displacement	1600 cc
Bore	120.65 mm
Stroke	140 mm
Connected rod	260 mm
EVO	39°BDC(at 1mm lift)
EVC	10°BTDC(at 1mm lift)
IVO	5°ATDC(at 1mm lift)
IVC	13°ABDC(at 1mm lift)
Valve lift(Exhaust)	13.4 mm
Valve lift(Inlet)	11.9 mm
Valve dia.(Exhaust)	50 mm
Valve dia.(Inlet)	46 mm

사용하였다.²¹⁾ GRI-3.0에서는 부탄성분의 화학반응을 고려하지 않고 있기 때문에 Table 1 천연가스 중 부탄성분은 프로판성분에 합산하였다.

4. 해석결과

WAVE-SENKIN 코드를 이용하여 HCCI 엔진의 사이클 시뮬레이션을 수행하였으며, 성능해석 코드로써의 유용성을 검증하기 위해 타 연구자들의 실험결과와 비교하였다. 흡배기 시스템의 상세 형상은 문헌에 나타나 있지 않았기에 문헌상 엔진 사진과 개념도를 보고 적절히 설정하였으며 밸브양정도 일반적인 디젤엔진용 캠으로 설정하였다. 그러나 문헌에 있는 체적효율 실험데이터와 WAVE 해석결과를 비교함으로써 이와 같은 가정을 검증하였다.

연료에서 탄화수소의 체적비율은 공기-연료 혼합물의 자발화 특성과 엔진성능 등에 큰 영향을 미치기 때문에 천연가스의 조성은 HCCI 엔진의 운전에서 중요한 변수가 될 수 있다.

Table 3은 EGR이 고려되지 않은 경우에 대한 실험

Table 3 Operating conditions of the engine without EGR

No EGR Cases	Case 1	Case 2
Fuel	Methane 99%	Natural gas
Engine speed	1000 rpm	1000 rpm
Equivalence ratio	0.3	0.379
Compression ratio	19.8:1	19:1
Intake temperature	169°C	150°C
Intake pressure	1 bar	1 bar
EGR(%)	0	0

Table 4 Operating conditions of the engine with EGR

EGR Cases	Case 3	Case 4
Fuel	Natural gas	Natural gas
Engine speed	1000 rpm	1000 rpm
Equivalence ratio	0.43	0.8
Compression ratio	18:1	18:1
Intake temp.	150°C	180°C
Intake pressure	1 bar	1 bar
EGR(%)	3	43

협조건이며, EGR을 포함하는 경우에 대한 실험조건은 Table 4에 정리하였다.^{13, 15, 19)}

본 연구에서는 실린더 압력, 자발화 시점, 최고 압력 위치를 중심으로 계산결과에 대해 고찰하였다.

Figs. 5, 6은 Case 1과 Case 2의 계산결과를 실험결과^{15, 19)}와 비교한 것이다. 압력선도에서 볼 때 착화 시점은 정확하게 예측하고 있으나 착화 후 압력상승율과 최대압력은 실험결과에 비해 약간 과도하게 예측하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7은 Case 1, 2의 OH 라디칼을 나타낸 것이다. 착화시점에 대한 판단기준으로 OH 라디칼의 질

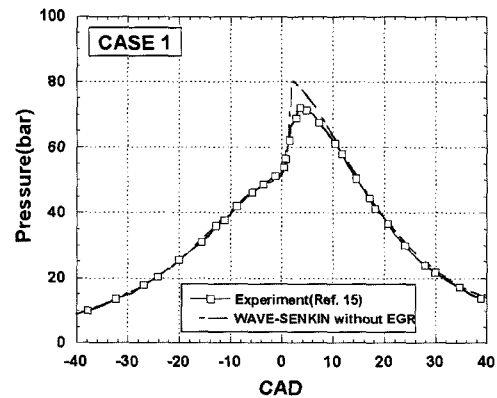


Fig. 5 Comparison of the predicted and measured cylinder pressure for the Case 1 without EGR

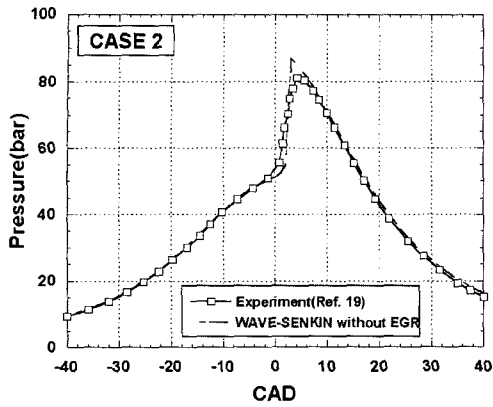


Fig. 6 Comparison of the predicted and measured cylinder pressure for the Case 2 without EGR

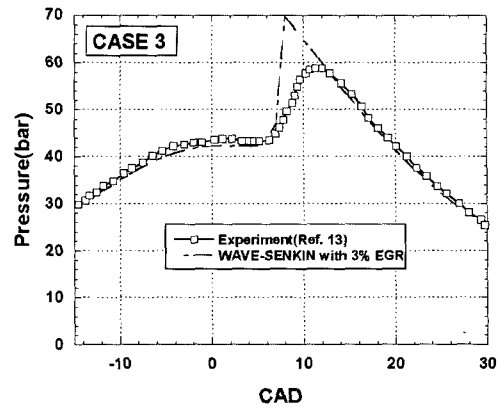


Fig. 8 Comparison of the predicted and measured cylinder pressure for the Case 3 with 3% EGR

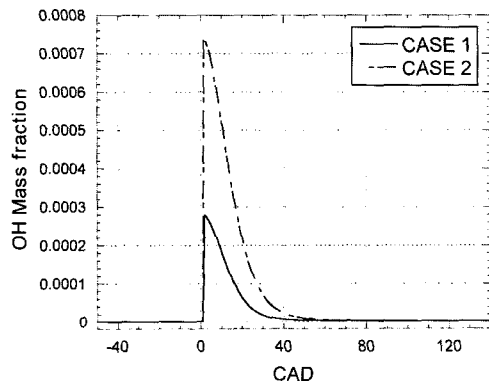


Fig. 7 Predicted OH radical profiles for the Case 1 and Case 2 without EGR

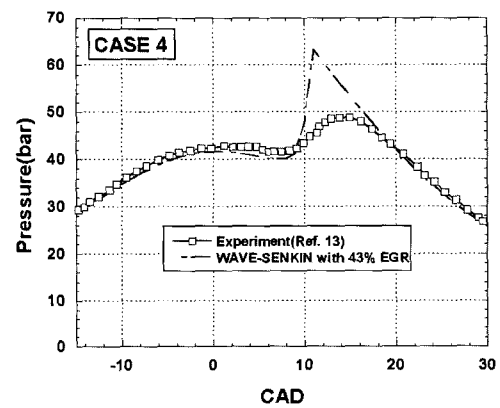


Fig. 9 Comparison of the predicted and measured cylinder pressure for the Case 4 with 43% EGR

량분율을 사용하였으며 OH 라디칼의 농도가 최고치가 되는 지점이 연소가 본격적으로 시작되는 주연소 지점이다. 특히 H, O, OH 및 HO₂는 메탄으로부터 H 라디칼을 분리시키기 때문에 이러한 라디칼의 존재는 연쇄 반응을 더욱 촉진시키는 역할을 하므로 OH 라디칼의 질량분율이 최대인 지점에서 압력 변화가 최대가 되는 것을 알 수 있다.

Figs. 8, 9는 EGR이 포함된 경우인 Case 3과 Case 4의 계산결과를 실험결과¹⁹⁾와 비교한 것이다. 두 경우 모두 착화시점은 정확하게 예측하고 있으나 착화 후 압력 구배와 최대 실린더 압력을 과도하게 예측하는 경향을 보여주고 있다. 이것은 단일영역 연소모델의 단점으로 생각되며 다영역 연소모델을 적용하거나 난류효과를 고려함으로써 계산결과를 개선할 수 있을 것으로 생각된다. Kong 등¹³⁾의 3차원

연소해석에서는 연료-공기의 난류혼합 과정을 고려함으로써 착화후 급격한 압력상승 경향 없이 실험과 근접한 해석결과를 보여주고 있다.

Fig. 10은 Case 3과 Case 4의 실린더 압력 해석결과를 비교한 것인데 EGR율이 증가할수록 점화 지연 현상이 두드러지는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 혼합기에 포함된 CO₂, H₂O와 같은 연소생성물의 단위 질량당 비열이 공기보다 높기 때문에 혼합기에 사용된 연소생성물은 연소온도를 감소시켜 연소율을 저감시키는 역할을 하므로 EGR율이 클수록 점화시기가 지연되는 일반적인 사실을 보여주고 있다.

5. 결론

가스연료를 사용하는 HCCI 엔진의 연소특성 및 엔

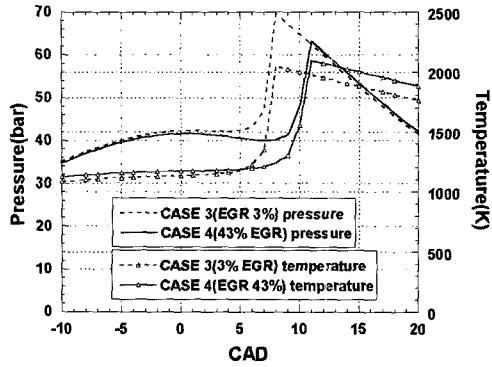


Fig. 10 Comparison of the predicted cylinder pressure and temperature for the Case 3 and Case 4

진성능 해석을 위한 도구로써 WAVE-SENKIN 연결 코드를 개발하였으며, 기존 문헌들에서 발표된 연소압력 실험결과와 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 상세화학반응 메커니즘을 이용한 완전 혼합된 천연가스 연료의 연소과정을 CHEMKIN 팩키지의 SENKIN 코드와 1차원적 엔진성능해석용 WAVE 코드를 연결하여 HCCI 엔진의 연소성능을 해석하는 기법을 개발하였다.
- 2) 본 해석에서 사용된 WAVE-SENKIN 코드는 Woschni의 열전달 모델을 이용하여 열전달 효과를 고려하였으며, 두 코드의 연결점인 IVC 및 EVO 시점에서 EGR 가스의 존재여부에 따라 사용변수들을 사상시키는 방법을 달리하였다. 두 연결기법 모두 실험결과와의 비교를 통해 연결기법의 적합성이 검증되었다.
- 3) 본 기법은 착화시점을 정확하게 예측하는 결과를 보여주었으나, EGR 사용의 경우 착화 후 압력구배 및 최대 실린더 압력을 과도하게 예측하는 경향을 보여주었다. 이것은 단일영역 연소모델을 사용하는 현 기법의 문제로 판단되며 다영역 연소 해석기법이나 난류혼합 영향을 고려할 수 있는 방법을 본 기법에 적용한다면 예측결과를 개선할 수 있을 것으로 판단된다.

References

- 1) S. Onishi, S. Hong Jo, K. Shoda, P. Do Jo, S. Kato, "Active Thermo-Atmosphere Combustion(ATAC) - A New Combustion Process for

- Internal Combustion Engines," SAE 790501, 1979.
- 2) M. Noguchi, Y. Tanaka, Y. Takeuchi, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion," SAE 790840, 1979.
- 3) N. Iida, "Combustion Analysis of Methanol-Fueled Active Thermo-Atmosphere Combustion(ATAC) Engine Using a Spectroscopic Observation," SAE 940684, 1994.
- 4) P. M. Najt, D. E. Foster, "Compression-ignited Homogeneous Charge Combustion," SAE 830-264, 1983.
- 5) M. Christensen, B. Johansson, P. Einewall, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas - A Comparison with Spark Ignition Operation," SAE 972874, 1997.
- 6) M. Christensen, B. Johansson, "Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition," SAE 982454, 1998.
- 7) M. Christensen, A. Hultqvist, B. Johansson, "Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio," SAE 1999-01-3679, 1999.
- 8) M. Christensen, B. Johansson, "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel," SAE 2000-01-1835, 2000.
- 9) B. S. Shin, S. Y. Lee, K. M. Chun, "An One-zone Heat Release Analysis of a 6 Cylinder Compression -Ignition Engine," Transactions of KSAE, Vol.4, No.1, pp.147-154, 1996.
- 10) J. W. Hwang, S. Liu, J. K. Park, G. H. Jang, J. Chae, "A Prediction of DI Diesel Engine Performance using the Multizone Model," Transactions of KSAE, Vol.8, No.1, pp.40-47, 2000.
- 11) S. M. Aceves, D. L. Flowers, C. K. Westbrook, J. R. Smith, W. Pitz, R. Dibble, M. Christensen, B. Johansson, "A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions," SAE 2000-01-0327, 2000.
- 12) S. M. Aceves, D. L. Flowers, J. M. J. Smith, R.

- Dibble, M. Au, J. Girard, "HCCI Combustion: Analysis and Experiments," SAE 2001-01-2077, 2001.
- 13) S. Kong, C. D. Marriott, R. D. Reitz, M. Christensen, "Modeling and Experiments of HCCI Engine Combustion Using Detailed Chemical Kinetics with Multi Dimensional CFD," SAE 2001-01-1026, 2001.
- 14) W. L. Easley, A. Agarwal, G. A. Lavoie, "Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry," SAE 2001-01-1029, 2001.
- 15) S. B. Fiveland, R. Agama, M. Christensen, B. Johansson, J. Hiltner, F. Mauss, D. N. Assanis, "Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of Natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition," SAE 2001-01-3609, 2001.
- 16) R. Ogink, V. Golovitchev, "Gasoline HCCI Modeling: Computer Program Combining Detailed Chemistry and Gas Exchange Processes," SAE 2001-01-3614, 2001.
- 17) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, pp.678-682, 1988.
- 18) P. Einewall, B. Johansson, "Combustion Chambers for Supercharged Natural Gas Engines," SAE 970221, 1997.
- 19) M. Christensen, B. Johansson, P. Amneus, F. Mauss, "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition," SAE 980787, 1998.
- 20) S. B. Fiveland, D. N. Assanis, "Development of a Two-Zone HCCI Combustion Model Accounting for Boundary Layer Effects," SAE 2001-01-1028, 2001.
- 21) http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/