

## LPG 액정분사 방식의 대형 엔진용 피스톤의 온도분포와 열응력 해석

이부윤† · 임문혁\* · 손재율\*\*

(원고접수일 : 2003년 8월 4일, 심사완료일 : 2003년 9월 29일)

### Temperature Distribution and Thermal Stress Analyses of a Large LPLi Engine Piston

Boo-Youn Lee† · Moon-Hyuk Im\* · Jae-Youl Shon\*\*

**Abstract** : The convection heat transfer coefficients on the top surface of a large liquid petroleum liquid injection(LPLi) engine piston with the oil gallery 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. With varying cooling water temperature, temperature, stress, and thermal expansion of the piston are analyzed and evaluated.

**Key words** : LPG engine piston(LPG 엔진 피스톤), LPLi(LPG 액정분사), Temperature distribution(온도분포), Oil gallery(오일 갤러리), Convection heat transfer coefficient(대류 열전달계수)

#### 1. 서 론

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 개조시에 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 연

† 책임저자(계명대학교 기계자동차공학부), E-mail : bylee@kmu.ac.kr, T : 053)580-5922

\* 계명대학교 기계자동차공학부(imoon@kmu.ac.kr)

\*\* 금오공과대학교 대학원 기계공학과(jyshon@cies.co.kr)

구가 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<sup>(1),(2)</sup>. 이와 같은 실험식들은 가스 유동 속도를 피스톤의 평균 속도로 나타내었기 때문에 열전달량이 엔진 회전 속도에 비례하게 된다. 근래에는 실험을 통하여 피스톤의 온도 분포를 규명하기 위한 연구 결과들이 제시되었다. Hohenberg<sup>(3)</sup>는 직접분사식 디젤 엔진 피스톤 표면의 온도 및 열유속을 측정하였다. Li<sup>(4)</sup>는 피스톤 링과 홈의 접촉시간과 열저항 회로 개념을 도입하여 피스톤 표면의 열전달계수를 계산하였다. 국내의 경우에 이교승 등<sup>(5)</sup>은 피스톤 상부면의 경계조건으로서 연소가스의 시간평균 온도와 시간평균 열전달계수를 연소실 내의 압력을 이용하여 크랭크 각도에 따라 계산하고 열전달계수의 공간적인 분포를 고려하기 위해 Pattas가 제시한 식을 이용하였는데, 피스톤 측면과 하부면의 열전달계수는 Li<sup>(4)</sup>가 제시한 열회로의 개념을 사용하여 계산하였다. 이재순 등<sup>(6),(7)</sup>은 피스톤 표면의 순간 온도와 표면 아래 일정 깊이에서의 정상상태 온도를 측정하고 Fourier 전도 방정식을 이용하여 열유속을 계산하여 경계조건으로 사용하였다. 류영 등<sup>(8)</sup>은 열유속의 해석에 방향성을 고려하여 열접점과 냉접점을 제작하여 실험을 수행하였으며, 각 측정점에서 측정된 온도값으로 유한요소해석을 통해 등온도 분포를 구하여 열유속 방향을 구한 후 Fourier 전도방정식으로부터 순간 열유속을 구하였다. 이병훈 등<sup>(9)</sup>은 대형 상용버스용 압축천연가스(CNG: Compressed natural gas) 엔진 개발 시에 피스톤의 상부면과 측면의 온도를 측정하고, 측정 온도를 보간하여 얻은 온도 경계조건을 사용하여 피스톤의 온도분포를 해석하였는데, 이 방법은 표면의 측정 온도를 보간하여 계산된 온도 경계조건을 사용하게 되므로 보간 오차를 줄이려면 많은 위치에서의 온도 측정이 필요하게 된다. 이러한 문제점을 개선하기 위하여 최근에 이부윤 등<sup>(10)</sup>은 피스톤 표면에서 측정된 온도를 사용하여

열전도 역문제(Inverse heat conduction problem) 해석을 통하여 피스톤 상부면의 대류 열전달계수를 계산하는 방법을 제시하였다. 일반적으로 열전도 문제에서는 정해진 경계조건을 사용하여 열평형방정식을 해석하여 물체의 온도분포를 구하는데 반하여, 열전도 역문제에서는 임의의 위치들에서 정해진 온도를 주는 경계조건을 역으로 구하게 된다.

본 연구에서는 피스톤 냉각을 위하여 오일 갤러리(Oil gallery)를 사용하는 대형 LPLi 엔진 피스톤에 대하여 이부윤 등<sup>(10)</sup>이 제시한 방법을 적용하여 열전도 역문제 해석을 통하여 피스톤 상부면의 대류 열전달계수를 구하였다. 역문제 해석을 위하여 LPG 연소가스와 접하는 피스톤 상부면에서 측정된 온도에 의거하여 수치적 최적화(Numerical optimization) 방법을 사용하였다. 이와 같이 결정한 열전달계수를 사용하여 LPLi 방식의 대형 엔진 피스톤의 온도 분포를 3차원 유한요소법으로 해석하였다. 또한, 냉각수 온도를 냉각조건 변수로 고려하여 냉각수 온도의 변화에 따른 피스톤의 온도분포를 해석하여 피스톤 온도의 변화 추이를 분석하고, 연소가스의 압력하중과 온도분포의 열하중하에서의 응력을 해석하여 최대 응력과 피스톤의 열팽창을 분석하였다.

## 2. 피스톤의 온도분포 해석을 위한 경계조건

본 연구에서 다루고자 하는 피스톤은 Fig. 1과 같은 오일 갤러리가 있는 LPLi 방식의 대형 상용버스용 엔진의 피스톤으로서, Fig. 1(a)의 Base Type은 개발 중간단계의 모델이고 Fig. 1(b)의 Bathtub Type은 최종단계의 모델이다. Fig. 1의 Base Type과 Bathtub Type은 캐비티 형상에 약간의 차이가 있다. 피스톤의 온도 분포를 유한요소법으로 해석하기 위하여 경계조건이 필요한바, 본 연구에서는 피스톤의 열전달을 정상상태로 가정하고<sup>(11)</sup> 대류 경계조건을 사용하였다<sup>(2),(12)</sup>. 대류 경계조건은 피스톤 표면에서 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

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

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

리에서는 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 사용

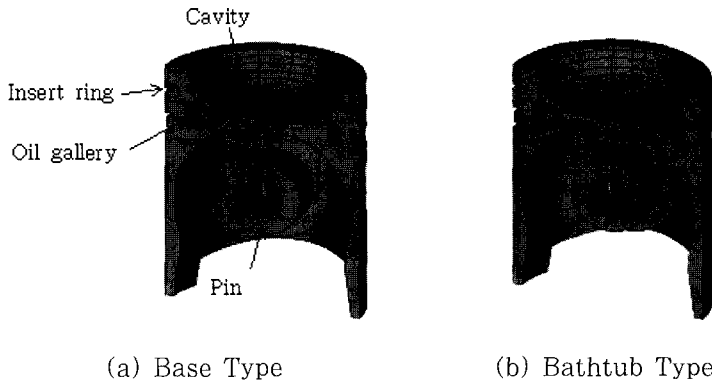
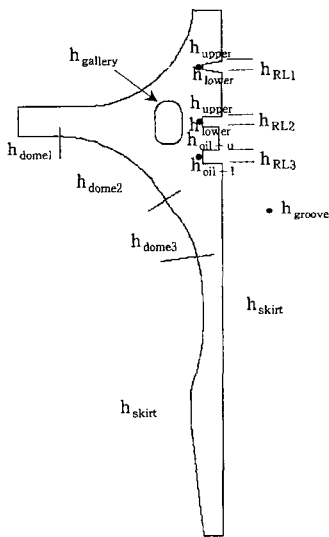


Fig. 1 The LPLi engine pistons



Symbol	Value(W/m²K)
$h_{upper}$	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 on the side, bottom and oil gallery surfaces

하고 있으므로 오일의 점도에 많은 영향을 받는 피스톤 측면의 열전달계수는 링과 홈의 접촉 시간과 유막 두께를 고려하여  $Li^{(4)}$ 가 제시한 열회로의 개념을 도입하여 계산한 열전달계수를 적용하였으며, LPG 엔진 피스톤 하부면의 오일에 의한 냉각 조건은 디젤 엔진과 차이가 없으므로 문헌<sup>(4),(5)</sup>에서 제시된 열전달계수를 적용하였다. 오일 갤러리에서의 열전달계수는 갤러리 내로 유입되는 오일의 양과 유속에 따라 제시된 값<sup>(13)</sup>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 측대칭과 3차원의 열전도 역문제 해석을 통하여 계산하였으며 다음 절에서 자세히 기술하고자 한다.

### 3. Base Type 피스톤의 열전도 역문제 해석

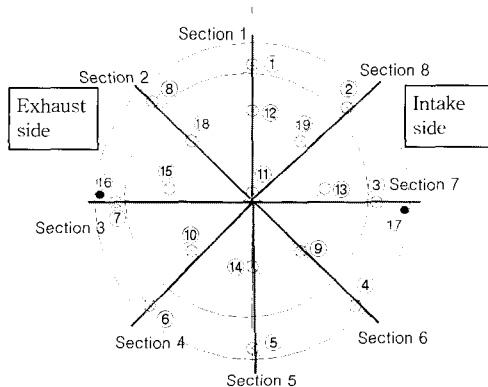
피스톤의 온도분포 해석을 위한 대류 경계조건으로 사용할 피스톤의 측면, 하부면, 오일 갤러리의 위치별 열전달계수는 Fig. 2에 나타낸 바와 같으나, 피스톤 상부면의 열전달계수는 열전도 역문제 해석 방법<sup>(10)</sup>을 사용하여 구하였다. 본 열전도

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. 오일 갤러리가 있는 LPLi 엔진 피스톤의 열전달계수를 결정하기 위하여 개발 중간단계의 모델인 Fig. 1(a)의 Base Type 피스톤에서 템플러그(Templug)를 사용하여 측정된 상부면 19 위치와 측정 온도는 Fig. 3과 같다<sup>(14)</sup>. 단면 1의 위치 ①과 ⑫의 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 설계 변수(Design variable)로 정의하여 이를 결정하기 위한 최적화문제로 정의되며, 최소화해야 할 목적함수  $\phi$ 는 측정 온도와 해석 온도의 차의 제곱의 합으로 나타내었다.



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		219
⑩	204		

Fig. 3 Measured temperature of the Base Type piston(Unit: ℃)

Find  $\{h_1, h_2, \dots, h_n\}$ .

$$\text{minimizing } \Phi(h) = \sum_{i=1}^l (T_a - T_{m_i})^2 \quad (3)$$

여기서  $l$ 은 온도 측정 위치의 수를,  $T_m$ 은 측정된 피스톤 표면 온도를,  $T_a$ 는 설계변수인 열전달 계수를 경계조건으로 부여했을 때 측정 위치에서의 온도를 나타낸다. 본 연구에서는 최적화 문제의 해를 구하기 위하여 ANSYS<sup>(15)</sup>의 Design Optimization Module의 일계법(First order method)을 사용하였으며, 민감도(Sensitivity) 계산은 전방차분법(Forward difference)을 사용하여 증분량  $\Delta h_i$ 는 설계변수의 10%로 설정하고 이동거리(Step size)  $\alpha_k$ 는 0.01%로 설정하였다. 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 캐비타(Cavity)의 중심을 기준으로 45°의 등간격으로 온도가 측정되었으므로 역문제 해석을 효율적으로 수행하기 위해 일차적으로 8개의 측대칭 역문제로 간략화하여 8개 단면 상부의 선 경계구간의 열전달계수를 결정하고, 이차적으로 측대칭 역문제의 결과를 초기값으로 사용하여 3차원 역문제를 해석하여 피스톤 상부면의 면적 경계구간의 열전달계수를 최종적으로 결정하였다.

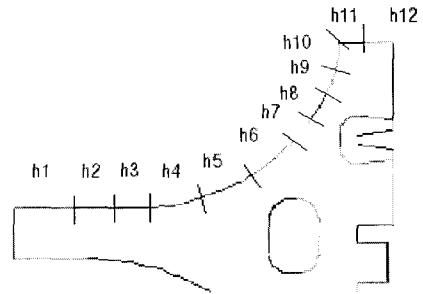


Fig. 4 Definition of boundary segments of the Base Type piston (Section 2-8)

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 $F$		66693	33149	63677	32914	33194	36486	53583	40133
Optimum value of $F$		7.6e-4	2.4e-03	4.5e-02	3.1e-04	8.5e-03	3.5e-04	8.6e-03	1.2e-04

축대칭 역문제의 최적화 문제에서 결정할 설계 변수의 수인 식 (2)의  $n$ 은 단면에 따라서 12 혹은 15로서, Fig. 4에 나타난 바와 같이 축대칭으로 모델링한 Base Type 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.

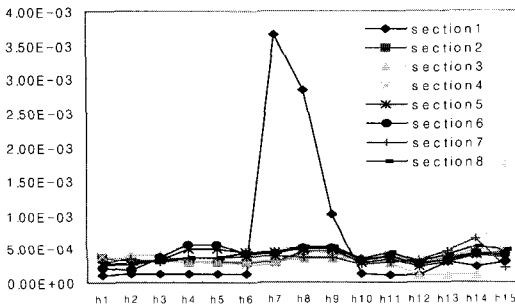


Fig. 5 Distribution of the heat transfer coefficients at 8 sections

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

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

를 기준으로 하여 구분되는 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.

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

Section	Location	Measured temperature (°C)	Analyzed temperature (°C)	Ratio (%)
1	①	294	293.99	99.99
	⑫	306	305.97	99.99
	⑩	225	225.01	100.04
2	⑧	276	275.98	99.99
	⑱	201	201.06	100.02
3	⑪	225	224.96	99.98
	⑯	305	304.80	99.93
	⑦	283	283.05	100.02
4	⑮	207	206.97	99.98
	⑩	225	224.97	99.98
	⑥	269	269.01	100.00
5	⑩	204	204.01	100.00
	⑪	225	224.98	99.99
6	⑤	259	259.01	100.00
	⑭	220	219.91	99.55
7	⑪	225	225.03	100.01
	④	266	266.00	100.00
	⑨	229	228.98	99.99
8	⑩	225	225.01	99.99
	⑰	267	267.04	100.01
	③	279	278.94	99.98
	⑬	213	213.01	100.00
9	⑪	225	224.94	99.97
	②	286	285.99	99.99
	⑲	219	219.01	99.99
10	⑩	225	224.99	99.99

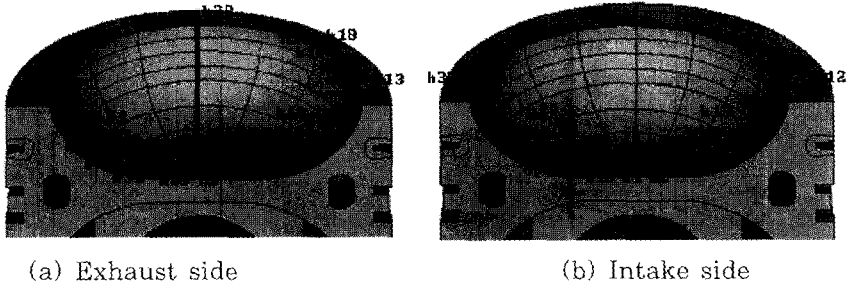


Fig. 6 Area boundary segments and design variables for 3D inverse problem

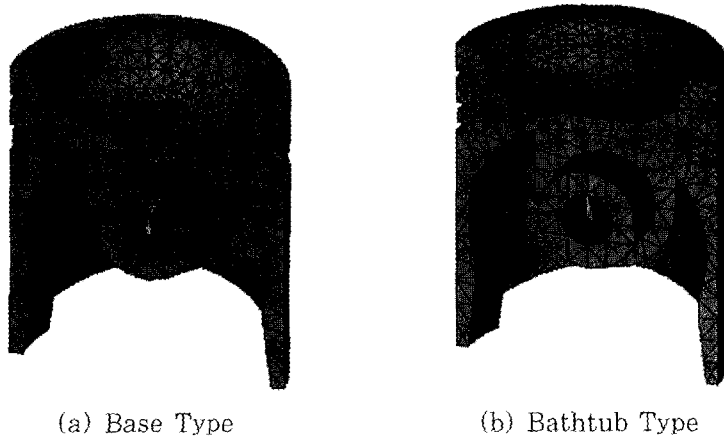


Fig. 7 Finite element models

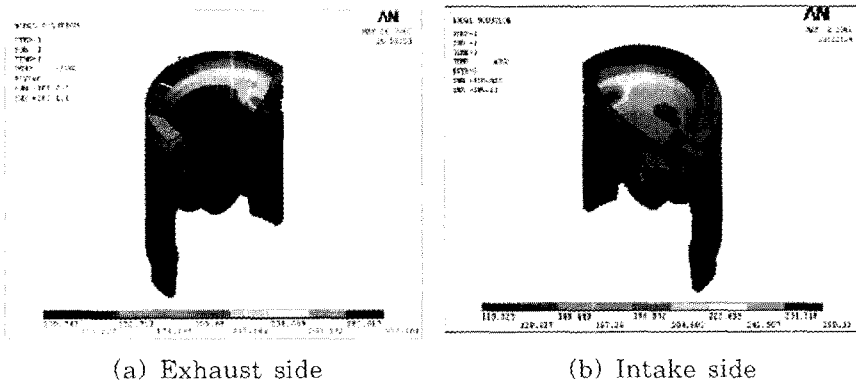


Fig. 8 Temperature distribution of the Base Type piston with initial heat transfer coefficients

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 수렴성을 높이기 위해 여러 번의 시행착오 과정을 거쳐서 설계변수 경계구간들을 결정하였다. Base Type 피스톤의 3차원 유한요소 모델은 Fig. 7(a)와 같으며 ANSYS의 10절점 Quadratic

Tetrahedron 요소인 SOLID87 요소를 사용하였다. 피스톤과 핀(Pin)이 접하는 부분은 절점의 온도를 연계(Coupling)시켜 구속조건을 부여하였다.

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 초기값

을 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) 이내인 정확한 결과를 도출하였음을 알 수 있다.

Table 3 Measured and analyzed temperatures of 3D Base Type piston

Side	Location	Measured temperature (°C)	Initial design variables		Optimum design variables	
			Analyzed temperature (°C)	Ratio (%)	Analyzed temperature (°C)	Ratio (%)
Intake	⑪	225	208.70	92.28	224.98	99.99
	⑫	306	269.10	87.94	305.14	99.72
	①	294	265.60	90.34	294.27	100.09
	⑱	219	211.01	96.35	219.04	100.02
	②	286	276.84	96.80	285.63	99.87
	⑬	213	204.20	95.87	212.12	99.59
	③	279	273.06	97.87	279.68	100.24
	⑰	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
	⑭	220	206.10	93.68	220.16	100.07
	⑤	259	249.35	96.27	259.01	100.00
Exhaust	⑪	225	204.91	91.07	224.91	99.96
	⑫	306	266.12	86.96	305.01	99.68
	①	294	265.30	90.02	294.17	100.05
	⑱	201	199.85	99.43	200.95	99.97
	⑧	276	278.80	101.01	275.30	99.74
	⑮	207	193.95	93.70	206.88	99.94
	⑦	283	281.73	99.55	282.94	99.98
	⑯	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
	⑭	220	200.00	90.91	219.96	99.98
	⑤	259	251.51	97.11	259.24	100.09



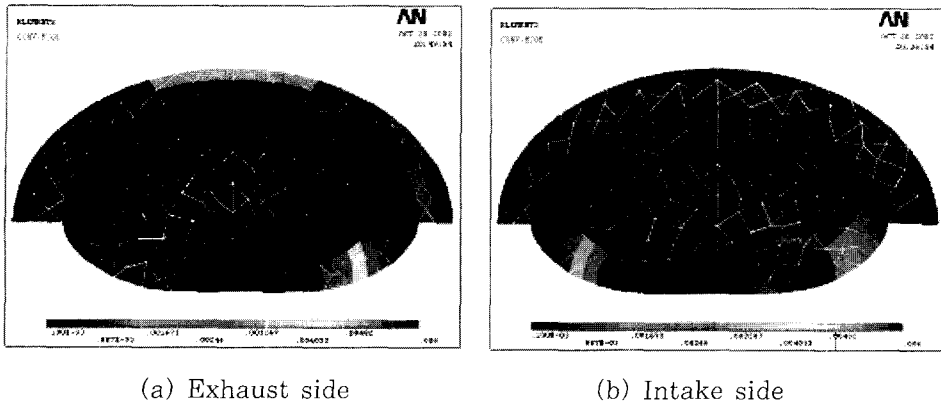


Fig. 9 Distribution of optimum heat transfer coefficients for 3D inverse problem

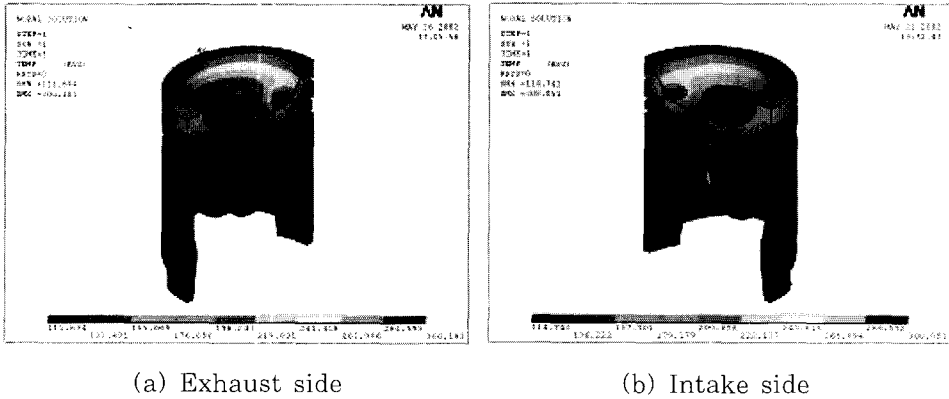


Fig. 10 Temperature distribution of the Base Type piston with optimum heat transfer coefficients

4. Bathtub Type 피스톤의 온도분포와 열응력 해석

앞 절에서 열전도 역방법으로 구한 Base Type 피스톤 상부면의 열전달계수를 Fig. 1(b)의 Bathtub Type 피스톤에 적용하여 온도분포를 해석하였다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 Base Type과 Bathtub Type은 상부 캐비티의 형상이 약간 상이하므로 Fig. 11에 나타낸 것처럼 Bathtub Type의 상부면을 Base Type과 동일 개수의 면적 경계구간으로 분할하고 Base Type에서 구한 열전달계수 값을 위치 별로 대응시켜 적용하였다. 해석시 사용한 유한요소 모델은 Fig. 7(b)와 같다.

본 Bathtub Type 피스톤의 경우에는 냉각시스템의 성능이 피스톤의 열부하에 미치는 영향을 평가하기 위하여 냉각수 온도의 변화에 따른 피스톤의 온도분포를 해석하여 최고온도와 최저온도의

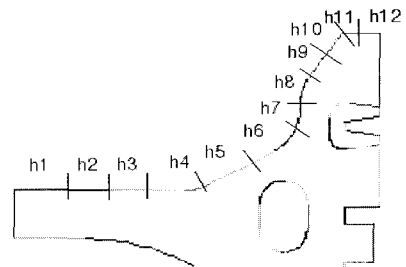


Fig. 11 Definition of boundary segments of the Bathtub Type piston

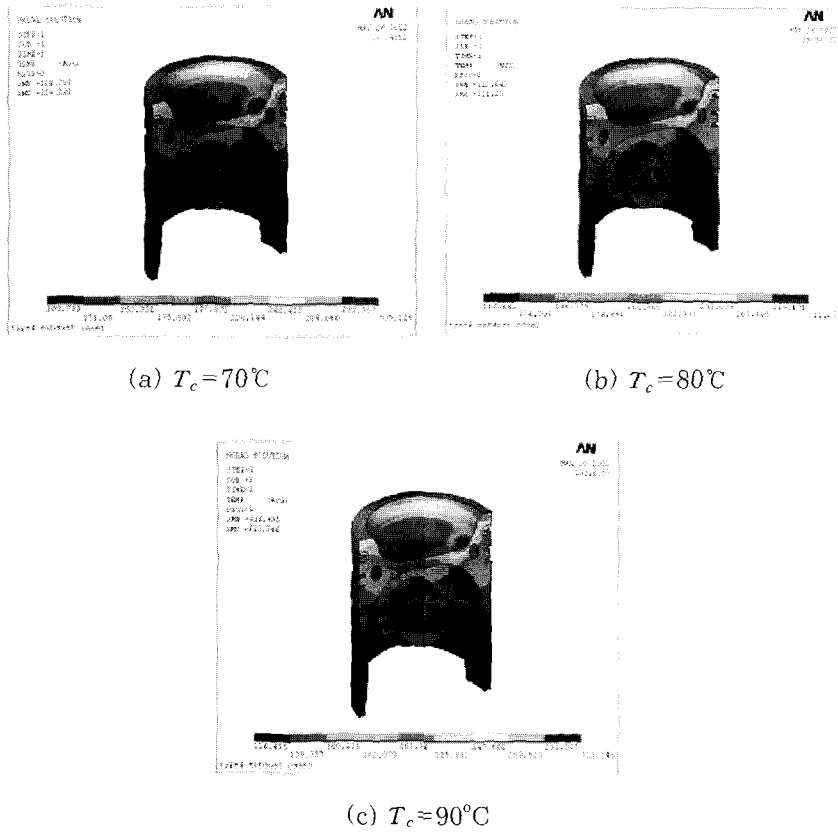


Fig. 12 Temperature distribution of exhaust side of the Bathtub Type piston

추이를 분석하고자 한다. 이를 위하여 냉각수의 온도  $T_c$ 가 측정된 값인  $80^\circ\text{C}$ 의 경우뿐만 아니라 측정값보다  $10^\circ\text{C}$ 만큼 낮거나 높은 경우인  $70^\circ\text{C}$ ,  $90^\circ\text{C}$ 의 경우도 추가로 해석하였다. 배기밸브측 모델에서 3가지 냉각수 온도에 따른 해석 결과의 온도분포를 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 12에서 볼 수 있듯이 최고온도는 캐비티의 경사면에서 국부적으로 발생하고 최저온도는 스커트 최하단부에서 발생하며, 흡기밸브측에서도 동일한 양상을 보인다. Table 4는 3가지 경우의 최고온도, 최저온도, 최고와 최저온도의 차를 나타낸다.

Table 4에서 볼 수 있듯이 냉각수 온도가 높아질수록 피스톤의 최고온도와 최저온도는 높아지지만, 최고온도와 최저온도의 차는 감소하는 것으로 나타났다. 냉각수 온도의 변화가 열응력에 미치는 영향을 평가하기 위하여 3가지 경우의 열응력을

ANSYS의 SOLID92요소를 사용하여 해석하였다. Fig. 13은 52.5bar의 연소가스 압력과 Fig. 12의 온도분포에 의한 열하중이 동시에 작용하는 경우의 배기밸브측 탄소성 응력해석 결과로서 von Mises 응력의 분포를 나타낸다. 최대 von Mises 응력은 삽입링(Insert ring)에서 발생하며, 최대 반경방향 변위는 피스톤 최상부면의 외면에서 발생한다.

Table 4 Summary of temperatures of the Bathtub Type piston(Unit:  $^\circ\text{C}$ )

$T_c$	Exhaust side		
	Min. temperature	Max. temperature	Difference
70	108.9	309.2	200.3
80	112.6	311.2	198.6
90	116.5	313.2	196.7

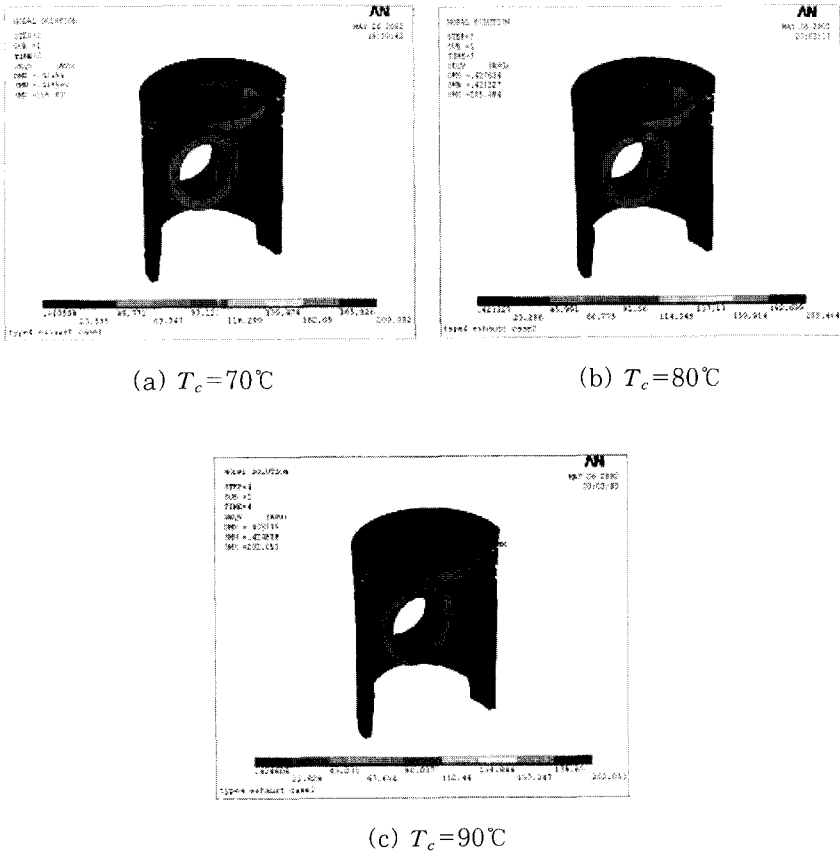


Fig. 13 von Mises stress distribution of exhaust side of the Bathtub Type piston

Table 5 Summary of results of the Bathtub Type piston under pressure and thermal loading

$T_c$ (°C)	Max. von Mises stress (MPa)			Max. radial displacement (mm)
	Pin hole	Cavity	Insert ring	
70	109.96	85.12	209.00	0.3915
80	111.45	83.43	205.48	0.3951
90	108.33	81.47	202.05	0.3987

Table 5는 피스톤의 주요 위치에서의 최대 von Mises 응력과 반경방향의 변위를 수록하고 있다. 특히, 삽입링의 배기밸브측에서 발생하는 최대 von Mises 응력은 냉각수 온도가 70, 80, 90°C의 경우 각각 209.00, 205.48, 202.05MPa로 나타났으며, 이는 냉각수 온도가 높아질수록 최대 von Mises 응력이 낮아지는 것을 가리킨다. 캐비티에서의 응력은 삽입링에서의 응력보다 크기

가 작지만, 냉각수 온도의 변화에 따라 동일한 경향을 나타낸다. 이와 같이 냉각수 온도가 높을수록 피스톤 상부에서의 최대 von Mises 응력이 낮아지는 이유는 Table 4에서 볼 수 있듯이 냉각수 온도가 높아지면 피스톤의 최고온도와 최저온도는 높아지지만 최고온도와 최저온도의 차는 작아지므로 상부에서의 온도 구배(Thermal gradient)가 작아지기 때문인 것으로 판단된다. 핀구멍(Pin hole)에서의 응력은 삽입링에서의 응력에 비해 크게 작으나 캐비티에서의 응력보다는 다소 크게 나타났으며, 주로 연소가스 압력에 의해 핀과 압축될 때 나타나는 압축응력이 큰 부분을 차지하므로 냉각수 온도 변화에 따라 일정한 경향을 나타내지는 않는 것으로 나타났다. 한편, 냉각수 온도가 높아질수록 반경방향 변위는 증가하는 것으로 나타났으며, 이는 피스톤의 온도 상

승에 따른 열팽창량의 증가에 기인한다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 대형 LPLi 엔진 개발 과정에서 열부하 평가를 위하여 피스톤의 온도분포를 해석하였으며, 온도분포 해석에 필요한 경계조건을 결정하기 위하여 피스톤 표면에서 측정된 온도를 사용하여 대류 열전달계수를 구하기 위한 열전도 역문제를 해석하였다. 또한 냉각수 온도 변화에 따른 피스톤의 온도분포, 응력, 열팽창을 해석하였다.

열전도 역문제의 해석 방법을 중간단계 모델인 오일 갤러리가 있는 Base Type 피스톤에 적용하여 피스톤 상부면에서의 대류 열전달계수를 결정하였으며, 이 열전달계수를 경계조건으로 사용하여 해석한 온도는 측정 결과와 매우 정확하게 일치하였다. 결정된 열전달계수를 최종 모델인 오일 갤러리가 있는 Bathtub Type 피스톤에 적용하여 온도분포를 해석하였다. 또한, 냉각수 온도 변화가 피스톤의 온도분포에 미치는 영향을 분석하였으며, 연소가스의 압력하중과 냉각수 온도 변화에 따른 열하중을 고려한 응력 해석을 통하여 최대응력과 피스톤의 열팽창량을 도출하였다. 본 연구에서 제시된 결과는 LPG 엔진 개발시의 피스톤 열부하 평가를 위한 유용한 자료로 활용될 수 있을 것이다.

## 참고문헌

- [1] A. Garro, V. Vullo, "Some Considerations on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engine," SAE Technical Paper Series 780664, 1978.
- [2] 허강열, "연소실 대류 및 복사 열전달 해석," 한국자동차공학회지, Vol. 13, No. 4, pp. 11-17, 1991.
- [3] G. F. Hohenberg, "Diesel Engine Thermal Loading," SAE Technical Paper Series 790825, pp.59-79, 1979.
- [4] C. H. Li, "Piston Thermal Deformation and Friction Considerations," SAE 820086, 1982.
- [5] 이교승, 이진호, "자동차용 디젤 엔진 피스톤의 열변형 특성에 관한 연구," KSAE 97370018, pp. 162-173, 1997.
- [6] 이재순, 우종현, 이응래, 정인곤, 안병태, "유한요소법을 이용한 직접분사식 단기통 디젤기관 피스톤의 열응력 해석," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 455-460, 1997.
- [7] 이재순, 우종현, 이응래, 정인곤, 이현구, "순간 열플럭스 측정용 프루브 개발 및 유한요소법에 의한 피스톤 열응력 계산," 한국자동차공학회 논문집 KSAE NO. 98370147, pp. 267-275, 1998.
- [8] 류영, 위신환, 송영식, 최경호, 이종태, "선박용 디젤기관의 피스톤 벽표면 온도 및 열유속 측정," 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, 96380126, pp. 349-355, 1996.
- [9] 이병훈, 신동성, "CNG 엔진의 피스톤 기계적 및 열응력 유한요소해석," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 170-176, 2000.
- [10] 이부운, 박철우, 최경호, "대형 LPG 엔진 피스톤의 온도 분포 해석을 위한 열전도 역문제에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제19권, 제11호, pp. 146-159, 2002.
- [11] D. N. Assanis, E. Badillo, "Transient Heat Conduction in Low-Heat Rejection Engine Combustion Chambers," SAE 870156, pp. 153-163, 1987.
- [12] G. L. Borman, K. Nishiwaki, "Internal Combustion Engine Heat Transfer, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 13, 1987.
- [13] L. Wiermann, "Heat Flow in Pistons," MAHLE Symposium, 1973.
- [14] "대형 LPG 엔진 부품의 열부하특성 및 개선 방법 연구," 지공해 대형 LPG 엔진 개발(2차년도 기반기술 연구보고서), 한국기계연구원,

2001.

- [15] ANSYS User's Manual, revision 5.6,  
ANSYS Inc. 2000.

## 저 자 소 개



### 이부윤 (李富潤)

1957년 1월생, 1981년 2월 부산대학교 기계공학과 졸업. 1984년 2월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학석사), 1991년 8월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학박사), 1984년 3월~1998년 2월 한국중공업(주) 기술연구원 선임연구원, 1998년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수.



### 임문혁 (任文赫)

1955년 2월생. 1978년 2월 서울대학교 기계공학과 졸업, 1980년 2월 한국과학기술원 생산공학과 졸업(공학석사), 1989년 2월 The Ohio State Univ., Dept. of Engineering Mechanics 졸업(공학박사). 1980년 3월~1984년 2월 현대건설, 울산대학교 기계공학과, 1989년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 교수.



### 손재율 (孫在律)

1963년 7월생, 1990년 2월 금오공과대학교 기계설계공학과 졸업, 1995년 2월 금오공과대학교 기계설계공학과 졸업(공학석사), 2004년 2월 금오공과대학교 기계공학과 졸업(공학박사), 1989년 9월~1992년 10월 경원산업(주) 기술연구소, 1992년 10월~1999년 4월 CIES(주) 대구사무소장, 1999년 5월~현재(주)CIES대구 대표이사.