

衝突時の乗員減速度制御に関する新概念

New Conception of Occupant Deceleration Control in Crash

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

要 旨

限られた車体変形量において乗員傷害値を低減する方法として、車体減速度の時間変化(車体減速度波形)を最適化し、乗員減速度の最大値を最小化する可能性を検討した。

車体減速度波形と乗員の挙動との関係について解明するために1次元2質点モデルによる検討を行い、最適車体減速度波形の数式解を求めた。この解による車体減速度波形は高い減速度、負の減速度、一定な減速度の三つの部分で構成されるのが特徴である。さらに得られた数式解による車体減速度波形について3次元ダミーシミュレーションを用いて妥当性を検証した。その結果、ダミーの減速度波形は2質点モデルの数式解とよく一致し、数式解の妥当性、乗員減速度最大値の低減効果が確認できた。

ABSTRACT

In order to minimize the occupant injury in a vehicle crash, we tried an approach to address this issue by making the wave form of vehicle body deceleration optimal to lower the maximum value of the occupant deceleration.

A study with a one-dimensional two mass model was done to address the kinetic mechanism between the body deceleration wave form and the responding occupant's motion while finding a mathematical solution for the optimum body deceleration wave form. A common feature of the three derived mathematical solutions is that they consist of three parts, a high deceleration, a negative deceleration, and a constant deceleration. We have demonstrated this by simulation using a three-dimensional dummy. The results show the response of the dummy closely agrees with that of the one-dimensional two mass model, thus the mathematical solution adequately proves this and the occupant injury has also been reduced.

1. まえがき

車両の衝突安全性能において、生存空間の確保と傷害値低減を高い水準で両立する事は現在でも難しい課題である。本研究は車体減速度を積極的に制御することにより車体変形量を増加させる事なく乗員の傷害値を低減する可能性について検討したものである。

衝突時の車体減速度の時間的変化(以下、車体減速度波形と記す)が乗員傷害値に及ぼす影響については、経験的に衝突初期の車体減速度の立ち上がりを早めた場合にライドダウン効率(乗員の運動エネルギーのうち車体変形によって吸収される部分の比率)が増加し、このときに乗員傷害値、すなわち胸部減速度や頭部傷害値が低減することが知られていた¹⁾。また実車の車体減速度波形をもとに、これを感度解析の手法を用いて変化させ、乗員傷害値が低減するように車体減速度波形をシミュレーションによって最適化する検討も行われてきた^{2), 3)}。

しかしながら従来の研究においては車体減速度波形と乗員の減速度との関係の数学的な検討が発表された事がないため、乗員減速度を最小にする車体減速度波形の数式上の最適解の存在は知られておらず、車体変形量と乗員の減速度との関係について十分な解明、一般化がなされていないかった。

そこで本研究では2質点モデルを用いて、限られた車体変形量のもとで、乗員減速度の最大値を極小化する車体減速度波形の数式解を求め、得られた解の妥当性、効果を3次元ダミーシミュレーションによって検証した。

2. 乗員減速度の最大値低減の数学的検討

簡略化した2質点モデルを用いて、限られた車体変形量のもとでの乗員減速度の最大値の低減を検討する。まず現在の一般的自動車の典型として矩形の車体減速度波形を想定し、乗員減速度との関係を調べる。そして次に、乗員減

*栃木研究所

速度の最大値を低減させ得るような新たな車体減速度波形を考察する。しかる後に、車体変形量を増加させないためにその新たな車体減速度波形が満たすべき条件を導出する。

2. 1. 2 質点モデル

乗員、車体及びシートベルトの力学的関係は、乗員を質量 m の質点、車体を質量 M の質点、シートベルトをバネ定数 k の線型バネと見なす事ができ、Fig.1のようにモデル化できる。

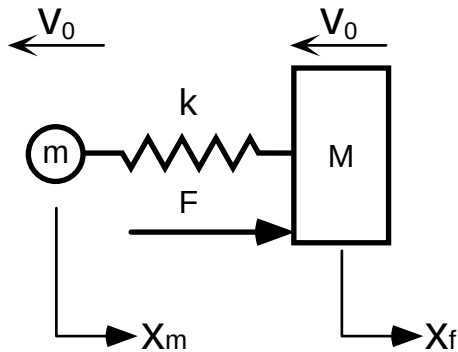


Fig.1 Two mass one-dimensional model

ここで、 v_0 を衝突開始時の各質点の初速とし、また各質点の座標を X_m 、 X_f として、衝突開始時の位置を各々の原点とする。Fは車体質点に作用する衝突荷重である。

時間を t とし、衝突開始時刻を時間軸の原点($t=0$)とする。また、 t による微分を $(\cdot)$ で表すものとする。この時、この系の運動方程式は、

$$m\ddot{X}_m = -k(X_m - X_f) \quad (1)$$

$$M\ddot{X}_f = k(X_m - X_f) + F \quad (2)$$

であり、初期条件は $t=0$ において

$$X_m = X_f = 0, \quad \dot{X}_m = \dot{X}_f = -v_0 \quad (3)$$

となる。

車体変形量は、速度が0になるまでの車体質点の移動量として表される。

現在の一般的な自動車では、衝突荷重は車体の衝突エネルギー吸収効率の観点から、一定値が理想的と考えられている。そこで、まず $F=\text{const(一定)}$ として、(1)、(2)式を(3)式のもとに解くと

$$\ddot{X}_f = \frac{F}{M+m} (1 + \alpha \cos \beta t) \quad (4)$$

$$\ddot{X}_m = \frac{F}{M+m} (1 - \cos \beta t) \quad (5)$$

ただし

$$\alpha = \frac{m}{M}, \quad \beta = \sqrt{\frac{k(M+m)}{Mm}} \quad (6)$$

なる解が得られる。

さらに、ここで $\alpha \ll 1$ を考慮して α を無視すると、(4)式は

$$\ddot{X}_f = \frac{F}{M+m} = C = \text{const(一定)} \quad (7)$$

となり、この時(1)式の解は

$$\ddot{X}_m = C(1 - \cos \omega t) \quad (8)$$

ただし

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}; \text{ (固有値)} \quad (9)$$

となる。

この(7)~(9)式が現在の一般的な自動車における車体と乗員の関係の典型モデルである。

(7)、(8)式のグラフはFig.2のようになり、乗員減速度

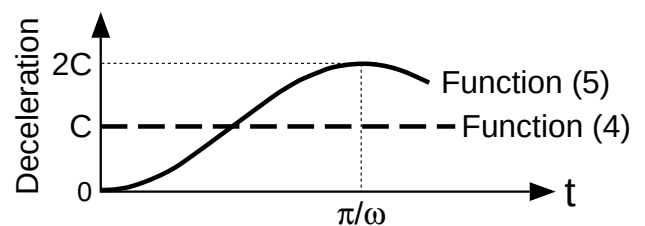


Fig.2 Typical occupant deceleration model in conventional vehicle

の最大値は車体減速度の値すなわち C の2倍に達する。

ここで、車体が停止する時刻は、 v_0/C であり、これを t_1 とすると、車体変形量 S は、 t_1 までの車体質点 M の移動量として次式にて表される。

$$S = -X_f|_{t=t_1} = \frac{v_0^2}{2C} \quad (10)$$

2. 2. 乗員減速度最大値の最小化

乗員減速度すなわち $\ddot{X}_m$ の最大値を減少させるには、ライドダウン効率が上がればよく、そしてライドダウン効率が100%の状態とは、車体と乗員とが言わば「剛体結合」されて相対変位を起こさない状態であり、この時乗員減速度 $\ddot{X}_m$ は(7)式と同一、すなわち

$$\ddot{X}_m = C = \text{const(一定)} \quad (11)$$

であるから、この関数形、すなわち純粋矩形波が乗員減速度波形の理想形である。そこで車体減速度波形と乗員減速度波形との間の伝達関数を使って、(11)式の状態となるような $\ddot{X}_f$ を導出することを試みる。

(7)、(8)式をラプラス変換する事により、 $\ddot{X}_f$ と $\ddot{X}_m$ との間の伝達関数 $H(s)$ は

$$H(s) = \frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_m)}{\mathcal{L}(\ddot{X}_f)} = \frac{\omega^2}{s^2 + \omega^2} \quad (12)$$

と与えられる。(11)式のラプラス変換形および(12)式か

ら、求める $\ddot{X}_f$ はそのラプラス変換形が

$$\mathcal{L}(\ddot{X}_f) = \frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_m)}{H(s)} = \frac{s^2 + \omega^2}{\omega^2} \cdot \frac{C}{s} \quad (13)$$

と与えられる。ところがこの式は逆変換不能であり、 $\ddot{X}_f$ が存在しない事を意味している。そしてこの原因は $t=0$ の状態、つまり初期条件にある。

(1)式に示されるように $\ddot{X}_m$ は $(X_m - X_f)$ に比例しており、この値は(3)式により $t=0$ にて0である。更にその1階導関数 $(\dot{X}_m - \dot{X}_f)$ も(3)式により $t=0$ にて0でなければならない。従って、 $\ddot{X}_m$ のグラフは原点を通り、かつ原点での接線勾配が0でなければならない、(11)式が示す矩形波はこの条件を満足しない。つまり、乗員減速度を純粋に矩形波にするような車体減速度波形は存在しないのである。

2. 3. 新しい概念

そこで次に、この原点での条件を成立させつつ、可能な限り矩形波に近い乗員減速度波形、すなわちFig.3に示すような準矩形波を現出させる事を考える。この波形は、ごく短い時間で0から目標値Cまで上昇し、その後は一定値Cを保つものである。

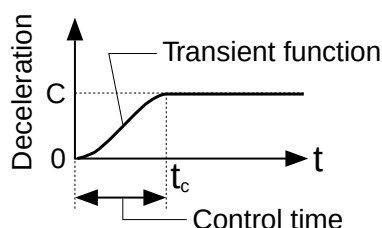


Fig.3 Approximate rectangular form function with transient function

ここで、時間領域を二つに分け、減速度が一定になるまでの時間を制御時間と呼ぶ事にする。制御時間内での乗員減速度曲線を遷移関数と名付け、制御時間の終わりの時刻を t_c とする。

遷移関数には、原点での条件の他に、時刻 t_c においても満たすべき条件がある。その条件は t_c 以後、乗員減速度が一定値Cを保つための必要条件として以下のように導かれる。

今、 t_c における乗員質点mの瞬間位置および瞬間速度をそれぞれ、

$$d_m = X_m(t_c), \quad v_m = \dot{X}_m(t_c) \quad (14)$$

と定義し、また同じく車体質点Mの瞬間位置および瞬間速度をそれぞれ、

$$d_f = X_f(t_c), \quad v_f = \dot{X}_f(t_c) \quad (15)$$

と定義する。

するとこの時、これらによって t_c 以後についての X_f , X_m のラプラス変換を表わすと、それぞれ

$$\mathcal{L}(X_f) = \frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_f) + v_f + s d_f}{s^2} \quad (16)$$

$$\mathcal{L}(X_m) = \frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_m) + v_m + s d_m}{s^2} \quad (17)$$

となる。また一方、 t_c にて $\ddot{X}_m$ の値はCになっている事が前提であるので、(1)式より

$$d_m - d_f = -\frac{C}{\omega^2} \quad (18)$$

となっていなければならない。

t_c 以後も(1)式は成立するのでこれら(16)~(18)式を(1)式のラプラス変換形に代入する事により、 t_c 以後の $\ddot{X}_m$ と $\ddot{X}_f$ について次の関係式が得られる。

$$\mathcal{L}(\ddot{X}_m) = \frac{\omega^2}{s^2 + \omega^2} \mathcal{L}(\ddot{X}_f) - \frac{\omega^2}{s^2 + \omega^2} (v_m - v_f) + \frac{s}{s^2 + \omega^2} C \quad (19)$$

ここで t_c 以後の車体減速度は

$$\ddot{X}_f = C_f = \text{const} \quad (20)$$

であるとして、これを代入・整理し、逆変換して t_c 以後の $\ddot{X}_m$ の式を次のように得る。

$$\begin{aligned} \ddot{X}_m &= C - (C - C_f)(1 - \cos \omega t) - \omega(v_m - v_f) \sin \omega t \\ &= C_f + \sqrt{(C - C_f)^2 + \omega^2(v_m - v_f)^2} \cos(\omega t + \varphi) \end{aligned} \quad (21)$$

ただし

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{\omega(v_m - v_f)}{C - C_f} \quad (22)$$

したがって(21)式より、 $\ddot{X}_m$ が一定値Cであるためには

$$C_f = C \quad (23)$$

$$v_m = v_f \quad (24)$$

でなければならない、(24)式から、遷移関数は t_c においても原点と同様にそのグラフの接線勾配が0でなければならないという条件がある事がわかる。また同時に(23)式から、車体減速度も t_c 以後は一定値Cでなければならない事がわかる。

2. 4. 遷移関数と車体減速度波形

ここまでの検討により、遷移関数が満たすべき条件を定式化すると次式になる。

$$\begin{aligned} \ddot{X}_m &= 0, \quad \ddot{X}_m = 0 & \text{at } t=0 \\ \ddot{X}_m &= C, \quad \ddot{X}_m = 0 & \text{at } t=t_c \end{aligned} \quad (25)$$

この条件に合致する関数は一つではない。ここでは最も単純な形の3種類の関数を遷移関数として、それらを現出する車体減速度波形を導出する。

時刻 t_c のかわりに $\gamma = \pi/t_c$ で定義される遷移速さ γ を用いて、その3種類の遷移関数を記す。

$$\ddot{X}_m = C \left[\frac{\gamma}{\pi} \right]^3 \left[2t - 3 \frac{\pi}{\gamma} \right] t^2 \quad [\text{ベキ多項式形遷移関数}] \quad (26)$$

$$\ddot{X}_m = \frac{C}{2} (1 - \cos \gamma t) \quad [\text{コサイン形遷移関数}] \quad (27)$$

$$\ddot{X}_m = C \frac{\gamma}{\pi} \left[t - \frac{1}{2\gamma} \sin 2\gamma t \right] \quad [\text{サイン形遷移関数}] \quad (28)$$

さらに複雑な形も考えられるが、その場合も基本型はこの3式である。これらのラプラス変換式と伝達関数(18)式を用いて車体減速度 $\ddot{X}_f$ を計算すると、(26)～(28)式に対し各々、

$$\ddot{X}_f = -C \left[\frac{\gamma}{\pi} \right]^3 \left\{ \left[2t - 3 \frac{\pi}{\gamma} \right] t^2 + \frac{6}{\omega^2} \left[2t - \frac{\pi}{\gamma} \right] \right\} \quad [\text{ベキ多項式形}] \quad (29)$$

$$\ddot{X}_f = \frac{C}{2} \left\{ 1 + \left[\frac{\gamma^2}{\omega^2} - 1 \right] \cos \gamma t \right\} \quad [\text{コサイン形}] \quad (30)$$

$$\ddot{X}_f = C \frac{\gamma}{\pi} \left\{ t + \left[\frac{4\gamma^2}{\omega^2} - 1 \right] \frac{1}{2\gamma} \sin 2\gamma t \right\} \quad [\text{サイン形}] \quad (31)$$

が得られる。これらが求める車体減速度波形である。その概形をFig.4に示す。ここで適用した数値については次章で述べる。 $\ddot{X}_f$ のグラフは遷移関数の形ごとに異なった曲線の形が現われるが、共通しているのは、初期の高い減速度部分、中期の負の減速度部分、制御時間後の一定値部分の三つの部分から成っていることと、制御時間を短縮(遷移速さを増大)するに従って減速度の変動幅が増加することである。

2.5. 車体変形量

前節で得られた車体減速度波形すなわち(29)～(31)式に基づいて、車体変形量を算出し、(10)式の値すなわち現在の自動車の典型とした矩形の車体減速度波形による車体変形量を超えないための条件を導出する。この条件は遷移速さ γ の下限値として与えられる。

初速 v_0 が充分大きく、車体停止時刻 t_s が t_c 以後であるという前提で計算すると、三つの形とも

$$t_s = \frac{v_0}{C} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{\gamma} \quad (32)$$

となる。次にこの時刻までの車体変形量を計算すると次式のようにになる。

$$-X_f|_{t_s} = \frac{v_0^2}{2C} - \frac{C}{\omega^2} + \frac{1}{2} v_0 \frac{\pi}{\gamma} - \frac{\pi^2}{40} \frac{C}{\gamma^2} \quad [\text{ベキ多項式形}] \quad (33)$$

$$-X_f|_{t_s} = \frac{v_0^2}{2C} - \frac{C}{\omega^2} + \frac{1}{2} v_0 \frac{\pi}{\gamma} - \frac{(\pi^2-8)}{8} \frac{C}{\gamma^2} \quad [\text{コサイン形}] \quad (34)$$

$$-X_f|_{t_s} = \frac{v_0^2}{2C} - \frac{C}{\omega^2} + \frac{1}{2} v_0 \frac{\pi}{\gamma} - \frac{(\pi^2-6)}{24} \frac{C}{\gamma^2} \quad [\text{サイン形}] \quad (35)$$

これら3式の右辺第一項は(10)式の値である。また第二項以下には負の項を含むので、第二項以下の和を0以下にするような γ が存在し得る。つまり、車体変形量を矩形波減速時の車体変形量以下にする事は数式の上では不可能ではない。

このような γ は、

$$\omega < \sqrt{\frac{2}{5}} \frac{C}{v_0} \equiv 0.632 \frac{C}{v_0} \quad [\text{ベキ多項式形}] \quad (36)$$

$$\omega < \sqrt{\frac{2\pi^2-16}{\pi^2}} \frac{C}{v_0} \equiv 0.616 \frac{C}{v_0} \quad [\text{コサイン形}] \quad (37)$$

$$\omega < \sqrt{\frac{2\pi^2-12}{3\pi^2}} \frac{C}{v_0} \equiv 0.511 \frac{C}{v_0} \quad [\text{サイン形}] \quad (38)$$

の場合には、 $\gamma > \frac{\pi}{2} \frac{C}{v_0}$ のいかなる値でもよいがこの3式はベルトのバネ定数が極端に小さいか、もしくは対象とする初速が非常に小さい場合にのみ成立する。

(36)～(38)式が満足されない場合は、

$$\gamma > \frac{1}{4} \frac{v_0}{C} \pi \omega^2 + \frac{\pi \omega}{2} \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{v_0 \omega}{C} \right]^2 - \frac{1}{10}} \quad [\text{ベキ多項式形}] \quad (39)$$

$$\gamma > \frac{1}{4} \frac{v_0}{C} \pi \omega^2 + \frac{\omega}{2} \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{v_0 \pi \omega}{C} \right]^2 - \frac{\pi^2-8}{2}} \quad [\text{コサイン形}] \quad (40)$$

$$\gamma > \frac{1}{4} \frac{v_0}{C} \pi \omega^2 + \frac{\omega}{2} \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{v_0 \pi \omega}{C} \right]^2 - \frac{\pi^2-6}{6}} \quad [\text{サイン形}] \quad (41)$$

が存在範囲となる。この3式が車体変形量を増加させないための遷移速さの条件式であり、これによって、設定すべき制御時間の長さの上限値および車体減速度の変動幅の下限値が決定される。

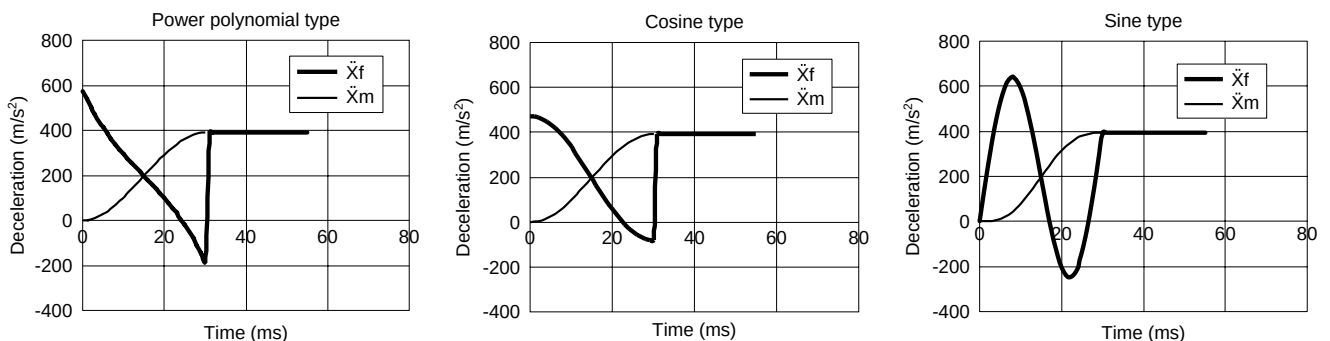


Fig.4 Wave forms of mathematical solutions in various function type

3. 現実的な値とシミュレーション検証

2章で述べた数式解は簡略化した2質点モデルに基づいたものである。そして2質点モデルは胸部減速度について実験とよく一致することが知られている^{2), 3)}。が、実際の乗員(ダミー)のような複雑な3次元の多質点モデルに新しい概念を適用する場合には、かならずしも実験とよく一致するとは限らない。そこで実験は容易ではないのでかわりにダミーシミュレーションモデルに、数式解のうち数学的扱いが容易なコサイン形の波形を入力し、ダミーの胸部減速度応答を求める。数式解の妥当性をこの応答と比較する事で検証する。

3. 1. 現実的な値

現在の一般的な乗用車でのパラメータは、AM-50パーセントイルダミーに標準的なシートベルトを使用する場合、経験的に $\omega \approx 68\%$ であり、また平均的な車体減速度は $C = 25G \approx 245.25\text{m/s}^2$ である。この時、(8)式による乗員減速度の最大値は50Gとなる。更に衝突テストにおける初速 $v_0 = 35\text{mph} \approx 15.56\%$ の場合は(10)式による車体変形量は494mmとなる。これらの値によると、(36)~(38)式はいずれも成立せず、(39)~(41)式により γ を計算すると、いずれの形も 400% を超える値となる。これは車体減速度の初期値に500Gを超えるほどの値が要求される事を意味しており、非現実的である。

そこで、車体減速度の初期値の実現可能な値が50Gであると仮定し、車体変形量目標値を450mmとして、この二つの値を基準とする新たな設定を考える。コサイン形の(30)式および(34)式にこれらの値と上記の ω 、 v_0 を代入して、 C と γ について解くと、 C 値はほぼ40G(392m/s^2)となり、乗員減速度の最大値は約10G低減される。また $\gamma \approx 105$ となる。この遷移速さに相当する制御時間はほぼ30msecである。Fig.4はこの設定によるものである。

3. 2. シミュレーション検証

上記の設定値によるコサイン形の車体減速度波形をダミーシミュレーションモデルに入力して、数式解の妥当性を検証する。

検証にはATBプログラムを用い、標準的な拘束状態として3点式シートベルトを適用している。ロードリミッタは適用していない。またエアバッグは適用していない。

制御時間後の一定車体減速度の持続時間は車体停止時刻までである。

Fig.5に実際に入力した数式解による車体減速度波形およびダミーの胸部減速度(X方向)応答のシミュレーション結果を示す。

またFig.6にシートベルト荷重(ラップベルト荷重, ショルダベルト荷重)の時間変化のシミュレーション結果を示す。

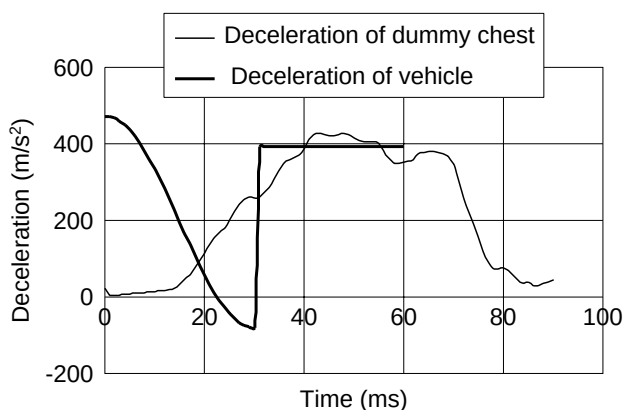


Fig.5 Vehicle and dummy chest deceleration in three-dimensional simulation

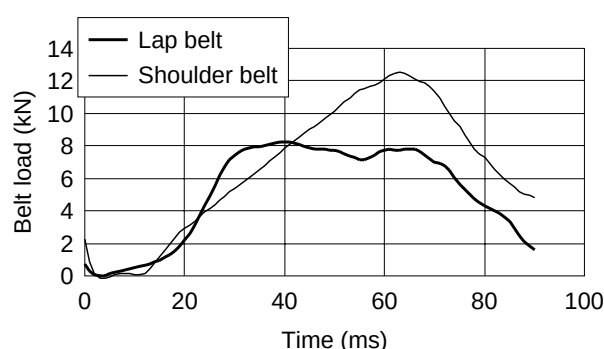


Fig.6 Belt load in three-dimensional simulation

3. 3. 考察

シミュレーション結果を数式解と比較してみる。Fig.5に示すグラフの曲線の形を見ると、胸部減速度は目標減速度 392m/s^2 近傍に達するまで上昇し、その後は衝突終了まではほぼ一定の値を示している。これは2章において求めた準矩形波型の乗員減速度波形に近い形である。

シミュレーション結果が数式解と異なっている点は、胸部減速度がほぼ一定値に達するタイミングが数式解の制御時間 $t_c = 30\text{ms}$ に対して約40msとなっていて少し遅い点である。これはダミー自体が複雑な多自由度系で構成されているため、ダミー質量のうち、2質点モデルの乗員質点の質量に相当する部分(等価質量)が衝突中に変化していくためと推定される。

そこで、さらに詳しく現象を把握するためにシートベルトに発生する荷重に着目した。Fig.6に示すグラフからラップベルト荷重とショルダベルト荷重を比較すると、双方とも20ms近傍までは同じような上昇を示すが、ラップベルト荷重がコントロール時間 $t_c = 30\text{ms}$ 近くからほぼ一定の値を示すのに対し、ショルダベルト荷重は胸部減速度がほぼ一定の値となる40ms以降においても上昇を続ける。このことから衝突中に等価質量の変化要因はショルダベルトによって拘束される上半身部分に集中しているものと考えられる。

一方、ラップベルトによって拘束されるダミーの下半身部分においては等価質量の変化要因が少なく、このため2質点モデルとよく一致した応答を示すものと考えられる。

次に、本研究から得られた理論解と従来の感度解析手法を用いた研究結果との関係を考えてみる。Fig.7に2章の(30)式において制御時間 t_c を25~35ms間で変化させた場合の減速度波形の比較を示す。

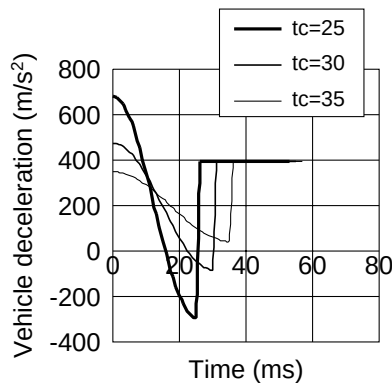


Fig.7 Comparison of wave forms in various t_c

$t_c=35$ msにおけるグラフの曲線の形を30msの場合と比較すると、減速度の変動幅が減少し、負の減速度の領域がなくなっているのがわかる。このグラフの曲線の形は感度解析手法を用いた最適化によって求めた車体減速度波形に近い形である^{2), 3)}。

これらの比較から、従来の研究において定式化されていなかった車体減速度に対する乗員減速度の応答メカニズムや、数式的な一般性が不明であった感度解析手法による最適車体減速度波形についても、本理論によって乗員減速度の運動力学的メカニズムが説明できるだけでなく、 $t_c=25$ ms, 30msの場合のような負の減速度の領域を含む減速度波形を含めて統一的に説明可能であり、一般化できるものと考えられる。

本数式解を応用して実際の車体減速度を実際のダミー応答に対して最適化することを考えた場合、前述の等価質量の変化やシートベルト以外の拘束装置との組み合わせなどの2質点モデルとの相違を考慮すると、数式解からの若干の補正が必要であると考えられる。また胸部減速度以外の傷害指標に着目した場合も補正が必要であろう。しかし本数式解は非常にシンプルなモデルから得たにもかかわらず、複雑なシミュレーションによる応答と良い一致がみられることが確かめられたので、乗員減速度に関連したさまざまな傷害指標に対しての車体減速度最適化やハードウェアを検討する際の良い指針となると考えられる。

4. まとめ

限られた車体変形量において乗員傷害値を低減する方法として、車体減速度の時間変化(減速度波形)を最適化し、

乗員減速度の最大値を最小にする可能性を検討した。

従来の研究においては感度解析の手法を用いた車体減速度波形の最適化が検討されてきた。しかし乗員減速度の最大値を最小にする車体減速度波形の最適解の存在について十分な説明、一般化がなされていなかった。

そこで本研究ではこのような車体減速度波形の数式的な最適解を求めるために制御時間、遷移関数の概念を導入した。これを用いて数式解を1次元2質点モデルの運動方程式から伝達関数を用いて求めた。これらの数式解はいずれも初期の高い減速度、中期の負の減速度、制御時間後の一定な減速度の三つの部分で構成されるのが特徴である。

また数式解のパラメータを変化させることで、感度解析の手法を用いて得られた最適車体減速度波形についても統一的に説明しうることが分かり、最適車体減速度波形の一般化が可能となった。

数式解を3次元ダミーシミュレーションモデルに入力してダミーの胸部減速度応答を求め、数式解の妥当性を検証した。その結果、1次元2質点モデルにおける乗員減速度とシミュレーションモデルのダミーの胸部減速度応答とはよく一致し、数式解の妥当性、乗員減速度の最大値の低減効果が確認できた。

本研究で得られた数式解を実際の車体に応用するには、1次元2質点モデルと3次元モデルとの違いを考慮した補正と共に、減速度波形中期の負の減速度部分をどのように実現するかが課題であり、その手法についてさらに検討していく。

参考文献

- 1) Katoh, H., Nakayama, R.: Study on the Ride-down Evaluation, 9th. International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (1982)
- 2) 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
- 3) 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

■ 著 者 ■



本澤 義樹



亀井 孝博