

직접분사식 소형 디젤엔진의 3D 유동특성 및 분절형 스틸 단조 피스톤의 최적화에 관한 연구

김 현 철^{*1)} · 박 종 호²⁾

자동차부품연구원 첨단동력-IT융합연구센터¹⁾ · 충남대학교²⁾

A Study on the Optimization of Articulated Steel Forging Piston and 3D Analysis of Fluid Characteristics for Light Duty DI Diesel Engine

Hyunchul Kim^{*1)} · Jongho Park²⁾

¹⁾Advanced Power&IT Research Center of Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjung-Ri, Pungse-Myun, Cheonan, Chungnam 330-912, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Chungnam University, Daejeon 305-764, Korea

(Received 7 May 2004 / Accepted 27 July 2004)

Abstract : In order to prepare for the large power diesel vehicle, the current trend of advanced nations is to shift from the aluminum alloy piston to the steel piston. In this research, a steel forging piston which replaces the aluminum alloy piston is developed to improve the power performance of the diesel engine. The three dimensional flow and combustion analysis of the target engine is conducted. Using the result of the analysis, the piston is optimized, and a prototype of the articulated steel forging piston is built. The reliability of the piston has been evaluated through durability test using a Hydropsuls Test Machine for 300,000 km.

Key words : Articulated steel forging piston(분절형 스틸 단조 피스톤), Piston endurance test(피스톤 내구시험), Optimized combustion chamber(최적 연소실), Direct injection(직접분사), Moving mesh(이동격자), Swirl flow(스월유동)

1. 서 론

유럽을 중심으로 한 선진국은 승용 디젤 차량을 실용화하였을 뿐만 아니라 EURO 규제 만족, 연비 향상을 지속적으로 추진하고 있으며, 고성능 및 고출력을 위한 연소폭발 압력 상승에 대응한 Steel Forging 피스톤을 다각적인 방향으로 개발하고 있다. 디젤엔진용 Steel Forged 피스톤은 대형 상용차량에서부터 중·소형 차량에까지 모두 적용시킬 수 있을 뿐만 아니라 선박용 디젤엔진에도 적용이 가

능하여 시장 규모가 크다. 선진국에서는 디젤엔진의 유동 및 연소해석, 피스톤의 열용력 해석, 동역학을 비롯한 각종 시뮬레이션을 통해 구축한 설계데이터를 이용하여 연소실의 최적설계를 도모하고, 소재개발을 통하여 경량화를 달성하며, Forging 공정 개발을 통하여 관련 핵심기술을 개발하여 생산하고 있다. 한편, 내연기관에서의 분무 및 연소현상에 관한 연구는 직접분사식 디젤엔진을 중심으로 1980년대 이후 본격적으로 연구되어 Naber & Reitz¹⁾는 KIVA-II 코드에서 사용한 stick 모델을 개선하여 reflect 모델과 jet 모델을 제시하였으며, 최근에는 Bai & Gosman²⁾이 단일 액적 실험에 근거하여 벽면

*To whom correspondence should be addressed.
hckim@katech.re.kr

의 상태에 따라 dry wall과 wetted wall로 구분하고 각각의 경우에 대한 분무 거동 모델을 제시하였다. 연구개발이 진행 중인 디젤엔진용 분절형 스틸 단조 피스톤^{3,4)}의 설계 기술개발을 위하여 본 연구에서는 디젤엔진의 3차원 유동 및 연소해석을 실시하고, 주어진 연소 환경에 적합한 연소실을 제시하고자 한다.

2. 해석조건 및 수학적 모델

2.1 대상 엔진 및 해석조건

본 연구에서 적용한 대상 소형 디젤엔진의 사양은 Table 1과 같다. 대상 디젤엔진의 피스톤 회전수는 1,500rpm으로 하였으며, 크랭크축의 각도를 0.25° 씩 이동시킴에 따라 맞물려 움직이는 피스톤을 4cycle 전반에 걸쳐 moving mesh를 사용하여 계산하였으며, scale factor =1, bore diameter=97.1mm, stroke=98mm, connecting rod length =155mm 이고, 흡기 밸브는 CA 461°, 배기밸브는 CA 256°에서 최대치를 가지고 있다. 격자의 생성은 ICMCFD를 이용하였고, 특히 rapid mesh generator인 IC3M으로 엔진의 moving mesh를 생성하였다. 격자를 생성하기 전 해석 대상 엔진의 밸브는 닫힌 상태를 유지하며, 피스톤은 상사점에 위치하게 한다.

Table 1 Specifications of diesel engine

Parameter	Specifications
Bore(mm)	97.1
Stroke(mm)	98
Max. intake valve lift(mm)	8.35
Max. exhaust valve lift(mm)	8.5
Compression ratio	18.5
Displacement volume(cc)	2,902
Power(PS/rpm)	170/3800
Torque(kg · m/rpm)	40/2000

2.2 수학적 모델

디젤엔진 연소실의 유동특성을 파악하고자 유동을 3차원 비정상상태의 난류유동으로 가정하였다. 흡입되는 유동을 정확히 계산하기 위하여 moving mesh를 사용하였으며, 정확한 해를 구하고 수렴성을 좋게 하기 위하여 격자는 hexahedral mesh를 적용

하였다.

디젤엔진의 유동해석에 적용한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{U}_i) = 0$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j U_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i$$

여기서 \sqrt{g} 는 metric tensor의 determinant를 나타낸다. 내연기관 연소실내의 유동은 복잡한 유동의 형태를 가지고 있어서 유동장 해석을 위하여 High Reynolds $\chi - \epsilon$ 모델을 이용하였다. 난류운동에너지 χ 와 난류운동에너지 소산을 ϵ 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho\chi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \chi - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\chi} \frac{\partial \chi}{\partial x_j}) = \mu_t (P + P_b) - \rho\epsilon - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

where

$$P = 2S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \mu_{eff} = \mu + \mu_b, P_b = -\frac{g}{\sigma_h} \frac{l}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) \\ &= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} [\mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_b) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] \\ & \quad - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned}$$

위의 방정식에 적용한 $\chi - \epsilon$ 모델의 상수들은 Table 2와 같다.

Table 2 Coefficients of $\chi - \epsilon$ model

C_μ	σ_χ	σ_ϵ	σ_h	σ_m	$C_{\epsilon 1}$
0.09	1.0	1.22	1.22	1.22	1.44
$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$		$C_{\epsilon 4}$	χ	E
1.92	0.0 or 1.0		-0.33	0.42	9.0

2.3 격자생성

양질의 격자를 생성하고 밸브 주변의 수렴성을 향상시키기 위하여 밸브의 격자를 정밀하게 구성하였다.

생성된 전체 격자의 수는 피스톤이 상사점에 이르렀을 때 921,001개, 하사점에 이르렀을 때 1,421,164

개이다. 대상 디젤엔진의 흡기포트, 배기포트, 흡배기 밸브 및 연소실의 격자를 Star-CD로 읽어 들인 후 aspect ratio 및 wrapage, skewness 등을 조사하여 격자의 생성이 계산에 적합한지 검사과정을 거쳤으며, 최종적으로 생성된 대상 디젤엔진의 격자는 Fig. 1과 같다.

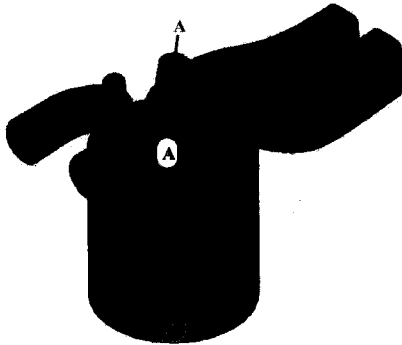


Fig. 1 Mesh generation of 4 valve DI diesel engine

3. 결과 및 고찰

3.1 스윙과 텀블비

크랭크 각에 따른 스윙³⁾과 텀블비의 변화는 Fig. 2와 같다. Fig. 2를 보면 크랭크 각 480° 부근에서 최대 스윙비가 2.715이고, 또한, 크랭크 각 433°에서 최대 텀블 값이 3.41이라는 것을 알 수 있다.

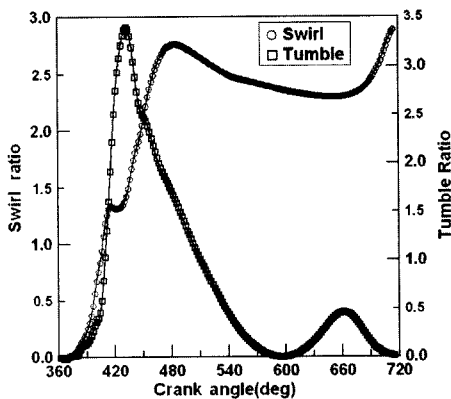


Fig. 2 Swirl and tumble ratio with respect to crank angle

3.2 난류운동에너지

Fig. 3에 크랭크 각의 변화에 따른 난류 운동에너지를 나타내었다. 이 그림을 살펴보면 전반적으로

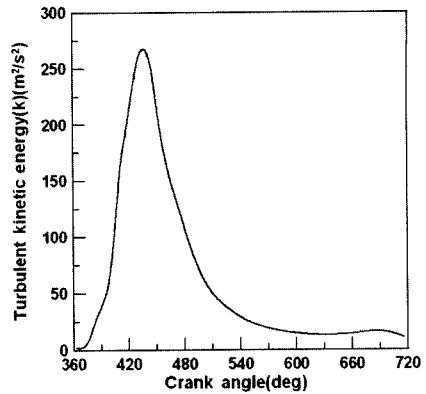


Fig. 3 Turbulent kinetic energy with respect to crank angle

흡입유동에서 강한 난류운동에너지가 생성되며, 크랭크 각 435°에서 $268\text{m}^2/\text{s}^2$ 의 값을 갖는 강한 난류운동에너지가 발생한다는 것을 알 수 있다.

3.3 유동과 연소해석 결과 및 분석

직접분사식 4기통 디젤엔진의 유동해석은 CA 335°에서 시작하였다. 증가치는 $CA=0.189^\circ$ 이며, 계산은 2020 time step으로 하여 20 time step 마다 저장하면서 CA 716°까지 계산을 수행하였다. 유동해석 결과의 그림인 Fig. 4는 Fig. 1의 단면 A-A에서 발생하는 속도벡터를 나타내고 있다. 이것은 360°부터 45°씩 증가시키며 얻은 유동해석 결과로서 그림 중 왼쪽 밸브는 배기밸브, 오른쪽 밸브는 흡기밸브를 의미한다. CA 405°를 보면 흡기밸브가 열리면서 유입되는 흡입 공기가 흡기밸브 시트에 1차로 부딪히고 다시 피스톤 바울(bowl) 중심부에 2차로 충돌하면서 스윙이 발생하고 있으며, CA 450°일 때와 CA 495°일 때를 보면 흡입행정 시 흡기밸브에서 실린더 내부로 강한 스윙이 발생함을 살펴볼 수 있고, 유입되는 유동장이 실린더 벽면에 부딪쳐서 벽면의 압력이 증가함을 알 수 있다. 또한, 흡입 행정 시 유동장이 밸브와 충돌함으로 밸브 윗면에서 압력이 크게 증가한다. 흡기밸브 최대 상승 위치인 CA 461°를 정점으로 강한 스윙의 발생을 관찰할 수 있으며 흡기밸브가 닫히기 시작하는 CA 515°부터는 스윙의 강도가 눈에 띄게 약해지고 있다는 것을 알 수 있다. 유입된 공기는 주어진 조건 하에서 스윙이 강하게 생성되도록 설계된 엔진의 흡기포트 벽면을 따

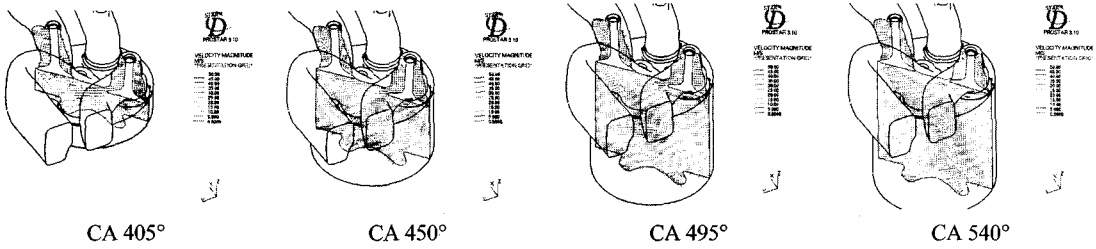


Fig. 4 Velocity Vector with respect to crank angle

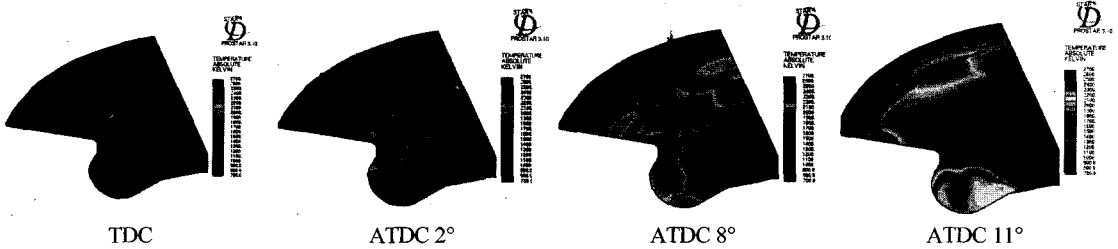


Fig. 5 Temperature Contours with respect to crank angle

라 엔진 내부로 유입되어 전반적으로 공기가 연료와 잘 혼합될 수 있는 유동장을 형성하고 있다.

Fig. 5를 살펴보면 연소가 발생할 때의 크랭크 각 변화에 따른 온도분포를 알 수 있다. Fig. 5를 통하여 피스톤 크라운 저면부에 온도분포가 높게 나타난다는 것을 알 수 있으며, 약 2500°K의 최고온도를 나타내었다.

3.4 스틸 단조 피스톤의 연소실 최적화

본 연구의 연소실 최적화는 연소과정에서 발생하는 열에 의한 영향을 고려하여 연소실을 구성하는 형상 관련 인자가 피스톤 전체에 미치는 영향의 정성적인 관계를 파악하는 것이 목적이다. 연소실을 구성하는 형상 인자는 Fig. 6과 같이 선정하였다. 즉, 연소실 형상에 영향을 미치는 6개 인자를 선택하여, 각 인자에 의한 피스톤의 온도 및 열용력을 관찰하여 어느 인자가 가장 영향을 많이 미치는지 확인하였다. baseline의 ±10% 값을 갖는 인자를 선정하였으며, 총 L8을 이용하는 직교배열법을 이용하였다. 직교배열법에 의한 조합은 최적화 프로그램인 iSIGHT로 실행하였다. 본 해석에서 사용한 각 인자의 조합은 Table 3과 같고 경계조건은 Fig. 7에 나타내었다. Table 3에 있는 각각의 경우에 DOE(Design of Experiment: 실험계획법)를 적용하여 구조해석을

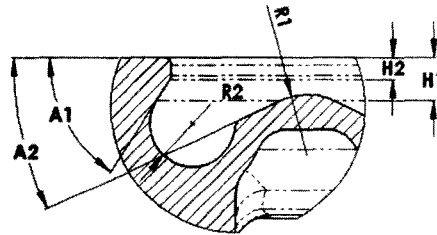


Fig. 6 Design parameter of combustion chamber shape

Table 3 Design matrix for optimization of combustion chamber

DOE	R1	R2	A1	A2	H1	H2
Base Line	10.0	7.0	25.0	57.262	7.014	3.5470
1	9.0	6.3	22.5	51.5388	6.3126	3.1923
2	9.0	6.3	27.5	62.9882	7.7154	3.92017
3	9.0	7.7	22.5	62.9882	7.7154	3.1923
4	9.0	7.7	27.5	51.5358	6.3126	3.9017
5	11.0	6.3	22.5	62.9882	6.3126	3.9017
6	11.0	6.3	27.5	51.5358	7.7154	3.1923
7	11.0	7.7	22.5	51.5358	7.7154	3.9017
8	11.0	7.7	27.5	62.9882	6.3216	3.1923

수행한 후 이것을 분석하여 얻은 피스톤의 Pareto plot을 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a)는 열전달 계산 후에 얻어지는 최대온도에 대한 Pareto이다. Pareto는 반응 값을 전체 100으로 보았을 때 각 인자가 미

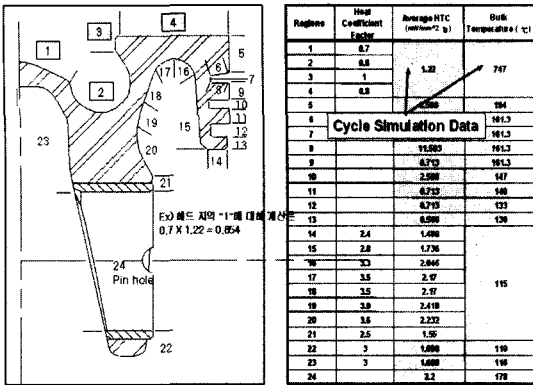


Fig. 7 Thermal boundary condition

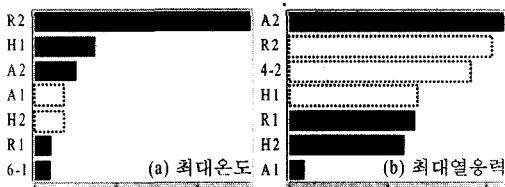


Fig. 8 Pareto plot of maximum temperature and maximum thermal stress

치는 영향을 수치로 표현한 것이다. 점선막대는 인자가 증가하면, 반응값은 작아지는 부(否)를, 실선막대는 인자가 증가하면, 반응값이 같이 증가하는 정(正)을 나타낸다. Fig. 8을 보면 피스톤의 최대온도에 가장 큰 영향을 미치는 것은 연소실 형상에서 중앙에 돌출 정도를 결정하는 R2 값으로 전체의 반 이상을 차지하고 있다는 것을 알 수 있다. 그 다음은 H1으로서 이것은 연소실 내부의 표면적과 관계가 있으므로 온도를 연소실 내부의 표면적에 넓게 분포시켜야 한다는 것을 알 수 있다. Fig. 8(b)에서 나타난 것은 최대열응력에 대한 Pareto 분석이다. 가장 크게 영향을 미치는 인자는 연소실 벽면에서 얼마나 급하게 기울기가 변경되는가에 대한 인자인 A2이다. A2 값이 커질수록 열응력이 높아지는 것을 알 수 있다. 다음으로 영향을 주는 것은 R2로서 이것이 커질수록 열응력은 낮아진다. 해석결과를 통하여 온도에 있어서는 내부 면적에서 돌출되어 있는 부분의 형상이 중요하고, 열응력에 대해서는 연소실을 단면으로 잘랐을 때, 벽면에서의 면적 변화가 급격하지 않을수록 열응력이 낮아지는 것을 알 수 있었다.

3.5 연소실 최적화 결과

Table 3에 있는 base line을 포함한 9개의 경우에 대하여 최적화를 실시한 결과가 Fig. 9에 있다. Fig. 9를 보면 최적화 결과로 인한 데이터가 연소실 상에 굽은 점선으로 표시되어 있다. 이것은 연소실의 열적 환경에 가장 적합한 조건을 부여하였으므로 피스톤의 경량화 및 내구신뢰성에 유리하리라 판단된다. 위와 같은 연구결과를 적용하여 제작한 분절형 스틸 단조 피스톤 및 피스톤 핀과 링을 Fig. 10에 나타내었다.

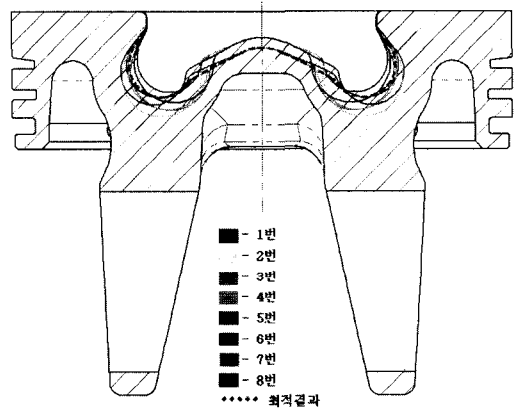


Fig. 9 Result for optimization of steel forged piston

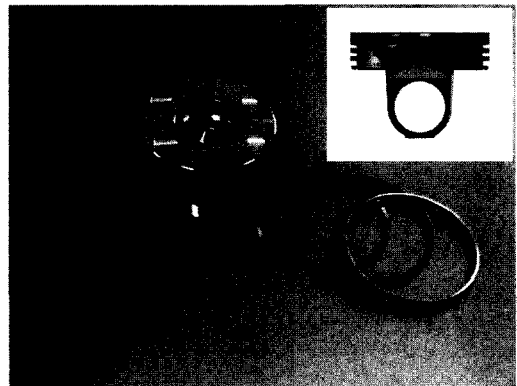


Fig. 10 Prototype of optimized steel forged piston

3.6 스틸 단조 피스톤의 내구신뢰성 시험

본 연구에서 개발한 스틸 단조 피스톤의 내구신뢰성 검증용 Hydropuls 시험기 제원을 Table 4에 나타내었다. 이 시험기는 servo controller Kelsey K7500 오일로스코프, 컴퓨터, 오일탱크, 모터, 피스톤 펌

Table 4 Specification of piston endurance test machine

구성	servo controller Kelsey K7500, 오실로스코프, 컴퓨터, 오일탱크, 모터, 피스톤 펌프, 오일필터, accumulator
동력	132kW 380V
최대회전수	48,000rpm
최대압력	320bar
적용	소형~대형 가솔린 엔진 및 디젤 엔진 피스톤 내구시험

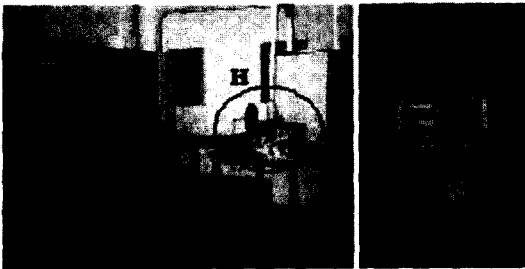


Fig. 11 Piston endurance test machine

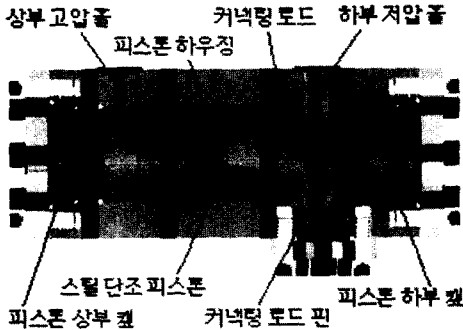
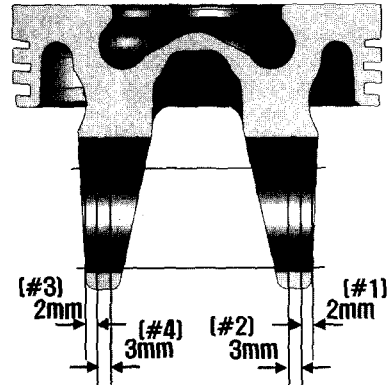


Fig. 12 Housing of piston endurance test

프, 오일필터, accumulator 등으로 구성되어 있으며, 132kW 380V의 동력을 이용하여 2000L 용량의 탱크 내부 오일을 최대 320bar까지 가압한 후 최대 회전수 48,000rpm으로 피스톤 하우징 내부에 주입시키는 피스톤 전용 내구시험기이다. 이 피스톤 내구시험기는 소형 가솔린 엔진에서부터 대형 상용차량용 디젤 엔진 뿐만 아니라 선박용 디젤 엔진의 피스톤까지 내구시험을 수행할 수 있는 장치이다. Fig. 11에 피스톤 내구시험기의 모습을 나타내었다. Fig. 11 중에서 오른쪽은 피스톤 내구시험기를 제어하는 컨트롤러이다. 타원형 "H"로 표시한 것은 엔진의 단기통 실린더에 해당하는 피스톤 내구시험기 하우징으로 Fig. 12에서 보는 바와 같이 구성되어 있으며, 이



	#1	#2	#3	#4
시험전	32.0380	32.0368	32.0418	32.0390
시험후	32.0365	32.0355	32.0404	32.0383

Fig. 13 Measurement point of piston pin hole

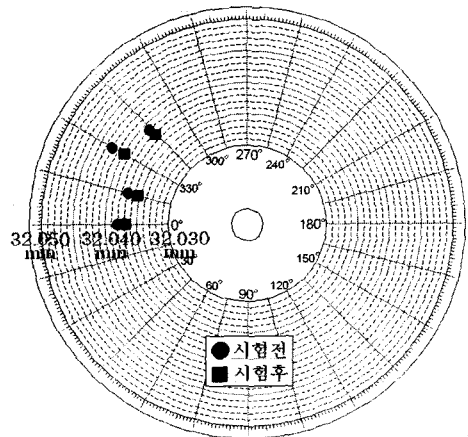


Fig. 14 Vertical circle diagram of piston pin hole

곳에 분절형 스틸 단조 피스톤이 장착되고 대상차량의 엔진제원에 의하여 가혹조건인 1.5배를 적용함으로써 피스톤의 내구시험을 수행한다. 일반적으로 피스톤의 내구신뢰성 시험은 1,000,000cycle(주행거리 100,000km)을 수행하여 하우징을 분해한 후 시험한 피스톤의 핀 홀 수직 진원도를 Fig. 13과 같이 측정하여 시험전과의 데이터와 비교함으로써 피스톤의 신뢰성을 판단한다.

핀 홀 수평거리의 10% 안쪽 위치에서 시험전과 시험 후의 수직 지름을 측정하여 그 차이가 20 μ m 이내 있으면 압력에 의한 피스톤의 내구성은 신뢰할 수 있다. 본 연구에서 제작한 스틸 단조 피스톤의

시험전과 후 핀 홀 수직 진원도 측정값은 Fig. 13에 있으며, 이 데이터를 알기 쉽게 진원도 상에 표시한 것이 Fig. 14이다. Fig. 14를 통하여 스틸 단조 피스톤 내구시험 전과 후의 측정값 차이가 20 μ m 이내의 범위에 있다는 것을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 소형 디젤엔진의 성능향상을 위한 3차원 유동 및 연소특성 분석과 분절형 스틸 단조 피스톤의 연소실을 최적화하였으며, 주요 연구내용을 종합하면 다음과 같다.

- 1) 본 연구에서 개발한 3차원 시뮬레이션 기법을 통하여 디젤엔진용 분절형 스틸 단조 피스톤을 설계할 수 있는 기반을 마련하였으며, 시뮬레이션의 효율성을 입증하여 피스톤 개발기간을 단축할 수 있는 여건을 조성하였다.
- 2) 디젤엔진의 연소실 형상을 결정하는 대표적인 설계인자 6개를 선정하고, 유한요소법을 이용한 열전달 해석을 수행하여 각 인자의 영향도를 파악하였으며, 실험계획법을 사용함으로써 온도 및 열응력에 미치는 영향을 분석하여 연소실 최적화의 설계능력을 배양하였다.
- 3) 디젤엔진용 분절형 스틸 단조 피스톤의 내구시험을 300,000km 수행하여 신뢰성을 입증하였다.

References

- 1) J. D. Naber, R. D. Reitz, "Modeling Engine Spray/wall Impingement," SAE 880107, 1988.
- 2) C. Bai, A. D. Gosman, "Development of Methodology for Spray Impingement Simulation," SAE 950283, 1995.
- 3) Elsbett, Klaus, Guenter, Ludwig, Behrens, Michael, "Ferrum Piston for Diesel Engines-A Two-piece Optimized Articulated Piston Design," SAE Special Publications, pp.79-85, 1985.
- 4) Z. Dursunkaya, R. Keribar, "Simulation of Secondary Dynamics of Articulated and Conventional Piston Assemblies," SAE Transactions, Vol.101, No.3, pp.853-861, 1993.
- 5) S. Y. Lee, Y. D. Choi, "Numerical Simulation of Swirling Turbulent Flows in the Cylinder of a Diesel Engine," Transactions of KSAE, Vol.7, No.1, pp.38- 49, 1999.