

충돌안전성을 고려한 승용차용 조향핸들의 최적설계에 관한 연구

이윤형, 김권희

공업설계연구실

Study on the Design of Steering Wheels for Maximum Protection of Drivers during Crash

Yoon Hyung Lee and Kwon Hee Kim

Industrial Design Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Korea University

Abstract

During crash of a vehicle a major part of the kinetic energy of the driver is absorbed by a steering system. The deformation characteristics of the steering system has significant effects on the injury of the driver. A part of the energy is absorbed by the steering wheel and another part by the collapsible steering column. It is believed that the structure of the steering wheel has an important effect on the injury of the driver. A design criterion is suggested for steering wheels for maximum protection of drivers. Taguchi method is used to obtain the effects design parameters.

1. 서론

차량의 충돌시 운전자의 운동에너지의 대부분은 조향시스템(steering system)의 변형에 의하여 흡수된다. 조향시스템은 조향핸들(steering wheel), 조향축(steering shaft), 조향기둥(steering column)등으로 구성되며 실제로 운전자의 상해치와 직결되는 부분은 조향핸들과 조향축이라고 볼 수 있다. 특히 조향핸들은 운전자와 직접적인 접촉을 하는 부분이므로 이의 변형특성은 조향축과 더불어 운전자의 상해 정도에 큰 영향을 미칠 것으로 생각된다. 조향핸들은 최근 에어백과 같은 승객보호장구의 발달로 인하여 점차 그 구조가 복잡해지고 있으며 조향핸들은 조향축과 별도의 업체에서 생산되는 경우도 있다. 조향시스템이 충돌시 운전자의 상해치에 미치는 영향에 대하여는 비교적 다양한 연구결과가 발표된 바 있다. 대부분의 기존 연구에서는 조향핸들을 조향시스템의 일부분으로 파악하여 충돌시 운전자의 상해치를 예측하고 있으며 이 과정에서 조향핸들의 특성을 단순화시켜 취급하고 있다. 실제로는 조향핸들 각 부위의 세부적인 설계가 조향핸들의 변형특성을 좌우하므로 대부분의 기존 연구결과는 조향핸들의 설

계에 직접 적용하기 어렵다고 생각된다.

Kenneth N. Naab[1]는 조향기구의 충돌에 대한 대응책에 대한 연구에서 조향핸들이 인체의 가장 부드러운 부위인 복부와 접촉하기 때문에 충분히 작은 힘에도 변형할 수 있도록 하는 데 우선 순위를 두어야 한다고 밝힌 바 있다. S. Shyu[2]는 조향핸들과 조향축이 연결되는 중심 부위의 형상이 조향핸들의 변형특성에 미치는 영향을 유한요소법을 이용하여 해석한 결과를 발표하였으나 전반적으로 조향핸들의 세부적인 설계에 대한 연구는 매우 드문 편이다. 본 연구에서는 조향핸들의 각 부위의 세부적인 설계 내용이 전체적인 변형특성에 미치는 영향을 분석하고 궁극적으로 충돌시 운전자를 최대한 보호하기 위한 조향핸들의 설계 방향을 모색하기로 한다.

2. 설계인자별 민감도 해석

2.1 조향핸들의 구조

일반적으로 조향핸들은 허브(hub), 스포크(spoke) 및 림(rim)등의 부위로 구성되어 있다[3]. (그림 1 참고) 최근의 자동차에서는 충돌 시에 운전자가 가슴을 강타 당한 경우의 부상을 경감하기 위하여 허브나 스포크부를 합성수지로 커버하고 있는 외에 운전자 신체와의 접촉면적을 크게 하는 것이 많다. 또한 충돌 시 핸들의 림과 스포크가 변형을 일으키면서 에너지를 흡수하여 충격을 덜어주도록 제작되는 추세이다.

2.2 실험계획

핸들의 충돌안전성 성능은 충돌시 핸들 각 부위의 변형으로 흡수되는 에너지의 양과 운전자의 신체에 가해지는 최대하중으로 결정된다. 이 두 특성은 어느 정도 상반되는 경향을 보여주게 되는데 최대하중이 작아지면 충돌초기에 인체의 부담이 덜해지게 되나 에너지 흡수량이 줄어들어 충돌후반에 조향기구가 흡수해야하는 에너지의 양이 늘어나게 되며 최대하중이 커지면 에너지 흡수량도 늘어나지만 인체는 강한 충격을 초기에 받게 된다. 결과적으로 최대하중이 정해진 기준치 이내에 들어오면서 흡수에너지가 큰 설계안이 최적의 설계안이라고 할 수 있다.

본 연구에서는 핸들의 충돌안전성 성능에 영향을 끼치는 설계인자(design parameter)들을 선정하고 다구찌법(Taguchi method)과 유한요소해석법을 이용하여 해석한 결과를 분석함으로써 최적의 설계안을 찾는 것을 목표로 하였다.

실시한 유한요소해석 과정을 그림 2에 간단히 나타내었다. 핸들을 차량에 장착되는 각도로 기울여 허브 아랫 부분의 자유도를 구속한 후 중심 스포크가 있는 아랫 부분에 변위를 가하여 그에 따른 반력을 측정하였다. 그림과 같이 시간에 따라 변위가 선형적으로 증가하게 경계조건

을 주었으며, 스포크가 좌굴되어(buckling) 립이 뒤로 젖혀져서 인체가 허브에 닿는 순간부터는 핸들자체의 에너지 흡수능력은 사라졌다고 볼 수 있기 때문에 립이 젖혀지는 순간까지를 해석 시간으로 정했다. 좌굴이 일어난 후의 핸들의 거동과 충격에 대한 기여도는 본 연구의 영역을 벗어나므로 고려하지 않기로 한다.

2.3 설계인자선정

조향핸들의 종류는 여러 가지가 사용되고 있으나 에어백을 장착하지 않은 차량에는 3스포크 형식의 핸들이 주로 사용되고 있다. 에어백이 없는 경우 핸들 자체의 충격 흡수 능력이 더욱 중요하다고 판단하여 3스포크 형식의 핸들을 다루어 보기로 결정하였다.

조향핸들의 충돌안전성 성능에 영향을 주는 설계 인자는 여러 가지가 있겠지만 그 중에서도 충돌시 변형함으로써 에너지를 흡수해주는 부위인 스포크와 립의 형상을 가장 중요한 설계인자로 결정하였다. 선정된 설계인자와 수준(level)은 표 1에 나타내었다. 여기서 선정된 설계인자를 제외한 다른 사양은 기존 제품의 규격을 그대로 따른다.

설계인자들을 도시해보면 그림 3과 같이 나타낼 수 있다. 스포크 단면은 사각 형상으로 이루어져 있어서 너비와 두께가 각각 굽힘과 비틀림 강성에 영향을 주고 있다. 립은 튜브형으로 되어있는데 중심원의 반경을 고정시키고 두께를 조절함으로써 변형저항의 수준을 변화시켰다.

2.4 유한요소해석

위에서 결정한 설계인자들로 직교배열표(orthogonal array)를 만들고 이를 토대로 유한요소해석을 수행한다. 유한요소해석은 상용 해석코드인 MARC K6를 사용하여 수행하였고 전체모델은 셸요소(element No.75)와 보요소(element No.25)로 이루어져있다. 해석과정은 핸들에 일정한 변위를 가하고 그에 따른 반력을 구하는 방식으로 진행되었다. 사용된 직교배열표를 표 2에 나타내었다. 각 인자들의 교호작용(interaction)들이 비어있는 열에 나타나도록 배열되어 있다.

앞에서도 언급했듯이 본 연구에서는 충돌시 에너지를 최대한 흡수하면서도 인체에 가하는 하중이 기준치를 넘지 않는 핸들을 제작하는 것을 그 목표로 했다. 이는 흡수에너지를 최대한 하는 망대특성(larger-the-better characteristics)의 문제이고 최대 하중이 기준을 넘지 않는다는 제한 조건이 존재하는 제한된 최적화 문제(constrained optimization problem)이다. 따라서 이에 따른 목적함수(object function)는 흡수 에너지량에 벌칙함수(penalty function)를 더함으로써 구해진다. 흡수 에너지는 다음과 같이 정의된다.

$$E = \int_l F(x) \cdot dx \quad (2.1)$$

여기서 F 는 반력을 나타내고 l 은 핸들의 변형 행정을 나타낸다.

해석에 사용된 목적함수는 다음과 같다.

$$y_i = E_i + r \cdot \Phi_i, \quad i; \text{Run \#} \quad (2.2)$$

여기서 r 는 벌칙계수(penalty parameter)로 0보다 작은 값을 가지고 Φ 는 벌칙함수이다. 벌칙함수는 각 모델의 해석과정에서 얻은 최대 하중이 기준치 하중을 초과하는지 여부에 따라 달라진다. 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Phi_i &= F_{ref} - (F_i)_{Max.} \quad ((F_i)_{Max.} > F_{ref}) \quad , F_{ref}; \text{ 기준치하중} \quad (2.3) \\ &= 0 \quad ((F_i)_{Max.} \leq F_{ref}) \end{aligned}$$

3. 결과 및 고찰

3.1 결과분석

위의 목적함수식을 통해 각 모델에 대하여 얻어진 결과를 표 3에 나타내었다. 이 데이터를 이용하여 각 인자마다의 수준별 평균치를 구해 정량적으로 도시해보면 그림 4의 반응그래프를 얻을 수 있는데 이를 통해 제품의 성능에 끼치는 각 설계인자들의 영향을 알 수 있다. 그림과 같이 설계인자 중에서는 각 스포크의 너비(변수B, D)의 영향은 작은 반면 각 스포크의 두께(변수A, C)와 립의 두께(변수E)의 영향, 그 중에서도 각 스포크의 두께의 영향이 매우 큰 것으로 나타났다.

그림 4를 통해 각 인자들 간의 교호작용들의 영향 또한 무시할 수 없음을 알 수 있는데 최종결정을 위해서는 교호작용들의 영향도 고려해야 한다고 판단된다. 반응그래프만으로는 그 현상을 제대로 알 수 없기 때문에 일반적으로 교호작용 그래프(interaction graph)를 작성하여 그 현상의 강약정도의 판단과 수준결정에 사용한다. 해석결과를 통해 각 인자들간의 교호작용 그래프를 그림 5에 나타내었다. 그 결과 A와 C, D와 E, B와 D, B와 E, A와 E 인자들의 교호작용 그래프가 서로 교차함으로써 강한 교호작용을 보이고 있고 다른 변수들간의 교호작용은 무시할 만 하다고 판단된다.

3.2 설계인자 수준결정

망대특성의 문제이므로 목적함수가 크게 나타나는 값을 선택하여 최적안(optimal design)을 나타내는 설계인자의 조합을 찾는다. 이러한 원리로 각 인자의 수준을 결정하면 $A_2B_2C_2D_2E_1$ 의 설계안이 최적안으로 결론 내려지고 이는 직교배열표에서 16번째 모델과 동일하다. 결정과정에서 $B \times D$ 의 교호작용그래프에서 B_2D_2 의 값보다 B_1D_1 과 B_2D_1 의 값이 더 크지만 이들은 서로 많

은 차이를 보이지 않는 반면에 B₁D₁나 B₂D₁를 택할 경우 다른 교호작용 그래프에서 매우 열등한 값을 갖는 조합을 선택하게 되므로 다소 손실이 적은 B₂D₂를 선택하기로 한다. 표 3을 보면 분석에 의해 최적으로 선택된 16번째 모델이 가장 큰 목적함수 값을 갖는 것을 알 수 있다.

이러한 과정으로 구해진 최적안과 목적함수가 매우 작은 값을 나타낸 2개 모델의 변형 특성을 그림 6에 나타내어 보았다. 최적으로 채택된 모델은 기준치 하중을 따라서 변형함으로써 최대한의 에너지를 흡수하고 있음을 알 수 있다. 그러나 다른 하나의 모델(Run No.1)은 낮은 하중을 유지하며 변형함으로써 그 흡수 에너지가 작아 작은 목적함수 값을 가지며 또 다른 하나의 모델(Run No.8)은 흡수 에너지는 크나 최대하중이 매우 높아서 그에 따라 벌칙함수가 커지게 됨으로써 작은 목적함수 값을 가진 것으로 보인다.

4. 결 론

본 연구에서는 조향핸들의 설계인자를 선정하여 이를 변경할 경우 충돌안전성에 미치는 영향을 예측하고 정해진 조건의 제품을 만들어내기 위해 다구찌방법을 이용하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 조향핸들의 충돌성능에 각 부위중 스포크의 두께가 매우 큰 영향을 미친다.
2. 설계자가 원하는 기준치 하중을 정하면 기준치 하중을 초과하지 않으면서 최대 에너지 흡수 능력을 갖는 핸들을 설계 함에 있어 다구찌법을 이용하면 최적 설계 인자의 조합을 신속히 결정할 수 있다.

참 고 문 헌

1. Kenneth N. Naab, "Development and Testing of Steering Assembly Countermeasures for Driver Impacts", SAE Technical Paper 900546, 1990
2. S. Shyu, A. Mani, P. Krishnaswamy, R. Conroy, M. Shermetaro, and G. Exner, "Designing Energy Absorbing Steering Wheels Through Finite Element Impact Simulation", SAE Technical Paper 931844, 1993
3. 은정표, 신창선 편역, "새시의 구조", 전국자동차정비전문학교 협회 /편, 동신출판사 pp.204-207, 1992
4. Glen Stuart Peace, "Taguchi methods - A hand-on approach th quality engineering", Addison-Wesley, 1993
5. William Y. Fowlkes and Clyde M. Crevling, "Engineerig methods for robust product design using Taguchi methods in technology and product development",

Addison-Wesley, 1995

6. Y. Kobayashi, A. Nobata, S. Iwasaki and K. Sawazaki, "An analytical method for predicting impact characteristics of vehicle steering assemblies", *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 9, nos. 4/5, 1988
- 7 Rodney R. Hoffman, " Application of the Taguchi method in the mechanical design of a baseplate structure", *PED-Vol. 68-1, Manufacturing Science and Engineering Volume 1*, ASME 1994

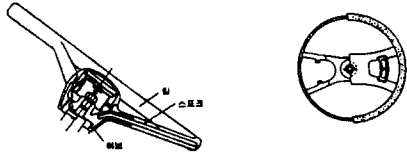


그림 1. 조향핸들 구조의 일례

표 1. 설계인자 및 수준

설계인자	실제수준	
	1	2
A. 중심 스포크의 너비	3mm	7mm
B. 중심 스포크의 두께	3mm	7mm
C. 측면 스포크의 너비	3mm	7mm
D. 측면 스포크의 두께	3mm	7mm
E. 립의 두께	1.75mm	3mm

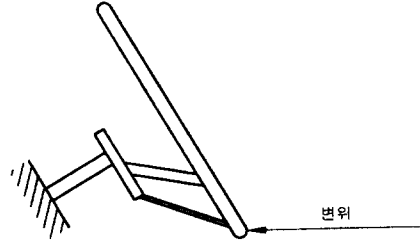
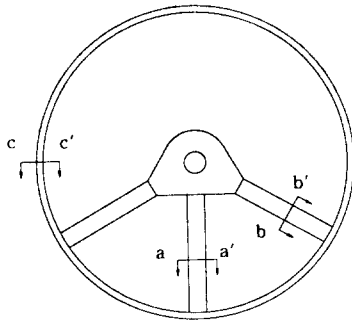


그림 2. 유한요소해석 경계조건

표 2. $L_{16}(2^{15})$ 직교배열표

Run No.	A	B	A × B	C	A × C	B × C	D	D	A × D	B × D	C × D	B × C × D	A × B × C × D	E
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	2
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2	1
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	2	1	2
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2



A
B
a-a' 단면 : 중간스포크 단면

C
D
b-b' 단면 : 측면스포크 단면

E
c-c' 단면 : 립의 단면

그림 3. 설계인자

표 3. 해석결과

Run No.	설계인자					목적함수 y
	A	B	C	D	E	
1	1	1	1	1	1	81062.22
2	1	1	1	2	2	230783.49
3	1	1	2	1	2	124355.86
4	1	1	2	2	1	163174.66
5	1	2	1	1	2	166666.14
6	1	2	1	2	1	237895.69
7	1	2	2	1	1	188721.07
8	1	2	2	2	2	45798.12
9	2	1	1	1	2	92285.95
10	2	1	1	2	1	177243.06
11	2	1	2	1	1	135711.12
12	2	1	2	2	2	273237.90
13	2	2	1	1	1	183940.38
14	2	2	1	2	2	153501.19
15	2	2	2	1	2	276791.74
16	2	2	2	2	1	293861.97

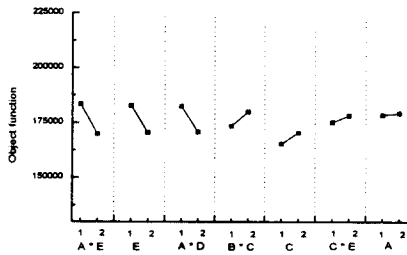
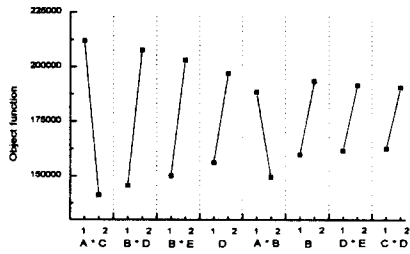


그림 4. 반응 그래프(Response graph)

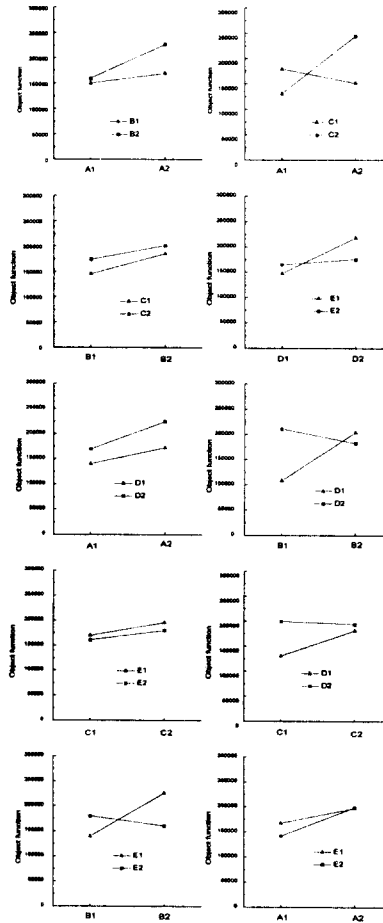


그림 5. 교호작용 그래프(Interaction Graph)

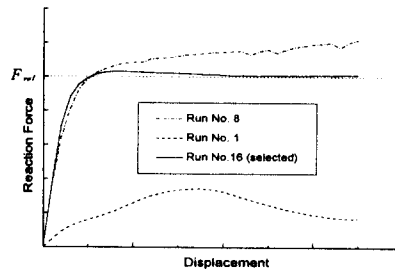


그림 6. 결과의 비교