

EGR을 제어에 따른 유동 및 NOx 특성에 관한 시뮬레이션

A Simulation on the Stream and NOx Characteristics by EGR Rate Control

한 영 출*, 오 용 석**, 오 상 기**
YoungChool Han, YongSuk Oh, SangKi Oh

ABSTRACT

It is a present situation that the control on automobile emission is getting more restrictive and also the regulations for emission are changing greatly up to level of those advanced foreign countries. Specially, it has been many years that exhaust gases from gasoline automobile rather than from diesel is the major object concerned by Korea and other countries, and it is strongly required on the reduction techniques on harmful NOx and PM among those compositions. Thus, this research focused on the Exhaust Gas Recirculation (EGR) and the target for this research is heavy-duty turbo-diesel engine with EGR, and conducted with numerical simulation to get engine performance and the characteristics of emission. Furthermore, the results obtained under different conditions such as rpm, power, EGR rate are compared and investigated with the numerical simulation using KIVA-3.

주요기술용어 : Diesel engine(디젤기관), EGR(배기가스재순환), RNG $k-\epsilon$ model(RNG $k-\epsilon$ 모델), Wall impingement model(벽충돌모델), Nagle-strickland model(Nagle-strickland모델)

1. 서 론

자동차 배기가스에 대한 세계적인 규제는 계속 강화되고 있으며, 국내 대도시의 대기오염에 대형디젤차량이 차지하는 비율은 NOx가 50% 이상을 차지하고 있어 이에 대한 대책이 시급한 실정이다. NOx의 저감기술로 EGR이 매우 효율적이며 경제적 기술인 것은 이미 알려져 있다.¹⁾ 그러나 EGR 기술 적용에 있어서 가솔린기관에 대한 연구는 이미 실용화되었으나 터보형 대형디젤기관에 대한 실제 실험적 연구에 있어서는 크

게 고압루트시스템과 저압루트시스템 등 여러 가지 방식이 연구되고있으나 아직까지 어느 방식도 기관작동조건에서 EGR율에 따른 변화를 실험하는데 있어서 부스트압력의 역전 현상이나 재순환가스가 통과함에 따른 콤프레셔의 내구성문제 등 실제실험을 하는데 있어 여러 가지 어려운 점이 있는 것이 현실이다. 따라서, 본 연구에서는 KIVA-3코드를 이용한 시뮬레이션을 통해서 기관의 EGR적용에 따른 기관성능(연소압력, 연소온도 등)과 EGR율 변화에 따른 배출물의 변화량(NO)을 예측해 보고 차후 대형디젤기관에 EGR시스템 적용에 필요한 많은 시간과 경비를 절약하고, 설계시 방향성을 제시하고자

* 회원, 국민대학교 기계·자동차공학부

** 회원, 국민대학교 자동차기술연구소

한다.

2. 이론적 고찰

2.1 수치해석

지배방정식에 대한 수치해석방법으로 유한차분법(Finite Difference Method)을 사용하였으며 지배방정식을 차분함에 있어서 시간차분은 간격을 Phase A, B, C의 3단계로 구분하여 Phase A에서는 연소에 의한 질량 및 에너지 생성항과 중력항, Phase B에서는 질량, 운동량, 에너지방정식에서의 확산항, 운동방정식에서의 압력구배항을 각각 음해법으로 계산하며 Phase C에서는 압력전파속도의 계산간격과 격자간격에 대한 비로 Courant수가 1보다 적다는 조건을 만족하는 여러 개의 시간간격에 의해 대류항을 양해법으로 처리한다.²⁾

$$\begin{aligned} \text{Phase A} & : \frac{\phi^A - \phi^n}{\Delta t} = P \\ \text{Phase B} & : \frac{\phi^B - \phi^A}{\Delta t} = Q \\ \text{Phase C} & : \frac{\phi^{n+1} - \phi^B}{\Delta t} = R \\ & \frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = P + Q + R \end{aligned}$$

공간차분은 Arbitrary Lagrangian Eulerian(ALE) 방법³⁾에 의하여 3차원 공간을 임의로 움직이는 8개의 격자점으로 구성되는 육면체로 나누었고 엇갈림격자를 사용하여 속도벡터는 각 격자점에서, 압력, 온도, 밀도 등은 격자체적의 중심점에서 정의된다. 따라서 운동량보존에 대해서는 하나의 격자점을 중심으로 하는 8개의 1/8격자체적의 합으로 결정되는 제한체적에 대해서는 유한체적법을 적용하고 그 외의 보존식은 격자체적에 대하여 유한체적법을 적용하여 차분방정식을 구하였다. 또한 SIMPLE 알고리즘³⁾으로 압력과 속도 분포간의 반복계산에 의해 압력구배항을 음해법으로 처리하므로 계산 결과의 정확도에 영향을 주지 않는 범위 내에서 시간 간격을 충분히 크게 할 수 있다. 기관의 연소실 및 흡·배기관에 있어서 복잡한 형상의 격자 구성

은 육면체, 또는 원통형으로 생긴 셀의 집합인 블록을 서로 붙여서 기관 형상을 결정한다. 기관에서 피스톤이 상하로 운동하기 때문에 유체유동 공간은 움직임 경계조건을 갖게되며 Snapper 알고리즘⁴⁾을 사용하였다. 가스상의 경우에 층류와 난류의 적용이 가능하고 난류일 때는 난류 속도 성분 때문에 전달계수의 크기와 형태가 층류일 때와 구분된다. 액상은 분무 모델로서 표현되고 분무 입자들과 주변 가스와의 상호작용을 나타내는 분무 생성항을 지배방정식에 제공한다. 연소시에는 확산연소에 의한 난류 성분과 자연 발화에 의한 화학반응에 따른 생성항을 지배방정식에 제공한다. 운동방정식은 PGS(Pressure Gradient Scaling) Method⁵⁾와 연결되어 무차원수 α 에 의해 압력이 거의 균일한 저 마하수유동에 있어서 계산효율을 증대시킬 수 있게 되어 있다.

지배방정식과 $k-\epsilon$ 방정식을 수정한 RNG $k-\epsilon$ 방정식⁶⁾은 Eulerian형태로 분무액적은 Lagrangian 형태로 처리된다. 압력구배 및 확산항은 심플 알고리즘에 의해 음해법으로, 대류항은 부사이클에 의해 양해법으로 처리된다. 또한, 배기관에서 흡기관으로 재순환되는 EGR 가스의 양은 다음과 같이 설정하였다.

$$EGR_{rate} = \frac{V_0 - V_a}{V_0} \times 100$$

여기서, V_0 는 EGR을 하지 않았을 경우의 흡입공기량, V_a 는 EGR을 했을 경우 새로운 흡입 공기량이다. 기타 연소특성을 나타내기 위해 사용된 물리적 부모모델들은 Table 1에 나타내었고, 수치해석의 전체적인 구성도는 Fig. 1과 같다.

2.2 계산조건

EGR이 적용된 대형 디젤기관 예측을 위해 기관의 사양은 Table 2에 나타내었다. 사용된 연료는 $C_{12}H_{26}$ 이고 EGR의 변화율은 각 분자의 질량 분율을 적용하여 수치해석을 수행하였다. 본 연구에 적용된 대형 디젤기관의 볼의 형태는 토로이달 형태이고 실린더 헤드의 중앙에 5개의 분사

Table 1 Sub-model for physical phenomena

Physical process		Sub-model	
Atomization		TAB model ⁸⁾	
Droplet breakup		Wave model ⁹⁾	
Wall impingement		Watkins-Park model ¹⁰⁾	
Combustion		Hybrid model ¹¹⁾	
		Laminar flame	Arrhenius model
		Diffusion flame	Eddy breakup model
Emission	NOx smoke	Extended Zeldovich ¹²⁾	
		Formation	Hiroyasu model ¹³⁾
		Extinction	Nagle-Strickland model ¹³⁾

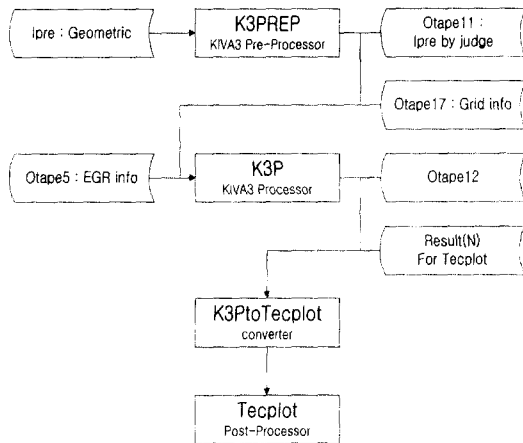


Fig. 1 Configuration of KIVA-3

Table 2 Engine parameters and operating conditions

Bore		11.1cm
Stroke		13.9cm
Connecting rod length		24.66cm
Displacement volume		8,071L
Compression ratio		17.2
Valve open/close	Intake valve open	BTDC 16deg
	Intake valve close	ABDC 36deg
	Exhaust valve open	BBDC 46deg
	Exhaust valve close	ATDC 14deg
Injection timing		BTDC 11deg
Cylinder boundary temperature		450K
Fuel spray angle		11.0deg
Bowl type		Toroidal

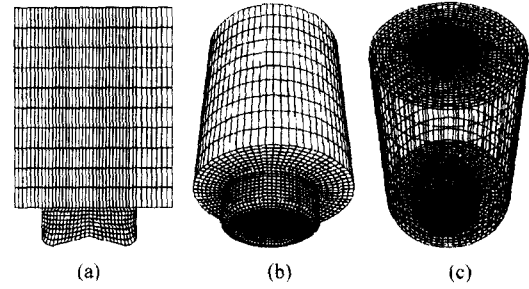


Fig. 2 Arbitrary non orthogonal lagrangian - eulerian (ALE) mesh for diesel combustion chamber (a) at crank angle -90°TDC, cycle 0 (b) at crank angle 130°TDC (c) crank angle 45°ATDC, cycle 0

기가 등각도로 위치하고 초기의 선회분포에 대해서 강제회전으로 가정하였고 Fig. 2에는 본 수치해석에서 사용한 격자구조로 Fig. 2(a)는 2-D로 나타난 연소실 격자구조를 정면에서 바라본 것이며, (b)는 3-D로 격자의 hidden line을 넣어서 나타낸 것이며, (c)는 3-D로 hidden line을 없앤 격자구조를 나타낸 것이다.

3. 결과 및 고찰

3.1 연소특성 수치해석결과

3.1.1 연소압력

본 연구에서는 운전 조건을 전부하조건, 기관 회전수 1400rpm에서 EGR율을 0%~20%, 10%씩 변경시켜가면서 연소압력특성을 고찰하였다. Fig. 3은 EGR율에 따른 실린더내의 압력 변화를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 연소개시점은 EGR율 0%에서 BTDC 약 50, EGR율 10%에서 BTDC 약 40, EGR율 20%에서 BTDC 약 30근방이고 EGR율이 증가할수록 연소개시점이 점점 지각되는 것으로 나타났으며, 연소실 최대압력점은 EGR율이 0%일 때 ATDC 약 70, EGR율이 10%일 때 ATDC 약 80, EGR율이 20%일 때 ATDC 약 90근방으로 나타났고, 전체적으로 EGR율의 증가에 따라 최고압력점 또한 약 3~5bar 정도 감소하는 것을 알 수 있었다. 그 이유는 배기재순환에 따른 연소환경의 악화 때문으로 생각된다.

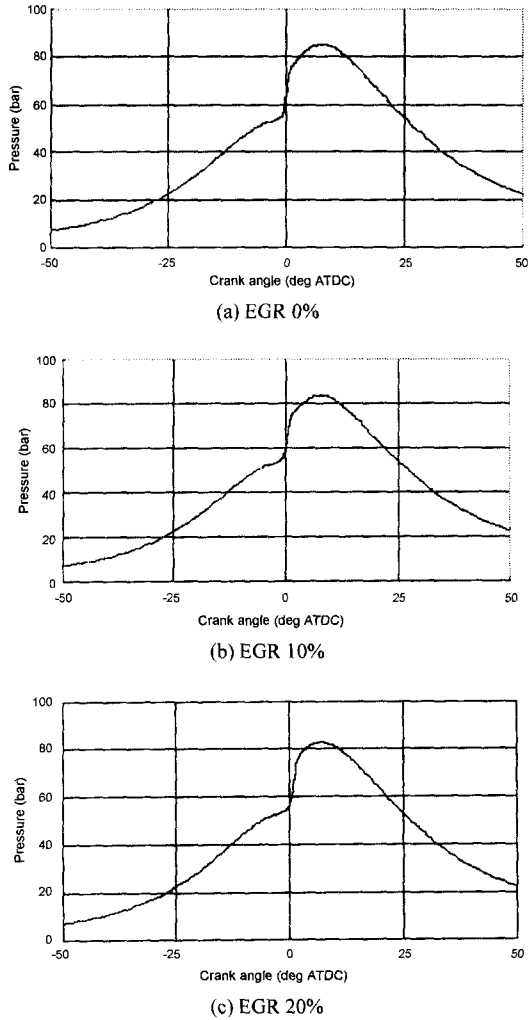


Fig. 3 Cylinder pressure on EGR rates at 100% load and 1400rpm

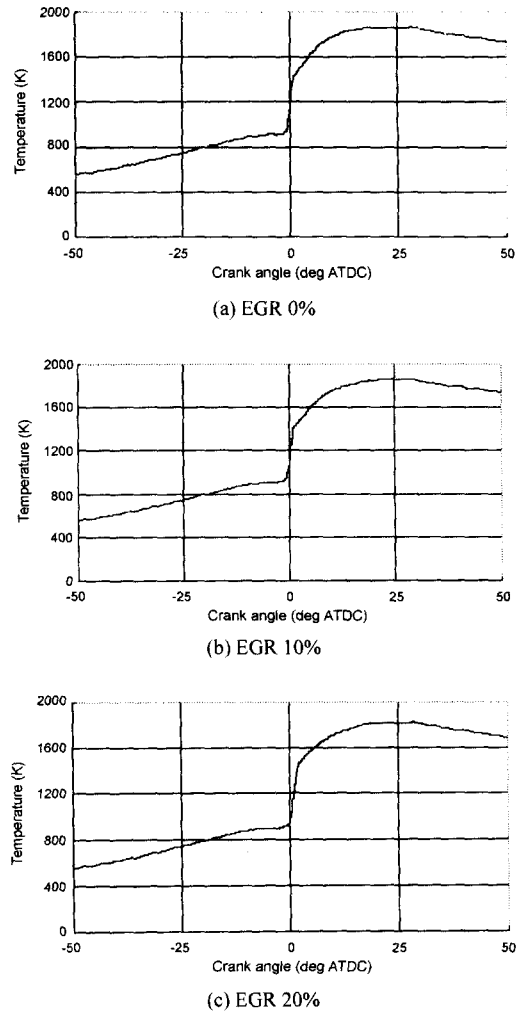


Fig. 4 Cylinder temperature on EGR rates at 100% load and 1400rpm

3.1.2 연소온도

Fig. 4는 연소압력조건과 동일한 상태에서 EGR율에 따른 실린더내의 평균 온도 변화를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 EGR율이 증가함에 따라 실린더 내의 평균 온도는 약 50~70K 정도의 감소를 보였으며, 이는 EGR율이 증가할수록 연소실내에 불활성가스 성분이 증가하고 산소 농도가 감소하여 연소 반응 속도가 저하되고 이에 따라 최고 온도도 감소하는 것으로 판단된다.

3.1.3 질소산화물

Fig. 5는 KIVA-3를 이용하여 나온 질소산화물의 수치적 결과를 보여주며, 본 시뮬레이션의 결과를 토대로 실린더내 유동 및 질소산화물 분포 형상을 가시화하기 위해 먼저 본 시뮬레이션의 결과가 타당한지를 판단하기 위해 동일기관의 EGR을 변화에 따른 질소산화물 실험결과와 비교하여 보고자 하였으며, 결과에서 나타난 것과 같이 EGR을 증가에 따른 NOx의 감소경향과 실험결과와의 오차가 최고 약 5% 이내로 크지 않

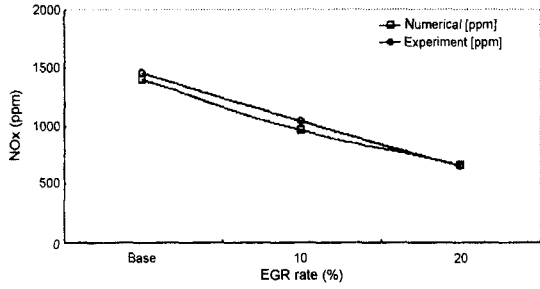


Fig. 5 NOx result on EGR rates at 100% load and 1400rpm

음에 따라 본 시뮬레이션 결과의 타당성을 확인할 수 있었으며, 이 시뮬레이션을 토대로 가시화 분포형상의 신뢰성을 높일 수 있었다.

3.2 유동 및 질소산화물 분포 가시화

본 장에서는 KIVA-3를 이용하여 계산한 결과를 Tecplot 프로그램으로 연소실내 유동 및 질소산화물 분포형상을 가시적으로 나타내고자 하였다. 조건은 기관회전수 1000rpm, 전부하에서 EGR율의 변화에 따라 표현한 것이며, 이때 크랭크 각도는 배기밸브가 열리는 시기(ATDC 146)를 기준으로 하여 실제 질소산화물이 측정되어 나오는 시점에서의 분포형상을 나타내고자 하였다.

3.2.1 유동분포

Fig. 6은 크랭크 각도 146ATDC에서의 실린더 내부의 유동장을 보여주며 유동방향을 파악하기 위해 격자는 없는 상태로 표현하였다. 전체적으로 유동방향은 각 층마다 풍차형상을 그리며 EGR율 변화와는 상관없이 거의 균일한 유동흐름을 보여주고 있으며 이는 EGR율 변화는 실린더 내 유동흐름에 미치는 영향이 크지 않음을 알 수 있었다.

3.2.2 질소산화물 분포

Fig. 7은 Fig. 6과 같은 조건에서 표현한 연소실내의 질소산화물 분포특성을 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 EGR율의 상승에 따라 NO의 분포형상에는 큰 차이가 없는 것을 알 수 있었고,

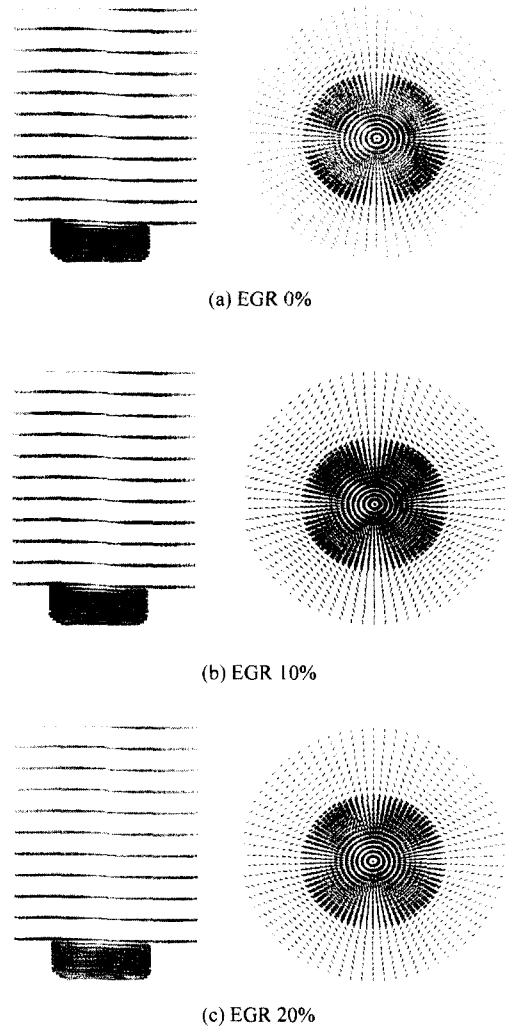


Fig. 6 Stream field distribution contour

또한 수치적인 NO 농도를 비교해 보면 EGR율이 증가할수록 NO 농도는 떨어지는 것을 알 수 있었다. 전체적으로 연소실내 중앙부분의 농도가 가장 짙은 경향을 나타내며 실린더 벽 쪽으로 갈수록 NO농도가 점차적으로 감소하는 것으로 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 EGR을 적용한 대형터보디젤 기관을 대상으로 수치해석을 한 결과, 다음의 결

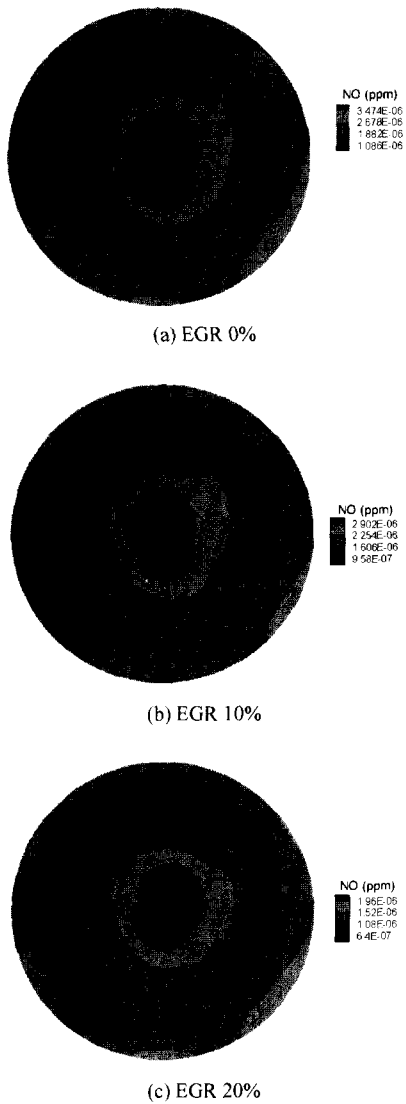


Fig. 7 NO distribution contour

론을 얻을 수 있다.

1) 본 연구에서 EGR율이 0~20%까지 10%씩 증가함에 따라 최고압력은 약 1~2bar 정도씩, 최고온도는 약 30~50K 정도씩의 감소 현상이 나타남을 알 수 있었다.

2) 본 연구의 시뮬레이션의 결과는 실험결과와 최고 오차가 약 5% 이내로 크지 않음을 알 수 있었고 이에 따라 본 시뮬레이션의 타당성 확인 및 이 시뮬레이션을 토대로 가시화 분포형상의

신뢰성을 높일 수 있었다.

3) EGR율의 변화에 따라 실린더 내 유동흐름 및 NO 분포 형상에 미치는 영향은 크지 않음을 알 수 있었다. 또한, NO 분포 농도는 실린더의 중앙부분이 가장 높은 것을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) Y. C. Han, et al., “自動車環境概論,” 文運堂, 2000.
- 2) S. V. Patankar, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,” Hemisphere Publishing Corporation, 1990.
- 3) Daiguji, “Fundamentals of Computational Fluid Dynamics,” CORONA, 1988.
- 4) A. A. Amsden, “KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries,” LA-12503-MS, 1993.
- 5) Magnussen, Hjertager, “On Mathematical Modeling Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion,” 16th Symposium on Combustion, Combustion Institute, 1976.
- 6) Daiguji, “Fundamentals of Computational Fluid Dynamics,” CORONA, 1988.
- 7) B. Dillies, Marx, Dec, “Diesel Engine Combustion Modeling Using the Coherent Flame Mode in KIVA-II, SAE 930074, 1993.
- 8) Amsden, “KIVA-II: A Computer Program for Chemical Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays,” Los Alamos National Laboratory Report LA-10245 -MS.
- 9) Nicolls, “Stream and Droplet Breakup by Shock Waves,” NASA-SP-194.
- 10) Lamb, “Hydrodynamics,” Dover Publications.
- 11) Reitz, “Structure of High-Pressure Fuel Spray,” SAE 870598, 1987.
- 12) Patterson, Kong, Hampson, Reitz, “Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emission,” SAE 940523, 1994.
- 13) Bowman, “Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion,” Prog. Energy Combustion Sci., Vol.1, pp.33-45, 1975.