

## LPG 액정분사식 대형 버스용 엔진 피스톤의 피로수명 해석과 냉각조건 평가

이부윤† · 최경호\*

(원고접수일 : 2004년 2월 2일, 심사완료일 : 2004년 3월 2일)

### Fatigue Life Analysis and Cooling Conditions Evaluation of a Piston for Large LPLi Bus Engines

Boo-Youn Lee† · Gyeong-Ho Choi\*

**Abstract** : Fatigue life of a piston for large liquid petroleum liquid injection(LPLi) bus engines is analyzed considering effects of cooling condition parameters: temperature of cooling water, and heat transfer coefficients at oil gallery and bottom surface of piston head. Temperature of the piston is analyzed with varying cooling conditions. Stresses of the piston from two load cases of pressure loading, and pressure and thermal loading are analyzed. Fatigue life under repeated peak pressure and thermal cycle is analyzed by the strain-life theory. For the two load cases, required loading cycles for engine life are defined, and loading cycles to failure and partial damages are calculated. Based on the resulting accumulated fatigue usage factors, endurance of the piston is evaluated and effects of varying cooling condition parameters are discussed.

**Key words** : LPLi(LPG 액정분사), Piston(피스톤), Thermal stress(열응력), Fatigue life(피로수명), Cooling condition(냉각조건).

#### 1. 서 론

디젤 엔진은 가솔린 엔진에 비해 열효율이 높고 연비가 양호하나 배기 가스로 배출되는 입자상 물질과 질소 산화물이 대기 오염의 주요 원인으로 작용하고 있다. 이에 따라 근래에 들어 경유 차량에 청정연료인 LPG 연료를 사용함으로써 대기 오염을 줄이기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 본 연구의 필요성은 대형 버스용 디젤 엔진을

개조하여 LPG 액정분사(LPLi: Liquid petroleum liquid injection) 방식의 엔진을 개발하는 과정에서 대두되었다<sup>[1]</sup>.

LPLi 엔진 개발 시에 연소 가스의 고온, 고압 하중에 의한 엔진 주요 부품의 최대 응력과 피로 수명에 관한 검토가 요구된다. 디젤 엔진을 LPLi 엔진으로 개조 시에 LPG 가스의 압축비를 고려하여 개조 전 모델인 디젤 엔진보다 연소실 체적이 증가해야 하고 이를 위하여 피스톤 헤드(Piston

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

\* 계명대학교 기계자동차공학부

head)의 상부 캐비티(Cavity)를 가공하는 것이 요구된다. 이로 인하여 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 LPLi 엔진 피스톤의 헤드 두께가 디젤 엔진 피스톤보다 감소하게 된다. 엔진 작동시 피스톤에는 연소 가스에 의한 상하부의 온도 편차와 연소 가스 압력에 의해 응력이 발생하며, 차량의 사용 기간 동안에 이 하중들이 반복적으로 가해지므로 피로 현상이 발생하게 된다. 따라서 연소 가스에 의한 온도 편차와 연소 가스 압력이 LPLi 엔진 피스톤에 가해질 경우의 안전성을 피로수명 측면에서 검증하는 것이 필요하다. 한편, 고온의 연소 가스가 피스톤의 온도와 이로 인한 열응력과 피로수명에 직접적인 영향을 미치게 되므로, 이러한 열부하를 감소시키도록 냉각 계통을 설계하는 것이 필요하다. 본 연구에서 대상으로 하는 대형 LPLi 엔진용 피스톤에 관하여는 최근에 온도분포와 열응력 해석을 다룬 일부 연구가 있었으나<sup>[2],[3]</sup>, 반복된 열부하로 인한 피로수명 해석에 관한 연구는 거의 찾아보기 어렵다.

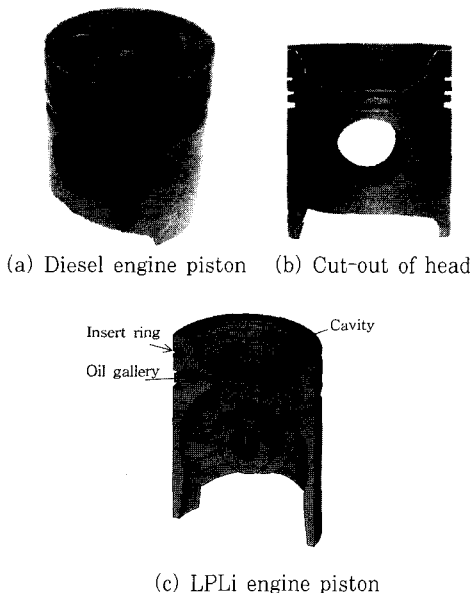


Fig. 1 Diesel and LPLi engine pistons

본 연구에서는 Fig. 1(c)에 나타낸 대형 버스용 LPLi 엔진 피스톤을 대상으로 하여 열부하에 의한 피로수명을 평가하여 안전성을 평가하고자

한다. 피로해석 방법으로는 변형률-수명 이론(Strain-life theory)<sup>[4],[5]</sup>을 적용하며, 차량의 운전수명(Operation life) 기간에 반복적으로 가해지는 압력하중(Pressure loading) 및 압력과 열하중(Pressure and thermal loading)의 두 가지 하중 경우(Load case)를 고려하고 Miner's rule을 사용하여 누적피로사용율(Accumulated fatigue usage factor)을 평가하고자 한다. 한편, 냉각조건이 피스톤의 피로수명에 미치는 영향을 분석하기 위하여 냉각수 온도, 피스톤 헤드의 하부면 열전달계수, 오일 갤러리(Oil gallery)의 열전달계수를 냉각조건 변수로 선정하고 이 세 가지 변수값의 변화가 피스톤의 온도분포, 열응력, 피로수명에 미치는 영향을 분석하였다.

## 2. 냉각조건과 온도분포 해석

### 2.1 피스톤의 온도분포 해석 방법

LPLi 엔진 피스톤은 엔진 가동시 고온의 연소 가스와 냉각수, 엔진오일 등에 노출됨에 따라 내부에 온도 편차가 발생하게 되며, 피스톤의 열응력을 해석하기 위해 열전도 해석이 필요하다. 본 연구에서 피스톤의 온도분포는 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS<sup>[6]</sup>를 사용하여 해석하였다. 피스톤의 형상은 헤드 상부면에 위치한 원형 캐비티의 중심이 피스톤 핀(Pin)의 길이방향 대칭면에서 편심된 위치에 있어서 핀의 대칭면으로 피스톤을 절단하였을 때 흡기밸브측(Intake side)과 배기밸브측(Exhaust side) 절반이 완벽한 대칭을 이루지는 않는다. 그러나 본 연구에서는 해석 모델의 크기를 줄이기 위하여, 피스톤을 핀의 대칭면을 기준으로 절단하여 만들어진 흡기밸브측과 배기밸브측의 헤드 형상이 서로 다른 두 개의 절반 모델을 사용하고 두 모델들의 절단면은 대칭 경계조건으로 가정하여 해석하였다. 절반 모델의 3차원 유한요소 형상은 Fig. 2와 같이 피스톤 본체(Main body)와 피스톤 핀, 삽입링(Insert ring)을 ANSYS의 10절점 Quadratic Tetrahedron 요소인 SOLID87 요소를 사용하

여 모델링하였으며, 피스톤과 핀의 체결 부분은 절점의 온도를 연계(Coupling)시켜 구속조건을 부여하였다.

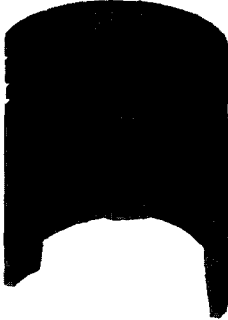


Fig. 2 Finite element model of the LPLi engine piston

피스톤의 열전달은 정상상태로 가정하고 피스톤 표면의 경계조건으로 대류 조건을 사용하였다 [2],[3],[7]-[9]. 피스톤 측면의 경우에는 링(Ring)과 흡의 접촉 시간과 유막 두께를 고려한 열회로의 개념을 사용하여 제시된 열전달계수와 냉각수 온도를 사용하여 대류 경계조건을 적용할 수 있다 [10]. 대류 경계조건은 대류 열전달계수  $h$ 와 주위 온도(Surrounding temperature)  $T_{\infty}$ 로 정의된다. 피스톤에 대류 경계조건을 적용할 경우에 주위온도  $T_{\infty}$ 는 피스톤의 표면 위치별로 구분하여 Fig. 3에 나타난 바와 같이 헤드 상부면에서는 연소가스의 온도인  $T_{gas}$ , 측면에서는 냉각수 온도인  $T_c$ , 헤드 하부면과 오일 갤러리에서는 엔진오일 온도인  $T_o$ 로 정의할 수 있다. 개발 단계의 대형 버스용 LPLi 엔진 운전시에 측정된  $T_{gas}$ 는 전체 크랭크 각도에서의 최고온도 값으로서  $800^{\circ}\text{C}$ 이며,  $T_c$ 와  $T_o$ 는 공히  $80^{\circ}\text{C}$ 이다. 피스톤의 온도 분포 해석에 적용할 열전달계수  $h$ 는 이부윤 등 [3]이 제시한 LPG 피스톤 표면의 면적 구간별로 정의되는 값을 사용하였으며, 특히 LPG 연소가스와 접하는 피스톤 헤드 상부면의 열전달계수를 나타내면 Fig. 4와 같다. 두 절반 모델은 헤드 상부면의 열전달계수가 서로 다르게 정의된다. Fig. 4(a)는 헤드 상부면 중심에서 외곽까지의 반경방향 위치를 15개 구간으로 정의하고 있으며, Fig.

4(b), (c)는 각각 흡기밸브측과 배기밸브측의 15개 구간에서의 열전달계수를 원주방향 위치별로 구분하여 나타낸다.

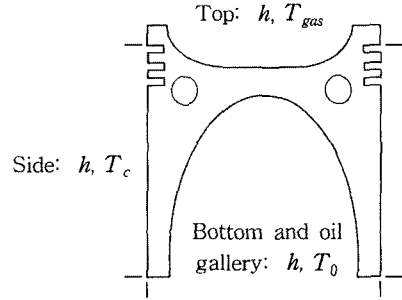
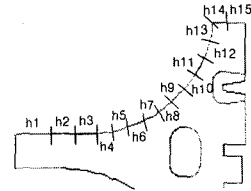
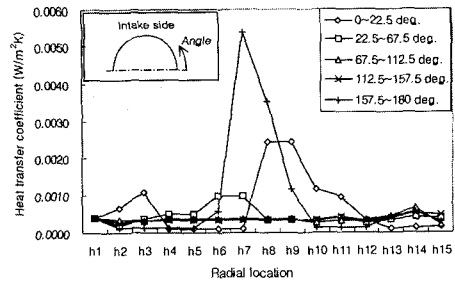


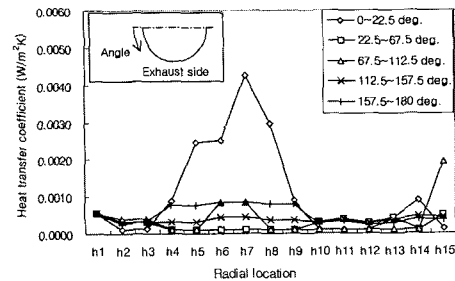
Fig. 3 Convective boundary condition



(a) Definition of radial location



(b) Heat transfer coefficients(Intake side)



(c) Heat transfer coefficients(Exhaust side)

Fig. 4 Heat transfer coefficients at top surface of head of the LPLi engine piston

## 2.2 냉각조건 변수와 온도분포 해석 결과

냉각조건 변화에 따른 LPLi 엔진 피스톤의 열응력과 피로수명 평가가 필요하므로 세 가지의 냉각조건 변수를 선정하였다. 세 가지 변수는 고온의 연소가스로부터 전달되는 열에 의하여 피스톤 캐비티에서 발생하는 최고온도에 가장 큰 영향을 미치는 냉각수 온도  $T_c$ 와 Fig. 5에 표시된 헤드 하부면 중심의 열전달계수  $h_{dome1}$ 과 오일 갤러리 열전달계수  $h_{gallery}$ 를 고려하였다.

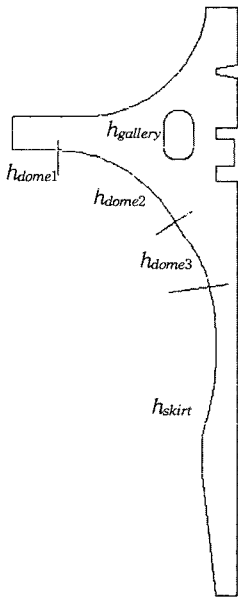


Fig. 5 Definition of heat transfer coefficients

Table 1은 세 가지 냉각조건 변수의 변화 범위

로서 각각을 3단계의 Level로 구분한 것을 나타내고 있는데, 측정값 혹은 문헌에서 제시된 값들인 기준값은 Level 2로, 기준값보다 작은 값은 Level 1로, 큰 값은 Level 3으로 정하였다. 냉각수 온도  $T_c$ (기호: A) 변수는 측정치인 80°C를 Level 2로 하고, Level 1은 70°C, Level 3은 90°C로 설정하였다. 피스톤 헤드 하부면 중심의 열전달계수  $h_{dome1}$ (기호: B) 변수는 문헌<sup>(10)</sup>에서 제시된 값인 1000W/m<sup>2</sup>K를 Level 2로 정의하고, Fig. 5에 표시된 중심부와 스커트(Skirt) 사이 구간의 열전달계수인  $h_{dome2}$ 와  $h_{dome3}$ 는 각각  $h_{dome1}$ 의 80%와 50% 값을 적용하도록 하였다.  $h_{dome1}$  변수의 Level 1은 500W/m<sup>2</sup>K, Level 3은 1500W/m<sup>2</sup>K로 설정하였다. 오일 갤러리 열전달계수(기호: C) 변수는 문헌<sup>(11)</sup>에서 제시된 디젤 엔진의 회전수 800 rpm, 오일 유량 1~2 l/min 하에서 충만도(Filling degree)가 20~60%일 때의 평균값인 1750W/m<sup>2</sup>K를 Level 2로 하고, Level 1은 1500W/m<sup>2</sup>K, Level 3은 2000W/m<sup>2</sup>K로 설정하였다.

Table 2는 Table 1의 냉각조건 변화를 고려하여 온도분포 해석을 수행한 AC1~AC7의 총 일곱 가지의 해석 경우(Analysis case)와 각각의 해석시에 사용한 냉각조건 변수를 나타낸다. 이 중에서 해석 경우 AC2는 기준값인 Level 2(냉각수 온도: 80°C, 피스톤 하부면 열전달계수: 1000W/m<sup>2</sup>K, 오일 갤러리 열전달계수: 1750W/m<sup>2</sup>K)의 값만을 사용하여 해석한 경우를 나타낸다. AC2를 제외한 나머지 여섯 가지 해석 경우는 세 가지 변수중에서 한 가지 변수의 값이 기준값

Table 1 Range of cooling condition parameters

Cooling condition parameter		Levels		
		1	2	3
A	Temperature of cooling water: $T_c$ (°C)	70	80	90
B	Heat transfer coefficient at center of bottom surface of the head: $h_{dome1}$ (W/m <sup>2</sup> K)	500	1000	1500
C	Heat transfer coefficient at oil gallery: $h_{gallery}$ (W/m <sup>2</sup> K)	1500	1750	2000

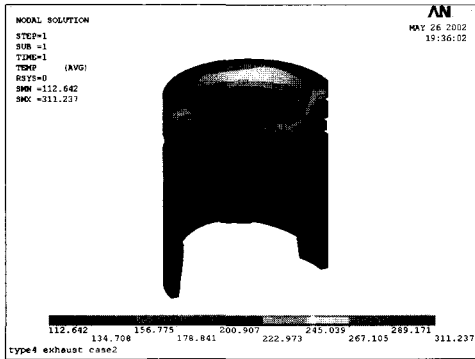
인 Level 2보다 낮거나 높은 경우에 해당한다.

**Table 2 Thermal analysis cases**

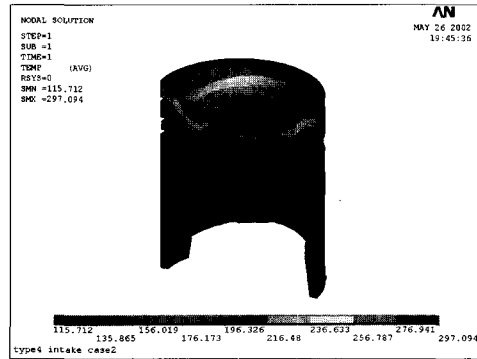
Analysis case no.	Levels			Remarks
	A	B	C	
AC1	1	2	2	Low $T_c$ (A)
AC2	2	2	2	(Base value)
AC3	3	2	2	High $T_c$ (A)
AC4	2	1	2	Low $h_{dome1}$ (B)
AC5	2	3	2	High $h_{dome1}$ (B)
AC6	2	2	1	Low $h_{gallery}$ (C)
AC7	2	2	3	High $h_{gallery}$ (C)

Table 2에 나타난 총 일곱 가지의 온도분포 해석을 수행하였으며, 그 중에서 냉각조건 변수를

모두 Level 2의 기준값을 사용한 대표적인 경우인 AC2의 해석 결과를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 최고온도는 캐비티 경사면의 점화플러그가 위치한 곳에서 국부적으로 발생하고 최저온도는 스커트 최하단부에서 발생한다. Fig. 6에 나타난 대칭면 상의 최고온도 발생 위치는 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 열전달계수가 국부적으로 매우 큰 곳이며 점화플러그 위치에 해당한다. 배기밸브측과 흡기밸브측 절반 모델의 온도분포의 차이는 헤드 상부면의 열전달계수가 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 서로 다르게 정의된 것에 기인한다. Table 3에는 일곱 가지 해석 경우의 최고온도, 최저온도, 최고와 최저온도의 차를 수록하였다. 이와 같이 구한 일곱 가지 해석 경우의 온도분포 해석 결과는 열응력 해석을 위한 열하중으로 사용된다.



(a) Exhaust side



(b) Intake side

**Fig. 6 Temperature distribution(Analysis case AC2)**

**Table 3 Summary of results of thermal analyses(Unit: °C)**

Analysis case no.	Exhaust			Intake		
	Min. temperature	Max. temperature	Temperature difference	Min. temperature	Max. temperature	Temperature difference
AC1	108.9	309.2	200.3	111.9	295.1	183.2
AC2	112.6	311.2	198.6	115.7	297.1	181.4
AC3	116.5	313.2	196.7	119.6	299.1	179.5
AC4	116.5	318.1	201.6	119.9	305.7	185.8
AC5	109.6	305.6	196.0	112.3	290.0	177.7
AC6	114.7	317.0	202.3	118.0	302.8	184.8
AC7	110.8	306.0	195.2	113.7	292.0	178.3

### 3. 응력 해석

대형 LPLi 엔진 피스톤의 열피로수명 해석을 수행하기 위해서는 다음 두 가지 경우의 하중 경우에 대한 응력 해석이 필요하다. 이 두 가지의 하중 경우는 차량의 운전 수명 동안에 각각 다른 요구하중주기(Required loading cycles)를 가지며, 다음 장에서 요구하중주기에 대하여 상세히 기술하였다.

- 하중 경우 1: 연소 가스의 피크압력(Peak pressure)에 의한 압력하중
- 하중 경우 2: 피크압력과 온도분포에 의한 열하중을 조합한 압력과 열하중

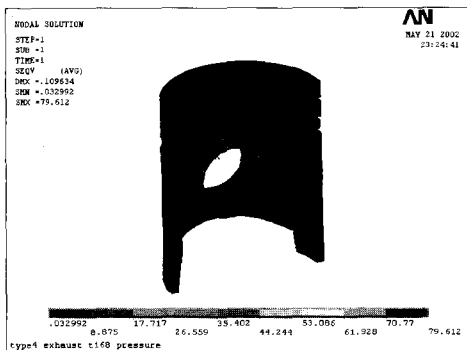
유한요소 응력해석 프로그램으로는 ANSYS를 사용하였고 해석 모델의 형상은 Fig. 2와 동일하며 10절점 Quadratic Tetrahedron 요소인 SOLID92 요소를 사용하였다. 피스톤 본체, 피스톤 핀, 삽입링의 재질은 각각 알루미늄 합금 AC8A, 탄소강 SCM415H, 주철(Nodular cast iron)이며 각각에 해당되는 기계적 물성치를 사용하여 해석하였다. 대칭면의 절점들에는 대칭 경계조건을 부여하였으며, 피스톤 본체와 피스톤 핀 사이의 접촉 부위 절점들은 핀의 반경 방향과 원주 방향의 자유도를 연계시키고, 피스톤 핀의 중앙부 하단의 두 절점을 완전 구속시켜 피스톤의 강제 운동을 방지하였다. 해석 결과의 최대 응력이 항복응력을 초과할 경우가 발생하므로 비선형 탄소성 해석을 수행하였으며, 다선형(Multilinear)

응력-변형률 관계와 von Mises 항복기준을 사용하는 Multilinear kinematic hardening의 KINH옵션을 사용하였다.

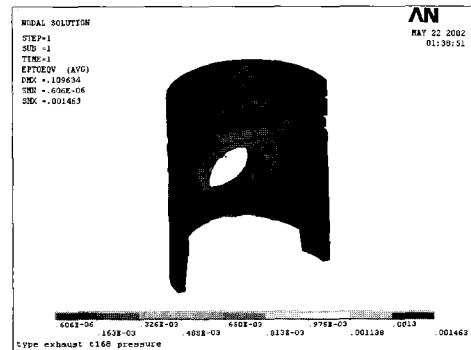
#### 3.1 하중 경우 1(압력하중)의 응력 해석

엔진 운전시에 피스톤에 작용하는 압력하중으로는 연소가스의 피크압력을 적용한다. 피크압력은 엔진의 운전시 발생하는 연소가스 압력을 크랭크 각도에 따라 측정하여 구할 수 있으며 측정값은 52.5bar이다. 이때 엔진의 운전조건은 1500rpm, 압축비 10, 전부하(Full load) 상태, 점화시기는 BTDC(Before top dead center) 5°이다. 압력이 가해지는 위치는 피스톤 상부면과 측면의 압축링 위의 링 랜드(Ring land)까지이다. 연소가스의 피크압력은 흡기밸브측과 배기밸브측 모두 동일하게 부여하여 피스톤의 절반 모델에 대해 해석을 수행하였다.

압력하중에 의한 해석 결과는 배기밸브측이 흡기밸브측에 비해 응력이 더 큰 것으로 나타났으며, 배기밸브측 모델의 von Mises 응력 분포와 총유효변형률(Total effective strain) 분포를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 최대 von Mises 응력과 최대 총유효변형률은 핀홀(Pin hole)에서 발생하며 각각 79.61MPa과 0.001463이다. 삽입링에서 발생하는 최대 von Mises 응력과 최대 총유효변형률은 각각 41.29MPa과 0.000447로 나타났다. 캐비티에서 발생하는 최대 von Mises 응력과 최대 총유효변



(a) Distribution of von Mises stress



(b) Distribution of total effective strain

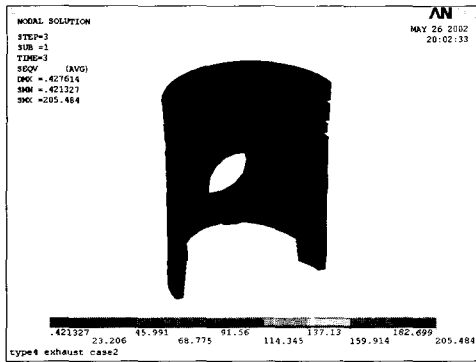
Fig. 7 Results of stress analysis under pressure loading(Exhaust side)

형률은 각각 30.91MPa과 0.000568로 나타났다. 이와 같이 계산된 압력하중에 의한 총유효변형률은 다음 장에서 변형률-수명 이론을 사용하여 하중 경우 1에 대한 파손하중주기>Loading cycles to failure)를 구하기 위해 사용된다.

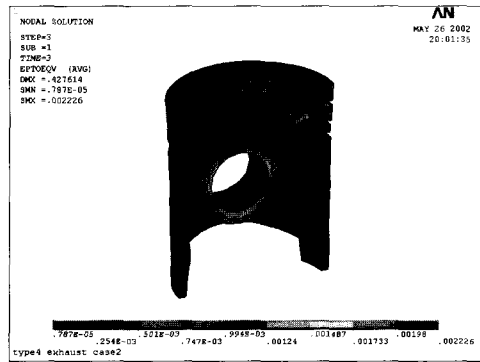
3.2 하중 경우 2(압력과 열하중)의 응력 해석

피크압력과 앞 장에서 구한 온도분포에 의한 열하중을 조합하여 압력과 열하중의 응력해석을 수행하였으며, 해석 경우의 수는 Table 2에 수록된 총 일곱 가지이다. 압력과 열하중에 의한 해석 결과 역시 배기밸브측이 흡기밸브측에 비해 응력이 더 큰 것으로 나타났으며 그 중에서 냉각조건 변

수를 모두 Level 2의 기준값을 사용한 대표적인 경우인 AC2의 해석 결과로서 배기밸브측 모델의 von Mises 응력 분포와 총유효변형률 분포를 Fig. 8에 나타내었다. Table 4는 배기밸브측 모델에 대하여 총 일곱 가지 해석 경우에 대하여 계산된 피스톤의 최대 von Mises 응력과 최대 총유효변형률을 나타낸다. Table 4와 Fig. 8에서 볼 수 있듯이 압력과 열하중 하에서 최대 von Mises 응력과 최대 총유효변형률은 압력하중의 해석 결과와 달리 삽입링에서 발생하는 것을 알 수 있다. 이와 같이 계산된 압력과 열하중에 의한 총유효변형률은 하중 경우 2에 대한 파손하중주기를 구하기 위해 사용된다.



(a) Distribution of von Mises stress



(b) Distribution of total effective strain

Fig. 8 Results of stress analysis under pressure and thermal loading(Analysis case AC2 of exhaust side)

Table 4 Summary of results of stress analyses under pressure and thermal loading(Exhaust side)

Analysis case no.	Pin hole		Cavity		Insert ring	
	von Mises stress (MPa)	Total effective strain	von Mises stress (MPa)	Total effective strain	von Mises stress (MPa)	Total effective strain
AC1	109.96	0.002142	85.12	0.002030	209.00	0.002264
AC2	111.45	0.002178	83.43	0.002013	205.48	0.002226
AC3	108.33	0.002107	81.47	0.001998	202.05	0.002189
AC4	108.16	0.002148	83.29	0.002066	213.44	0.002312
AC5	102.13	0.001997	84.22	0.001990	199.01	0.002156
AC6	107.37	0.002126	80.35	0.002026	209.62	0.002271
AC7	102.61	0.002010	84.99	0.002010	201.74	0.002186

### 4. 피로수명 해석

#### 4.1 피로수명 해석 방법

응력 해석의 결과로부터 피스톤의 안전성을 판단하기 위해서 피로수명을 해석해야 하며 해석 절차는 다음과 같다<sup>[12],[13]</sup>. 여기에서 앞 장에서 정의한 압력하중 및 압력과 열하중의 두 가지 하중 경우에 의한 누적피로수명은 Miner's rule을 사용하여 계산하였다<sup>[4],[5]</sup>.

1) 차량의 운전 기간 동안 가해지는 요구하중주기  $n_1, n_2$ 를 다음과 같이 산출한다.

- 하중 경우 1(압력하중)

엔진이 최대회전수로 운전하는 동안에 피크압력이 주기적으로 가해지는 하중 주기이다. 최대회전수로 운전하는 시간은 차량 운전수명의 20%로 가정하였다.

$$\text{최대회전수} = 3,000 \text{ rpm}$$

$$\begin{aligned} \text{최대회전수 운전 시간} &= \text{운전수명의 } 20\% \\ &= 5,000 \text{ hr} \times 60 \times 0.2 = 60,000 \text{ min.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore \text{요구하중주기}(n_1) &= \text{최대회전수} \times \text{최대회전수 운전 시간} \\ &= 3,000 \times 60,000 = 1.8 \times 10^8 \text{ Cycles} \end{aligned}$$

- 하중 경우 2(압력과 열하중)

엔진이 차가운 상태에서 전부하로 정상상태까지 가동되었다가 다시 차가운 상태로 돌아오는 상황이 주기적으로 반복되는 하중 주기, 즉 열사이클(Thermal cycle)의 반복 하중의 주기이다. 엔진수명(Engine life)을 차량의 평균주행속도로 나누어 운전수명을 구하고 이를 평균열사이클시간(Mean thermal cycle time)으로 나누어 요구하중주기  $n_2$ 를 구한다.

$$\text{엔진수명} = 300,000 \text{ km}$$

$$\text{평균주행속도} = 60 \text{ km/hr}$$

$$\begin{aligned} \text{운전수명} &= \text{엔진수명} / \text{평균주행속도} \\ &= 300,000 / 60 = 5,000 \text{ hr} \end{aligned}$$

$$\text{평균열사이클시간} = 5 \text{ min.}$$

$$\begin{aligned} \therefore \text{요구하중주기}(n_2) &= \text{운전수명} / \text{평균열사이클시간} \\ &= 5,000 \times 60 / 5 = 60,000 \text{ Cycles} \end{aligned}$$

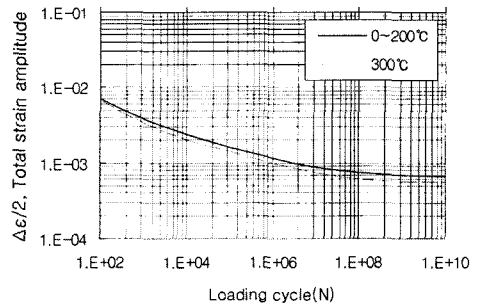
여기서, 평균열사이클시간을 5 min.으로 가정 한 것은 실제 운전 조건보다 상당히 가혹하게 설정한 것으로 보수적인 관점에서 고려한 것이다.

2) 변형률-수명 곡선( $\epsilon$ -N curve)를 사용하여 하중 경우 1(압력하중)과 하중 경우 2(압력과 열하중)에 대한 파손하중주기  $N_1, N_2$ 를 계산한다. 재질이 주철인 삽입링과 알루미늄합금(AC8A)인 피스톤 본체 소재의 변형률-수명 곡선은 Fig. 9에 나타내었다.

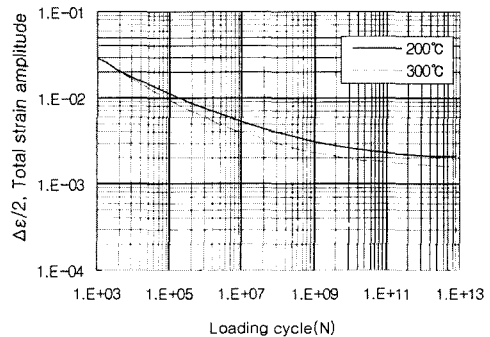
3) 두 가지 하중 경우에 해당하는 부분손상을 (Partial damage)  $\frac{n_1}{N_1}, \frac{n_2}{N_2}$ 을 계산한다.

4) Miner's rule을 사용하여 다음과 같이 각 하중 경우의 부분손상을 모두 합하여 누적피로사용율을 계산한다. 누적피로사용율이 1보다 작으면 엔진수명 동안 피로에 의한 파손이 발생하지 않음을 의미한다.

$$\text{누적피로사용율} = \sum_{i=1}^2 \frac{n_i}{N_i}$$



(a) Insert ring(Nodular cast iron)



(b) Piston main body(AC8A)

Fig. 9  $\epsilon$ -N curve



## 4.2 피로수명 해석 결과

가. 하중 경우 1(압력하중)의 피로수명

Fig. 9의 피로 곡선을 이용하여 3.1절에서 기술된 핀홀과 삽입링에서의 최대 총유효변형률 0.001463과 0.000447에서의 파손하중주기  $N_1$ 을 구하면 핀홀과 삽입링에서 모두 무한대가 된다. 압력하중의 요구하중주기  $n_1$ 은  $1.8 \times 10^8$  Cycles이다. 따라서 압력하중에 의한 부분손상을  $\frac{n_1}{N_1}$ 는 피스톤의 모든 위치에서 0인 것으로 판단된다.

나. 하중 경우 2(압력과 열하중)의 피로수명

압력하중에 의한 수명의 부분손상을  $\frac{n_1}{N_1}$ 이 0으로 나타났으므로, 압력과 열하중에 의한 부분손상을  $\frac{n_2}{N_2}$ 이 곧 누적피로사용율과 동일하게 된다. 압력과 열하중의 요구하중주기  $n_2$ 는 60,000 Cycles이다. 열하중이 냉각조건이 다른 총 일곱 가지이므로, 압력과 열하중에서의 피로수명도 AC1~AC7의 총 일곱 가지 해석 경우에 대하여 해석하였다.

먼저, 냉각조건 변수로서 Level 2의 기준값을 사용한 대표적인 경우인 AC2의 해석 결과를 살펴보기로 한다. 해석 경우 AC2의 결과는 Table 4에서 볼 수 있듯이 알루미늄 합금(AC8A)인 피스톤 본체의 최대 총유효변형률이 핀홀과 캐비티 중에서 핀홀에서 더 크며 0.002178로 나타났다. 주철 소재인 삽입링에서 발생하는 최대 총유효변형률은 0.002226으로 나타났다. Fig. 9의 피로 곡선을 이용하여 최대 총유효변형률에서의 파손하중주기  $N_2$ 를 구하면 핀홀에서는 무한대이며, 삽입링에서는 Table 5의 삽입링의 파손하중주기와 부분손상을 결과에 수록된 바와 같이 300°C 기준으로 420,000 Cycles이 된다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 핀홀의 온도는 200°C에서 300°C 사이이므로 보수적인 평가를 위하여 Fig. 9의 피로곡선에서 300°C의 경우를 사용하였다. 따라서 압력과 열하중에 의한 부분손상을  $\frac{n_2}{N_2}$ 는 핀홀에서는 0이며 삽입링에서는 0.1429이다. 따라서 Level 2의 기준값을 냉각조건 변수로 사용한 AC2의 해석

경우는 차량 사용 기간 동안에 가해지는 반복하중에 대하여 피로수명의 14.29%만을 사용하므로 안전한 것으로 나타났다.

다음은 Table 4에 수록된 응력 해석 결과를 사용하여 냉각조건(냉각수 온도, 피스톤 하부면 중심의 열전달계수, 오일 갤러리의 열전달계수) 변화에 따른 해석 경우 AC1, AC3~AC7의 해석 결과를 살펴보기로 한다. 먼저 알루미늄 합금(AC8A)인 피스톤 본체에서는 Table 4에서 볼 수 있듯이 최대 총유효변형률이 모든 경우에 캐비티보다 핀홀에서 크게 나타나며, 핀홀의 최대 총유효변형률은 일곱 가지의 해석 경우 중에서 AC2가 최대이다. 따라서 부분손상을  $\frac{n_2}{N_2}$ 는 0이고 누적피로사용율도 0이 되므로 피스톤 본체는 Table 1에 나타난 냉각조건 변화 범위에서 차량 사용 기간 동안에 가해지는 반복하중에 대하여 안전한 것으로 나타났다. 다음은 주철인 삽입링의 피로수명 결과로서, Table 5에 수록된 바와 같이 삽입링에서의 부분손상을  $\frac{n_2}{N_2}$ 은 일곱 가지의 해석 경우 중에서 AC4가 0.1818로 가장 크게 나타났으며 이는 Table 4의 해석 경우 AC4의 총유효변형률 0.002312와 300°C의 피로곡선으로부터 구해진 것이다. 따라서, 주철인 삽입링은 Table 1에 나타난 냉각조건 변화 범위에 대하여 차량 사용 기간 동안에 가해지는 반복하중에 대하여 피로수명의 18.18%만을 사용하므로 안전한 것으로 나타났다.

**Table 5 Partial damage of insert ring under pressure and thermal loading(Exhaust side)**

Analysis case no.	Loading cycles to failure ( $N_2$ )		Partial damage ( $n_2/N_2$ )	
	200°C	300°C	200°C	300°C
AC1	1.09E+06	3.80E+05	0.0550	0.1579
AC2	1.20E+06	4.20E+05	0.0500	0.1429
AC3	1.40E+06	4.80E+05	0.0429	0.1250
AC4	9.80E+05	3.30E+05	0.0612	0.1818
AC5	1.55E+06	5.30E+05	0.0387	0.1132
AC6	1.08E+06	3.70E+05	0.0556	0.1622
AC7	1.40E+06	4.80E+05	0.0429	0.1250

이상에서 기술된 결과를 종합하여 냉각조건 변화에 따른 피로수명해석 결과의 누적피로사용율을 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10에서 볼 수 있듯이 냉각수 온도, 헤드 하부면 열전달계수, 오일 갤러리 열전달계수가 높아질수록 누적피로사용율이 감소하므로 피스톤의 피로수명은 증가하는 것으로 판단된다. 헤드 하부면의 열전달계수는 오일 통(Oil sump) 내의 오일 양과 오일 종류 등에 의해 좌우되며, 오일 갤러리의 열전달계수는 오일 펌프의 성능, 오일 갤러리 단면의 형상이나 표면 거칠기, 오일 종류 등에 의해 좌우되므로 피스톤의 피로수명을 보다 증가시키기 위해서는 냉각시스템 설계시에 열전달계수를 증가시키는 방향으로 이러한 변수들을 결정하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

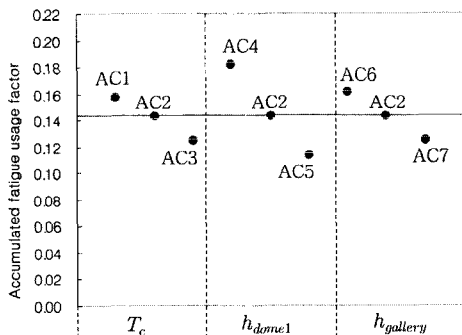


Fig. 10 Accumulated fatigue usage factor

## 5. 결 론

본 연구에서는 대형 버스용 LPLi 엔진 피스톤을 대상으로 하여 운전 중에 반복적으로 가해지는 열부하에 의한 피로수명을 평가하였으며, 냉각조건 변화가 피스톤의 피로수명에 미치는 영향을 분석하였다. 본 연구에서 얻은 LPLi 엔진 피스톤의 주요 해석 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 현재 상태의 냉각조건(냉각수 온도:  $80^{\circ}\text{C}$ , 피스톤 하부면 중심의 열전달계수:  $1000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ , 오일 갤러리의 열전달계수:  $1750\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )에서 차량 사용 기간 동안에 가해지는 반

복하중에 대하여 피로수명의 14.29%만을 사용하므로 안전한 것으로 나타났다.

2. 냉각조건 변화 범위(냉각수 온도:  $70\sim 90^{\circ}\text{C}$ , 헤드 하부면 중심의 열전달계수:  $500\sim 1500\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ , 오일 갤러리의 열전달계수:  $1500\sim 2000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )에서 차량 사용 기간 동안에 가해지는 반복하중에 대하여 피로수명의 18.18%만을 사용하므로 안전한 것으로 나타났다.
3. 냉각수 온도, 헤드 하부면의 열전달계수, 오일 갤러리의 열전달계수가 높아질수록 피스톤의 누적피로사용율이 작아지며 피로수명은 증가하는 것으로 나타났다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부·한국과학재단 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다

## 참고문헌

- [1] 저공해 대형 LPG 엔진 개발(기반기술 연구 보고서), 한국기계연구원, 2002.
- [2] 이부윤, 박철우, 최경호, "대형 LPG 엔진 피스톤의 온도 분포 해석을 위한 열전도 역문제에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제19권, 제11호, pp. 146-159, 2002.
- [3] 이부윤, 임문혁, 손재율, "LPG 액정분사 방식의 대형 엔진용 피스톤의 온도분포와 열응력 해석," 한국박용기관학회지, 제28권, 제3호, pp. 538-550, 2004.
- [4] J. A. Bannantine, J. J. Comer, J. L. Handrock, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice, 1990.
- [5] J. E. Shigley, C. R. Mischke, Mechanical Engineering Design, 5th ed. McGraw-Hill, 1989.
- [6] ANSYS User's Manual, revision 6.0, ANSYS Inc., 2002.
- [7] D. N. Assanis, E. Badillo, "Transient

Heat Conduction in Low-Heat Rejection Engine Combustion Chambers." SAE 870156, pp. 153-163, 1987.

- [8] 허강열, "연소실 대류 및 복사 열전달 해석," 한국자동차공학회지, Vol. 13, No. 4, pp. 11-17, 1991.
- [9] G. L. Borman, K. Nishiwaki, "Internal Combustion Engine Heat Transfer," Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 13, 1987.
- [10] C. H. Li, "Piston Thermal Deformation and Friction Considerations," SAE 820086, 1982.
- [11] L. Wiermann, "Heat Flow in Pistons," MAHLE Symposium, 1973.
- [12] R. Buchta, "Stress Calculations of Pistons," Technical Report, Karl Schmidt, 1979.
- [13] S. Schockle, "Stress Calculations of Pistons," Technical Report, Karl Schmidt, 1979.

## 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.



### 최경호 (崔庚浩)

1960년 9월생, 1986년 2월 성균관대학교 기계공학과 졸업. 1988년 12월 University of Alabama 기계공학과 졸업(공학박사). 1992년 5월 University of Alabama 기계공학과 졸업(공학박사). 1992년 6월~1993년 2월 현대자동차 마북리연구소 선임연구원. 1993년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수. 2002년 9월~현재 과학기술부지정 저공해자동차부품기술개발센터 소장. 2003년 6월~현재 건설교통부 자문위원. 2004년 3월~현재 경창산업 사외이사.