

2영역 연소모델을 이용한 액화천연가스 기관의 성능에 관한 연구

한 영 출*, 오 용 석**, 조 재 명***

A Study on Performance of LNG Engine by Using 2-Zone Combustion Model

Young-Chool Han*, Yong-Suk Oh**, Jae-Myung Jho***

Abstract

To reduce the particulate matter and nitrogen oxides from diesel engine, many studies are proceeding and being accomplished practically. In this situation, LNG engine has important meaning as a clean fuel and alternative energy. In this reason, we try to understand the property of LNG fuel and predict the performance with using LNG engine simulation program and practical test. It could help to lead and apply practically

LNG engine was studied in performance and other parameter related with engine performance and compared with current diesel engine. The simulation program was proved to be good in describing the experimental result. This means current heavy duty vehicle could be modified to LNG engine.

Keywords : LNG(액화천연가스), 2-zone(2영역), Alternative energy(대체에너지), Heavy duty vehicle(대형차량)

* 국민대학교 기계-자동차공학부

** 국민대학교 대학원

*** 제천기능대학 자동차과

1. 서론

세계적으로 석유계 연료 사용으로 인한 환경오염이 날로 심각해지고 있으며, 선진국에서는 석유계 연료를 주로 쓰는 자동차의 배기가스에 대한 규제를 강화되고 있다. 이에 대한 대처방안으로 천연가스가 자동차용 대체연료로서 유망시 되고 있다.

LNG는 고옥탄가로 오토사이클기관의 연소 경향을 보이며, -162°C 의 액체상태인 LNG는 LNG의 일부를 증발기에서 기화시키고, 대기하에서는 가스상이므로 시동시 가연혼합기의 형성이 용이하고, 기관의 시동성 확보 및 희박연소가 가능하다. 재료특성은 가솔린이나 경유와 유사한 장점을 가지고 있으므로 종래의 피스톤 왕복기관에서 사용하고 있는 재료의 활용이 가능하다. 배출가스 측면에서는 유황성분 등의 불순물이 함유되어 있지 않아 이산화황(SO_2)을 배출하지 않고 탄소량의 비율이 낮아서 발열량당 CO_2 배출량이 가솔린에 비해 비교적 적다. 반면 단점으로는 가솔린이나 경유와 비하여 단위 무게당의 발열량 차이는 거의 없으나, 단위 발열량당 연료 체적은 디젤에 비해 LNG는 약 1.65 정도이므로 운반성 면에서 실용성이 떨어진다. 또한 연소속도가 다른 연료보다 느리며, 희박연소에서 연소온도가 저하할 경우에는 HC가 Crevice사이로 영입이 쉬워 팽창행정에서 산화하기가 어렵게 되므로 디젤에 비해 미연 HC가 증가하기 쉽다. 또한 LNG기관의 상용화를 위해서는 LNG단열용기 등의 개발이 필요하고, 연료 충전소의 설치와 천연가스 배관망의 전국적 보급 및 법적 안전성에 관한 제규정 등 선행되어야 할 문제점이 많다. 그리고 LNG의 연소방식은 가솔린과 같은 오토사이클 형태를 이루고 있으므로, LNG를 연료로 사용시 베이스기관을 가솔린차량으로 하는 것은 특별한 기관개발 없이도 가능하나, 베이스기관을 디젤로 하는데 있어서는 인젝터 대신에 스파크 플러그를 삽입해야 하는 등 약간의 기관 개량이 필요하다. 그리고 LNG를 디젤기관연료로 사용하기 위해서는 LNG기관의 성능 및 배출물 특성에 대한 해석이 선행되어야 하므로, 본 연구에서는 LNG기관의 개발에 앞서 기관 성능을 예측하고 이를 기존 디젤기관의 실험결과와 비교·검토해 봄으로써 많은 시간과 경비를 절약하고 차후 대체에너지로서 촉망받고 있는 LNG기관 개발에 기본 자료를 제공하여 대기 오염 저감과 대체 에너지 개발에 기여하고자 한다.

2. 수학적 모델링

오토사이클을 기본으로 한 4단계 과정으로 분리하여 해석하였다. 신기는 흡기계를 거쳐 실린더내로 흡입되고, 배기는 다시 배기계를 거쳐 대기로 방출하는 일련의 흡·배기과정, 흡기밸브가 닫히는 순간부터 연소 전까지의 압축과정, 연소 개시 후부터 시작하여 연소가 끝나는 순간까지의 연소과정, 즉, 점화 및 화염 전파과정이 끝난 직후부터 배기 밸브가 열리기 직전까지의 피스톤이 하강하는 팽창과정으로 구성되어 있고, 특히 연소과정은 단일영역과 2영역(기연, 미연)으로 나누어 단일 영역 모델 결과 및 2영역 결과를 비교·분석하였다. 본 프로그램은 흡·배기 열발생을 및 실린더 내에서 열전달 모델링등의 계산에 의하여 해석한다

2.1 알고리즘 및 입·출력 데이터

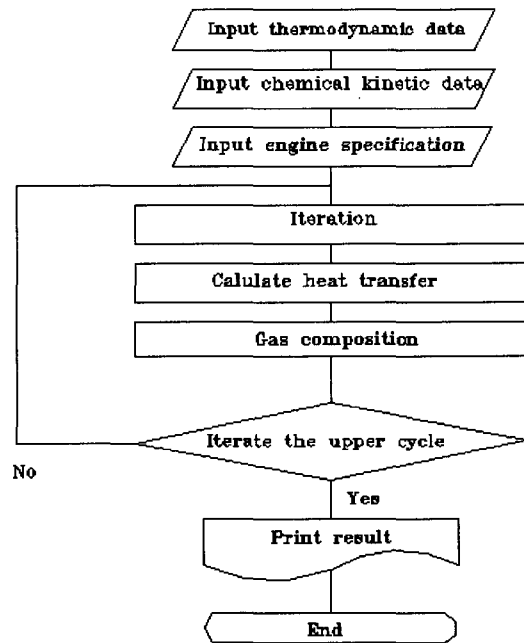


Fig. 1 Flow chart of LNG engine performance program

Fig. 1은 본 LNG기관의 성능예측 프로그램 순서도를 나타낸 것이다. 본 프로그램은 흡·배기과정과 압축·폭

발·팽창과정으로 나누며, 흡·배기과정에서는 밸브주위의 유동 및 질량 유동을 m 을 구하고, 실린더 벽으로의 열전달식을 사용하여 유동하는 가스의 조성, 잔류가스량, 온도와 온도의 변화에 따른 비열비의 영향을 계산하면서 진행하고, 압축·폭발·팽창과정에서는 연료의 순간 공급열량을 구하면서 가스 물성치, 물분율, 내부에너지 및 실린더 벽으로의 열전달을 계산하여 각 해석식으로 평균유효압력(mean effective pressure : MEP), 출력(power), 토크(torque) 및 제동연료소비율(brake specific fuel consumption : BSFC)등을 계산하였다.

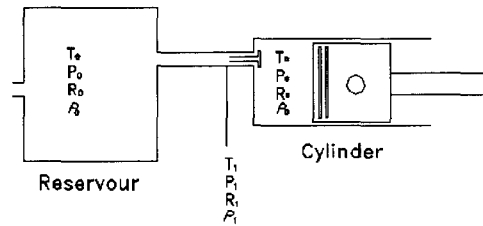


Fig. 2 Model of mass flow region

만약 유동속도 v_1 이 기관의 고속운전으로 인해 밸브주위에서의 유속이 음속에 가깝게 되면 이에 따른 유속과 질량유동을 달리 계산해야 한다.

따라서 질량유동을 m 를 구하기 위해서는 이음속과 음속의 2가지로 구분하여 구하게 되며 질량유동을 m 는 밀도, 밸브의 유량면적, 유속, 무차원의 유량계수에 비례한다.

질량유동을 계산하기 위해 사용한 유량계수 (valve lift/ valve dia.)는 밸브직경에 대한 밸브 리프트로 표시된 무차원 계수로 리카르도(Ricardo) 실험값을 사용하였다.

가스교환과정에 관한 모델을 Fig. 3과 같이 나타냈으며 위의 식을 이용해 유량을 구하고 벽으로의 열전달식을 사용해 유동가스의 조성, 잔류가스량 및 온도와 이에 따른 비열비 영향을 계산하며 시뮬레이션을 실행하였다. 또한 흡기포트에서는 흡기밸브가 열리기 시작하면서 실린더내에서 흡기관으로의 역류(Back flow)가 일어나게 된다. 곧 흡기관의 압력이 실린더내 압력보다 높아 가스가 실린더내로 유입될 때에는 먼저 역류된 연소가스가 실린더내로 유입되고, 그 후 신기가 유입되는 것으로 가정하였다.

Table 1 Input / Output data

Input	Output
<ul style="list-style-type: none"> Basic specification of engine Compression ratio Inlet manifold pressure, temp. Ignition time Ambient temp. Fuel injected/cycle 	<ul style="list-style-type: none"> Air flow/cylinder Volumetric efficiency Scavenge ratio Trapped temp. pressure Maximum pressure in cylinder Air/fuel ratio Exhaust pressure, temp. MEP Power Torque BSFC Heat loss in the cylinder
	<ul style="list-style-type: none"> Burned gas temperature Initial pressure (at V/1000 in cylinder)

2. 2 흡·배기 과정

흡·배기 모델은 밸브 주위를 흐르는 질량유동을 예측하기 위해, 단열 준 정상상태, 1차 유동방정식을 적용하였으며, 베르누이 방정식과 등엔트로피 과정으로 가정하여 질량유동을 구한다. 리저버부와 드로틀 부의 값이 같으므로 유동속도 v_1 는 다음과 같다.

$$v_1 = \sqrt{RT_0} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

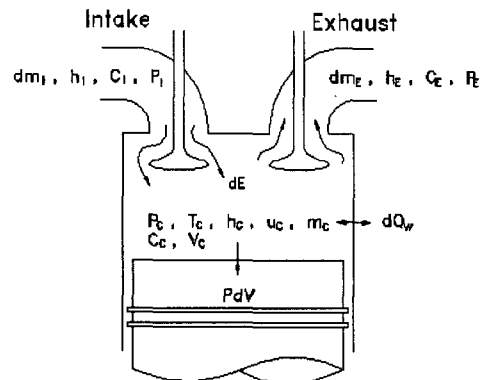


Fig. 3 Gas exchange geometric

실린더내 온도와 압력을 구하기 위해 연속방정식, 상태방정식, 개방계 가스방정식을 이용하여 P를 구하고 상태방정식으로부터 온도를 구한다. 전 단계의 압력은 다음 단계의 압력으로 하여 압력을 구하면 상태방정식으로부터 온도 TC를 구할 수 있다.

배기밸브열림(EVO)에서부터 흡입밸브닫힘(IVC)까지 흡·배기과정을 통해 실린더내에 포집된 가스의 질량유동율을 계산하고 이를 시간으로 적분하여 총 흡·배기유량을 구하였다.

2.3 압축·점화, 화염 전파·팽창 과정

압축·점화 및 화염 전파 과정은 흡입밸브열림(IVC)부터 압축과정을 거쳐 점화 및 화염 전파 과정을 마친 후 다음 사이클의 시작인 배기밸브열림(EVO) 직전까지의 과정을 말한다. 작동 가스는 이상기체라 가정하고, 각 과정마다 변화하는 특성과 연소과정에서의 화학반응으로 인한 조성의 변화를 열역학 특성방정식을 사용하여 구한다. 가스 조성은 압축과정중에는 변화하지 않다가 점화 및 화염 전파 과정을 시작하면서 연소율에 따라 변하게 되며 팽창과정중에는 연소말기상태를 유지하게 된다.

연소실내의 압력과 온도는 시간만의 함수이고, 내부에 너지의 차이, 실린더 벽면으로의 열손실, 크랭크 축이 한 일, Wiebe 함수에 의한 에너지를 포함한 열역학 제 1법칙에 의한 에너지 평형식을 이용하였다. 에너지 평형식은 각 항이 온도의 함수이므로 이 식을 만족하는 온도를 구하면 각 크랭크 각도에서의 실린더내 온도가 된다. Newton-Rapson방법을 이용하여 온도를 구하며, 앞에서 구한 온도로 압력을 얻는 형식을 취하였다.

점화 및 화염 전파 과정을 단일영역 모델이 아닌 2영역 모델을 이용하여 연소실내를 연소부분과 미연소부분으로 나누어 해석하므로 좀 더 근접한 결과를 얻을 수 있다.

연소영역이 V/1000가 될 때의 압력과 온도를 구하여 이를 초기값으로 Colin R. Ferguson의 2영역 시뮬레이션 결과로부터 연소영역의 온도 및 압력 변화를 구하였다.

2.3.1 압축과정

신기와 잔류가스가 혼합된 완전가스 혼합물이라 가정하여 가스가 완전 포집된 상태에서 시작하며, 압축과정 동안 압력 및 온도에 의한 화학반응은 무시한다. 열전달은 Woshini 식을 이용하며 연소 초기에 복사에 의한 열전달은 고려하지 않았으며 피스톤 운동에 따른 실린더내 발생

일은 가역과정이라 가정하여 열역학 제1법칙과 이상기체 상태방정식을 이용하여 크랭크각 변화에 따른 온도 변화를 구하였다.

2.3.2 점화와 화염 전파

점화지연 시간은 매우 복잡하고 정확한 측정이 불가능하지만 점화점 주위에서 정적연소상태이며 실린더 조성은 정상적인 압축과정을 따른다는 가정을 기초로 하였다. 연소체적이 전체 실린더 체적의 1000분의 1 까지 지연기간으로 보았으며 지연기간이 끝나기 직전, 실린더 내부는 Fig. 4와 같이 A, B, C 3개 과정을 기초로 하여 물리적으로 구분되는 2개의 구역으로 나뉜다.

과정 A - 연소직전까지의 압축과정동안 실린더 내부 조성은 열손실과 체적변화를 겪게 된다. 여기서 열손실은 무시하고 최종 온도와 압력을 계산한다.

과정 B - A과정 이후, 정적하에서 고온·고압에 의한 화염핵이 형성되는 과정으로 미연혼합물은 일정 온도와 압력으로 지속된다.

과정 C - B과정동안 발생된 가연과 미연 구역의 압력차를 해소하기 위해서, 단열적으로 압력형형이 발생한다고 가정하였다. 가역과정인 C과정의 전후 전체 내부에너지식을 정리하여 구한 온도, 압력, 질량, 체적을 2영역 계산을 위한 시작조건으로 하였다.

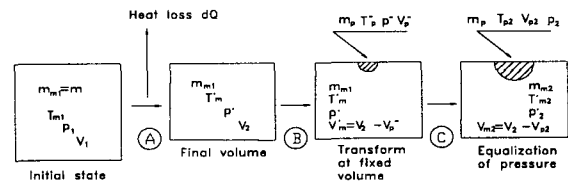


Fig. 4 Flame initiation procedure

연소영역 초기의 온도와 압력을 Colin R. Ferguson의 시뮬레이션 결과를 기초한 함수에 대입하여 연소기간 중의 온도와 압력변화를 크랭크 10° 간격으로 구하였으며 이를 Curve-fitting시켜 함수화한 식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 T = & (-1.0266D - 11) \times \theta^7 + (5.83717D - 9) \times \theta^6 \\
 & - (1.18764D - 6) \times \theta^5 + (8.98178D - 5) \times \theta^4 \\
 & + 0.00112597 \times \theta^3 - 0.426832 \times \theta^2 \\
 & + 1.98353 \times \theta + T_{INITIAL} + 367
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P = & (-5.04331D - 17) \times \theta^9 + (5.77559D - 14) \times \theta^8 \\
 & + (-2.52239D - 11) \times \theta^7 + (5.48573D - 9) \times \theta^6 \\
 & - (-6.19946D - 7) \times \theta^5 + (3.08567D - 5) \times \theta^4 \\
 & + (1.55473D - 4) \times \theta^3 - 0.0667012 \times \theta^2 \\
 & + 0.852451 \times \theta + P_{INITIAL} + 45.15
 \end{aligned}$$

일단 점화가 시작되면, 화염은 구형대로 전파된다고 가정하였으며, 연소체적 증가는 절대화염속도로 정해진다. 화염 전파에 대한 계산과 그에 따라 변화하는 열역학적 변수들은 Runge-Kutta 적분법을 이용하여 단계별로 실행하였다.

2.3.3 팽창과정

팽창계산시 가정으로 최초 신기는 균질하며, 정압, 질소가스를 제외한 연소가스는 열역학적 평형을 만족, 미연가스는 최초 조성을 유지, 미연과 가연영역간의 열전달은 없으며 화염 반응되는 영역에서의 체적은 무시했다.

2.4 연소율 해석

연소율은 연소가 개시되면서 어느 크랭크 각도까지 연소한 비율을 나타내는데 여기서는 Wiebe의 열발생을 모델을 사용하며, 연소 특성이 비슷한 가솔린 연소모델에 적용했던 a=6.9 및 m=2로 하였다. 연소율 b(θ)은 다음 식으로 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 b(\theta) &= 1 - \exp(-ay^{m+1}) \\
 y &= \frac{\theta - \theta_0}{\theta_b}
 \end{aligned}$$

여기서 연소기간 θ_b는 회전속도, 부하, 점화시기, 공연비 및 연소실 형상 등에 따른 함수이며, 연소개시각도 θ₀도 점화시기 θ_s에서 점화지연기간을 감안하여 연소개시점을 지정한다. 연소가 시작된 후 각도 θ까지의 연료로부터의 발열량을 계산하였으며 구하고자 하는 각도 θ에서 연료의 순간공급열량은 발열량식을 θ에 대해 미분함으로써 구할 수 있다.

2.5 가스 조성

혼합기의 각 조성기체는 이상기체로 하며, 연소가스는

화학 평형이 완료된 연소가스 조성을 갖는 이상혼합기체로 가정하고, LNG의 주성분인 파라핀족 메탄(CH₄)이 대부분을 차지하므로 메탄에 대한 이론 공기와의 반응식으로 계산하였다.

LNG의 경우 희박연소가 가능하므로 이론공연비 17.2로 하며, 반응식의 반응물 몰수를 구하기 위해서는 희박연소일 경우 (φ<1)에서 완전연소가 이루어진다고 보고 H₂ = CO = 0, 농후한 연소일 경우 (φ≥1)에서는 공기가 부족한 상태 이므로 O₂ = 0과 같이 가정조건을 갖는다. 이와 같은 가정하에서 각 조성의 몰수를 구하면 Table 2와 같다.

Table 2 Mole fraction of components

	Reactants	φ≤1(Lean)	φ>1(Rich)
x1	CO2	φ/2	φ/2-x2
x2	CO	0	x2
x3	H2O	φ	x2 + 2-φ
x4	H2	0	2(φ-1)-x2
x5	O2	1-φ	0
x6	N2	3.773	3.773
total	-	4.76+φ/2	3.76+3φ/2

2.6 열전달 해석

실린더벽과 헤드로부터의 열전달량은 Woschni를 사용하여 흡·배기과정과 압축·점화 및 화염 전파·팽창과정으로 나누어 계산하였다. 먼저 흡·배기과정에서의 열전달량은 각부의 표면적과 온도로 부터 순간 열전달량을 구하였고, 열전달계수 h를 구하기위해서 Woschni 실험식을 사용하였다.

$$\begin{aligned}
 dQ_w &= \sum_i h A_i \cdot (T_c - T_{wi}) dt \\
 h &= 110 [d^{-0.2} P_c^{0.8} W^{0.8} T_c^{-0.53}]
 \end{aligned}$$

여기서 h : 평균 열전달계수, d : 실린더 보어(m),
 P_c : 실린더 압력 [kp/cm²],
 T_c : 평균 실린더 온도 [K], W : 일을 나타낸다.

3. 결과 및 고찰

시뮬레이션 결과는 엔진작동 조건을 1000~2750rpm의 범위에서 수행하였으며 기관속도에 따른 제동평균유효압력(BMEP), 출력, 토크 및 연료소비율에 대하여 기존 디젤기관 결과 및 실제 실험결과를 단일 영역 결과 및 2영역 결과와 비교해 나타내었다. 본 실험 결과는 기존 기관의 제원을 기초자료로 사용하여 본 시뮬레이션 결과와 비교·검토의 자료로 활용하였다.

Fig. 5는 기관 회전수 1000~2750rpm 영역에서 Base Diesel기관과 LNG실험기관의 BMEP와 시뮬레이션 결과로부터 나온 BMEP 곡선을 나타내며, 실선은 단일 영역 시뮬레이션 결과이며 굵은 점선은 2영역 시뮬레이션결과, 가는점선은 LNG실험 결과이고 1점쇄선은 Base Diesel기관의 결과를 나타낸다. 단일 영역 시뮬레이션 결과는 실험기관보다 0.4~0.6kg/cm² 정도 낮았고 2영역 시뮬레이션 결과는 0.2~0.5kg/cm² 정도 낮았다. 이러한 차이는 수치계산상 사용한 가정, 연료성분의 발열량 및 연료조성등과 실제 기관 조건의 차이에 의한 것으로 생각된다.

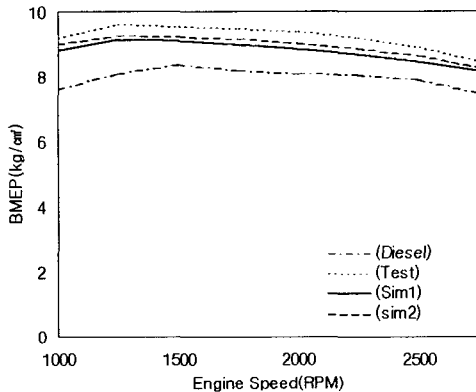


Fig. 5 BMEP diagram

Fig. 6는 Base Diesel기관과 LNG실험기관의 출력 결과와 시뮬레이션 결과로부터 나온 출력 곡선으로 단일 영역 시뮬레이션의 결과가 실험 기관의 출력보다 3.8~7.4PS 낮게 나타났으며, 2영역 시뮬레이션의 결과는 2.1~6.4PS 낮게 나타났다. 앞서 BMEP 곡선에서 기술한 조건의 차이에 의한 것으로 생각된다.

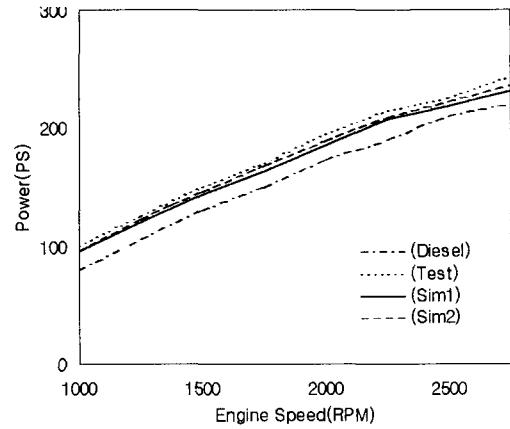


Fig. 6 Power diagram

Fig. 7는 Base Diesel기관과 LNG실험기관의 토크 결과와 시뮬레이션 결과로부터 나온 토크 곡선을 나타내며 기관의 작동조건은 출력 곡선과 동일 조건이다. 시뮬레이션 결과, 출력곡선과 마찬가지로 실제 기관의 출력보다 단일 영역의 결과는 4~6kg-m 낮게 나타났으며, 2영역의 결과는 3~5kg-m 낮게 나타났다.

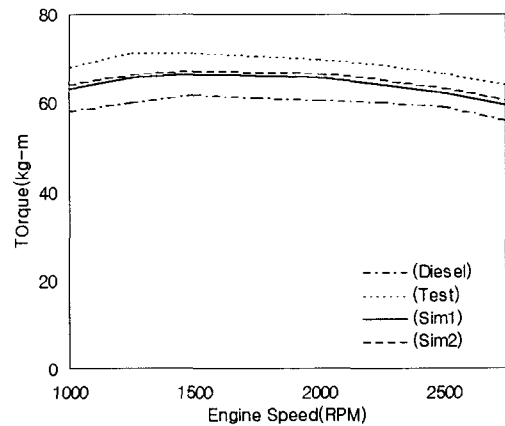


Fig. 7 Torque diagram

Fig. 8는 Base Diesel기관과 LNG실험기관의 제동연료소비율(BSFC)과 시뮬레이션 결과로부터 나온 연료소비율 곡선을 나타내며, 단일 영역 시뮬레이션 결과의 BSFC가 LNG실험기관보다 약 5g/PS-h정도 높게 나타났고 2영역 시뮬레이션 결과는 약 5~10g/PS-h정도 높게 나타났다. BSFC에 대한 시뮬레이션 결과에서 실제기

관의 연료소비율과의 차이는 연료의 발열량과 이론 공연비에 대한 완전 연소 및 시뮬레이션의 가정들과 실제 기관 조건의 차이에 의한 것으로 판단된다.

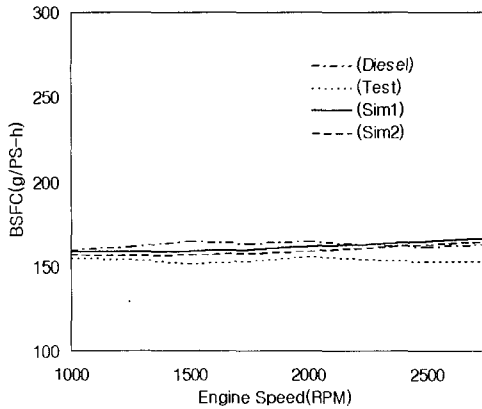


Fig. 8 BSFC diagram

Fig. 9은 Base Diesel기관과 LNG실험기관의 배기가스온도와 시뮬레이션 결과로부터 나온 배기가스온도 곡선을 나타내며, 단일 영역 시뮬레이션 결과는 실제 기관의 온도보다 약 30°C 정도 낮게 나타났으며, 2영역 시뮬레이션 결과는 약 20°C 정도 낮게 나타났다.

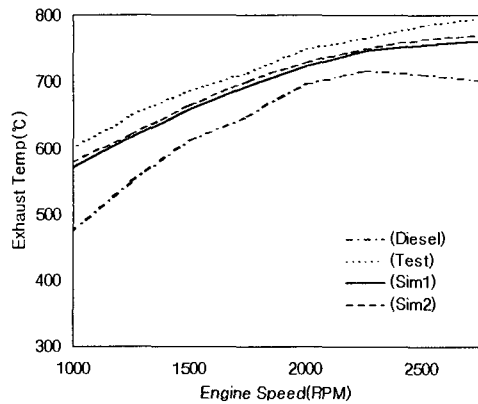


Fig. 9 Exhaust temperature

4. 결론

LNG성능 예측 프로그램으로부터 연구, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 실험기관과 시뮬레이션의 엔진회전속도별 전부하시의 성능을 비교하면 BMEP는 0.2~0.6kg/cm², 출력은 3.8~7.4PS, 토크는 약 4~8kg-m 낮게 나타났으며, BSFC는 약 5~10g/PS-h정도 향상되었고, BMEP는 약 0.6~1.3 kg/cm² 낮으며, 배기온도는 약 21~33°C 낮게 나타남을 확인하였다.
- (2) LNG를 연료로 사용할 경우 시뮬레이션 성능 결과와 실험기관에서 나타난 결과 큰 차이를 보이지 않는 것으로 나타났으며 LNG를 기존기관의 대체 에너지로 사용하는데 가능성이 큰 것을 알 수 있었다.
- (3) 이상의 결과를 볼 때 향후에 더 많은 실험 데이터와 정확한 해석적 방법을 도입하여 다음 연구에서는 실험 결과와 시뮬레이션 결과 차이를 줄이고, 배출가스 측면까지 나타낼 수 있는 프로그램의 개발이 필요하다고 생각된다.

참고 문헌

1. 한영출 & 김동진, "신편내연기관", 문운당, 1996.
2. 遠藤拓也외, "新エネルギー自動車", 山海堂, 1993.
3. Rowland S. Benson & N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Pergamon Press, 1979.
4. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, 1988.
5. Colin R. Ferguson, "Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences", Wiley, 1985.
6. B. W. Millington and E. R. Hartles, "Frictional Losses in Diesel Engines", SAE 680590, 1968.
7. "기존 디젤엔진의 LNG전소엔진으로의 최적매칭기술 개발", 한국에너지기술연구소.