

차체 Side Key Section 을 이용한 등가빔 결합부 모델링 및 강성해석

Equivalent Beam Joint Modeling and Vibration Analysis Using Vehicle Side Key Sections

성 영 석·임 홍 재*·김 기 창**

Young suk Sung, Hong Jae Yim and Kim ki Chang

Key Words : Beam Shell Model(빔-셸 모델), Shell Model(셸 모델), Joint(결합부), Equivalent Beam(등가빔),
Key Section(주요 단면), RSM(반응표면법)

ABSTRACT

Low vibration characteristics of a vehicle are mainly influenced by the local stiffness of the joint structure beam section. The method of substituting equivalent beam element to spring element for the joint is presented. Formation process of the equivalent beam joint modeling is described in terms of key section properties. To get required dynamic characteristics section properties of the equivalent beam element are set to design variables. The study shows that the equivalent beam joint model can be effectively used for low frequency vibration analysis of a vehicle.

1. 서 론

자동차 개발 기술의 도약적인 발전에 따라, 설계 주기는 소비자들의 다양하고 충동적인 구매욕구와 맞물려 점점 더 짧아지는 추세에 있다. 이러한 추세에 따라, 자동차를 생산하는 기업에서는 개발차를 실제로 제작하지 않고 CAE를 이용하여 수치적으로 해석하는 기법이 점차 그 중요성을 더해가고 있어, 실차의 유한요소모델링에 더 큰 관심을 가지고 있다.

이러한 CAE의 장점은 초기 설계단계에서부터 개발될 차체의 진동특성을 정확히 예측할 수 있는 차체진동 해석기술 및 발생 가능한 진동문제를 필라(pillar), 루프레일(roof rail), 로커(rocker) 그리고 결합부(joint)와 같은 차체 구조의 설계변경을 통하여 미리 해결할 수 있다는데 있다.

CAE를 이용한 차체설계 시 20~50Hz 범위내의 저진동 영역과, 500Hz범위내의 고진동 영역으로 나누어 해석된다. 고진동 영역은 Roof Panel 또는 Lower Panel의 떨림현상에 따라 발생하는 실내부의 음압, 압축, 팽창 현상인 Booming Noise에 관련하며, 이러한 Booming Noise 는 운전자 및 승객들에게 청각적으로 많은 불편함을 초래하게 되며, 저진동 영역은 지금부터 논의되어질 Side Frame 의 강성과 연관된 차체 진동 모드 특성에 관련되어 진다. 이러한 저진동

영역은 엔진의 가진력과, 노면에서 발생하는 타이어와 서스펜션을 통한 가진력등이 그 요인이 되고, 이러한 반복하중의 Hz 영역과 차체가 가지고 있는 고유진동수(idle shake)가 맞닿으면 공진이 발생하게 되어, 운전자와 승객들이 느끼는 승차감을 반감시키게 되고, 공진이 발생하여 상대적으로 굵힘과 비틀림에 의한 이동량이 많은 부재에 용접이나 체결이 되어있을 경우 반복하중에 의한 응력축적으로, 결국은 파손에 이르게 된다.

이러한 저진동 영역은 차량의 형상을 유지하고 작용하중을 지지 전달하는 필라, 루프레일, 로커 등을 비롯한 차체의 골격부재라 불리는 차체 결합부에 의해 큰 영향을 끼치게 된다. 차체 결합부는 여러 가지 두께를 가진 강판들이 복잡하고 불규칙한 형태의 폐단면으로 이루어져 있으며, 다양한 결합부를 연결되어 그 형상을 이룬다.

따라서, 이러한 차량의 고유진동수(Natural Frequency) 및 진동모드형상(Vibration Mode Shape)에 많은 영향을 끼치는 차체 결합부 설계에 주안점을 두어야 한다. 차체 결합부는 부재의 단면특성치와, 강성에 의해서 그 특성이 좌우된다. 그중에 결합부는 저진동 영역에서 민감한 요인으로 꼽히고 있다.

차체 결합부 모델링 시 차체의 저주파수 영역의 진동모드들이 기본적으로 이용되기 때문에 상세 Shell 모델보다는 Beam으로 치환한 모델이 해석하기 더 용이하다. 또한 이러

한 결합부는 Shell 모델과의 진동특성을 맞추어 주기 위하여 beam 과 beam 이 만나는 부위에 길이가 없는 Spring 으로 모델링 되어 있다. 그러나 Torsion 특성만 가지고 있는 Spring 요소는 길이가 없는 요소이기 때문에 차량 진동 최적화에 따른 설계인자가 될 수 없다. 따라서 Spring 요소를 최적화가 가능한 설계 인자로 바꾸어 주어야 하는데, 등가빔(equivalent beam)요소가 바로 그것이다. 등가빔은 길이가 있는 요소이기 때문에 차량 진동 최적화가 가능하다.

앞서 차량의 저진동특성은 결합부라 불리는 영역의 영향이 큼을 서술하였다. 결합부는 여러개의 Panel이 만나는 부위이며 결합부 강성은 Panel이 이루는 Key Section에 따라 달라질 수 있다.

본 연구에서는 결합부를 이루고 있는 Key Section의 형상 변경에 따라 강성값을 구하는 근사식 유도 방법을 서술하며, 구해진 Spring 의 Torsion 값을 등가빔의 Property로 변환하는 과정을 기술하고, 차체 구조해석 모델에 적용하여 보며 진동해석을 통하여 그 타당성을 검증해본다.

2. 결합부 모델링

Fig.1은 전형적인 승용차 차체를 측면에서 바라본 형태인데, 주요부재를 빔으로 모델링하는 경우이다. 이중 가는 실선은 단순히 빔으로 간주되는 부재이다.

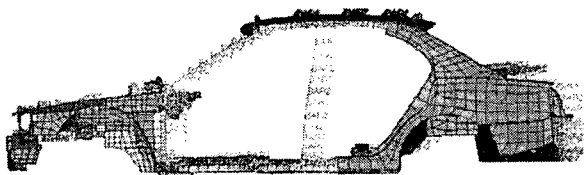


Fig.1 Simplified model of a typical passenger car

본 연구에서는 기존의 자동차 설계현장에서 사용되고 있는 대표적인 결합부 모델링기법을 기술하고, 최적화가 가능한 등가빔을 이용한 결합부 모델링 방법을 실차해석 모델에 적용할 수 있는 방법을 제시하며, Key Section을 이용한 등가빔 생성 알고리즘에 대해서 기술한다.

먼저 실제 현장에서 많이 사용되었던 방법을 살펴보면 다음과 같다. Joint의 강성을 구하는 방법으로는 Lever Force Method, Tip Force Method, Tip Moment

Method 등이 있으나, Lever Force Method는 굽힘 회전각의 약간의 각도 차이에도 끝단에 생기는 변위가 큰 차이를 나타내며 실험적으로 구한값과 해석으로 구한 값의 상관관계가 경우에 따라 상당히 다르기 때문에 유용치 않다. Tip Force Method 방법 또한 실험적으로 결합부의 강성을 측정하는 방법으로 사용될 수 있지만 수치해석(유한요소 해석등)으로 결합부의 강성을 구하기에는 너무 부정확한 방법이다. 따라서 수치 해석으로 결합부의 강성을 얻기 위해서는 이 방법을 약간 수정한 방법을 사용하는데, 특별히 다른 점은 힘 대신에 모멘트를 직접 가한다는 것이다. 즉, Fig.2에서 보는 바와 같이 박스 보의 끝단에 강성을 무한대로 볼 수 있는 판을 붙인 후 이 판의 중심부에 Y방향의 모멘트, My를 작용시키고, 작용점에서의 y방향의 회전각, θ_y 을 구한다.

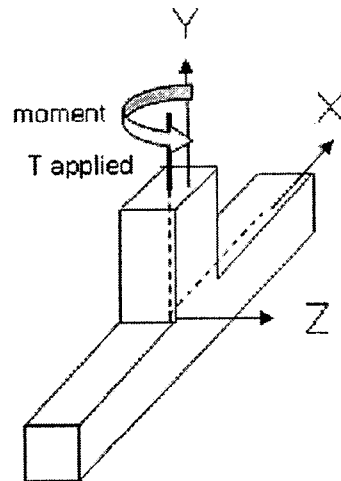


Fig.2 Tip moment method

이 때의 두 빔의 중립축의 만나는 곳에 가상적으로 모델링되는 비틀림 스프링 상수 K_y 는 다음식으로 쓸 수 있다.

$$K_y = \frac{M_y}{\theta_y}$$

상기의 절차를 X방향, Z방향에도 적용하여 결합부의 비틀림 스프링 상수 K_x, K_z 를 구한다.

본 연구에서 사용하는 차량모델은 빔, 셀, 스프링 등으로 구성된 실차모델로서 루프(roof)나 플로어 패널(floor panel) 등은 셀요소로 모델링 되어 있고 각종 필라나 루프 레일, 로커 등은 빔요소(beam element)로 모델링 되어 있으며 결합부는 스프링 요소와 강체요소 등으로 구성된 대단히 복잡한 구조로 되어 있다.

이렇게 스프링으로 구성된 결합부를 유연성을 고려한 등가빔 요소(equivalent beam element)로 변환시키는 모델링 기법을 제안한다.

† 국민대학교 자동차공학대학원
E-mail : sungson2@hotmail.com
Tel: (02) 914-8812

* 국민대학교 자동차공학대학원

** 현대자동차

3. 등가빔 모델링

Fig.3은 차체구조물의 B-pillar to roof 결합부에 있는 스프링요소를 등가빔 요소로 바꾼 그림을 보여주고 있으며, Fig.4는 실제 모델에 적용했을 시 바뀐 그림을 보여주고 있다. 이렇게 스프링 요소를 빔요소로 바꾸기 위해서는 스프링요소에 있는 비틀림 강성계수를 빔요소의 단면계수로 바꾸어 주어야 한다.

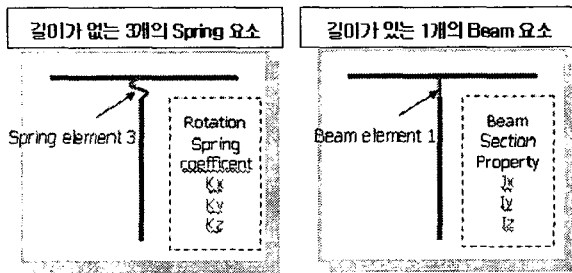


Fig.3 Spring model -> Equivalent model

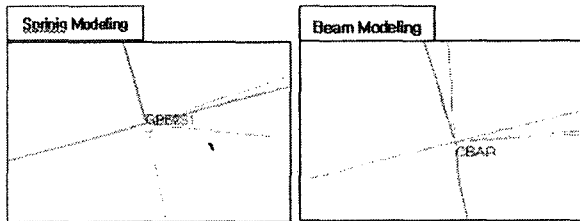


Fig.4 Spring model -> Equivalent model (Passenger car)

즉, 스프링 요소의 X방향의 비틀림 강성계수 K_x 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_x = \frac{GJ_x}{L}$$

그리고 이 식을 다시 J_x 에 대하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$J_x = \frac{K_x L}{G}$$

Y방향의 비틀림 강성계수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_y = \frac{E I_y}{L}$$

그리고 이 식을 I_y 에 대하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$I_y = \frac{K_y L}{E}$$

또한 스프링 요소의 Z방향에 대한 비틀림 강성계수는 다음

과 같이 쓸 수 있다.

$$K_z = \frac{E I_z}{L}$$

이식을 다시 정리하면

$$I_z = \frac{K_z L}{E}$$

으로 나타낼 수 있다. 위 식들을 Fig.5에 표현하였다.

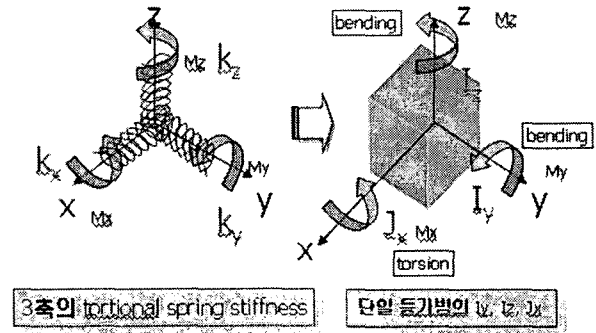


Fig.5 (K_x, K_y, K_z) -> (J_x, I_y, I_z)

위의 식들에서 I_y, I_z 는 Y, Z축에 대한 단면 2차 모멘트, J_x 는 X축에 대한 비틀림상수를 나타내고 있다. 그리고 E는 세로 탄성계수, G는 가로탄성계수를 나타내고 있으며 L은 등가빔 요소의 길이를 나타내고 있다.

이러한 식을 이용하여 각 결합부에 대한 단면계수 값을 계산하고 그 결과를 Table.1에 나타내었는데 이 계산에서 길이 L은 0.5mm로 설정하였고 탄성계수값은 등가빔과 이어지는 PBAR Element의 탄성계수값을 이용하였다.

Table.1 Calculation of equivalent section properties

	K_x	K_y	K_z
A-pillar to roof	3124425	13242212	4506456
	J_x	I_y	I_z
	246	462	315
B-pillar to roof	K_x	K_y	K_z
	6122456	18504565	5045655
	J_x	J_y	J_z
	289	534	352

변환과정중 문제점으로 발생하는 것이 등가빔의 조인트 Coordinate를 어떻게 하느냐 하는 것이다. 기존의 차량에 있던 Spring의 Torsion값을 적용하기위한 Coordinate는 일정한 길이의 조인트를 Beam방향과 같은 방향으로 K_x 값을 구하고 나머지 K_y, K_z 값을 구한다음, [3x3]행렬로 나온 강성값의 Eigen값을 구하여 주축방향과, 주축방향의 강성값을 구하는 방식이었다. Spring의 Torsion 값은 길이(L)이

포함되지 않기 때문에 빔과 빔이 같은 node를 공유하여 기존모델과의 형상차이가 거의 없었다. 하지만 등가빔을 적용하게되면 등가빔은 위에 서술한 바와같이 길이(L)이 포함되어 있기 때문에 기존모델에 비하여 등가빔 치환모델은 약간의 형상변화가 생기게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 본 논문에서는 등가빔의 길이를 상당히 작은(0.5mm)로 하여 해석한 결과를 기술하였고, 기존 모델에 비교하여 결과가 상당히 유사함을 보였다. Fig.6은 Roof rail - Center Pillar의 등가빔 치환 시 등가빔이 기존의 주축방향의 Coordinate를 따라가는 모습을 형상화 하였다.

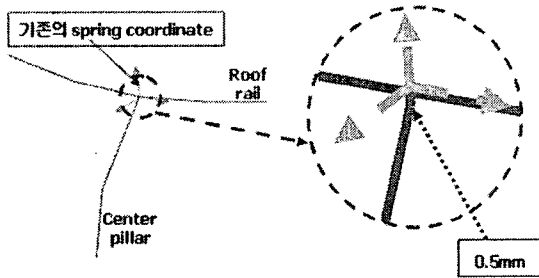


Fig.6 Equivalent beam in principal coordinate

Fig.7은 주축방향을 고려한 등가빔 모델링 시 기존모델 대비 생성모델에 대한 비교를 한 것이다.

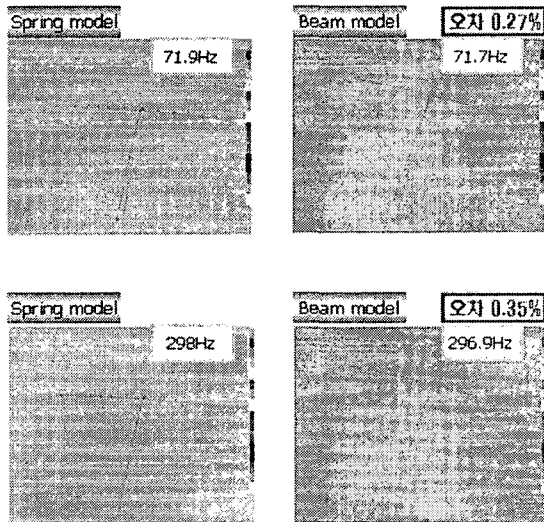


Fig.7 Spring model .vs. Equivalent beam model

위에서 비교한 바와 같이 기존의 주축방향을 고려한 등가빔 모델링이 실제 모델에 대입하여도 Spring모델과 오차가 상당히 적음을 알 수 있으며, 차량모델에 대입하여도 적용가능함을 말 할 수 있다.

4. Key section을 이용한 등가빔 생성 알고리즘

본 적에서는 Key Section을 이용하여 등가빔을 생성하는 방법에 대해서 기술 하겠다. 기존의 상용 BIW모델에서 Beam과 Beam이 이어지는 부분히 강하게 표현되는 것을 방지하기 위하여 길이가 없는 Spring 요소를 포함하고 그것을 등가빔으로 치환하는 과정을 서술하였다. 여기서 생성되는 Spring의 Torsion값은 일정한 길이로 잘려진 조인트를 끝단 모멘트 법을 이용하여 구하게 된다. 이 때 조인트의 형상을 일정하게 임의적으로 키우거나 작게 했을 때, 조인트를 이루고 있는 소위 Key Section라 불리는 단면도 일정하게 변하게 된다. 본 논문에서는 조인트의 형상이 변함에 따라 Key Section도 따라 변하며, 모멘트를 가하여 발생하는 K 값이 그에 따른 함수로 나타낼 수 있음을 보인다. Fig.8은 BPU 조인트의 형상 변화를 나타내었으며, Fig.9는 BPU 조인트의 Key Section을 나타내었다.

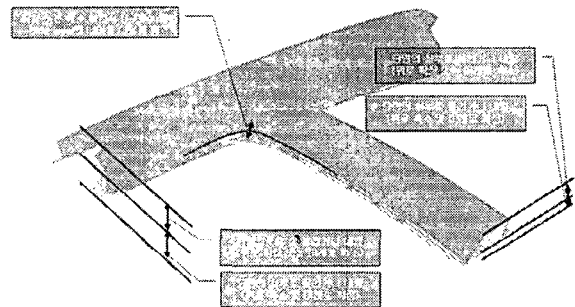


Fig.8 BPU shape modification

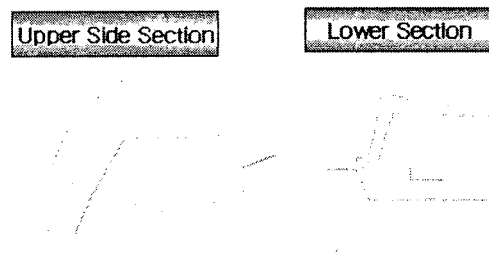


Fig.9 BPU Key section

위와 같이 한 개의 조인트를 일정한 방향으로 형상을 변경하여 다량의 data를 구축하고, 각 형상변경시의 Key Section Property(A, Jx, Iy, Iz)를 구한다. 또한 형상변경 된 조인트를 Fig.10에 나타난 바와 같이 x, y, z 방향으로 모멘트를 주어 Kx, Ky, Kz 값을 구한다. 이 때 모멘트를 가하는 빔방향을 Kx 로 하여 비틀림 강성을 구하도록 한다.

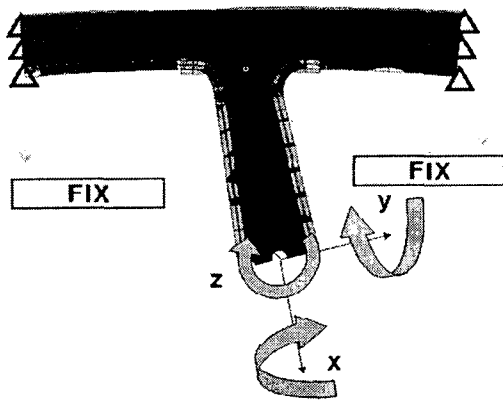


Fig.10 BPU Tip moment method

Fig.10과 같이 K_x , K_y , K_z 값을 구한다면 Key Section Property 와 함께 Data화 한다. 그리고 생성된 Data의 case를 보다 구체화 하기 위하여 각 형상변경 된 Data의 Thickness를 바꾸어서 재해석하고 다시 Data화 한다. 본 논문에서 여러 가지 실험계획법중 설계변수와 목적함수와의 관계를 다차식의 형태로 근사화시켜 회귀모형(regression model)함수의 형태로 나타내는 방법인 반응표면 분석법(response surface method)을 이용하여 회귀모형 함수의 계수를 결정하였다. 반응표면 분석이란 여러 설계변수가 복합적인 반응을 함으로써 어떤 목적함수 n 에 영향을 주고 있을 때 이러한 반응의 변화가 이루는 반응 표면에 대한 통계적인 방법을 말한다. 여기서 설계변수는 반응에 영향을 주는 독립 변수 또는 인자를 말하고, 반응변수는 설계변수의 영향을 받아서 어떤 반응을 나타내는 종속변수를 말한다. 여기서는 강성값을 직접적으로 판단할 수 있는 K_x , K_y , K_z 값을 목적함수의 대상으로 정하였고, 여기에 영향을 끼치는 Key Section Property(A , J_x , I_y , I_z)값을 설계변수로 선정하였다. 함수식을 구하기 위하여 사용한 프로그램은 Minitab이다.

실제 형상변경 모델에 적용했을 시와 임의의 형상값을 입력하였을 시 타당함을 검증하기 위하여 Table.2에 나타낸다.

Table.2 Comparison of Nastran with RSM

Case No.	RSM			Nastran			Error (%)		
	K_x	K_y	K_z	K_x	K_y	K_z			
1	1171751.2	1684450.0	1.8	1021143.1	10408750.0	-1.5	176394.5	504499.0	3.4
2	2916406.9	3519714.5	5.1	13692607.3	13002720.6	6.9	576316.5	578730.5	0.2
3	2627464.9	2621167.5	-0.2	7623697.4	10311936.3	6.2	1097647.1	1016923.2	-8.1
4	2140568.8	2181383.3	19.0	1294270.4	11567158.0	-6.6	84273.8	856974.4	97.0
5	1022007.9	1019867.9	0.2	11437944.4	12071135.1	1.1	147306.1	673365.0	78.6
6	2115964.3	2004904.1	-1.3	12111916.9	10009124.0	-1.9	719364.3	1271502.5	17.8
7	2906275.6	2854031.8	-1.8	18132703.0	14633124.7	6.4	985616.0	975748.0	-1.1
8	1046820.2	1108611.6	14.4	4203752.1	2095742.9	2.0	274513.2	278196.6	0.3
9	1112427.7	1300000.4	17.1	3442556.5	6221176.0	0.1	104817.0	156631.7	11.2
10	1544171.8	1266951.5	1.8	7214176.5	11269807.1	1.6	539164.0	676202.4	6.0

위의 결과에서 1~8번은 기존의 Input Data값을 재입력한 값이고, 9,10은 임의의 Data 값을 입력하여 나타내었다. 위의 결과에서 오차범위가 5%내에 들어오는 것을 확인할 수 있으며, 그 결과가 유의하다고 할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 결합부의 강성도를 나타내기 위해서 그 동안 사용되어 오던 기존의 스프링 모델을 사용하는 대신 등가빔 결합부 모델을 차체의 유한요소모델에 적용하여 보았으며, 결합부의 강성을 Key Section의 함수로 나타내어 설계자가 초기 차체설계 시 Section의 Property만을 가정하여 보았을 때 조인트의 강성값을 유추할 수 있는 Process를 기술 하였고 그 타당성을 검증하였다. 여기서 조인트의 형상 변경 시 용접점의 갯수 및, 조인트의 Round 값은 고려치 않았기 때문에 설계변수로 사용할 수 없음을 밝힌다. 특히 본 연구를 통해 차체 설계 시 특정 결합부를 이루고 있는 Key Section의 Property 변화에 따른 전체 강성을 결정 및 최적화할 수 있는 방법의 개발이 가능해졌으며 그 방법의 개발을 위해 현재 연구가 진행되고 있음을 밝힌다.

참고 문헌

- (1) Kim, Y.Y., Yim, H.J., Kang, J.H., and Kim, J.H, "Reconsideration of ther Joint Modeling Technique : In a Box-Beam T-Joint", SAE VCONference Proceeding, 1995, pp. 275-279.
- (2) Kamal, M.M., and Wolf J.A., 1987, Modern Automotive Structural Analysis, Van Nostrand Reinhold Co.
- (3) Yim, H.J., 1994, " Technology for Initial Design and Analysis of Vehicle Pillar Structures for Vibration", G7 Workshop Proceeding.
- (4) 이상범, 임홍재, 권성은, 박재건, "강성도 설계인자 기여도 분석을 통한 차체 결합부의 최적설계", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집 (1), pp.135 ~ 141, 1995.
- (5) Singh, K., and osuagwu, K., 1998, "Body Structure Joint Optimization: A cost Driven Approach"
- (6) Kuo, E.Y. and Mehta, P.R., Prater, G. and Shahhosseini. A.M., 2006, "Reliability and Quality of Body Concept CAE Models for Design Direstion Studies"
- (7) Prater, G.J., and Shahhosseini, A.M., Kuo, E.Y. and Mehta, P.R., Furman, V.T., 2005, "Finite Element Concept Models for vehicle Architecture

- Assessment and Optimization"
- (8) Tsurumi, Y., Nishigaki, H., Nakagawa, T., Amago, T., and Furusu, K., Kikuchi, N., 2005, "First Order Analysis for Automotive Body Structure Design - Part 2: Joint Analysis Considering Nonlinear Behavior"
 - (9) Paul, M.M., 2004, "Lightweight Closure Assemblies Utilizing Structural Foam"
 - (10) Guy, S.N., Xu, L., Shi, Y. and Domenico, L.D., 2004, "Vehicle Mass and Stiffness: Search for a Relationship"
 - (11) Gaeta, A.A., Monaca, L., Frasca, F., 2003, "A combined optimisation of automotive body joints"
 - (12) Fredricson, H. A., 2003, "Design Process for Property Based Optimization of Vehicle Body Structure"
 - (13) Bylund, N., 2003, "Fast and economic stiffness evaluation of mechanical joints"
 - (14) Spencer, C., Vartanian, K., and White, M.M., Law, M.E., 2003, "Light Truck Frame Joint Stiffness Study"