

## 실험계획법을 이용한 다목적 차량의 측면하중 측정을 위한 3축 로드셀 개발

추 성 일<sup>1)</sup> · 박 준 협<sup>\*1)</sup> · 이 진 근<sup>2)</sup> · 박 지 영<sup>2)</sup>

동명대학교 메카트로닉스공학과<sup>1)</sup> · 대우정밀 기술연구소<sup>2)</sup>

### Development of 3-axis Loadcell for Measuring the Side Force of MPV Using Design of Experiment

Sung-il Chu<sup>1)</sup> · Jun-hyub Park<sup>\*1)</sup> · Jin-gun Lee<sup>2)</sup> · Ji-young Park<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechatronics Engineering, Tongmyong University of Information Technology, Busan 608-711, Korea

<sup>2)</sup>Daewoo Precision Industries Company, 5 Songjung-ri, Chulma-myeon, Gijang-gun, Busan 619-873, Korea

(Received 4 October 2006 / Accepted 11 December 2006)

**Abstract** : This paper represents the development of 3-axes loadcell for measuring the side-force of suspension module of MPV(Multi Purposed Vehicle). The side force causes the failure of damper, such as leakage. The loadcell was developed using strain gauges, and the Wheatstone bridge circuit to compensate for the cross-talk between the each axes and the measurement error by temperature. Structure analysis of loadcell was accomplished with FEM(Finite Element Method) to optimize the location of strain gages. The design optimization for important factors that have an effect on performance of loadcell was accomplished by using DOE(Design of Experiment). Loadcell was produced and successfully tested, showing good sensitivity and low cross-talk. The cross-talk of the developed loadcell is below 5%. The load history was measured at proving ground. The maximum side-force, the longitudinal force, and vertical force of MPV are 4.2 kN, 8.0 kN, and 17.0 kN, respectively, at Belgian road.

**Key words** : Loadcell(로드셀), Road load data acquisition(실차하중측정), Wheatstone bridge circuit(휘스톤 브리지 회로), Design of experiment(실험계획법), Finite element method(유한요소법)

### 1. 서론

자동차의 개발에 있어 제품 생산에 앞서 각 주요 부위의 시뮬레이션 및 각종 시험을 통하여 소비자들의 요구조건에 만족하는 성능을 보장하고 안전성을 확보하는 것은 매우 중요하다. 그 중에서도 특히, 승차감과 탑승자의 안전에 직접적으로 관련된 현가 장치의 경우는 불규칙적이고 반복적인 동하중을 받게 되는 곳으로 이러한 하중에 의한 진동 및 부품의 피로에 대한 최적설계가 다양한 방법으로 이루어지

고 있다.<sup>1-5)</sup>

자동차의 설계는 일반적으로 실험의 비용과 시간을 단축하기 위해 시뮬레이션을 거친 후 실차내구 평가시험으로 이어지게 된다. 자동차의 사용 기간을 평균 10년, 20만 km로 볼 때, 실차내구평가시험은 이 기간 동안 실제 운행조건과 동일한 환경에서 이루어지는 것이 최선의 방법이나 이는 시간과 비용상의 문제로 불가능하다. 따라서 짧은 시간에 실제 사용 시(10년, 20만 km)와 같은 효과를 내기위해 보다 더욱 가혹한 조건에서 행하여지는 가속내구시험(Accelerated Durability Test)을 하게 된다.<sup>6-9)</sup>

\*Corresponding author, E-mail: jhpark@tu.ac.kr

특히 현가장치의 가속내구시험에서는 차량운행 시 주요부위에 걸리는 하중이력을 구해야 한다. 따라서 시험차량에 설치하여 하중을 측정할 수 있는 장치가 필요하다.

따라서 본 연구에서는 다목적차량의 현가장치에 걸리는 다축방향 하중을 측정하기 위해 댐퍼 브라켓에 장착할 수 있는 새로운 로드셀(Loadcell)을 고안하였다.

일반적으로 로드셀은 민감도(sensitivity)와 안전성(safety)을 가져야 하고, 다축 로드셀인 경우에는, 각 축방향으로 측정된 신호간의 상호간섭오차(cross-talk)를 줄이는 것이 가장 중요하다. 이러한 로드셀의 성능에 영향을 미치는 설계변수들을 선정하고, 실험계획법(DOE)을 적용하여 로드셀 구조에 대한 유한요소해석을 수행하였으며, 이 결과의 분석을 통해 로드셀의 성능에 영향을 미치는 요인들에 대한 최적설계가 이루어졌다.

제작된 로드셀은 실제 차량에 장착되어 간이 프루빙 그라운드(proving ground: PG)에서 하중이력을 측정하였다.

## 2. 3축 로드셀의 원리

### 2.1 스트레인 게이지와 휘스톤 브리지

스트레인 게이지(strain gauge)는 물리적인 변화량을 전기적인 신호로 변환시켜주는 트랜스듀서(transducer)의 일종이다. 스트레인 게이지가 부착된 재료가 하중을 받아 변형을 하면 저항체인 스트레인 게이지도 같이 변형을 일으켜 저항의 변화가 생기게 된다.

저항의 변화와 변형률과의 관계는 식 (1)과 같다.

$$\frac{\Delta R}{R} = K\epsilon \quad (1)$$

여기서 K를 스트레인 게이지의 게이지 상수(gauge factor)라 하며, 일반적으로 2.0~4.0인 것이 많이 쓰인다.

Fig. 1의 휘스톤 브리지(Wheatstone Bridge) 회로는 저항의 변화를 전압의 변화로 바꾸어서 출력해주는 회로이다. 이 회로는 초기 균형(balance)상태에서는 출력전압이 '0'이었다가, 브리지의 저항이 변화되면 출력전압이 발생하는 원리에 의해서 사용된다.

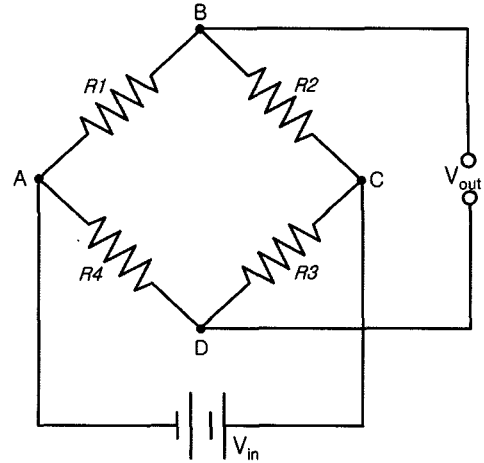


Fig. 1 Wheatstone bridge circuit

따라서 출력신호가 순수 측정량이기 때문에 일반적으로 신호가 미약하므로 증폭을 할 경우 유리하다.

$V_{in}$ 과  $V_{out}$ 의 관계는 옴(Ohm)의 법칙 및 키르히호프(Kirchhoff)의 법칙에 의해 식 (2)와 같다.

$$V_{out} = \frac{R1R3 - R2R4}{(R1 + R2)(R3 + R4)} V_{in} \quad (2)$$

식 (2)에서  $R1 \times R3 = R2 \times R4$ 일 때,  $V_{out} = 0$ 이 된다. 이때, 브리지가 균형상태(Balancing)가 되었다고 한다. 일단 회로가 균형상태가 되면 약간의 저항변화만 있어도 출력전압의 변화량  $\Delta V_{out}$ 을 쉽게 알 수 있다. 즉  $R1, R2, R3, R4$ 가  $\Delta R1, \Delta R2, \Delta R3, \Delta R4$ 만큼 변화되었을 때,  $\Delta V_{out}$ 은 식 (3)과 같다.

$$\Delta V_{out} = \frac{R1R2}{(R1 + R2)^2} \left( \frac{\Delta R1}{R1} - \frac{\Delta R2}{R2} + \frac{\Delta R3}{R3} - \frac{\Delta R4}{R4} \right) V_{in} \quad (3)$$

식 (3)을 통해 브리지의 출력전압은 저항변화에 대해 선형적인 함수라는 것을 알 수 있다. 브리지를 구성하고 있는 초기 저항값이 모두 동일하다면  $\frac{R1R2}{(R1 + R2)^2} = \frac{1}{4}$ 이 되고, 식 (1)을 식 (3)에 대입하면 식 (4)와 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\Delta V_{out}}{V_{in}} = \frac{1}{4} K(\epsilon1 - \epsilon2 + \epsilon3 - \epsilon4) \quad (4)$$

식 (4)의 휘스톤 브리지 회로를 활용하여 스트레인 게이지를 결선하면, 온도의 영향이나 원치 않는

방향의 힘 등이 감지되는 것을 보상할 수 있게 되며, 사용되는 스트레인 게이지의 숫자를 늘려 민감도를 높일 수 있는 장점이 있다.<sup>10,11)</sup>

## 2.2 로드셀의 구조

본 연구에서는 Fig. 2에서 보이는 바와 같이 다목적 차량의 리어 액슬(rear axle)에 연결된 댐퍼(damper)의 신뢰성을 검증하기 위해서 하중이력을 측정하고자 한다. Fig. 2에서 윈으로 표시된 것처럼 리어 액슬과 댐퍼는 브라켓(braket)으로 연결되어 있다. 따라서 댐퍼에 가해지는 하중이력을 구하기 위한 로드셀 구조는 리어 액슬에 용접되어 있는 브라켓의 형상을 응용하는 것이 유리할 것으로 판단되어 졌고, 특히 댐퍼에는 3방향의 하중이 인가되고 있기 때문에 3축 하중들을 동시에 측정할 수 있어야 한다. Fig. 2에서 브라켓은 리어 액슬에 한쪽 면이 용접되어 있는 것을 알 수 있고 중심부의 구멍에 댐퍼가 볼트로 연결되어 있다. 그러한 조건을 반영하여 고안된 로드셀의 구조가 Fig. 3이다.

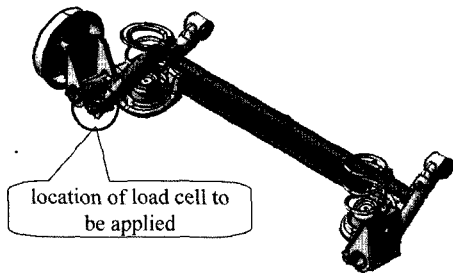


Fig. 2 Rear suspension module of MPV

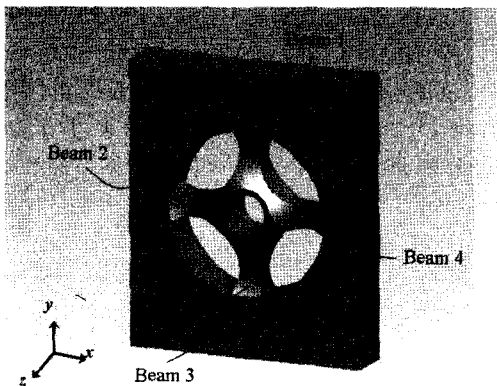


Fig. 3 3D geometry of the loadcell

개발된 로드셀의 형상은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 직육면체의 가운데 큰 원형의 구멍에 일정한 곡률을 갖는 십자 형태의 빔과 그 빔들 중앙의 작은 구멍으로 이루어져 있다. 적용 차량에서 측정될 하중 상태에 가장 적합하도록 구조의 각종 치수들을 결정하기 위하여 실험계획법을 활용하고자 한다.

## 3. 유한요소해석과 초기설계

### 3.1 로드셀 재료의 선정

선형적 탄성거동 등과 같은 로드셀 재질이 가져야 할 성질들을 만족하고 국내에서 구하기 쉬운 Cr-Mo 합금강인 SCM4를 로드셀 재료로 선정하였다. 사용 환경이 실외이기 때문에 제작 시 부식방지와 스트레인 게이지의 보호를 위하여 스트레인 게이지를 부착한 후 로드셀에 코팅처리를 하도록 하였다. Table 1은 SCM4의 재료 물성치를 나타낸다.

Table 1 Material properties of SCM4

Young's modulus (MPa)	206820	Maximum allowable temperature (°F)	400
Yield stress (MPa)	1379	Heat transfer coefficient	270
Thermal expansion coefficient (ppm/°F)	6.5	Elongation (%)	12
Density (lb/in <sup>3</sup> )	0.283	Hardness (R <sub>c</sub> )	42 - 45

### 3.2 유한요소모델 및 해석 경계조건

로드셀의 내구성, 민감도, 상호간섭상태에 대한 최적 조건을 찾기 위해서 실험계획법과 유한요소법(FEM)을 활용하였으며, 구조해석 프로그램으로는 상용 ANSYS 를 사용하였다.

Fig. 4는 로드셀의 유한요소모델과 경계조건, 그리고 해석결과에 영향을 미치는 설계변수의 이름을 나타낸다. 로드셀 전체의 높이를 H, 폭을 W, 두께를 T, 빔 외곽의 큰 원의 반경을 R1, 빔의 곡률반경을 R2, 가운데 작은 구멍의 반경을 R3라고 정의 한다. 빔의 곡률반경 R2는 x-y, x-z, y-z면에 적용된다. 경계조건은 실제상황을 반영하여 로드셀의 상단면을 완전구속하고, 가운데 작은 원의 내부 중앙에 X, Y, Z방향 힘을 적용하여 해석을 수행 하였고, 하중의

Table 2 Dimension of basic model

Parameter	Dimension [mm]
$H$	90
$W$	76
$T$	15
$R1$	26
$R2$	15
$R3$	6.5

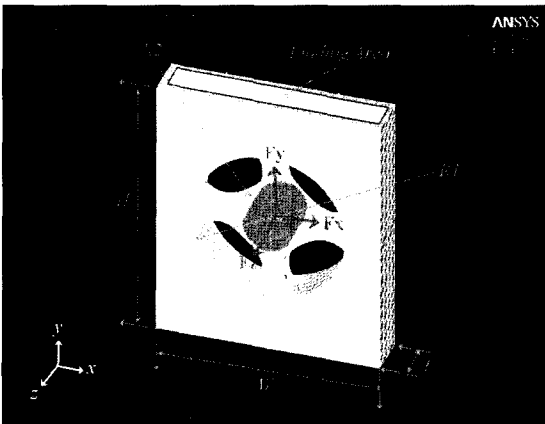


Fig. 4 FE Model and definition of parameter

크기는 차량의 가속내구시험 시 최대 10 kN이 걸린다고 가정하였다. 또한 유한요소모델은 38280개의 ANSYS Solid 185번 요소를 사용하였고 자동 메쉬 기능을 사용하여, 비대칭에 의한 해석오차가 나타나지 않게 하기 위해 전후 상하 좌우의 요소형상이 대칭이 되도록 하였다. 로드셀의 초기설계모델의 치수는 Table 2와 같다.

$F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ 방향의 하중들을 적용하였을 때, 구조물의 안전성 판단을 위하여 최대 본 미세스 응력(Von Mises Stress)을 구하고, 로드셀의 측정값에 대한 민감도와 축 간의 간섭오차 여부를 확인하기 위해 스트레인 게이지 부착위치의 측정방향 변형률을 모두 구하였다.

### 3.3 해석 결과

앞의 3.2 절에서 서술한 경계조건에 따라 초기설계모델의 치수에 대해 구조해석을 수행하였다.

Fig. 5의 (a), (b), (c)는 각각 X, Y, Z방향으로 10 kN의 힘을 적용하였을 때의 본 미세스 응력분포이다. (a)와 같이 X방향으로 힘을 적용하면, 2번 빔은 인

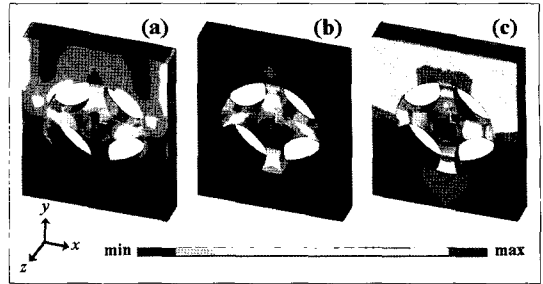


Fig. 5 Distribution of von mises stress; (a) for Force-x, (b) for Force-y, (c) for Force-z

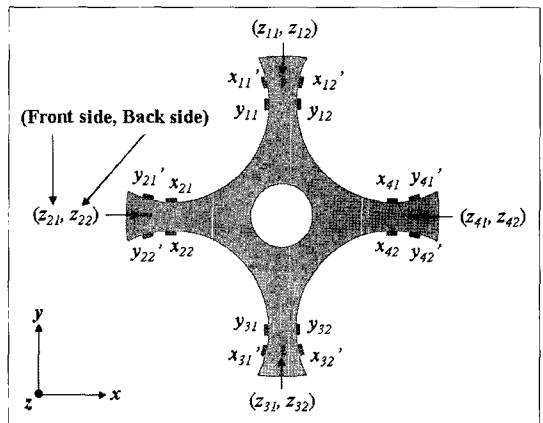


Fig. 6 Position of strain gauges

장, 4번 빔은 압축을 받고, 1, 3번 빔은 좌우면이 대칭으로 굽힘인장/압축응력을 받기 때문에, 2, 4번 빔의 상하면이나 1, 3번 빔의 좌우면에 스트레인 게이지를 부착하여 휘스톤 브리지 회로를 구성하면 X방향 힘을 측정할 수 있고, (b)와 같이 Y방향으로 힘을 적용하면, 3번 빔은 인장, 1번 빔은 압축을 받고, 2, 4번 빔은 상하면이 대칭으로 굽힘인장/압축응력을 받기 때문에 1, 3번 빔의 좌우면이나 2, 4번 빔의 상하면에 스트레인 게이지를 부착하여 휘스톤 브리지 회로를 구성하면 Y방향 힘을 측정할 수 있다. 또한 (c)와 같이 Z방향으로 하중을 적용한 경우에는 모든 빔들이 앞, 뒤의 응력의 크기가 같은 전단굽힘응력을 받게 되므로 이를 활용하면 Z방향의 힘을 측정할 수 있을 것으로 예상된다.

앞에서 얻은 해석결과에 따라 스트레인 게이지의 부착위치를 정하면 Fig. 6과 같고 X, Y방향의 하중 측정에는 두 가지 방법을 활용할 수 있음을 알 수 있다. 로드셀에서 X, Y, Z방향 하중 인가 시 최대응력

이 발생한 지점의 변형률을 각각  $x_{ij}$ ,  $y_{ij}$ ,  $z_{ij}$ 라 하고, 특히 X, Y방향 하중 인가 시 최대굽힘응력이 발생하는 지점의 변형률은 각각  $x'_{ij}$ ,  $y'_{ij}$ 로 표현하였다. 여기서  $i$ 는 빔의 번호,  $j$ 는 같은 빔 내의 위치구분을 나타낸다. 특히 X, Y방향 힘의 측정 시 압축, 인장응력을 사용하는 경우를 Case 1, 굽힘응력을 사용하는 경우를 Case 2로 하여, 두 경우 중 어느 것이 측정에 더욱 유리한지를 비교해 보고자 한다. 여기서 Z방향 힘의 측정에 대해서는 Case 1과 Case 2가 동일하나 각 Case의 상호간섭오차 여부를 분석하기 위하여 Z방향에 대해서도 함께 포함을 시켜 계산을 수행하였다.

휘스톤 브리지를 이용한 스트레인 게이지의 결선에 의해 감지될 Case 1의 변형률 감지값은 식 (4)에 의하면 다음과 같고,

$$Sensing.X = x_{21} - x_{41} + x_{22} - x_{42} \quad (5)$$

$$Sensing.Y = y_{31} - y_{11} + y_{32} - y_{12} \quad (6)$$

$$Sensing.Z = (z_{12} + z_{22}) - (z_{11} + z_{21}) + (z_{42} + z_{32}) - (z_{41} + z_{31}) \quad (7)$$

Case2의 경우 X, Y 변형률 감지값은 다음과 같다.

$$Sensing.X = x'_{11} - x'_{12} + x'_{31} - x'_{32} \quad (8)$$

$$Sensing.Y = y'_{21} - y'_{22} + y'_{42} - y'_{41} \quad (9)$$

식 (5)~(9)는 각각 X, Y, Z방향의 감지값 계산식이 되며, 스트레인 게이지 및 휘스톤 브리지 회로의 원리에 의해 X, Y, Z 방향 각 축 간의 상호간섭오차 및 온도변화 또는 여러 가지의 요인에 의해 발생하는 측정오차들을 보상할 수 있게 된다.

먼저 로드셀의 내구성을 검증하기 위하여, 구조물에 걸리는 최대응력을 살펴보았다. 일반적으로 재료의 굽힘 피로한도는 인장강도의 약 1/2로 알려져 있고 로드셀의 거동은 선형성이 매우 중요하여, 본 연구에서는 인장강도 대신 항복강도를 설계기준으로 삼고 안전계수 2를 도입하여 최대응력이 항복응력의 1/4 이하일 때 내구성이 확보될 수 있을 것으로 판단하였다. 해석결과 X, Y, Z방향으로 10 kN의 하중에 최대응력은 각각 162.1MPa, 152.9MPa, 332.6 MPa이었다. 따라서 SCM4 재료의 항복응력이 1379

Table 3 Sensing values of case 1 and case 2

Force direction		Sensing-X	Sensing-Y	Sensing-Z
Case 1	x	1.54E-3	0.00E0	-2.47E-12
	y	0.00E0	1.75E-3	0.00E0
	z	1.00E-17	4.11E-12	4.68E-3
Case 2	x	1.47E-3	0.00E0	-2.47E-12
	y	0.00E0	8.97E-4	0.00E0
	z	3.06E-18	5.60E-13	4.68E-3

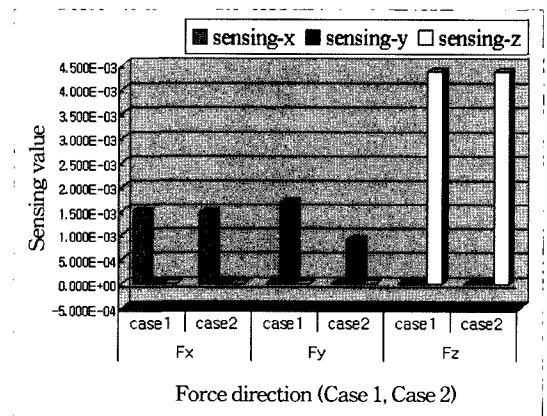


Fig. 7 Sensing values of case 1 and case 2

MPa임을 고려할 때 안전하다고 판단되며, 또한 같은 힘에 Z방향의 최대응력이 가장 크게 나와 설계 시 Z방향 힘에 대한 응력을 최우선 고려해야함을 알 수 있다.

다음은 로드셀의 민감도와 상호간섭오차를 알아보기 위해서 식 (5)~(9)를 이용하여 스트레인 게이지의 감지값을 계산하고, 특히 Case 1과 Case 2의 결과를 비교하였다. Table 3과 Fig. 7은 Case 1과 Case 2의 각 방향 힘에 따른 변형률 감지값의 계산결과를 나타낸다. 계산결과는 예상대로 Case 1과 Case 2 모두 각 방향 힘에 따라 힘 방향의 감지값이 가장 크게 나왔으며, 상호간섭오차인 힘 방향 이외의 감지값은 0.000%로 계산되어, 이상적인 조건에서는 상호간섭오차가 없다는 것을 알 수 있다.

Case 1과 Case 2의 감지값을 비교해보면 X방향 힘에 대해서는 두 경우 모두 비슷한 결과가 나왔으나 Y방향 힘에 대한 감지값은 Case 1이 Case 2보다 약 2배 큰 계산결과를 보였다. 그 이유는 로드셀의 상단면만 구속된 경계조건 때문이라고 판단되며, 같은 힘에 변형률의 크기가 크게 나와야 더욱 좋은

Table 4 Experimental design and results

Experiment No.	T (mm)	R1 (mm)	R2 (mm)	Max. von Mises stress (MPa)			Sensing-x	Sensing-y	Sensing-z	Cross-Talk
				Fx	Fy	Fz				
1	13.5(-)	24.5(-)	13.5(-)	135.6	121.3	333.3	1.16E03	1.36E-3	3.21E-3	0.000%
2	13.5(-)	24.5(-)	15(0)	276.0	286.6	554.7	3.58E-3	3.73E-3	1.12E-2	0.000%
3	13.5(-)	24.5(-)	16.5(+)	1812.0	1912.0	3316.0	3.27E-2	3.27E-2	1.05E-1	0.000%
4	13.5(-)	26(0)	13.5(-)	114.5	85.1	281.3	6.29E-4	8.45E-4	2.18E-3	0.000%
5	13.5(-)	26(0)	15(0)	164.8	152.6	393.2	1.50E-3	1.74E-3	4.65E-3	0.000%
6	13.5(-)	26(0)	16.5(+)	402.8	421.8	735.2	5.90E-3	6.02E-3	1.84E-2	0.000%
7	13.5(-)	27.5(+)	13.5(-)	112.2	60.6	254.8	4.16E-4	6.28E-4	1.49E-3	0.000%
8	13.5(-)	27.5(+)	15(0)	163.6	100.3	358.4	7.77E-4	1.04E-3	2.73E-3	0.000%
9	13.5(-)	27.5(+)	16.5(+)	215.9	198.5	449.9	2.10E-3	2.37E-3	6.90E-3	0.000%
10	15(0)	24.5(-)	13.5(-)	132.0	123.1	294.0	1.19E-3	1.38E-3	3.39E-3	0.000%
11	15(0)	24.5(-)	15(0)	274.5	282.0	530.6	3.61E-3	3.79E-3	1.10E-2	0.000%
12	15(0)	24.5(-)	16.5(+)	1817.0	1907.0	3371.0	3.27E-2	3.27E-2	1.08E-1	0.000%
13	15(0)	26(0)	13.5(-)	119.297	84.4	266.9	6.55E-4	8.53E-4	2.20E-3	0.000%
14	15(0)	26(0)	15(0)	162.1	152.9	332.6	1.54E-3	1.75E-3	4.68E-3	0.000%
15	15(0)	26(0)	16.5(+)	394.8	416.2	719.0	5.87E-3	6.02E-3	1.81E-2	0.000%
16	15(0)	27.5(+)	13.5(-)	91.8	61.2	243.0	4.11E-4	6.02E-4	1.56E-3	0.000%
17	15(0)	27.5(+)	15(0)	130.5	98.7	306.4	7.85E-4	1.02E-3	2.71E-3	0.000%
18	15(0)	27.5(+)	16.5(+)	210.9	196.5	385.0	2.12E-3	2.37E-3	7.07E-3	0.000%
19	16.5(+)	24.5(-)	13.5(-)	128.1	123.6	257.7	1.20E-3	1.39E-3	3.36E-3	0.000%
20	16.5(+)	24.5(-)	15(0)	269.2	278.1	498.6	3.65E-3	3.82E-3	1.08E-2	0.000%
21	16.5(+)	24.5(-)	16.5(+)	1809.0	1899.0	3573.0	3.27E-2	3.29E-2	1.06E-1	0.000%
22	16.5(+)	26(0)	13.5(-)	101.4	81.9	229.2	6.61E-4	8.41E-4	1.94E-3	0.000%
23	16.5(+)	26(0)	15(0)	157.3	149.4	292.7	1.54E-3	1.76E-3	4.73E-3	0.000%
24	16.5(+)	26(0)	16.5(+)	389.3	407.4	700.8	5.89E-3	6.00E-3	1.79E-2	0.000%
25	16.5(+)	27.5(+)	13.5(-)	91.1	61.7	206.8	4.13E-4	5.78E-4	1.45E-3	0.000%
26	16.5(+)	27.5(+)	15(0)	117.0	99.2	262.4	8.14E-4	1.04E-3	2.72E-3	0.000%
27	16.5(+)	27.5(+)	16.5(+)	205.9	192.5	369.1	2.12E-3	2.38E-3	6.97E-3	0.000%

감도를 기대할 수 있기 때문에 Case 1의 스트레인 게이지 부착위치를 선택하는 것이 유리하므로 본 연구에서는 Case 1에 대해 실험계획법을 적용하여 최적조건을 찾기 위한 해석을 수행하였다.

#### 4. 실험계획법을 통한 설계 최적화

##### 4.1 해석 설계

본 연구에서는 부하되는 힘의 방향에 따른 스트레인 게이지 부착부위의 변형률 및 최대응력 변화를 예측하여 감도(sensitivity)와 내구성(durability)을 동시에 보장할 수 있는 3축 로드셀의 최적설계를 위해 실험계획법(DOE, design of experiment)을 적용하였다. 해석은 3인자 3수준의 완전요인배치법을 사용하였고, 해석의 반응인자는 구조물에 최대하중

(10 kN)이 가해졌을 때 발생하는 최대응력과 감지될 변형률로 정의한다.

로드셀의 내구성을 확보하기 위하여 최대응력은 무한수명 기준인 SCM4 재료의 항복응력의 1/4값을 목표로 하였고, 로드셀의 감도를 확보하기 위해 관련되는 변형률 감지값이 가능한 큰 값이 되는 것을 목표로 설정하였다.

반응인자에 영향을 주는 요인으로는 로드셀 적용 차량의 적용에 따른 제약조건에 의해 제어가 불가능한 요인을 제외하고, 제어 가능한 요인으로 로드셀 외곽 직육면체의 두께 T, 빔을 지지하고 있는 외곽원의 반경 R1, 빔의 곡률반경 R2로 정의 하였다. 각 요인에 따른 수준별 실험의 배치와 실험의 주요 결과를 Table 4에서 보여 준다.

설계된 해석의 순서에 따라 각각의 수준에서 X, Y, Z방향으로 힘을 적용하였을 때 힘의 방향에 따른 최대 본 미세스 응력과 스트레인 게이지 부착부위의 변형률을 유한요소해석을 통하여 모두 구하였다. 구하여진 데이터를 통하여 감지될 변형률과 상호간섭오차를 계산하였고, 이들을 최대응력과 함께 반응치로 사용하였다.

### 4.2 해석 결과 및 분석

각 요인들이 반응 결과에 미치는 영향을 Fig. 8, 9를 통하여 알 수 있다. Fig. 8, 9는 각각 주효과도와 교호효과도를 나타낸다. 주효과도는 각 요인들이 독립적으로 반응결과에 영향을 미치는 정도를 나타내는 것이고, 교호효과도는 두개 이상의 요인이 결합하여 영향을 미치는 정도를 나타낸다.<sup>12)</sup>

힘의 방향에 따라 최대응력에 영향을 미치는 요인의 효과는 X, Y, Z방향 모두 유사한 경향을 보였고, 특히 최대응력의 크기는 Z방향의 힘에 대해 가장 크게 나타났다. 이때 최대응력에 가장 크게 영향을 미치는 요인은 R1과 R2로서 R1은 클수록, R2는

작을수록 최대응력의 크기는 작게 나타났고 그 변화 기울기도 증가하였으며, 교호효과 그래프에서 나타난 것과 같이 R1이 작아질수록 R2의 영향은 더욱 크게 나타남을 보였다.

로드셀의 감도에 관련된 변형률 감지값의 크기에 영향을 주는 요인인 R1, R2는 최대응력에 영향을 주는 양상과 유사함을 보였고, 이는 변형률과 응력의 관계가 비례하기 때문인 것으로 판단된다.

감지값과 최대응력 반응에 주요한 영향을 미치는 유의한 요인은 R1, R2 그리고 이 두 요인들 간의 교호효과로서 반응치에 크게 작용한다는 것을 알 수 있었다.

각 방향 힘에 대한 상호간섭오차는 모든 실험 모델에서 0.000%로 나와 이상적인 조건에서 상호간섭 오차는 없다는 것을 확인하였다.

전술한 내용들을 바탕으로 해석 데이터에 대한 결과를 종합적으로 분석해볼 때 설계에 있어 고려해야 할 사항을 정리하면 다음과 같다. 최대응력과 변형률은 비례관계에 있어 유의한 요인들에 의해 같은 영향을 받으며 R1, R2의 선택으로 조절할 수

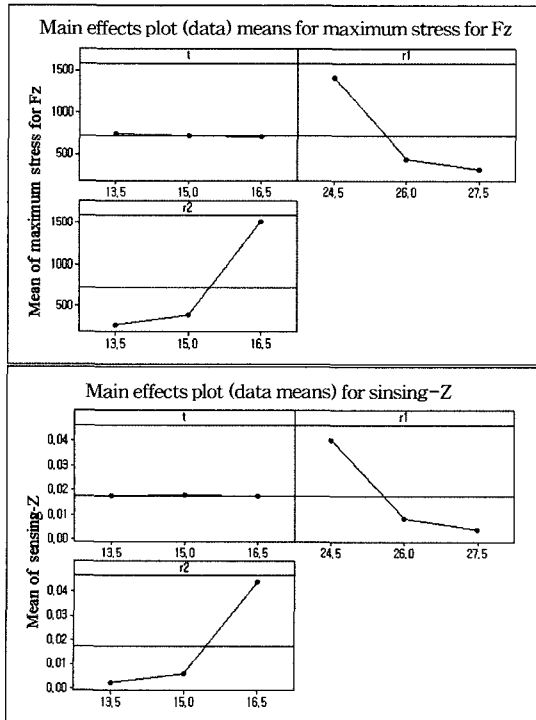


Fig. 8 Main effects plot for response variables

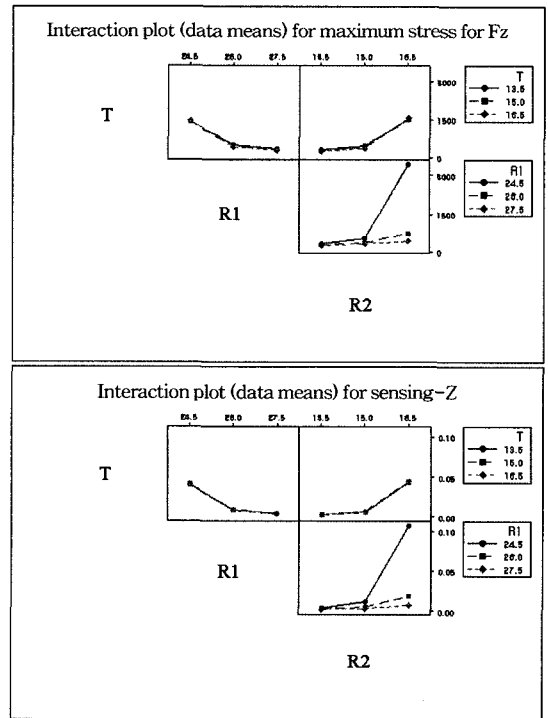


Fig. 9 Interactions plot for response variables

Table 5 Optimized dimension of the loadcell

Parameter	Dimension [mm]
H	90
W	76
T	16.5
R1	27.5
R2	16.5
R3	6.5

있다. 즉 R1과 R2는 각각 빔의 길이와 두께에 대한 요인으로서 적절히 선택되어야 하는데, 변형률은 최대한 클수록 감지값의 크기가 커져 더욱 좋은 감도를 얻을 수 있지만 변형률이 커질수록 응력도 함께 증가 하여 내구성과 민감도 사이에서 상충되는 결과를 가져오므로 설계 시 최대응력이 항복응력의 1/4를 넘지 않는 한도 내에서 변형률이 가장 커지는 방향으로 요인을 설정해야 할 것이다. 로드셀 외곽의 빔을 지지하는 직육면체의 두께 T는 교호효과가 어느 정도 있지만 전체적으로 로드셀의 성능에 큰 영향을 주지 않는다. 따라서 빔의 두께보다 두꺼운 범위 내에서 적절히 선택 되면 될 것으로 판단된다.

### 4.3 최적 형상

데이터 분석 결과를 바탕으로 최적 로드셀 형상을 도출하였다. 응력과 변형률에 가장 큰 영향을 주는 요인인 외곽 지지부의 반경 R1과 빔의 곡률반경 R2에 대해 최대응력이 항복응력의 약 1/4을 넘지 않고 최대변형률이 발생하는 조건을 찾은 결과 R1은 27.5 mm, R2는 16.5 mm일 때 제약조건을 만족하였다. 로드셀의 두께 T는 성능에 크게 영향을 미치지 않으나 두꺼운 것이 내구성이나 민감도에 다소 나쁜 특성을 보이므로 16.5 mm로 결정하였다.

Table 5는 결정된 최적화 모델의 치수를 나타낸다. 이 모델의 X, Y, Z방향 힘(10 kN)에 대한 최대응력은 각각 205.9 MPa, 192.5 MPa, 369.1 MPa로 모두 SCM4 재료의 항복응력에 약 1/4 이하 이므로 내구성이 확보될 것으로 판단된다.

Table 6은 이 모델의 감지값을 나타낸다. 최초로 설계한 기본모델의 감지값과 비교해볼 때 Fig. 10에서 보이는 바와 같이 최적화 모델의 X, Y, Z방향 감지값은 각각 37.8%, 36.3%, 49.0% 향상되었다.

Table 6 Sensing values of optimal model for force direction

Force direction	Sensing-X	Sensing-Y	Sensing-Z
X	2.12E-3	0.00E0	-4.52E-12
Y	0.00E0	2.38E-3	0.00E0
Z	-2.80E-17	3.26E-12	6.97E-3

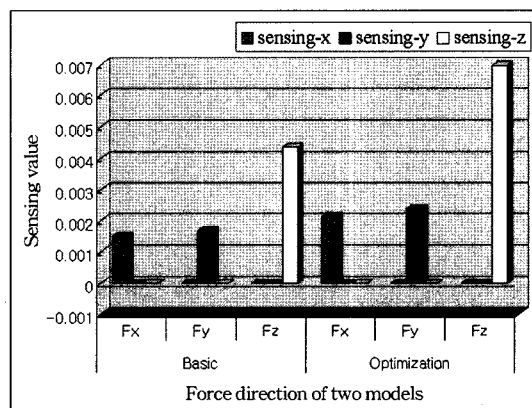


Fig. 10 Comparison of sensing values of basic model with optimal model

## 5. 측정

### 5.1 로드셀 보정곡선(calibration curve)

실험계획법을 적용하여 최적화된 치수로 로드셀이 제작되어졌다. 로드셀을 사용하기 전에 하중에 대한 출력값을 먼저 알아 두어야 한다. 본 연구의 로드셀은 각 축마다 휘스톤 브리지 회로를 결선하였으며 변형률을 전압의 변화로 알아내는 장치로 식 (4)의 전압과 변형률의 관계식으로 하중에 대한 전압변화를 예측할 수 있다. 그러나 스트레인 게이지의 부착위치, 스트레인 게이지의 기본 저항값, 또는 온도변화에 대한 오차 등으로 이론과 정확히 일치함을 장담할 수 없으므로 보정곡선을 만들어 사용하는 것이 일반적이다.

Photo. 1은 보정곡선을 얻기 위한 실험을 위하여 제작된 지그(zig)와 함께 장착된 로드셀의 모습을 나타낸다. 이 실험결과의 한 예로 Fig. 11은 Y방향 하중을 가할 때, 각 방향의 센서에서 감지된 전압들을 나타낸다. Fig. 11에서 보이는 바와 같이 각 축사이의 센서 간 상호간섭오차는 약 2.0% 정도로 측정되었고, 하중의 부하 시와 제하 시 히스테리시스 현상이 없이 안정된 선형구동을 보였다. 이러한 값은



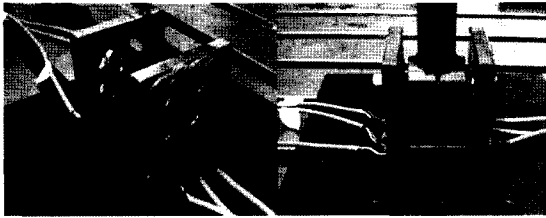


Photo. 1 Shape of installed loadcell with jig for calibration

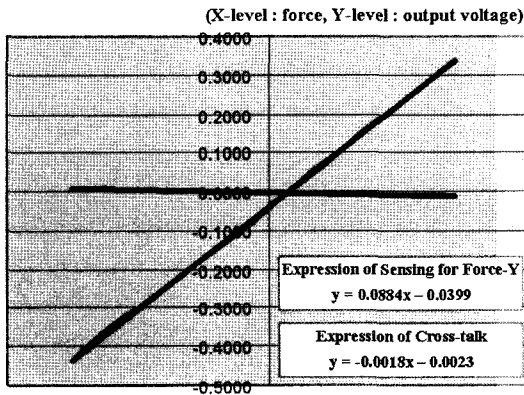


Fig. 11 Calibration curve of the load cell

현재 시판되고 있는 3축 로드셀의 0.2%와 비교하면 큰 값이나 실차 하중이력의 측정에는 무리가 없고, 시판용 로드셀을 본 연구에서와 같이 자동차 부품들 사이에 직접 적용하기에는 어려움이 많다.

Table 7은 각 방향에 대한 유한요소해석의 변형률 감지값 계산결과와 제작된 두개의 로드셀의 감도를 나타낸다. 제작된 두개의 로드셀에 대한 실험결과를 비교해 보면, 실험결과의 편차는 모두 평균의 2.9% 이내로 나와, 두개의 로드셀의 감도는 거의 동일함을 보였다.

해석결과와 제작된 두 로드셀의 보정실험결과를 비교해 보면, X, Y방향에 대한 민감도는 서로 비슷하며, Z방향의 민감도는 보다 더욱 크다는 것을 알 수 있다. 그러나 해석에서는 Z방향의 감도가 X, Y방향에 비해 약 3배가 될 것으로 예상 하였으나 측정 결과는 약 1.6배였다. 이는 스트레인 게이지 부착 작업 시 변형이 가장 크게 걸리는 빔의 가장자리에서 다소 증상으로 편중되어 부착된 것이 가장 큰 이유인 것으로 보이며, 또한 해석의 경우는 한 점으로부터 최대 변형률이 계산된 반면에 실제 스트레인 게이지를 부착한 경우에는 게이지 면에서 발생하는

Table 7 Comparison between results of FE analysis and the manufactured load cells

Force direction	Sensing value (FE analysis) (strain, $\epsilon$ )	Sensitivity at calibration curve ( $V_{out}/Force, V/kN$ )	
		Sensor-1	Sensor-2
X	2.12E-3	11.273	11.942
Y	2.38E-3	11.322	11.227
Z	6.97E-3	17.964	17.581

평균적인 변형률이 측정된다. 따라서 일반적으로 해석에서 계산된 감도보다 실제 스트레인 게이지가 적용되었을 경우의 감도가 작을 것이다. 특히 본 연구에서는 Z방향 힘의 감지를 위한 스트레인 게이지 부착위치가 X, Y방향 힘의 감지를 위한 스트레인 게이지 부착위치 보다 최대변형률 집중도가 크기 때문에 Z방향의 감도가 해석과 많은 차이가 나므로 보인다.

## 5.2 실차 하중이력 측정

제작된 로드셀이 장착될 수 있도록 다목적 차량의 리어 액슬을 수정하여 좌우 댐퍼에 각각 2개씩 장착하였다. 장착된 로드셀의 모습은 Photo. 2에서 나타낸다. 하중을 측정하기 위하여 자동차부품연구원의 프루빙 그라운드(proving ground)를 사용하였으며, 그중 차량의 내구수명에 많은 영향을 줄 것으로 생각되는 6종류의 도로에서 하중이력을 측정하였다. Fig. 12에서는 측정된 하중이력 중 벨지안 도로의 하중이력을 나타낸다. 이 그림에서 나타내는 바와 같이 측면하중이 수직하중 및 앞뒤방향의 하

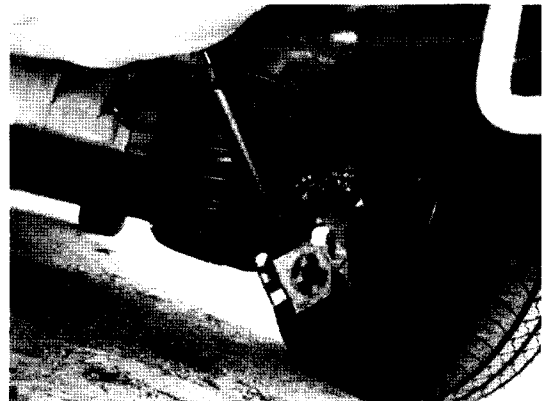


Photo. 2 Installed load cell on the damper of MPV

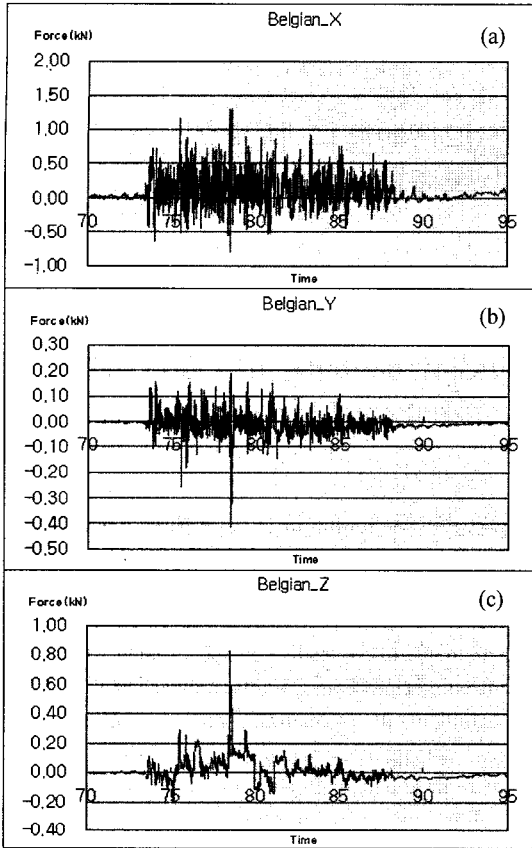


Fig. 12 Measured load history in Belgian road ; (a) Side force history, (b) Longitudinal force history, (c) Vertical force history

중보다 월등히 크다는 것을 알 수 있다. 이러한 측정 결과로부터 대상 부품인 댐퍼가 무리한 하중을 받고 있다는 것을 알 수 있었다. 이러한 하중이력을 바탕으로 자동차 현가장치의 진동 및 내구설계에서 쉽게 문제점을 파악하고 해석의 정확도를 증가시킬 수 있을 것으로 기대된다.

### 6. 결론

자동차의 신뢰성 설계에 있어 반드시 필요한 것이 하중이력이다. 본 연구에서는 다목적 차량의 현가장치에 다축방향 하중이력을 구할 수 있는 로드셀을 설계, 제작하여 하중이력을 측정할 수 있었다.

설계에서는 실험계획법을 사용하여 FEM 시뮬레이션이 이루어졌고, 그 결과에 의해 로드셀의 내구성 과 민감도, 그리고 상호간섭오차와 같이 성능에

영향을 미치는 요인에 대한 분석과 최적화가 이루어졌다. 변수와 반응치가 많고 복잡한 문제에서 모든 것을 수학적으로 모델링하여 복합적으로 분석하기란 매우 어렵다. 그러나 이렇게 복잡한 설계문제에 있어 통계적인 접근방법인 실험계획법은 문제분석 및 최적화를 쉽게 해주므로 많은 활용 가능성을 보여주었다.

스트레인 게이지와 휘스톤 브리지를 이용하여 제작된 로드셀은 보정곡선으로부터 각 방향의 신호간의 상호간섭오차나 하중의 적용과 제거 시에 히스테리시스 현상은 나타나지 않았고 선형적인 곡선을 얻을 수 있었다. 제작된 로드셀은 실제 차량에 장착되어 6종류의 프루빙 그라운드에서 하중이력을 측정하였고, 측정결과로 보아 시험차량의 측면하중이 크게 나타남을 보여 취약점을 쉽게 파악할 수 있었다. 따라서 앞으로 본 연구에서 측정된 데이터를 활용하여 차량의 진동해석, 내구성 설계 및 피로해석 등에 관한 연구에 크게 활용될 것으로 기대된다.

### References

- 1) J. Woodrooffe, "Heavy Truck Suspension Damper Performance for Improved Road Friendless and Ride Quality," SAE Transactions, Vol.104, No.2, pp.575-580, 1996.
- 2) J. A. Tamboli and S. G. Joshi, "Optimum Design of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations," Journal of Sound and Vibration, Vol.219, No.2, pp.193-205, 1999.
- 3) M. Bouazara and M. J. Richard, "An Optimization Method Designed to Improve 3-D Vehicle Comfort and Road Holding Capability Through the Use of Active and Semi-Active Suspensions," European Journal of Mechanics, A, Solids, Vol.20, No.3, pp.509-520, 2001.
- 4) L. Sun, "Optimum Design of "road-friendly" Vehicle Suspension Systems Subjected to Rough Pavement Surfaces," Applied Mathematical Modelling, Vol.26, No.5, pp.635-652, 2002.
- 5) W. K. Beak, "A Study on Durability Test Method of Vehicle Suspension Systems,"

- Journal of KIIS, Vol.10, No.2, pp.24-31, 1995.
- 6) C. Zhang, I. Chuckpaiwong, S. Y. Liang and B. B. Seth, "Mechanical Component Lifetime Estimation Based on Accelerated Life Testing With Singularity Extrapolation," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.16, No.4, pp.705-718, 2002.
  - 7) H. Su, M. Ma and D. Olson, "Accelerated Tests of Wiper Motor Retainers Using CAE Durability and Reliability Techniques," SAE Transactions, Vol.1879, pp.103-110, 2004.
  - 8) C. W. Kang and C. W. Kang, "Accelerated Life Test Plans with Optimum Censoring Time," Society of KISE, Vol.19, No.40, pp.179-186, 1996.
  - 9) C. D. Yeo and D. E. Kim, "Tribological Characteristics of Cam/Tappet System Assessed by Accelerated Testing Method," Transactions of KSAE, Vol.7, No.3, pp.155-167, 1999.
  - 10) J. W. Dally and W. F. Riley, Experimental Stress Analysis, pp.162-261, McGraw-Hill, New York, 1978.
  - 11) J. F. Doyle, Modern Experimental Stress Analysis, pp.101-115, Wiley, 2004.
  - 12) S. H. Park, Modern Design of Experiment, Chapter, 10, Min Young Sa, 2003.