

저발열량 합성가스의 가스엔진 내 연소 특성에 대한 해석

이 찬,* 조상목

수원대학교 기계공학과
445-743 경기도 화성시 봉담읍 와우리 산2-2
(2006년 5월 12일 접수; 2006년 6월 20일 채택)

Analysis on the Combustion Characteristics of Low-Btu Synthetic Gases in Gas Engine

Chan Lee,* Sang Mok Cho

Department of Mechanical Engineering, University of Suwon
San 2-2 Wau-ri, Bongdam-eup, Hwaseong City, Gyeonggi-do 445-743, Korea

(Received for review May 12, 2006; Revision accepted June 20, 2006)

요 약

저발열량 석탄 및 바이오매스 합성가스의 가스 엔진 내 연소 특성에 대한 전산 해석을 수행하였다. 열화학적 해석을 통해 연소 압력, 연소 온도, 배기가스의 조성, NO 배출량 및 엔진 출력을 예측하였고, 예측결과를 소형 파이로트 가스 엔진 시험결과와 비교하였다. 합성 가스의 가스 엔진 연소실 내부의 비정상 연소 현상을 규명하기 위해 전산유체역학적 해석을 수행하였고, 석탄 및 바이오매스 합성가스의 계산결과들을 서로 비교하여 대체연료로서 합성가스 연소 시 가스엔진에 대한 설계 변경 및 조절을 위한 기준을 제시하였다.

주제어: 저발열량 합성가스, 내연 가스엔진, 화학 평형, 점화원, 화염 전파

Abstract: Computational analyses are conducted on the combustion characteristics of the coal- and the biomass-derived synthetic gases with low-Btu heating value in gas engine. Using thermochemical analyses on the synthetic gases, combustion pressure, temperature, exhaust gas composition, NO emission and engine power are predicted and the predicted results are compared with small-scale pilot engine test results. In order to investigate the unsteady combustion phenomena in gas engine combustion chamber, CFD analyses are carried out on the coal and the biomass synthetic gases and their computed results are compared to provide the guidelines for the design modification and the tuning of the gas engine burning the synthetic gases as alternative fuels.

Key words: Low-Btu Synthetic Gas, IC Gas Engine, Chemical Equilibrium, Ignition Source, Flame Propagation

1. 서 론

고체 연료의 가스화를 통한 열 및 전기 에너지 생산은 플랜트

출력, 효율 면에서 재래식 연소 보일러에 비해 월등히 우수할 뿐만 아니라, SOx 및 NOx 배출량도 상대적으로 적기 때문에, 가스화 기술이 중, 소형 규모의 에너지 시스템 개발에도 점차적

* To whom correspondence should be addressed.
E-mail: clee@suwon.ac.kr

Table 1. Small-capacity biomass gasification cogeneration systems

Company	Technology	System Size(kWe)
Bechtel	Gasifier/ IC engines / Gas turbine	500 ~ 1500
Community Power	Gasification/ IC engine	10 ~ 25
Niagara Mohawk	Gasification/ IC engine / Gas turbine	500 ~ 5000
IAE	Gasification/ IC engine	20 ~ 110

으로 적용될 것으로 전망되며[1,2], 선진 유럽 및 미국의 여러 기관들이 석탄이나 바이오매스, 폐기물로부터 지역의 전기 및 냉난방 에너지를 공급하는 중, 소형 규모의 에너지 시스템을 선보이고 있다.

가스화로부터 얻어지는 합성가스는 일반적으로 가스엔진, micro gas turbine 및 소형 가스 터빈 등의 원동기 연료로 사용될 수 있다. 그러나 가스화를 통한 합성가스는 일반적으로 LPG, LNG 같은 고발열량 가스연료에 비해 발열량이 1/10 이하이고, 반응성 및 화염속도도 고발열량 가스에 비해 매우 큰 차이를 보인다[3]. 이러한 이유로 기존의 LNG를 사용하는 가스터빈의 경우 합성가스 연소 시 예상하지 못했던 문제점들이 발생한다 [4,5]. 이러한 문제점들로 인해 합성가스를 사용하는 소형 가스 터빈의 실용화는 아직은 기술적으로 어려움이 많으며, 수십 kW 규모의 소형 에너지 시스템의 경우 오히려 LPG 가스엔진을 개조하여 사용하는 것이 실용적인 방안이라 할 수 있고, 그로 인해 가스 엔진과 관련된 연구가 많이 수행되고 있다(Table 1 참조).

그러므로 본 연구는 LPG연료를 기준으로 설계된 가스엔진 연소실에 저 발열량 석탄 및 바이오매스 합성가스를 사용하는 경우 연소실의 압력, 온도, 배기가스 조성 등을 열화학(thermochemistry) 방법에 의해 해석하였고 엔진의 출력도 계산하였다. 또한 전산유체역학 방법을 이용하여 점화 이후의 연소실 내 연소현상을 시간에 따라 해석하였다. 그리고 이러한 열화학 및 전산해석 결과들을 통해 석탄 및 바이오매스 합성가스 사용 시 가스엔진 연소실의 설계변경 및 운전조건 조절을 위한 설계기준과 방향을 제

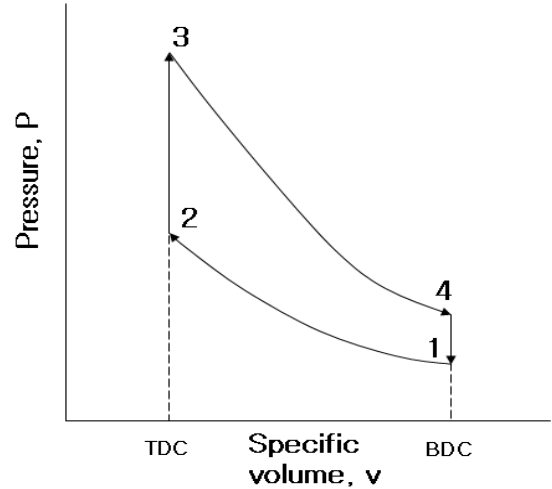


Figure 2. P-v diagram of gas engine.

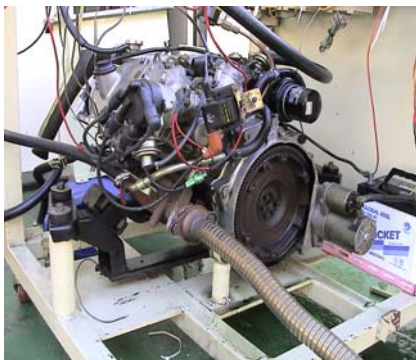
시하였다.

2. 가스 엔진의 합성가스 연소 해석

본 연구는 석탄 및 바이오매스의 가스화를 통해 얻어진 합성가스의 소형 가스엔진에서의 연소에 대한 열화학적 해석을 수행하였다. 본 연구에 대상으로 삼은 가스엔진은 LPG연료를 기본으로 설계된 CD800L 왕복식 엔진으로(Figure 1 참조), 합성가스 사용 시 동일한 제원과 운전조건에 대해 연료 공급계통만 수정하여 사용하는 것으로 가정하였다[6].

Figure 2 는 가스엔진의 사이클과 본 연구에서 열화학적 방법을 이용하여 해석을 수행하는 정적 연소과정(2-3 과정)을 보여주고 있다. 그림에서 보여지는바와 같이, 가스엔진의 압축(1-2 과정), 팽창과정(3-4 과정)은 폴리트로픽 과정으로 가정하였다. 이때 본 엔진의 압축비(v_1/v_2)는 9.5 이다.

본 연구에서 가스엔진의 연료는, Figures 3, 4에서 보여지는 바와 같이, 석탄 및 바이오매스 가스화를 통한 합성가스를 고려하였다. 바이오매스 가스 연료의 조성은 일산화탄소 13%, 수소



모델	CD800L
밸브형식	OHC, 벨트구동
실린더수	직렬 3기통
배기량	796 cc
내경×행정	70mm×69mm
공회전수	950 rpm
압축비	9.5
연소실형태	다구식

Figure 1. Picture and specifications of pilot-scale research gas engine.

17%, 메탄 2%, 이산화탄소 14%, 질소 48%의 조성을 보여주고 있으며, 이때 이론공기비는 약 0.91이며 발열량은 935kcal/Nm³이다[7]. 또한 비교대상으로 삼은 석탄 가스 연료의 조성은 이산화탄소 30%, 수소 20%, 이산화탄소 5%, 질소 45%의 조성을 보여주고 있으며, 이때 이론공기비는 약 1.18이며 발열량은 1,424kcal/Nm³이며, 이러한 석탄가스는 고등기술연구원이 보유하고 있는 건식 분류층(dry feeding entrained-bed type) 가스화기로부터 얻어진 결과이다[6]. 바이오매스 가스가 석탄 가스에 비해 질소, 이산화탄소 성분이 많고 또한 수분도 함유하고 있으므로 발열량이 더욱 낮게 나타나며, 2가지 합성가스의 발열량을 LPG 발열량(27,432 kcal/Nm³ @ 프로판 30%, 부탄 70%)에 비교하여 보면, 석탄 가스, 바이오매스 가스는 LPG에 비해 약 5.0%, 3.4% 가량의 매우 낮은 값을 보인다. 일반적으로 합성가스를 가스엔진에 적용하는데 최소한 발열량이 1,000 kcal/Nm³ 이상이어야 한다고 알려져 있으므로[8], 석탄가스의 경우 가스엔진의 다소간의 개조를 통해 사용이 가능하나 바이

오매스 가스의 경우는 엔진 적용시 엔진 개조 및 재설계에 많은 주의가 필요할 것으로 판단된다.

상기 가스엔진을 대상으로 석탄 및 바이오매스 합성가스 연소에 대한 열화학 계산을 STANJAN 프로그램[9]을 이용하여 수행하였으며, 계산을 위해 엔진 내부 연소과정을 정적 화학평형(chemical equilibrium under constant volume)으로 가정하였다. Figure 5는 합성가스 연소 시의 상사점에서의 연소실 내부온도와 팽창 후 배기가스의 온도를 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이, 계산결과와 석탄가스 실험결과가 비교적 잘 일치함을 볼 수 있으며, 석탄가스의 계산결과로부터 본 열화학 계산 방법이 비교적 타당한 예측 정확도를 가짐을 알 수 있다. 바이오매스 가스나 석탄 가스 모두 당량비 기준으로 excess air ratio가 1인 이론 공기비(stoichiometry)에서 가장 가스 온도가 높음을 알 수 있으며, 최대 연소온도는 석탄 가스가 바이오매스 가스에 비해 약 250 °C 가량 높게 나타났다. 또한 피스톤 팽창 후 배출되는 배기가스는 300~600 °C 범위 내에서 배출

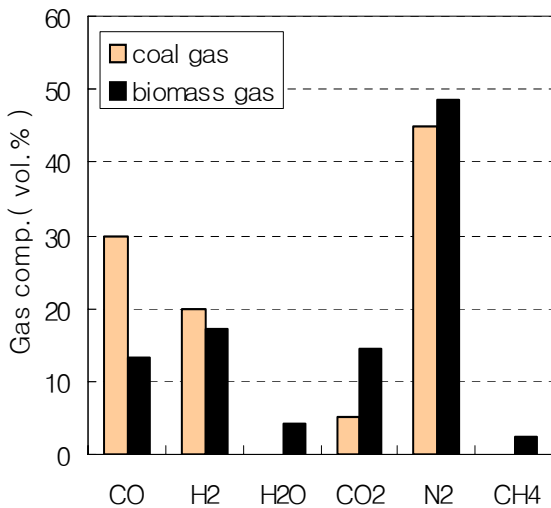


Figure 3. Gas compositions of synthetic gases.

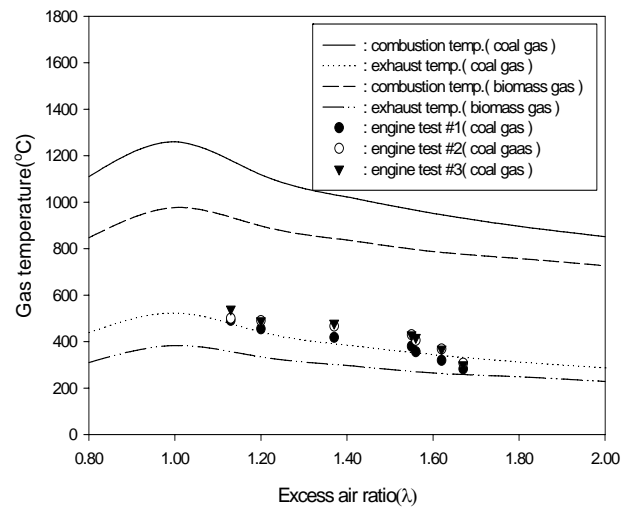


Figure 5. Gas temperatures of synthetic gases.

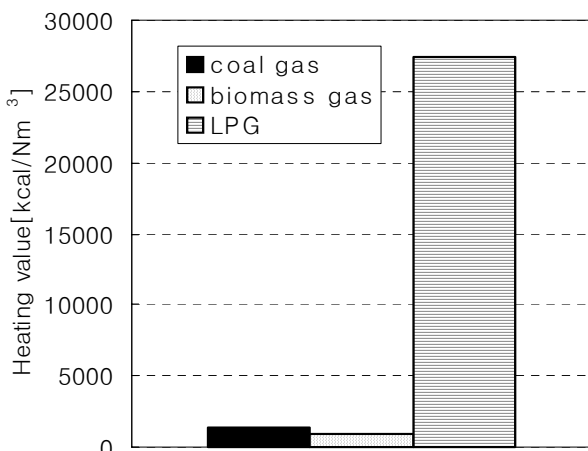


Figure 4. Heating values of synthetic gases.

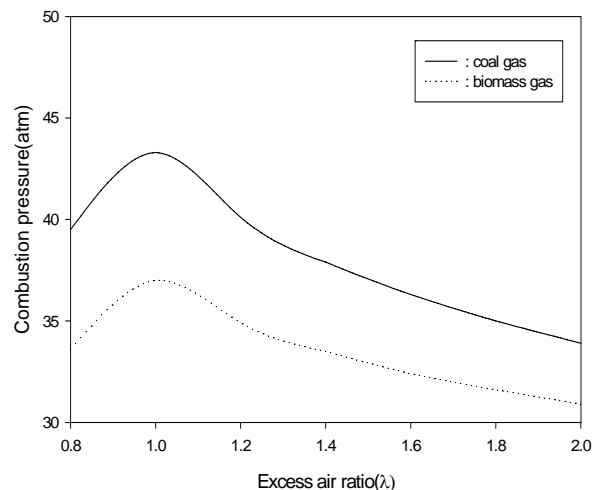


Figure 6. Gas pressures of synthetic gases.

됨을 알 수 있으며, 바이오매스 가스의 경우가 석탄 가스에 비해 전반적으로 낮은 온도로 배출되고 있다. 이러한 배기가스 온도는 소형 가스엔진의 경우도 배기가스를 이용한 온수발생 또는 연소공기 예열과 같은 열 회수 활용이 가능함을 보여주며, 가스엔진 열병합을 위해서는 이에 대한 추가적인 연구가 필요하리라 보여진다.

Figure 6은 연소시의 가스압력을 보여주고 있다. 앞서의 온도 계산결과와 유사하게 excess air ratio 가 1 인 지점에서 가장 가스 압력이 높음을 알 수 있으며, 초기 유입되어 압축된 혼합기의 압력이 23.4 atm 임을 감안하면, 합성가스 연소 시 연소실 압력이 매우 높이 상승됨을 알 수 있다. 이러한 압력상승은 정적 연소시 가스온도의 상승에 의한 것으로 판단되며, 가스온도가 낮은 바이오매스 가스가 석탄 가스에 비해 압력도 낮게 유지됨을 알 수 있다.

Figures 7, 8은 바이오매스 및 석탄 합성가스들에 대해 예측

된 배기가스 조성 결과를 실험결과[6]와 비교하고 있다. Figure 7의 석탄 가스의 결과에서 볼 수 있듯이, 과잉공기량이 많아질수록 CO₂가 줄어들고 O₂가 늘어나는 경향을 보인다. 또한 NO_x 예측결과도 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다. 그러나 CO₂, O₂의 계산결과와 실험결과간의 차이가 과잉 공기량이 많아질수록 더욱 커지고, 이론적으로 과잉공기비 1 이상(희박연소 조건)에서 없어야 하는 CO가 실제 배기가스 중에서는 관찰되고 있다. 이러한 결과는 화학평형 계산은 충분한 연소시간을 가정하나, 실제 가스엔진의 경우에는 화학평형에 도달하기 전에 이미 배기가스가 배출됨을 암시한다[10].

Figure 8의 결과에서 볼 수 있듯이, 바이오매스 가스 연소는 공기가 부족한 경우에는 CO, H₂가 배기가스 중에 잔류하나, 공기가 이론공기비 조건 이상인 경우에는 CO, H₂도 완전히 연소된다. 석탄가스에 비해 배기가스의 대부분이 질소 와 이산화탄소, 수증기로 이루어져 있고, 메탄의 경우 공기조건에 상관없이

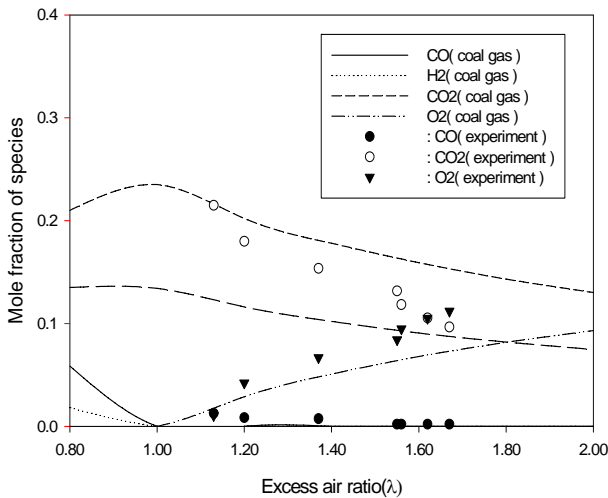


Figure 7. Exhaust gas composition(coal).

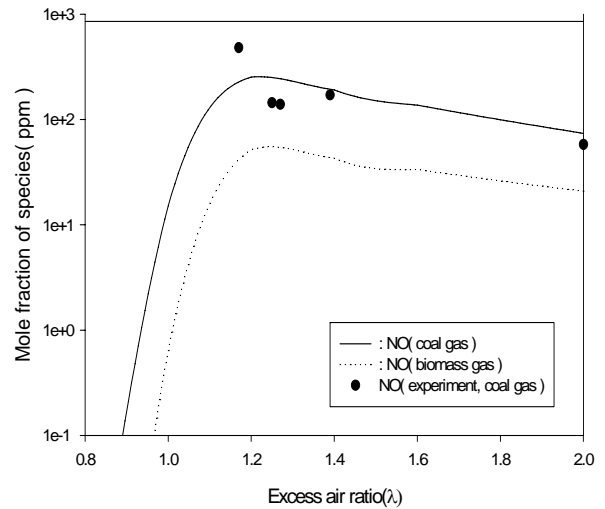


Figure 9. NO emissions of synthetic gases.

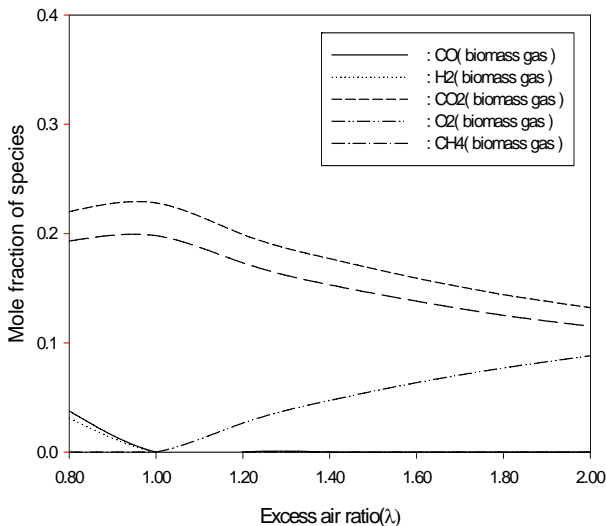


Figure 8. Exhaust gas composition(biomass).

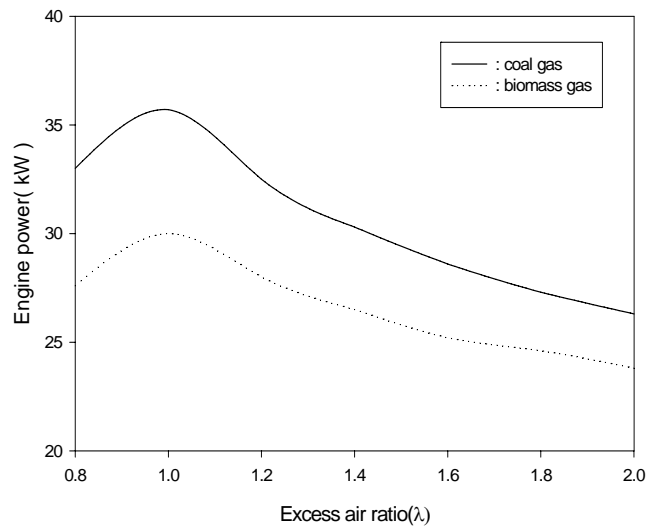


Figure 10. Power outputs of engine.

거의 배기가스 중에 존재하지 않음을 알 수 있다. 그러나 이러한 결과는 연소시간이 충분히 유지되는 화학평형 계산결과이므로, 실제 매우 짧은 시간 내에 연소과정이 끝나는 가스엔진의 경우에는, 석탄가스의 결과로부터 미루어 짐작할 수 있듯이, 바이오매스 가스가 석탄가스에 비해 발열량이 더욱 낮은 관계로 점화에 더욱 많은 시간이 소요되고 이로 인해 실제의 경우에는 일부의 CO 성분이 타지 않은 상태에서 배기밸브를 통해 배출될 것으로 예상된다. 그리고 이러한 현상은 본 논문의 후반부 전산유체역학 계산결과로부터 확인되었다.

Figure 9는 배기가스 중의 NO 배출량을 보여주고 있으며, 석탄 가스의 예측결과와 실험결과가 비교적 잘 일치함을 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이, 공기조건이 이론공기비의 90% 가량부터 NO의 생성이 급격히 증가되어 공기과잉 조건에서는 NO 발생량이 높게 유지됨을 알 수 있다. 이러한 이유는 공기과잉조건에서는 연소온도는 떨어지지만 반면에 가스 중 질소의 농도는 상대적으로 높게 유지되기 때문 인 것으로 설명될 수 있다. 또한, 전반적으로 석탄 가스 연소의 경우가 바이오매스 가스에 비해 NO 생성이 많음을 알 수 있으며, 이는 앞서 살펴본 바와 같이 석탄 가스의 연소온도가 바이오매스 가스 연소온도에 비해 다소 높기 때문이다.

Figure 10 은 2가지 합성가스의 연소를 통한 가스엔진 출력에 대한 계산결과이다. Figure 1의 P-v 선도 상의 팽창과정(3-4)을 폴리트로픽 과정으로 가정하고, 이때 엔진의 출력(P)은 다음과 같이 구해지는 팽창 일(w)과 엔진 내부로 유입되는 시간당 질량 유량(\dot{m})의 곱으로 계산하였다.

$$w = \frac{R(T_2 - T_3)}{n - 1} \quad (1)$$

$$\dot{m} = \rho_1[\text{kg/m}^3] \times \text{배기량}[\text{m}^3] \times \text{회전속도}[\text{rev/min}]/(2 \text{ rev/cycle}) \times 60 \text{ min/s} \quad (2)$$

이때 n 은 폴리트로픽 지수로서 앞서의 열화학계산결과에 의하면 1.29~1.30 범위이며, ρ_1 은 흡입 과정상의 혼합기의 밀도이다. 또한 엔진의 회전속도는 1800 rpm으로 가정하였다.

Figure 10에서 보여 지듯이, 엔진은 이론공기비에서 가장 높은 출력을 보여주고 있으며, 석탄 가스의 경우가 바이오매스 가스에 비해 3~5 kW 정도 더 높은 출력을 보여주고 있다. 그러나 이러한 합성가스 엔진의 출력은 LPG 엔진의 출력 45 kW(이론공기비 조건)에 비하면 낮은 수준으로 판단되며[6], 앞서 언급한 바와 같은 연소실 내부의 합성가스 불완전 연소현상을 감안한다면 더욱 더 출력 저하가 일어날 수도 있다.

실제 가스엔진 내의 석탄 및 바이오매스 합성가스의 좀더 세밀한 연소현상에 대한 매개변수 연구를 위해, 본 대상엔진 내부의 비정상(unsteady) 연소현상에 대한 FLUENT를 이용한 전산유체역학해석을 수행하였다. 전산해석을 위한 격자계 모델은 Figure 11과 같고, 이때 해석의 편이상 엔진과 실린더가 이루는 연소실 체적은 실제 엔진의 상사점 체적과 같고 기하학적으로는 연소실을 축대칭 형상으로 가정하였다. 물리적 모델 및 수치계산기법은 Table 2에 요약되어 있고, 연소실 상부의 점화원

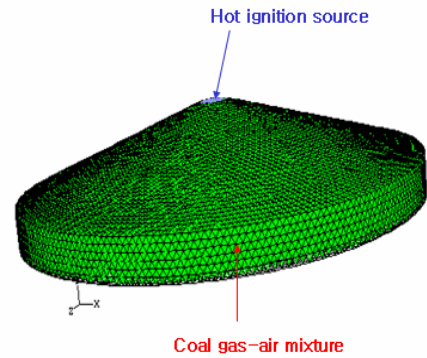


Figure 11. Grid system of combustion chamber in gas engine.

Table 2. Numerical modeling techniques

Physical phenomena	Model
Turbulence	Standard k-ε model
Chemical kinetics	CO/H ₂ -O ₂ mixture
Turbulence-chemistry interaction	Eddy-dissipation model
Electric spark ignition	High temperature for specified time interval
Engine walls	Adiabatic conditions

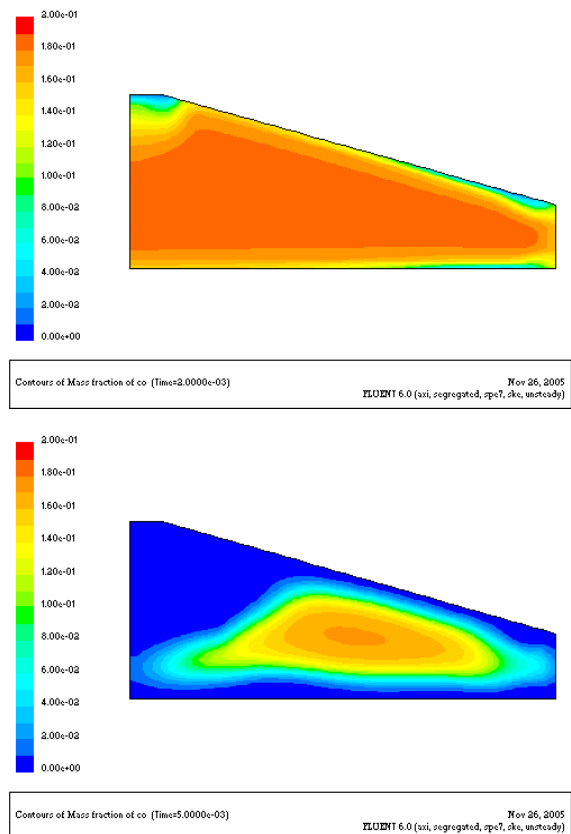


Figure 12. CO mass fraction of coal gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5 ms).

(ignition source)에 대한 수치적 모델은 12,000°C의 고온으로 2ms 유지되는 것으로 가정하였다[11].

Figures 12, 13, 14 및 15는 가스 엔진 연소실의 대칭면에 대해 석탄 가스의 연소 현상이 시간에 따라 어떻게 진행되는지를 점화 후 2, 5ms에 대해 보여주고 있다. Figures 12, 13에서 보는 바와 같이, 석탄가스의 CO 및 H₂ 성분이 점화원으로부터 전파되는 화염에 의해 연소되는 과정이 관찰되어지며, 점화 후 5ms이 경과 한 후에는 연소실 내부에만 CO, H₂가 존재함을 알 수 있다. 그리고 Figures 14, 15는 화염의 전파에 따라 화염면 (flame front) 후방의 가스의 온도가 높이 올라가며, 연소가스의 팽창에 의한 유동도 유발되는 현상을 보여주고 있다. Figures 16, 17, 18 및 19는 가스 엔진 연소실의 대칭면에 대한 바이오매스 합성가스의 연소 현상을 보여주고 있다. 석탄 가스의 경우와는 달리, 바이오매스 합성가스는 2, 5ms의 동일한 시간 경과에 대해 CO 및 H₂ 성분의 연소가 매우 느리게 이루어짐을 알 수 있다. 또한 연소실 내부의 온도나 화염면 후방의 유동 속도도 석탄 가스에 비해 낮게 유지됨을 알 수 있다.

Figures 20, 21은 본 연구에 사용된 엔진의 연소실 형상에 대하여, 전산유체역학방법을 적용하여 계산한 연소실 내부의 CO, H₂ 질량분율을 평균값의 시간에 따른 변화를 보여주고 있다. 석탄가스의 경우, Figure 20에서 보여지는 바와 같이, 본 연구에서 가정한 4 ms 동안의 연소행정(1800 rpm 운전조건 하에서 크랭크 각도로 상사점 전후 -40°에서 +60°로 가정[12])과 2ms의

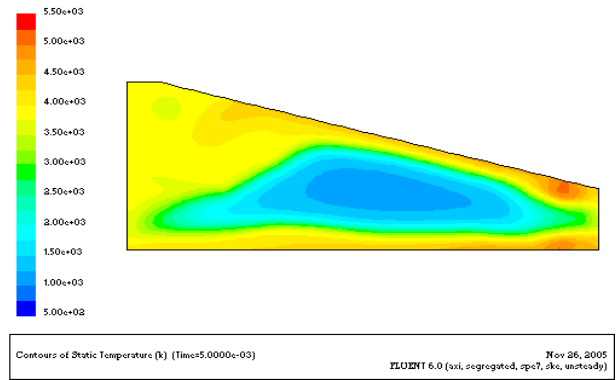
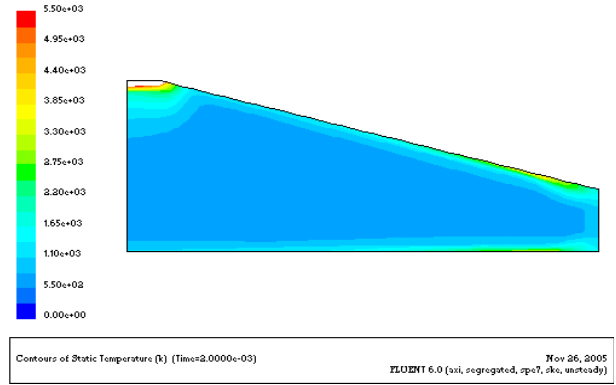


Figure 14. Temperature of coal gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5 ms).

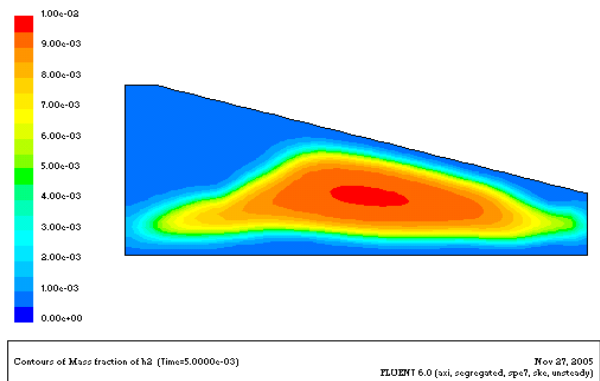
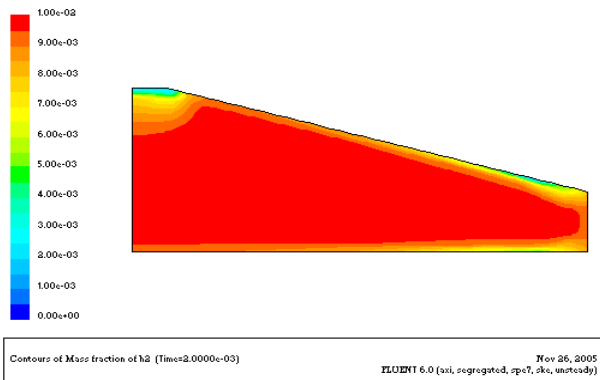


Figure 13. H₂ mass fraction of coal gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5 ms).

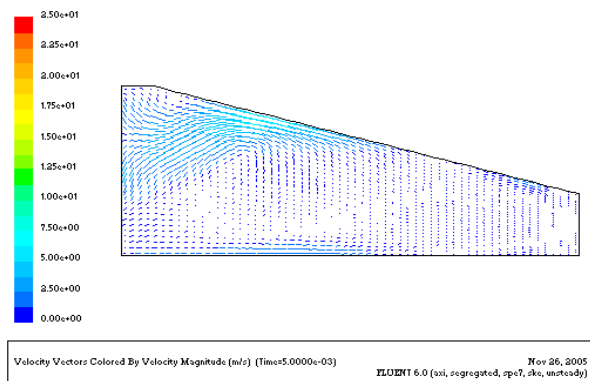
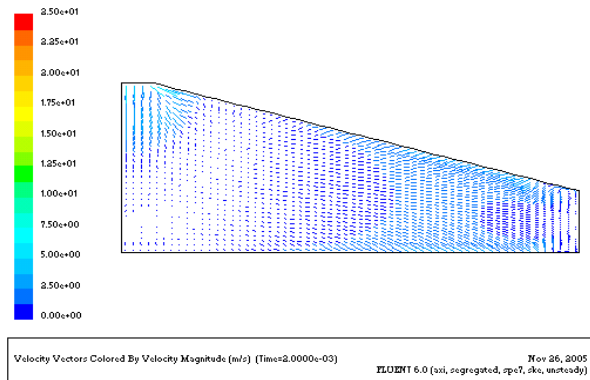


Figure 15. Velocity vector of coal gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5ms).

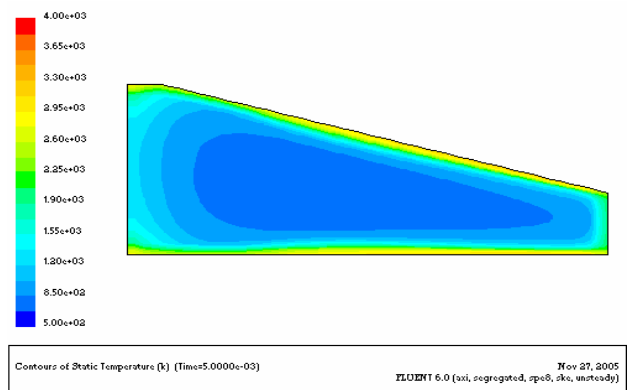
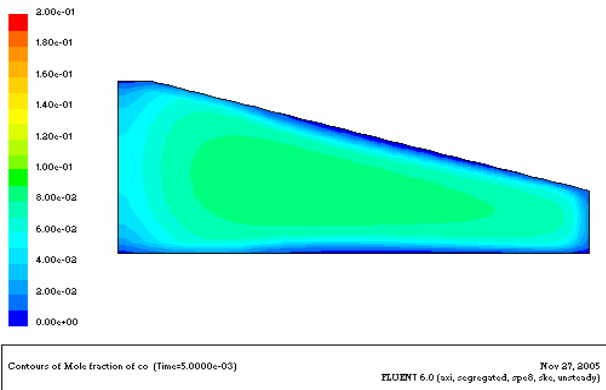
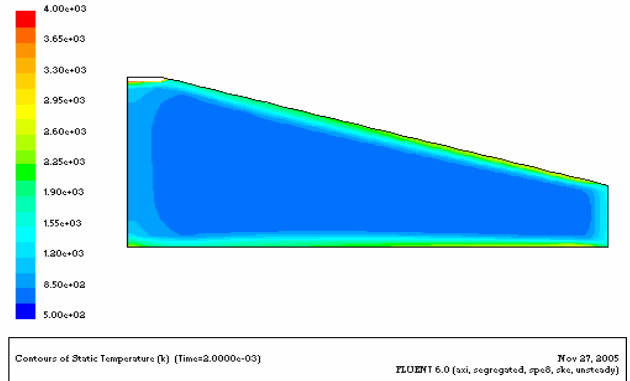
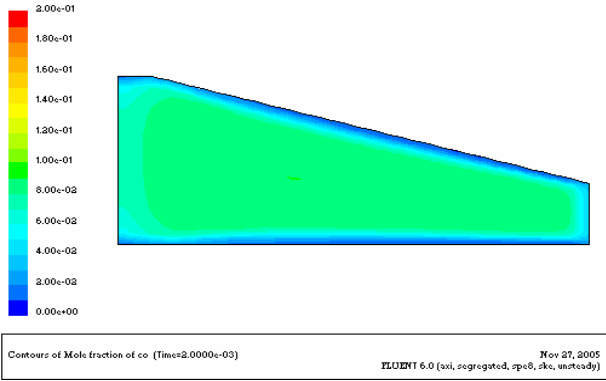


Figure 16. CO mass fraction of biomass gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5 ms).

Figure 18. Temperature of biomass gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5 ms).

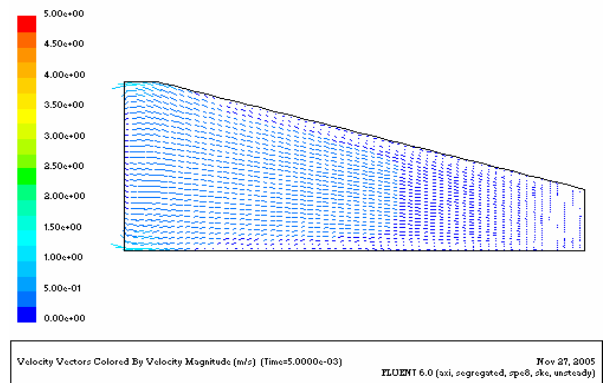
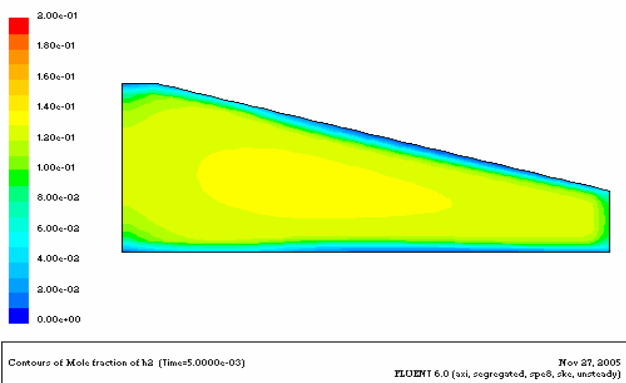
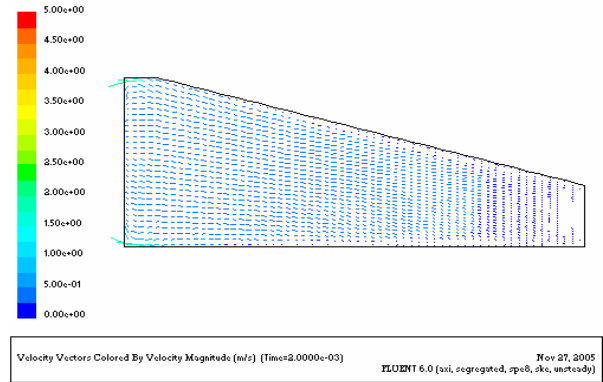
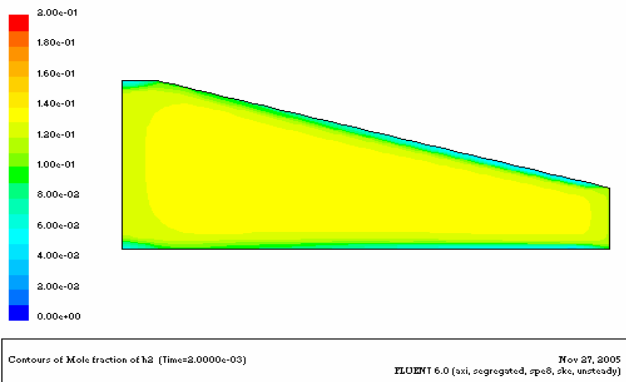


Figure 17. H₂ mass fraction of biomass gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5 ms).

Figure 19. Velocity vector of biomass gas/air mixture (above: 2 ms, below: 5 ms).

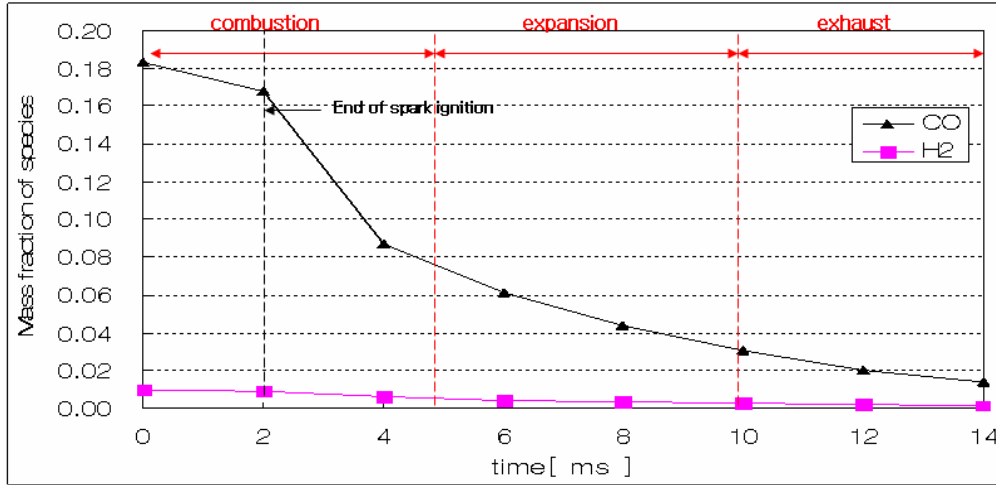


Figure 20. Time variations of CO and H₂ mass fractions of coal gas in combustion chamber.

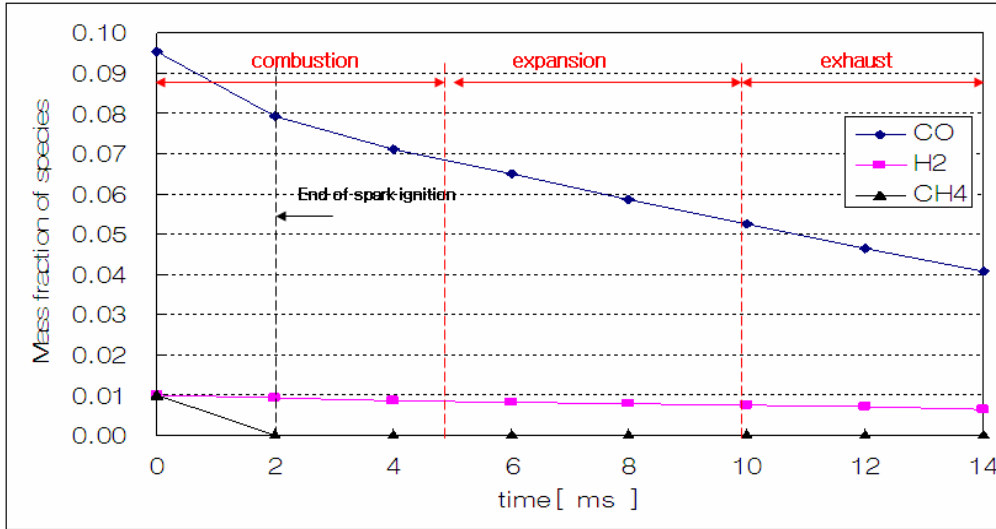


Figure 21. Time variations of CO and H₂ mass fractions of biomass gas in combustion chamber.

점화시간에 대해 CO와 H₂의 연소가 비교적 빨리 진행됨을 알 수 있으며, 이로 인해 엔진 배기밸브가 열리는 순간에 CO의 질량 분율이 3% 정도로 낮게 유지되며 H₂의 질량분율도 거의 0%에 근접함을 알 수 있다. 그러나 바이오매스 가스의 경우는, Figure 21에서 보는 바와 같이, 연소행정 동안 CO와 H₂의 연소가 매우 느리게 진행됨을 알 수 있으며, 이로 인해 엔진 배기밸브가 열리는 순간에 CO의 질량분율이 5%로 높게 유지됨을 알 수 있다. 반면에 바이오매스 가스 중의 CH₄는 매우 빠른 시간 내에 연소가 완료됨을 알 수 있으며, 이러한 결과는 앞서의 열화학 계산결과와 일치하고 있다. 이러한 전산유체역학 예측결과들은 앞서 열화학 계산 시 고려하지 못한 비정상적인 불완전 연소현상의 효과를 보여주고 있으며, 더 나아가 앞서 대상으로 삼은 1800 rpm보다 엔진이 훨씬 빨리 고속 회전하는 경우에는 바이오매스 합성가스의 CO, H₂의 불완전 연소현상이 더욱 더

심화될 것으로 판단된다.

3. 결 론

석탄 및 바이오매스 합성가스의 가스엔진 내 연소특성 해석을 위한 열화학적 방법을 제시하였고, 이를 실제 소형 가스엔진에 적용하여 예측된 결과를 시험 결과와 비교하였다. 계산결과로부터 바이오매스 합성가스가 석탄 합성가스에 비해 연소 압력, 온도가 상대적으로 낮았고, 그로 인해 좀 더 적은 엔진 출력을 발생하였다. 배기가스 예측과 실험결과의 비교로부터, 가스엔진으로부터 CO와 같은 합성가스의 미연성분이 대기 중에 배출되고 더 나아가 가스엔진의 출력도 저하되었다. 또한 합성가스 엔진은 NO 배출량이 바이오매스 가스, 석탄 가스에 대해 각각 수십, 수백 ppm 수준으로 예측되었다.

전산유체역학 해석결과로부터 석탄 및 바이오매스 합성가스는 주어진 연소과정 시간 동안 완전히 연소가 이루어지지 않을 수 있으며, 이로 인해 배기가스 중에 CO, H₂가 포함되어 배출되어 나감을 알 수 있다. 특히 발열량이 더욱 낮은 바이오매스 합성가스의 불완전 연소 현상이 석탄 합성가스에 비해 훨씬 두드러지게 나타나고 있으며, 이러한 이유로 바이오매스 합성가스를 기존 LPG 가스 엔진에 적용하기 위해서는 엔진 연소실의 설계 변경 또는 점화시간과 같은 운전조건의 tuning이 더욱 주의 깊게 이루어져야 할 것으로 판단된다.

감 사

본 연구는 고등기술연구원이 지원하는 “IGCC가스연료 연소 특성 전산해석 및 BSU급 가스화기 연료와 슬래그의 특성 평가”와 에너지기술연구원이 지원하는 “바이오매스 가스화 발전 계통의 공정설계를 위한 전산해석” 과제의 일환으로 이루어 졌으며, 이에 관계자들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Manitas, K., Progress in Biomass Gasification: An Overview, European Commission, 2002.
2. Paisley, M. A. and Anson, D., “Biomass Gasification for Gas Turbine based Power Generation,” *ASME J. Gas Turb. Power*, **120**, 284-288 (1999).
3. Cook, C. S., Corman, J.C. and Todd, D.M., "System Evaluation and LBTU Fuel Consumption Studies for IGCC Power Generation," *ASME J. Gas Turb. Power*, **117**, 673-680 (1995).
4. Hung, W. S. Y., Gas Turbine Fuels, Turbomachinery Technology Semianr, Solar Turbines, (1989).
5. 이찬, 서제영, “중발열량 가스 대체시 가스터빈 연소기의 연소 및 NOx 배출 특성,” *한국에너지공학회지*, **12**(4), 320-327 (2003).
6. 윤용승, 김형택, 이태진, 안달홍, 이찬, 오명숙, “가스화 복합 시스템 연계 실증 및 모사기술 개발,” 산업자원부, (2002).
7. McLellan, R., Design of a 2.5 MWe Biomass Gasification Power Generation Module, Wellman Process Engineering, (2000).
8. Quakk, P., Knoef, H., and Stassen, H., "Energy from Biomass: A Review of Combustion and Gasification Technology," World Bank Technical Paper No. **422**, (1999).
9. <http://navier.engr.colostate.edu>
10. 이찬, 조상목, 유영돈, 윤용승, “석탄가스화 합성가스를 이용한 가스엔진의 연소특성,” 2005 한국에너지공학회 추계학술대회 논문집, 143-148 (2005).
11. 김현우, 조경국, 정석호, “전기점화 방식에 있어서 초기 점화 핵 성장의 정압특성,” *자동차공학회지*, **12**(4), 25-32 (1990).
12. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, pp.15-19.