

차체 주요 부재의 강성이 정면 충돌 거동에 미치는 영향

Effect of the Main Structure Stiffness on the Frontal Collision Behavior

김 천 욱*, 한 병 기**, 김 중 찬***, 정 훈****
Chonwook Kim, ByoungKee Han, JongChan Kim, Hoon Jung

ABSTRACT

In this study, the car crash analysis that simulates the crushing behavior of car forestructure during a frontal impact is carried out. The analysis model for front impact of a car consists of the lumped mass and the spring model. The characteristics value of masses and springs is obtained from the static analysis of a target car. The deceleration-time curve obtained from the simulation are compared with NCAP test data from the NHTSA. They show a good agreement with frontal crash test data.

The deceleration-time curve of passenger compartment is classified into 3 stages; beginning stage, middle stage, and last stage. And the behavior of masses at each stage is explained. The effect of stiffness variation on deceleration of passenger compartment is resolved. The maximum loaded peak-time of torque box and dash is the main factor to control the passenger compartment's maximum deceleration.

주요기술용어 : Lumped mass spring model(집중질량모델), Deceleration time curve(감가속도 곡선), Characteristics of deceleration time curve(감가속도 특성), Frontal collision(정면충돌), Stiffness of member(부재 강성)

1. 서 론

단순한 이동 수단인 자동차는 생활 수준의 향상과 이동 수단의 편리성에 의해 폭발적으로 증가하여 왔다. 이러한 증가는 자동차의 성능과 기능 향상에 많은 기여를 해왔지만, 자동차 사고의 증가는 막대한 인명과 재산피해를 가져왔다. 이에 자동차의 안전에 관한 규제가 1965

년 미국 자동차회사들의 보조로 도로안전 연구소가 설립됨으로써 시작되었다. 다음해에는 교통부(Department Of Transportation: DOT)가 설립되었고 도로안전법과 미 교통 차량 안전법이 제정되었다. 이 법령들은 미국 도로 교통 안전국(NHTSA: National Highway Traffic Safety Administration)에 의해 미연방 자동차 안전 기준(FMVSS: Federal Motor Vehicle Safety Standards)을 포함하고 있다.¹⁾ 하지만 차량사고에 따른 사상자의 증가가 계속되자 이에 대한 대책으로 정면 충돌이 발생했을 경우에 승객의 상해치에 대한 제한을 규정하는 FMVSS 208이 1972년에 공

* 회원, 연세대학교 기계공학부

** 회원, 홍익대학교 기계·시스템디자인공학과

*** 회원, 현대자동차 승용 차체설계 1팀

**** 회원, 르노삼성자동차 충돌환경팀

표되었다.²⁾ 이는 가슴과 머리 상해치 방지를 강화한 것이다. 또한 1993년부터는 소비자가 충돌 시험에 관한 결과를 쉽게 이해할 수 있도록 NCAP Test중에서도 Star Rating System을 도입하여 그 결과를 공표하고 있다.³⁾

한편 유럽에서는 실제 충돌에서의 많은 부분을 차지하고 있는 오펜 충돌에 대한 법규를 1996년에 제정하였다.⁴⁾ 1998년부터 신차종에만 적용되지만 2003년에는 전체 차종으로 확대될 예정이다. 미국에서도 미국 교통안전 보험국(IIHS : Insurance Institute for Highway Safety)에서 오펜 충돌 시험을 하고 있으며 자국 법규에 포함시키려 하고 있다. 오펜 충돌에서는 승객의 안전에 매우 위협적인 승객부의 침입이 발생되어 상해를 유발하므로, 침입량에 대한 규제를 안전 법규에 포함하고 있다.

각 국은 자동차 공해와 함께 자동차의 충돌 안전성을 주요한 수입 제한 조건으로 내세우고 있다. 앞으로의 차량 개발의 주안점은 환경에 대한 공해와 더불어 승객의 충돌안전성이 매우 중요한 인자가 될 것이다.

승객의 안전에 가장 위협적인 차량 충돌에 대한 충돌 안전성을 확보하기 위해 충돌 해석과 실차 충돌 실험들이 시행되고 있으며, 실차 충돌 시험에 의한 시간과 경제적인 제한을 피하고자 충돌 시뮬레이션을 도입해 개발 기간 단축과 차량 설계 변경에 의한 충돌 특성의 변화를 예측하고 있다.

Kamal⁵⁾은 단순하지만 차량의 전방 충돌 거동을 해석할 수 있는 집중 질량 스프링(LMS: Lumped Mass Spring) 모델을 개발하였다. 압축 시험기에서 얻은 스프링의 입력자료와 강재의 변형률속도에 의한 동적 확장계수(Dynamic Amplification Factor)를 사용하였다.

GM사의 Lin⁶⁾의 경우는 LMS 모델을 후방충돌 모델에 적용하였으며 또한 Parametric Study를 통해 시뮬레이션과 실차 시험을 비교하였다.

Hashimoto와 Nakahama⁷⁾등은 4개의 집중 질량과 10개의 비선형 스프링으로 이루어진 차량 시

뮬레이션 모델을 구성하여 정면 충돌 시 차체 특성과 상해치와의 관계를 연구하였다.

Hollowell과 Radwan⁸⁾은 충돌 시험 중 가속도계에서 얻어진 가속도 값으로부터 비선형 스프링의 하중 특성을 직접 구할 수 있는 SISAME (Structural Impact Simulation And Model Extraction)라는 프로그램을 개발하여 충돌 특성을 얻어냈다.

Cheva와 Yasuki⁹⁾는 정면 충돌 및 40% 오펜 충돌 해석용 Lumped Parameter Model을 개발하여 정면 충돌 성능을 개선할 수 있는 설계 방안을 제시하였다.

이상호¹⁰⁾는 차량을 7개의 집중 질량과 13개의 스프링으로 스틱모델을 구성하고, 그 주요 부재의 강성을 해석적으로 구함으로써 실험을 생략한 LMS-CRASH를 개발하였다.

김진웅¹¹⁾은 차량의 일반적인 제원으로부터 차량의 스틱모델을 구성하고 스틱모델로부터 집중 질량과 스프링의 특성을 자동적으로 구할 수 있는 STICK-CRASH를 개발하였다. 그리고 강성을 부분적으로 수정하는 과정을 통한 충돌 안전성 향상방안을 제시하였다.

본 연구의 목적은 실제 차체의 구조적 특성을 고려한 STICK-CRASH 프로그램으로부터 차체 부재들의 강성이 정면 충돌 특성에 미치는 영향을 분석하는 것이다. 차체 부재들의 강성에 대한 충돌 영향을 고려하기 위해 실제 차량의 구조적 특성을 반영하는 집중 질량 모델을 구성하고 각 강성의 변화에 따른 차량 충돌 특성을 비교한다. 차량의 충돌 조건은 미국의 NCAP 충돌 시험인 정면 고정벽 충돌 시험을 기준으로 하였다.

2. 이 론

2.1 집중 질량 스프링 모델

집중 질량 스프링 모델은 승용차의 주요 구성요소들을 집중 질량과 질량간의 상대변위를 구속하는 비선형 스프링과 간극으로 Fig. 1과 같이

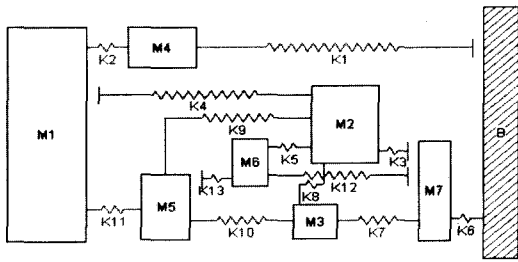


Fig. 1 A LMS model for frontal barrier impact

표현된다. 이 모델의 기본 가정으로는 객실부와 고정벽은 강체이며 차량은 좌우 대칭이고 충돌 시 집중 질량의 회전효과는 무시한다. 또한 스프링 부재가 정하중을 받을 때의 변형 모드는 동하중을 받을 때와 같으며, 스프링 부재의 하중은 변형량과 변형속도의 함수이다. 기존의 Kamal의 3 Mass-8 Spring으로 매우 단순화된 모델을 제시하고 있으나, 현실적으로 스프링 특성을 구하기가 어려워 초기 설계단계에 응용할 수가 없다. 7 Mass-13 Spring 모델에서는 부재가 좀더 세분화되어 각 부재의 특성을 직접 고려하기 용이한 이점을 가지고있어 이를 사용한다.¹¹⁾

이 모델은 차량이 충돌 속도 V_0 로 고정벽에 정면 충돌하는 경우이다. 집중 질량의 값은 스틱모델 해석을 통해서 얻어진 각 새시 부품들의 중량과 주요 중량물들로부터 구해지며, 스프링의 하중-변형 특성은 구조부재의 경우 박판 사각 튜브의 거동해석을 통하여 해석적으로 얻어지며, 기타 기능적인 요소는 실험 값을 사용한다. 각부의 명칭과 구성 성분은 Table 1과 같다.

주어진 시스템의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_i \ddot{X}_i = G_i, \quad i = 1, 2, \dots, 8 \quad (1)$$

스프링에 작용하는 하중은 승용차의 차체에 사용되는 부재의 역학적 거동을 나타내며 변형 속도에 민감하므로 변형에 대한 저항에 변형 속도의 영향을 고려하여 다음 식으로 정의한다.

$$F_{d,i}(\Delta_i(t), \dot{\Delta}_i(t)) = F_{s,i}(\Delta_i(t)) \left(1 + K \frac{\dot{\Delta}_i}{V_0}\right) \quad (2)$$

$i = 1, 2, \dots, 8$

Table 1 Elements for 7 Mass-13 Spring LMS model

	Mass		Spring
M1	Passenger compartment	K1	Sheet metal
		K2	Cowl side member
M2	Engine & Transmission	K3	Radiator
		K4	Dash
		K5	Front suspension
M3	Suspension & Cross member	K6	Bumper
		K7	Front side member (engine part)
		K8	Engine mount
M4	Cowl	K9	Engine cradle
		K10	Front side member (dash part)
M5	Torque box	K11	Torque box
		K12	Tire
M6	Wheel	K13	Tire
M7	Bumper		

여기서,

M_i : lumped mass of i-th component

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

G_i : spring force related to i-th mass

K : dynamic amplification factor

K는 실험적인 값으로 재료 및 변형률속도에 따라 달라지며 기하학적 모양에는 변화되지 않는 상수 값이므로, $K=1.3$ 으로 가정한다.⁵⁾

2.2 입력

2.2.1 입력 자료

1) 집중 질량의 입력 자료

대상 차량의 기본 사양과 외관 치수를 스틱모델 해석과 기존에 나와 있는 자료⁹⁾로부터 차량의 BIW(Body In White)와 집중 질량의 입력자료를 사용한다. 시뮬레이션에 이용된 차량은 중형 세단형 차량이며 NCAP 충돌 시험에서 5 star 등급 차량인 'T'차량과 3 star 등급 차량인 'S'이다. 집중 질량으로의 분석 결과는 Table 2와 같다.¹²⁾

2) 스프링 특성

LMS모델의 각 스프링들은 충돌 에너지를 흡

수하는 주요 구조부재 요소와 충돌에너지 흡수 보다는 구조 지탱이나 별도의 기능을 위한 기능적 부재 요소로 나누어진다. 기능성 부재와는 달리 구조부재 요소들은 초기 설계 단계에서 그 형태 및 크기가 정해져 있지 않으므로 4각 튜브로 가정하여 부재의 크기가 결정되며, 이 부재의 붕괴특성으로부터 정적 하중-변위선도¹³⁾를 해석적으로 얻을 수 있다. 본 연구에서는 구조부재의 압괴거동을 구하기 위하여 여러 실험 자료와 이론식을 이용하여 자체적으로 개발한 E-Crash 프로그램으로부터 선도를 구하여 사용하였다. 이에 반해 기능적 요소들은 스틱 모델로부터 얻을 수 없으므로 업체로부터 정적 실험 값을 얻어 사용한다. 튜브형 부재의 압괴거동에 따른 정적 하중-변위선도는 연속적인 주름으로 인해 파형의 요동을 보이지만, 차체 충돌 해석에서는 흡수하는 에너지가 더욱 중요하므로 평균하중을 계산하여 차체 충돌 해석에 적용하는 것이 전체 에너지 흡수량만 비슷하다면 편리하고 유용한 방법이 된다.¹⁴⁾

Table 2 Weight of each lumped mass in LMS models

	'T' vehicle	'S' vehicle kg
M1	1095 kg	933 kg
M2	367 kg	253 kg
M3	29 kg	29 kg
M4	32 kg	28 kg
M5	43 kg	38 kg
M6	36 kg	36 kg
M7	29 kg	23 kg
Total	1631 kg	1340 kg

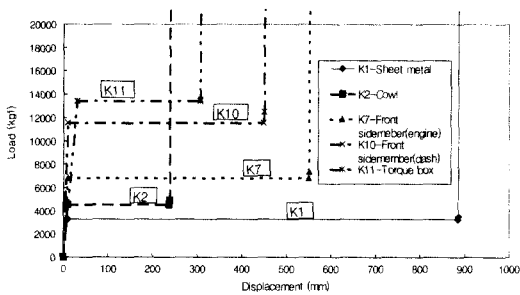


Fig. 2 Load-displacement relations for main springs for 'T' model

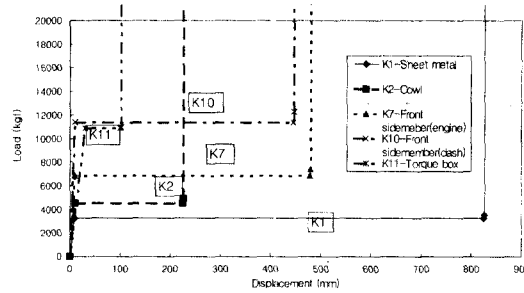


Fig. 3 Load-displacement relations for main springs for 'S' model

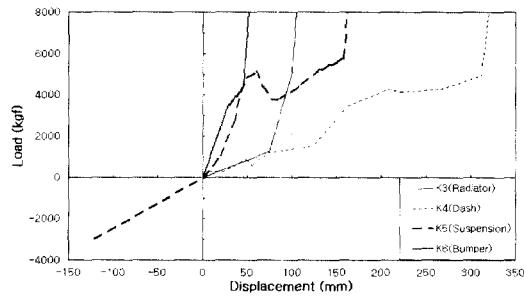


Fig. 4 Load-displacement relations for functional springs

정적으로 얻어진 각 요소의 스프링 특성 값은 식 (2)에서 동적 확대계수가 곱해져서 해석에 사용되며, 'T'차량과 'S'차량의 구조적 요소와 기능적 요소들의 하중-변위선도는 Fig. 2-4와 같다.

2.3 시뮬레이션 결과

2.3.1 가속도 시간 선도

얻어진 집중 질량 값과 스프링의 특성 값을 사용하여 Fig. 1과 같이 정면 충돌을 시뮬레이션 한다. 시뮬레이션 결과의 타당성을 검증하기 위해 얻어진 객실부(M1)의 감속도 선도도와 실차 충돌 실험자료를 Fig. 5, 6에서 비교하여 보여준다. 실차의 감속도-시간 선도는 운전석 하단에서 얻어진 자료를 사용하며, NHTSA에 공개되어 있는 실차 충돌시험 결과는 SAE Recommended Practice J211의 필터링 기준을 적용하여 잡음(noise)을 제거한 결과이다.¹⁵⁾ 그 결과는 스무딩(smoo-

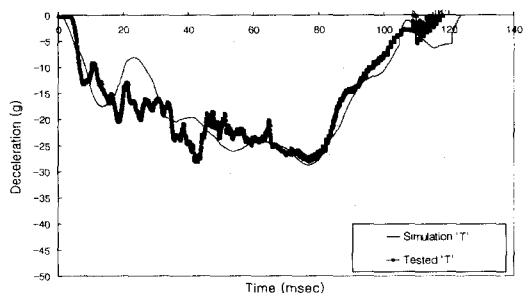


Fig. 5 Comparison of simulation and test for 'T' model in deceleration-time curves

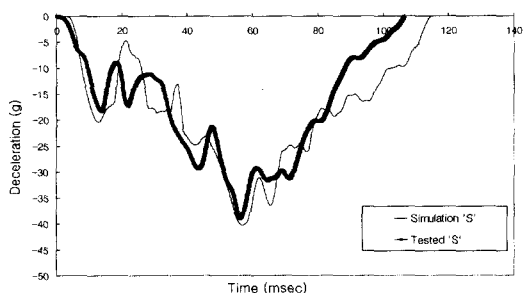


Fig. 6 Comparison of simulation and test for 'S' model in deceleration-time curves

thing)한 것과 유사하다.

해석에서 스프링의 복원(unloading) 특성도 중요한 영향을 미친다. 복원곡선은 가하중 곡선과 기울기가 일치하지 않고 보다 완만한 비선형기울기를 가지고 있으며, 실험 결과를 통계처리 하여 3개의 선형 곡선으로 Fig. 7과 같이 정하였다. 즉, 압괴로 인하여 대변형이 된 후에 하중을 제거하면, 탄성복원 양은 기하학적으로 복잡한 형태

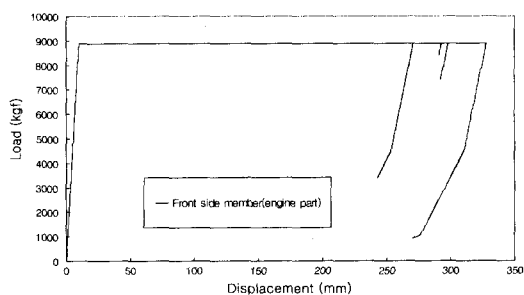


Fig. 7 The load of front side member(engine part) for 'T' model in load-displacement curve

이기 때문에 선형적이지 못하고 비선형적인 특성을 보인다. 해석에서 이 차이를 고려할 때와 무시할 때는 상당한 차이가 있었다.

시뮬레이션 결과로 얻어질 수 있는 각 집중 질량의 감속도, 속도, 변위뿐만 아니라 각 구성 스프링의 시간에 대한 하중과 변형량도 알 수 있다.

2.3.2 각 요소의 강성 변화

차체 설계 과정에서 차량의 주요 부재의 변화에 따른 차량의 충돌 특성을 알기 위해서는 실제 차량 충돌 혹은 유한요소법을 이용해야만 알 수 있다. 하지만 이러한 방법은 많은 시간과 비용이 소요된다. 이에 반해 차량의 차체를 집중 질량과 스프링으로 구성된 LMS의 모델의 경우 각 차체 요소는 스프링으로 나타낼 수 있으며 스프링의 특성의 변화로 차량의 충돌 특성을 빠른 시간과 적은 비용으로 비교할 수 있다.

강성변화에 따른 감속도 특성 변화를 고찰하기 위해 'S'차량의 구조요소의 강성을 변화시키면서 고찰한다. 구조부재 요소 중 주요 에너지 흡수 부재인 엔진 레일(K_7)과 토크박스(K_{11})의 강성과 허용 변화량의 변화에 따른 특성 변화를 고찰한다.

토크박스(torque box)는 차량 전부의 측면부재(side-member)가 객실부로 연결되는 부분으로 충돌 에너지 흡수에 많은 영향을 미치며 적절한 강성 조절로 충돌 효과의 개선이 가능한 요소이다. 다음은 토크박스(K_{11})의 강성 증가에 따른 차량의 a-t 곡선의 변화를 Fig. 8에서 보여준다.

감속도선도의 초기 피크(first peak)의 크기는 토크박스의 강성을 크게 하면 증가하고 최대 피크(max peak)는 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 충돌특성 중 바람직한 특성이므로 실제 설계에서 바람직한 방향이다.

차량의 전부 구조 중 앞쪽 측면부재(front side member; engine part)는 범퍼(bumper)를 지지해주면서 충돌에너지를 흡수하는 요소으로써 충돌 거동에 많은 영향을 준다. 특히 이 부분은 실제 설계에서 굽힘 붕괴가 발생하지 않도록 비드 처

리를 효과적으로 하여 연속적인 주름이 형성되는 압괴가 일어나도록 설계하는 부분이다. 전부 측면부재의 강성(K_7) 증가는 Fig. 9에서 보여주는 바와 같이 최초 피크 값과 최대 피크 이후의 거동에 영향을 미친다. 이는 토크박스과 유사한 성질을 알 수 있다.

기타 다른 구조 부재의 강성 변화에 따른 효과는 상대적으로 작아 여기서는 생략한다.

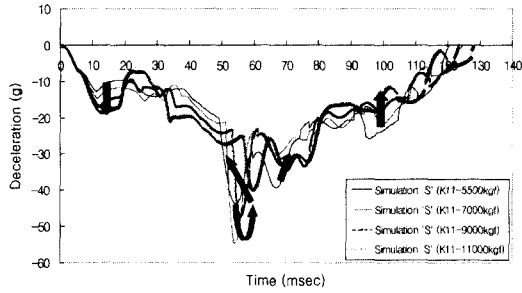


Fig. 8 Comparison of simulations for 'S' torque box Pmean in deceleration-time curves

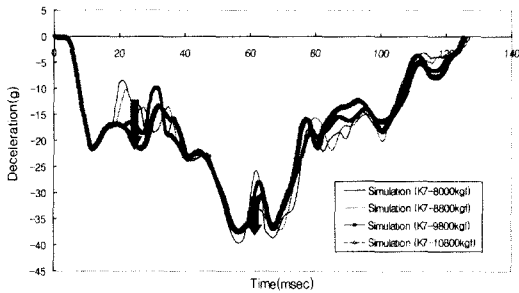


Fig. 9 Comparison of simulations for 'S' front side member Pmean in deceleration-time curves

2.3.3 A-t 선도의 특성분석

앞에서와 같은 충돌 시뮬레이션을 통하여 Fig. 10과 같은 전형적인 감가속도 곡선을 얻게 된다. 차량 충돌에 의해 생기는 결과 중에서 감가속도 곡선은 객실부의 감속도를 나타내며 이는 객실부 승객의 감가속도에 직접적으로 영향을 미친다. 따라서 GM(general motors)에서는 이 선도로 부터 더미의 머리부 상해치(HIC)를 구하는 방법과 유사한 적분으로 VCSI(vehicle crash severity

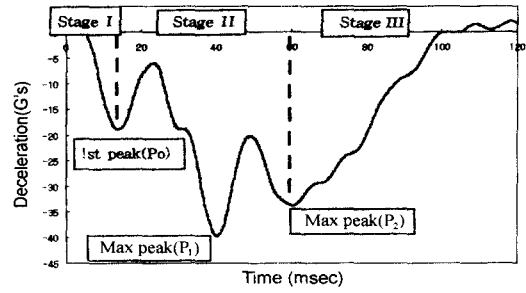


Fig. 10 The indication of each part of deceleration-time curve

index) 값을 구하여 충돌 안전도를 간접적으로 평가하는 지표로 이용하였다. 차량의 전부 구조를 나타내는 주요 충돌 에너지 흡수 부재는 STICK-CRASH 모델에서 앞에서 설명한 바와 같이 비선형 스프링으로 대체된다.

STICK-CRASH에서 차량의 실제 충돌 시험 결과를 모사할 수 있도록 각 차체 부재의 강성을 조절해 실제 충돌 시험을 대변할 수 있는 차량의 모델을 구성하여, 차량의 충돌 시간에 따른 a-t곡선의 구간별 부재의 거동을 분석한다.

1) 충돌 초기(충돌 시작~ P_0 구간)

차량의 초기 피크(First peak- P_0)가 생기는 시간은 약 14msec이고, 이때의 차량 부재의 주요 거동 다음과 같다. 객실부에 하중을 전달하는 부재 요소는 카울(K_2)과 토크박스(K_{11})이며 엔진으로부터의 충돌 하중을 나타내는 대쉬(dash; K_4)는 하중 전달량이 없다. 즉 충돌 초기에는 아직 엔진으로부터의 객실부로 전달되는 충돌 하중은 없다.

초기 피크 이후에는 토크박스 부재에 가해지는 하중이 일부 복원되었다가 증가하는 현상이 일어난다. 이것은 토크박스가 객실부에 전달하는 하중이 일시적으로 감소됨을 나타낸다. 초기 피크(P_0)가 발생하는 주요 인자는 토크박스이지만 Fig. 11과 같이 토크박스과 카울(cowl)의 충돌 하중의 합이 최대가 되는 곳에서 발생한다.

2) 충돌 중기($P_0 \sim P_{max}$ 구간)

충돌 중기(Stage II)에서는 최대 피크(P_1 와 P_2)가 각각 40msec와 60msec에서 발생한다. 차량마

다 가지는 차체의 성질이 다르므로 각 차종은 각기 다른 피크의 개수와 크기를 가진다. 객실부에 충돌 하중을 전달하는 부재는 토크박스(K_{11})와 카울(K_2)과 함께 엔진으로부터 오는 충돌 하중을 전달하는 Dash(K_4)가 포함된다. 이 세 부재의 충돌 하중의 합이 최대가 되는 부분에서 차량의 최대 감가속도가 발생하며 승객의 상해 위험이 가장 큰 시간임을 Fig. 11에서 보여준다. 충돌 중기도 객실부에 가장 큰 하중을 전달하는 부분은 토크박스가 된다.

3) 충돌 후기(P_{max} ~ 충돌 종료 구간)

충돌 후기에 객실부로의 토크박스(K_{11}) 충돌 하중 전달은 감소하는 반면에 대쉬(K_4)가 객실부에 전달하는 충돌 하중의 비중은 커지게 된다. 이는 엔진으로부터 전달되는 충돌 하중이 최대가 되는 부분은 충돌 후기가 된다. 엔진(M_2)과 객실부(M_1)의 변위 차가 최소가 되는 부분이 충돌 후기에 나타남을 보인다. 최대 피크가 일어난 후의 거동은 스프링-백(Spring-back)현상과 함께 객실부에 미치는 하중이 점차 작아지는 것을 알 수 있다.

차량의 충돌안전성의 측면에서는 토크박스가 받는 최대 하중의 시기와 대쉬(dash)가 받는 최대 하중의 시간이 달라야 한다. 만약 토크박스와 대쉬가 받는 최대 하중이 같을 경우에는 차량의 최대 감가속도가 증가함을 의미한다.

객실부의 최대 감가속도를 감소시키는 방법으로는 엔진부의 거동에 관여되는 마운트 등의 스프링 값을 바꾸어서 대쉬에서 전달하는 하중의 최대 피크점 발생시기를 바꾸어 줌으로써 받

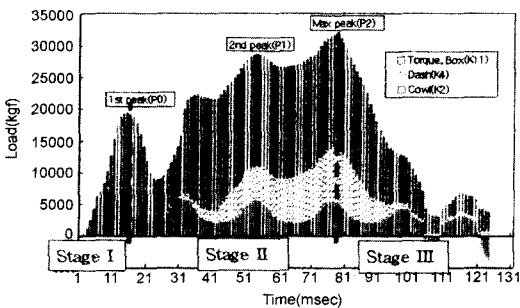


Fig. 11 Transmitted load to passenger compartment

생시기를 불일치 시켜줌으로써 얻어진다.

또는 Fig. 12에서 보여주는 바와 같이 토크박스의 에너지 흡수능력을 변화해줌으로써 토크박스가 받는 최대 하중의 발생시기를 앞 당겨서 대쉬부의 최대하중 발생시기와 불일치 시키는 방법이 있다. 즉, 토크박스에서 전달되는 하중이 최대가 된 후 복원되면서 하중이 감소할 때, 대쉬로부터의 하중이 최대 값에 도달하도록 하면, 객실부의 최대 감속도 값을 줄일 수 있다.

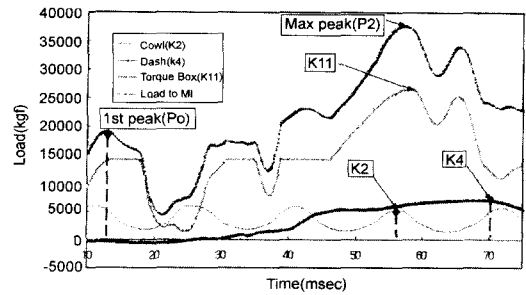


Fig. 12 Comparison of each loads to M1 in load-time curves

3. 결론

1) 차량 충돌 시 승객부의 감속도 특성은 토크박스의 부재 특성에 많은 영향을 받는다. 즉, 토크박스의 강성(K_{11})과 변형 허용길이가 차량의 충돌 특성을 결정하는 중요한 요소 중 하나이다. 그 뿐만 아니라 전부 측면부재(K_7) 부분도 충돌 경향에 많은 영향을 미침을 알 수 있다.

2) 차량의 a-t곡선은 객실부 감속도 피크 점을 기준으로 3개의 영역으로 구분하였으며, 각 영역에서 구조부재 요소 중 토크박스, 카울 그리고 대쉬의 거동 특성이 객실부의 감속도에 미치는 영향을 규명하였다.

3) 차량의 객실부의 최대 피크를 줄이기 위해서는 차량 전부의 부재가 객실부로 미치는 하중의 시간이 매우 중요하며 토크박스의 최대 하중이 걸리는 시간을 앞쪽으로 가져가는 것이 요구된다. 엔진 쪽에서의 최대 하중시간은 엔진의 위치 등에 의해 결정된 사항이므로 차량의 토크박

스의 충돌 특성을 조절함으로써 객실부의 감가 속도를 개선할 수 있다.

참 고 문 헌

- 1) M. M. Kamal, J. A. Wolf Jr, "Modern Automotive Structural Analysis," Van Nostrand Reinhold Co., Chap.9, 1992.
- 2) "Status Report on Establishing a Federal Motor Vehicle Safety Standard for Frontal Offset Crash Testing," Report to Congress, NHTSA, 1997.
- 3) C. J. Kahane, "Correlation of NCAP Performance with Fatality Risk in Actual Head-On Collision," Report No. DOT HS 808061. Washington, NHTSA, 1994. Directive 96/79/EC, "The Protection of Occupants of Motor Vehicles," Official Journal of the European Communities, 1996.
- 5) M. M. Kamal, "Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact," SAE 700414, 1970.
- 6) K. H. Lin, "A Rear-End Barrier Impact Simulation Model for Unibody Passenger Cars," SAE 730156, 1973.
- 7) M. Hashimoto, R. Nakamura, "Influence of Crash Characteristics on Occupant Injuries," 自動車技術, Vol.41, No.4, pp.488-492, 1987.
- 8) R. A. Radwan, W. T. Hollowell, "The SISAME Methodology for Extraction of Optimal Lumped Parameter Structural Crash Models," SAE 920358, 1992.
- 9) W. Cheva, T. Yasuki, V. Gupta, K. Mendis, "Vehicle Development for Frontal/Offset Crash Using Lumped Parameter Modeling," SAE 960437, 1996.
- 10) 이상호, "Stick Model을 이용한 승용차 충돌 해석," 연세대학교 대학원, 석사학위 논문, 1999.
- 11) 김진웅, "STICK-CRASH를 이용한 승용차 충돌 안전성 연구," 연세대학교 대학원, 석사학위 논문, 2000.
- 12) 김지홍, "승용차 차체강도 설계 연구," 연세대학교 대학원, 박사학위논문, 1992.
- 13) H. F. Mahmood, A. Paluszny, "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management - Their Strength and Mode of Collapse," SAE 811302, 1981.
- 14) 박신희, 강신유, 한동철, "비선형스프링 요소의 개발과 차체부재의 충돌해석," SAE 98370054, 1998.
- 15) SAE Recommended Practice, Instrumentation for Impact Test, SAE 1988.