

정면 오프셋 충돌해석을 위한 LMS 모델 개발

한 병 기^{*1)} · 정 훈²⁾ · 김 지 흥³⁾

홍익대학교 기계·시스템디자인공학과^{*1)} · 르노삼성자동차 충돌환경팀²⁾ · (주)리더씨³⁾

Developing the LMS Model for Frontal Offset Impact Analysis

Byoungkee Han^{*1)} · Hoon Jung²⁾ · Jihong Kim³⁾

^{*1)}Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

²⁾Renault Samsung Motors Co. Ltd., 447-4 Konese-ri, Kihung-eup, Yongin-city, Gyeonggi-do 449-902, Korea

³⁾Leadersea Co. Ltd. R&D Center, 617-28 Gansuk-4dong, Namdong-ku, Incheon 405-234, Korea

(Received 22 March 2002 / Accepted 29 October 2002)

Abstract : A frontal offset impact model that can simulate the 40% offset frontal impact into deformable barrier regulated in EU Directive 96/79 EC has been developed. Engine rotation effects are also considered in the model. Distributed 11 masses and characteristics of 23 nonlinear springs comprising the model are determined based on both the stick-model analysis under the general specification of car and the dynamic characteristics of car structure. It is demonstrated that simulated acceleration-time curve for passenger part is in good agreement with test data obtained by NHTSA.

Key words : 40% offset impact(40% 오프셋 충돌), Lumped mass spring model(집중 질량 모델), Deceleration time curve(감가속도 선도), Engine rotation(엔진 회전)

1. 서론

자동차의 대중화에 따른 자동차 보유대수의 증가와 함께 자동차 사고도 매년 증가하여 이에 따른 인명피해와 재산피해가 날로 늘어나 자동차 안전기준의 필요성이 더욱 절실해지고 있다. 자동차의 충돌 안전성은 1967년 미국 자동차 안전기준(FMVSS)을 시작으로 미국 고속도로 안전국(NHTSA)에 의해 이 기준이 시행되어오고 있다. 그러나 이 기준이 발효된 이후에도 충돌 시 사상자와 부상자의 수가 매년 증가함에 따라 이에 대한 대책으로 정면충돌에서 승객의 상해치에 대한 제한을 규정하는 FMVSS 208이 1972년 1월 공포되었고 1979년부터 NCAP Test를 시행하여 정면충돌 시 승객의 안전성을 파악하

여 공개하였으며,¹⁾ 1993년부터는 승객 상해치를 기준으로 충돌 안전도 등급제(Star rating system)를 도입하였다.

한편 EU는 미국의 FMVSS나 NCAP의 정면 고정벽 충돌과는 다른 40% 오프셋(offset) 변형벽(deformable barrier) 충돌시험방법을 채택하였다. 실제 자동차 사고 데이터를 바탕으로 유럽 자동차 시험위원회(EEVC)는 60kph 또는 그 이상의 속도의 실제 대차 정면충돌 사고를 가장 효과적으로 나타낼 수 있는 시험으로 고정 변형벽에 오프셋 충돌시험을 하는 것을 추천하였다.²⁾ 1996년 11월 EU는 오프셋 충돌시험을 법규화한 유럽연합 지침(EU Directive 96/79 EC)을 정면충돌 규정에 적용시켰고, 1998년 10월부터는 신 차종에만 적용되고 2003년 10월부터 전 차종에 적용될 예정이다.³⁾ 현재 호주의 경우는

*To whom correspondence should be addressed.
bkhan@wow.hongik.ac.kr

ANCAP의 시험 중 하나로 40% 옵션 충돌시험을 시행하고 있으며 일본의 경우 2001년부터 시행되어지고 있다.⁴⁾

1970년 Kamal은 정면충돌에서 승객의 거동을 시뮬레이션하기 위한 입력자료 얻기 위해 발전된 집중질량-스프링(Lumped Mass and Spring; LMS) 모델⁵⁾을 개발하였으며, 이 모델은 이후 정면 고정벽면 충돌뿐만 아니라 40% 옵션, 측면, 후면까지 다양한 충돌 형태를 모사할 수 있도록 발전하여 충돌 시험을 시뮬레이션 할 수 있도록 개선되었다.

1995년 Carrera, Mentzer와 Radwan⁶⁾은 SISAME 프로그램을 이용하여 옵션 충돌을 구현하였다. 스프링의 특성은 충돌시험으로부터 얻어진 가속도 값으로부터 비선형인 하중특성을 직접 구하였으며, 50% 옵션 충돌을 구현하기 위해 5개의 집중 질량과 14개의 스프링으로 구성된 시뮬레이션 모델을 제시하였다.

1996년 Chev, Yasu와 Gupta⁷⁾는 10개의 집중질량과 20개의 스프링으로 구성된 LMS모델로 정면충돌 해석을 수행하여 40% 옵션 충돌을 구현하였지만 집중 질량과 스프링들의 하중특성은 비선형 유한요소 해석을 이용하여 얻었다.

Kim⁸⁾은 승용차의 정면충돌에서 차체의 충돌안전성을 평가하는 충돌해석 프로그램(STICK-CRASH)을 제시하였다. 이 프로그램은 PC기반으로 개발되었으며, 기존의 차량을 대상으로 정면충돌 해석을 수행한 후 충돌안전성 향상 방안을 제시하였다.

본 연구에서는 승용차의 40% 옵션 변형벽 충돌 시험을 구현하기 위한 LMS모델을 제안하여 옵션 충돌에서 객실부의 감속도 특성을 해석할 수 있도록 프로그램을 개발하였다. 정면충돌에서는 Kamal의 3 Mass-8 Spring 요소를 각 부재의 특성을 직접 고려할 수 있도록 좀더 세분화하여, 7개 질량과 13개 비선형 스프링요소로 모델로 단순화하여 해석이 가능하였다.¹²⁾ 그러나 옵션 충돌에서는 차량의 변형이 좌우 비대칭적으로 발생하므로, 정면충돌에서와 같이 실제 좌우에 배치된 요소를 하나로 고려하는 것이 적절하지 않게 된다. 따라서 실제의 좌우 요소를 고려하여 질량은 11개 요소로 비선형 스프링요소는 23개로 세분화하여 비대칭 변형을 고려할 수 있도록

모델을 제안한다. 이 때 질량이 큰 엔진 요소가 단일 요소로 고려되어 있으므로 엔진의 회전 효과를 추가로 고려하였다. 그리고 제안된 LMS모델의 적절성을 보이기 위하여 실차의 옵션 충돌시험 실험결과 자료와 비교한다. 즉, NHTSA에 공개되어있는 40% 옵션 충돌 승용차의 객실부 감속도 선도와 본 모델에서 얻어진 수치결과를 비교한다.

2. 이론

2.1 옵션 집중 질량 스프링 모델

본 연구에서는 EU Directive 96/79 EC에서 규정하고 있는 40% 옵션 변형벽 충돌을 시뮬레이션하기 위해 Fig. 1과 같이 차량을 11개의 집중 질량으로 나눈다. 각 부분에 대한 질량의 상세한 내역은 Table 1과 같다.⁸⁾ 먼저 충돌시 제일 먼저 접촉이 시작되는 범퍼를 두 부분으로 나누어 변형벽과 접하는 부분과 접하지 않는 부분을 구분하였으며, 다른 부분은 좌우 대칭으로 배열을 하였다. 범퍼는 차량의 길이 방향의 하중에 대한 강성뿐 아니라 옵션 충돌로 굽힘 변형이 발생하므로 굽힘에 대한 강성을 고려하는 스프링을 추가하였다. 그리고 충돌벽이 정면충돌과는 달리 변형이 가능하므로 이를 고려할 수 있도록 변형벽의 강성을 대변할 수 있는 스프링과 질량으로 이상화하여 나타내었다. 따라서 차체와 변형벽을 11개의 집중 질량과 23개의 스프링으로 모델링 하였으며, 이 집중질량-스프링 모델을 Fig. 2에서 보여주고 있다. 주어진 시스템의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_i \ddot{X}_i = G_i \quad i=1, 2, \dots, 11 \quad (1)$$

$$F_d(\Delta_i(t), \dot{\Delta}_i(t)) = F_s(\Delta_i(t))(1 + K \frac{\dot{\Delta}_i}{V_o}) \quad (2)$$

여기서

M_i : Lumped mass of i-th component

\ddot{X}_i : Acceleration of i-th lumped mass

G_i : Spring force related to i-th mass

K : Dynamic amplification factor

를 나타낸다.

그리고 Δ_i 는 각 스프링의 변형량을 나타내며, 허용변위와 틈(간격)이 고려되어 정의된다. 동적 확장

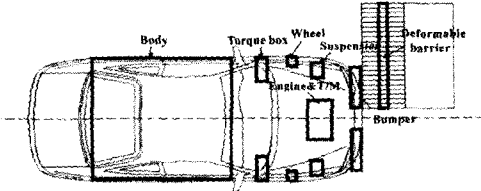


Fig. 1 Schematic diagram of lumped mass for vehicle

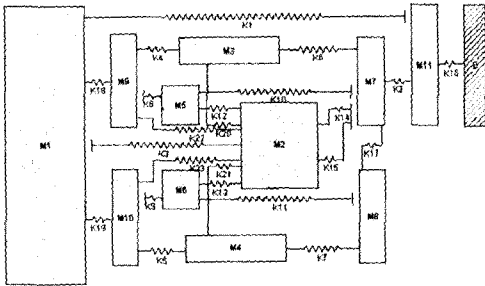


Fig. 2 LMS model for 40% offset impact simulation

계수(Dynamic magnification factor) K는 실험적 얻어지는 값으로 변형량 Δ 나 구조의 기하학적 형상에 따라 크게 변하지 않고, 재료 및 변형속도에 따라 변하는 값이므로 상수 값으로 가정한다.⁹⁾

2.2 엔진부의 회전

정면충돌과는 달리 음셀 충돌에서는 차량의 전체적인 회전이 발생되며, 각 부분들도 서로상대회전을 하게 된다.

여기서는 전체적인 회전운동은 제외하고 각 질량들이 편심으로 인하여 발생하는 상대적인 회전현상을 고려한다. 그리고 엔진부의 회전은 다른 요소들의 상대변위에도 관계되므로 에너지 흡수 특성에 영향을 준다. 따라서 질량이 매우 큰 엔진부 즉, 엔진과 T/M의 회전을 고려한다. 충돌 초기의 객실부 감속도 값에는 엔진부의 회전이 크게 영향을 미치지 않으나, 이후에는 객실부로의 침입현상과 함께 그 영향이 증가된다.¹⁰⁾

이를 구현하기 위해 Fig. 3과 같이 M₂(Engine & T/M)의 병진운동과 함께 회전운동을 고려하였다. 스프링의 하중-변위관계를 고려할 때, 엔진의 회전운동에 의하여 영향을 받는 스프링의 변위는 회전으로 인한 스프링의 길이방향(충돌방향) 변위와 병진운동으로 인한 변위의 합으로 하여 구해진다. 이

는 음셀 충돌에서 차체의 각 질량은 차체의 전체적 회전에 의한 변위가 발생하지만, 이는 고려사항에서 제외하고 단지 차체의 상대적인 변위에 의하여 차체가 흡수한 에너지만을 평형에 고려하였기 때문이다. 즉, 차체 감속도 선도를 구할 때, 각 스프링의 변형에 의한 영향을 길이방향의 힘만으로 나타내었기 때문이다.

$$\begin{aligned} \Delta_{Total} &= \Delta_{Translation} + \Delta_{Rotation} \\ &= X_1 - X_2 - (L_s \times \sin \theta + \frac{L}{2} \times (1 - \cos \theta)) \end{aligned} \quad (3)$$

엔진의 회전관성 모멘트를 구하기 위한 운동방정

Table 1 Elements for 11 Mass - 23 Spring LMS model

	Mass		Spring
M1	Passenger compartment	K1	Sheet metal
		K2	Bumper
M2	Engine & Transmission	K3	Dash
		K4,K5	Left/Right front side member(Dash)
M3,M4	Suspension & Cross member	K6,K7	Left/Right front side member(Engine)
		K8,K9, K10,K11	Tire
M5,M6	Wheel	K12,K13	Left/Right Front suspension
M7,M8	Bumper	K14,K15	Radiator
		K16	Deformable barrier
M9,M10	Torque box	K17	Bumper bending stiffness
		K18,K19	Left/Right torque box
M11	Deformable barrier	K20,K21	Engine mount
		K22,K23	Engine cradle

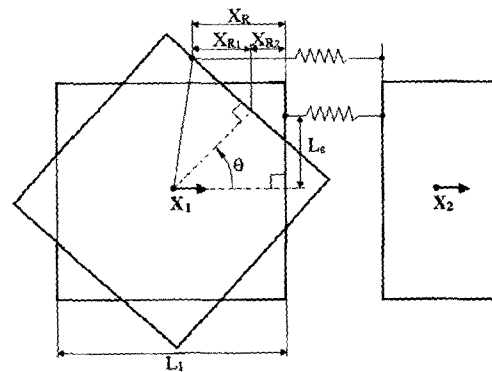


Fig. 3 Geometric relation of springs due to rotating mass

식은 다음과 같다.

$$J_i \ddot{\theta}_i = H_i \quad (4)$$

여기서

J_i : Moment of inertia for i-th mass

$\ddot{\theta}_i$: Acceleration(angular) of i-th mass

H_i : Moment of i-th lumped mass

를 나타낸다.

2.3 입력 자료

2.3.1 집중 질량과 스프링

정면 옵션 충돌에 의한 객실부의 감소도 특성을 수치해석 할 대상으로 NHTSA에서 40% 옵션 변형 벽 충돌 시험을 수행하여 인터넷에 자료가 공개된 T사의 C차량을 선정하였다. 선정된 차량을 LMS 모델로 변환할 때, 집중 질량의 중량과 스프링의 강성 값은 차체의 크기를 나타내는 기본 제원과 엔진의 배기량을 기준으로 하여 그 값을 얻을 수 있도록 개발된 스틱모델 해석 프로그램 Stick-Crash⁹⁾를 사용하여 얻어진다. 스틱모델 해석 프로그램에 의하여 얻어진 집중 질량들의 분포는 Table 2에서 보여주는 바와 같다. 스프링 특성 값은 박판 튜브로 이루어진 구조부재의 경우 압괴이론에 기초하여 이론적으로 하중-변위 선도를 얻을 수 있으며, 이 선도로부터 Fig. 4와 같이 튜브부재의 평균 압괴하중과 부재의 허용 변위량으로 나타내진다. 반면에 스틱 모델에는 포함되지 않지만 충돌 시 객실부의 거동에 영향을 미치는 라디에이터, 범퍼, 엔진 마운트, 타이어 등 기능성 부재의 하중-변위 선도는 국내업체의 동급 기존차량에서 실험적으로 얻어진 자료를 얻어서 입력 데이터로 활용하였으며, 그 결과는 Fig. 5, 6에서 보여준다.

Table 2 Mass of each lumped mass in LMS models

No	Weight(kgf)	No	Weight(kgf)
M ₁	1001	M ₇	10
M ₂	264	M ₈	15
M ₃	14.5	M ₉	18.5
M ₄	14.5	M ₁₀	18.5
M ₅	18	M ₁₁	2.8
M ₆	18		
Total weight		1394.8(kgf)	

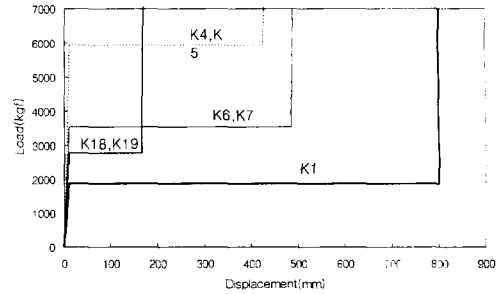


Fig. 4 Load-displacement relations for tube-type members (for C car)

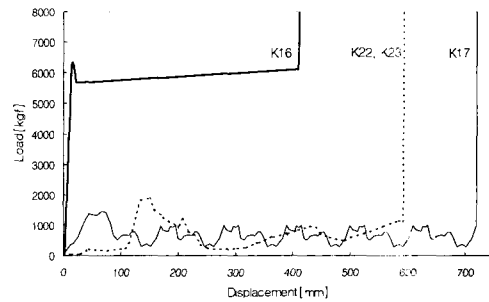


Fig. 5 Load-displacement relations for deformable barrier (K16), bumper bending stiffness(K17) and engine cradle(K22&K23)

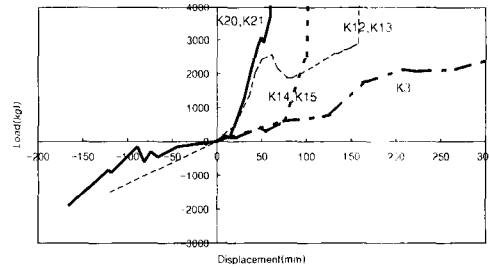


Fig. 6 Load-displacement relations for functional springs; dash(K3), suspension(K12&K13), radiator(K14&K15), and engine mount(K20&K21)

2.3.2 엔진부의 크기 결정

옵션 충돌에서 엔진부의 회전을 구현하기 위해서는 엔진부의 질량뿐만 아니라 길이 및 질량 관성 모멘트의 값이 필요하다. 본 해석에서 사용된 엔진부는 Fig. 7과 같으며, 그 사양은 Table 3과 같다.

Table 3 Specification of an engine and a transmission

Model	Length (mm)		Mass moment of inertia (kgf·m ²)		
	l	w	J _x	J _y	J _z
C car	650	870	8.60	15.73	14.41

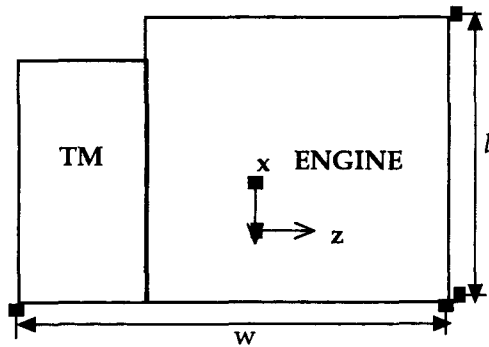


Fig. 7 Top-view of an engine and a transmission

3. 결과

3.1 충돌 시뮬레이션

시뮬레이션 결과를 실차 충돌시험 데이터와 비교 평가하기 위하여, 미국 고속도로 교통 안전국 (NHTSA)에서 공개한 40% 음셀 변형벽 충돌 시험 결과 중, 'C'차량 운전자의 좌석 고정부에서 측정된 감속도-시간 선도를 비교 자료로 사용하였다. 이 때 실제 충돌시험 결과는 잡음이 많으므로, SAE Recommended Practice J211 기준에서 추천하는 잡음(noise) 필터링 방법에 따라 스무딩(smoothing)한 후에 시뮬레이션 결과와 비교하였다.¹¹⁾ 'C'차량에 대한 40% 음셀 충돌 시험의 실제 충돌 자료와 시뮬레이션 결과의 비교를 Fig. 8에서 보여주고 있다. 엔진의 회전을 고려하지 않을 때에는 충돌 초기구간에서 실험결과와 잘 부합되지만, 최대피크 발생시가의 최대 피크 값에는 많은 차이를 보이고 있다. 그러나 엔진의 회전을 고려한 경우에는 초기구간에서 다소 차이를 보이지만 최대 피크 값과 발생시가가 매우 잘 부합되고 있음을 알 수 있다. 따라서 엔진의

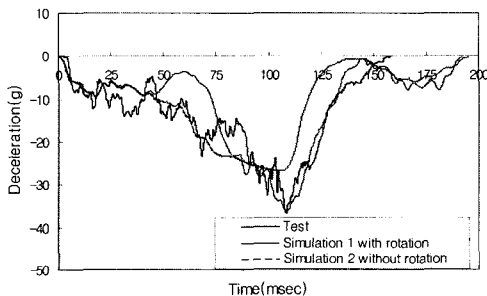


Fig. 8 Deceleration curve of cabin part for 'C' car

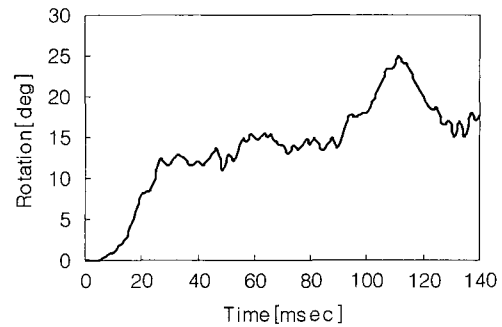


Fig. 9 Rotation angle of engine for 'C' car

회전을 고려하는 것이 더 효과적임을 알 수 있다. 또한 엔진의 시간에 따른 회전량은 Fig. 9에 보여주는 바와 같다. 엔진의 회전량에 대한 비교자료는 구하지 못하였으나, 충돌시험 담당자들의 경험적인 값과 비교할 때, 최종 약 15도 정도의 엔진 회전량은 합리적인 범위 근처의 값으로 사료된다.

3.2 정면 충돌과 음셀 충돌의 비교

FMVSS No.208에 규정되어 있는 전체 정면충돌 테스트에 의한 결과와 EU Directive 96/79 EC에 규정되어 있는 40% 음셀 변형벽 충돌 시험 테스트에 의한 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 엔진의 앞단의 변형이 끝나고 엔진부가 접촉하기 이전에서 나타나는 1차 최대 감속도(1st peak)는 정면충돌 테스트의 결과가 음셀 충돌 테스트의 결과보다 먼저 나타나고, 값도 크게 나옴을 알 수 있다. 마찬가지로 엔진이 대쉬(dash)부를 치는 영향으로 생기는 최대 감속도의 경우도 음셀 충돌 테스트의 결과보다 정면 테스트의 결과가 먼저 나타나고 보다 큰 값을 갖는 것을 알 수 있다.

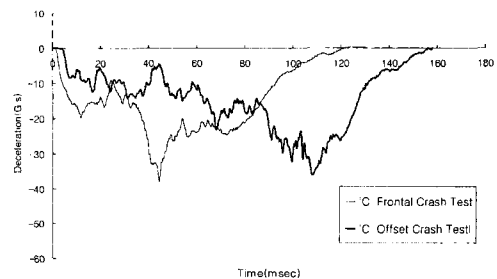


Fig. 10 Comparison of full frontal impact to offset frontal Impact for deceleration curve of cabin

이는 옹셀 충돌 시에는 충돌시의 편중된 하중으로 인하여 엔진부의 회전현상이 일어나며, 이로 인하여 충돌 초기의 감속도 값이 정면충돌에 비하여 작아진다. 이는 옹셀 충돌 테스트에서의 충돌벽이 변형이 가능한 벌집구조의 알루미늄 재료로 되어있어, 변형벽의 변형이 완료된 후부터 차체의 변형이 가속화되기 때문으로 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 현재 EU에서 범규화되어 있는 승용차의 40% 옹셀 변형벽 충돌시험을 구현하기 위한 옹셀 충돌해석을 위한 11개의 집중 질량과 23개의 비선형 스프링요소로 이루어진 LMS모형을 개발하였다. 이때 엔진의 회전현상도 함께 고려하였다.

본 연구에서 제시된 모델의 적합성을 보여주기 위하여 옹셀 충돌자료가 공개되어 있는 'C' 자동차의 객실부 감속도 선도를 엔진의 회전을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우에 대하여 해석적으로 구하였다. 이 결과를 실차 실험결과와 비교하기 위하여 NHTSA에서 발표한 옹셀 충돌 실험 결과 중 운전자 좌석 하부의 감속도 선도를 비교자료로 선택하였다. 수치결과와 실험결과의 비교로부터, 옹셀 충돌에서 차체의 최대 감속도 발생시기 및 크기를 예측하는데 본 연구에서 제시한 엔진의 회전을 고려한 해석 모델이 매우 적절함을 알 수 있다. 즉, 엔진의 회전을 고려한 경우가 전반적인 경향과 주요 특성 값들이 실험 자료와 잘 부합하였다.

옹셀 충돌 특성은 정면 고정벽 충돌과는 달리 충돌 하중의 편심으로 차체의 회전은 물론이고 엔진부의 회전현상이 일어나며, 충돌 초기의 감속도 값이 전체 정면충돌에 비하여 작고 최대 값이 늦게 나타나게 된다. 따라서 초기설계 단계에서부터 차량의 옹셀 충돌에 따른 충돌안전성이 정면충돌과 함께 고려되어야 하며, 에어백의 발화시점 등도 함께 고려되어야 함을 알 수 있다.

References

1) C. J. Kahane, "Correlation of NCAP Perfor-

- mance with Fatality Risk in Actual Head-On Collision," Report No. DOT HS 808 061. Washington, <http://www.nhsa.dot.gov/cars/rules/regrev/evaluate/808061.html>
- 2) Status Report on Establishing a Federal Motor Vehicle Safety Standard for Frontal Offset Crash Testing, <http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/CrashWorthy/FrontOffset/offrt/offrt.html>, April 1997.
- 3) Directive 96/79/EC, "The Protection of Occupants of Motor Vehicles," Official Journal of the European Communities, 1996.
- 4) National Organization for Automotive Safety & Victims' Aid at www.osa.go.jp/html2000e/e005101.html
- 5) M. M. Kamal, "Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact," SAE 700414, 1970.
- 6) A. C. Carrera, Mentzer, Samaha, "Lumped Parameter Modeling of Frontal Offset Impacts," SAE 950651, 1995.
- 7) V. Gupta, K. Mend, "Vehicle Development for Frontal/Offset Crash Using Lumped Parameter Modeling," SAE 960437, 1996.
- 8) J. U. Kim, "A Study on the Collision Safety of a Car using STICK-CRASH Program," Master Thesis at Yonsei University, 1999.
- 9) C. H. Bae, "A Study on the Computer Simulation for Frontal Collision," Master Thesis at Yonsei University, 1999.
- 10) N. K. Saha, P. Prasad, M. U. Asjad, "Simulation of Frontal Barrier Offset Impacts and Comparison of Intrusions and Decelerations," SAE 950647, 1995.
- 11) SAE Recommended Practice, Instrumentation for Impact Test, SAE OCT 88, 1988.
- 12) C. U. Kim, B. K. Han, J. C. Kim, H. Jung, "Effect of the Main Structure Stiffness on the Frontal Collision Behavior," Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.10, No.4, pp.234- 241, 2002.