

차량 저속 추돌의 연속 접촉력 모델

한인환*

홍익대학교 기계정보공학과

Continuous Contact Force Model for Low-Speed Rear-End Vehicle Impacts

Inhwan Han*

Department of Mechano-Informatics & Design Engineering, Hongik University, Chungnam 339-701, Korea

(Received 26 January 2006 / Accepted 7 March 2006)

Abstract : The most common kind of vehicular accident is the low-speed rear-end impact that result in high portion of insurance claims and Whiplash Associated Disorders(WAD). The low-speed collisions have specific characteristics that differ from high speed collisions and must be treated differently. This paper presents a simple continuous contact force model for the low-speed rear-end impact to simulate the accelerations, velocities and the contact force as functions of time. A smoothed Coulomb friction force is used to represent the effect of braking, which was found to be significant in simulating low-speed rear end impact. The intervehicular contact force is modeled using nonlinear damping and spring elements with coefficients and exponents. This paper presents how to estimate analytically stiffness and damping coefficients. The exponent of the nonlinear contact force model was determined to match the overall acceleration pulse shape and magnitude. The model can be used to determine ΔV 's and peak accelerations for the purpose of accident reconstruction and for injury biomechanics studies.

Key words : Low-speed rear-end impact(저속 추돌), Whiplash associated disorders(편타성 상해), Continuous contact force(연속접촉력), Braking effects(제동 효과), Accident reconstruction(사고 재구성), ΔV (속도변화)

1. 서론

본 논문에서는 자동차 충돌 사고에 대한 과학적 재구성 해석¹⁾ 작업에서 중요한 부분으로 고려할 수 있는 저속 추돌(low-speed rear-end impact)에 대한 실용적 모델을 제시한다. 통상 시속 16-32 km 이하의 저속 추돌 사고가 자동차 충돌 사고에서 가장 빈번할 뿐만 아니라, 부상의 빈도도 가장 크며 그 대부분은 부지불식중에 목이 과도하게 뒤쪽으로 구부러졌다가 다시 앞으로 반동하면서 발생하게 되는 편타성 상해(Whiplash Associated Disorders, WAD)인 것으로 알려져 있다. 저속 추돌 사고에서 차량의 변형

및 손상은 거의 발생하지 않게 되고 따라서, 역설적으로 충돌시 운동 에너지 흡수를 효과적으로 못하게 되어 탑승객에게 충돌 상해가 가중되는 경향이 있다. 그런데, 북미지역에서는 이러한 자동차 사고 보험 청구의 대략 1/3 정도가 사기(fraud)의 요소를 포함하고 있다고 알려져 있으며 여러 노력에도 불구하고 관련 비용은 계속 증가하는 추세이다.²⁾

자동차 저속 추돌 사고에서 탑승객들이 겪는 편타성 상해와 차량 충돌 조건과의 관계는 수많은 불확실 변수들이 복잡하게 연관되어 있으므로 명확하게 정리할 수 없다. Anderson 등³⁾은 제한된 조건하의 실험들에서 머리와 목의 부상을 충돌 차량의 속도 변화로 정의되는 ΔV 의 함수로 구하였다. 그런

*Corresponding author, E-mail: ihhan@hongik.ac.kr

데, 최근의 생체역학적 연구 결과들에 따르면 장기 편타성 상해는 ΔV 보다는 오히려 충돌동간의 가속도와와의 직접적인 관련성을 보여주고 있다.⁴⁾ 일반적으로 자동차 충돌 사고 연구 분야에서는 편타성 상해 정도와 밀접히 관련된 주요 인자로서는 충돌 전·후의 차량 속도 변화량, 충돌 접촉 동안 차량의 최대 가속도와 충돌 접촉 시간 등으로 알려져 있다.²⁾ 따라서, 이러한 문제의 과학적 해결을 구하는데 충돌을 순간적인 현상으로 고려하는 기존의 강체 역학 범주 내에서의 해석⁵⁾은 한계를 가지게 되며 수백 msec 동안의 충돌 과정에 대한 동적 시뮬레이션 해석이 반드시 필요하게 된다. 이러한 자동차 충돌 조건과 부상정도를 해석적이고 정량적으로 연관시키기 위해서 관련 연구 기관에서는 매우 정교한 동역학과 구조역학적 해석 이론에 근거한 동적 해석을 수행하고 있으나, 이를 위해서는 많은 제한된 조건이나 무수한 입력 계수들에 대한 정확한 값들의 확보가 필수적이다. 따라서, 차량간 충돌 조건과 각종 계수들을 부상 정도 혹은 특성들과 연관시키는 정확하고 종합적인 공학 모델이 존재하더라도 문제의 복잡성과 불확실성은 그러한 모델들을 비실용적으로 만든다.

차량의 저속 충돌은 고속 충돌과는 확연히 구별되는 몇 가지 독특한 특성들을 가지고 있으며, 따라서 상이한 해석 방법으로 고려되어야 한다. 저속과 고속의 구분은 차량의 충돌 속도 크기보다는 오히려 충돌을 해석/재구성하는 방법에 관한 결정의 문제이다. 그럼에도 불구하고 통상 시속 32 km 이하의 차량 충돌은 저속으로, 48 km 이상은 고속으로 간주된다. 저속 충돌을 해석/재구성할 경우에 고려해야 할 주요한 요소는 우선, 노면으로부터 타이어를 통해 전달되는 힘이다. 고속 충돌과정 중 타이어를 통해 전달되는 힘은 무시할 수 있으나, 저속 충돌에서는 충돌 과정 중 노면으로부터 타이어에 전달되는 충격량은 차량 사이에서 전달되는 운동량에 비하여 무시할 만하지 않다. 둘째 요소는 저속 충돌의 경우 차체 변형이 없거나 혹은 최소한에 그치고 만다. 셋째는, 고속 충돌의 경우 충돌 전후 속도의 비로 정의되는 반발계수가 0에 근접하지만 저속 충돌에서는 0.6에 이른다거나⁶⁾ 또는 0.8까지 높을 수 있다⁷⁾는 최

근의 실험 결과들이 있다. 반발계수의 값은 충돌직전 속도의 증가에 따라 감소하며 통상 0.2-0.6의 범위 사이로 받아들여지고 있다.⁸⁾

고체의 충돌 시 동적 거동을 해석하는 강체 역학 범주 내에서의 충격량·운동량 해석 방법은 많은 공학적 문제에 대해 효율적이기는 하지만 충돌 접촉을 순간적으로 간주할 수밖에 없는 한계를 가지고 있다. 그런데, 충돌접촉 시간이 비교적 길어지는 경우에는 이러한 순간 접촉의 가정이 더 이상 유효하지 않게 되므로 별개의 해석을 필요로 할 수 있다. 가장 빈발하고 있으며 피병 여부를 판별하기가 곤란한 편타성 상해를 포함한 분쟁의 소지가 가장 큰 저속 차량 추돌 사고 조사에 실용적 적용이 가능하도록, 본 논문에서는 비선형 연속 접촉력(continuous contact force) 모델⁹⁾을 제시한다. 또한 개발 모델의 실용성을 확보하기 위하여 모델에 포함된 주요 충돌 계수들을 효과적으로 추정하는 방법들도 함께 구하였다. 연속 접촉력 모델에서는 두 물체의 충돌 접촉 시간동안 접촉력을 포함하는 운동방정식을 고려하며, 이 운동방정식으로부터 충돌 접촉 시간동안 물체들의 변위, 속도, 가속도 및 접촉력의 변화 등을 구할 수 있게 된다. 차량 저속 추돌의 동적 응답을 구할 수 있는 비교적 간단한 비선형 충돌 모델은 기존의 강체 역학의 범주 내에서 시도되었던 충돌 동역학 해석과는 다르지만, 그 결과는 강체 역학 충돌 해석과도 상호 보완적으로 활용될 수 있다.¹⁰⁾

본 논문에서 제시하는 바와 같은 저속 충돌 모델은 특히 차량용 블랙박스(Event Data Recorder, EDR)¹¹⁾를 장착한 차량들 간의 충돌 사고 재구성에 직접 적용되어, 보다 신뢰도 있는 과학적 사고 조사를 가능하게 한다. 차량용 블랙박스는 충돌 사고를 자동으로 감지하여 충돌 전후 일정 시간 분량의 차량 가속도, 운전자의 각종 조작 상태 및 기타 여러 가지 유용한 신호들을 저장하는 장치이다. 이러한 장치에 저장된 정보 특히 가속도 신호들은 자동차 충돌 사고에 대한 연구에 있어서 과학적이고 정확한 재구성 해석¹²⁾을 가능하게 하며, 본 논문에서 제시하는 바와 같은 저속 추돌 모델의 활용도를 한층 높일 수 있다. 전통적인 사고 재현은 사고 현장에 남겨진 타이어 자국과 사고 차량의 파손 정도, 차량의

최종 정지 위치, 목격자 진술 등과 사고 재구성 해석을 위한 프로그램들을 활용하여 사고에 대한 정확한 분석과 재현을 하려는 노력이 이루어져왔다. 그러나 이러한 방법은 도로 상황, 차량 상태 등에 대한 불확실한 요소를 포함하고 있어 정확한 사고의 재구성에 많은 한계가 있다. 특히, 해석상 의미 있는 변형이 외관으로 잘 나타나지 않는 저속 추돌 사고¹³⁻¹⁵⁾의 경우에는 잦은 빈도임에도 불구하고 과학적인 원인 규명과 책임 소재의 구분이 특히 어렵다.

한편, 본 논문에서 제시하는 연구 결과는 자동차 사고 재구성 분야와 더불어 승객의 안전을 고려한 차량 설계와 해석을 망라하는 신차 개발 과정에서 충돌 실험 비용과 시간과 노력들을 절감시킬 수 있다. 차량 파손이 불가피하게 되어 비용 등이 과도하게 소모되는 실차 충돌 실험을 파손이 거의 없는 저속 충돌 실험으로 대체하고, 이 저속 충돌 실험 결과로부터 필요한 차량 충돌 특성을 도출할 수 있게 한다. 이를 통하여 차량의 중·저속 충돌 안전 특성을 제고할 수 있는 기본적인 설계 계수들을 얻을 수 있게 되어, 실차 충돌 실험 자체의 횟수를 줄일 수 있다.¹⁶⁾

2. 추돌 차량 운동방정식과 반발계수

우선, Fig. 1에 보여지는 것과 같은 100% 겹침(overlap) 차량 추돌 상황에 대하여 운동방정식들을 구하였다. 각 차량은 단일 자유도 시스템으로 고려하고, 차량들은 중앙 정렬되어 있는 것으로 가정하며 현가 효과는 무시한다. 한편, 노면으로부터 타이어에 전달되는 힘은 쿨롱 마찰의 형태로 고려한다. 그런데, PC-Crash나 HVE 등 기존의 자동차 충돌사고 해석 프로그램들을 포함한 통상적인 충돌 해석에서는 충돌동안 자동차들의 운동량이 보존된다고 가정하여, 충돌과정 중 타이어를 통해 전달되는 힘을 무시하고 있다.⁵⁾ 그러나, 본 연구에서는 충돌과

정 중 타이어를 통해 전달하는 힘을 고려한 해석을 수행함으로써, 충돌 시 브레이크 작동 여부 및 정도에 따른 제동 효과를 고려할 수 있게 된다.

Fig. 1에서처럼 질량 m_2 가 질량 m_1 의 후방과 충돌하며, 두 차량의 충돌 직전 속도는 각각 v_{10} 와 v_{20} 이고 $(v_{20} - v_{10}) > 0$ 이다. 충돌 접촉 시간 Δt 동안, 두 차량 사이에서는 초기 값이 0인 수평 접촉력 F_C 가 발생한다. 따라서, 각 질량에 대한 운동 방정식은 식 (1)로 쓸 수 있으며 F_C 에 대한 설명은 후술한다.

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_C - F_{B1} \tag{1a}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_C - F_{B2} \tag{1b}$$

식 (1)에서 x_1 과 x_2 는 각각 m_1 과 m_2 의 변위이고, F_{B1} 과 F_{B2} 는 각각 m_1 과 m_2 의 제동으로 인한 감속력이다. 식 (1)에서, 두 차량 간의 상대 변위 x_R 과 상대 속도 v_R 을 식 (2)와 같이 정의하면,

$$x_R = x_2 - x_1, v_R = \dot{x}_R = v_2 - v_1 = \dot{x}_2 - \dot{x}_1 \tag{2}$$

충돌 차량들에 대한 운동방정식은 식 (3)이 된다.

$$m_e \ddot{x}_R = -F_C - \frac{m_e}{m_2} F_{B2} + \frac{m_e}{m_1} F_{B1} \tag{3}$$

식 (3)에서 m_e 는 충돌하는 두 차량의 등가질량으로서 식 (4)로 표현한다.

$$m_e = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \tag{4}$$

한편, 제동력은 Fig. 2에서 볼 수 있는 것처럼 일정한 마찰계수 μ 를 가지는 순화 쿨롱 마찰력(smoothed Coulomb friction)으로 고려하면 식 (5)로 나타난다.

$$F_f = \text{sgn}(\dot{x}) \mu mg \quad |\dot{x}| \geq v_m \tag{5}$$

$$F_f = \mu mg \sin\left(\frac{\pi \dot{x}}{2v_m}\right) \quad |\dot{x}| < v_m$$

식 (5)에서 v_m 은 아주 작은 값으로, 시뮬레이션에서 적절한 값을 사용한다. 제동으로 인한 실제 감속력 F_B 는 일정한 마찰계수를 가지는 쿨롱 마찰력과 제동인자(braking factor)의 곱으로 설정한다. 제동인자는 실제 제동력과 가능한 최대 마찰력과의

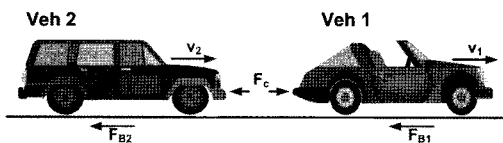


Fig. 1 Diagram of vehicles in rear-end impact

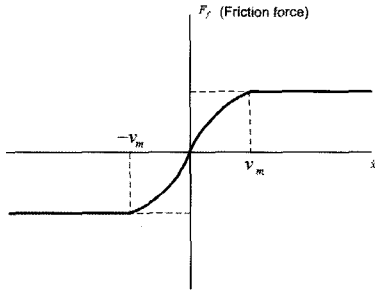


Fig. 2 Smoothed Coulomb's law for braking force

비로서 정의하며, 값의 범위는 0에서 1로 한다.¹⁾ $f_B = 0$ 은 바퀴가 순 구름 상태로서 제동이 전혀 걸리지 않은 것을 의미하고, 1인 경우에는 제동이 완전히 걸려 바퀴가 잠긴 상태를 나타낸다. 제동인자는 제동 여부 및 정도를 비롯한 사고 차량에 대한 여러 상황을 고려하여 적절히 결정하게 된다.¹⁾ 따라서, 차량에 적용되는 제동력은 식 (6)처럼 구해진다.

$$F_B = \text{sgn}(\dot{x}) f_B \mu_m g \quad |\dot{x}| \geq v_m \quad (6)$$

$$F_B = f_B \mu_m g \sin\left(\frac{\pi x}{2v_m}\right) \quad |\dot{x}| < v_m$$

운동에너지 손실 E_L 은 식 (7)로 나타나며, 에너지 소산 반발계수 e 는 식 (8)로 표현할 수 있다.

$$E_L = \frac{1}{2} m_e (v_{R0}^2 - v_{Rf}^2) \quad (7)$$

여기서,

$$v_{R0} = v_{20} - v_{10}, \quad v_{Rf} = v_{2f} - v_{1f}$$

$$e^2 = \frac{E_C - E_L}{E_C} = \frac{\text{elastic energy released during restitution}}{\text{elastic energy absorbed during compression}} \quad (8)$$

여기서,

$$E_C = \frac{1}{2} m_e v_{R0}^2 \quad (9)$$

식 (7)을 (8)에 대입하면, 100% 겹침 충돌 전후의 속도를 연관시키는 반발계수에 관한 기구학적인 관계식 (10)을 구할 수 있고, 결국 충돌 과정동안의 에너지 손실은 식 (11)로 나타낼 수 있다.

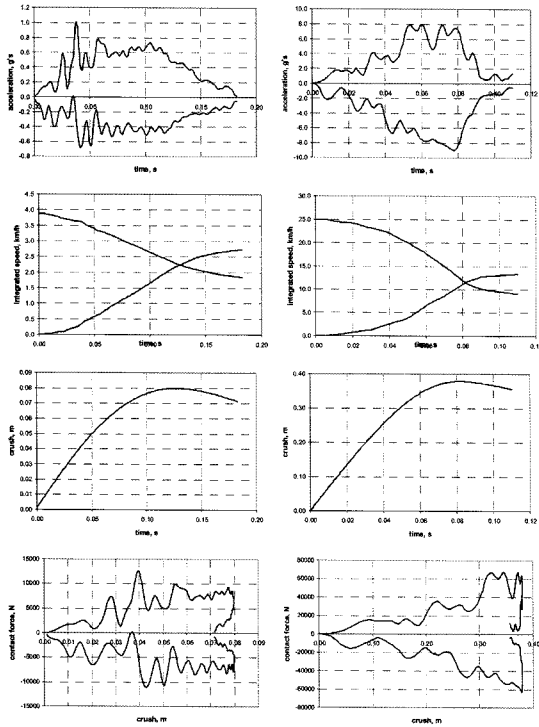
$$e^2 = \frac{v_{Rf}^2}{v_{R0}^2} \quad (10)$$

$$E_L = E_C (1 - e^2) = \frac{1}{2} m_e v_{R0}^2 (1 - e^2) \quad (11)$$

한편, 여러가지 차량 충돌 실험 데이터를 종합한 Antonetti의 연구 결과¹⁷⁾를 분석한 Brach¹⁸⁾에 따르면, 4.6 m/s (16.6 km/h) 이하의 저속 충돌에서 반발계수는 충돌 속도가 증가함에 따라 현저히 감소하긴 하나 상당히 산포되어 있어 곡선 적합식을 결정하는 것이 가능하지가 않다. 따라서, 저속 충돌의 경우 Vangi 등¹⁰⁾과 같이 실험식을 적용하여 반발계수를 추정하는 것이 유용하다고 여겨지지 않는다. 또한, 충돌 접촉시간 Δt 는 충돌 속도와 의미 있는 연관 관계가 발견되지 않았다고 보고되었다.

3. 연속 접촉력 모델과 충돌 계수 결정

Fig. 3은 각각 시속 3.88 km와 25 km의 100% 겹침 충돌 실험 결과들로서, 시간에 따른 가속도, 속도, 압괘(crush, 상대 변위)와 충돌 접촉력-압괘 관계를 보여주고 있다. Fig. 3에 보여지는 속도와 변위 그래프는 가속도 실험 데이터를 수치 적분하여 구한 것이며, 충돌 종료 시간은 충돌하는 두 차량의 가속도가 모두 0근처에 도달하는 시점으로 결정하였다. 이로부터 반발계수 e 는 각각 0.23과 0.17 그리고 충돌 접촉 시간 Δt 는 각각 0.183, 0.110 sec로 추정하였다. 충돌 실험 결과인 가속도 파형만 가지고 영구 변형(permanent deformation) 등을 산정하기가 가능하지 않으며, 압괘 그래프로부터 볼 수 있는 충돌 종료 시점에서의 상대 변위는 영구 변형이 아닌 동적 압괘(dynamic crush)이나, 본 연구에서는 후술하는 바와 같이 충돌 계수 추정의 편의상 영구 변형으로 고려하였다. 이와 같이 실험으로부터 구한 가속도 파형에, 정형화된 몇 가지 기본 수학 함수를 적용하여 관련 파형 계수들을 결정하는 실험적 충돌 모델도 Varat 등¹⁹⁾을 비롯한 많은 연구자들²⁰⁾에 의해 활용되어 왔으나, 모델 자체에 물리적인 의미를 두기 어려워 적용에 많은 한계를 가지게 된다. 한편, Fig. 3에 보여지는 것과 같은 차대차 충돌 실험 데이터의 확보가 실제로는 그리 용이하지 않으므로, Happer 등²¹⁾은 고정벽 충돌실험 데이터를 차대차 충돌 해석에



(a) 3.88 km/h closing speed (b) 25 km/h closing speed
 Fig. 3 Acceleration, velocity, crush, contact force

활용하는 방안도 제시한 바 있다.

전술한 바와 같이, 두 물체의 충돌 접촉동안 연속 접촉력을 포함하는 운동방정식으로부터 접촉 시간 동안 물체들의 변위, 속도 및 접촉력의 변화를 구할 수 있게 된다. 그런데, 이러한 동적 해석에서는 적절한 연속 접촉력 모델 구조의 설정이 중요하다. 현재 까지, 많은 연구자들에 의해 여러 가지 연속 접촉력 모델이 개발되어 왔다. 가장 간단한 것은 Kelvin-Voigt 모델²²⁾로 알려져 있으며 병렬로 연결된 선형 스프링과 댐퍼로 구성되어 있다. 그러나, 저속 충돌을 포함하는 충돌 동역학이 강한 비선형성을 가지고 있으므로 이러한 선형 모델의 활용이 부적절하다는 것은 많은 연구자들 사이에서 오랫동안 폭넓게 알려져 왔다. 특히, Ojalvo 등^{16,23)}의 저속 차량 충돌에 대한 선형 모델에서 볼 수 있는 것처럼, 충돌 개시점에서 불연속적이고 급격한 접촉력의 순간적 상승을 결과하게 되어 비현실적 모델이 된다. 선형 모델²⁴⁾의 또 다른 결함은 실제 실험 결과들에서 관측되지 않는 대칭 사인과 형태의 가속도 펄스를 결

과한다는 점이다. 이보다 더욱 개선된 것이 Hertz의 접촉력 모델²⁵⁾이다. 그러나, 이 모델은 그 자체로는 에너지 소산을 포함하고 있지는 않으므로 이를 포함하도록 다양하게 확장되어 활용되어 왔다. Hunt 등²⁶⁾은 Kelvin-Voigt 모델의 선형성이 가지는 문제를 제거하기 위해 이력 댐퍼(hysteresis damping)를 포함하는 비선형 모델을 제안하였다. 본 연구에서는 기본적으로 Hunt의 수법에 근거를 두지만, 실제 충돌 실험에서 구한 가속도 펄스의 형태에 부합하기 위해서 다소 복잡한 구조를 설정한다.

한편, 저속충돌의 경우에는 기존의 자동차 충돌-변형 이론에 근거한 충돌 계수에 대한 다양한 추정 방법들의 사용이 가능하지 않을 것이므로, 문제를 더욱 어렵게 한다. 그런데, 모델에 포함되어 있는 각종 계수들의 효과적인 추정 방법이 없는 당장의 실용적 적용에 한계가 따르게 되므로 충돌 계수들을 추정하는 해석적 방법을 제시한다.

Fig. 1의 충돌 상황에 대하여 두 차량 사이의 접촉력 F_C 를 선형 모델로 설정하면 식 (12)로 쓸 수 있으며, k_L 은 탄성계수이고 c_L 은 감쇠계수이다.

$$F_C = k_L x_R + c_L v_R \tag{12}$$

Hunt 등은 식 (13)에서 볼 수 있는 것처럼 충돌하는 두 물체의 상대 속도와 상대 변위의 곱에 비례하는 비선형 감쇄력을 제시하였는데, 이와 같이 설정하게 되면 식 (12)로 보여지는 선형 모델에서 충돌 개시점 초기속도로 인해 감쇄력이 순간적으로 상승하게 되는 잘못된 현상을 막을 수 있게 된다.

$$F_C = k x_R^a + d v_R = k x_R^a + c x_R^a v_R \tag{13}$$

여기서,

$$d = \text{damping coefficient} = c x_R^a$$

식 (13)에서 c 는 히스테리시스 감쇄계수 (hysteresis damping factor)로 정의한다. 그런데, Brach¹⁸⁾은 이와 같은 Hunt 모델을 변형하여 저속 충돌 모델로 구하였고, 시뮬레이션 해석과 실험 결과를 비교하는 과정 중에 압축구간과 반발 구간 동안의 감쇄력의 차이가 괄목함에 발견하였다. 따라서, 반발 구간 동안 감쇄계수의 값을 경과 시간에 따라 증가하는 추가적인 변수로 고려하여 문제를 해결하려 하였다.

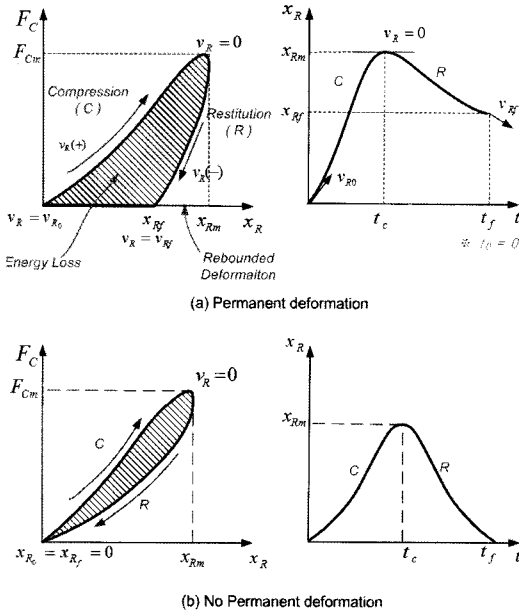


Fig. 4 Contact force and crush for low-speed impacts

본 연구에서는, Fig. 4에 나타나는 것처럼 충돌로 인한 영구 변형 x_{Rf} 가 없거나 무시할 수 있는 경우에는 식 (13)의 Hunt 모델을 채용하였다. 그런데, x_{Rf} 의 값을 무시할 수 없을 경우에는 반발구간에 대해서 압축구간과 다른 별도의 식을 구하여야 한다. 충돌하는 물체의 고유 탄성을 가능한 보존한다는 근거 하에, Fig. 5(a), (b)는 반발구간동안의 접촉력에 관한 표현식을 구하는 과정을 순차적으로 보여주고 있다. Fig. 5(a)에서 보여지는 과정은 식 (14a)로, 이어서 Fig. 5(b)의 과정은 식 (14b)로 나타난다.

$$F_C = (k + cv_R)(x_R - x_{Rf})^a \quad (14a)$$

$$F_C = (k + cv_R) \left(\frac{x_R - x_{Rf}}{1 - x_{Rf}/x_{Rm}} \right)^a \quad (14b)$$

따라서, 압축구간과 반발 구간에 대하여 각각 식 (15)와 (16)에서 보여지는 것과 같은 새로운 혼합 모델을 구할 수 있다.

• Compression Period ($0 \leq t \leq t_c$):

$$F_C = kx_R^a + cx_R^a v_R = (k + cv_R)x_R^a \quad (15)$$

• Restitution Period ($t_c < t \leq t_f$):

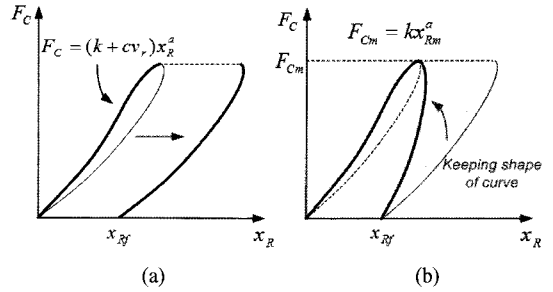


Fig. 5 Hybrid contact force model

$$F_C = (k + cv_R)x_{Rm}^a \left(\frac{x_R - x_{Rf}}{x_{Rm} - x_{Rf}} \right)^a \quad (16)$$

여기서, t_c 는 최대 압축 발생 시점이며 압축구간과 반발 구간을 경계하는 기준이다. 이때, 상대 변이 x_R 은 충돌 과정 동안 최대값 x_{Rm} 을 가지게 되며 두 차량의 상대속도 $v_R = 0$ 이 된다. 또한, 접촉력 F_C 는 최대 접촉력 F_{Cm} 을 가지게 되며 식 (17)로 나타난다.

$$F_{Cm} = kx_{Rm}^a \quad (17)$$

본 연구에서는 식 (1)로 구해진 운동방정식에 제동력에 관한 식 (6)과 차량간 충돌 접촉력에 관한 식 (15), (16)을 함께 사용하였다. 이러한 충돌 모델의 실용성을 확보하기 위해서는 접촉력에 관한 표현식에 포함되어 있는 비선형 탄성계수 k 와 감쇄계수 c 에 대한 추정이 용이해야 한다. 압축 구간동안 차량들의 변형에너지는 Fig. 4(a)로부터 식 (18)과 같이 근사하게 구할 수 있다.

$$E_C \cong \frac{1}{2} F_{Cm} x_{Rm} = \frac{1}{2} k x_{Rm}^{a+1} \quad (18)$$

식 (18)을 (9)와 함께 풀면 탄성계수 k 에 대한 추정을 식 (19)로 얻을 수 있다.

$$k = m_e \frac{v_{R0}^2}{x_{Rm}^{a+1}} \quad (19)$$

영구변형이 없는 충돌에 대한 Fig. 4(b)로부터 볼 수 있는 것처럼 운전회 감쇄로 인한 에너지 손실은 식 (20)으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} (E_L)_{damping} &= \oint c x_R^a v_R dx_R \\ &= 2 \int_0^{x_{Rm}} c x_R^a v_R dx_R = \frac{2}{3} \frac{c}{k} m_e v_{R0}^3 \end{aligned} \quad (20)$$

그리고, Fig. 4(a)처럼 영구 변형이 있는 경우에 대한 에너지 손실은 식 (20)으로 구해진 감쇄로 인한 손실과 아래 식 (21)로 나타나는 변형으로 인한 손실의 합으로 고려할 수 있으며 식 (22)에 나타난다.

$$(E_L)_{deformation} \cong \frac{1}{2} x_{Rf} F_{cm} = \frac{1}{2} k x_{Rf} x_{Rm}^a \quad (21)$$

$$E_L = (E_L)_{damping} + (E_L)_{deformation} \quad (22)$$

$$= \frac{2}{3} \frac{c}{k} m_e v_{R0}^3 + \frac{1}{2} k x_{Rf} x_{Rm}^a$$

식 (22)를 식 (11)과 함께 풀면 감쇄계수 c 를 식 (23)으로 구할 수 있다.

$$c = \frac{3k}{4v_{R0}} \left[(1 - e^2) - \frac{k x_{Rf} x_{Rm}^a}{m_e v_{R0}^2} \right] \quad (23)$$

식 (19)와 (23)으로 구한 표현은 각각 탄성계수 k 와 감쇄계수 c 의 추정식으로 활용한다.

4. 시뮬레이션 해석과 제동의 효과

차량의 저속 충돌 해석 및 재구성을 위한 시뮬레이션 프로그램은 윈도우즈 기반에서 엑셀 VBA로 제작하여, 입력 및 출력 데이터들을 가시적으로 보여주는 스프레드 시트에 매크로로 삽입하였다.

자동차 사고 해석 프로그램인 PC-Crash를 개발하여 판매하고 있는 DSD의 Steffan박사가 별도로 제공한 1998년도 충돌 실험 데이터²⁷⁾를 활용하여 본 논문에서 제시한 비선형 모델의 활용성을 검증하였다. Steffan박사가 제공한 DSD 13세트의 데이터들 중 Table 1에 보여지는 것처럼 100% 겹침 충돌 실험 8세트, 90% 겹침 충돌 실험 1세트 그리고 Brach¹⁸⁾이 Anderson 등³⁾으로부터 제공받아 해석에 사용한 별도의 실험 데이터 1세트를 활용하였다. Table 1에 보여지는 데이터 번호는 DSD와 Brach이 부여한 그대로 사용하였다. DSD 충돌 실험 데이터는 시속 3km (Crash 9)에서 시속 25km (Crash 2)까지 분포되어 있고, Brach 실험 데이터 (Test 1)는 DSD-Crash 9와 비슷한 정도인 시속 3.88km로 매우 낮다.

비선형계수 k 와 c 는 각각 식 (19)와 (23)을 활용하여 실험 데이터로부터 시뮬레이션 수행동안 반복 추정되며, 비선형 모델 지수 a 는 모델과 실험치에서 충돌 시간 동안의 가속도 값들을 비교하고 최소화

Table 1 Rear-end collision tests

Event	#	Target(1)		Bullet(2)		V_{R0}
		Model	m_1 (kg)	Model	m_2 (kg)	
DSD	Crash 1	Opel Kadett	890	Opel Senator	1425	18.0
	Crash 2	Opel Kadett	870	Fiat 127	710	25.0
	Crash 5	Opel Ascona	1060	VW Passat	1090	18.5
	Crash 6	VW Passat Kombi	1090	Saab 900	1200	17.0
	Crash 9	Mitsubishi Galant	1135	Mercedes W124	1420	3.0
	Crash 10	Mitsubishi Galant	1135	Mercedes W124	1420	7.5
	Crash 11	Mitsubishi Galant	1135	Opel Kadett E	895	23.0
	Crash 12	BMW 318i	1022	Volvo 242	1289	12.5
(90%)	Crash 13	BMW 318i	1022	Volvo 242	1289	16.0
Brach	Test 1	Dodge Shadow	1287	Pontiac Bonneville	1637	3.88

승법을 활용하여 식 (24)로 나타나는 Q 가 최소가 되도록 하여 Table 2에 보여지는 것처럼 구하였다.

$$Q = \sum_n [(\dot{v}_1 - \dot{v}_{1exp})^2 + (\dot{v}_2 - \dot{v}_{2exp})^2] \quad (24)$$

식 (24)로 나타나는 성능지표를 사용하면 가속도 파형이 실제 테스트와 가장 근접하고 가속도 파형 아래의 면적 즉 충격량이 가장 근사한 지수를 고를 수 있게 된다. Table 2에서 보여지는 것처럼, 지수 a 는 대략 100% 겹침 충돌의 경우 0.86-1 사이의 값으로 나타났다. 그리고, 식 (16)에 근거하면 영구 변형이 있는 충돌의 경우 상대 변이 $x_R = x_{Rf}$ 일 때 시뮬레이션은 정지되어 항상 테스트 값과 일치하게 된다.

Fig. 6은 실험 케이스들에 대하여 충돌하는 두 차량의 가속도 파형을 보여주고 있다. 점선은 실제 실험에서의 파형이고, 가는 실선이 시뮬레이션 결과이며 비교적 좋은 일치를 보여주고 있다. 굵은 실선은 제동을 고려한 시뮬레이션 해석 결과로 다음쪽에서 설명된다. 충돌 모델에서 가속도 파형 자체는 접촉력의 변화를 의미하고, 아래의 면적은 충격량을 정의하므로 중요한 의미를 가진다.

Table 2 Summary of rear-end collision simulation results

#	a	k	c	e		Δt (sec)		ΔV_1 (m/s)		ΔV_2 (m/s)		x_{rm} (m)		a_{peak} (g)	
				Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	a ₁	a ₂
Crash 1	0.88	1.29E+05	1.00E+03	0.145	0.166	0.150	0.109	3.09	3.59	-2.64	-2.24	0.303	0.289	4.98	-3.11
Crash 2	0.87	1.16E+05	3.77E+02	0.167	0.124	0.110	0.094	3.71	3.51	-4.39	-4.30	0.379	0.363	5.61	-6.88
Crash 5	0.96	1.94E+05	1.42E+03	0.183	0.246	0.120	0.099	2.96	3.25	-3.12	-3.16	0.263	0.257	5.08	-4.94
Crash 6	0.90	1.65E+05	1.52E+03	0.239	0.273	0.130	0.108	2.91	3.15	-2.94	-2.86	0.260	0.249	4.42	-4.01
Crash 9	0.86	1.03E+05	1.39E+04	0.277	0.385	0.180	0.136	0.59	0.64	-0.47	-0.51	0.053	0.049	0.70	-0.56
Crash 10	0.94	1.70E+05	2.35E+03	0.180	0.211	0.140	0.105	1.39	1.40	-1.07	-1.12	0.116	0.113	2.07	-1.66
Crash 11	0.97	1.09E+05	4.61E+02	0.331	0.313	0.138	0.128	4.09	3.70	-4.42	-4.69	0.405	0.385	4.34	-5.50
Crash 12	1.00	1.65E+05	1.39E+03	0.186	0.251	0.150	0.115	2.00	2.42	-2.12	-1.92	0.204	0.202	3.33	-2.64
Crash 13	0.75	1.41E+05	2.98E+03	0.315	0.351	0.150	0.108	2.89	3.35	-2.96	-2.66	0.236	0.211	4.40	-3.49
Test 1	0.94	1.13E+05	3.87E+03	0.225	0.267	0.183	0.145	0.76	0.77	-0.56	-0.60	0.080	0.078	0.81	-0.64

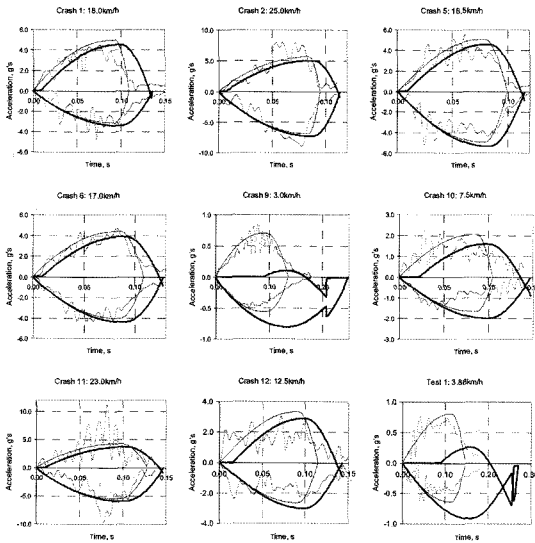


Fig. 6 Nonlinear model results compared to experimentally measured acceleration

Table 2와 Fig. 6에서 볼 수 있는 것처럼 충돌 접촉 시간 Δt 가 시뮬레이션의 경우 작게 나타나며 비교적 오차가 크다. 이는 영구 변형 x_{Rf} 가 실제보다 과도하게 평가된 것에 근거한다. 실험상의 변위 데이터는 차량에 탑재한 가속도계로부터 측정된 가속도량을 적분하여 구해진 것으로 실제 영구 변형량을 구할 수 없으며, 본 연구에서는 실험상 충돌 분리 시간에서의 상대 변위를 x_{Rf} 로 설정하였다. Δt 는 x_{Rf} 에 따라 매우 민감하게 변화하며, x_{Rf} 를 변화시켜 Δt 를 일치 시킬 수도 있다. 그러나, 이런 경우 반발 계수가 과도하게 증가되며 사고 재구성 조사에서 가장 주요한 변수들 중의 하나인 ΔV 가 과대 평가

되어 탑승객의 부상이 과장될 우려가 크다. 따라서, 본 모델에서 제시하는 충돌 접촉 시간은 실제보다 다소 축소됨을 고려하여야 한다. 한편, 90% 겹침 충돌(Crash 13)의 경우에도 비교적 무난한 결과를 얻을 수 있었으나, 지수 a 가 가장 작은 값인 0.75로 구해진 것이 차별적으로 보인다.

식 (13)으로 주어지는 Hunt의 충돌 접촉력을 압축 구간과 반발 구간 모두에 적용하는 비선형 모델의 경우 반발계수가 과도하게 추정되고, ΔV 에서의 오류가 심각하나, 본 논문에서 제시하는 하이브리드 모델의 경우 비록 충돌 접촉 시간에서의 오차는 다소 증가하였지만 시속 5km 이하를 포함한 모든 충돌 실험 케이스들에 대하여 반발 계수 및 ΔV 에서 좋은 일치를 보여줌으로써, 충돌 사고 해석에 훨씬 효과적일 것으로 여겨진다. 또한, Table 2의 마지막 두 열의 값들은 충돌 접촉동안 두 차량의 최대 가속도를 시뮬레이션 해석에 의해 계산한 것들이다. 충돌 실험으로부터 혹은 사고 차량에 장착된 블랙박스로부터 추출한 가속도 데이터는 가속도 센서가 장착된 부근의 구조 진동 및 센서 잡음 등으로 노이즈 등이 포함¹¹⁾되므로 이들로부터 최대 가속도를 직접 추정하기 보다는, 본 논문에서 제시하는 것과 같은 시뮬레이션 해석으로부터 얻는 것이 보다 정확하고 용이할 수 있어, ΔV 와 함께 탑승객의 부상 정도를 예측하는데 효과적으로 활용할 수 있다.

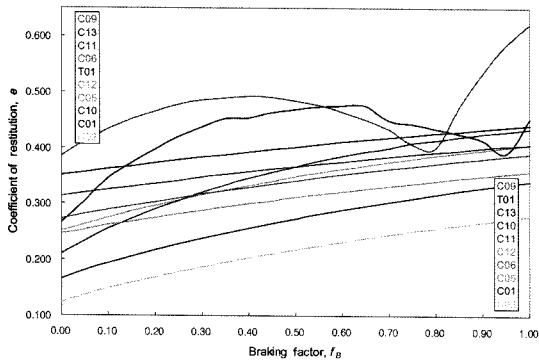
Vangi 등¹⁰⁾도 DSD 실험 데이터를 활용하였는데, 그들이 개발한 모델의 시뮬레이션 해석 결과를 실험 결과와 제대로 비교하지 않았다. 단지, 한가지 케이스(Crash 2)에 대해서 ΔV , Δt , x_{Rf} , e 만 비교하였

으며 가속도 파형의 비교도 제시하지 않았다. 다른 케이스의 실험 결과와의 비교에 대해서도 전혀 언급하지 않고, 단지 제동 인자나 충돌 속도를 변화 시킨 시뮬레이션 해석 결과만을 제시하였다.

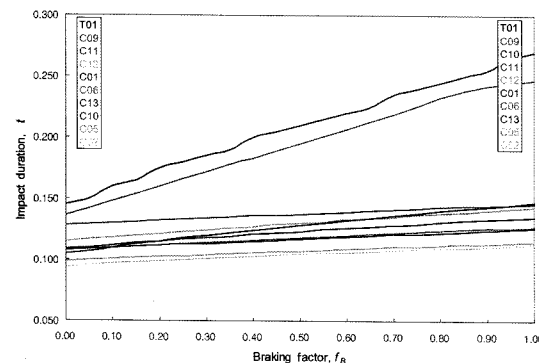
저속 충돌에서 제동력의 고려는 중요하다. Fig. 7은 제동인자 f_B 의 변화에 따른 반발계수와 충돌 접촉 시간의 변화를 주어진 추돌 테스트 전체에 대하여 구한 결과를 보여주고 있다. 여기서, 마찰계수는 정상 타이어와 아스팔트 노면 사이의 값인 0.95로 하였고 피추돌 차량(Target vehicle)에만 제동이 걸리는 것으로 하였다. Vangi 등의 경우에는 추돌 차량(Bullet vehicle)에만 제동력을 적용하였는데, 이는 실제 사고 상황을 고려한 관점이나 시뮬레이션 해석의 유용성 측면에서 모두 적절하지 않은 것으로 받아들여진다. 제동 정도의 변화 즉 제동인자 f_B 의 변화에 따른 차체의 탄성 및 감쇄계수들의 변화는 무시할 수 있는 것으로 가정하였다. Fig. 7에서 볼 수

있는 것처럼 시속 5 km 이하의 저속 충돌 (Crash 9, Test 1)을 제외하고는 제동인자 f_B 의 증가에 따라 반발계수와 충돌 접촉 시간 모두 단조 증가하였다. 단, 시속 5 km 이하의 저속 충돌에서 반발계수의 변화가 굴곡을 포함함이 특이하다. 따라서, 제동이 있는 시속 5 km 이하의 저속 충돌의 경우에는 충돌 해석에 유의해야 할 것이다. Brach¹⁸⁾은 시속 5 km 이하의 저속 충돌 실험 케이스 한가지를 해석하면서, 제동의 증가와 함께 충돌 접촉 시간은 증가하고 반발계수는 감소한다고 하였는데, 이는 특정한 영역에서만 사실이란 것을 확인할 수 있다. 또한, Fig. 7(a), (b)의 양쪽에 있는 글상자는 f_B 가 0 그리고 1일 때 각각의 범례를 크기 순서대로 배열한 것이다. 반발계수와 충돌 접촉 시간 모두 f_B 가 0과 1일 때의 순서가 Crash 10의 한 경우를 제외하고는 그대로 유지가 되었다. Fig. 6에서 굵은 실선은 피추돌 차량에 $f_B=1$ 의 완전 제동이 걸린 경우 시뮬레이션 해석에 의해 추정된 두 차량의 가속도 파형이다.

Fig. 8은 f_B 가 0(가는 실선) 그리고 1(굵은 실선)일 때의 추돌하는 두 차량의 시간에 따른 속도 변화들을 보여주고 있다. 제동시에 비제동시보다 추돌 차량의 경우 ΔV 가 증가(즉, 속도 감소가 증가)하고, 피추돌 차량의 경우에는 감소(즉, 속도 증가가 감소)한다. 또한, 시속 5km 이하의 저속 충돌인 두 케이스



(a) Coefficient of restitution



(b) Impact duration

Fig. 7 Increase of e and Dt with the braking force

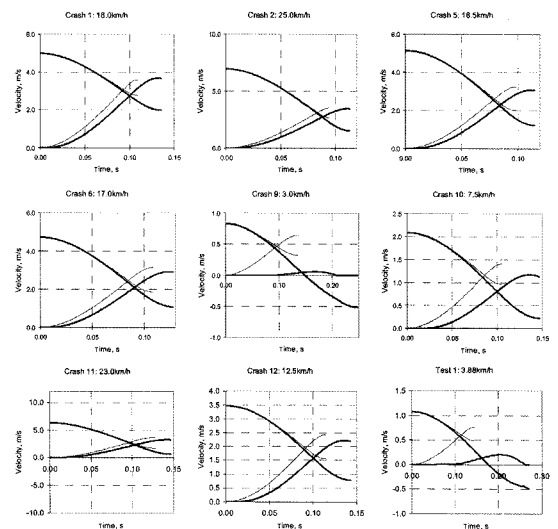


Fig. 8 Simulated vehicle speeds with a fully-braked and no-braked target vehicle

이스(Crash 9, Test 1)는 제동인자의 증가에 따라 충돌 접촉 시간이 현저하게 증가하게 되며(Fig. 7), 충돌 차량의 속도의 부호가 바뀌는 상황에 까지 이르게 됨이 특이하다. 이와 같은 사실은 이미 Brach¹⁸⁾과 Anderson 등³⁾에 의해 보고된 바 있다. 또한, 피추돌 차량의 ΔV 도 현저히 감소하여 0에 가깝다. 그러나, 제동이 있는 경우 시속 5km 이하의 저속 추돌 시물레이션 해석 결과는 Fig. 6-8에서 보는 바와 같이 매우 복잡하여, 그 정확성을 확인하기가 어렵다.

5. 결론

본 연구에선 첫째, 자동차 충돌 사고에서 가장 빈번하고 부상의 빈도도 가장 큰 저속 추돌을 해석하기 위하여 충돌 과정의 압축구간과 반발 구간에 대하여 각각 다른 형태의 접촉력을 사용하는 비선형 혼합 모델을 제시하였다. 둘째, 개발한 모델의 실용성을 확보하기 위하여, 모델에 포함된 주요 충돌 계수들을 효과적으로 추정하는 방법들도 함께 구하였다. 셋째, 윈도우즈 기반에서 엑셀 VBA로 제작한 저속 충돌 해석 및 재구성을 위한 시물레이션 프로그램을 작성하여 접촉 시간동안 물체들의 변위, 속도 및 접촉력의 변화를 구하였으며, 특히 사고 해석 분야의 활용성 관점에서 실차 실험 결과들과 좋은 일치를 보여주었다.

본 논문에서 제시하는 저속 추돌 모델은 제동력을 포함한 시물레이션이 가능하도록 하였다. 시물레이션 해석 결과는 저속 추돌에서 제동력의 영향을 무시할 수 없으며 제동력의 증가와 함께 반발계수 및 충돌 접촉 시간 모두가 증가하지만 시속 5 km 이하의 저속 충돌에서는 그렇지 않은 영역이 존재함을 보여 주었다. 제동력의 효과를 고려하는 것은 저속 추돌에서 특히 중요하고, 자동차 충돌 사고 재구성 해석에도 보다 정확하고 과학적인 결과를 얻을 수 있게 한다. 그리고, 실제 충돌 실험 결과 또는 차량용 블랙박스로부터 얻는 가속도 데이터로부터 최대 가속도를 직접 추출하기 보다는, 시물레이션 해석 모델로부터 얻는 것이 보다 의미있고 용이할 수 있어, ΔV 와 함께 탑승객의 부상정도를 예측하는데 효과적으로 활용할 수 있다.

후 기

이 논문은 2004년도 한국학술진흥재단 지원(KRF-2004-041-D00035)에 의하여 연구되었음.

References

- 1) I. Han and S. Park, "Inverse Analysis of Pre- and Post-Impact Dynamics for Vehicle Accident Reconstruction," *Vehicle System Dynamics*, Vol.36, No.6, pp.413-433, 2001.
- 2) P. H. Rast and R. E. Stearns, *Low-Speed Automobile Accidents: Investigation and Documentation*, 2nd ed., Lawyers & Judges Pub. Co., Inc., 2003.
- 3) R. D. Anderson, J. B. Welcher, T. J. Szabo, J. J. Eubanks and W. R. Haight, "Effect of Braking on Human Occupant and Vehicle Kinematics in Low Speed Rear-End Collisions," SAE 980298, 1998.
- 4) G. P. Siegmund and B. E. Heinrichs, "The Neck Injury Criterion (NIC) Correlates Better with Collision Acceleration than Speed Change," *International Congress on Whiplash Associated Disorders*, Berne, Switzerland, 2001.
- 5) I. Han, "Impact Analysis for Vehicle Accident Reconstruction," *Transactions of KSAE*, Vol.6, No.2, pp.178-190, 1998.
- 6) A. L. Cipriani, F. P. Bayan, M. L. Woodhouse, A. D. Cornetto, A. P. Dalton, C. B. Tanner, T. A. Timbario and E. S. Deyeri, "Low Speed Collinear Impact Severity: A Comparison between Full Scale Testing and Analytical Prediction Tools with Restitution Analysis," SAE 2002-01-0540, 2002.
- 7) G. P. Siegmund, D. J. King and D. T. Montgomery, "Using Barrier Impact Data to Determine Speed Change in Aligned, Low-Speed Vehicle-to-Vehicle Collisions," SAE 960887, 1996.
- 8) G. P. Siegmund, M. N. Bailey and D. J. King, "Characteristics of Specific Automobile Bumpers in Low-Velocity Impacts," SAE 940916, 1994.

- 9) H. M. Lankarani and P. E. Nikravesh, "Continuous Contact Force Models for Impact Analysis in Multibody Systems," *Nonlinear Dynamics*, Vol.5, pp.193-207, 1994.
- 10) M. Mastandrea and D. Vangi, "Influence of Braking Force in Low-Speed Vehicle Collisions," *Journal of Automobile Engineering*, Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D, Vol.219, No.2, pp.151-164, 2005.
- 11) W. Lee and I. Han, "Development and Test of a Motor Vehicle Event Data Recorder," *Journal of Automobile Engineering*, Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D, Vol.218, No.9, pp.977-985, 2004.
- 12) K. Yang, W. Lee and I. Han, "Compensation of Errors on Car Black Box Records and Trajectory Reconstruction Analysis," *Transactions of KSAE*, Vol.12, No.6, pp.182-190, 2004.
- 13) J. M. Lawrence, C. C. Wilkinson, D. J. King, B. E. Heinrichs and G. P. Siegmund, "The Accuracy and Sensitivity of Event Data Recorders in Low-Speed Collision," SAE 2002-01-0679, 2002.
- 14) C. C. Wilkinson, J. M. Lawrence, B. E. Heinrichs and G. P. Siegmund, "The Accuracy of Crash Data Saved by Ford Restraint Control Modules in Low-Speed Collisions," SAE 2004-01-1214, 2004.
- 15) C. C. Wilkinson, J. M. Lawrence, B. E. Heinrichs and D. J. King, "The Accuracy and Sensitivity of 2003 and 2004 General Motors Event Data Recorders in Low-Speed Barrier and Vehicle Collisions," SAE 2005-01-1190, 2005.
- 16) I. U. Ojalvo and E. C. Cohen, "An efficient Model for Low Speed Impact of Vehicles," SAE 970779, 1997.
- 17) V. W. Antonetti, "Estimating the Coefficient of Restitution of Vehicle-to-Vehicle Bumper Impacts," SAE 980552, 1998.
- 18) R. M. Brach, "Modeling of Low-Speed, Front-to-Rear Vehicle Impacts," SAE 2003-01-0491, 2003.
- 19) M. S. Varat and S. E. Husher, "Vehicle Impact Response Analysis Through the Use of Accelerometer Data," SAE 2000-01-0850, 2000.
- 20) Huang, M., *Vehicle Crash Mechanics*, CRC Press, Boca Raton, FL, 2002.
- 21) A. J. Happer, M. C. Hughes, M. D. Peck and S. M. Boehme, "Practical Analysis Methodology for Low Speed Vehicle Collisions Involving Vehicles with Modern Bumper Systems," SAE 2003-01-0492, 2003.
- 22) W. Goldsmith, *Impact: The Theory and Physical Behavior of Colliding Solids*, Edward Arnold Pub. Ltd., London, 1960.
- 23) I. U. Ojalvo, B. E. Weber, D. A. Evensen, T. J. Szabo and J. B. Welcher, "Low Speed Car Impacts with Different Bumper Systems: Correlation of Analytical Model with Tests," SAE 980365, 1998.
- 24) S. H. Zhu, S. Zwiebel and G. Bernhardt, "A Theoretical Formula for Calculating Damping in the Impact of Two Bodies in a Multibody System," *Journal of Automobile Engineering*, Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D, Vol.213, No.9, pp.977-985, 2004.
- 25) H. Hertz, *Miscellaneous Papers*, London, Macmillan, 1896.
- 26) K. H. Hunt and F. R. E. Crossley, "Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact," *ASME Journal of Applied Mechanics*, pp.440-445, 1975.
- 27) G. Steffan, *DSD Easter Seminar Crash Tests*, DSD, 1998.