

衝突荷重制御構造による 乗員減速度制御の実車適用の試み

An Application of Occupant Deceleration Control
by the Crash Load Control Structure to an Actual Vehicle

本 澤 養 樹* 亀 井 孝 博*
Yasuki MOTOZAWA Takahiro KAMEI

要 旨

衝突時の乗員の胸部減速度低減に対する、数式解に基づく最適車体減速度波形を、近似的に創出する手段として、車体変形モードによって衝突荷重を制御する構造を考案し、この概念を実際の車体構造に適用した。

ABSTRACT

In order to reduce the maximum value of the occupant deceleration in a vehicle crash, a body structure was devised to approximate the optimal vehicle deceleration wave form by utilizing the difference of the deformation mode of the body. This concept of structure was successfully applied to an actual vehicle.

1. まえがき

車輛の衝突安全性能において、生存空間の確保と傷害値低減との両立をはかる上で、衝突時の車体減速度の時間的变化(以下、車体減速度波形と記す)の最適化は、重要な課題の一つである。従来の研究においては、主に感度解析の手法による最適化が行われてきたが^{(1), (2)}、筆者らは2質点モデルを用いた数学的検討により、乗員の胸部減速度に対する最適車体減速度波形の数式解を導出し、一般化を行なった⁽³⁾。これらの数式解は初期の高い減速度、中期の低い、または負の減速度、後期の一定な減速度の三つの部分で構成されるのが共通の特徴である。

しかしながら一般に車体減速度を決定するのは車体質量に加わる衝突時の車体構造の変形荷重であり、変形荷重は車体変形量に従い増加するので、衝突初期の減速度に対して衝突中期に減速度を減少させることは難しい。そこで変形モードによる荷重特性の違いを利用して衝突中期の衝突荷重を減少させ、近似的に最適車体減速度波形を創出する原理モデルを考案し、さらに本モデルの実際の車体構造への適用について検討を行なった。

2. 最適車体減速度波形の数式解

乗員減速度の最大値を最小にするような車体減速度波形について、筆者らは過去に Fig.1 に示すような2質点モデル

を用いて数学的検討を行い、遷移関数の概念を導入して最適車体減速度波形の数式解を得た⁽³⁾。

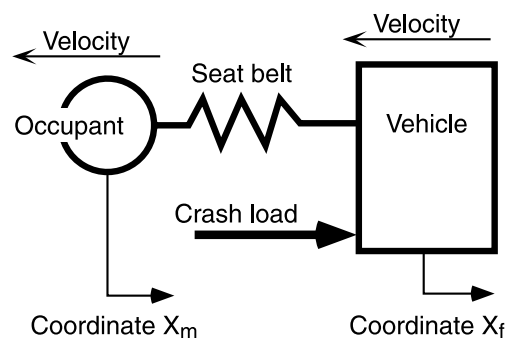


Fig.1 One-dimensional two-mass model

遷移関数とは、衝突開始後の短い一定の制御時間で完全なライドダウン状態になるような最適乗員減速度波形である。この解は一つではなく、(1)(2)(3)式に示す基本的な3種類の遷移関数にそれぞれ対応する3種類の最適車体減速度波形の基本型((4)(5)(6)式に示す)が存在する。 X_m が乗員の、 X_f が車体の座標を示す。ここでは制御時間の終わりの時刻 t_c のかわりに遷移速さ $\gamma = \pi/t_c$ を用いて表わしている。また $t = t_c$ 以降はいずれの減速度波形も一定値 C となる。

$$\ddot{X}_m = -C \left[\frac{\gamma}{\pi} \right]^3 \left[2t - 3 \frac{\pi}{\gamma} \right] t^2 \quad [\text{ベキ多項式形遷移関数}] \quad (1)$$

$$\ddot{X}_m = \frac{C}{2} (1 - \cos \gamma t) \quad [\text{コサイン形遷移関数}] \quad (2)$$

$$\ddot{X}_m = C \frac{\gamma}{\pi} \left[t - \frac{1}{2\gamma} \sin 2\gamma t \right] \quad [\text{サイン形遷移関数}] \quad (3)$$

$$\ddot{X}_f = -C \left[\frac{\gamma}{\pi} \right]^3 \left\{ \left[2t - 3 \frac{\pi}{\gamma} \right] t^2 + \frac{6}{\omega^2} \left[2t - \frac{\pi}{\gamma} \right] \right\} \quad [\text{ベキ多項式形}] \quad (4)$$

$$\ddot{X}_f = \frac{C}{2} \left\{ 1 + \left[\frac{\gamma^2}{\omega^2} - 1 \right] \cos \gamma t \right\} \quad [\text{コサイン形}] \quad (5)$$

$$\ddot{X}_f = C \frac{\gamma}{\pi} \left\{ t + \left[\frac{4\gamma^2}{\omega^2} - 1 \right] \frac{1}{2\gamma} \sin 2\gamma t \right\} \quad [\text{サイン形}] \quad (6)$$

これらの波形を Fig.2 に示す。最適車体減速度波形は関数形によってそれぞれ異なった曲線の形を示すが、いずれも初期の高い減速度、中期の負の減速度、後期の一定減速度の3部分で構成されているのが共通の特長である。

3. 衝突荷重制御構造の検討

3.1. 目標車体減速度波形の検討

Fig.2 に示した車体減速度波形を実際の目標車体減速度波形として考えた場合、課題となるのが衝突中期の減速度波形の創出である。一般に衝突時の車体減速度は、車体質量に加わる車体の変形荷重(衝突荷重)によって発生するので、衝突荷重の方向は速度方向と逆の向きに限られ、しかも変形の進行に従って増加する傾向にある。このため従来の車体構造において衝突中期に低い減速度を安定的に発生させることは困難である。さらに、負の減速度を発生させるためには、車体質量に対する衝突荷重の方向を反対にする必要があるので、車体構造によって実現することはさらに難しいと考えられる。

しかし例えば(5)式に示したコサイン型車体減速度波形の数式解において、現実的な数値として $\omega = 701/\text{s}$, $C = 400\text{m/s}^2$ とした場合、制御時間 t_c を 35ms 以上に設定すれば、Fig.3 に示すように車体減速度波形の負の領域が消滅する。

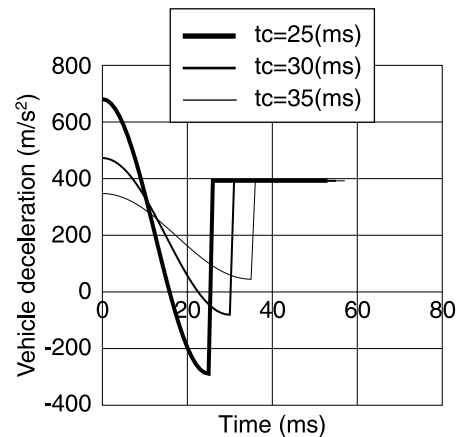


Fig.3 Deceleration curves for various t_c values

このような車体減速度波形を目標の波形と考えると、衝突荷重を衝突中期に減少させるような制御が可能であれば、実際に車体減速度波形を目標に近づけることが可能である。

また、それぞれの異なる関数形による数式解の線形和も数式解となりうるので、最適減速度波形は3部分で構成される共通の特長を持ちながら、さまざまな曲線の形をとるうと考えられる。このためステップ的に変化するような減速度波形も近似的な最適減速度波形となりうる。従って衝突荷重を必ずしも連続的に制御する必要はなく、衝突中期に衝突荷重を減少させる何らかの手段は車体減速度波形の最適化に対して有効であると考えられる。

そこで目標車体減速度波形を、コサイン型を基本とした初期の高い一定減速度、中期のほぼゼロの一定減速度、後期のCなる値の一定減速度からなる現実的な近似最適車体減速度波形とし、この波形の創出手段として、衝突荷重を車体構造によって制御する方法について検討を行なった。

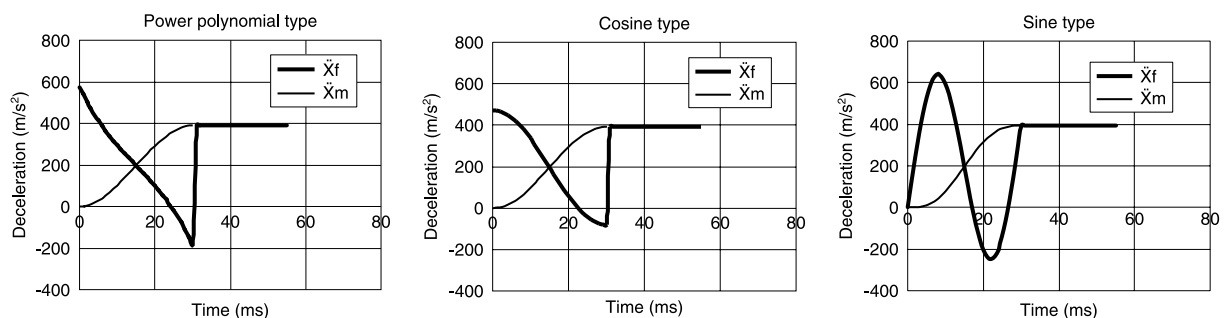


Fig.2 Wave forms of the mathematical solutions to the transient function forms

3.2. 変形モードによる衝突荷重制御の着想

衝突荷重の制御にはいくつかの方法が考えられる。Fig.4 に荷重制御構造の基本構想を示す。既存の車体構造への適合性を考慮した場合、なるべく機械要素を用いない方法が望ましい。そこで、これらの中から変形モードによる荷重特性の違いを利用する方法に着目した。

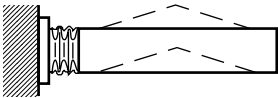
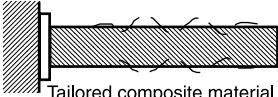
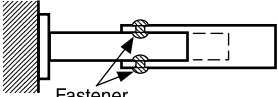
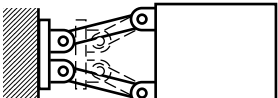
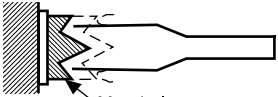
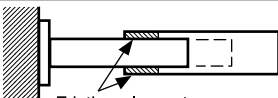
Control method	Basic construction
Combination of axial collapse and bending	
Controllable axial collapse	 Tailored composite material
Breakable fastener	 Fastener
Variation of the cosine component (geometry)	
Variation of the cross-sectional area	 Mandrel
Variation of the friction factor (from static to dynamic)	 Friction element

Fig.4 Methods for controlling the crash load

一般の自動車において衝突荷重を発生させる車体構造はフロントサイドメンバなどの金属の中空はり部材であり、荷重を発生する際に圧縮崩壊(圧壊)か、または曲げ変形を生じている。圧壊の場合は安定してほぼ一定の荷重を発生するが、これに対し曲げ変形の場合は最大荷重を過ぎると急激に荷重は減少する。従って曲げ変形への移行を制御できれば、衝突中の任意の時刻に荷重を減少させることができる。これには Fig.5 に示すようにいくつかの方法が考えられる。ここでは最も簡単な構造として、圧壊部分と曲げ部分とを直列に組み合わせ、圧壊部分の発生荷重と曲げ部分の最大荷重とに差を設けることによって、衝突初期に大きな荷重を一定時間持続した後に急激に荷重が減少するような構造を検討した。

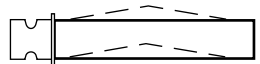
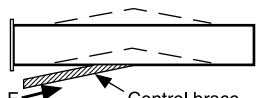
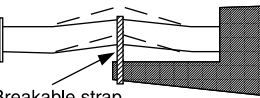
Control method	Basic construction
Difference in the maximum load between axial collapse and bending	
Control brace	 Control brace F
Breakable strap	 Breakable strap

Fig.5 Methods for controlling the transition to bending deformation

3.3. 衝突荷重制御構造の原理モデル

Fig.6 に考案した衝突荷重制御構造の原理モデルを示す。この原理モデルはフロントサイドメンバを想定した中空のはり部材であり、先端部の圧壊部分と中央部の曲げ部分で構成されている。圧壊部分には規則的な座屈変形を誘起するために、応力集中形状が設けられている。曲げ部分の中央には曲げ変形を安定させるために、ごく小さい角度の曲げ形状が設けられている。それぞれの断面は、圧壊部分の変形荷重が曲げ部分の最大荷重よりもわずかに小さくなるよう設定されている。

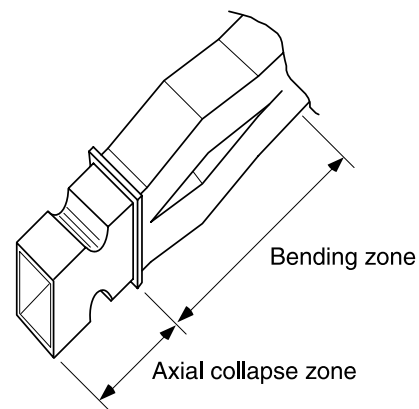


Fig.6 Fundamental model of a crash load control structure

Fig.7 に原理モデルの変形プロセスを示す。Fig.7-A に第1段階を示す。まず応力集中形状によって衝突開始直後に圧壊部分に変形を開始する。圧壊部分は変形開始後、ほぼ一定の荷重を安定して発生するが、規則的な座屈変形が圧壊部分全体に進むと荷重は増加するので、やがて曲げ部分の最大荷重に達する。Fig.7-B に第2段階を示す。曲げ部分は、最大荷重を過ぎるとすぐに大きく屈曲し、荷重は数分の1に下降する。Fig.7-C に第3段階を示す。曲げ変形

が進行すると梁体が底付きするので、衝突後期では再び荷重が増加する。

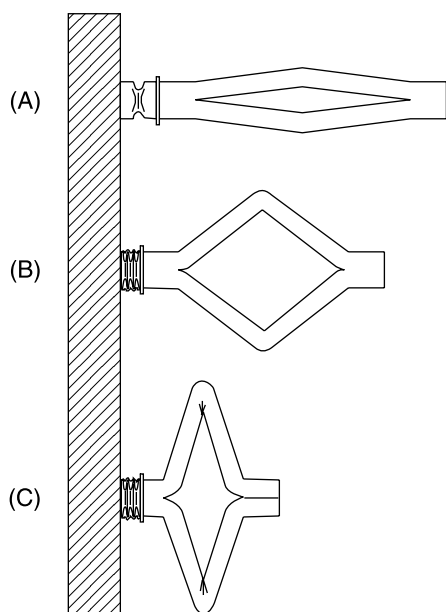


Fig.7 Deformation process in the fundamental model

Fig.8 は、原理モデルを基にした有限要素モデルを作成し、シミュレーションによって衝突荷重の時間変化を求めた結果を示す。シミュレーションにおいては車両に相当する質量をはりの後端に付加し、初速 15.56m/s を与えて剛体壁に衝突させ、梁はりの後端に発生する荷重を求めた。グラフは衝突初期の大きな荷重の一定時間持続、中期における荷重の減少、後期の荷重の再上昇を示しており、原理モデルによる衝突荷重の制御が確認できた。この結果から、実際の車両において、従来の車体構造に大きな変更を加えなくとも、目標車体減速度波形に近い減速度を実現する可能性があることがわかった。

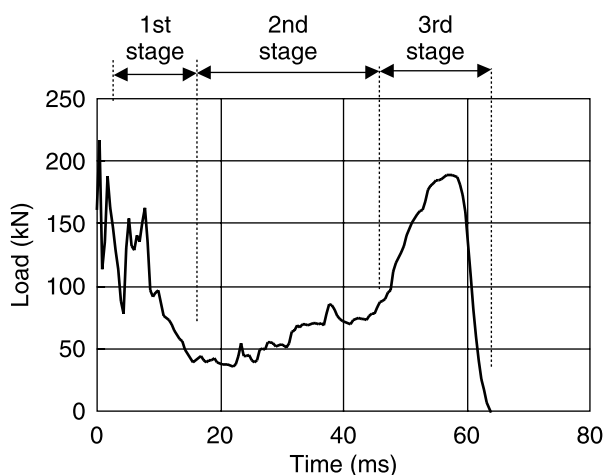


Fig.8 Change in crash load over time for the fundamental model

4. 実際の車体構造における衝突荷重制御の検討

3章の Fig.6 に示した原理モデルはきわめて単純な構造であるが、実際の車体においては、通常はフロントサイドメンバの水平部分のほぼ中間にエンジンマウントが設けられるので、この部分の曲げ変形はエンジン及び変速機の質量によって抑制される。従って特に小型車においては、フロントサイドメンバの水平部分に、原理モデルのような形状の曲げ部分を設ける事は設計上難しい。そこで従来の車体構造の車室とフロントサイドメンバ後部の結合部分にある既存の曲がり形状を曲げ部分として利用し、この部分の最大変形荷重をフロントサイドメンバの圧壊荷重よりわずかに大きくすることによって、原理モデルと同様に機能させることを試みた。

Fig.9 にこの考え方を導入して車体減速度の制御を行なった量産小型車の構造を示す。この例では車体構造をほとんど変えることなく、バリア衝突テストにおけるダミー胸部減速度を減少させることができた(Fig.10)。なお、量産された実際の車両においてはエアバッグおよび、ロードリミッタ付シートベルトプリテンショナを併用することによって、さまざまな衝突モードに対応して乗員傷害値の低減を行なっている。

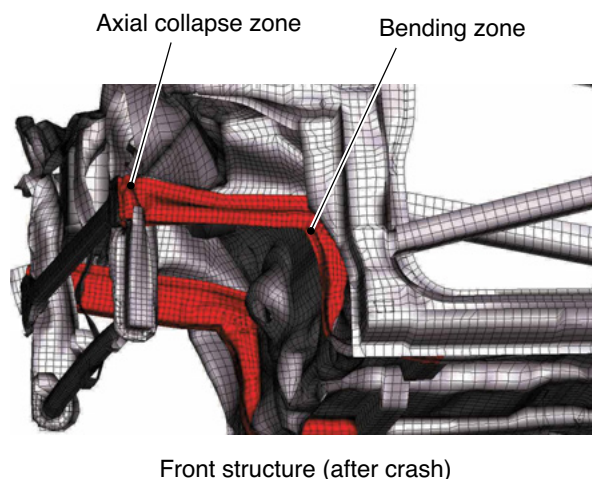
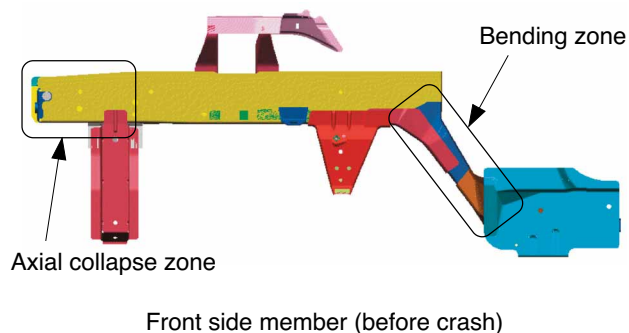


Fig.9 Application of the crash load control method to a production vehicle

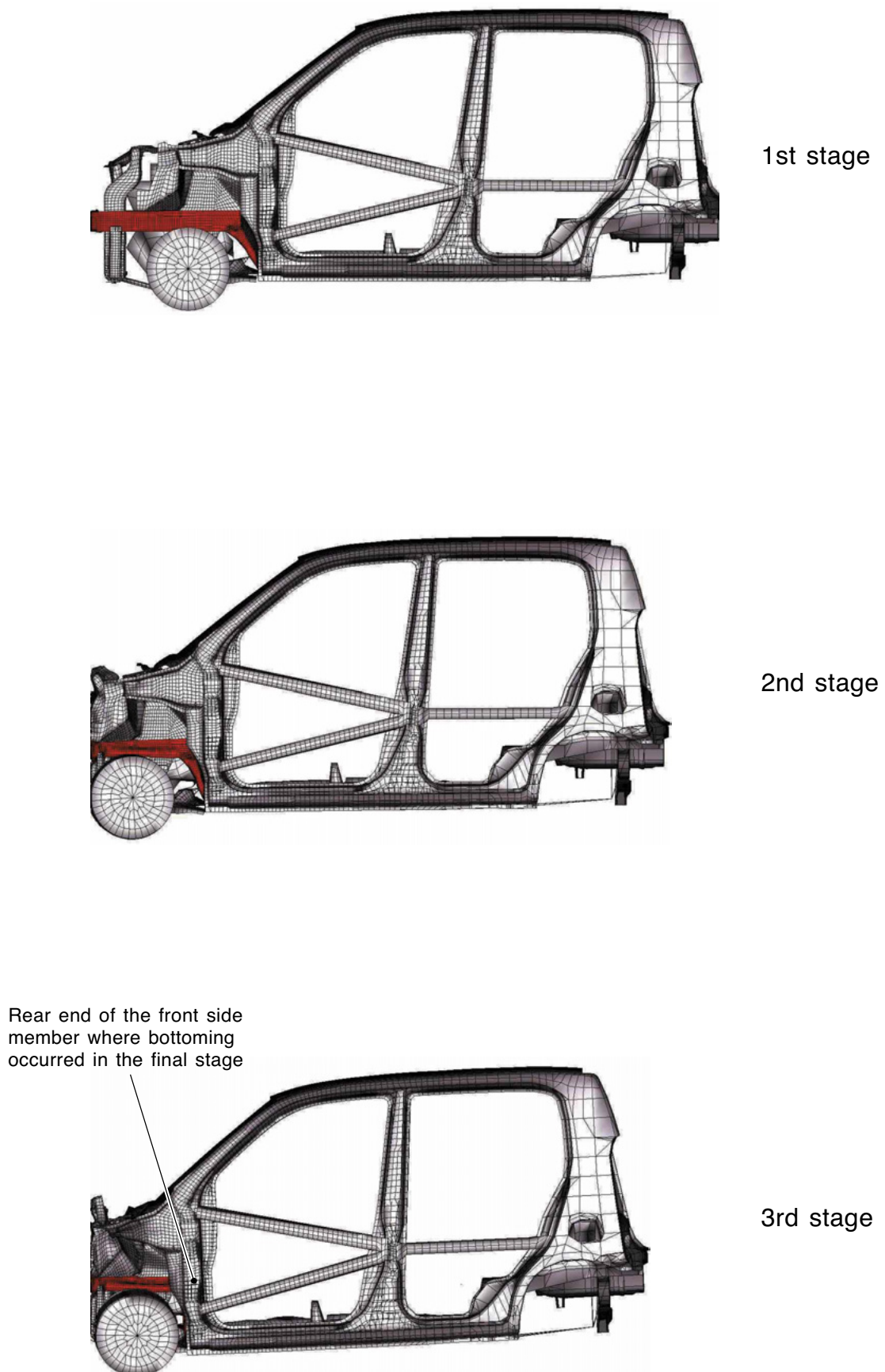


Fig.10 FEM simulation of barrier crash test

5. まとめ

- (1) 中空はりの変形モードによる荷重特性の違いに着目し、圧壊部分の最大変形荷重を曲げ部分よりわずかに小さくすることによって、圧壊変形から曲げ変形への移行にともなう衝突荷重の変化を制御し、最適車体減速度波形の特長である衝突中期の低い減速度を創出する原理モデルを考案した。
- (2) 原理モデルをもとに有限要素シミュレーションモデルを作成し、衝突荷重の時間変化を求め、衝突中期に衝突荷重が減少したのちに、衝突後期では再び荷重が増加することを確認して原理モデルの機能成立性を検証した。
- (3) 原理モデルの概念を実際の車両のフロントサイドメンバの曲げ形状に適用する検討を行なった。これによって、従来の車体構造を大きく変えることなく、バリアテストにおけるダミー胸部減速度を低減することができた。

今後はさまざまな衝突モードに対して車体減速度の最適化が可能な構造について更に検討していく。

参考文献

- (1) 高橋邦弘ほか：車体減速度波形の乗員傷害値に対する最適化，第1報，感度解析による基礎検討，自動車技術会論文集 Vol.24, No.2, p.98-102(1993)9303753
- (2) 鈴木直幸ほか：車体減速度波形の乗員傷害値に対する最適化，第2報，乗員シミュレーションへの感度解析法の適用，自動車技術会論文集，Vol.24, No.4, p.109-112 (1993)9307443
- (3) 本澤養樹，亀井孝博：衝突時の乗員減速度制御に関する新概念，HONDA R&D Technical Review, vol.11 No.1, p.129-134(1999)

■ 著 者 ■



本澤 養樹



亀井 孝博