

유한요소해석과 다구찌 방법에 의한 디스크 캘리퍼 씰 홈의 형상 최적화에 관한 연구

김진한*, 김수태⁺

(논문접수일 2005. 9. 20, 심사완료일 2005. 11. 23)

A Study on Shape Optimization for Seal Groove of Disc Caliper using Finite Element Method and Taguchi's Method

Kim Jin Han*, Kim Soo Tae⁺

Abstract

A typical disk brake system consists of caliper housing, piston, seal and two pads etc. The configuration of seal groove, dimension of piston and seal, and seal material properties are important ones for brake performance, as these affect the retraction of piston. The rubber seal is designed to perform dual functions of sealing the brake oil at brake-applied and retracting the caliper piston at brake-released. In this paper, the seal stress is analyzed using Finite Element Method and experiment is conducted by Taguchi's Method. We attempt to quantify the critical design factors in the seal groove and evaluate their impact on some of brake performance factors. The investigation obtained from this study can not only enhance the seal groove design optimization, but also reduce product prototype testing and development time.

Key Words : Rubber Seal(고무 씰), Seal Groove(씰 홈), Finite Element Method(유한요소법), Design of Experiments(실험계획법), Taguchi's Method(다구찌 방법)

1. 서론

자동차는 차체(body)와 새시(chassis)로 구분되며, 브레이크 시스템은 새시 구성품의 일부분이다. 일반적인 디스크

브레이크 시스템은 Fig. 1과 같이 캘리퍼 하우징, 피스톤, 씰(seal), 패드, 디스크와 로터로 구성되고, 주행 중인 자동차를 감속하거나 정지시키는 기능을 수행하는 자동차의 중요 안전시스템이다.

* 국립창원대학교 기계공학과 (nkep47@hotmail.com)
주소: 641-773 경남 창원시 사림동 9번지 기계공학과
⁺ 국립창원대학교 기계공학과

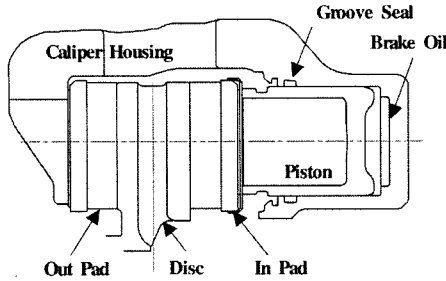


Fig. 1 Schematic of the components of a disc brake system

자동차용 브레이크 시스템에 있어 캘리퍼는 많은 기능적 장점을 제공하지만 브레이크 해제 시에 피스톤의 복원 불량에 의한 클립 토크가 작용하여 디스크 플레이트와 패드에 발열로 인한 마모와 캘리퍼 주변 부품의 열화 등을 발생시키고, 이로 인한 기능 손상의 문제를 유발시킨다. 이는 피스톤 작동 후 강제 복원 구조를 설정하지 않고 실린더 내의 고무재 씰의 탄성복원력을 이용하고 있기 때문이다. 따라서 고무씰을 수용하는 구조적 설계와 피스톤과 씰의 치수 설정, 씰의 물성 선정 등이 캘리퍼의 성능에 매우 큰 영향을 미치게 된다⁽¹⁾.

브레이크 시스템 설계에 관련된 인자는 차량의 사양, 제동 조건, 환경조건, 그리고 디스크와 패드의 기하학적 형상 및 물성치, 냉각조건 등 매우 다양하면서도 복잡하다. 이러한 제반 조건을 고려하여 최적의 브레이크 시스템을 시행착오 없이 개발한다는 것은 불가능한 일이며, 시간적으로나 경제적으로 많은 손실을 초래하게 될 것이다. 브레이크 시스템에 관련된 제반 설계인자를 고려한 수치해석은 설계 개발기간을 단축시킬 수 있으므로 새로운 브레이크 시스템의 개발 가능성에 대한 사전 검토를 요구하거나 또는 대상차종이 바뀌는 경우에는 매우 유효한 연구수단이 되고 있다.

고무씰에 대한 기존의 연구는 대부분 실험적인 방법을 통하여 수행되어 왔으며, 아직까지는 캘리퍼 씰에 대한 연구는 미미한 상황이다. 그러나 최근 비선형 유한요소해석 프로그램들이 상용화되어 비선형, 대변형과 접촉응력 해석이 가능하게 되었다⁽²⁻⁵⁾.

본 연구에서는 디스크 캘리퍼 피스톤 슬립저항의 실험을 수행하고, 유한요소법을 이용하여 디스크 캘리퍼 피스톤의 조립 및 브레이크 작동시 고무씰에 발생하는 응력해석 결과와 비교, 분석하였다. 또한 실험계획법을 적용하여 고무씰 홈의 제어인자와 잡음인자를 선정하였고, 씰의 접촉응력 해석을 수행하여 S/N비 분석을 통한 제어인자의 영향도와 씰 홈 형상의 최적조건을 정립하였다. 이것은 디스크 브레이크의 캘리퍼 씰 홈 설계 시 보다 정밀한 설계가 가능하도록 할 것이다.

2. 실험방법 및 결과

2.1 실험방법

피스톤의 슬립저항 실험은 캘리퍼에 피스톤 조립시 발생되는 저항력을 측정하는 것이다. 부동형(floating) 타입 캘리퍼의 경우 차량이 급격하게 코너링 하거나 진동이 발생하면 캘리퍼 하우징이 피스톤을 밀게 되어 적정량 이상으로 밀려 들어가게 된다. 따라서 연속 제동 시 페달의 스트로크가 급격히 증가하는 현상이 발생된다. 피스톤의 Push in 하중이 작은 경우에는 캘리퍼의 작은 진동이나 슬라이딩에 의해서 피스톤이 후퇴하고, 지나치게 크게 설정이 되면 피스톤의 조립성이 나빠지므로 규격을 일정하게 관리하여야 한다.

실험에 사용된 캘리퍼 피스톤의 규격은 Table 1과 같고, 패들 수지 캘리퍼 피스톤은 피스톤의 외경, 피스톤과 캘리퍼 사이의 틈새, 피스톤의 조도에 따라 각각 2개씩의 시료를 선정하였으며, 캘리퍼와 고무씰은 상용제품(BL Rr)을 사용하였다. 각각의 실험은 Fig. 2와 같이 수행하였고 캘리퍼에 피스톤을 일정한 속도로 압입하면서, 슬립저항은 푸쉬-풀 계기를 이용하여 측정하였다.

Table 1 Specifications of the phenolic piston

Phenolic Piston	Diameter (mm)	Piston&Caliper Clearance(mm)	Roughness (Ra)
a	42.800	0.169	0.25
b	42.800	0.169	0.24
c	42.855	0.114	0.24
d	42.855	0.114	0.19
e	42.900	0.069	0.21
f	42.900	0.069	0.23

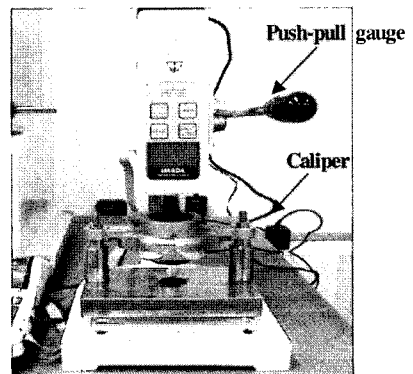


Fig. 2 Photograph of the experimental setup

2.2 실험결과

피스톤의 Push in 하중은 피스톤 외경 및 캘리퍼 씰 홈의 형상에 의한 체결력으로 결정되어진다. Table 2는 피스톤 외경 변화에 대해서 3번 반복실험 결과와 평균값을 나타낸 것이다.

Table 2와 Fig. 3에서 알 수 있듯이 피스톤의 습동저항은 피스톤과 캘리퍼 사이의 틈새가 작을수록 선형적으로 증가한다. 이 결과의 원인은 피스톤의 운동에 따른 고무씰의 변형저항이 증가하기 때문이며, 피스톤과 캘리퍼의 틈새가 작을수록 더 큰 체결력이 요구됨을 나타낸다.

3. 수치 해석

3.1 고무씰의 모델링

공학적으로 고무는 비압축성이고, 등방성 재질이므로 고무가 내부에너지 변화없이 변형된다고 가정하게 되면, 15~

150%의 변형을 해석에 적합한 Mooney-Rivlin 모델을 사용하는 것이 일반적이다.

고무와 같은 점탄성 재료(viscoelastic materials)에 대한 접촉응력을 해석하기 위해서는 재질의 비선형성을 고려해야 한다. 본 연구에서 사용된 고무씰 재료는 비선형 응력-변형률 특성을 나타내기 때문에 이것을 잘 대변해 줄 수 있는 탄성 변형률 에너지 함수(elastic strain energy function) 이론을 도입하여 해석을 수행하였다. 일반적으로 고무재료의 물리적 특성값은 온도, 주파수, 주기적인 동변형률, 노화, 기름 등에 의하여 많은 영향을 받는 것으로 알려져 있으며, 해석하려는 모델이 씰이기 때문에 변형률이 15% 내외인 경우에 대하여 수치해석을 수행하였다.

고무씰과 같이 변형률이 작은 경우에 많이 사용되는 고무재료의 비선형 특성은 탄성 변형률 에너지 함수를 간단하게 제시한 식 (1)과 같은 Mooney-Rivlin 방정식에 의하여 대변되고 있다⁽⁶⁾.

$$\sigma = 2 \left(C_1 + \frac{C_2}{\lambda} \right) \left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) \quad (1)$$

여기서, σ 는 소재내의 법선응력, λ 는 변형률 계수($=1+\epsilon$), ϵ 은 소재의 변형률, C_1 과 C_2 는 고무재료의 변형특성을 의미하는 Mooney-Rivlin 상수를 각각 나타낸다.

Fig. 4는 해석에서 사용된 고무씰 모델과 응력해석을 위한 유한요소 메쉬를 보여주고 있으며, 씰의 재질은 등방성의 균질한 니트릴고무(NBR)로 비선형성을 해석하기 위하여 Mooney-Rivlin 모델을 사용하였다. 해석에 사용된 요소는 고무씰은 hyper56, 캘리퍼 하우징과 피스톤은 plane42이고, 요소수는 1799개며, 절점수는 1844개이다. 또한 Table 3과 같은 캘리

Table 2 Results of the push in force test

Piston	Push in force (N)							
	First		Second		Third		Mean	
	Initial	Max	Initial	Max	Initial	Max	Initial	Max
a	169	256	160	241	155	231	161	242
b	173	274	163	255	158	242	165	257
c	211	305	191	280	176	267	192	283
d	198	311	190	307	229	302	206	306
e	266	350	249	330	240	314	251	331
f	264	362	248	331	240	316	250	336

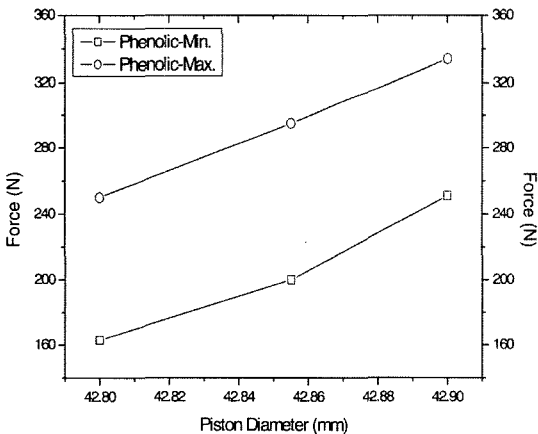


Fig. 3 Push in force according to piston diameter

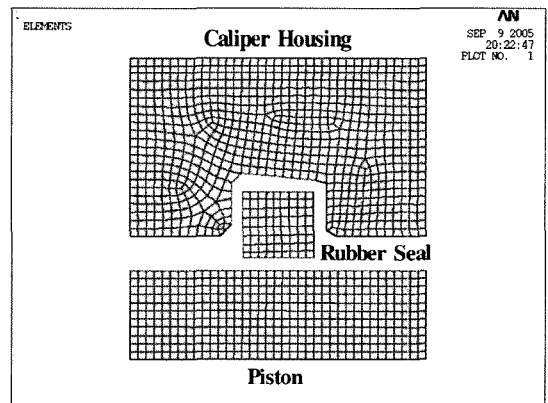


Fig. 4 Modeling and mesh generation of rubber seal

Table 3 Material Properties

Material	Caliper housing	Rubber seal
Young's Modulus(MPa)	210000	2.82
Poisson's ratio	0.3	0.499
Element Type	plane42	hyper56
Mooney-Rivlin constant	-	$C_1=2.746$ $C_2=4.597$

퍼와 고무씰의 물성을 사용하여 유한요소 해석 프로그램인 Ansys로 씰과 브레이크 피스톤의 접촉거동을 해석하였다.

3.2 유한요소 해석 경계 조건

해석의 경계조건은 Fig. 5에 나타난 것과 같이 캘리퍼 하우징은 모든 방향으로 자유도를 구속하였고, 피스톤은 y방향으로 1.38에서 1.48mm까지 0.05mm 증가시키고, x방향은 0에서 2.0mm까지 0.1mm씩 증가시키는 변위하중을 적용하였다. 씰과 캘리퍼 하우징, 피스톤과 씰이 접하는 부위에 접촉조건을 부여하였다.

Fig. 6과 7은 각각 씰의 조립과 제동 상태에서 응력 분포 해석 결과를 나타낸다. Fig. 6은 캘리퍼 하우징에 피스톤과 고무씰을 체결했을 때의 초기 응력분포를 나타내고 있으며, Fig. 7은 브레이크의 작동에 의해서 고무씰에 발생한 변형 응력을 보여주고 있다.

Fig. 6과 7에서 초기 체결력에 의해서 고무씰의 우측 상부에 집중되었던 응력이 브레이크의 제동과 함께 Front와 Corner Break부로 이동됨을 알 수 있다. 이것은 고무씰의

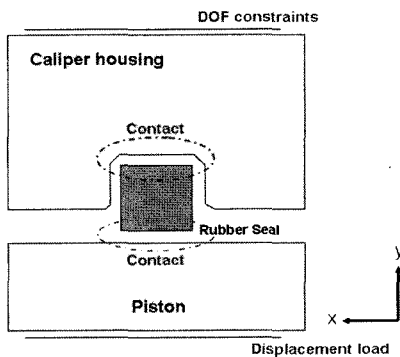


Fig. 5 Boundary conditions of rubber seal

해석에 있어서 Front Angle과 Corner Break의 경계조건이 중대한 영향을 미치게 된다는 것을 의미한다.

Fig. 8은 피스톤 외경에 따른 실험과 수치해석 결과를 나

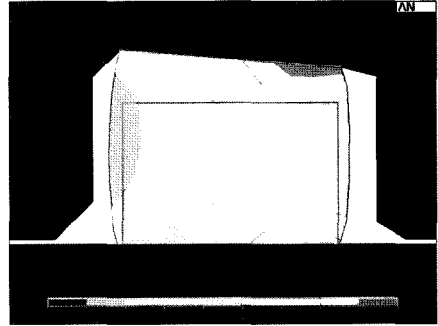


Fig. 6 Stress distribution in seal assembly

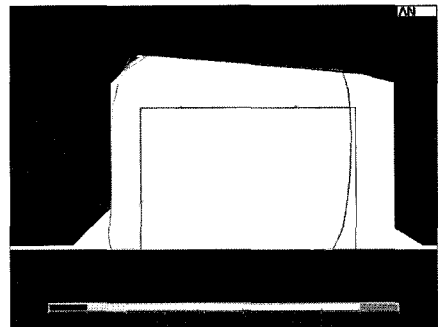


Fig. 7 Stress distribution in the rubber seal at brake applied

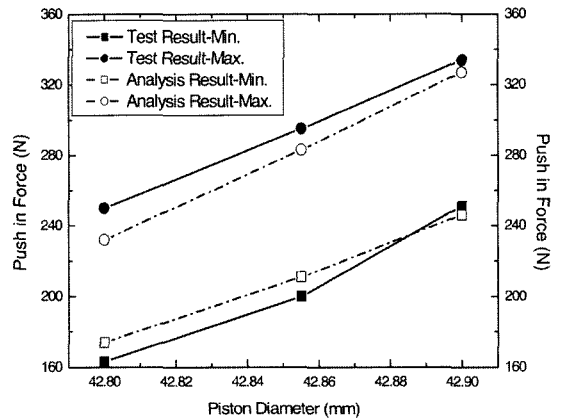


Fig. 8 Push in force according to piston diameter

타내며, 최소값에서는 해석값이 평균 5%정도 높게 나타났으며 최대값에서는 실험값이 평균 4%정도 높게 나타났다. 이러한 차이의 원인은 접촉상태의 고무셀과 피스톤 표면거칠기 및 초기 조립시에 발생된 고무셀의 압축변형 때문으로 판단된다. 그러나 해석과 실험 결과는 전체적으로 5%의 오차 안에서 잘 일치하고 있으므로 Ansys를 이용한 수치해석 방법과 경계조건은 유효함을 확인할 수 있다. 본 연구의 유효요소 해석에서 사용된 절차와 경계조건이 고무셀의 해석에 타당함을 증명한다.

4. 실험계획법

4.1 제어인자 및 잡음인자

제어인자는 실험자가 수준을 변경할 수 있고, 변경정도에 따라서 특성치에 영향을 미치는 인자이다. Fig. 9에서 고무셀의 응력에 영향을 미치는 인자(피스톤과 캘리퍼 내경의 틈새, corner break, front angle, bottom angle)를 제어인자로 하고 모두 3수준으로 적용하였다. 잡음인자는 접촉면 사이의 마찰계수를 2수준으로 설정하였다.

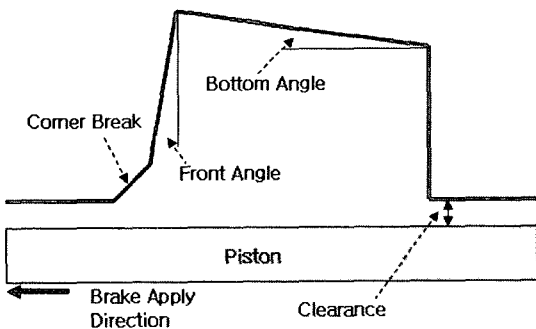


Fig. 9 Caliper seal groove design features

Table 4 Control & Noise Factors

Factor		Level		
		1	2	3
A	Clearance(mm)	0.05	0.1	0.15
B	Corner Break(mm)	0.3	0.5	0.7
C	Front Angle(°)	0	5	10
D	Bottom Angle(°)	0	5	10
N	Friction coefficient	0.4	0.8	

4.2 Taguchi's Table

피스톤 복원력은 고무셀과 밀접한 관계가 있으며, 고무셀의 응력을 최대로 하는 제어인자 조건을 찾는 것이 필요하다. 제어인자가 4개이고, 모두 3수준이므로 내측배열의 직교배열표는 $L_9(3^4)$ 를 사용하고 외측배열은 잡음인자 2수준으로 나누었다. 각각의 변수들에 대해서 실험수와 실험결과는 Table 5와 같다. 단 각 인자들은 상호독립이라 가정한다.

4.3 S/N비 분석

Table 5의 실험 결과값은 고무셀이 피스톤과 접하는 노드들의 평균 응력값이다. 고무셀의 내부응력이 높을수록 피스톤 복원력이 크므로 망대특성을 가진다.

S/N비는 잡음에 대한 신호응답률을 나타내고 식 (2)를 이용하여 계산된다.

$$SN = -10 \log_{10} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (2)$$

여기서, n 은 제어인자의 수이며, y_i 는 각 실험의 결과값을 나타낸다.

데이터 분석은 통계적 해석법인 미니탭을 사용하여 각 인자의 영향도를 알 수 있는 S/N비 분석을 하였다. Fig. 10은 Table 6의 분석결과를 나타낸 것이다. Table 6과 Fig. 10에서 현재수준이 $A_1B_1C_1D_1$ 에서 S/N비가 가장 큰 수준들을 선택하면, 최적조건은 $A_1B_3C_2D_1$ 임을 알 수 있다. Table 6의 결과에 의하면 제어인자 D(Bottom Angle)가 고무셀의 응력에 가장 큰 영향을 미치고 다음으로 A, B, C 순임을 알 수 있다. S/N비는 현재조건보다 최적조건에서 1.44만큼 개

Table 5 $L_9(3^4)$ Taguchi's Table

Run Num.	Inner array				Outer array	
	A	B	C	D	N1	N2
1	1	1	1	1	2.29	2.32
2	1	2	2	2	1.31	1.46
3	1	3	3	3	0.53	0.81
4	2	1	2	3	0.39	0.61
5	2	2	3	1	1.95	2.01
6	2	3	1	2	1.05	1.23
7	3	1	3	2	0.79	0.94
8	3	2	1	3	0.29	0.43
9	3	3	2	1	1.69	1.74

Table 6 Response Table for Signal to Noise Ratios

Level	A	B	C	D
1	1.9973	-0.2539	-0.3534	5.9552
2	0.1101	-0.2163	0.2722	0.8299
3	-2.0150	0.5625	0.1736	-6.6929
Delta	4.0123	0.8164	0.625	12.6481
Rank	2	3	4	1

5. 결론

본 연구는 디스크 브레이크의 캘리퍼 고무씰에 대하여 실험과 유한요소 해석을 통하여 브레이크 작동에 큰 영향을 미치는 습동저항과 복원력을 분석하였으며, 실험계획법을 적용하여 습동저항과 복원력의 주요인자를 도출하고 피스톤 복원력에 대한 최적조건을 표준화한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 캘리퍼 피스톤의 체결력 실험결과와 유한요소해석 결과의 차이가 5% 이내로 근접하고 있으므로 본 연구에서 가정한 유한요소해석의 경계조건과 수치해석 방법이 타당하고 유효함을 알 수 있다.
- (2) 피스톤의 습동저항은 피스톤과 캘리퍼 사이의 틈새가 작을수록 선형적으로 증가하며, 이 결과의 원인은 피스톤의 운동에 따른 고무씰의 변형저항이 증가하기 때문이다.
- (3) 실험계획법을 적용하여 분석한 결과, 캘리퍼 씰 홈의 형상을 결정하는 여러 인자들 중에서 Bottom Angle이 씰 내부응력 변화에 가장 큰 영향을 준다. 각 제어인자의 최적조건은 Clearance는 1수준, Corner break는 3수준, Front angle은 2수준, Bottom angle은 1수준이다.
- (4) 유한요소법을 사용하여 다양한 형상의 씰 홈에 대한 해석을 수행한 결과, 이론적으로 씰의 접촉응력을 추정하는 것이 가능하고 씰 홈 형상 설계 최적화에 활용할 수 있다.

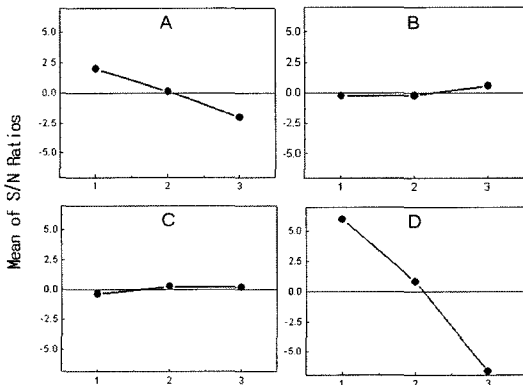


Fig. 10 Main Effects Plot for S/N Ratios

Table 7 Predicted values of S/N Ratios and Factor Levels

Level	Present	Optimum
S/N Ratio	7.25	8.69
Factor levels	A ₁ B ₁ C ₁ D ₁	A ₁ B ₃ C ₂ D ₁

Table 8 Two-way ANOVA of N versus A and D Factor

Source	DF	SS	MS	F	P
A	2	0.417	0.209	29.33	0.000
D	2	1.334	0.667	93.77	0.000
A*D	4	0.066	0.016	2.30	0.137
Error	9	0.064	0.007		
Total	17	1.880			

선택되었다.

Table 6의 S/N비 분석 결과로부터 주효과가 상대적으로 적은 B와 C 인자를 제외한 A와 D 인자에 대한 교호작용을 고려한 2원배치 분산분석을 하였다. A와 D 인자는 P값이 0.05보다 작으므로 유의하지만, A*D 인자는 0.137이므로 유의하지 않기 때문에 상호독립이라는 가정이 가능하다.

참고 문헌

- (1) Okon, D. A., Hao, C. and Chang, H. T., 2002, "Analysis of Brake Caliper Seal-Groove Design," *SAE Technical Paper Series*, 2002-01-0927.
- (2) Kim, C. K. and Cho, S. H., 2004, "On the Sealing Force of Perfluoroelastomer O-rings Including Temperature Effects," *Journal of the KSTLE*, Vol. 20, No. 5, pp. 278~283.
- (3) Kim, G. H., Yoo, Y. M., Im, J. S. and Lee, S. H., 2001, "Prediction of the Reaction Force for Seal Lip Design with Wheel Bearing Unit," *Journal of the KSAE*, Vol. 9, No. 5, pp. 165~172.
- (4) Lee, J. C., Im, M. H. and Lee, B. S., 2003, "An Experimental Study on The Friction Coefficient of Rubbers for Clutch Master Cylinder Cup-Seals," *Transactions of KSAE*, Vol. 11, No. 5, pp. 112~118.

- (5) Pero R., 1993, "Modelling of elastic behaviour of rubber and its application in FEA," *Plastics, rubber and composites processing and applications*, Vol. 19, No. 5, pp. 293~303.
- (6) Kim, C. K., 1994, "Finite Element Analysis of Contact Behaviors of Rubber Lip Seals," *Journal of KSTLE*, Vol. 10, No. 4, pp. 82~88.