

복합 열전달 해석을 이용한 중속 디젤엔진 실린더 부품 온도 분포 예측[§]

최성욱^{*†} · 윤옥현^{*} · 박종일^{*} · 강정민^{**} · 박현중^{***}

* 현대중공업 엔진연구소 엔진기계연구소, ** 현대중공업 제작계측실 선박해양연구소, *** 현대중공업 엔진기계개발시험부

Temperature Prediction of Cylinder Components in Medium-Speed Diesel Engine Using Conjugate Heat Transfer Analysis

Seong Wook Choi^{*†}, Wook Hyoen Yoon^{*}, Jong il Park^{*}, Jeong Min Kang^{**} and Hyun Joong Park^{***}

^{*} Engine Research Dept, Engine & Machinery Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.,

^{**}Manufacturing and Measurement Dep't, Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.,

^{***}Engine Machinery Development & Test Dep't, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.,

(Received January 10, 2013 ; Revised April 23, 2013 ; Accepted May 13, 2013)

Key Words: Conjugate Heat Transfer Analysis(복합 열전달 해석), Coolant flow(냉각수 유동), Medium Speed Diesel Engine(중속디젤엔진)

초록: 엔진 설계시 실린더 주요 부품의 온도 분포 계산은 엔진 전체 구조안정성 평가시 열응력에 의한 변형을 고려하기 위해 필수적으로 수행된다. 최근 박용 및 발전용 중속엔진은 압축비 및 출력이 증대 되어 설계 되고 있는 추세여서 증가된 연소실 열부하에 의한 영향을 고려하기 위해 열전달 해석의 높은 정확도가 요구 되고 있다. 본 연구에서는 엔진 설계시 실린더 주요 부품의 온도 분포를 계산하고 계산된 온도 수준이 설계 기준에 만족하는지를 정확히 평가 하기 위한 열전달 해석 프로세스를 정립하였다. 각 주요 열부하 영역의 경계조건 설정 과정을 1 차원 엔진 성능해석 및 3 차원 열유동 해석을 통하여 산출하여 적용하였으며 해석 결과는 해당엔진 모델의 프로토타입엔진 주요 부품 온도를 계측하여 검증하였다.

Abstract: Predicting the engine component temperature is a basic step to conduct structural safety evaluation in medium-speed diesel engine design. Recent trends such as increasing power density and performance necessitate more effective thermal management of the engine for achieving the desired durability and reliability. In addition, the local temperatures of several engine components must be maintained in the proper range to avoid problems such as low- or high-temperature corrosion. Therefore, it is very important to predict the temperature distribution of each engine part accurately in the design stage. In this study, the temperature of an engine component is calculated by using steady-state conjugate heat transfer analysis. A proper approach to determine the thermal load distribution on the thermal boundary area is suggested by using 1D engine system analysis, 3D transient CFD results, and previous experimental data from another developed engine model. A Hyundai HiMSEN engine having 250-mm bore size was chosen to validate the analysis procedure. The predicted results showed a reasonable agreement with experimental results.

- 기호설명 -

\bar{h}_g : 사이클 평균 열전달 계수[W/m²K]
 \bar{T}_g : 사이클 평균 온도[°C]
 T_r : 참조상태(IVC)에서의 온도[K],
 P_r : 참조상태(IVC)에서의 압력[Pa]

V_r : 참조상태(IVC)에서의 체적[m³]
 P_m : 모터링 압력[Pa]
 V_d : 피스톤 행정체적[m³]
 \bar{S}_p : 피스톤 평균속도[m/s]
 θ : 크랭크 각

§ 이 논문은 대한기계학회 2012년도 추계학술대회(2012. 11. 7.-9., CECE) 발표논문임.

† Corresponding Author, bravewook@hhi.co.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

약어

S : Stroke(행정거리)

B : Bore(보어)

IVO : Intake Valve Opening(흡기 밸브 열림각)

IVC : Intake Valve Closing(흡기밸브닫힘각)

1. 서론

최근 육상발전 및 선박추진용 중속디젤엔진의 개발추세는 친환경, 고출력, 고효율화를 지향하며 실린더내 압력과 실린더당 출력을 높여 설계되고 있다. 그러므로 높아진 열부하 조건에서 엔진 구성요소들이 적절한 온도 분포를 가지도록 엔진을 설계하는 것이 더욱 중요해지고 있으며 이러한 엔진의 적절한 냉각성능 평가를 위해 필수적인 열전달 해석의 높은 정확도가 요구되고 있다.

기존 엔진의 냉각수 유동 해석을 통한 평가는 실린더 부품으로의 열전달을 고려하지 않고 최적 냉각을 위한 유동 분배를 평가하기 위한 유로 개선 연구가 주로 수행되었으나⁽¹⁻⁴⁾ 최근에는 CFD-FEM 연성해석을 이용하여 엔진 부품의 구조평가와 열피로 평가를 수행하고 있고⁽⁵⁾ 또한 CFD-FEM 연성해석시 연소실 내부의 열부하 경계조건 설정을 위하여 CFD 연소해석까지 연계하여 계산한 연구도 수행되었다.⁽⁶⁾ 그러나 엔진을 설계하는 단계에서 비정상 해석인 연소해석까지 연계하여 열전달 해석을 할 경우, 냉각수 유로 평가, 고온부 내 구성 및 피로 평가등을 수행하여 몇 번의 반복적인 설계수정을 거쳐야 하는 과정에서 자원과 시간이 많이 소요되어 설계과정상에는 경제적이지 못하다.

본 연구에서는 박용 엔진을 설계하는 과정에서 고온부 내구 평가 및 열응력 평가를 위한 온도분포를 설계 단계에서 적절히 계산하기 위하여 1차원 성능해석 결과를 이용하여 주요 열부하 조건을 정하였고 배기포트의 경우 좀더 정확한 결과를 위하여 3차원 CFD 결과를 이용하였다. 이러한 열전달 해석 프로세스를 당사엔진 모델에 적용하여 설계에서 예측된 온도값과 엔진 제작후 측정한 온도값을 서로 비교하여 해석절차를 검증하였다. 열전달 해석은 ANSYS 사의 범용 CFD S/W 인 CFX⁽⁷⁾를 사용하였다.

2. 열전달 해석 경계조건 설정

2.1 열전달 해석 모델

Fig. 1 은 냉각수 유로를 포함한 엔진 실린더 Iset 의 해석 모델을 나타낸 것이다. 엔진은 실린더 헤드, 밸브 스프링, 밸브 시트링, 밸브 가이드 등의 상부와 워터자켓 및 라이너 등으로 구성되어 있고 냉각수는 워터 자켓으로 들어와 일부는 내부

유로로 유입되고 나머지는 다음 실린더로 이어지게 된다. 실린더 냉각수 유로로 유입된 냉각수는 라이너 주위를 돌아 실린더 헤드 유로 가운데로 모아지면서 실린더 헤드 상부로 이동하고 이후로 배기포트 상부쪽으로 나가게 되어 상부 출구로 빠져나간다.

엔진의 주요 열부하를 받는 영역은 실린더 헤드 하면(연소실 상면), 라이너, 스프링 하면 등이고 배기포트 벽면 또한 배기가스 접촉에 의한 열전달이 이루어지는 영역이므로 주요 경계조건 영역에 포함된다. 열전달 해석 과정은 다음과 같은 절차에 따라 수행된다.

- 1) 연소실 내부 연소과정의 열부하 수준 결정
-연소실 내부 사이클 평균 열전달 계수 및 사이클 평균 온도 산출
- 2) 주요 연소실 부품의 영역에서의 열전달 계수 및 온도의 분포를 결정
- 3) 열전달 해석 수행

엔진 연소실 부품의 경계조건을 설정하는데 있어 열유속(Heat Flux)을 사용하지 않고 경계면의 열전달 계수(Heat Transfer Coefficient)와 온도(Outside Temperature)를 사용한다. 그것은 연소과정 후 한 사이클 당 각 경계면으로 유입되는 정확한 열유속 양과 그 분포 경향을 알기가 쉽지 않기 때문이다. 엔진 열부하 수준을 결정하는 사이클 평균 열전달 계수와 온도는 엔진 설계시 수행되는 1-D 시스템 성능해석을 통하여 구해진다.

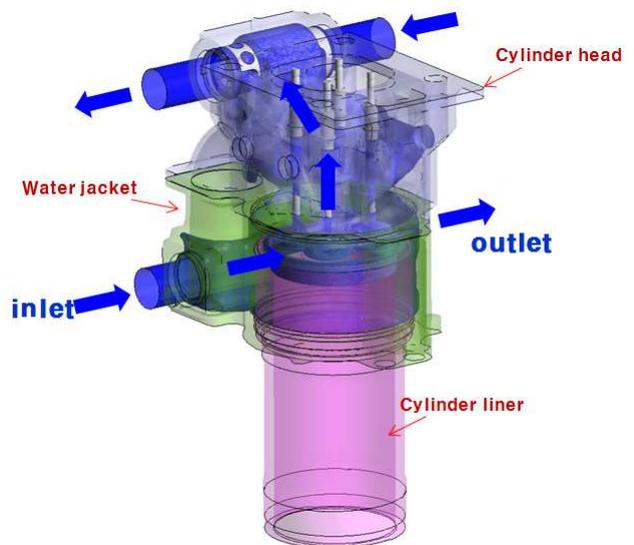


Fig. 1 Analysis model

2.2 경계조건 설정

정상상태 열전달 해석을 위한 경계조건 영역 유형은 크게 3 가지로 분류해 볼 수 있다.

- 1) 연소가스 및 배기가스와의 직접적인 접촉영역
- 2) 연소가스, 배기가스 접촉을 제외한 모든 대류에 의한 열전달 영역
- 3) 냉각수와 접촉하는 영역 및 금속간 접촉영역

마지막 세번째 유체-고체 접촉 및 고체 접촉간 열전달은 복합 열전달 해석 과정 내에서 계산되게 되므로 직접적인 경계조건 설정이 필요 없는 부분이고 두번째 또한 대기 접촉 등의 자연대류에 의한 영향은 전체 결과에 크게 영향을 못 미치므로 흡기 포트 내부 영역에 대한 대류 경계조건 정도가 관건이 된다. 결국 첫번째 열부하와 관련된 영역의 경계조건을 어떻게 결정해 주느냐에 따라 해석 결과에 큰 영향을 주게 된다. 주요 열부하 영역인 연소실 상면, 라이너, 배기포트 벽면등은 서론에서 언급하였듯이 항상 비정상과정을 겪으므로 사이클 평균 경계조건 값을 적용하게 된다. 따라서 이러한 사이클 평균 값의 절대값 수준과 그것을 경계면에 공간적으로 어떻게 분포 시켜야 할 것인지를 정해 주는 것이 해석결과의 정확성을 보장하기 위하여 가장 중요하다고 할 수 있다.

2.3 연소실 상면

연소실 상면은 엔진의 연소가스에 직접 접촉하는 영역으로 가장 열부하가 큰 영역이다. 엔진에서 열부하 수준을 결정하고 연소실 상면의 경계조건을 설정하기 위하여 연소 가스의 사이클 평균 열전달 계수 \bar{h}_g 와 사이클 평균 온도 \bar{T}_g 를 사용한다. 여기서 \bar{h}_g 와 \bar{T}_g 는 다음과 같이 정의 된다.

$$\bar{h}_g = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h d\theta \quad (1)$$

$$\bar{T}_g = \frac{1}{4\pi h_g} \int_0^{4\pi} T h d\theta \quad (2)$$

\bar{h}_g 를 구하기 위하여 Woschni^[8]가 제안한 다음의 상관식을 사용하였다.

$$h = 3.26B(m)^{-0.2} p(kPa)^{0.8} T(K)^{-0.55} w(m/s)^{0.8} \quad (3)$$

$$w = [C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (p - p_m)]$$

-가스 교환과정 : $C_1 = 6.18, C_2 = 0$

-압축과정 : $C_1 = 2.28, C_2 = 0$

-연소 및 팽창과정: $C_1 = 2.28, C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$

- T_r, P_r, V_r : 참조상태(IVC)에서의 온도[K],

압력[Pa], 체적[m³]

- P_m : 모터링 압력[Pa]

- V_d : 피스톤 행정체적[m³]

- \bar{S}_p : 피스톤 평균속도[m/s]

위 Woschni 상관식에 필요한 실린더 압력 P, 온도 T 등의 데이터들은 AVL 사의 Boost S/W^[9]를 이용한 1-D 엔진 시스템 성능 해석을 통해 구하였다. 위 식 (3)을 이용하여 구해진 크랭크 각도에 따른 h 를 식 (1)에 적용하여 \bar{h}_g 를 구할 수 있다. 그러나 Dent 등⁽¹⁰⁾은 스웰이 강한 디젤엔진 시험을 통해 이러한 상관식이 실제 측정된 열유속과 오차가 존재함을 보였다. 그러나 본 연구에서는 열부하 수준의 기준을 Woschni 식에 의한 연소실 평균 열전달 계수를 그대로 적용하였다.

\bar{T}_g 는 크랭크 각도에 따라 구해진 온도 T 를 식 (2)에 적용하여 구하였다. Fig. 2 는 성능해석으로 계산된 연소실내 압력과 온도변화 추이를 크랭크 각도에 따라 나타낸 것이다. 위의 과정에서 해당 엔진 모델의 \bar{h}_g, \bar{T}_g 값을 각각 구할 수 있다.

연소실 상면에 대한 연소가스의 열전달 계수와 온도의 분포 경향은 흡배기과정 및 연료의 연소 패턴, 연소가스의 팽창 과정 등에 의해 영향을 받게 된다. 그러나 정상상태 해석에서는 실제 흡배기 밸브의 개폐나 연소과정 등을 직접 모사할 수 없으므로 합리적인 적절한 경계조건 분포를 정해 줄 필요가 있다. 본 연구에서는 연소실에서 흡기 밸브 시트링과 맞닿는 경사진 면에 흡기온도를 고려하여 사이클 평균 온도에서 흡기밸브 열림 구간 시의 평균 온도만큼을 감하여준 온도의 \bar{T}_g 에 대한 비율로써 정해 주었다. 이 영역의 온도 경계조건으로 $\beta \bar{T}_g$ 를 적용한다. β 는 다음 식 (5)와

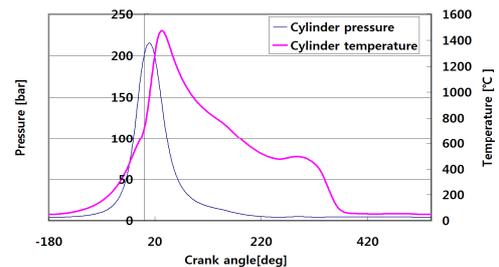


Fig. 2 Cylinder pressure and temperature variation with crank angle

같이 정의 된다.

$$\overline{h_{IVC-IVO}} = \int_{IVC}^{IVO} h d\theta \quad (4)$$

$$\beta = 1 - \left(\frac{1}{(IVC - IVO) \overline{h_{IVC-IVO}}} \int_{IVC}^{IVO} T h d\theta \right) / \overline{T_g} \quad (5)$$

또한 연소실 면 가운데의 인젝터 영역은 분사가 처음 시작되는 부분으로 화염의 영향이 적어 흡기 영향 영역의 동일한 경계조건인 $\beta \overline{T_g}$ 를 적용하였다.

2.4 배기포트 벽면

배기포트 벽면의 온도분포는 상당히 중요하다. 배기포트 벽면의 온도가 산노점(Acid dew point) 이하로 내려가면 벽면에서 연소가스의 삼산화황(SO₃)이 가스중의 수증기와 반응하여 포트 벽면에서 황산(H₂SO₄)으로 변해 표면을 부식 시키는 저온 부식(Low Temperature Corrosion)을 야기 하기 때문이다. 그러므로 엔진 설계시 이러한 배기포트 벽면온도가 항상 산노점 이상으로 유지되도록 냉각수 유로를 설계해야 한다. 본 연구에서 배기포트 벽면의 가스 온도 경계조건은 성능해석 결과 값인 410 °C로 고정하고 벽면에서의 열전달 계수는 3-D 비정상(Unsteady)열유동 해석을 수행한 결과를 이용한 평균 벽면 열전달 계수 분포를 적용하였다.

Fig. 3 은 배기포트 벽면 열전달 계수를 구하기 위한 3-D 비정상 열유동 해석 모델을 보여주고 있다. 격자 변형(Mesh deformation)을 이용하여 해석하였으므로 밸브는 완전히 닫힌 상태가 아니라 약 5 mm 정도 열린 상태에서 해석이 시작되고 닫히는 부분도 5 mm 정도 실제 열린 상태에서 해석이 끝나게 된다. 연소가스는 공기가 이상기체로 거동한다고 가정하고 압축성 유동해석으로 수행하였다. 난류모델은 k-ε 모델을 적용하였고 벽면함수는 Grotjans 등⁽¹¹⁾에 의해 제시된 다음의 Scalable wall function 을 적용하였다.

$$u^+ = C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} \quad (6)$$

$$y^+ = \rho u^* \Delta y / \mu \quad (7)$$

$$u_\tau = \frac{U_\tau}{1/\kappa \log(\tilde{y}^*) + C}, \quad \tilde{y}^+ = \max(y^+, Y_{lim}^+ = 11.067) \quad (8)$$

$$\tau_w = (\rho u^* \Delta y) / \mu \quad (9)$$

여기서 C_μ는 k-ε 난류모델의 상수이고 k_p는 난류운동에너지, U_τ는 벽면에서의 거리 Δy 인 벽면 근처에서의 무차원 온도 T⁺는 식 (10)과 같이 정의

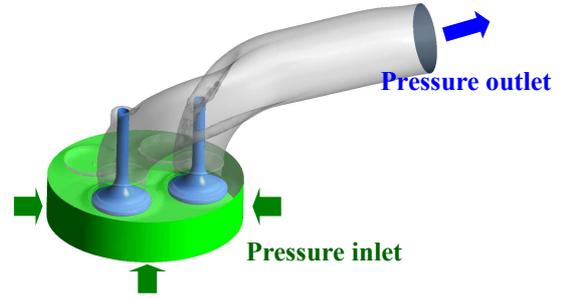
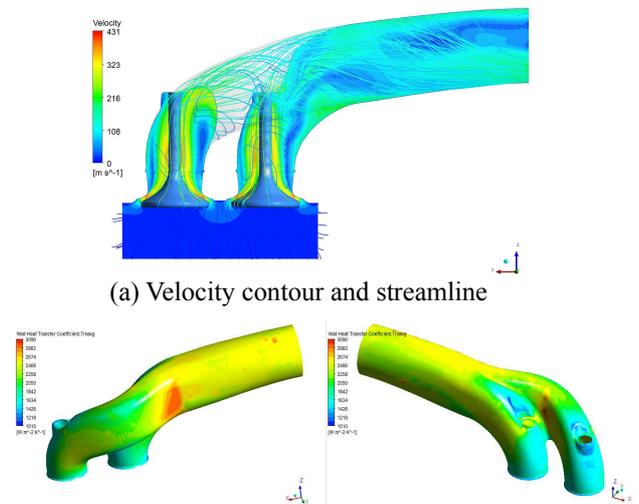


Fig. 3 3-D Transient CFD analysis model of engine exhaust port



(a) Velocity contour and streamline

(b) Time averaged wall heat transfer coefficient

Fig. 4 3-D Transient CFD analysis Results

된다. 벽면 근처 무차원 온도 T⁺분포는 로그법칙 형태를 따르는데 Kader⁽¹²⁾에 의하여 제안된 벽면 열경계층은 식 (11)와 같이 표시된다. 따라서 벽면에서의 열전달 계수는 식 (12)에 의해 계산된다.

$$T^+ = \frac{\rho c_p u^* (T_w - T_f)}{q_w} \quad (10)$$

$$T^+ = 2.12 \ln(y^*) + (3.85 \text{Pr}^{1/3} - 1.3)^2 + 2.12 \ln(\text{Pr}) \quad (11)$$

$$h = q_w / (T_w - T_f) \quad (12)$$

위 식에서 C_p는 유체의 비열, T_w는 벽면온도, T_f는 벽면인접 유체온도, q_w는 벽면에서의 열유속, Pr는 유체의 Prandtl 수를 나타낸다.

CFD 해석시 입출구에서의 경계조건은 크랭크 각도에 따른 연소실 내의 압력과 온도, 배기포트 출구에서의 압력 등을 성능해석을 통하여 구하여 설정하였다. Fig. 5 에는 크랭크 각도에 따른 밸브 변위 프로파일을, Fig. 6 에는 경계조건으로 쓰인 실린더 배기밸브 개구간의 실린더내부 연소압과 온도를 나타내었다.

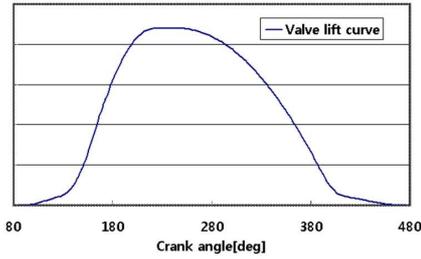


Fig. 5 Valve lift curve

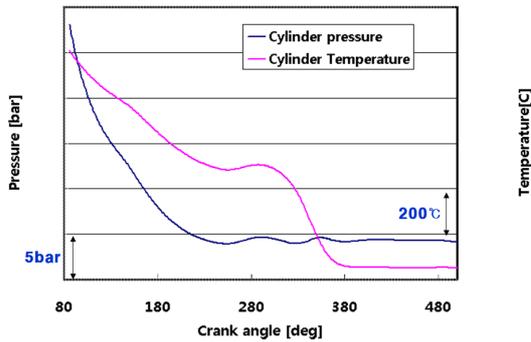


Fig. 6 Cylinder pressure and temperature during Exhaust valve opening

CFD 로 계산된 결과는 배기밸브가 열리는 시작점 부근에서 닫히는 부근까지의 배기포트 벽면 열전달 계수 분포이다. 이 값은 밸브가 열린 후 닫히는 구간만의 값이고 전체 사이클 평균은 아니므로 밸브가 완전히 닫혀있는 구간의 영향을 고려하여 사이클 평균값을 결정해야 한다. 밸브가 닫혀있는 동안의 벽면 열전달 계수는 유체의 강제 대류가 전혀 없어 0 이 아니라 인접 실린더의 배기 가스의 영향을 받아 특정값을 가진다. 이 값은 1-D 성능해석을 통하여 계산하였고 최종 사이클 평균된 배기포트 벽면의 열전달 계수 분포를 식 (13)으로 구할 때 사용하였다. 구해진 각 격자 요소에서의 평균 열전달 계수를 전체 벽면 요소에 대하여 계산한 결과를 표시하면 Fig. 4(b)와 같다.

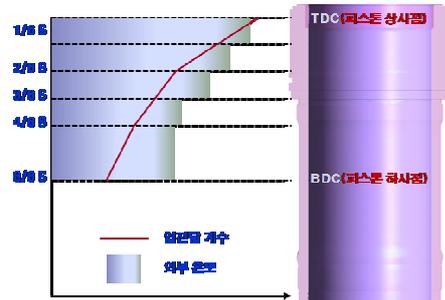
$$\bar{h}_{ExhPortWall_Cycle} = \frac{1}{4\pi} \int_{Cycle} h d\theta \quad (13)$$

Fig. 4(a)는 해석 결과 특정 밸브 리프트일 때의 포트 내부의 속도 분포와 유선의 분포를 보여주고 있다.

2.5 라이너 내벽면

라이너 벽면의 경계조건은 1-D 성능해석 결과와 기존 힘센엔진 라이너온도 계측값을 비교 종합하여 라이너 내벽면의 열전달 계수와 온도를 스트로크의 6 등분에 따라 경험식으로 표현 하였다.

스트로크의 각 등분 구간별로 연소실 사이클



※ B : Stroke (1등분 구간 피스톤이 움직이는 거리)

Fig. 7 Cylinder liner inner wall boundary condition

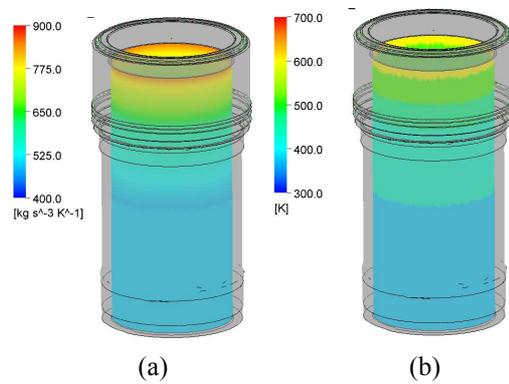


Fig. 8 (a) Liner inner wall heat transfer coefficient (b) Outside temperature

평균 열전달 계수에 적절한 가중치가 적용된 열전달 계수의 분포를 라이너 높이방향에 따른 구간별 선형 함수로 나타내었고 BDC 이하 구간에서는 윤활오일의 벽면 접촉 온도와 접촉 열전달 계수의 개략치를 적용하였다. 라이너 벽면에서의 온도는 열전달 계수 선형함수의 동일한 각 구간에서 연소실 사이클 평균 온도의 적절한 비율로 계산된 고정값을 적용하였다. Fig. 7 에는 구해진 라이너 내벽 경계조건 경험식 형태를 그림으로 나타내었고 Fig. 8 에는 해당엔진에 구해진 경계조건이 적용된 라이너 내부 벽면을 보여주고 있다.

2.6 기타 경계조건 영역

주요 열부하 영역외의 경계조건에서 흡기포트 내벽면의 열전달 계수 경계조건은 배기포트 3-D CFD 해석의 시간 면적 평균값을 적용하였고 흡기온도는 40℃로 하였다. 밸브 시트링 안쪽과 스피들 가스 접촉면 열전달 계수 또한 배기포트 CFD 해석을 통한 사이클 평균 면적 평균값을 적용하였다. 기타 외부와 접촉하거나 엔진 내부의 접촉면들은 자연 대류 수준의 열전달 계수값과 단열 조건을 적용하였다.

3. 열전달 해석 결과

이상으로 살펴본 경계조건을 적용하여 전체 엔진 실린더의 정상상태 열전달 해석을 수행하였다.

전 해석 모델의 격자 수는 336 만개 이고, 냉각수 유동영역에는 벽면 프리즘 격자(Prism mesh)를 포함하여 총 182 만개로 구성하였다. 난류모델은 k-ε 모델을 적용하고 벽함수는 Scalable Wall function 을 사용하였다. 입구 유량은 냉각수 펌프 용량을 배분하여 실린더 1 개당 들어가는 평균 유량(70 m³/hr)으로 설정하였다. 냉각수 입구온도는 75 °C이다.

Fig. 9 의 (a)는 냉각수 유동 해석을 통하여 계산된 냉각수 유동영역의 유선분포를 나타내고 있으며 (b)는 열전달 해석으로 계산된 전체 실린더 부품들의 온도 보여주고 있다. 해당 엔진의 냉각수의 유속은 입구에서 평균 3.3 m/s 정도이고 라이너 옆쪽 유로로 진입하여 실린더 헤드로 들어가게 된다. 실린더 헤드 하부 물통로와 배기 밸브 유로에서는 대략 1 m/s 안팎의 속도를 보이고 실린더 하부 물통로의 가운데로 모여져 3 m/s 정도의 속도로 상부 실린더 헤드로 이동한다. 상부 실린더 물통로에서는 유속이 1 m/s 이하로 낮고 정체구간도 존재하였다. 상부 실린더 헤드 물통로에서 냉각수는 배기포트 윗 부분의 유로를 통하여 배출되고 인접한 실린더에서 빠져나온 냉각수와 합쳐져 배출라인으로 나가게 된다.

Fig. 10 에서는 정상상태 복합 열전달 해석을 통하여 계산된 엔진 실린더 주요 부품들의 온도 분포를 보여주고 있다. Fig. 10(a)는 실린더 헤드의 외벽 및 연소면의 온도 분포를 나타내고 있고 Fig. 10(b)는 흡,배기포트 내부 벽면의 온도 분포를 보여준다. 그리고 Fig. 10(c)는 실린더 라이너 전체의 온도 분포를 Fig. 10(d)는 밸브 스템들과 밸브 가이드에서의 온도 분포를 나타내고 있다.

이와 같이 계산된 연소실 주요 부품의 온도 예측값을 검증하기 위하여 열전대(Thermocouple) 및 템플러그(Templug)를 이용한 온도 계측을 수행하였다. 열전대를 이용한 온도 계측의 경우 유리섬유 피복으로 보호된 K 타입 열전대를 실린더 헤드의 배기포트 벽면 등에 적용하였고 스테인리스강으로 코팅된 K 타입 열전대를 이용하여 라이너 온도를 계측하였다. 열전대는 각각 엔진 부품별로 열전대 홀을 가공하여 설치하였다.

실린더 헤드의 밀면 즉 연소실 상면의 온도를 템플러그로 계측한 값과 비교를 Fig. 11 에 보였다.

템플러그는 계측된 값이 템플러그 깊이(4 mm)의

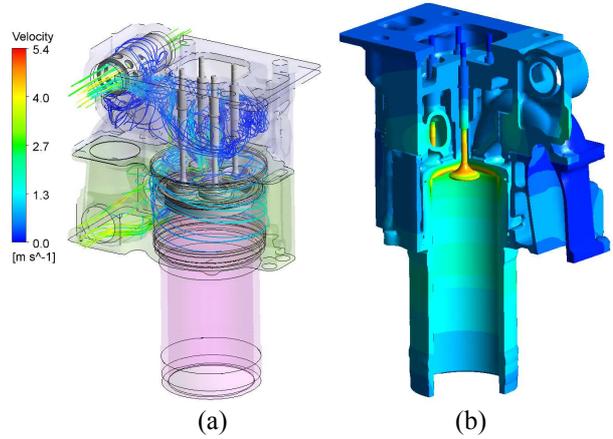


Fig. 9 (a) Coolant flow streamline (b) Engine cylinder component temperature contour

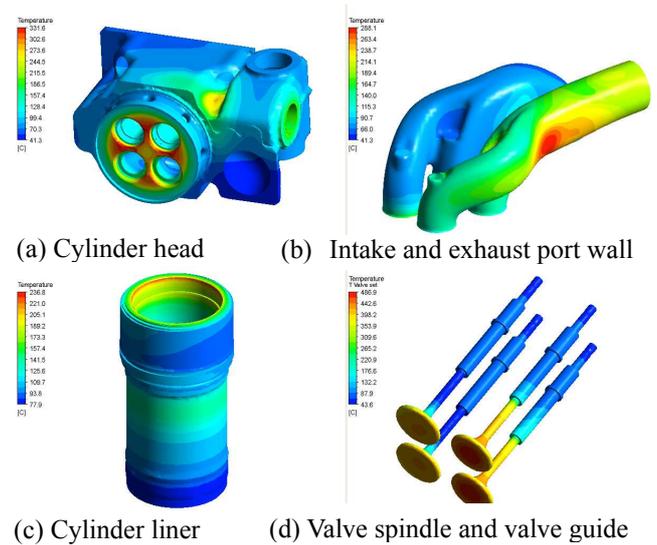


Fig. 10 Engine cylinder component temperature distribution

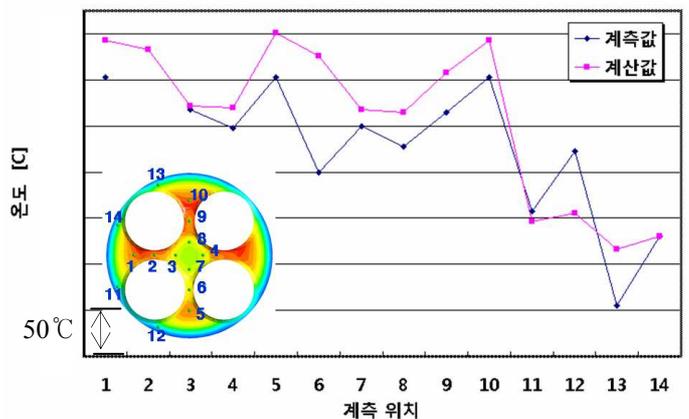


Fig. 11 Cylinder head combustion chamber top face temperature

위치의 값으로 대표되기 때문에 해석값과 비교시 계산값도 표면에서 4 mm 아래 위치의 값을 가지

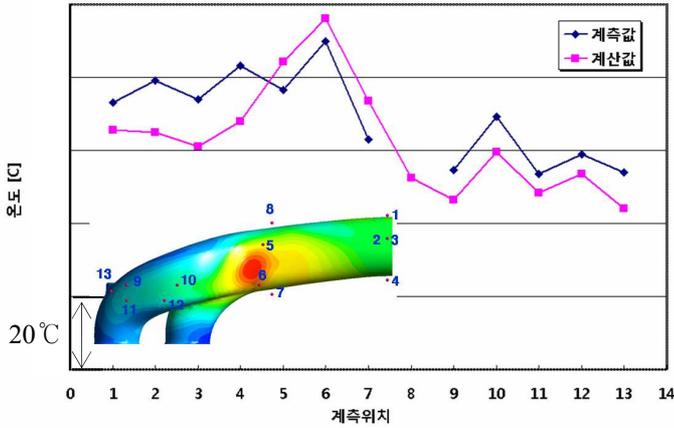


Fig. 12 Exhaust port wall temperature

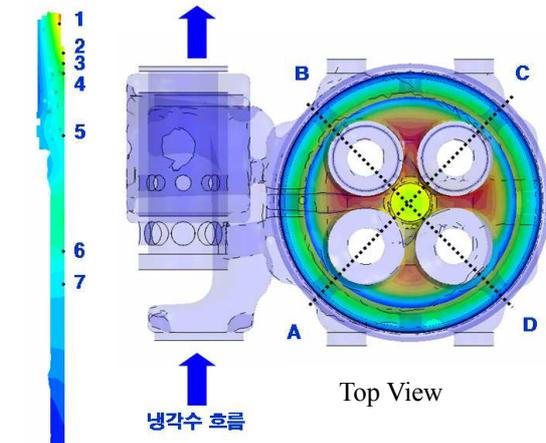


Fig. 13 Liner inner wall temperature

고 비교 하였다. 연소실 상면의 경우 전체적인 온도분포를 잘 예측하였으나 최대 15 % 오차가 있는 위치가 존재하였다(오차는 계측값과 예측값의

차이를 계측값으로 나눈 수치의 백분위).

전체적으로 예측값이 계측값보다 높은 분포를 보였다.

배기포트 벽면의 경우 주조 오차를 감안하여 벽면에서 6 mm 거리의 위치까지 홀을 가공하여 열전대를 설치하였다. 따라서 예측값과 실험값을 비교할 때 예측값은 벽면에서 안쪽으로 6 mm 인 위치의 값을 기준으로 비교하였다.

벽면 각 위치에서의 예측값은 Fig. 12 에서 보듯 각 위치에서 계측된 값의 경향과 비교적 잘 일치하고 있으나 최대 오차는 15 % 정도 차이가 나는 것을 볼 수 있다.

라이너의 경우 냉각수 입구 방향으로 정해진 각 네 방향 A,B,C,D 에서 라이너 각 높이에 따라 7 개의 계측위치에서 열전대를 이용하여 온도를 계측하였다.

라이너 온도 계측값과의 비교는 Fig. 13 에 나타나 있다. 최대오차는 국부적으로 12 % 정도 되며 전체적인 계측값과 예측값의 경향은 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

해석 결과를 통해 볼 때 설계 단계에서 수행한 냉각수 열전달 해석으로 연소실 주요 부품과 영역에 대한 온도 분포와 경향을 적절히 예측하고 있다고 판단된다. 그러나 국부적으로 오차율이 15 % 정도 보이는 위치가 존재하므로 이러한 오차를 줄이기 연구가 좀 더 필요한 것으로 판단된다.

3. 결론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 1-D 엔진 성능해석으로부터 연소실 내부 싸이클 평균 열전달 계수와 싸이클 평균 온도를 계산하여 연소실의 열부하 경계조건으로 적용하였고 정상상태 냉각수 복합 열전달 해석을 수행하여 엔진 주요 실린더 부품의 온도를 계산할 수 있었다.
- (2) 3 차원 CFD 해석을 통하여 배기포트 벽면의 열전달 계수의 벽면 분포를 구할 수 있었다.
- (3) 위와 같은 경계조건 설정으로 열전달 해석을 수행한 결과 계측값과 비교하여 평균적으로 10 % 정확도로 온도를 예측할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Hur, N., Yoon, S.Y., Cho, W.K. and Kim, K.H., 1993 "A Numerical Simulation of Flows in an Engine Cooling Passage," *Transaction of KSAE*, Vol. 1, No.1, pp. 32~40.
- (2) Lee, D.K., Lee, K.S. and Lee, J.H., 1999 "Numerical Analysis of 3-D Flow Filed in the Engine Block

- Coolant Passage,” *Transaction of KSAE*, Vol. 7, No. 2, pp. 134~152.
- (3) Baek, K.U., Lee, B.H., Lee, S.H. and Cho, N. H., 1999 “CFD Simulation of Coolant Flow in a Large Diesel Engine,” *Fall Conference Proceedings*, KSAE, pp. 270~274
- (4) Suh Y.-K., Heo, S. G., Chung, S. S., 2008, “Numerical and Theoretical Study on the Fluid Flow in the Cooling System of a Marine Diesel Engine,” *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol.32 No. 1, pp. 119~130.
- (5) Cho, N. H., Lee, S. U., Lee, S. K. and Lee, S. H., 2004 “Finite Element Analysis of Thermal Fatigue Safety for a Heavy-Duty Diesel Engine,” *Transactions of KSAE*, Vol.12, No.1, pp. 122~129.
- (6) Kim, H.S. and Min, K., 2008 “Application of CFD-FEM Coupling Methodology to Thermal Analysis on the Large-size Marine Diesel Engine,” *Transaction of KSAE*, Vol. 16, No. 1 pp. 64~70.
- (7) ANSYS CFX Solver User Guide
- (8) Woschni, G., 1967, “Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engine,” SAE paper 670931 *SAE Trans.*, Vol. 76.
- (9) AVL LIST GMBH, AVL BOOST – USER’S GUIDE
- (10) Dent, J.C. and Sulaiman, S. J., 1977, “Convective and Radiative Heat Transfer in a High Swirl Direct Injection Diesel Engine,” SAE paper 770407, *SAE Trans.*, Vol. 86.
- (11) Grotjans H. and Menter F., 1998, “Wall Functions for General Application CFD Codes,” *ECCPMAS 98, Proceeding s of 4th Computational Fluid Dynamics Conference*, John Wiley & Sons, pp. 1112~1117.
- (12) Kader, B.A., 1981 “Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.24, Issue 9, pp. 1541~1544.