

열전도의 역문제 방법을 이용한 대형 LPG 엔진 피스톤의 열부하 해석

Analysis of Thermal Loading of a Large LPG Engine Piston Using the Inverse Heat Conduction Method

박철우* · 이부윤**
 Park, Chul-Woo · Lee, Boo-Youn

ABSTRACT

The convection heat transfer coefficients on the top surface of a large liquid petroleum liquid injection(LPLi) engine piston are analyzed by solving an inverse thermal conduction problem. The heat transfer coefficients are numerically found so that the difference between analyzed temperatures from the finite element method and measured temperatures is minimized. Using the resulting heat transfer coefficients as the boundary condition, temperature of a large LPLi engine piston is analyzed.

Keywords: LPG engine piston, inverse heat conduction, thermal loading, heat transfer coefficient

1. 서론

근래에 대기 오염에서 큰 부분을 차지하는 경유 차량에 LPG(Liquid petroleum gas) 연료를 사용함으로써 공해를 저감하기 위한 노력이 활발히 실행되고 있다. 경유 차량에 사용되는 디젤 엔진을 LPG 엔진으로 개조 시에 LPG 연소가스에 의한 열부하의 안전성을 평가하기 위해 피스톤의 열부하에 직접적인 영향을 미치는 온도분포를 해석하는 것이 매우 중요하다. 피스톤의 온도분포는 열응력과 피로수명에 직접적인 영향을 미친다. 본 연구는 LPG 액정분사(LPLi:Liquid petroleum liquid injection) 방식의 대형 상용버스용 엔진 피스톤의 열부하를 평가하기 위한 정확한 온도분포 해석의 필요성으로부터 시작하였다.

피스톤은 엔진 가동시 고온의 연소가스와 냉각수, 엔진오일 등에 노출됨에 따라 위치별 온도 편차가 발생하게 된다. 엔진의 연소실 내의 온도분포 규명을 위해 엔진 작동시의 피스톤의 열전달 현상 규명과 온도 측정 및 해석을 위한 다수의 연구가 수행되었으며, 내연기관의 연소실 내의 열전달에 관한 연구로서 Woschni는 가스의 국부적 평균 속도를 고려하여 대류 열전달계수를 구하는 실험식을 제시하였고, Pattas는 실험을 통해 디젤 엔진 연소실 내부의 열전달계수에 대한 실험식을 유도하였다(Garro와 Vullo, 1978). 이와 같은 실험식들은 가스 유동 속도를 피스톤의 평균 속도로 나타내었기 때문에 열전달량이 엔진 회전 속도에 비례하게 된다. Hohenberg(1979)는 직접분사식 디젤 엔진 피스톤 표면의 온도 및 열유속을 측정하였다. Li(1982)는 피스톤 링과 홈의 접촉시간과 열저항 회로 개념을 도입하여 피스톤 표면의 열전달계수를 계산하였다. 본 연구에서는 피스톤 냉각을 위하여 오일 갤러리(Oil gallery)를 사용하는 대형 버스용 LPLi 엔진 피스톤에 대하

* 대구기계부품연구원 선임연구원 E-mail: cwpark@dmi.re.kr

** 계명대학교 기계자동차공학부 교수 E-mail: bylee@kmu.ac.kr

여 열전도 역문제(Beck *et al.*, 1985) 해석을 통하여 피스톤 상부면의 대류 열전달계수를 구하였다. 역문제 해석을 위하여 LPG 연소가스와 접하는 피스톤 상부면에서 측정된 온도에 의거하여 수치적 최적화 방법을 사용하였다. 이와 같이 결정된 열전달계수를 사용하여 LPLi 방식의 대형 엔진 피스톤의 온도 분포를 유한요소법으로 해석하였다.

2. 피스톤의 온도분포 해석을 위한 경계조건

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 오일 갤러리가 있는 LPLi 방식의 대형 상용버서용 엔진의 피스톤의 열부하를 구하기 위하여 온도분포를 해석하고자 한다.

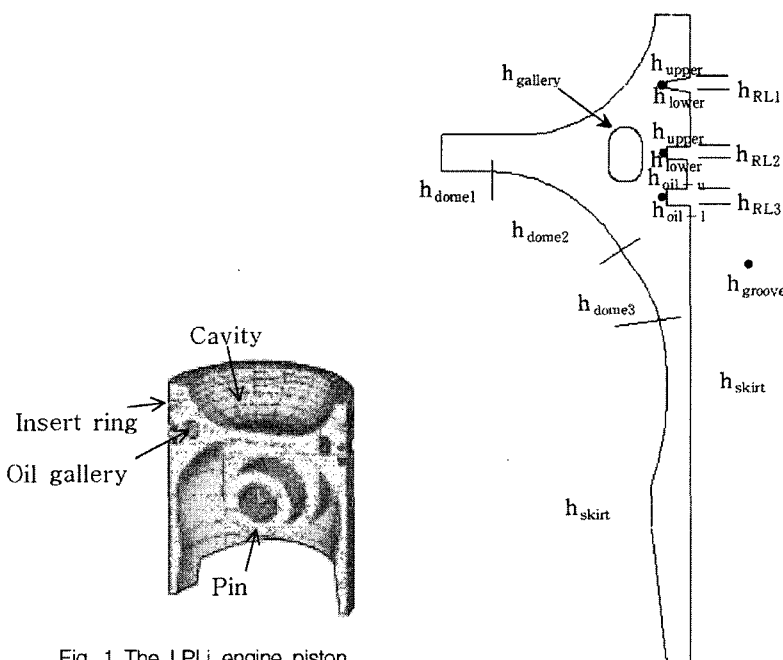


Fig. 1 The LPLi engine piston

Symbol	Value (W/m ² K)
h_{upper}	730
h_{lower}	1190
h_{oil-u}	360
h_{oil-l}	360
h_{RL1}	0
h_{RL2}	180
h_{RL3}	220
h_{groove}	0
h_{skirt}	150
h_{dome1}	1000
h_{dome2}	800
h_{dome3}	500
$h_{gallery}$	1750

Fig. 2 Heat transfer coefficients

피스톤의 온도분포를 유한요소법으로 해석하기 위하여 경계조건이 필요한 바, 본 연구에서는 피스톤의 열전달을 정상상태로 가정하고(Assanis와 Badillo, 1987) 대류 경계조건을 사용하였다(Borman과 Nishiwaki, 1987). 피스톤 표면에 적용되는 대류 경계조건은 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$q = h(T - T_{\infty}) \tag{1}$$

여기서 q 와 T 는 표면에 수직인 방향의 열속(Normal heat flux)과 온도를 나타내고, h 와 T_{∞} 는 대류 열전달계수와 주위온도(Surrounding temperature)를 나타낸다. 열전달계수 h 는 피스톤 표면의 위치에 따라 다르게 정의되며, 주위온도 T_{∞} 는 피스톤의 표면 위치에 따라 상부면에서는 연소가스 온도인 T_{gas} 로, 피스톤의 측면에서는 냉각수 온도인 T_c 로, 피스톤의 하부면과 오일 갤러리에서는 엔진오일 온도인 T_o 로 정의할

수 있다. 본 연구에서 T_c 와 T_o 는 엔진 운전시에 측정된 온도인 80 °C를 사용하였다. 크랭크 각도에 따라 측정된 실린더 내의 압력으로부터 단열조건으로 가정하여 연소가스 온도를 계산하고 전체 크랭크 각도에서 계산된 최고온도의 값인 800 °C를 T_{gas} 로 사용하였다.

대류 경계조건 적용을 위한 열전달계수는 피스톤의 표면 위치에 따라 다르게 정의되어야 한다. 일반적으로 LPG 엔진은 가솔린 엔진 오일을 사용하고 있으므로 오일의 점도에 많은 영향을 받는 피스톤 측면의 열전달계수는 링과 홈의 접촉 시간과 유막 두께를 고려하여 Li(1982)가 제시한 열회로의 개념을 도입하여 계산한 열전달계수를 적용하였으며, LPG 엔진 피스톤 하부면의 오일에 의한 냉각 조건은 디젤 엔진과 차이가 없으므로 Li(1982)가 제시한 열전달계수를 적용하였다. 오일 갤러리에서의 열전달계수는 갤러리 내로 유입되는 오일의 양과 유속에 따라 제시된 값(Wiermann, 1973)을 사용하였는데, 이는 엔진 회전수 800 rpm, 오일 유량 1~2 l/min에서 충만도(Filling degree)가 20~60%일 때의 평균값을 적용하였다. 이와 같이 설정된 피스톤의 측면, 하부면, 오일 갤러리의 위치별 열전달계수 값을 Fig. 2에 나타내었다.

피스톤 상부면의 열전달계수는 상부면의 여러 위치에서 측정된 온도를 사용하여 축대칭과 3차원의 열전도 역문제 해석을 통하여 계산하였다.

3. 축대칭 열전도 역문제 해석

피스톤의 온도분포 해석을 위한 대류 경계조건으로 사용할 피스톤의 측면, 하부면, 오일 갤러리의 위치별 열전달계수는 Fig. 2에 나타난 바와 같으나, 피스톤 상부면의 열전달계수는 열전도 역문제 해석 방법(Beck *et al.*, 1985)을 사용하여 구하였다. 본 열전도 역문제에서는 피스톤 상부면의 온도를 측정하고 측정된 온도로부터 상부면의 대류 열전달계수를 역으로 찾아내며, 수치적 실행을 위하여 상부면을 여러 개의 경계 구간으로 분할하고 각 구간 내에서는 열전달계수가 균일한 것으로 가정한다. 템플러그(Templug)를 사용하여 상부면 19 위치에서의 온도를 측정하였으며, 측정 위치와 온도는 Fig. 3과 같다. 단면 1의 위치 ①과 ②의 측정 온도는 다른 위치에 비하여 상대적으로 높는데, 이는 단면 1이 점화플러그가 위치한 곳이기 때문이다.

피스톤 상부면에서 주위 온도가 T_{gas} 일 때 상부면의 열전달계수 값을 n 개의 경계 구간으로 구분하면 피스톤 상부면의 대류 경계조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

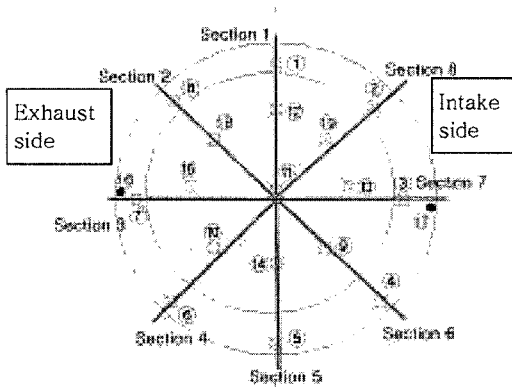
$$q = h_i(T - T_{gas}) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2)$$

여기서 h_i 는 각 경계 구간에서의 열전달계수를 나타낸다. 본 열전도 역문제는 다음 식과 같이 피스톤 상부면에서 측정된 온도가 해석 온도와 같아지도록 하는 n 개 경계 구간의 열전달계수 값을 설계변수(Design variable)로 정의하여 이를 결정하기 위한 최적화문제로 정의되며, 최소화해야 할 목적함수 Φ 는 측정 온도와 해석 온도의 차의 제곱의 합으로 나타내었다.

$$\text{Find } \{h_1, h_2, \dots, h_n\} \text{ to minimize } \Phi(h) = \sum_{i=1}^l (T_{a_i} - T_{m_i})^2 \quad (3)$$

여기서 l 은 온도 측정 위치의 수를, T_{m_i} 은 측정 위치 i 에서의 측정 온도를, T_{a_i} 는 설계변수인 열전달계수를 경계조건으로 부여하여 해석된 측정 위치 i 에서의 온도를 나타낸다.

본 연구에서는 최적화 문제의 해를 구하기 위하여 ANSYS(2000)의 Design Optimization Module의 일계법(First order method)을 사용하였으며, 민감도(Sensitivity) 계산은 전방차분법(Forward difference)을 사용하여 증분량 Δh_i 는 설계변수의 10%로 설정하고 이동거리(Step size) α_k 는 0.01%로 설정하였다.



Location	Value	Location	Value
①	294	⑪	225
②	286	⑫	306
③	279	⑬	213
④	266	⑭	220
⑤	259	⑮	207
⑥	269	⑯	305
⑦	283	⑰	267
⑧	276	⑱	201
⑨	229	⑲	219
⑩	204		

Fig. 3 Measured location and temperature of the top surface(Unit: °C)

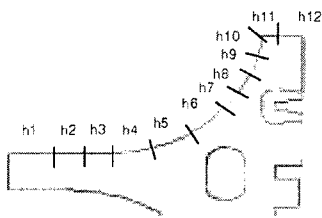


Fig. 4 Definition of boundary segments (Section 2~8)

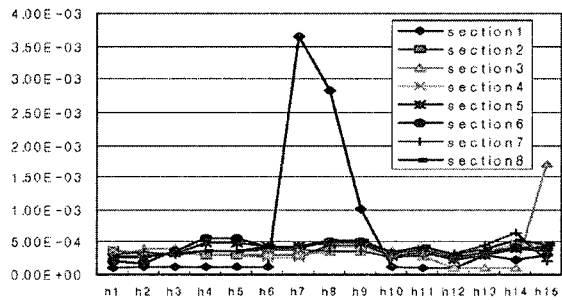


Fig. 5 Heat transfer coefficients at 8 sections

역문제 해석을 위해 만일 측정된 모든 위치에서의 값을 이용하고 3차원 LPG 피스톤의 상부면을 분할하게 되면 설계변수의 수인 상부면의 경계 구간의 수가 매우 많게 되므로 수치적 최적화에 매우 많은 시간과 노력이 소요된다. Fig. 3의 온도 측정 위치를 보면 캐비티(Cavity)의 중심을 기준으로 45°의 등간격으로 온도가 측정되었으므로 역문제 해석을 효율적으로 수행하기 위해 일차적으로 8개의 축대칭 역문제로 간략화하여 8개 단면 상부의 선 경계구간의 열전달계수를 결정하고, 이차적으로 축대칭 역문제의 결과를 초기값으로 사용하여 3차원 역문제를 해석하여 피스톤 상부면의 면적 경계구간의 열전달계수를 최종적으로 결정하였다.

축대칭 역문제의 최적화 문제에서 결정할 설계변수의 수인 식 (2)의 n 은 단면에 따라서 12 혹은 15로서, Fig. 4에 나타낸 바와 같이 축대칭으로 모델링한 피스톤의 상부면을 12 혹은 15개의 선 경계 구간으로 나누고 각 구간에서의 열전달계수를 설계변수로 정의하였다. 단면 1에서는 설계변수가 15개이며 이는 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 측정 위치 ⑫에서의 온도가 다른 위치의 온도에 비해 매우 커서 수렴성을 향상시키기 위함이며, 그 외의 단면에서의 설계변수는 모두 12개이다. 최적화 문제에서의 설계변수의 초기값은 모두 $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 균일하게 설정하고 최적화 과정을 수행하였으며, 계산된 설계변수의 최적값을 Table 1에 나타내었다. Fig. 5는 Table 1에 수록된 8개의 단면에서의 최적 열전달계수 값의 분포를 선도로 나타낸 것이다. Table 2에 측정 온도와 역문제를 이용하여 구한 열전달계수의 최적값을 사용한 유한요소해석 결과의 온도를 비교하였으며, 축대칭 역 방법에서 구한 피스톤 상부면에서의 열전달계수의 최적값은 온도 측정 점에서

의 해석값과 측정값 사이의 오차가 0.45%(측정 위치 ⑭) 이내의 정확한 결과를 나타냄을 알 수 있다.

Table 1 Initial and optimum values of design variables and objective function for the axisymmetric inverse problem

Design variable	Heat transfer coefficients (W/m ² K)								
	Initial value	Section							
		1	2	3	4	5	6	7	8
h1	100	109.70	372.60	284.59	392.07	266.51	209.67	303.23	276.09
h2	100	117.25	319.66	395.20	324.97	270.32	181.78	340.67	277.23
h3	100	120.79	327.86	404.66	326.30	332.68	361.35	305.08	326.18
h4	100	118.31	303.33	311.49	288.32	482.58	560.55	370.09	365.72
h5	100	126.53							
h6	100	129.37	298.41	318.96	260.23	436.22	421.74	382.75	437.01
h7	100	3650.7							
h8	100	2822.0	446.56	343.86	436.70	491.60	506.06	371.98	528.88
h9	100	1004.5							
h10	100	116.60	315.08	374.94	316.36	285.96	327.53	263.16	3.5277
h11	100	112.00	391.85	273.79	396.04	350.64	388.97	305.06	430.53
h12	100	109.18	285.45	107.85	291.47	229.29	268.01	334.86	321.16
h13	100	300.23	372.31	109.44	374.23	302.89	340.26	460.34	406.26
h14	100	233.26	420.33	104.36	475.52	405.28	415.04	650.32	522.72
h15	100	294.49	435.00	173.39	460.56	369.45	406.65	206.21	470.48
Initial value of ϕ		66693	33149	63677	32914	33194	36486	53583	40133
Optimum value of ϕ		7.6e-4	2.4e-03	4.5e-02	3.1e-04	8.5e-03	3.5e-04	8.6e-03	1.2e-04

Table 2 Comparison of measured temperature and analyzed temperature obtained with optimum heat transfer coefficients for the axisymmetric inverse problem

Sect.	Location	Measured temperature (°C)	Analyzed temperature (°C)	Ratio (%)	Sect.	Location	Measured temperature (°C)	Analyzed temperature (°C)	Ratio (%)
1	①	294	293.99	99.99	5	⑤	259	259.01	100.00
	⑫	306	305.97	99.99		⑭	220	219.91	99.55
	⑪	225	225.01	100.04		⑮	225	225.03	100.01
2	⑧	276	275.98	99.99	6	④	266	266.00	100.00
	⑬	201	201.06	100.02		⑥	229	228.98	99.99
	⑩	225	224.96	99.98		⑰	225	225.01	99.99
3	⑬	305	304.80	99.93	7	⑰	267	267.04	100.01
	⑦	283	283.05	100.02		③	279	278.94	99.98
	⑮	207	206.97	99.98		⑬	213	213.01	100.00
	⑩	225	224.97	99.98		⑪	225	224.94	99.97
4	⑥	269	269.01	100.00	8	②	286	285.99	99.99
	⑩	204	204.01	100.00		⑨	219	219.01	99.99
	⑪	225	224.98	99.99		⑱	225	224.99	99.99

4. 3차원 열전도 역문제 해석

다음 단계로는 3차원 유한요소 모델에서 피스톤 상부면의 열전달계수를 결정하기 위한 3차원 역방법을 이차적으로 실행하였다. 피스톤의 3차원 유한요소해석 모델은 Fig. 3에 표시된 단면 1과 5를 기준으로 하여 구

분되는 흡기밸브측(Intake side) 절반과 배기밸브측(Exhaust side) 절반의 2개의 대칭 모델을 사용하였다. 해석의 정확성을 기하기 위해 측정된 모든 위치에서의 측정 온도값을 식 (3)의 목적함수에 사용하였다. 3차원 역문제에서는 앞의 축대칭 역문제에서 계산한 단면 1~8까지의 선 경계 구간의 열전달계수를 원주 방향으로 보간하여 상부면의 면적 경계구간의 열전달계수의 초기값으로 사용하였다.

Fig. 6은 3차원 역문제 수행을 위한 면적 경계구간의 분할과 설계변수로 사용한 경계구간을 나타낸다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 설계변수의 수는 배기밸브측은 34개, 흡기밸브측은 32개이다. 최적화 문제의 해석 시간을 단축하고 수렴성을 높이기 위해 여러 번의 시행착오 과정을 거쳐서 설계변수 경계구간들을 결정하였다. 피스톤의 3차원 유한요소 모델은 Fig. 7과 같으며 ANSYS의 10절점 Quadratic Tetrahedron 요소인 SOLID87 요소를 사용하였다. 피스톤과 핀(Pin)이 접하는 부분은 절점의 온도를 연계(Coupling)시켰다.

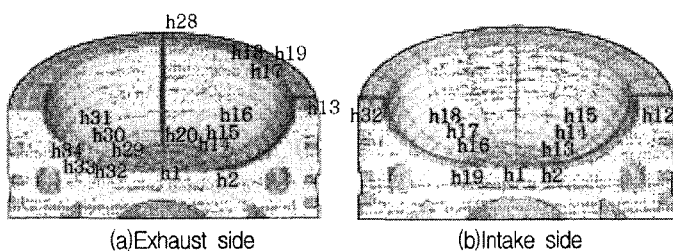


Fig. 6 Area boundary segments and design variables for 3D inverse problem

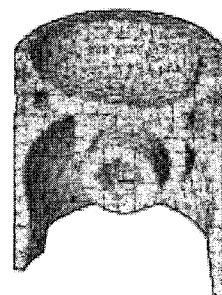


Fig. 7 Finite element model

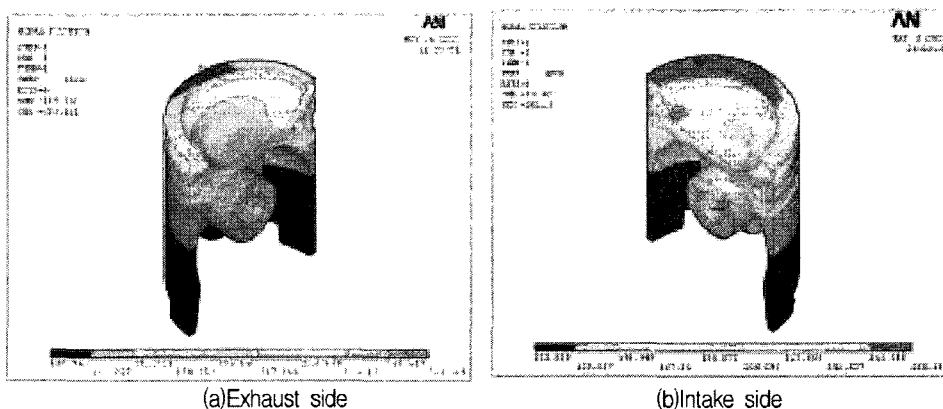


Fig. 8 Temperature distribution with initial heat transfer coefficients

Fig. 8은 축대칭 역문제에서 구한 열전달계수를 원주 방향으로 보간하여 구한 열전달계수 분포를 3차원 역문제에서 설계변수의 초기값으로 사용하여 해석한 온도분포를 나타낸다. 3차원 역문제 해석을 통하여 구한 열전달계수 분포는 Fig. 9와 같다. Fig. 10은 3차원 역문제의 해석을 통하여 구한 Fig. 9의 열전달계수의 최적값을 사용하여 해석된 온도분포를 나타낸다. Table 3은 초기값을 사용한 측정 위치별 온도 결과와 3차원 역문제의 실행 결과를 나타낸다. Table 3에서 볼 수 있듯이 3차원 역문제의 초기값, 즉 축대칭 역문제에서 구한 열전달계수를 사용하였을 때의 3차원 온도 해석 결과는 측정 온도 대비 최대 13.04%의 오차(측정 위치 ⑫)가 나타나지만, 3차원 역문제의 실행 결과의 해석 온도는 측정 온도 대비 오차가 0.41%(측정 위치 ⑬) 이

내인 정확한 결과를 도출하였음을 알 수 있다.

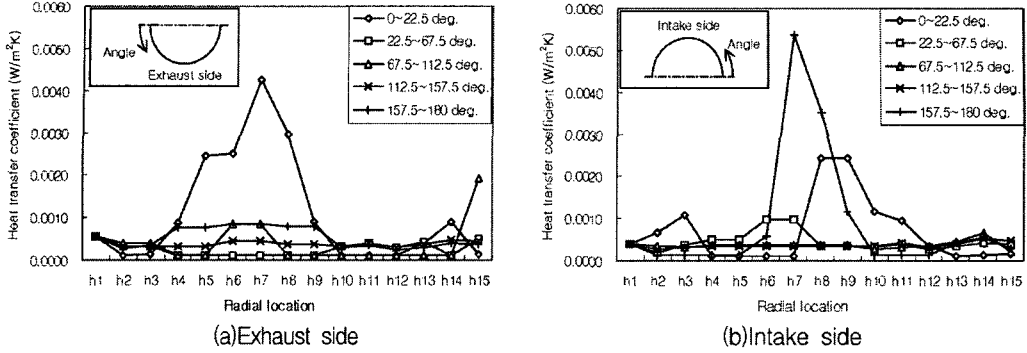


Fig. 9 Distribution of optimum heat transfer coefficients for 3D inverse problem

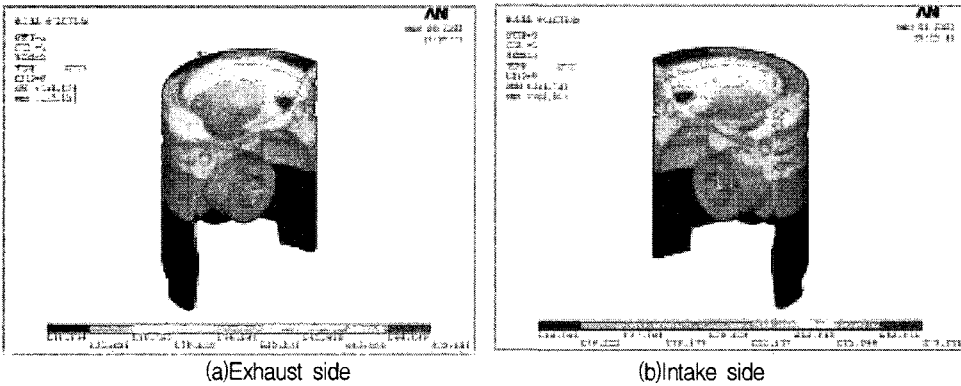


Fig. 10 Temperature distribution with optimum heat transfer coefficients

5. 결론

본 연구에서는 열전도의 역문제를 대형 LPG 엔진용 피스톤에 적용하여 표면 온도 측정 결과로부터 피스톤 상부면에서의 열전달계수를 효율적으로 계산하는 방법을 제시하였다. 이 열전도의 역방법은 측정된 피스톤 상부면의 표면 온도 측정 개수가 온도 경계조건으로 사용할 수 있을 만큼 충분히 많지 않을 경우에 효율적으로 사용할 수 있다. 열전도 역문제의 해석시에 수치적 최적화에 소요되는 시간을 단축하기 위하여 축대칭 역문제와 3차원 역문제 해석의 두 단계로 나누어 역문제를 해석하였으며, 그 결과 피스톤 상부면의 열전달계수를 성공적으로 계산하였다. 이 열전달계수를 사용하여 해석된 피스톤의 온도분포는 측정 결과와 비교하여 만족스럽게 일치하였다. 본 연구의 결과로서 얻어진 LPG 엔진 피스톤의 온도분포 해석 결과는 열응력 해석 및 열부하에 관한 피로수명 해석에 유용하게 활용할 수 있다.

Table 3 Comparison of measured and analyzed temperatures

Side	Location	Measured temperature (°C)	Initial design variables		Optimum design variables	
			Analyzed temperature (°C)	Ratio (%)	Analyzed temperature (°C)	Ratio (%)
Intake	㉠	225	208.70	92.28	224.98	99.99
	㉡	306	269.10	87.94	305.14	99.72
	①	294	265.60	90.34	294.27	100.09
	㉣	219	211.01	96.35	219.04	100.02
	②	286	276.84	96.80	285.63	99.87
	㉥	213	204.20	95.87	212.12	99.59
	③	279	273.06	97.87	279.68	100.24
	㉧	267	261.00	97.75	267.86	100.32
	⑨	229	204.17	89.16	228.91	99.96
	④	266	253.58	95.33	265.57	99.84
	㉩	220	206.10	93.68	220.16	100.07
Exhaust	⑤	259	249.35	96.27	259.01	100.00
	㉪	225	204.91	91.07	224.91	99.96
	㉫	306	266.12	86.96	305.01	99.68
	①	294	265.30	90.02	294.17	100.05
	㉭	201	199.85	99.43	200.95	99.97
	⑧	276	278.80	101.01	275.30	99.74
	㉯	207	193.95	93.70	206.88	99.94
	⑦	283	281.73	99.55	282.94	99.98
	㉱	305	302.28	99.11	306.11	100.32
	⑩	204	191.89	94.06	204.01	100.00
	⑥	269	264.20	98.22	268.68	99.88
	㉳	220	200.00	90.91	219.96	99.98
	⑤	259	251.51	97.11	259.24	100.09

참고문헌

Assanis, D.N. and Badillo, E. (1987) Transient heat conduction in low-heat rejection engine combustion chambers, *SAE Technical Paper* 870156.

Beck, J.V., Blackwell, B. and Clair, C.R.S. (1985) *Inverse Heat Conduction*, A Wiley-Interscience Publications, New York.

Borman, G.L. and Nishiwaki, K. (1987) Internal combustion engine heat transfer, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 13.

Garro, A. and Vullo, V. (1978) Some considerations on the evaluation of thermal stress in combustion engine, *SAE Technical Paper* 780664.

Hohenberg, G.F. (1979) Diesel engine thermal loading, *SAE Technical Paper* 790825.

Li, C.H. (1982) Piston thermal deformation and friction considerations, *SAE Technical Paper* 820086.

Wiermann, L. (1973) Heat flow in pistons, *MAHLE Symposium*.

ANSYS (2000) *ANSYS User's Manual*, revision 5.6, ANSYS Inc.