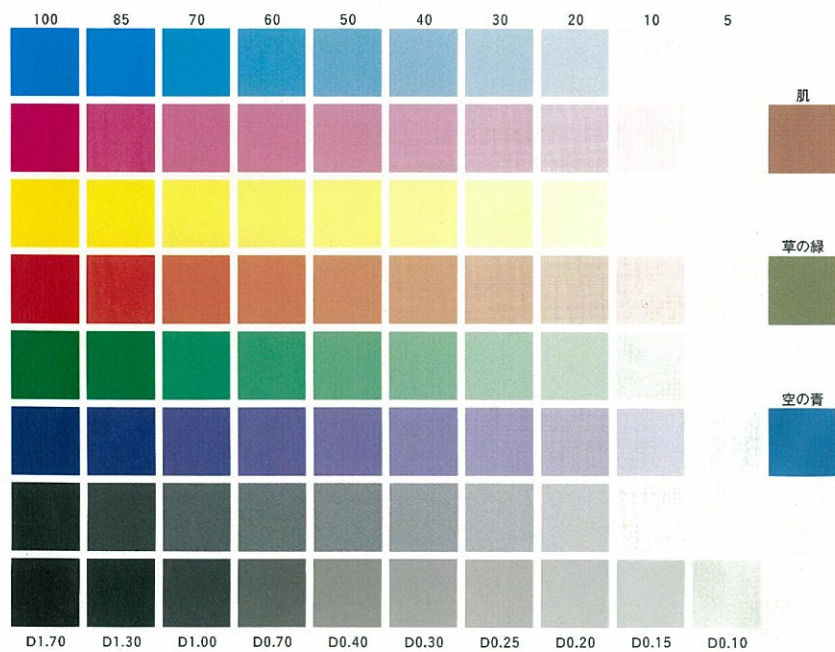


We conduct many of these  
We conduct many of these  
We conduct many of these



We conduct many of these  
We conduct many of these  
We conduct many of these



博士学位論文

自動車の動的安全性, 動的快適性  
向上に関する研究

平成 19 年 3 月

田 岡 義 文

# 目次

記号	iv
第1章 緒論	1
1.1 研究背景と目的	1
1.2 これまでの研究の概要	8
1.2.1 車両衝突を検知するプリクラッシュセンサに関する研究	8
1.2.2 車両前面衝突時の胸部傷害値低減に関する研究	9
1.2.3 自動車用フルフォームシートの振動乗心地に関する研究	10
1.3 本研究の概要	11
第2章 車両安全システムを支援する超音波センサの開発	13
2.1 緒言	13
2.2 原理説明	14
2.3 物体の認識, 識別方法	15
2.3.1 相対距離, 相対速度の算出方法	15
2.3.2 新たな障害物特性判別方法	18
2.4 実験で用いたシステム構成と測定方法	20
2.5 実験結果及び考察	23
2.5.1 相対距離, 相対速度測定結果と考察	23
2.5.2 物質の識別結果と考察	26
2.6 結言	30
第3章 車両前面衝突時の胸撓み解析	31
3.1 緒言	31

3.2	ダミー特性の解析	32
3.2.1	ダミー解析モデルと特性値の算出	32
3.2.2	前突時の解析モデル作成	36
3.3	スレッド試験による胸撓み解析結果の検証	38
3.3.1	スレッド試験概要と試験結果	38
3.3.2	シートベルト荷重の選定と胸撓み計算結果	42
3.4	結言	46
第4章 車両前面衝突時の胸部減速度の解析		47
4.1	緒言	47
4.2	計算モデルを用いた解析	48
4.2.1	畳み込み積分による胸部減速度の解析	48
4.2.2	胸部最大減速度の感度解析	52
4.3	スレッド試験による確認と計算値との比較	53
4.4	結言	58
第5章 車両前面衝突時の乗員胸部傷害値を低減する腰部拘束装置の開発		59
5.1	緒言	59
5.2	現状分析	60
5.3	新規腰拘束装置の開発	63
5.3.1	開発の狙い	63
5.3.2	ASD 開発品の設計仕様	64
5.4	ASD 組込み試験結果と考察	68
5.4.1	ASD 組込みスレッド試験結果	68
5.4.2	衝突エネルギー消費の面から見た考察	72
5.5	結言	73

第6章 自動車用フルフォームシートの振動解析と設計手法		75
6.1	緒言	75
6.2	理論解析	76
6.2.1	解析モデル	76
6.2.2	パッド特性値( $K_0$ , $C_0$ )の計算	77
6.2.3	$K_2$ , $C_2$ , $K_3$ , $C_3$ , $M$ の計算	79
6.3	実験	86
6.4	結果と考察	87
6.4.1	実験値と計算値との共振周波数特性整合結果	87
6.4.2	共振周波数特性に関する考察	89
6.5	結言	91

第7章 結論	93
--------	----

参考文献	97
------	----

本研究に関連した既発表論文	101
---------------	-----

本研究に関連した既発表特許	102
---------------	-----

謝辞	103
----	-----

## 記号

本研究で用いた主な記号を示す。

### 第2章の超音波センサに関する研究で用いられた記号

$c$	: 音速
$R$	: 気体定数
$T$	: 絶対温度
$\mu$	: 気体の 1mol 当たりの質量
$\gamma$	: 気体の定圧比熱と定積比熱の比
$\Delta f$	: 変調周波数
$f_m$	: 繰り返しパルス周波数
$f_0$	: 中心周波数
$A_m$	: 同一高調波成分の送信波と受信波の振幅比
$\delta f$	: 受信波の奇数, または偶数高調波成分の周波数シフト
$D$	: 車両前方物体との相対距離
$V$	: 車両前方物体との相対速度
$A_L$	: ノイズ除去のために設定した有効振幅の下限値
$A_H$	: 立下り区間における最大振幅
$T_a$	: 最大振幅発生後の減衰開始時間
$T_b$	: 振幅が $A_L$ になるときの時間
$Q$	: 反射波の立下り比率
$Z$	: 音響インピーダンス
$\rho$	: 物質の密度
$C_0$	: 物質内の超音波伝播速度
$Ru$	: 超音波が $Z_1$ から $Z_2$ に伝わる際の反射率
$Tu$	: 超音波が $Z_1$ から $Z_2$ に伝わる際の透過率

### 第3章の衝突時の胸撓み解析に関する研究で用いられた記号

$m$	: ダミー胸部の肋骨部に相当する質量
-----	--------------------

$M$	: ダミー胸部の脊柱部に相当する質量
$k$	: ダミー脊柱～肋骨間のバネ定数
$c$	: ダミー脊柱～肋骨間の減衰係数
$x$	: ダミー脊柱～肋骨間の相対変位
$f$	: インパクトプローブにより, ダミーに加わる衝撃力
$a$	: 肋骨部減速度
$G$	: 脊柱部減速度
$f_{ab}$	: 肋骨部に加わるエアバッグ, ステアリングによる外力
$f_b$	: 肋骨部に加わるシートベルトによる外力
$f_{si}$	: ショルダインナベルト荷重
$f_{so}$	: ラップアウトベルト荷重
$f_{so}$	: ショルダベルト荷重
$F_{rb}$	: ダミー肋骨部と脊柱間反力
$F_{er}$	: ダミー脊柱部に加わる $F_{rb}$ 以外の各種荷重
$h$	: 解析モデルに単位インパルスによる外力が加わったときの, 肋骨の変位
$\theta_1$	: 平面視における, ダミー中心線と $f_{so}$ のベクトルで形成される挟み角度
$\theta_2$	: 平面視における, ダミー中心線と $f_{si}$ のベクトルで形成される挟み角度

### 第4章の衝突時の胸部減速度解析に関する研究で用いられた記号

$m$	: 解析モデルの質量(ダミー胸部質量に相当)
$k$	: 解析モデルのバネ定数(シートベルトのバネ定数に相当)
$F$	: 解析モデルに加わる外力
$h$	: 解析モデルに単位インパルスによる外力が加わったときの, 質点の変位
$x$	: 解析モデルに外力 $F$ が加わったときの, 質点の変位
$a$	: ダミー胸部減速度の最大値
$\Delta a$	: ダミー胸部減速度の変化量

### 第5章の衝突時に胸部減速度を低減する腰拘束装置に関する研究で用いられた記号

$m_1$	: ASD パイプ側質量(アームの一部も含む)
-------	-------------------------

$m_2$  : ASD 慣性マス側質量(アームの一部も含む)  
 $F_0$  : HybridIII ダミーから  $m_1$  重心に下方向に加わる力  
 $F_1$  :  $m_1$  重心に下方向に加わる力の合計  
 $F_2$  :  $m_1$  重心に前方向に加わる力  
 $F_3$  :  $m_1$  重心に回転方向に加わる力  
 $f_1$  :  $m_2$  重心に下方向に加わる力  
 $f_2$  :  $m_2$  重心に前方向に加わる力  
 $g$  : 重力加速度  
 $a_0$  : 車体側減速度  
 $a_1$  :  $m_1$  重心に回転方向に加わる減速度  
 $K$  : トーションスプリングの復元モーメント  
 $S_1$  : ASD 回転中心から  $m_1$  重心までの前後寸法  
 $S_2$  : ASD 回転中心から  $m_1$  重心までの上下寸法  
 $S_3$  : ASD 回転中心から  $m_1$  重心までの実寸法  
 $T_1$  : ASD 回転中心から  $m_2$  重心までの前後寸法  
 $T_2$  : ASD 回転中心から  $m_2$  重心までの上下寸法  
 $M$  : ASD に発生する反時計回りの回転モーメント  
 $t_1$  : ASD が通常着座位置より最上段に持上るまでに要する時間  
 $L_1$  :  $0 \sim t_1$  までの  $m_1$  重心における回転方向の移動距離

第 6 章のフルフォームシート振動伝達率に関する研究で用いられた記号

$m$  : シート振動試験用屍型品の質量  
 $K_0$  : フォームパッド自身のバネ定数  
 $K_1$  : 表皮の張りを考慮したときのフォームパッド自身のバネ定数  
 $K_2$  : シートクッション内に閉じ込められた空気の流れにより発生するバネ定数  
 $K_3$  : シートクッションアッセンブリとしての Total でのバネ定数  
 $C_0$  : フォームパッド自身の減衰係数  
 $C_1$  : 表皮の張りを考慮したときのフォームパッド自身の減衰係数

$C_2$  : シートクッション内に閉じ込められた空気が外に出ることにより発生する減衰係数  
 $C_3$  : シートクッションアッセンブリとしての Total での減衰係数  
 $R$  : フォームパッド単品を用いた屍型自由落下試験での対数減衰率  
 $T_0$  : フォームパッド単品を用いた屍型自由落下試験での減衰周期  
 $A_0$  : 屍型のフォームパッドへの接触面積  
 $A$  : 表皮の張りを考慮し、 $A_0$  に補正を加えた値  
 $X$  : 加振状態における、屍型の上下方向変位量  
 $P_0$  : 加振前の状態での、シートクッション内圧  
 $P_1$  : 加振状態にて、屍型が  $X$  変位したときのシートクッション内圧  
 $V_0$  : 加振前の状態での、シートクッション内で空気が占める体積  
 $V_1$  : 加振状態にて、屍型が  $X$  変位したときのシートクッション内で空気が占める体積  
 $V_e$  : シートクッションの表皮が伸びることにより生ずるフォームパッド内空気  
の体積増加分  
 $\gamma_0$  : 加振前の状態での、シートクッション内空気の比重量  
 $\gamma_1$  : 加振状態にて、屍型が  $X$  変位したときのシートクッション内空気の比重  
 $g$  : 重力加速度  
 $\kappa$  : ポリトロープ指数  
 $v$  : 空気抜き穴等を流れる空気の平均流速  
 $S$  : 空気が抜ける面積の和  
 $D$  : 空気が抜ける部位を通過する空気の流量係数  
 $W_a$  : 空気が抜ける部位から抜け出した空気の重量  
 $T$  : フォームパッド内での空気の占める体積の割合  
 $Q$  : シートクッション内圧増加時の容積変化率と内圧変化率の比  
 $F_1$  : シートクッションに力を加えたときの、フォームパッドに発生するバネ力  
と減衰力の和  
 $F_2$  : シートクッションに力を加えたときの、空気圧により発生する力  
 $F$  :  $F_1$  と  $F_2$  の和

$M$  : 加振台と尻型との振幅比(振動伝達率)

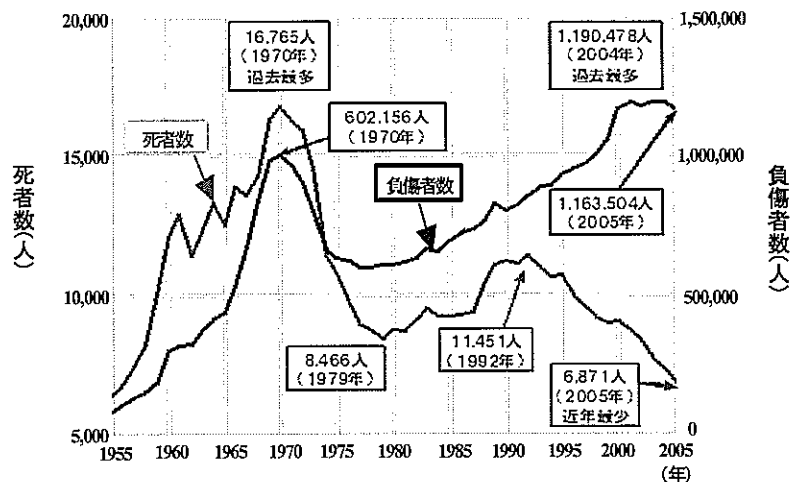
$U$  : 空気層も含めたフォームパッド密度

## 第1章 緒論

### 1.1 研究背景と目的

自動車は多様な工学的要素を含み、かつ実用的な工業製品として人々に愛され、各国で生産および販売されている。登録台数も全世界で見ると増加を続けており、これに伴って関係各社が魅力ある商品の開発に凌ぎを削っているが、中でも動的安全性と動的快適性については、ユーザーにとって付加価値の高い商品を開発していく上で特に重要なキーワードとなる。それらに対する性能向上を追求していくことは、痛ましい交通事故による被害を限りなく少なくし、運転者や同乗者に対する、より健全な移動手段としての要件を備えた自動車を提供することにも繋がる。

我が国の交通事故発生状況は、図 1.1 に示すように年間死者数は 1970 年に過去最高の 1 万 6765 人を記録し、第一次交通戦争と呼ばれる事態に至った。これに対し国をあげて交通安全対策に取り組んだ結果、1979 年には 8466 人と半減したものの、その後再び増加傾向に転じ、1992 年に 1 万 1451 人に達した。しかしこれをピークに減少傾向に転じ、直近データで 2005 年は 6871 人となり、5 年連続の減少になると共に、49 年振りに 7000 人を下回った。しかし一方で負傷者数は 1978 年以降ほぼ一貫して増加傾向が続き、直近データで 2003 年、2004 年には 2 年連続で過去最高を記録したが、2005 年は 3 年振りに減少した。政府は、2003 年初めに「10 年間で交通事故死者数を 5000 人以下とし、世界一安全な道路交通の実現を目指す」という目標を設定したが[1~3]、こういった状況の中で、自動車の動的安全性能を更に高めていくには、事故の発生を予測して何らかのデバイスを積極的に作動させるプリクラッシュセーフティ技術や、事故発生後の被害や負傷を最小化するパッシブセーフティ(衝突安全)技術が重要となる。



資料:交通事故総合分析センターの『交通統計』データ

図 1.1 交通事故における死者数、負傷者数の推移

プリクラッシュセーフティに関しては、各種センサ技術の向上に伴い、ミリ波、レーザーダ、カメラ等を用いたの衝突予知技術が発展してきており、一部の高級車には既にこれらを用いたシステムが採用されている。しかしこういったデバイスやシステムはまだ高価であり、特に軽自動車においては原価負担が大きく、なかなか採用率が上がらないのが現状である。したがって今後は比較的安価なデバイスやシステムでも事前に衝突を回避したり、衝突前に衝突不可避を判断して乗員拘束装置の作動を早めたり、衝突する対象物がどのようなものを検知することにより、車体衝突時の挙動を制御したりすることが可能となるような技術開発が必要となる。これが実現出来れば、図 1.2 のように車両衝突前に乗員をシートベルトに緩み無く拘束し、衝突後の乗員保護性能を高めたり、図 1.3 に示すように衝突する対象物を判別して、人体の場合はフードを持上げてエンジンルームとの隙間を確保し、頭部衝撃を緩和するポップアップフードに適用させたりすることが可能になる。

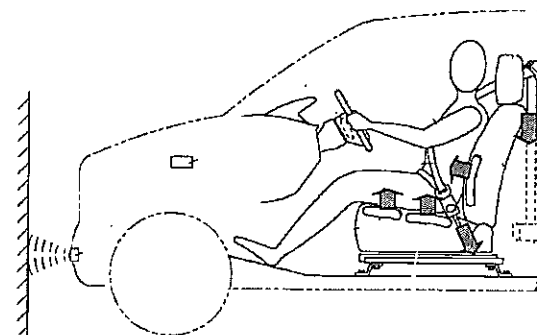


図 1.2 プリクラッシュセンサを用いた、セーフティ技術への適用例

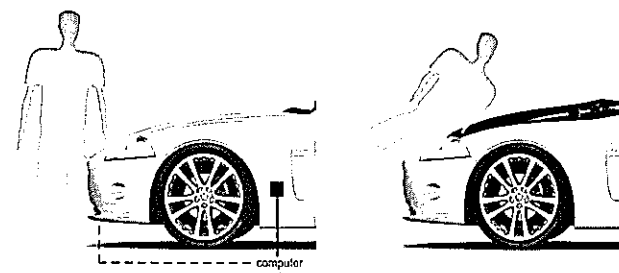


図 1.3 歩行者保護性能向上を狙った、ポップアップフード概念図 (“Jaguar” インターネット情報より)

パッシブセーフティに関しては、車両が衝突した場合、乗員を傷害から守るための適切な車体側の衝撃吸収特性はどうあるべきか、またどのような乗員拘束装置が必要とされるのかといった技術開発が必要である。特に軽自動車においては、衝突時の車体のクラッシュストロークが少なくなる傾向があり、これによりライドダウン係数(衝突時の乗員の持つエネルギーがシートベルト等の乗員保護装置を介して車体側に移送される比率)[4]が小さくなり、乗員

保護に不利となる場合が多いため、シートベルトやエアバッグなどの乗員拘束装置や、衝突時に人体を適切に支持するためのシート構造には、より一層の工夫が要求される。

一方こういった動的安全性を確保する上において、常時運転者の安全運転を支援するものが動的快適性技術である[5]。自動車は言うまでも無く多種多様な振動に暴露された中で長時間運転しても疲れず、快適な移動が出来るものでなければならない。すなわちエンジン振動や路面からサスペンションやフロアを介して連続的に伝わる振動に対し、いかにして人体に不快感を与えないようにするかということが重要となる。図 1.4 に車両振動時の 8 自由度振動モデルを示す。図 1.5 に車両を用いた振動実験や図 1.4 のモデル計算により求めた平均的な車両各部や乗員(人体)の共振周波数分布状態比較図を示すが、これによると人体とシートの共振周波数は近いところに分布しており、シートの構造が人体の振動に最も大きな影響を与えることがよくわかる。従ってどのような振動吸収特性を持ったシートにすれば人体との共振を最小限に抑えることが出来るかということについての研究が重要となる[6]。

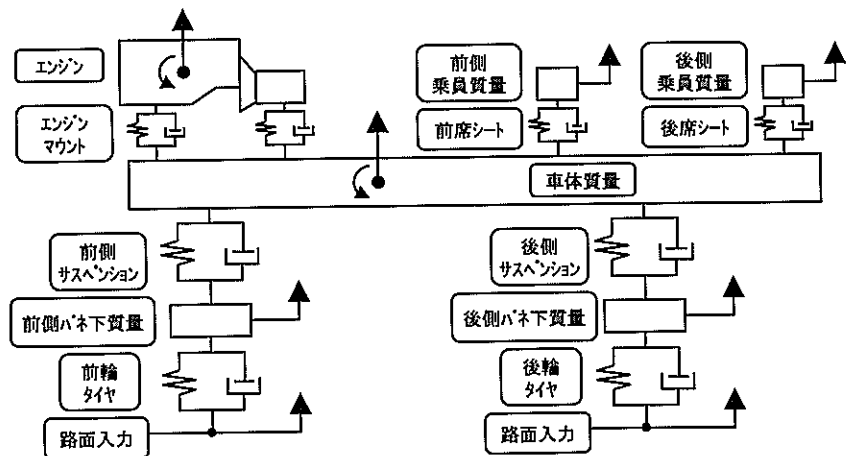


図 1.4 車両の 8 自由度振動モデル

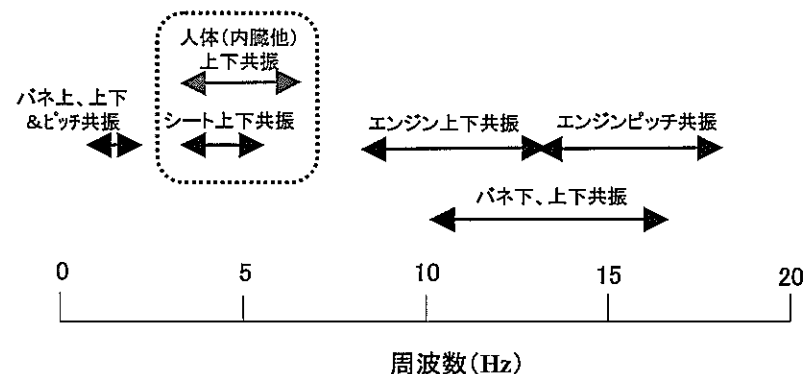


図 1.5 平均的な車両の共振周波数と人体の持つ共振周波数比較

一般的なシートのクッション部構造としては図 1.6～図 1.9 に示すようなバネ付シートクッションとフルフォームシートクッションが存在する[7]。バネ付シートクッションはクッションフレームにバネが設置されており、振動吸収はフレームのバネとフォームパッドにより調整出来るため、比較的振動吸収性能に関する設計自由度が高いが、構造上は高価になる傾向が有る。一方のフルフォームシートはクッション部にバネが存在しないため、振動吸収はフォームパッドそのものの物性とフォームパッド内の空気の流れにより生ずる圧力変化特性が大きく作用し、構造面で安価ではあるが、振動吸収面での設計自由度は少ないと言われている。軽自動車においては、まだまだ安価なフルフォームシートが多用されているが、フォームパッド内の空気の流れを考慮したフルフォームシートの振動解析はほとんどなされていないため、ここに着目した研究が必要である。



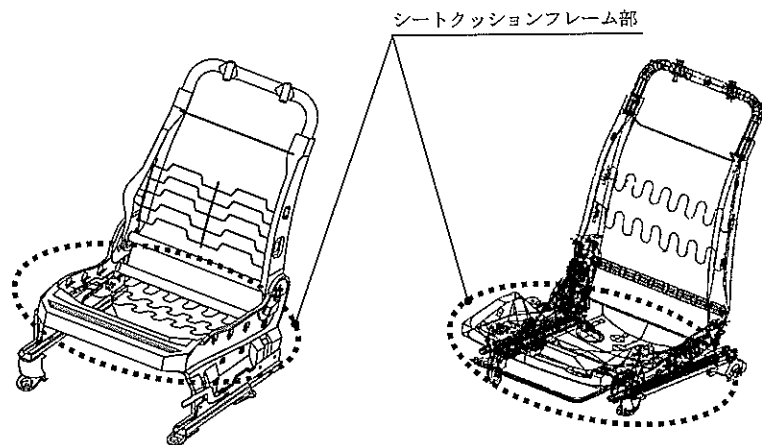


図 1.6 バネ付シートクッションの  
フレーム構造

図 1.7 フルフォームシートクッションの  
フレーム構造(ボトムパネル付)

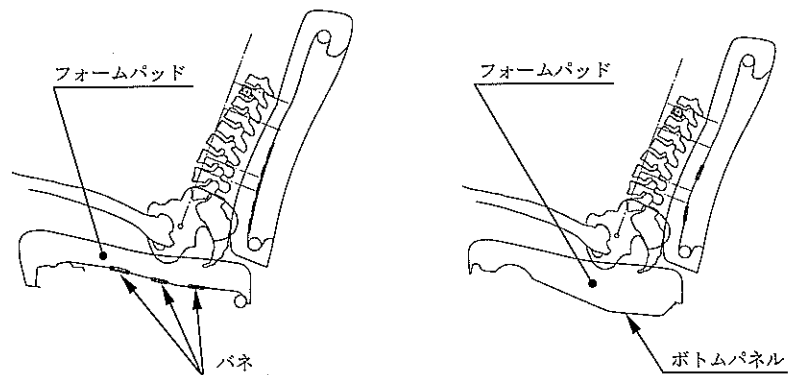


図 1.8 バネ付シートクッションに  
着座時の断面(側面視)

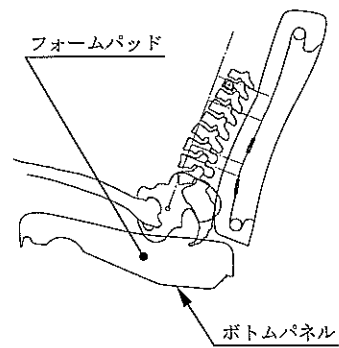


図 1.9 フルフォームシートクッションに  
着座時の断面(側面視)

これらの技術を構築させた製品を短期で開発するために、コンピュータを用いた CAD(Computer Aided Design)や CAE(Computer Aided Engineering)に関するツールも益々発展を続けており、今ではこれらのツール活用無しには自動車の開発が成立しないことは周知の事実である。中でも CAE のソフトは、自動車の基本性能である動的安全性や動的快適性に関する数多くの解析ソフトが存在し、これらの各種シミュレーション技術をうまく利用すれば、試作車を造らなくてもコンピュータ画面上での性能予測が可能となり、実験に要する設備費を含む各種費用や開発工数の削減にも繋がる。図 1.10 と図 1.11 に、車両衝突時の乗員挙動や乗員傷害値計算に広く使われているソフトである“MADYMO”と“PAM-SAFE”でのモデル作成例を示す。これらを用いれば、衝突時の乗員各部の傷害値計算が自動的に行われると共に、図 1.12 に示すような衝突時の乗員挙動や、乗員各部に加わる荷重分布を、ビジュアルに得ることが出来る。ここで乗員モデルは、“MADYMO”に関してはマルチボデーモデルであり、“PAM-SAFE”に関しては有限要素モデルが用いられ、その他の車体や乗員拘束に関係する部品については有限要素モデルが用いられている。乗員モデルに関しては既に計算ソフト内に準備されているため、計算時は乗員モデルを所定の位置に配置すれば良いが、車体や乗員拘束に関係する部品特性については、モデル化を行う作業が必要となる。しかし、車両開発初期段階においては意匠形状も、車体構造も、乗員拘束装置やシート構造も、詳細には決まっておらず、モデル化が困難であり、なおかつ計算に多くの時間を必要としてしまう。従って CAE ソフトは、詳細設計段階においては効力を発揮するツールではあるが、開発初期段階におけるツールとしては効率が良くない。それに加えて CAE 業務を一方向的に優先するあまり、入力データの作成に翻弄されたり、出力結果に対して単に一喜一憂を続けたりするのでは、技術者としての真の発展に繋がらず、新しい発想も出てこなくなる危険性もある。商品開発プロセスをブラックボックス化せず、技術を確実に次世代にバトンタッチしていくためには、CAE の有効活用と並行して物理的手法を用いた机上での各種技術課題解決へのアプローチが欠かせない。最終的な確認は CAE 解析に委ねるにしても、自動車に関する技術の基本は簡単なモデルによるニュートン力学でも解くことが出来るからである。そういった解析を通じて新たな知見も得られ、それが更なる CAE の有効活用や開発期間の短縮化に繋がることも有り得る。本研究では振動および波動の基本原理解析を用いた、自動車の動的安全性および動的快適性向上技術への取り組み内容を述べる。

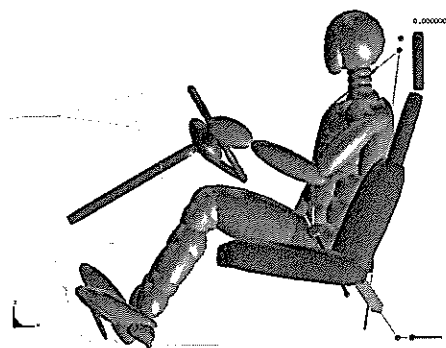


図 1.10 “MADYMO” による衝突時の乗員挙動，傷害値解析モデル（側面視）

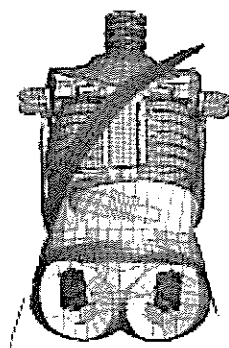


図 1.11 “PAM-SAFE” による衝突時の乗員挙動，傷害値解析モデル（正面視）

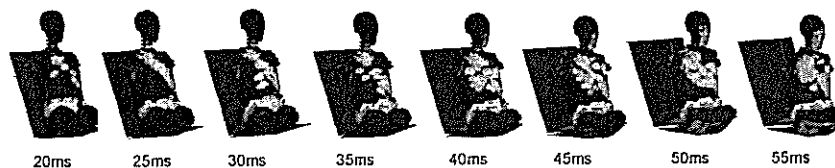


図 1.12 “PAM-SAFE” による衝突時の乗員挙動，受圧荷重計算例（シートベルトとエアバッグ装着時の時間毎の状態を示す）

## 1.2 これまでの研究の概要

### 1.2.1 車両衝突を検知するプリクラッシュセンサに関する研究

近年の自動車の動的安全技術に関しては，車両前方の障害物を検知し，未然に衝突事故を防止するアクティブセーフティ技術開発が重要になってきており，一部の車両では走行路や

前方障害物などの車両周辺の状況を検出するレーザレーダセンサ，ミリ波レーダセンサ，画像センサ等を用いた商品が採用されている[37~40]。基本的にこれら3つのセンサは，システムに必要な情報によって使い分けられている。例えば衝突を予知して被害を軽減するプリクラッシュセーフティシステムや先行車両との車間距離を一定に保つレーダクルーズコントロールにはレーザレーダセンサやミリ波レーダセンサが使用され，車線中央付近を走行しやすくするレーンキープアシストには画像センサが使用されている。これらは基本的に1つのセンサで1つのシステム，つまり単一の情報量しか扱えないことから，最近では複数のセンサからの情報を組み合わせることにより，対象物を更に高精度に認識し，新たな安全システムを実現することが提案されている。例えばミリ波レーダセンサと画像センサを組み合わせると，ミリ波レーダセンサで対象物の位置と相対速度を検出し，同時に画像センサで対象物の種類を検出出来る。その結果，より状況に合った安全システムを実現することが可能となる。また更に進んだ安全システムの実現を目指して，様々な対象物の中から歩行者の検出を可能にする，高度な画像処理技術の開発も進められている[41]。

しかしこれらのシステムを用いると，ユーザーの価格面での負担が大きくなることや，システムの複雑さや，ミリ波レーダやレーザレーダの場合は電磁波を用いることによる人体や周辺環境に及ぼす影響の有無も考慮に入れる必要がある。

これに代わるものとして，比較的安価で人体に無害な超音波センサが考えられるが，これまでの超音波センサは，車両安全システムとしてはコーナセンサやバックソナー等の距離測定ツールに留まっており，車両周辺物質の識別や認識を行ったり，プリクラッシュセンサとして利用したりするような超音波システムに関する報告はなされていないのが現状である。

### 1.2.2 車両前面衝突時の胸部傷害値低減に関する研究

本論文では，負の加速度を“減速度”と表現するが，車両前面衝突時の乗員傷害値を低減させるために，車体の減速度波形，乗員拘束装置，および室内アレンジの最適化といった観点による数多くの研究開発がなされている。中でも車体の減速度を入力値とした場合の，シートに着座したダミーの胸部減速度を算出する手法には，MADYMO等のCAEシミュレーション解析[31]や，パネマスマodelを用いた力学的な解析[32~36]等が存在する。しかし低減すべき胸部の重要な傷害値である胸撓みについては，CAEによるシミュレーション解析はなさ

れているものの、バネマスダンパモデルによる力学的な理論解析はほとんど取組まれていない状況である。この理由として、胸撓み発生メカニズムが複雑であるため、衝突時の車体減速度を外力として机上計算しても、今までのアプローチ方法では胸撓みの顕著な差が得られないことに起因しているものと考えられる。

一方、胸部減速度の解析に関しては、これまでバネマスモデルを用いた畳み込み積分や遷移関数を用いた手法等により、胸部減速度を下げるための車体の減速度はどうあるべきかの研究がなされているが、単位インパルス応答グラフに着目して、時間軸を細かく区切って胸部減速度との理論付けを試みた例は無い。また胸部傷害値を低減する上で、車体の入力をコントロールすることが重要であることと同じ理屈で、腰から胸に伝わる上下方向減速度が胸部前後方向減速度に与える影響が大きいと筆者は考えているが、現状においてここを的を絞った理論と実験解析や、それに基づく商品開発はさほどなされていない。

### 1.2.3 自動車用フルフォームシートの振動乗心地に関する研究

実車走行時にシートに着座した乗員が感じる乗心地を定量化するためには、人体の振動データを、乗心地という心理的尺度に変換することが必要である。これに関して Griffin らは、フロア並進3軸、シートクッション並進3軸及び回転3軸、シートバック並進3軸の合計12軸の人体入力振動に対して、感覚の周波数重み付けを行うための重み関数(Frequency weighting)と、感覚の軸間重み付けを行うための軸間係数(Axis multiplying factor)を定義している[8~10]。これによればシートクッションの上下振動5~16Hzの周波数帯において、不快感に対する感度は最も敏感であるとされている。一方、人体の細部にわたる振動特性の研究も進み、頭部、脊柱部、内臓に関する評価手法の確立が進められてきた[11~14]。中でも内臓に関しては、その剛性が脊柱の剛性よりはるかに低く、かつ大きな質量割合を持つため局所振動系を構成する。特に腹腔及び骨盤腔内の内臓は、胸腔内の内臓と比較して質量が大きく、その上下動は横隔膜を介して胸腔内の肺を圧迫し、呼吸障害を与えることも有り得る。それと共に内臓振動はまた強い不快感を引き起こすが、これらについてエックス線を用いて胃の振動応答を測定した例[15]や、腹腔振動、呼吸気流量変動、及び胸部の容積変動を測定した例がある[16]。また、結腸付近に圧力計を挿入し、腹内圧変動を測定した例も報告されている[17]。このような内容を総括した文献も有るが[18]、これらの文献によると、内臓の共振を下

げるためには、特に上下方向で6Hz付近の周波数帯における振動伝達率を下げる 것이重要との記述がなされている。

シートの振動伝達特性に関しても、各種シート構造における乗心地の研究[19~21]や、シート構造をバネとダンパに置換えたモデルでの振動解析が数多くなされている[22~24]。しかし比較的安価で、特に軽自動車にて採用実績の多いフルフォームタイプのシートクッション(シートクッションフレーム自体にバネ構造が存在せず、シートボトムパネルにフォームパッドを載せ、シート表皮で包んだもの)の振動伝達特性についての研究事例はほとんど無い。またこの中の部品要素であるフォームパッド単体に関しては、様々な研究開発報告がなされている[25~29]が、シートクッションのボトムパネルとの組合せによる空気の流れも考慮した解析にまでは至っていない。そういった中で国枝は、バスに用いられる2人掛けフルフォームシートにおいて、ボトムパネルのエア抜き穴を流れる空気の影響も踏まえた振動伝達特性に関する貴重な研究を行っており[30]、注目に値する。本論文の第6章においても、この研究内容が骨子となっているが、本参考文献[30]はエア抜き穴面積を連続的に変化させたときの共振周波数、共振倍率の変化に関する記述がやや乏しく、解析対象が自動車の1人掛けシートではないため構造も異なる。従って具体的な自動車の1人掛けフルフォームシートを用いた実験評価と、振動モデルによる計算値とのデータ比較を行うことにより、新たな知見を得る必要がある。

### 1.3 本研究の概要

本研究は振動、波動の基礎理論を用いて自動車の動的安全性、動的快適性向上技術に関する解明を目指すものであり、第2章以下の各章は、その目的に沿って構成されている。第2章では衝突前の動的安全性、第3章から第5章までは衝突後の動的安全性、および第6章は動的快適性についての研究内容であるが、以下にその概要について述べる。

第2章では、ブリクラッシュセンサとして超音波を用いたとき、対象物から戻ってきた反射波のフーリエ解析を行い、高調波成分にも着目することにより、衝突対象物との相対距離、相対速度を正確に導き、且つ反射波の非線形性にも着目し、衝突対象物が人体か物体かを判

別出来ないかについて、理論解析とリモコンカーによる試作評価を照らし合せて得られた知見を紹介する。

第3章では、衝突安全性向上に関する解析例として、衝突試験用ダミーの物理特性をバネマスダンパモデルによる計算とダミーのインパクト実験結果を照らし合せて求め、次に畳み込み積分を用いて車両前面衝突時の乗員の胸撓みを机上計算し、胸撓みについての発生メカニズムを探るとともに、簡単なモデルによる振動解析とスレッド試験を行うことにより、胸撓み低減化に向けての知見を導出する。

第4章では、車両前面衝突時の胸部減速度を低減させるための手法を、バネマスモデルを用いた畳み込み積分による振動解析により求める。ここでは単位インパルス応答にも着目し、限られた乗員拘束装置の中で胸部減速度を最小化するためには、どのような車体の減速度波形にすべきかについて導出する。

第5章では、第4章で得られた胸部減速度を下げるための車体減速度の考え方に関する知見をシート構造に活用させるため、新たな腰部拘束装置を考案し、これを試作、評価することにより、腰部拘束による胸部減速度の低減の妥当性を証明するものである。

第6章では、動的快適性向上に関する解析例として、フルフォームタイプのシートクッション構造に着目し、車体振動時に人体の内臓が共振し、不快感を伴う6Hz付近の振動伝達率を下げるための方策として、シートクッションのボトムパネルのエア抜き穴面積や、フォームパッド本体の寄与度について、振動モデルによる計算結果と振動実験結果を照らし合せて得られた知見を基に、シート設計面で配慮すべき点について述べる。

第7章は、本論文の結論である。第2章から第6章までで得られた主要な成果についてまとめを行い、自動車の動的安全性向上と動的快適性向上に関して、振動と波動の基礎理論に基づく解析が適用可能な分野が多いことが改めて認識され、本研究の目的が達成されたことを示している。

## 第2章 車両安全システムを支援する 超音波センサの開発

### 2.1 緒言

本章より第5章までは、車両の動的安全性に関する研究成果を取り上げる。まず本章では、車両が衝突するまでの時間帯で考慮すべきプリクラッシュセーフティについて述べる。

さて近年の自動車の安全技術に関しては、車両前方の障害物を検知し、未然に衝突事故を防止するデバイスの技術開発が重要になってきており、一部の車両では走行路の前方障害物などの車両周辺の状況を検出するレーザレーダセンサ、ミリ波レーダセンサ、画像センサ等を用いた商品が採用されている[37~40]。これら3つのセンサは、システムに必要な情報によって使い分けられているが、基本的に1つのセンサで1つのシステム、つまり単一の情報量しか扱えないことから、最近では複数のセンサからの情報を組み合わせることにより、対象物を更に高精度に認識し、新たな安全システムを実現することが提案されている[41]。しかしこれらのシステムを用いると、ユーザーの価格面での負担が大きくなることや、システムの複雑さや電磁波を用いることによる人体や周辺環境に及ぼす影響の有無も考慮に入れる必要がある。

これに代わるものとして、比較的安価で人体に無害な超音波センサが考えられるが、これまでの超音波センサは、車両安全システムとしてはコーナセンサやバックソナー等の距離測定ツールに留まっており、単一センサにより車両周辺物質の識別や認識まで出来るようなシステムに関する報告はなされていないのが現状である。

ここでは超音波センサの送信波形が一定でも、その受信波形が周辺の状況、環境、反射物体の形状により多様に変化することに着目し[42,43]、受信波形の非線形解析（フーリエ解析、波形のひずみ解析）を行うことにより、単一センサで車両間の相対距離や相対速度の算出のみならず、車両前方の障害物が人か物かを判別し、それにより車両安全システムとしての超音波センサの適用可能性が広がらないかを、デモ機を試作し、実験を行うことにより導出する。

## 2.2 原理説明

図 2.1 に線形系と非線形系に対する入出力の関係を示す。線形系の場合、余弦波の入力に対して、出力波においては振幅、位相以外は変化が見られない。これはシステムを構成する電気回路の線形のコンデンサと線形抵抗の組み合わせ回路からも予測される。それに対して非線形系の場合、振幅と位相の変化以外に、波形にも変化が現れる。例えば、化学センサにおいて、可変環境で、センサ表面（電極系）に化学物質が吸着したときに、入力波形が余弦波形であっても、出力には変形した電圧波形が得られる。これは化学物質が反応や拡散を起こしたためであるが[42,43]、従来の超音波センサの信号処理においては、それらをあえて線形に近似して、非線形な情報を打ち消してきた。しかし、これらの非線形応答情報を有効に活用すれば、高次元型センサが成立するものと考え、開発に着手した。

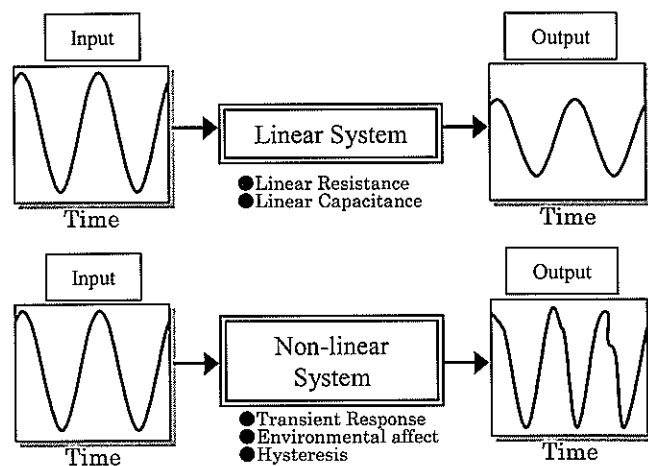


図 2.1 線形応答と非線形応答の概念図

## 2.3 物体の認識、識別方法

### 2.3.1 相対距離、相対速度の算出方法

空気中に伝搬する超音波の速度は

$c$  : 音速 (m/s)

$R$  : 気体定数 (8.314J/mol·K)

$T$  : 絶対温度 (K)

$\mu$  : 気体の 1mol 当たりの質量 (kg)

$\gamma$  : 気体の定圧比熱と定積比熱の比 (2 原子分子気体で 7/5)

とすると、式(2.1)のように表される。

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{\mu}} \quad (2.1)$$

音速は温度、湿度、空気中の分子（特に CO<sub>2</sub>）の影響を受けるが、湿度や CO<sub>2</sub> による音速の変化はたかだか 1% 程度であるから[52]、ここでは温度変化のみを補正対象とする。式(2.1)に  $\mu = 29.0 \times 10^{-3}$ 、 $\gamma = 7/5$  を代入すると温度  $t$ °C での音速は、式(2.2)により求まる。

$$c = 331.45 + 0.61t \quad (2.2)$$

次に環境変化の存在する中で、一度の反射波の情報により効率良く、かつ正確に車体の前方に存在する物体の相対距離、相対速度を得るため、受信波のフーリエ変換による高調波成分に着目した。すなわち超音波センサから所定の送信周波数を持つ超音波パルスを、所定の送信繰り返し周期で放射し、特定の反射体から反射される信号を前記繰り返し周期と同じサンプリング周期でサンプリングして、そのときの信号をフーリエ変換により周波数解析する。信号  $f(t)$  が周期  $T$  の周期波の場合、 $f(t)$  は式(2.3)のように表現される。

$$\begin{aligned} f(t) &= \sum_{n=0}^{\infty} K_n \cos(n\omega t - \theta_n) \\ &= \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \end{aligned} \quad (2.3)$$

ただし

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (2.4)$$

$$\left. \begin{aligned} K_n &= \sqrt{a_n^2 + b_n^2} & n=1,2,3 \\ K_n &= \frac{a_0}{2} & n=0 \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

ここで  $a_0/2$  は基本波,  $K_n$  は角周波数  $n\omega$  における高調波成分の振幅,  $\theta_n$  は位相遅れを表している。

送信波を方形波とし, 初期値  $a_0=0$  とすると, 式(2.3)は式(2.6)で表される。

$$h(t) = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(2n-1)\omega t}{2n-1} \quad (2.6)$$

この式は図 2.2 に示すように, 方形波が 1, 3, 5... の奇数次の高調波の正弦波合成波からなることを示す。例えば送信波は 40kHz の場合, この送信波の信号の規格化されたフーリエスペクトルの理論値と, 実際のオシロスコープによる測定結果の比較は図 2.3 のようになり, ほぼ整合している。

これに対し受信波の中には奇数次と偶数次の高調波が混在しており, 各高調波の振幅  $K_n$  は式(2.5)となる。

また

$\Delta f$  : 変調周波数 (Hz)

$f_m$  : 繰り返しパルス周波数 (Hz)

$f_0$  : 中心周波数 (Hz)

$A_m$  : 同一高調波成分の送信波と受信波を, 単位時間内で測定した振幅比

$\delta f$  : 受信波の奇数, または偶数高調波成分の周波数シフト

$D$  : 車両前方物体との相対距離

$V$  : 車両前方物体との相対速度

とすると

$$D = \frac{c}{4 \cdot \Delta f \cdot f_m} \cdot A_m \quad (2.7)$$

$$V = \frac{c}{2 \cdot f_0} \cdot \delta f \quad (2.8)$$

上記のように, 車体に搭載する送受信ユニットから中心周波数  $f_0$  の超音波を放射し, 車両前方にて受信した反射波の周波数が  $f_1$  のとき,  $(f_1 - f_0) = \delta f$  が車速に伴うドップラーシフト周波数であり, 受信した反射波に含まれる  $\delta f$  を検出すれば相対速度  $V$  を求めることが出来る。

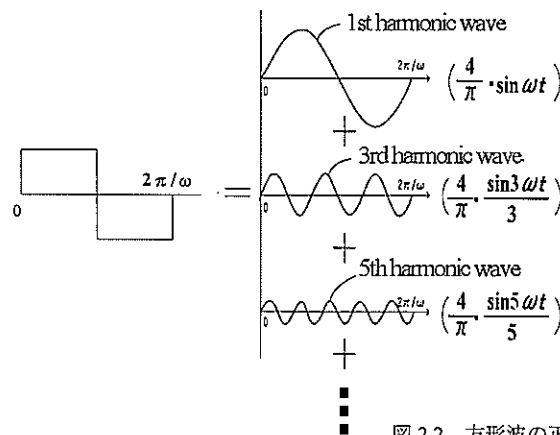


図 2.2 方形波の正弦波への展開図

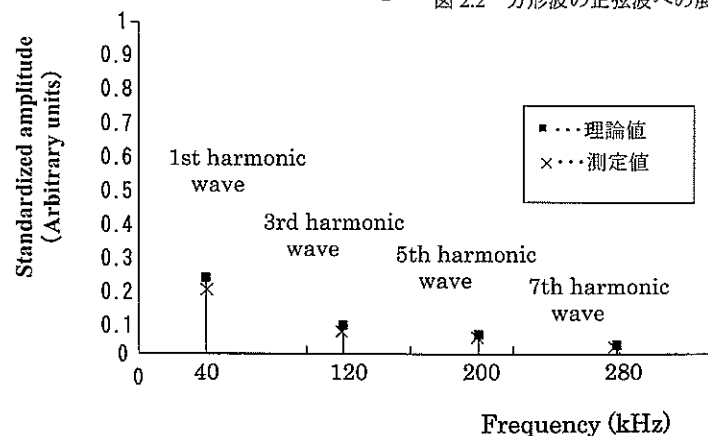


図 2.3 40kHz 方形波を送信波としたときのフーリエスペクトルの理論値とオシロスコープによる実験値との比較

2.3.2 新たな障害物特性判別方法

超音波を対象物に当てたとき、対象物の種類や取り巻く環境に応じて、波形のひずみや減衰を含んだ固有の反射波が観測される。これは超音波が物質内を伝播する際、物質の持つ音響インピーダンスの差により反射波の形状が変化し、これにより物質固有の反射波形を作り出しているものと考えられる。ここで

$Z$  : 音響インピーダンス

$\rho$  : 物質の密度

$C_0$  : 物質内の伝播速度

としたとき、

$$Z = \rho C_0 \quad (2.9)$$

異なる音響インピーダンス  $Z_1$ 、 $Z_2$  の中で、超音波が  $Z_1$  から  $Z_2$  に伝わる際の反射率と透過率をそれぞれ  $R_u$ 、 $T_u$  とすると

$$R_u = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_1 + Z_2} \quad (2.10)$$

$$T_u = \frac{2Z_1}{Z_1 + Z_2} \quad (2.11)$$

従って  $Z_1$  を空気中の音響インピーダンスとし、鉄板と人体の  $Z_2$  を比較すると、鉄板の方の  $Z_2$  が大きくなり、その結果鉄板の方が人体よりも反射率は増加し、透過率は減少する。そこで反射波振幅のピーク時からの減衰区間を立下り区間とし、このときの波形に着目することにより、対象物の特性を判別出来ないか検討した。同一試験条件における異なった物体からの反射波をプラス方向のみに正転させ、包絡線を取る手法の説明を図 2.4 に、また受信波から包絡線処理され、包絡線受信波になるまでの工程のブロック図を図 2.5 に示す。なおローパスフィルタのカットオフ周波数は、約 4kHz とした。

ここで

$A_L$  : ノイズ除去のために設定した有効振幅の下限値

$A_H$  : 立下り区間における最大振幅

$T_a$  : 最大振幅発生後の減衰開始時間(微分値の閾値を設定し、時間を判別)

$T_b$  : 振幅が  $A_L$  になるときの時間

$Q$  : 反射波の立下り比率

とし、式(2.12)のように  $Q$  を定義した。

$$Q = \frac{T_b - T_a}{A_H} \quad (2.12)$$

この方法による、鉄板と人体の胸部(服を着ていない状態)に超音波を当てたときの、反射波の包絡線形状と、 $A_L$ 、 $A_H$ 、 $T_a$ 、 $T_b$  のプロット例を図 2.6 に示す。

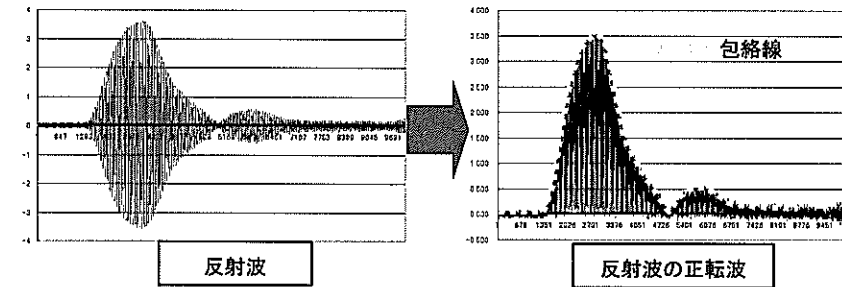


図 2.4 反射波から包絡線を得るまでの説明図

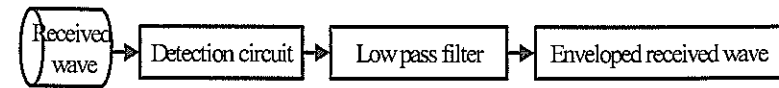


図 2.5 反射波から包絡線を得るまでのブロック図

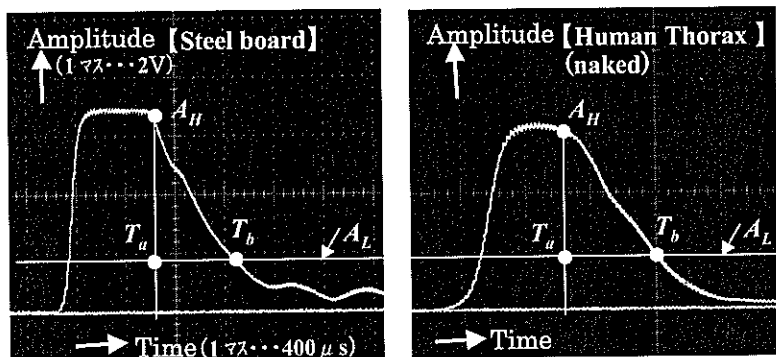


図 2.6 鉄板と人体の胸部(服未着用)に超音波を当てたときの、  
反射波の包絡線形状比較  
(天候：晴れ 温度：22.3℃ 湿度：35% 測定距離：1m)

## 2.4 実験で用いたシステム構成と測定方法

図 2.7 のような超音波検知システムを用いて、玩具のリモコンカーを改造し、図 2.8 に示す送受信兼用超音波センサ（関村田製作所製）を搭載した検知システムを製作し、一定の速度で車両前方の物体からリモコンカーを遠ざけたり近付けたりしながら、物体との相対距離が 24cm, 50 cm, 100 cm となったときの送信信号と受信信号のスペクトルを測定した。送信信号は、図 2.9 に示すように中心周波数  $f_0$ : 40kHz (1 周期: 25 μs), 変調周波数  $\Delta f$ : 1.67kHz (40kHz 24 パルス, 1 周期: 0.6ms), 繰り返し周波数  $f_m$ : 6.67Hz (1 周期: 150ms) の方形波とした。また、送信波の存在しない 149.4ms の時間を利用して、この間で受信信号の処理、演算、表示処理などを行った。

図 2.10 に実験測定の状況を示す。試験室は温度、湿度が管理された状態となっており、音速については温度変化に対して常時補正を行えるよう、温度センサを計測ユニット部に組み込んだ。また、人（生体）とその他のものの識別には 2.3.2 節で述べた手法に基づいて受信波形解析プログラムを作成し、オシロスコープ（Tektronix TDS1014B）で観測を行った結果を基にして、 $Q$  値が計算出来るようにした。

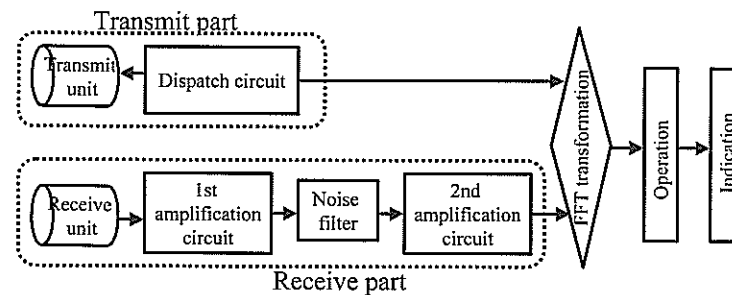


図 2.7 実験に用いた、超音波センサコントロールユニットのブロック図

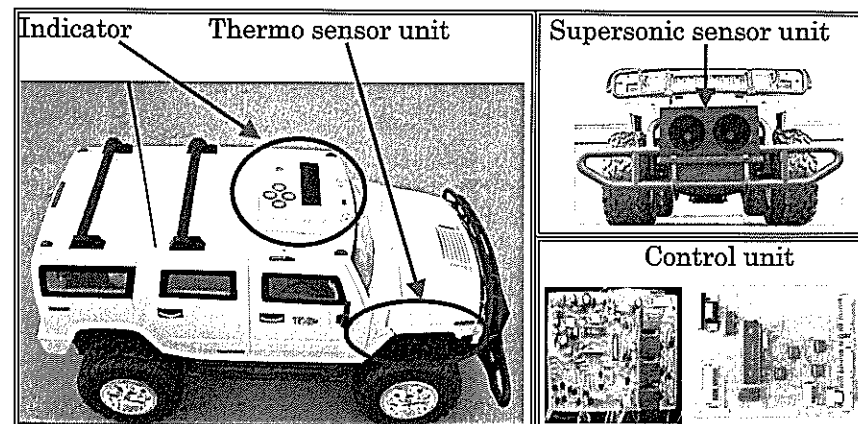


図 2.8 実験に用いた、超音波センサコントロールユニットを有するリモコンカー



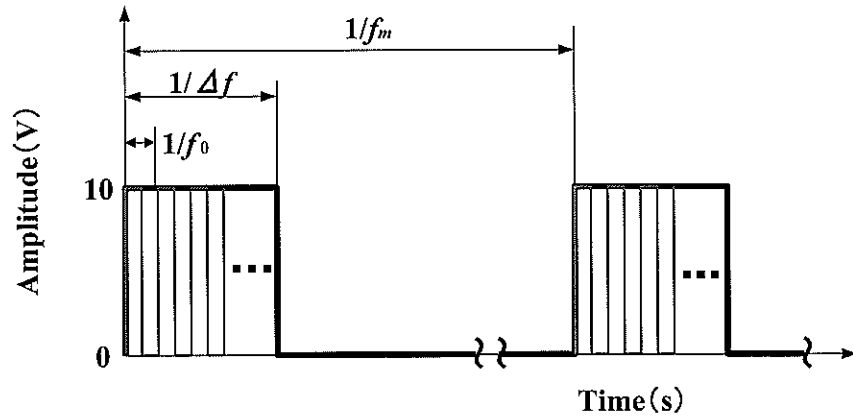


図 2.9 実験に用いた送信波としての方波仕様(定常波)

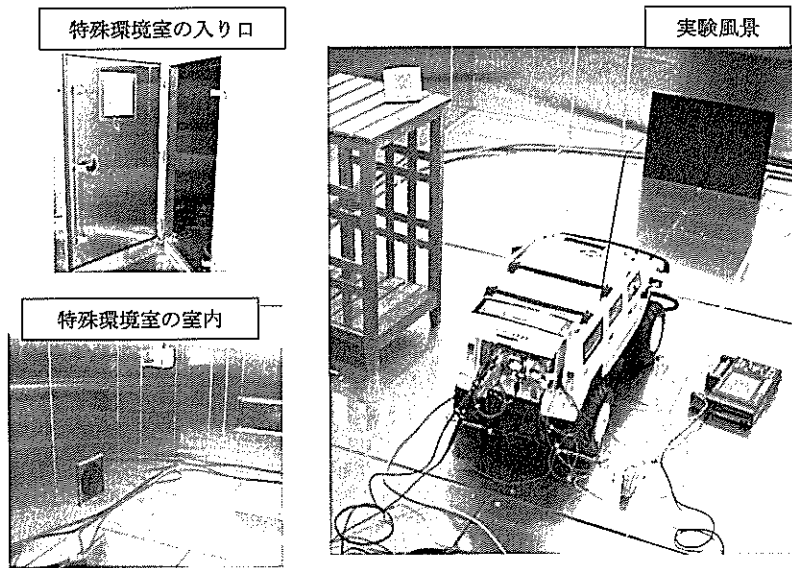


図 2.10 リモコンカーを用いた、超音波センサ実験状況

## 2.5 実験結果及び考察

### 2.5.1 相対距離、相対速度の測定結果と考察

実験で得られた受信波により、相対距離を計算した結果を表 2.1 に示す。相対距離計算に用いた高周波は奇数波であるが、第 1, 第 3, 第 5 高調波から算出した距離は、どれもスケールで測定した距離に対し、比較的良く合っていることがわかる。24cm での距離よりも 50cm での距離の整合性が良い理由は不明であるが、測定時の誤差も幾分あると思われる。いずれにしても同時に得られる各高調波のデータを用いれば、より正確に、且つ迅速に相対距離が算出出来るものとする。同様に相対速度を計算した結果を表 2.2 に示す。相対速度計算に用いた高周波は偶数波であるが、第 2, 第 4, 第 6 高調波から算出した速度は、どれも設定した基準速度に対し、比較的良く合っており、こちらも同時に得られる各高周波のデータを用いれば、より正確に、且つ迅速に相対速度が算出出来るものとする。

一例として図 2.11 に、50cm 近傍における送受信波形の一例を示す。1.67kHz の変調幅の送信波形から約 1.54ms 後に受信波形が観測されている(温度 21.3°C)。車両前方と物体との相対距離が 24cm, 50 cm, 100 cm となったときの送信信号と受信信号を記録し、フーリエ解析を行った後のスペクトルを図 2.12 に示す。その結果から、車両とその前方の先行物体との相対距離が長くなるほど、受信信号の各高調波の振幅が小さくなり、同様の傾向を示す送信波の信号と受信波の信号の同じ次数での高調波の振幅比、即ち  $A_m$  値を式(2.7)に入れ、距離測定を行った結果、実測値と同等の値が得られた。同様に環境変化(温度 5°C~40°C, 湿度 5%~75%)による評価も行ったが、湿度変化については文献[52]に示すとおり、測定値に大きな影響を与えず、温度変化のみ式(2.2)にて音速の補正を行えば、誤差も少なく相対距離が測定出来ることを確認した。

一方車両に対して前方の物体が相対的に近づくと、ドップラー効果に基づき反射波の周波数が高くなり、遠ざかると低くなる。本実験においても車両に対する前方物体の相対速度の違いに応じて、送信波の信号と受信信号との各高調波の周波数のシフトが観測された。例えば図 2.12 に示すように、物体に対して一定の速度で車両を進行、後退させると、反射波の FFT 解析により得られた第 2, 第 4 高調波の周波数がシフトした。なお本システムでは測定の便宜上、奇数次 ( $n=1, 3, 5\cdots$ ) の高調波で相対距離、偶数次 ( $n=2, 4, 6\cdots$ ) の高調波で相

対速度を演算するようにプログラム化されているため奇数次には偶数次のような周波数差が出ていないが、実際は全ての次数の奇数次高調波にも、周波数のずれが発生していることになる。表 2.2 の結果より、相対速度についても周波数差からの算出が可能であることを確認した。なお相対速度の実測についてはラジコンカーと固定壁を用いてラジコンカー移動距離をあらかじめ決めておき、その間の通過速度が一定になるよう遠隔操作した上で計測した。なお速度計測には高速度ビデオカメラを使用した。式(2.8)にて相対速度を演算させた結果は通信処理で別モニター画面にて観測出来るようにし、測定時間内における上限値と下限値の平均値を採用した。また相対速度についても環境変化時の測定を相対距離測定時と同じ考え方でを行い、このとき実測データと演算プログラムでの計算結果がほぼ合致していることを確認した。

①実際の相対距離測定値 →		24cm	50cm	100cm
第1高調波による計算値	$A_m$ (測定値)	35.10	64.04	134.44
	②相対距離計算結果	27.13cm	49.51cm	103.93cm
	誤差 (②-①)	+3.13cm	-0.49cm	+3.93cm
第3高調波による計算値	$A_m$ (測定値)	35.51	63.33	138.18
	②相対距離計算結果	27.45cm	48.96cm	106.82cm
	誤差 (②-①)	+3.45cm	-1.04cm	+6.82cm
第5高調波による計算値	$A_m$ (測定値)	34.55	64.41	135.71
	②相対距離計算結果	26.71cm	49.79cm	104.91cm
	誤差 (②-①)	+2.71cm	-0.21cm	+4.91cm

表 2.1 相対距離測定値と計算値との比較

①実際の相対速度測定値 →		12m/s (接近)	-12m/s (後退)
第2高調波による計算値	$\Delta f$ (測定値)	+2.8	-2.78
	②相対速度計算結果	12.06m/s	-11.97m/s
	誤差 (②-①)	+0.06m/s	+0.03m/s
第4高調波による計算値	$\delta f$ (測定値)	+2.76	-2.82
	②相対速度計算結果	11.88m/s	-12.14m/s
	誤差 (②-①)	-0.12m/s	-0.14m/s
第6高調波による計算値	$\delta f$ (測定値)	+2.83	-2.82
	②相対速度計算結果	12.18m/s	-12.14m/s
	誤差 (②-①)	+0.18m/s	-0.14m/s

表 2.2 相対速度測定値と計算値との比較

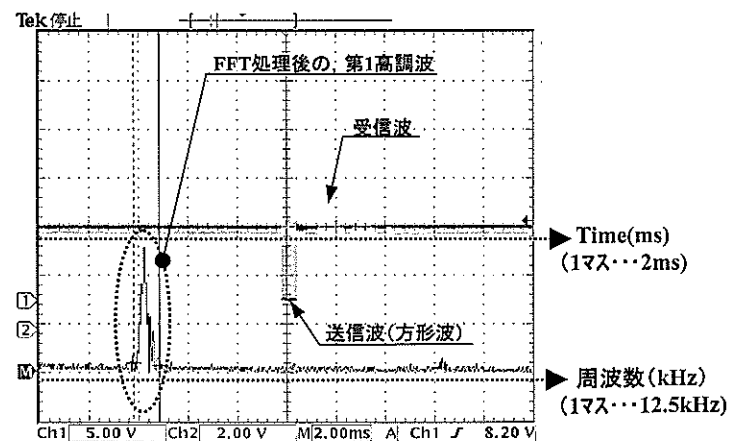


図 2.11 対象物との距離が 50cm のときの、オシロスコープによる送受信波観測例

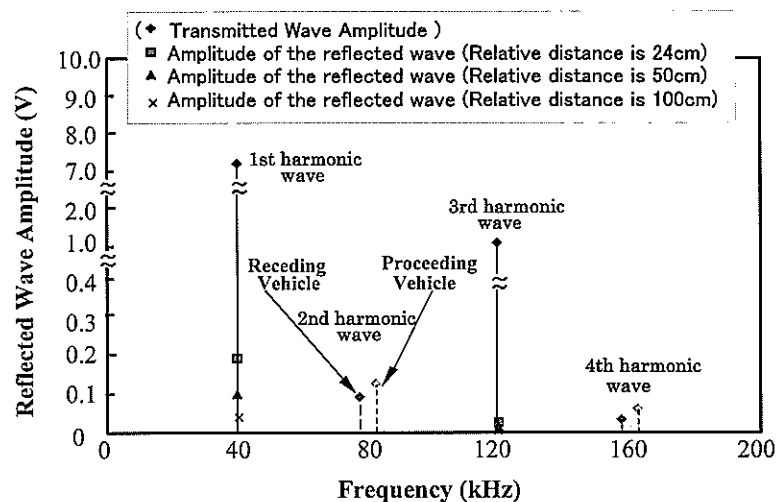


図 2.12 各種相対距離におけるフーリエ解析後のスペクトル図

### 2.5.2 物質の識別結果と考察

10種類の生体系と非生体系物質に超音波を当てたときに得られた反射波の包絡線を図 2.13 に示す。生体系は立下り始めのところのカーブがなだらかに減少しており、これにより、式 (2.12) の分子の  $T_b - T_a$  値は大きくなる傾向がある。10種類の物質の  $Q$  値を計算した結果を表 2.3,  $N$  数3まで試験回数を増やして  $Q$  値を計算した結果のグラフを図 2.14 に示す(天候: 晴れ, 相対距離: 1m, 温度: 22.3°C, 湿度: 35%)。この結果によれば,  $Q$  値は超音波放射に対して, 物体内への超音波の透過状況を表す指標として適用可能と考えられ, 今回の試験条件では  $Q=200$  が人と物を判別する閾値として提案出来る可能性が高いと推測される。

このような超音波反射波の包絡線特性に基づいて対象物の識別を行う手法を用いれば, 一度周波数成分に変換する必要のある FFT 処理手法に比べて, より迅速な識別処理が可能となる。また包絡線形状のテンプレートマッチング処理, つまり反射波のエンベロープ状態を記憶させる処理を行えば, 記録された波形と新しく取り込んだ波形との合致状態が比較出来る。

それにより包絡線形状の細部の状態までの比較や, 微妙な経時的変化の識別にも対処出来ることから, 更に信頼性の高い対象物識別が可能となる。今後はもっと多岐に亘った材料でのデータ取りを行い, 信頼性を高めていく予定である。

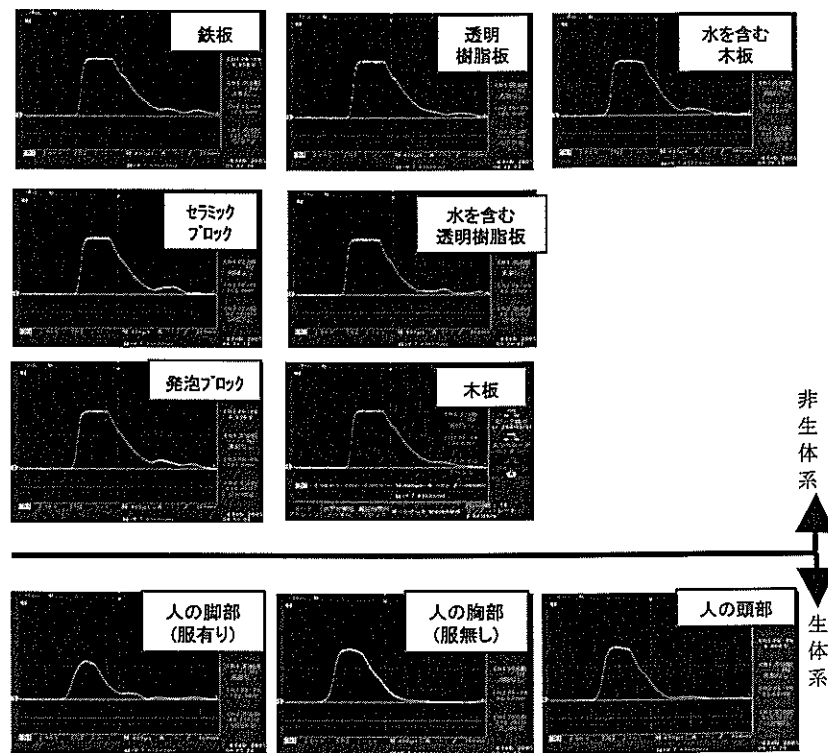


図 2.13 各物体に超音波を当てたときの, 反射波の包絡線比較

対象物	$T_b - T_a$	$A_H$	$Q$
①鉄板	1150 $\mu s$	6.958V	165.3
②セラミックブロック	965 $\mu s$	7.002V	137.8
③発泡ブロック	1056 $\mu s$	6.936V	152.3
④透明樹脂板	1142 $\mu s$	7.038V	162.3
⑤水を含んだ, 透明樹脂板	908 $\mu s$	6.942V	130.8
⑥木板	1133 $\mu s$	6.979V	162.4
⑦水を含んだ, 木板	959 $\mu s$	6.937V	138.2
⑧人の脚部 (服有り)	1279 $\mu s$	4.660V	274.4
⑨人の胸部 (服無し)	1614 $\mu s$	6.365V	253.6
⑩人の頭部	1673 $\mu s$	6.404V	261.2

表 2.3 各種物体における  $Q$  値測定結果

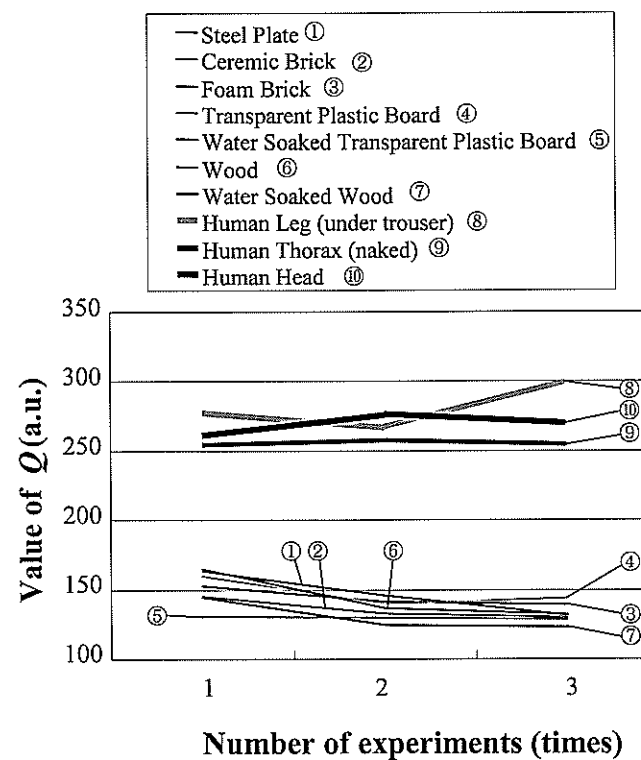


図 2.14 人体と各種物体における  $Q$  値の比較

## 2.6 結言

超音波センサによる対象物からの反射波の非線形解析を行い、フーリエ変換により得られた高調波成分情報を活用することにより、信頼性の高い対象物との相対距離、相対速度情報を得ることが出来た。また反射波の立下り波形から算出した $Q$ 値を用いれば、対象物が人(生体系)であるか、物(非生体系)であるかの判別が可能であることがわかった。本技術の実用化に関してはまだまだ多くのデータ取りが必要とされるため、今後は環境変化に伴う超音波特性の変動データ測定や、各種材料での反射波特性データ測定を続行し、信頼性を見極めを行うと共に、車両の各種ブリクラッシュセーフティ技術への適用実現化に向けて力を注いでいきたい。

## 第3章 車両前面衝突時の胸撓み解析

### 3.1 緒言

第2章では車両衝突前の動的安全性向上技術を述べたが、本章では車両衝突後の動的安全性向上技術を扱う。自動車前面衝突時乗員が受ける傷害値の中で、胸部減速度と並んで低減すべき胸部傷害値は胸撓みである。胸撓みとは車両衝突時、衝突試験用ダミーの脊柱に対する肋骨部の変位量を示すが、過度な胸撓み値の発生は肋骨の破損や内臓の破裂に繋がるため、回避しなければならない。しかしこういった重要な傷害値である胸撓みに関して、これまではCAEによるシミュレーション解析はなされているものの、バネマスダンパモデルによる力学的な理論解析はさほど取り組まれていない状況である。この理由として胸撓み発生メカニズムが複雑であるため、衝突時の車体の減速度を外力として机上計算しても、今までのアプローチ方法では胸撓みの顕著な差が得られないことに起因しているものと考えられる。

本研究では、インパクト試験により得られた衝突試験用 HybridIIIダミーの物理データを元に、ダミー胸部を肋骨部マスと脊柱部マスに分離し、両者をバネとダンパで結んだバネマスダンパモデルを作成し、肋骨部の外部入力値にはシートベルト荷重を与え、脊柱部の外部入力値には胸部減速度にて発生する力を与えて畳み込み積分を行うことにより、ダミーの胸撓みを計算する。一方でスレッド試験も行い、計算値と実験値との整合性を確認するが、スレッド試験では、ダミーの膝を支えるニーボルスタの前後方向設定位置を変えることによりシートベルト荷重を変化させ、このとき胸撓みがどう変化するかを観察し、胸撓みを低減するための具体的な方策を求めるとする。

### 3.2 ダミー特性の解析

#### 3.2.1 ダミー解析モデルと特性値の算出

図 3.1 に実際の衝突試験で用いられている計測用ダミー(HybridIII)を示す。胸撓み計測計の根元部はダミー胸部の脊柱部に取付けられ、上部は肋骨に固定されている。なお胸部減速度は脊柱側で計測される。ダミーが車体減速度を受けるとシートベルト、エアバッグ、ステアリング等からの反力により、肋骨と脊柱の前後間距離が縮まるが、このときの縮み代を胸撓みとしている。本計算ではダミーを図 3.2 に示すような脊柱と肋骨がバネとダンパで繋がれた簡易モデルとした。ここで

- $m$  : ダミー胸部の肋骨部に相当する質量
- $M$  : ダミー胸部の脊柱部に相当する質量
- $k$  : 脊柱～肋骨間のバネ定数
- $c$  : 脊柱～肋骨間の減衰係数
- $x$  : 脊柱～肋骨間の相対変位

とする。ここで  $m$  は、図 3.3 に示すダミー胸部の肋骨周辺の質量を測定した結果に基づき、 $m = 1\text{kg}$  とした。

次に HybridIII 50 パーセントイルダミー校正用胸部インパクト試験[49]データを用いて、 $k$ 、 $c$  の値を算出した。インパクト試験の概要を図 3.4 に示す。ケーブルに吊り上げられた質量 23.4kg のインパクトプローブは重力による回転自由落下運動により弧を描きながらダミーの肋骨側表面に初速 6.8m/s で当たるように初期のインパクトプローブ位置が調整されている。インパクトプローブが校正試験に合格したダミーを直撃後のダミー胸部変位、衝撃力データをそれぞれ図 3.5、図 3.6 に示す。なおインパクトプローブが当たった後、ダミー脊柱部は後方に動かないため、インパクトプローブによりダミーに加わる衝撃力を  $f$  とすると、式(3.1) が成り立つ。

$$f = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (3.1)$$

式(3.1)において、インパクト試験により  $x$  が既知であるため、 $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$  も計算出来る。 $f$  も既知であるから、式(3.1)を満たすような  $c$ 、 $k$  を求めると、 $c = 450\text{Ns/m}$ 、 $k = 75000\text{N/m}$  となる。このとき、図 3.7 のように時間暦において、実験値と計算値が比較的良く一致してい

ることがわかるが、完全に一致しないのは厳密には  $c$  値や  $k$  値が速度や変位の変化に対し非線形値を取るためであるが、机上計算としては本解析モデル及び各物理量で取り扱っても問題無いと考える。また HybridIII 50 パーセントイルダミーの胸部質量は 17.19kg であるため、この場合の  $M$  値は胸部質量より  $m$  値を引いた 16.19kg となる。

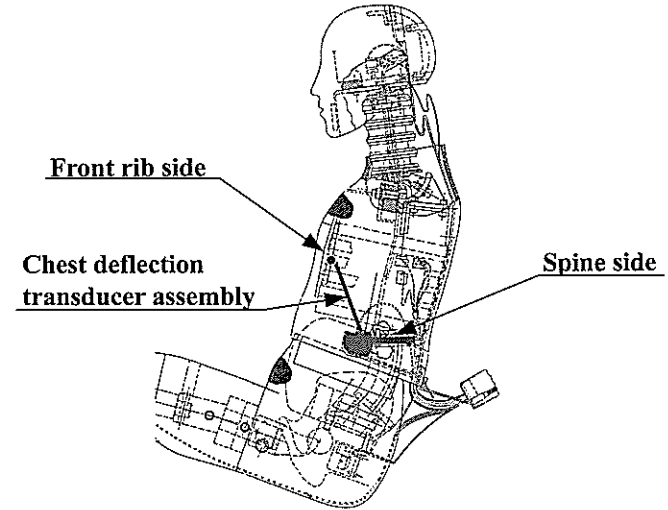


図 3.1 衝突試験用 HybridIII ダミーの胸撓み計測構造

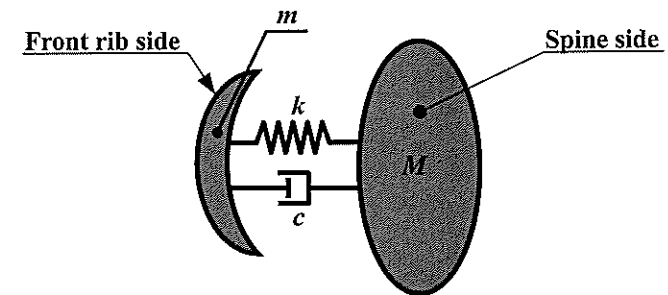


図 3.2 胸撓み解析モデル

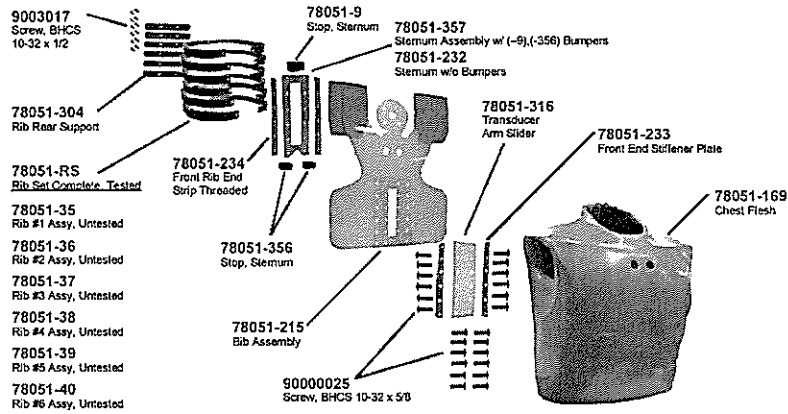


図 3.3 Hybrid III ダミーの肋骨周辺部品構成  
(図は株式会社ジャスティのインターネット情報を引用)

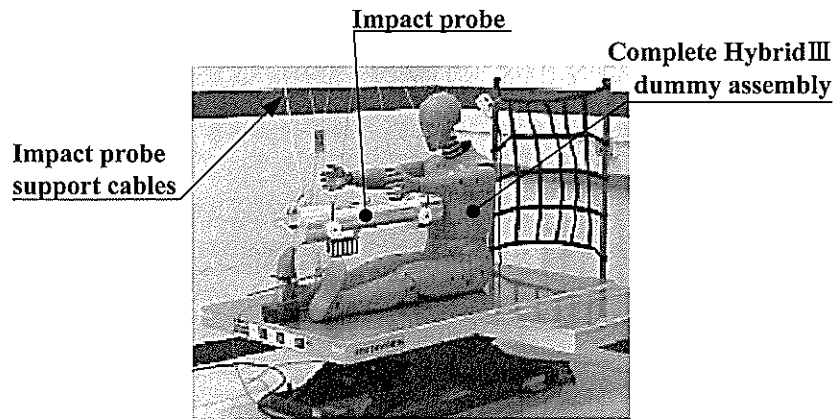


図 3.4 Hybrid III ダミーインパクト試験状況

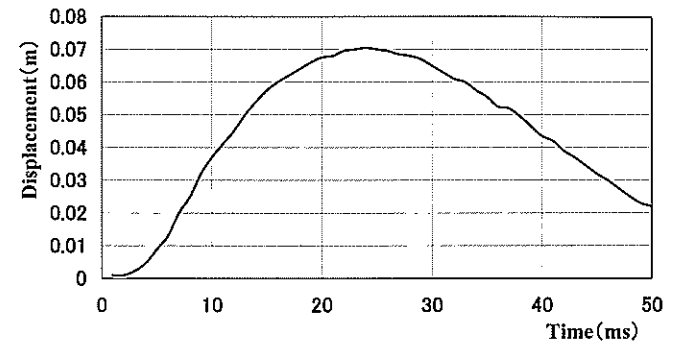


図 3.5 インパクト試験による、胸撓み(x)のデータ

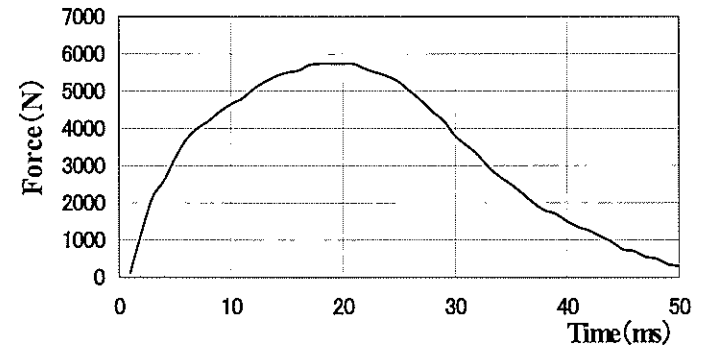


図 3.6 インパクト試験による、肋骨部衝撃値(f)のデータ

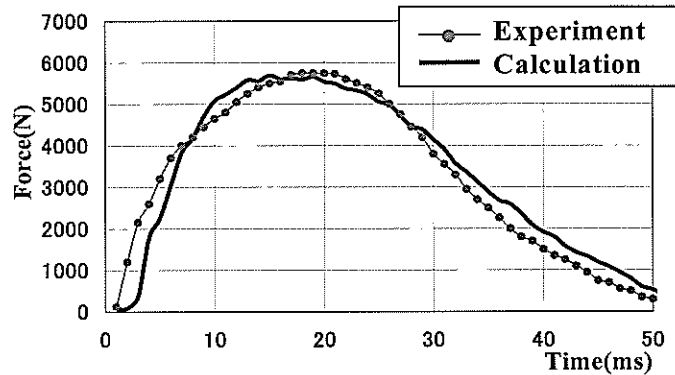


図 3.7 インパクト試験による、肋骨部衝撃値( $f$ )の実験値と計算値比較

### 3.2.2 前突時の解析モデル作成

図 3.2 のダミーモデル胸部に、前突時発生する力を加えたモデルを図 3.8 に示す。ここで

$a$  : 肋骨部減速度

$G$  : 脊柱部減速度

$f_{ab}$  : 肋骨部に加わるエアバッグ、ステアリングによる外力

$f_b$  : 肋骨部に加わるシートベルトによる外力

$F_{rb}$  : ダミー肋骨部と脊柱部間反力

$F_{et}$  : ダミー脊柱部に加わる  $F_{rb}$  以外の各種荷重

とする。 $F_{et}$ には首、腕、腰から胸に伝わる力、ショルダベルトから鎖骨を通じて胸に伝わる力などが含まれる。図 3.8 より

$$ma = f_{ab} + f_b - F_{rb} \quad (3.2)$$

$$MG = F_{et} + F_{rb} \quad (3.3)$$

$$a = G + \ddot{x} \quad (3.4)$$

$$F_{rb} = c\dot{x} + kx \quad (3.5)$$

式(3.4)、式(3.5)を式(3.2)に代入し整理すると

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_{ab} + f_b - mG \quad (3.6)$$

式(3.6)を解くため畳み込み積分[48]を用いる。肋骨に単位インパルスの外力が加わったときの肋骨の変位を  $h(t)$  とすると

$$h(t) = \left( \frac{1}{mq} \right) e^{-nt} \sin qt \quad (3.7)$$

$$\text{但し } q = \sqrt{k/m - (c/2m)^2} \quad (3.8)$$

$$n = c/2m \quad (3.9)$$

単位インパルス応答例を図 3.9 に示す。系に作用する時間  $\tau$  における任意の外力を  $F(\tau)$  とし、時間  $t$  での変位応答を  $x(t)$  とすると

$$x(t) = \int_0^t F(\tau)h(t-\tau)d\tau \quad (3.10)$$

これにより、胸撓み  $x(t)$  が求まる。

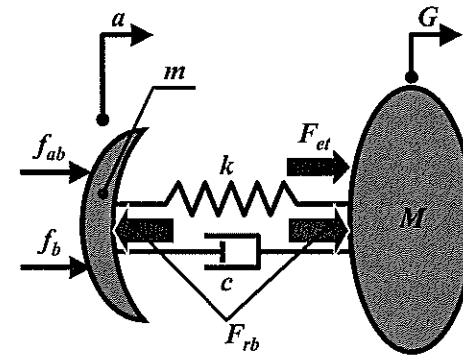


図 3.8 胸撓み解析モデルに加わる力と運動方向



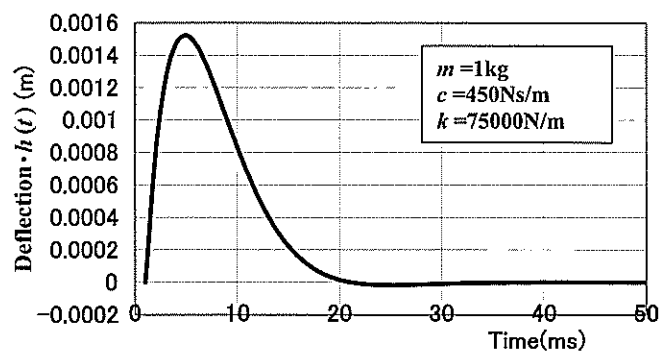


図 3.9 単位インパルス応答例

### 3.3 スレッド試験による胸撓み解析結果の検証

#### 3.3.1 スレッド試験概要と試験結果

3.2.2 節で求めた胸撓み計算式の整合性を確認するため、油圧式スレッド試験機にて、膝前ニーボルスタ位置を 3 水準に振って前突スレッド試験を行った。なおステアリングとエアバッグは設定せず、ニーボルスタの位置以外は全て同条件とし、拘束装置はシートベルトとニーボルスタのみとした。図 3.10 にスレッド試験時の全体状況、図 3.11 にダミーの膝前状況を示す。試験前のニーボルスタから膝までの水平方向の寸法は 90mm, 40mm, 20mm の 3 パターンとした。

図 3.12 に車体側入力波形を示す。波形は半周期正弦波としている。スレッド試験後、各仕様別に得られたショルダベルト荷重、ラップアウトベルト荷重、胸部減速度、胸撓み比較グラフを図 3.13～図 3.16 に示す。膝前ニーボルスタの位置差により、ラップアウトベルト荷重と胸撓みに大きな差が出ていることがわかる。なおシートベルト荷重の定義については、3.3.2 節で詳しく述べる。

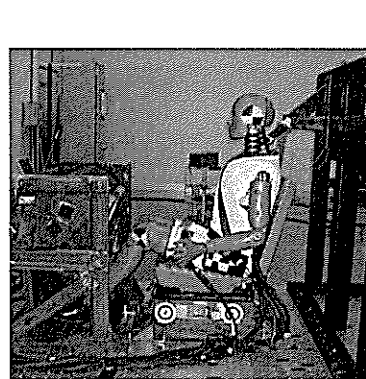


図 3.10 スレッド試験時のダミー設置状況

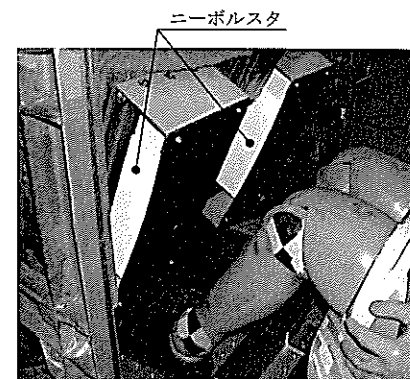


図 3.11 スレッド試験時のニーボルスタ設置状況

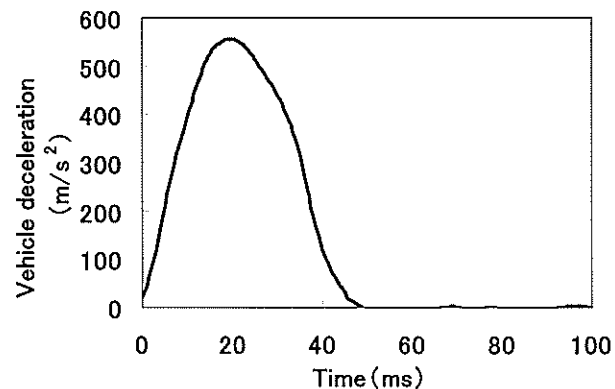


図 3.12 スレッド試験時の車体側減速度入力波形

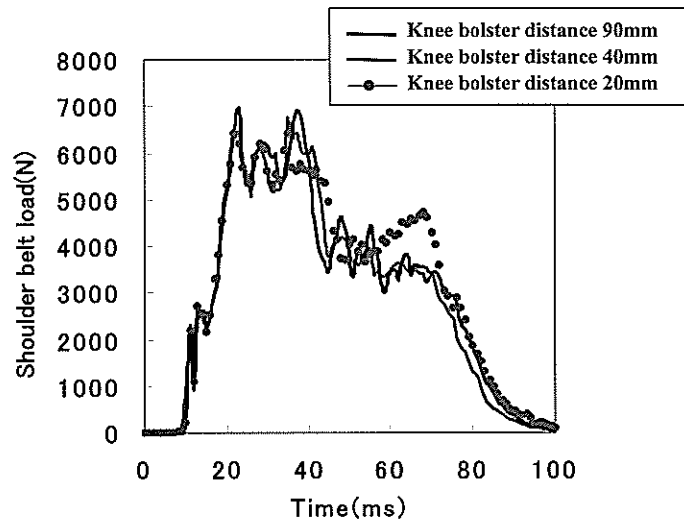


図 3.13 スレッド試験時のショルダベルト荷重発生状況

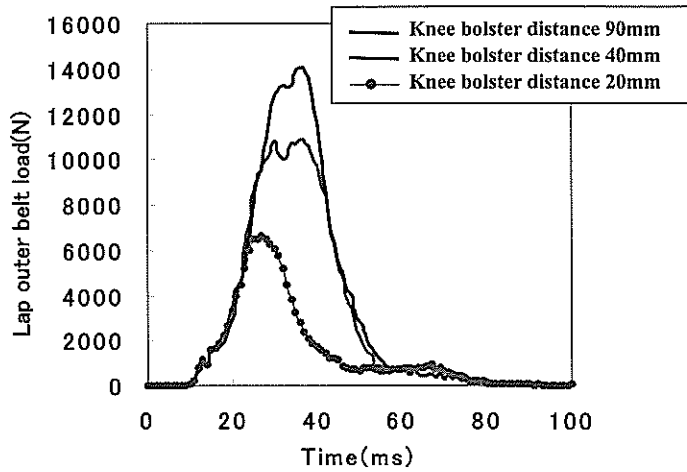


図 3.14 スレッド試験時のラップアウトベルト荷重発生状況

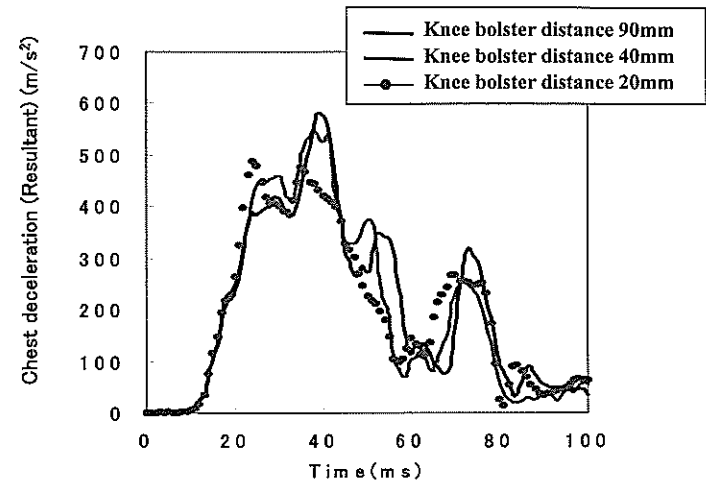


図 3.15 スレッド試験時の胸部減速度発生状況

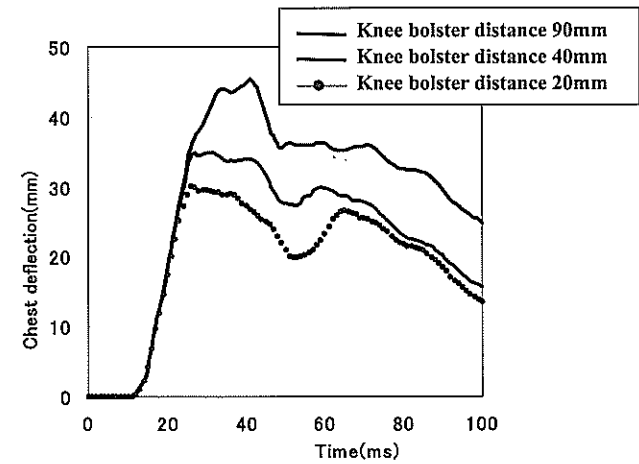


図 3.16 スレッド試験時の胸撓み発生状況

## 3.3.2 シートベルト荷重の選定と胸撓み計算結果

まずシートベルトの各部位の用語を図3.17のように定義する。さて式(3.6)を解く際、今回のスレッド試験モデルにはエアバッグ、ステアリングが無いため、右辺の $f_{ab}$ は0になる。一方 $f_b$ はショルダベルト荷重とショルダインナベルト荷重(ラップインナベルト荷重よりタングでの折り返しを介してショルダベルト下方に伝わる荷重)により決定される。ここで

$f_{si}$ : ショルダインナベルト荷重

$f_{lo}$ : ラップアウトベルト荷重

$f_{so}$ : ショルダベルト荷重

とすると、通常の試験では $f_{si}$ を測定することが困難であり、 $f_b$ も諸条件により変動し易いため、以下の仮定を行う。

(1) $f_{si}$ は、 $f_{lo}$ がシートベルトのタングを介してそのまま伝わり、 $f_{si}$ になるものとする。

$$(f_{si} = f_{lo})$$

(2)シートベルトの各摺動部、ダミー等との接触部に発生する摩擦力を考慮しない。

(3)特に衝突の後半期において、脊柱側の鎖骨に発生するショルダ荷重の流れ込みを考慮しない。

(4)特に衝突の後半期において、ダミー姿勢の乱れによりベルトとダミーの挟み角が時間層で変化するが、これを考慮しない。

以上の仮定を踏まえ、図3.18のように平面視でショルダベルトがダミーの肋骨部のみにさしかかっているとすれば、幾何学的に、求めるべき $f_b$ は式(3.11)のようになる。

$$f_b = f_{so} \cos \theta_1 + f_{si} \cos \theta_2 \quad (3.11)$$

但し $\theta_1$ 、 $\theta_2$ はベルトの流れ方向の断面で測定した挟み角度であり、 $\theta_1 = 70^\circ$ 、 $\theta_2 = 83^\circ$ となった。

以上により、スレッド試験3パターンにおける胸撓みの計算を行い、実験値との比較を行った結果を図3.19～図3.21に示す。

これらの試験結果はまだ整合性には乏しいが、胸撓みのピーク値に関しては傾向的にはほぼ合っている。従ってピーク値のみをベルト荷重と胸部減速度を用いて類推することは可能であると考えられる。図3.19～図3.21では特に衝突後半において実験値と計算値の間で乖離が見られるが、これはダミー姿勢が大きく崩れ、 $\theta_1$ 、 $\theta_2$ の値が大きく変化したこと、図3.22に

示すように鎖骨部にショルダベルト荷重の一部が流れ込んだこと、大腿部上面と胸の下部が接触し、余計な外力が胸に入ってきたことなどが考えられる。また胸撓みにはシートベルト荷重が大きな影響を与えていることが実験値と計算値の双方で確認出来た。従って胸撓みのピーク値を低減させるには、ニーボルスタ等のシートベルト以外の乗員拘束装置を用いることによりシートベルトへの負担を軽減すること、すなわちシートベルト荷重を下げるのが有効であると考えられる。

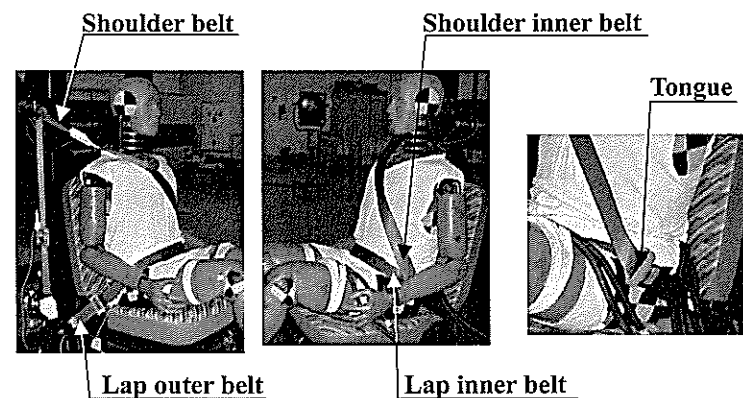


図3.17 シートベルト用語の定義

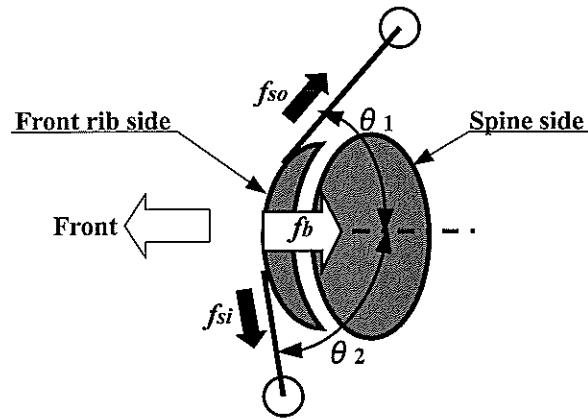


図 3.18 シートベルト荷重計算モデル(平面視)

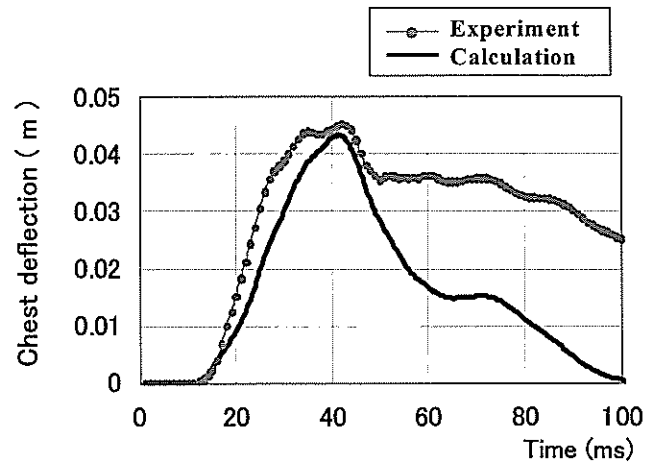


図 3.19 スレド試験における胸撓みの実験値と計算値比較  
(膝とニーボルスタ間水平距離 90mm の場合)

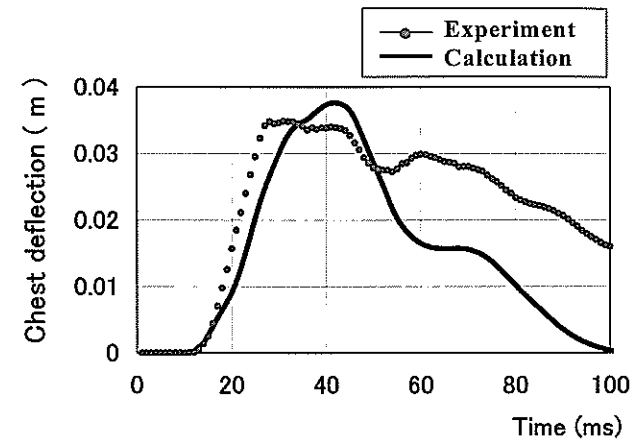


図 3.20 スレド試験における胸撓みの実験値と計算値比較  
(膝とニーボルスタ間水平距離 40mm の場合)

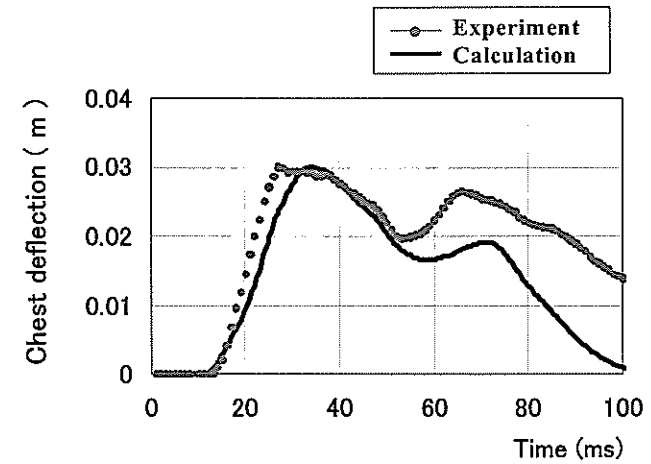


図 3.21 スレド試験における胸撓みの実験値と計算値比較  
(膝とニーボルスタ間水平距離 20mm の場合)

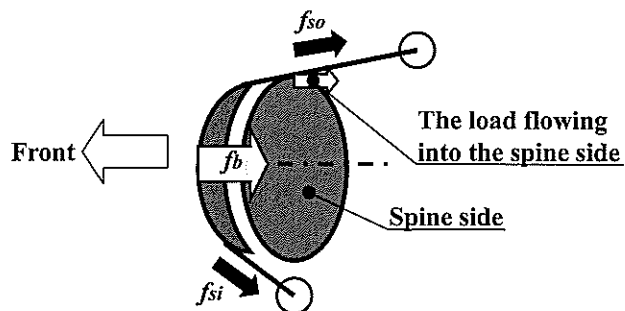


図 3.22 鎖骨へのショルダ荷重流れ込み説明図(平面視)

### 3.4 結言

車両前面衝突時乗員が受ける重大な傷害値の一つである胸撓みについて、衝突試験用ダミーをバネマスダンパモデルとし、計算時の入力値として肋骨部に加わる荷重と脊柱部で発生する胸部減速度により生ずる荷重を選び、畳み込み積分を行って胸部の変位量を胸撓みとして計算させれば実験値との大まかな整合が取れ、これにより胸撓み発生メカニズムに関してもほぼ把握出来た。ニーボルスタを近付けてスレッド試験を行うとショルダベルト荷重はさほど変動が無いが、ラップアウトベルト荷重が激減し、これに伴い肋骨に加わるトータルでのシートベルト荷重が低下することにより胸撓みも低下することが確認出来た。従って胸撓みを最小化するためには、ニーボルスタ等の肋骨部に直接入力しない外力を増やし、シートベルト荷重等肋骨に直接加わる荷重を下げるのが有効であると考えられる。このように衝突時乗員を受け止める際、拘束装置を分散させて支持する方法は、それらをバランス良く配置出来れば、人体の一部に加わる局所的な荷重を他の部位に分散させられるため、高齢者や女性、子供にとっても好ましく、今後の乗員拘束システムを設計していく上で重要な考え方になる。

また胸撓みに関しては、これまでのスレッド試験での経験によりシートベルトの肋骨に対する位置のわずかなずれや試験用ダミーの個体差等によりばらつきが大きく、取り扱い難しい指標となつてはいるが、今後は 3.3.2 節で仮定した条件を正確な数値に置き換える作業も含めて、本簡易計算手法の更なる精度向上に取り組んでいきたい。

## 第4章 車両前面衝突時の胸部減速度の解析

### 4.1 緒言

本章でも第3章同様、車両衝突後の動的安全性を扱うが、ここでは胸撓みと並んで低減すべき重要な傷害値の一つである胸部減速度を解析する。

さて自動車前面衝突時に発生する車体の減速度を入力値とした場合の、シートに着座したダミーの胸部減速度を算出する手法は、MADYMO等のCAEシミュレーション解析[31]や、バネマスモデルを用いた力学的な解析[32~36]により広く応用されてきているが、特に後者に関しては、これまで畳み込み積分や遷移関数を用いた手法等により、胸部減速度を下げるための車体減速度はどうあるべきかについての研究がなされている。本研究は1次元のバネマスモデルに任意の車体減速度が加わったときの胸部減速度波形を、畳み込み積分を用いて解析するが、更に理解を深めるため、車体減速度波形を近似モデル波形として計算し、各入力値と計算による出力値(胸部減速度)との関係と比較すると共に、胸部減速度を下げるための方策として、これまでの研究ではさほど取り上げられていない単位インパルス応答グラフに着目して、時間軸を細かく区切つての理論付けを試みる。またフォースリミッタ付シートベルトやエアバッグの設定された現実的な車両の拘束装置形態において、車体減速度波形の差が、胸部減速度にどのような影響を与えるのかを検証するため、スレッド試験での実験値と、単純な1次元バネマスモデルでの畳み込み積分による計算値における胸部減速度を比較し、本計算手法が車体減速度を変化させたときの胸部減速度の傾向を把握する上で有効な手段に成り得るかどうかを導出する。

4.2 計算モデルを用いた解析

4.2.1 畳み込み積分による胸部減速度の解析

シートベルトにより拘束された衝突試験用ダミーを1次元のバネマスモデルとし、これに任意の車体の減速度が加わったときのマスの減速度を畳み込み積分手法[48]により解き、これを胸部減速度とする。

図4.1の解析モデルにおいて

$m$  : 解析モデルの質量(ダミー胸部質量に相当)

$k$  : 解析モデルのバネ定数(シートベルトのバネ定数に相当)

とし、質点に外力  $F(t) \cdot \Delta t = 1$  の単位インパルス関数が加わったときの質点の変位を  $h(t)$  とすると

$$h(t) = \frac{1}{\sqrt{mk}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t \quad (4.1)$$

系に作用する時刻  $\tau$  における任意の外力を  $F(\tau)$  とし、時間  $t$  での変位応答を  $x(t)$  とすると

$$x(t) = \int_0^t F(\tau) h(t-\tau) d\tau \quad (4.2)$$

同様に減速度応答を  $\ddot{x}(t)$  とすると

$$\ddot{x}(t) = \int_0^t F(\tau) \ddot{h}(t-\tau) d\tau \quad (4.3)$$

畳み込み積分に関する概念図は、図4.2のようになる。

さて車体が初速 55km/h で衝突時に、車体の動的変形量が 450mm 近辺となるような範囲内で車体の入力減速度を各種選び、これを図4.3のように近似モデル化した。なお図4.3の各グラフは全て縦軸が車体の減速度、横軸が時間となっている。

一方式(4.1)において、HybridIII 50パーセントイルダミーの胸部質量  $m = 17.19\text{kg}$  とし、シートベルトのバネ定数の仮設定値として  $k = 60000\text{N/m}$  を代入したとき、式(4.4)が得られる。なお図4.1の解析モデルの妥当性や、実際のバネ定数の計算方法については、4.3節にて述べる。

$$h(t) = 0.001 \sin 59.1t \quad (4.4)$$

このときの単位インパルス応答グラフは図4.4のようになり、これを用いて図4.3の入力波形による胸部減速度を計算すると図4.5が得られる。この中で入力波形が Type A のように完全矩形波の場合、胸部減速度の最大値は入力車体の減速度  $250\text{m/s}^2$  の2倍の  $500\text{m/s}^2$  となる。また本計算結果によれば、Type L、Type M、Type N のように、胸部減速度の最大値が完全矩形波よりも少なくなる入力波形の存在することがわかる。ここで式(4.4)と図4.4に着目すると単位インパルス応答の1山目は 26.6ms でピーク値を示し、53.2ms で0に戻り、106.4ms まではマイナス値をとる。従って胸部減速度が最大値を示す時間に対して 26.6ms 前近辺での車体減速度を極力下げてやれば、胸部減速度最大値を示す時間帯における単位インパルス波の重ね合わせ量が少なくなり、胸部減速度の最大値低減に効果的であることがわかる。また胸部減速度が最大値を示す時間に対して 53.2ms 前付近かそれ以前の車体の減速度は、いくら高くても胸部減速度の最大値には影響を与えないため、初期拘束を高める上で、この時間帯の車体の減速度は極力高めた方が、後半での胸部減速度低減に寄与する。その点 Type M や Type N は両条件を満たしているため、胸部減速度の最大値も低く抑えることが可能となっている。

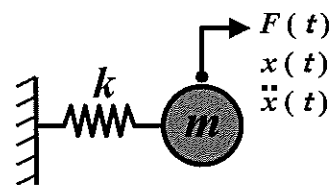


図4.1 胸部減速度  
振動計算モデル

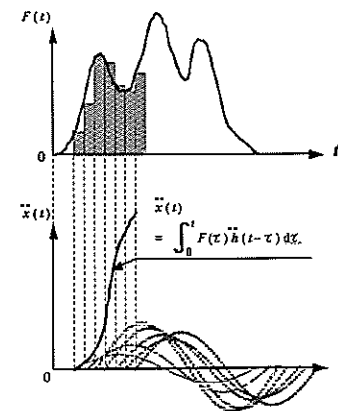


図4.2 畳み込み積分による計算概念図

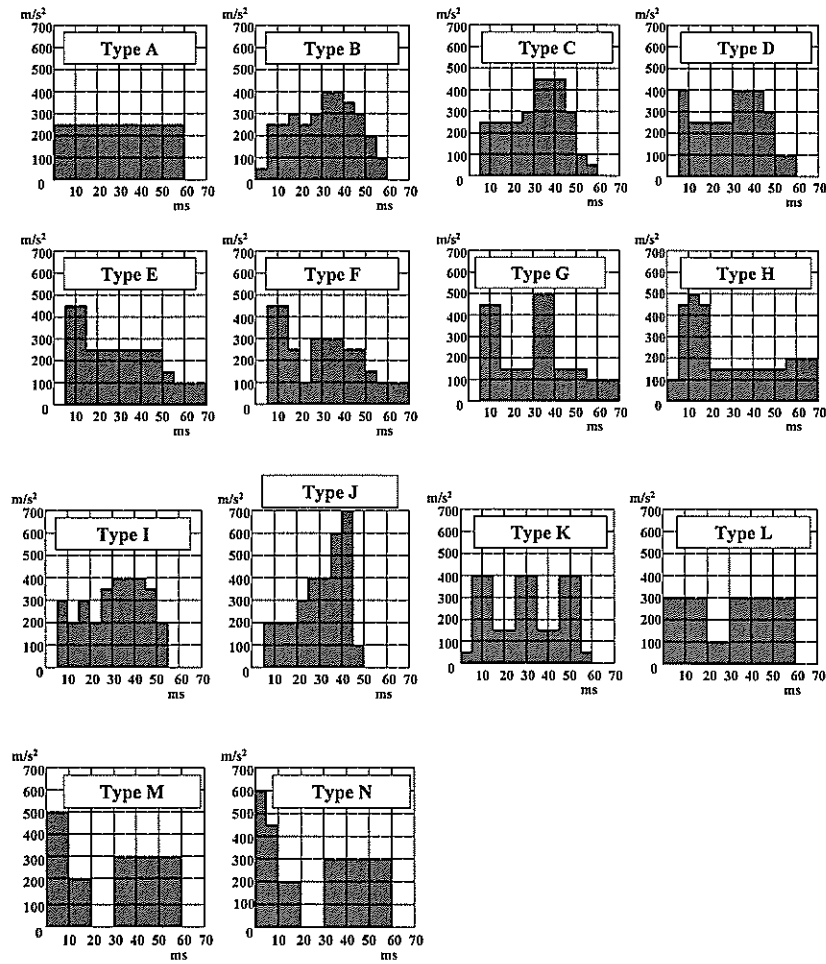


図 4.3 計算に用いた各種車体の減速度の近似モデル

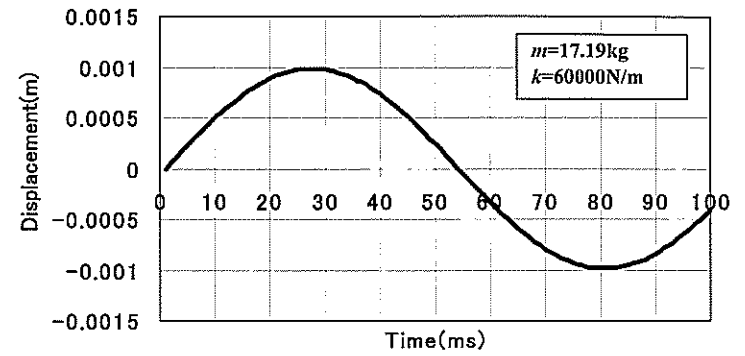


図 4.4 単位インパルス応答グラフ例

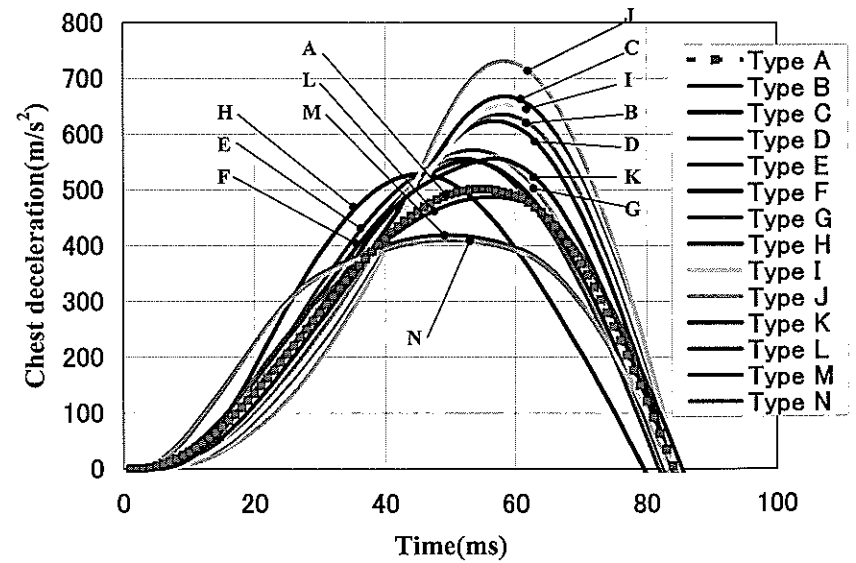


図 4.5 各種車体側減速度による胸部減速度曲線計算結果

4.2.2 胸部最大減速度の感度解析

実車両における現実的な車体減速度波形の一つである Type I の近似モデル図を用いて、G を重力加速度とした場合、図 4.6 のように、5ms 毎に  $\pm 1G$  ( $\pm 9.8m/s^2$ ) の減速度を加えたときに、胸部減速度の最大値がどう変化するかについての感度解析を行った。  $\pm 1G$  を加えない状態での胸部減速度の最大値を  $a$ 、各 5ms 区間に  $\pm 1G$  を加えたときの胸部減速度最大値の変化量を  $\Delta a$  としたときの縦軸を  $\Delta a / a$  とし、横軸を 5ms 毎に区切った時間とすると、感度曲線は図 4.7 のような結果となった。なお胸部減速度が増加した場合の  $\Delta a / a$  はプラス値、減少した場合の  $\Delta a / a$  はマイナス値をとる。図 4.5 によれば、Type I の胸部最大減速度は 58ms に発生しているため、図 4.4 の単位インパルス応答グラフにより、58ms から 26.6ms を引いた 31.4ms 付近の車体減速度を下げ、58ms から 53.2ms を引いた 4.8ms 付近かそれより以前の車体減速度を上げれば、胸部減速度低減に最も効果があることが図 4.7 から読み取れる。

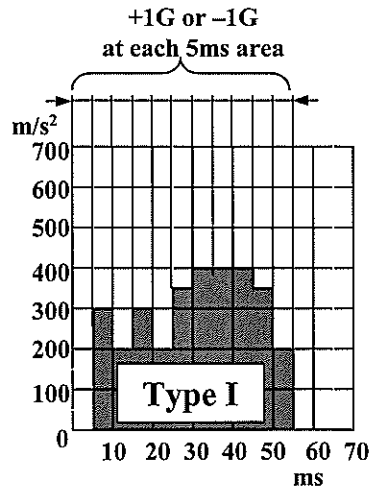


図 4.6 感度解析に使用した車体側減速度近似モデル図と車体側減速度への微変動減速度付与条件

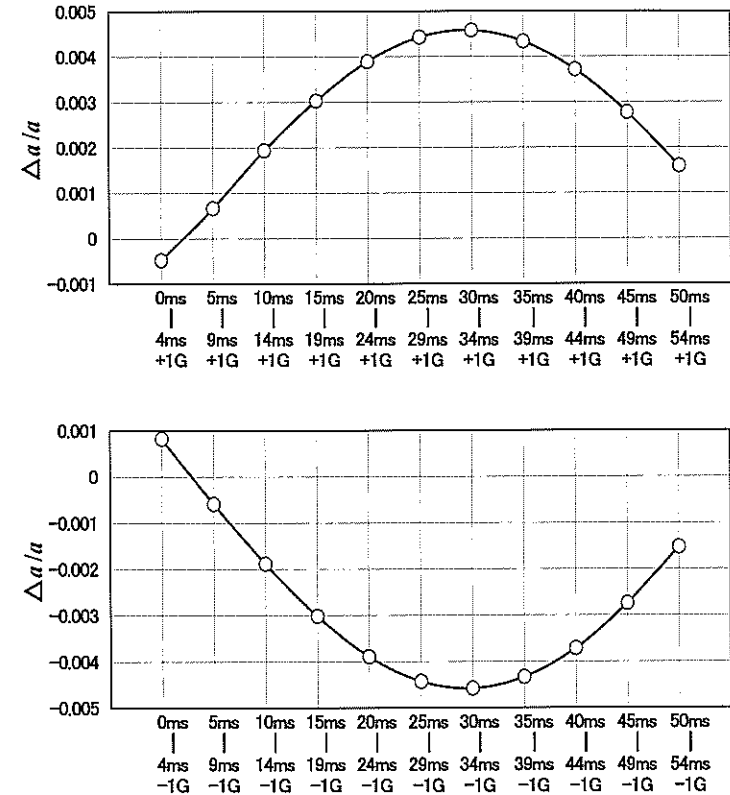


図 4.7 胸部減速度の各時間帯別感度解析結果

4.3 スレッド試験による確認と計算値との比較

現実的な拘束装置を備えた車両にて、車体減速度の差が、胸部減速度にどのような影響を与えるかについて、スレッド試験を行い、このときに発生した胸部減速度と 1 次元バネマスモデルの畳み込み積分による胸部減速度の計算値との比較を行った。スレッド試験前のダミ



一と拘束装置、シートの搭載状況を図 4.8 に示す。シートベルトにはベルト巻き取り装置部にプリテンショナーと 4.85 kN のフォースリミッタが組み込まれており、ステアリングにはエアバッグが内蔵されている。スレッド試験における車体減速度は図 4.9 のような 2 パターン (Type O と Type P) とした。なお Type O と Type P の車体の動的変形量はそれぞれ 450mm および 413mm となり、Type P の方が激しい減速度となっている。さて畳み込み積分計算を行う際、 $m$  は HybridIII ダミーの胸部質量である 17.19kg で問題無いが、 $k$  値に関しては前章の 3.3.2 節で求めた手法を適用する。すなわち

$f_b$  : 肋骨部に加わるシートベルトによる外力

$f_{si}$  : ショルダインナベルト荷重

$f_{lo}$  : ラップアウトベルト荷重

$f_{so}$  : ショルダベルト荷重

とし、 $f_{si} \approx f_{lo}$  と仮定すると

$$f_b = f_{so} \cos \theta_1 + f_{si} \cos \theta_2 \quad (4.5)$$

ここで  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  は図 4.10 に示すように、ベルトの流れ方向の断面で測定した挟み角度である。スレッド試験に用いたシートベルトの  $f_{so}$ 、 $f_{si}$ 、 $\theta_1$ 、および  $\theta_2$  は既知であるため、 $f_b$  も計算可能となる。ちなみに本シートとシートベルトと搭載ダミーの関係における  $\theta_1$  と  $\theta_2$  の設計値は、 $\theta_1 = 65^\circ$ 、 $\theta_2 = 70^\circ$  となった。横軸を時間軸としたときの  $f_b$  の変化を図 4.11、および横軸を車体に対する胸部相対変位量としたときの  $f_b$  の変化を図 4.12 に示す。図 4.12 より  $k = 40000\text{N/m}$  が妥当な値となったが、図 4.11 と照らし合わせると、35ms くらいまでがバネ定数としては有効となるものの、それ以降の時間帯は 40000N/m よりも減少する。

図 4.9 の Type O、および Type P の車体の減速度を与えたときのダミー胸部減速度測定結果と計算結果をそれぞれ図 4.13 と図 4.14 に示す。両グラフを比較すると、どちらも 50ms くらいまでは比較的整合しているが、それ以降は徐々に乖離している。これは図 4.11 に示すように、50ms 付近でシートベルト荷重が除荷側に転じ、胸部の減速が一気に緩和されたことによる。一方 35ms~50ms 間においては、シートベルトのバネ定数が 0ms~35ms 間よりも小さくなってしまいが、35ms~50ms 間の胸部減速度は 0ms~35ms のバネ定数の影響が強いため、整合度の良さが持続している。

胸部減速度の 50ms までの計算値による最大値と、全時間帯における実験値の最大値比較を行ったものが図 4.15 である。これによると両者はほぼ整合していることがわかる。この関係は他の拘束装置 (ラップアウトプリテンショナーやニーエアバッグ等) が加わったときも同様の傾向が得られたため、複雑な拘束装置システムを有する車両においても、単純な 1 次元バネマスモデルによる計算にて車体減速度の違いが胸部減速度に与える影響を予測することが可能であると考えられる。



図 4.8 スレッド装置によるダミー衝突試験の概況

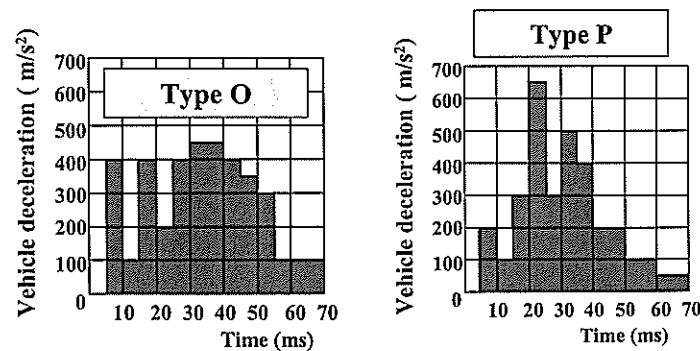


図 4.9 スレッド試験と計算に用いた車体側減速度近似モデル図

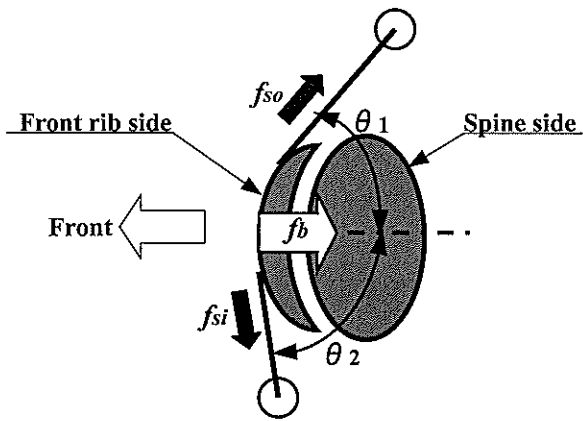


図 4.10 シートベルト荷重計算モデル(平面視)

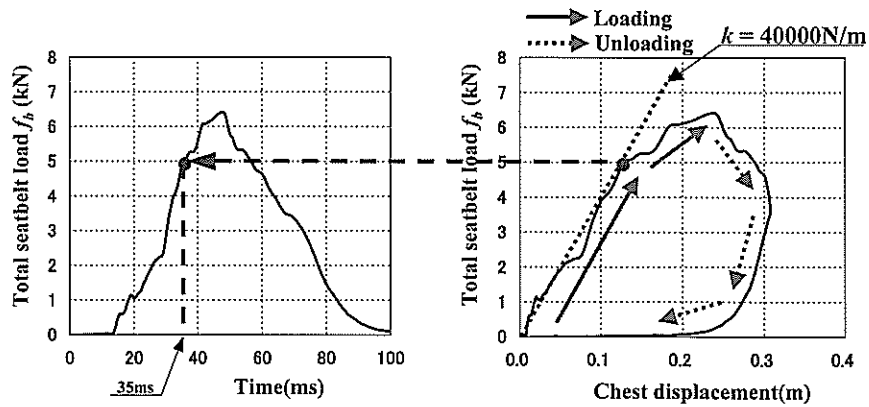


図 4.11 横軸を時間軸としたときの総ベルト荷重(\$f\_b\$)の変化

図 4.12 横軸を胸部移動量としたときの総ベルト荷重(\$f\_b\$)の変化とバネ定数(\$k\$)の定義

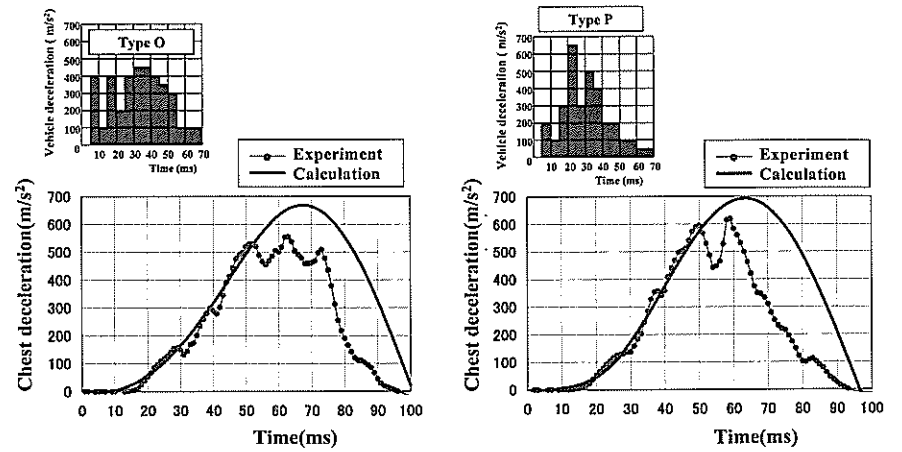


図 4.13 Type O を車体の減速度としたときの、実験と計算における胸部減速度の比較

図 4.14 Type P を車体の減速度としたときの、実験と計算における胸部減速度の比較

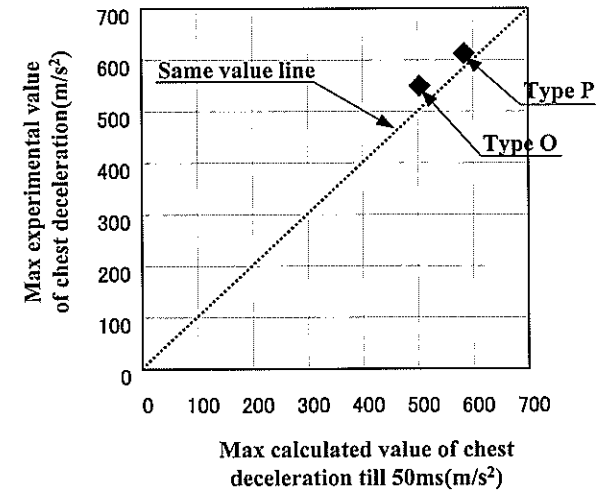


図 4.15 胸部減速度最大値の、実験値と計算値相対比較

## 4.4 結言

- (1) 本章では、1次元バネマスモデルによる畳み込み積分手法を用いて、任意の車体減速度を与えたときのダミー胸部減速度が計算可能なプログラムを作成した。これによれば車体の動的変形量が一定の条件においても、車体減速度が矩形波よりも、胸部減速度の最大値を低減出来る車体減速度が存在し、それは単位インパルス応答から予測可能である。
- (2) 胸部減速度の最大値を効果的に下げるためには、ある車体減速度を加えたときに胸部減速度最大値が発生する時間に対して、単位インパルス応答にて発生する正弦波の1/4周期に相当する時間を引いた時間帯周辺の車体減速度を下げると共に、1/2周期に相当する時間を引いた時間帯周辺か、更に以前の時間帯における車体減速度を上げれば良い。
- (3) 非線形のパネ定数を有する現実的な拘束装置が設定された場合においても、本手法にてシートベルト荷重が除荷されるまでの時間帯で胸部最大減速度を計算させれば、実験による胸部最大減速度の値とほぼ整合をとることが出来る。

## 第5章 車両前面衝突時の乗員胸部傷害値を低減する腰部拘束装置の開発

## 5.1 緒言

第3章、第4章では入力波が衝撃波のような短時間で終了する外力に対する応答を算出し、これを胸減速度や胸撓みの計算に適用してきたが、本章ではこれまでの解析結果で明らかになった胸部減速度の最大値を少なくするための外力の考え方を応用し、腰部を拘束する新規乗員拘束装置を考案する。

弊社では前面衝突を模擬したスレッド試験による傷害値の解析を数多く実施しているが、これまでの弊社での試験結果解析により、胸部減速度は、腰の上下方向減速度の変化に大きな影響を受けていると筆者は考えている。これは後述するダミー構造を照らし合わせて見ると理解し易い。従って第4章で述べたような車体減速度のコントロールのみならず、車体の減速度を受けて生ずる腰の減速度をシートや乗員拘束装置でコントロールしてやれば、更なる胸部減速度の低減効果が発生する。しかし現状においてここに的を絞った理論、実験解析や、それに基づく商品の開発はさほどなされていない。

本研究では腰の拘束方法として、現在一部車両で市販されている衝突時の減速度の電気信号をセンサで感知した後、火薬類で腰拘束装置を作動させるような方法[50,51]をとらず、車両衝突時の車体の減速度によりシートに発生する慣性力を有効に利用して、衝突後の時間毎の腰上下減速度をコントロールし、胸部傷害値低減に効果が有り、且つ乗員の局部的部位への攻撃性も少ない腰拘束装置を開発する。また本装置を用いた前面衝突模擬スレッド試験により、胸部減速度の最大値を下げるためには腰部上下減速度をいかに変化させれば良いのかについての知見も導出する。

## 5.2 現状分析

図 5.1 に実際の衝突試験で用いられている計測用ダミー(HybridIII)を示す。腰部と胸部の連結は人体の腰椎を擬似しており、内部にワイヤの入った硬質ゴムで構成されたランバースパインと称する部品で連結されている。従って腰から前後方向、上下方向の減速度が加わった場合、ランバースパインに曲げモーメントが伝播し、胸部の減速度に影響を与える。

この影響を確認するために、図 5.2 に示すように HybridIIIダミーをシートに着座させてシートベルトでダミーを拘束させた状態での前面衝突模擬スレッド試験を 3 ショット行った。シート及びシートベルトは表 5.1 のような仕様とし、外乱要素を取り除くため、ステアリング及びステアリング内蔵エアバッグは取り外した状態としている。試験結果を図 5.3 に示す。グラフは横軸を時間とした場合、上から胸部合成減速度、胸部前後(X)方向減速度、腰部上下(Z)方向減速度、腰部前後(X)方向減速度を示す。時間歴で見ると特に前突時に問題となる 0 ~80ms 間においては胸部合成減速度に支配的な前後方向の胸部減速度は腰部前後(X)方向減速度よりも腰部上下(Z)方向減速度にグラフの形状が擬似(山部が対応)しており、影響度合が大きいと言える。特に Type3 においては、42ms 付近にてダブルブリテンの影響により腰がシートのボトムパネルに押し付けられ、高い腰上下減速度が胸の減速度に伝わったことがグラフより読み取れる。なお本スレッド試験時、入力値として用いた車体の減速度波形を図 5.4 に示す。

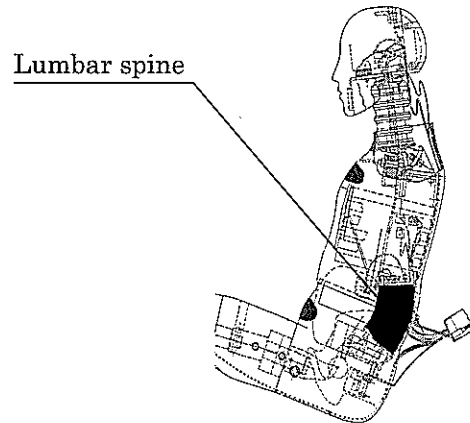


図 5.1 衝突試験用 HybridIIIダミー構造

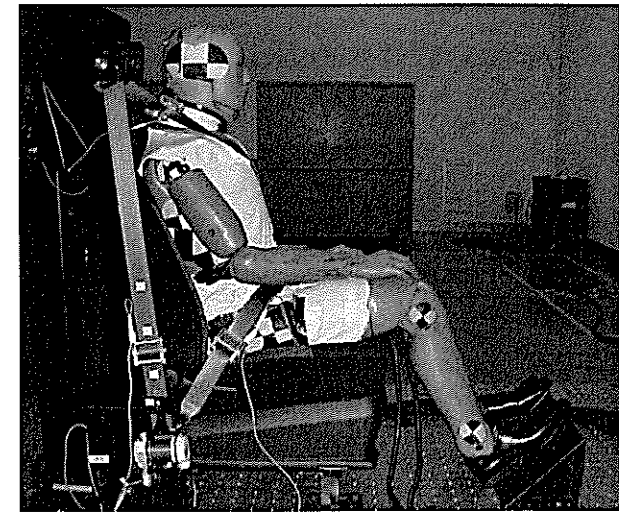


図 5.2 スレッド試験時の HybridIII設置状況

	Structure of Seat Cushion Frame	Structure of Seat Belt
Type 1	With S-Shaped Spring Suspension	With ELR Pretensioner
Type 2	Bottom Panel	↑
Type 3	↑	With ELR and Lap Outer Pretensioner

表 5.1 スレッド試験時のシート及びシートベルト仕様

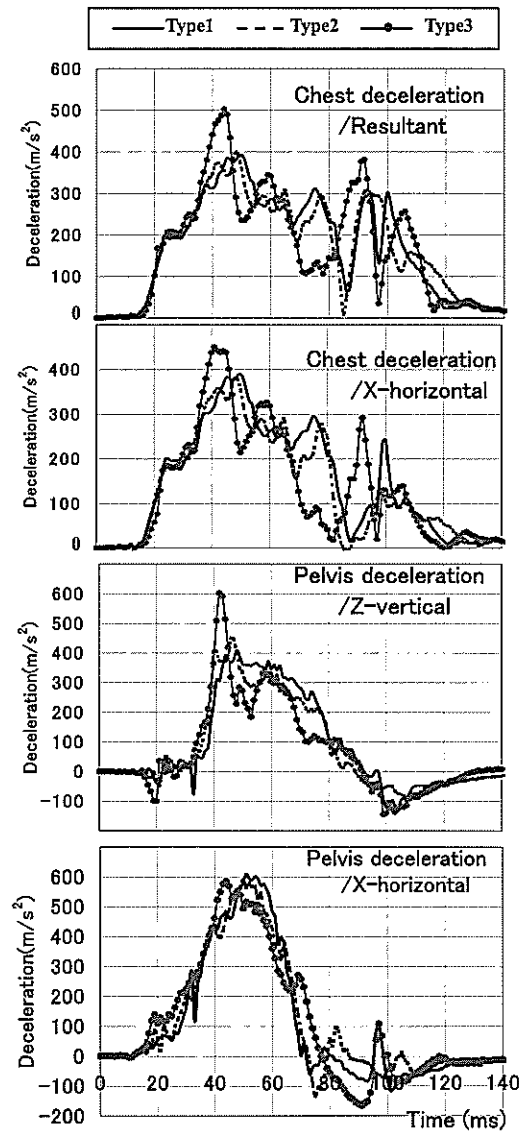


図 5.3 スレッド試験時の胸部，腰部減速度波形

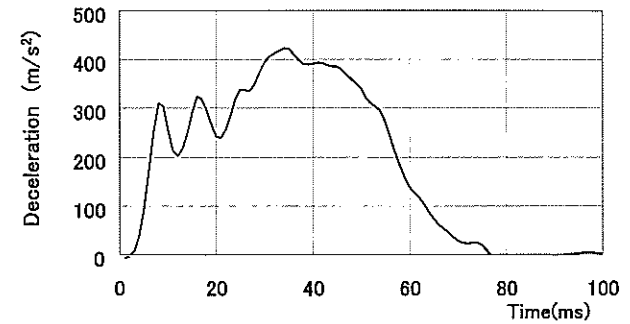


図 5.4 スレッド試験に用いた車体の減速度波形

### 5.3 新規腰拘束装置の開発

#### 5.3.1 開発の狙い

5.2節での試験結果により，胸減速度の最大値を下げるためには，衝突初期に腰上下減速度を高めてやることにより胸の初期拘束性能を向上させて衝突エネルギーの吸収を効率良く行い，衝突中期～後期においては腰への入力を低下させることにより，胸への減速度上乘せを排除してやれば良いと考えられる．腰への上下減速度入力を得るためには，シート着座時大腿部の下方に前突時の尻部を受ける部材を設定する方法があるが，通常着座状態で異物感が発生し，商品性も低下してしまう．これを防止するために現在製品化されている商品としては，通常状態では大腿部や尻部に対し異物感の無い位置にまで部材を下げて設定しておき，衝突時のみ検知した衝突信号からインフレーターを着火させ，部材を上方に持上げる機構があるが，原価面で高価なことや，インフレーターにより高速度で動く部材が人体へ与える影響に懸念がある．これらを防止するため，通常着座状態では大腿部より遠い位置にある部材を，インフレーターを用いず，車両前突時車体に加わる慣性力を利用して持上げる ASD 機構(Anti Submarine Device)を考案した．またこの部材は衝突中期～後期には変形させるか，又は下方に落ち込むことにより，腰から胸への過度な荷重伝播を阻止することを狙った．

5.3.2 ASD 開発品の設計仕様

考案した ASD のシートへの組込状態図, 部品構成図, 作動原理図をそれぞれ図 5.5, 図 5.6, 図 5.7 に示す. 図のように, 車両衝突時は車体に発生した慣性力により, 装置に設定された慣性マスとパイプが回転中心にて反時計回りに回転することによりパイプが乗員側に持ち上がる. また車体の慣性力が減少するとパイプは衝突前の初期位置の方向に時計回りに回転する. ASD の設計に当たっては, 図 5.4 に示す車体の減速度が加わったときに確実に ASD が作動するようスペックを定めていった. ここで図 5.8 に基づき, 記号を下記のように定義する.

$m_1$ : ASD パイプ側質量(アームの一部も含む)

$m_2$ : ASD 慣性マス側質量(アームの一部も含む)

$F_0$ : HybridIII ダミーから  $m_1$  重心に下方向に加わる力(シートに HybridIII ダミーを着座させ, パイプ挿入位置直上のダミー左右大腿部を負荷して, 大腿部が左右共持ち上がる最小荷重を測定)

$F_1$ :  $m_1$  重心に下方向に加わる力の合計

$F_2$ :  $m_1$  重心に前方向に加わる力

$F_3$ :  $m_1$  重心に回転方向に加わる力

$f_1$ :  $m_2$  重心に下方向に加わる力

$f_2$ :  $m_2$  重心に前方向に加わる力

$g$ : 重力加速度

$a_0$ : 車体の減速度

$a_1$ :  $m_1$  重心に回転方向に加わる減速度

$K$ : トーションスプリングの復元モーメント

$S_1$ : ASD 回転中心から  $m_1$  重心までの前後寸法

$S_2$ : ASD 回転中心から  $m_1$  重心までの上下寸法

$S_3$ : ASD 回転中心から  $m_1$  重心までの実寸法

$T_1$ : ASD 回転中心から  $m_2$  重心までの前後寸法

$T_2$ : ASD 回転中心から  $m_2$  重心までの上下寸法

衝突時に発生する力は,

$$F_1 = m_1 g + F_0 \quad (5.1)$$

$$F_2 = m_1 a_0 \quad (5.2)$$

$$f_1 = m_2 g \quad (5.3)$$

$$f_2 = m_2 a_0 \quad (5.4)$$

反時計回りに発生するモーメントを  $M$  とすると

$$\begin{aligned} M &= F_2 S_2 + f_2 T_2 + f_1 T_1 + K - F_1 S_1 \\ &= F_3 S_3 = m_1 a_1 S_3 \end{aligned} \quad (5.5)$$

$$\therefore a_1 = \frac{M}{m_1 S_3} \quad (5.6)$$

一方, ASD のパイプが通常着座位置より最上段に持ち上がった位置に達するまでの時間を  $t_1$ , そのときの  $m_1$  重心における回転方向の移動距離を  $L_1$  とすると

$$a_1 = \frac{2L_1}{t_1^2} \quad (5.7)$$

作動に必要な  $L_1$  値,  $t_1$  値はシートとしての乗心地性能要件と 5.2 節によるスレッド試験結果より目標値を定めることが出来るため, これらの条件を基にして  $a_1$  を求めた後,  $a_1$  を満足するための各部品形状と寸法, 質量, トーションスプリング仕様等を定めていった.

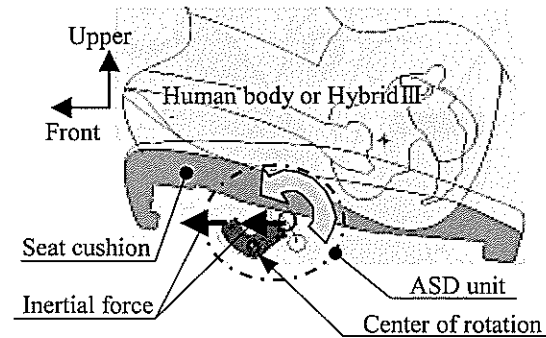


図 5.5 ASD 作動原理図

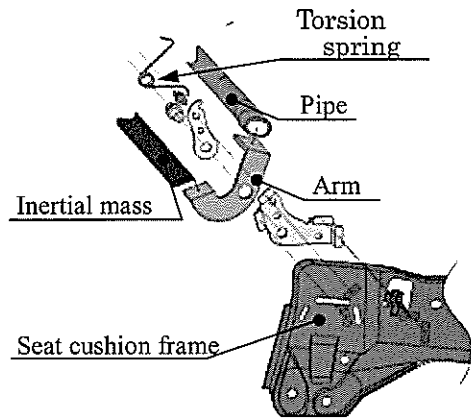


図 5.6 ASD 構成部品図

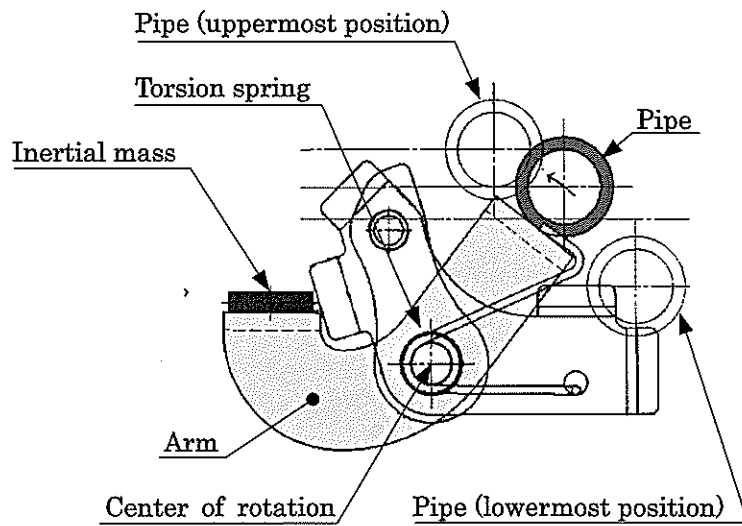


図 5.7 ASD 側面図

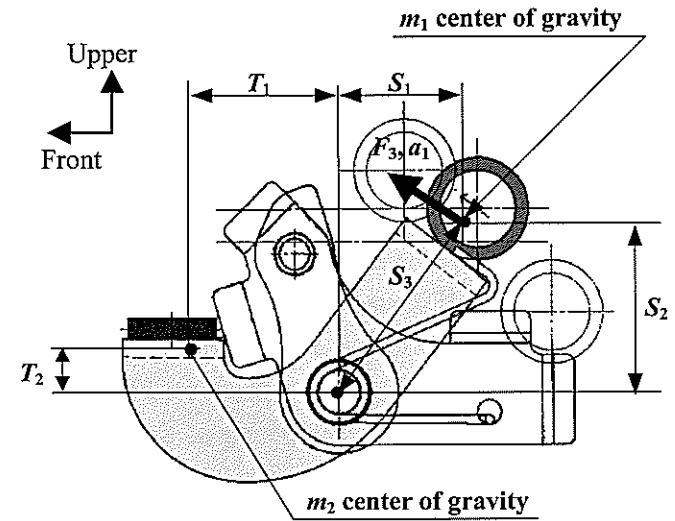


図 5.8 ASD 各種寸法の定義

5.4 ASD 組込み試験結果と考察

5.4.1 ASD 組込み試験結果

5.3.2 節の設計計算に基づき ASD を試作し、5.2 節でのスレッド試験と同条件で新たにスレッド試験を行った。ASD は Type1 のシートに組込み、シートベルト仕様も Type1 に合わせ、これを Type4 とした。(表 5.2 参照) スレッド試験結果(Type1 と Type4 の比較)を図 5.9 に示す。各グラフの並び方は図 5.3 と同じである。なお試験の際は、シート裏面にマイクロカメラを設置し、ASD 挙動をコマ取り撮影することにより、ASD が狙い通りに作動しているかどうか確認した。(図 5.10 参照) コマ撮り撮影結果、ASD のパイプは車体減速度の増加に伴って発生する慣性力により、ダミーがパイプを押し付ける力  $F_0$  に打ち勝って上昇を開始し、32ms 付近にてパイプが最上端位置に達し、しばらくこの状態を維持するが、車体減速度の減少と共にパイプは落下し始め、86ms 付近ではほぼ初期位置まで戻る。この間でパイプ自体も変形し、衝突エネルギーを吸収する。このような ASD の挙動結果は図 5.9 のグラフにも良く反映されており、30ms 付近での腰上下減速度上昇による胸前後減速度上昇に結び付いている。また 40ms~60ms ではパイプの変形とパイプの下降開始により腰上下減速度が低下し、胸前後減速度のピーク値低減に貢献している。図 5.11 に試験後のシートクッションフレーム状態を示す。試験前にはストレートだったパイプが試験後にはエネルギーを吸収して湾曲していることがわかる。

	Structure of Seat Cushion Frame	Structure of Seat Belt
Type 1	With S-Shaped Spring Suspension	With ELR Pretensioner
Type4	With S-Shaped Spring Suspension Plus ASD	↑

表 5.2 ASD 有無によるスレッド試験時のシート及びシートベルト仕様

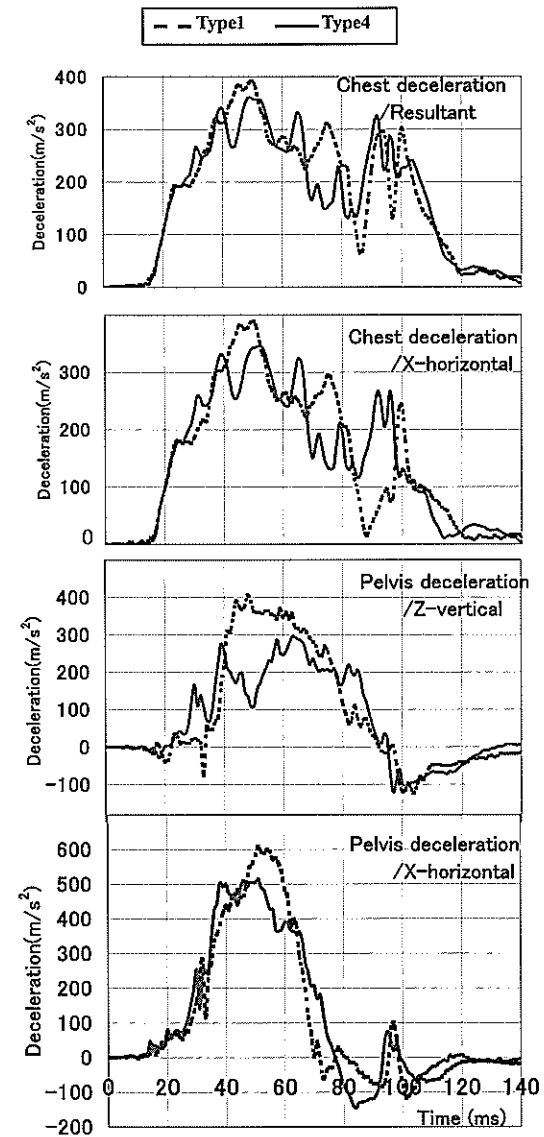


図 5.9 ASD 有無によるスレッド試験時の胸部、腰部減速度波形



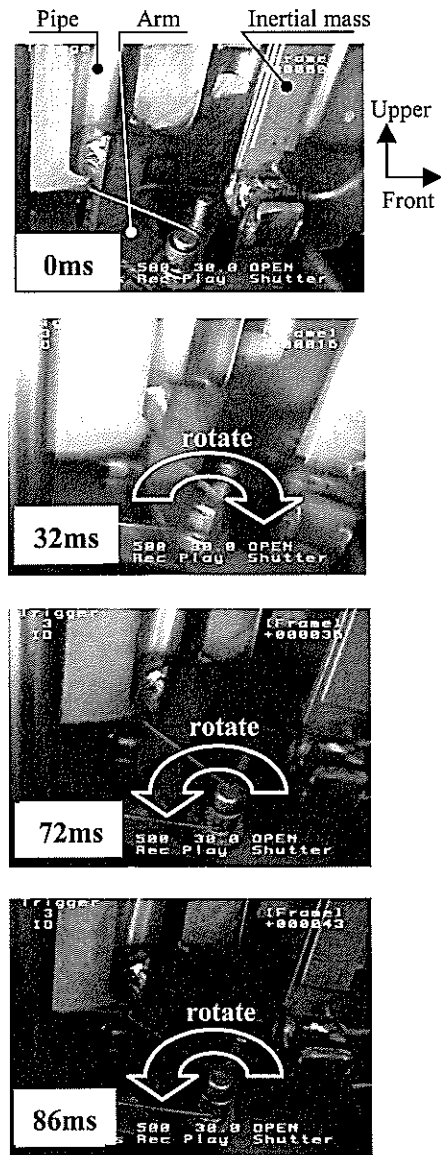


図 5.10 スレッド試験時の ASD 作動状況

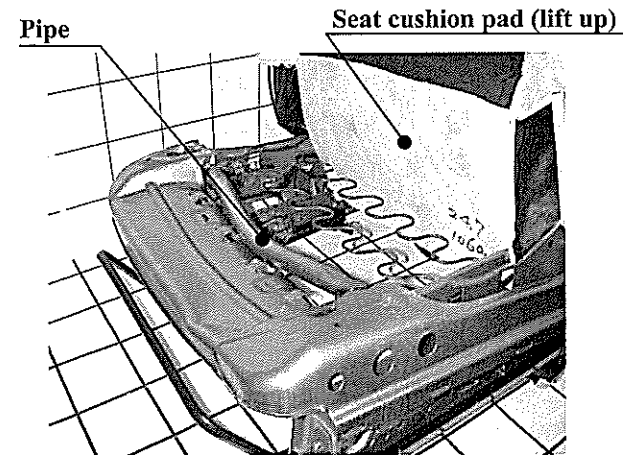


図 5.11 スレッド試験後のシートクッションフレーム及び ASD 変形状況

### 5.4.2 衝突エネルギー消費の面から見た考察

本スレッド試験結果をエネルギーの観点でグラフ化したものを図 5.12 に示す。このグラフは縦軸に胸部前後減速度、横軸に地上基準で見た胸部移動量を示す。グラフで囲まれた面積は胸部の運動エネルギーを胸部質量で割り算したものになり、同一の車体減速度を与えた場合は、Type1 も Type4 も同じ値となる。従って胸の許容移動量を同一としたときは、初期のグラフの傾きを大きくし、初期エネルギーを高くしてグラフで囲まれた面積を大きくすることによりエネルギーの消費を多くし、衝突中期～後期のピーク減速度が下がりやすくなるようコントロールしていくことが望ましいが、今回設計、評価した ASD は通常のシート(Type1)に対し、胸部合成減速度の最大値と比較すると  $32\text{m/s}^2$  の低減効果が得られており、図 12 のエネルギー特性比較でも狙いに合ったグラフ形状が得られたため、本 ASD は 5.3.1 節の狙いによく適合した乗員拘束システムになっていると考える。

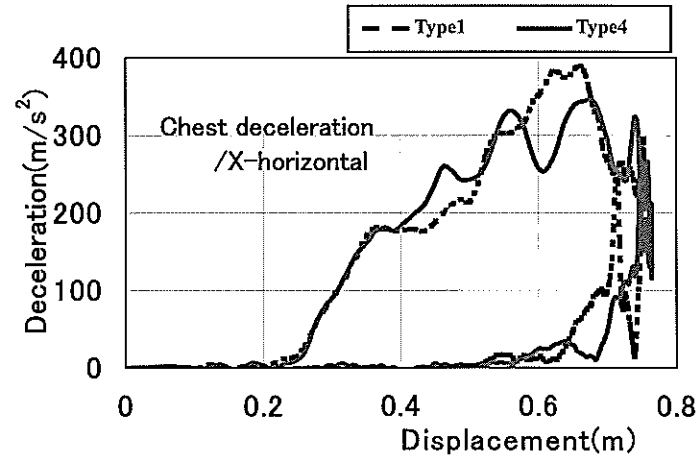


図 5.12 地上基準における胸部移動量と胸部減速度との関係

### 5.5 結言

車両前面衝突時乗員が受ける重大な傷害値の一つである胸部減速度を下げるために、腰の上下減速度に着目し、衝突時の車体の減速度による慣性力を有効活用した乗員拘束システムを設計、試作評価し、効果を得ることが出来た。これによれば、衝突初期段階(図 5.4 に示す車体の減速度条件では 0~39ms 付近)では、極力腰への上方向荷重を与えることにより、胸部への初期減速度立ち上りを増加させて衝突エネルギーを消化させ、衝突中期～後期段階(図 5.4 に示す車体の減速度条件では 40ms 以降)では、極力腰への上方向荷重を弱めてやり、胸部に伝わる減速度を下げることで胸部のピーク減速度を下げることに貢献することが確認出来た。本システムは商品化に向けて開発を続行中である。

## 第6章 車両用フルフォームシートの振動解析と設計手法

### 6.1 緒言

これまでは車両の動的安全性について述べてきたが、本章では車両の動的快適性について述べる。車両振動時の人体の共振周波数を下げるには、人体の共振周波数に近い特性を持つシート本体の持つ共振周波数を下げることが最も効果が有ることは結論でも述べたが、ここでは軽自動車用として多用されているフルフォームタイプのシートクッションの振動解析を行う。

車両用フルフォームタイプのシートクッションは、クッションパネル、フォームパッド、表皮(カバー)で構成されているが、おのおのの要素が動的振動乗り心地性能に影響を与えている。特に人体の内臓の固有振動数である6Hz近辺の振動伝達率をいかに下げることということが重要であるが[8~10]、これまで試作品によりテスト評価する前に、計算により振動伝達率を予測するといった手法があまりとられていなかった。

過去においては、空気減衰機構を持つバス用2人掛けシートクッションの振動理論が報告されており[30]、理論的に確立されているため、本研究ではこれをベースとして、フォームパッド自体が有する特性値を考慮した解析を加えた上で、一般的な自動車用フルフォームシートのクッションパネルに存在するエア抜き穴の面積を何通りかに変えたときの振動解析を計算と実験の双方で行い、両者を比較することにより整合性を確認する。

フルフォームシートにおいては、空気の流動を遮断するとシート自体が空気バネとして作用してしまい、減衰性が無くなって振動吸収性能を発揮しなくなるが、適度なエア抜き穴をクッションパネルに設定すると、オリフィスの作用により空気減衰性が発生する。しかし逆にエア抜き穴面積を大きくし過ぎるとオリフィス効果が得られなくなり、フォームパッド自身の持つ特性以上の減衰性能が得られなくなる。従ってエア抜き穴面積には最適値が存在すると考えるため、ここではエア抜き穴の最適設計手法についての知見も導出する。

6.2 理論解析

6.2.1 解析モデル

本解析は、図 6.1 に示すように、シートクッション構成を振動系に置き換え、計算で求めた各周波数毎のばね定数と減衰係数により、振動伝達率グラフを求めて実験値との比較整合を行うことを目的としている。

ここでシートクッション内を図 6.2 のようにモデル化する。すなわちシートに着座した状態で振動を受けたとき、シートクッションの中では、

- (1) フォームパッド自身のばね定数( $K_0$ )と減衰係数( $C_0$ )
- (2) シートクッション内に閉じ込められた空気がクッションパネルにぶつかったり、クッションパネルのエア抜き穴や表皮とクッションパネルとのすきま、あるいは表皮そのものから空気が漏れるときに生ずるばね定数( $K_2$ )と減衰係数( $C_2$ )

が発生する。従ってこれらの未知数がわかれば、振動モードを計算により出すことが出来るが、特に  $K_2$ ,  $C_2$  については周波数も含めた変数の関数となっているため、複雑な計算が必要となる。

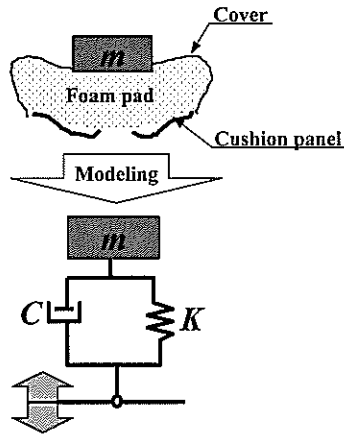


図 6.1 シートクッション振動計算モデル

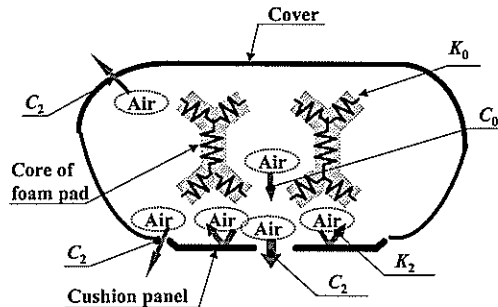


図 6.2 シートクッションにおけるばね定数と減衰係数発生概念図

6.2.2 パッド特性値 ( $K_0$ ,  $C_0$ ) の計算

フォームパッド単品のばね定数と減衰係数を材料構造面から求めることは困難であるため、ここでは図 6.3 のように質量  $m$  の尻型形状品の自由落下試験で得られる減衰波形図の対数減衰率 ( $R$ ) と、減衰周期 ( $T_0$ ) を利用して  $K_0$  と  $C_0$  を求める[44,45].

フォームパッド単品の減衰波形図より読み取られた  $R$ ,  $T_0$ ,  $K_0$ ,  $C_0$ ,  $m$  の関係は、

$$R = \log e \frac{X_1}{X_2} \approx \log e \frac{X_2}{X_3} \approx \dots \approx \log e \frac{X_n}{X_{n+1}} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (6.1)$$

$$T_0 = \frac{2\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sqrt{\frac{m}{K_0}} \quad (6.2)$$

$$\zeta = \frac{C_0}{2\sqrt{mK_0}} \quad (6.3)$$

式(6.1), (6.2), (6.3)より

$$K_0 = \frac{m(4\pi^2 + R^2)}{T_0^2} \quad (6.4)$$

$$C_0 = \sqrt{\frac{mK_0}{\left(\frac{\pi^2}{R^2} + \frac{1}{4}\right)}} \quad (6.5)$$

但し、図 6.4 に示すようにクッションアセンブリ状態ではパッド単体に比べ、表皮の張りが作用するため、 $K_0$ ,  $C_0$  を次式のように  $K_1$ ,  $C_1$  に補正する。

$$K_1 = \frac{K_0 A}{A_0} \quad (6.6)$$

$$C_1 = \sqrt{\frac{mK_1}{\left(\frac{\pi^2}{R^2} + \frac{1}{4}\right)}} \quad (6.7)$$

ここに  $A_0$  は減衰試験に使用する加圧板の接触面積を示すが、クッションアセンブリ状態では表皮の張力により接触面の外周もたわむことを考慮すると、 $A_0$  より幾分か大きい面積になるため、このときの補正面積を  $A$  としている。

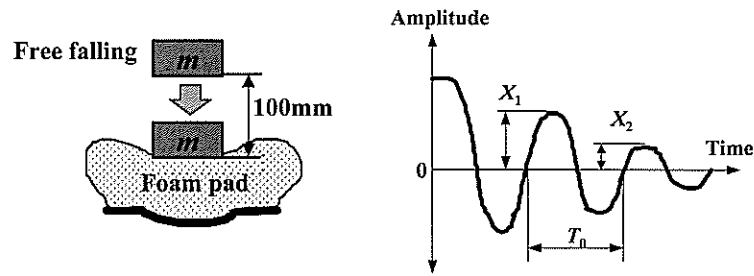


図 6.3 自由落下試験による、対数減衰率計算方法

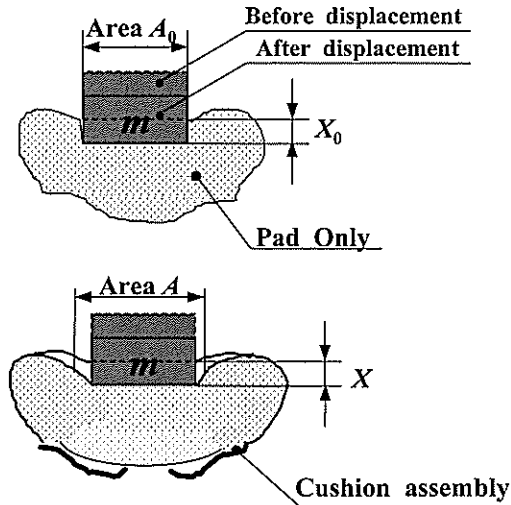


図 6.4 尻型接触有効面積の概念図

6.2.3  $K_2, C_2, K_3, C_3, M$  (振幅比) の計算

図 6.5 に示すように、エア抜き穴を持つシートクッション上に、質量  $m$  の物体が乗った状態で静止している。この物体に急激に垂直方向に力  $F_2$  が加わり、その結果物体が  $X$  方向に変位した場合、変位前後のフォームパッド内の内圧と空気が占める体積をそれぞれ  $P_0, V_0, P_1, V_1$  とすると、変化の前後では、ポリトロピックな関係式が成立するから

$$P_0 V_0^\kappa = P_1 \left( V_1 + \frac{Wa}{\gamma_1} \right)^\kappa \quad (6.8)$$

変化の前後で、空気の総重量は不変であるから

$$V_0 \gamma_0 = V_1 \gamma_1 + Wa \quad (6.9)$$

次に圧力  $P_1$  の室内より、 $P_0$  の室外へ流れる空気の、オリフィスによる圧力低下と流速との関係式として、ベルヌーイの定理より

$$\frac{1}{2} v^2 = \int_{P_0}^{P_1} \frac{g}{\gamma_1} dP_1 \quad (6.10)$$

また  $Wa$  と  $v$  との関係式として

$$\frac{dWa}{dt} = DSv\gamma_0 \quad (6.11)$$

但し

$\gamma$  : 空気の比重量

$g$  : 重力加速度

$\kappa$  : ポリトロップ指数

$v$  : エア抜き穴等を流れる空気の平均流速

$S$  : エアが抜ける面積の和

$D$  : エアが抜ける部位を通過する空気の流量係数

$Wa$  : エアが抜ける部位から抜け出した空気の重量

次に  $X$  の変位が起こる前後におけるクッションの容積変化を考える。フォームパッド内の空気の占める体積の割合を  $T$  とすると

$$V_1 = V_0 - ATX + Ve \quad (6.12)$$

ここで  $Ve$  はクッション内の気圧増加に伴い、表皮が伸びることにより生ずるフォームパッド内空気の体積増加分を示す。 $Ve$  の値は表皮の張り方が弱いほど、また表皮自身がたわみ易いほど大きくなる。容積  $V_0$ 、内圧  $P_0$  であったものが、圧力が  $P_1 - P_0$  だけ増加したために、表皮がたわんで容積が  $V_0 + Ve$  になった場合の容積変化率と内圧変化率の比を  $Q$  とおくと

$$Q = \frac{\frac{(V_0 + Ve) - V_0}{V_0}}{\frac{P_1 - P_0}{P_0}} \quad (6.13)$$

$$\therefore Ve = \frac{V_0}{P_0} Q (P_1 - P_0) \quad (6.14)$$

図 6.6 において、加えた力  $F$  はフォームパッドの持つばね力、減衰力  $F_1$  と空気圧  $F_2$  によって釣り合うから

$$F = F_1 + F_2 \quad (6.15)$$

$$F_1 = K_1 X + C_1 \dot{X} \quad (6.16)$$

$$F_2 = (P_1 - P_0) A = K_2 X + C_2 \dot{X} \quad (6.17)$$

$F$  が調和的に変化しているとするば、 $X$  の値も調和振動変位となる。すなわち

$$X = X_0 \cos \omega t \quad (6.18)$$

$X_0$  は振幅、 $\omega$  は角振動数を示す。これらの方程式を解き、 $K_2$  と  $C_2$  を求めるにあたり、いくつかの仮定を行う。まず  $P_0$  から  $P_1$  への変化を等温変化とすれば、式(6.8)は

$$P_0 V_0 = P_1 \left( V_1 + \frac{Wa}{\gamma_1} \right) \quad (6.19)$$

式(6.19)と式(6.9)より  $Wa$  を消去し、 $\gamma_1$  の値を式(6.10)に代入すると

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{P_0}{\gamma_0} \log e \frac{P_1}{P_0} \quad (6.20)$$

$P_1$  と  $P_0$  の差は、 $P_0$  に比べて十分小であるとすれば

$$\log e \frac{P_1}{P_0} = \log e \left( 1 + \frac{P_1 - P_0}{P_0} \right) \approx \frac{P_1 - P_0}{P_0} \quad (6.21)$$

従って、式(6.20)は

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{1}{\gamma_0} (P_1 - P_0) \quad (6.22)$$

式(6.9)、(6.11)、(6.12)、(6.19)、(6.22)より  $P_1$ 、 $V_1$ 、 $\gamma_1$ 、 $v$  を消去すると

$$\frac{V_0 \gamma_0}{2g(DS)^2 P_0} \left( 1 + Q - \frac{ATX - Ve}{V_0} \right) \left( \frac{dV}{dt} \right)^2 + V = ATX_0 \cos \omega t \quad (6.23)$$

但し

$$V = \frac{Wa}{\gamma_0} \quad (6.24)$$

$ATX_0 - Ve$  が  $V_0$  に比べて十分小さいものとし、この項を省略すると

$$B_1 \left( \frac{dV}{dt} \right)^2 + V = ATX_0 \cos \omega t \quad (6.25)$$

但し

$$B_1 = \frac{V_0 \gamma_0}{2g(DS)^2 P_0} (1 + Q) \quad (6.26)$$

式(6.25)を線形化するために、 $B_1$  の代わりに  $B_2$  を用いて

$$B_1 \left( \frac{dV}{dt} \right)^2 = B_2 \left( \frac{dV}{dt} \right) \quad (6.27)$$

とおく。ここに  $B_2$  は

$$\oint B_1 \left( \frac{dV}{dt} \right)^2 dV = \oint B_2 \left( \frac{dV}{dt} \right) dV \quad (6.28)$$

の関係により導かれるもので、 $\oint$  は物体の変位の1サイクルにわたる積分を意味する。これは振動方程式におけるエネルギー収支計算による等価粘性減衰係数を導入する手法に等し

いが[46],  $dV/dt=AdX/dt$ により,  $dV/dt$ が減衰係数に関連した項であることに基づく仮定である。式(6.25)において,  $V$ も $H$ を振幅として調和的に変化するものとすれば

$$V = H \cos(\omega t + \theta) \quad (6.29)$$

式(6.28)の右辺のエネルギーを $Ed$ とし, 1サイクル間で積分すると

$$Ed = \pi B_2 H^2 \omega \quad (6.30)$$

同様に, 式(6.28)の左辺のエネルギーを $Ee$ とし, 同様に行うと

$$Ee = \frac{8}{3\pi} B_1 H^3 \omega^2 \quad (6.31)$$

$Ed=Ee$ とおき, 整理すると

$$B_2 = \frac{8}{3\pi} B_1 H \omega \quad (6.32)$$

式(6.27)を式(6.25)に代入すると

$$B_2 \left( \frac{dV}{dt} \right) + V = ATX_0 \cos \omega t \quad (6.33)$$

よって

$$V = ATX_0 \frac{1}{1 + (B_2 \omega)^2} (\cos \omega t + B_2 \omega \sin \omega t) \quad (6.34)$$

式(6.29)と式(6.34)より

$$H = ATX_0 \frac{1}{\sqrt{1 + (B_2 \omega)^2}} \quad (6.35)$$

式(6.35)を式(6.32)に代入して,  $B_2$ について解くと

$$B_2 = \sqrt{\frac{1}{2\omega^2} \left\{ \sqrt{1 + 4 \left( \frac{8}{3\pi} B_1 \omega^2 \right)^2 (ATX_0)^2} - 1 \right\}} \quad (6.36)$$

式(6.17)に式(6.11), (6.18), (6.22), (6.25), (6.26)を代入すると

$$F_2 = \frac{P_0 AT}{V_0 (1+Q)} (ATX_0 \cos \omega t - V) \quad (6.37)$$

式(6.37)に式(6.34)を代入すると

$$\begin{aligned} F_2 &= \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{1}{1 + (B_2 \omega)^2} \{ (B_2 \omega)^2 X_0 \cos \omega t - B_2 \omega X_0 \sin \omega t \} \\ &= \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{1}{1 + (B_2 \omega)^2} \left\{ (B_2 \omega)^2 X + B_2 \frac{dX}{dt} \right\} \end{aligned} \quad (6.38)$$

よって $F_2$ のバネ定数を $K_2$ , 減衰係数を $C_2$ とすると, 式(6.17)同様

$$F_2 = K_2 X + C_2 \frac{dX}{dt} \quad (6.39)$$

但し

$$K_2 = \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{\omega^2}{\left( \frac{1}{B_2} \right)^2 + \omega^2} \quad (6.40)$$

$$C_2 = \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{\frac{1}{B_2}}{\left( \frac{1}{B_2} \right)^2 + \omega^2} \quad (6.41)$$

よって, 式(6.15)より

$$F = K_3 X + C_3 \frac{dX}{dt} \quad (6.42)$$

但し

$$K_3 = K_1 + K_2 \quad (6.43)$$

$$C_3 = C_1 + C_2 \quad (6.44)$$

図6.7において, 加振台と質量 $m$ との振幅比(振動伝達率)を $M$ とおくと, 良く知られた振動方程式により, 式(6.45), (6.46), (6.47)が得られる。

$$M = \frac{Z}{X}$$

$$= \frac{\sqrt{K_3^2 + (C_3\omega)^2}}{\sqrt{(K_3 - m\omega^2)^2 + (C_3\omega)^2}}$$

$$= \frac{1 + \left(2h\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}^2 + \left(2h\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (6.45)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_3}{m}} \quad (6.46)$$

$$h = \frac{C_3}{2\sqrt{mK_3}} \quad (6.47)$$

$h$  はクッションアッセンブリ状態における臨界減衰係数を示す。

図 6.8 に全体の計算順フローチャートを示す。なお図 6.8 中の  $U$  は空気層も含めたフォームパッドの密度を示し、前述した  $T$  (フォームパッド内の空気が占める体積比率) の計算式として、空気層以外のパッドコア層の比重を 1 と仮定し、近似的に式(6.48)を使用した。

$$T = 1 - U \quad (6.48)$$

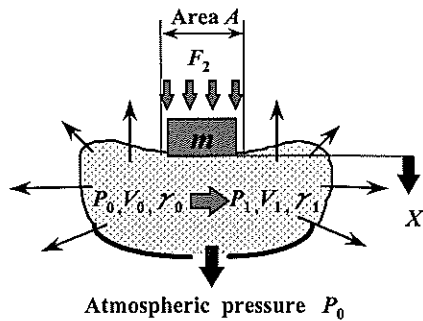


図 6.5 シートクッションに負荷時の、圧力、体積、密度変化状況

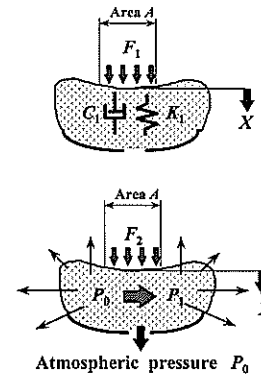


図 6.6  $F_1$  と  $F_2$  の関係

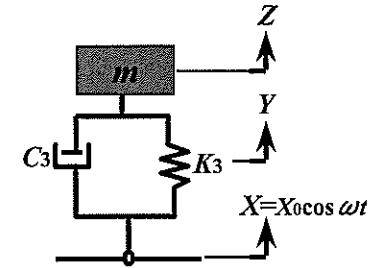


図 6.7 振動モデル

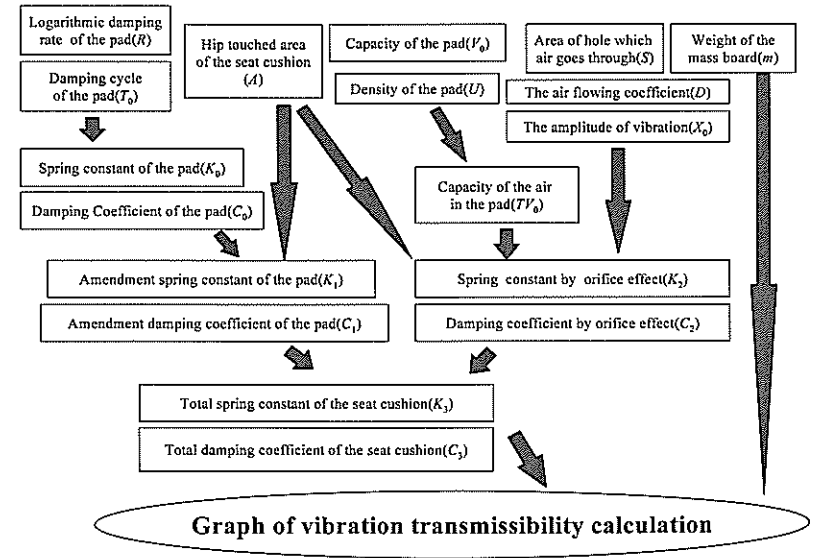


図 6.8 計算フローチャート



### 6.3 実験

上記計算式をプログラム化したものの精度を確認するため、図 6.9 に示す 6 種類のテストサンプルを試作し、実験値と計算値との照合を行った。評価シートは

- (NO.1) フォームパッドのテストピース品 (400×400×100) の表面全体を密閉テープで完全に塞いだもの
  - (NO.2) クッションアッセンブリ状態においてクッションパネルのエア抜き穴を塞ぎ、カバーリング部も極力目張りして空気が洩れる部位を極力少なくしたもの
  - (NO.3) クッションパネルのエア抜き穴を 100%塞いだもの
  - (NO.4) クッションパネルのエア抜き穴を生産品に対し 50%塞いだもの
  - (NO.5) クッションパネルのエア抜き穴を本来の生産品の状態 (100%解放状態) にしたもの
  - (NO.6) クッションパネルのエア抜き穴面積を生産品の 2 倍にしたもの
- とし、フォームパッドは全て同一物性品 (但し NO.1 のみ形状が異なる)、表皮も NO.2~6 は同一品を使用した。

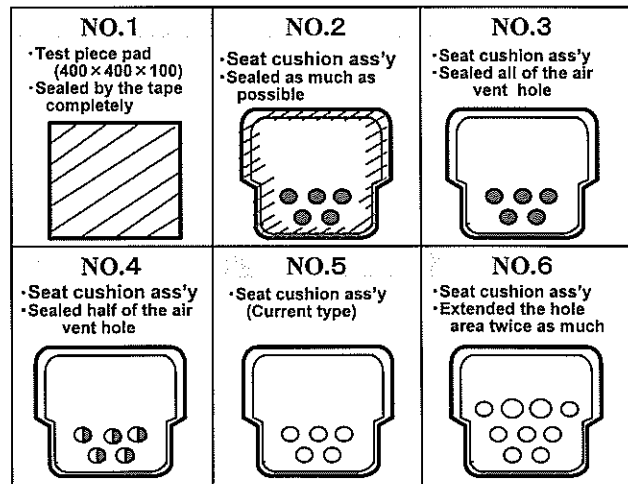


図 6.9 各種試験仕様(底面視)

### 6.4 結果と考察

#### 6.4.1 実験値と計算値との共振周波数特性整合結果

図 6.10 に比較結果を示す。NO.2(密閉度の高い領域)においては計算値と実験値で共振周波数に差が発生し、NO.4~NO.6 は計算値自体に大きな差が出なかったが、総じて良く整合している。但し計算値算出時においては、下記の仮定と条件を加えている。

- (1)NO.2, 3 のサンプルにおけるエアの漏れ面積は、算出することが困難なため、実験値に合う面積値( $S$  値)を入力データとして投入している。
- (2)NO.4, 5, 6 のサンプルにおいては、NO.3 で求めた  $S$  値にクッションパネルのエア抜き穴面積分を加算することにより、エアの漏れ面積を算出している。
- (3) $D$ (エアが抜ける部位を通過する空気の流量係数)については理論的算出が困難なため、無限に長い平板にあげたすきまより流出する噴流をポテンシャル流れとして計算された空気流体の収縮係数を引用し[47]、下記の値とした。

$$D = \frac{\pi}{2 + \pi} \approx 0.61 \quad (6.49)$$

(4)式(6.13)にて示された  $Q$  値は理論的な算出が困難であるが、実験結果から推察することは可能である。式(6.40)において  $S=0$  とした値を式(6.43)に代入すると、

$$K_3 \approx \frac{P_0(AT)^2}{V_0(1+Q)} + K_1 \quad (6.50)$$

式(6.43)を  $Q$  について整理すると

$$Q \approx \frac{P_0(AT)^2}{V_0(K_3 - K_1)} - 1 \quad (6.51)$$

一方  $S=0$  としたときの実験値は、図 6.10 の(NO.1)のケースで存在するため、共振周波数と  $m$  値より  $K_3$  を計算すると、

$$K_3 = m\omega^2 = 50 \times (2\pi \times 5.4)^2 = 57560 \text{ kg/s}^2 = 57.56 \text{ N/mm} \quad (6.52)$$

よって図 6.10 の(NO.1)のケースにおける  $K_1$ ,  $P_0$ ,  $A$ ,  $T$ ,  $V_0$  の値を代入して  $Q$  を求めると、

$$Q = \frac{0.1013 \times \{80000 \times (1 - 0.05S)\}^2}{16000000 \times (57.56 - 20.73)} - 1 = -0.018 \approx 0 \quad (6.53)$$

従って  $Q \approx 0$  として計算を行った。

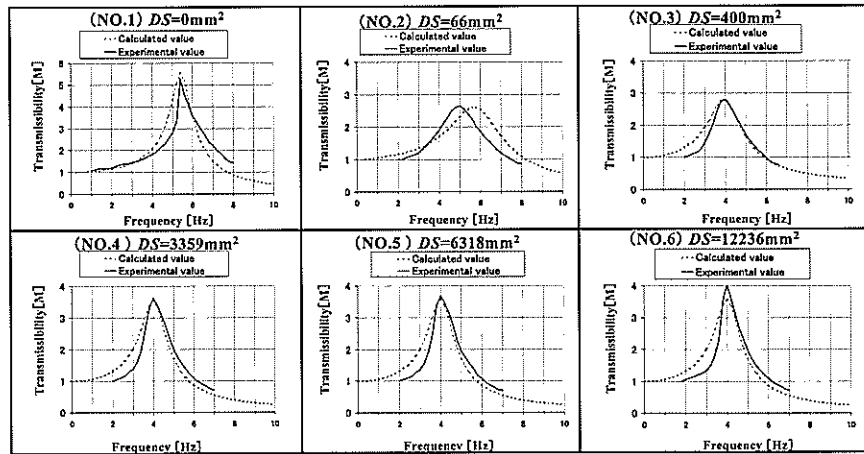


図 6.10 各種試験仕様における共振周波数特性の、計算値と実験値との比較

### 6.4.2 共振周波数特性に関する考察

本プログラムが計算手法による共振周波数特性の算出に比較的有効に使えることを確認したため、エアの流量係数と漏れ面積を乗じた値(DS)と共振倍率、共振周波数との関係を計算により求めてみた。これをグラフ化したものが図 6.11 である。これにより以下のことが考察出来る。

- (1)エアの漏れ面積  $S$  が限りなく 0 に近づくとシートクッションはゴムボールのような状態となり、共振倍率、共振周波数共最大値を示す。ちなみに  $DS \rightarrow 0$  において  $K_2$  は式 (6.26), (6.36), (6.40) が示すように最大値  $P_0 (AT)^2 \{V_0 (1+Q)\}$  となるが、 $C_2$  は式 (6.26), (6.36), (6.41) により 0 となる。
- (2)  $DS$  が 0 からわずかに空気が洩れ始める比較的密閉度の高い領域にて共振点の大きな動きが見られ、共振倍率が極小値をとる  $DS$  の値が存在する。これは  $K_2$  が急速に低下しつつ、逆に  $C_2$  は急速に増加し、ある  $DS$  値で  $C_2$  が最大値を迎えることに起因している。
- (3)  $DS$  の値がある値を超えれば、その後いくらエア抜き穴面積を大きくしても共振点の動きはほとんど発生しない。ちなみに  $DS \rightarrow \infty$  で  $K_2, C_2$  は限りなく 0 に近づく。

図 6.12 に  $DS$  の変化に伴う共振周波数特性グラフの共振点の推移を示す。本計算例では  $DS = 150\text{mm}^2$  にて共振倍率が最小となるが、 $DS$  が  $0\text{mm}^2$  から  $150\text{mm}^2$  に移る間に、共振点は急激に変化していることがわかる。また  $DS = 150\text{mm}^2$  においては、 $DS \rightarrow \infty$  に比べ、5Hz 以上の周波数での振幅比が大きくなっており、重要な周波数域での振動吸収性は必ずしも良くないことがわかる。

図 6.13 に  $DS$  の変化に伴う共振周波数特性グラフを重ね書きしたものを示す。これによれば  $DS = 400\text{mm}^2$  付近にて、共振点における共振倍率が少なく、かつ 6Hz における共振倍率も極端に増えない領域があることがわかる。シート表皮からの漏れ面積は、本実験に用いた一般的なファブリックシート表皮であれば、(NO.2) の実験結果にて  $DS = 66\text{mm}^2$  であるため、式(6.49)による、 $D \approx 0.61$  を考慮すれば、実質的な設計上好ましいエア抜き穴面積として、 $S = (400 - 66) / 0.61 \approx 550\text{mm}^2$  程度を狙えば良いことがわかる。

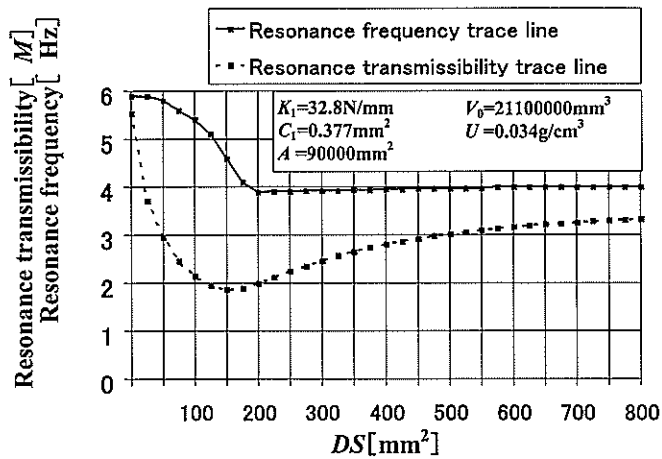


図 6.11 DS と共振倍率, 共振周波数との関係

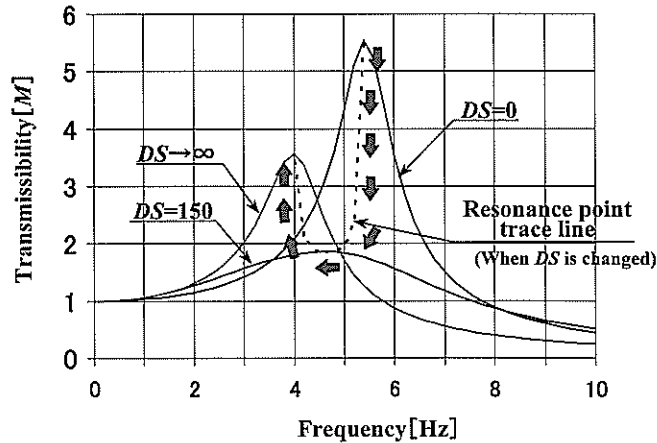


図 6.12 DS を変化させたときの, 共振点の推移

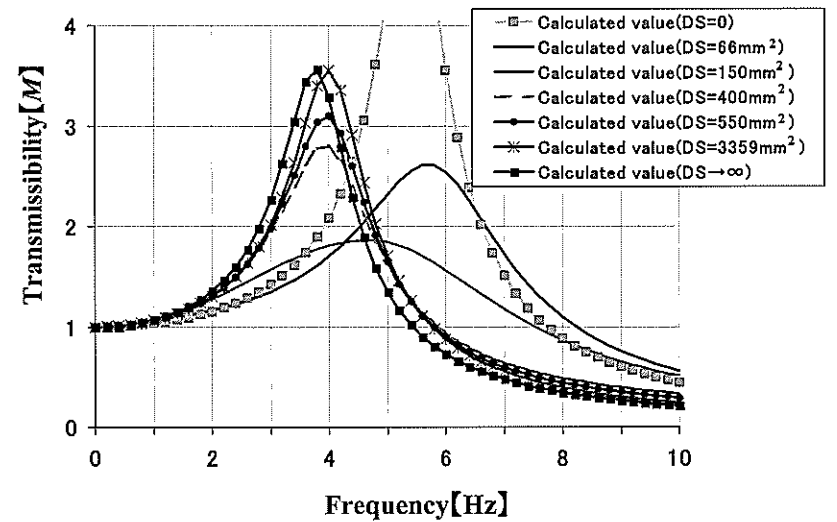


図 6.13 DS を変化させたときの, 共振周波数特性グラフの重ね書き

### 6.5 結言

フルフォームタイプのシートクッションにおいて、バネ力と減衰力についての理論解析を行った結果を基に振動伝達率計算プログラムを作成することにより、シートを試作する前の段階で、シートクッションの持つ動特性値の予測をつけることが可能になった。研究結果によればエア抜き穴を極端に小さくしていくことにより、共振倍率の最小値を狙うことは可能であるが、その領域は極めて不安定であり、また人体への影響が大きい周波数での振動伝達率が逆に増加する領域が存在するため、ここを調整することは困難であり得策ではないと考える。それよりも  $DS = 400\text{mm}^2$  付近に共振点における共振倍率も 6Hz 近辺での共振倍率もバランス良く下がる領域があるため、ここを狙ったエア抜き穴面積をクッションパネルに確保出来るよう設計すれば良いと考える。それに加えて、フォームパッド自体の特性改善も重要

であるため、フォームパッドメーカーとも連携をとって、ウレタン材料の開発にも取り組んでいかなければならない。

また、本論文における  $K_0$ ,  $K_1$ ,  $C_0$ ,  $C_1$  は周波数に係わらず一定値と仮定しているが、実際においてはフォームパッドの厚さが薄くなると底付現象を起こすこともあり、フォームパッド物性や厚さによっては周波数毎にバネ定数と減衰係数が変化する場合もある。今後計算式の精度を上げていくためにもフォームパッド自体のバネ定数、減衰係数の解析にも取り組んでいきたい。

## 第7章 結論

本研究は簡易モデルを用いた振動、波動解析により、自動車の動的安全性、動的快適性に寄与する普遍的な知見や新商品を得ることを目指して理論構築と実験による検証を行った。以下に本論文の要点を各章ごとにまとめて述べる。

第2章では、車両衝突前の状態での動的予防安全の観点から、現在商品化されているミリ波レーダや、レーザーレーダや、画像センサよりも安価な超音波センサの開発と実験に取り組んだ。手法としては、送信波を方形波による超音波としたときに、対象物からの反射波の非線形解析を行い、フーリエ変換により得られた高調波成分情報を活用することにより、正確な対象物との相対距離、相対速度情報を得ることが出来た。この手法を用いれば、複数個の高調波の情報が一度に処理出来るため、信頼性の高い数値を短い演算時間にて得ることが可能になり、また反射波の立ち下り波形から算出した  $Q$  値を用いれば、対象物が人（生体系）であるか、物（非生体系）であるかの判別も可能となることがわかった。

第3章では、車両衝突後の動的安全性の観点から、これまでさほど机上解析の例を見ない、衝突時に低減すべき重要な乗員傷害値の一つである胸撓みについての計算手法を確立した。まず衝突試験に使用されているダミーの特性を調査し、ダミー自体をバネマスダンパモデルとして置換え、これを用いてダミーに加わる外力を入力値として、畳み込み積分による胸撓み計算プログラムを作成した。計算結果は実験結果ともほぼ一致したため、本プログラムが有効であることが証明され、胸撓み発生メカニズムに関しても把握することが出来た。これによると胸撓みを最小化するためには、シートベルト荷重等の肋骨に直接加わる荷重を下げ、ニーボルスタ等の肋骨部に直接入力しない外力を増やすことが有効であることも確認出来た。

第4章では、第3章同様、車両衝突後の動的安全性向上の観点から、胸撓み同様、衝突時に低減すべき重要な乗員傷害値の一つである胸部減速度の解析に取り組んだ。すなわち車両前

面衝突時の胸部減速度を下げるため、簡易なバネマスモデルによる畳み込み積分を行い、入力値である車体側減速度と出力値である胸部減速度との関係を明らかにした。胸部減速度を下げるための車体側減速度については、単位インパルス応答から予測可能で、これによれば胸部減速度の最大値を下げるためには、単位インパルス応答にて発生する正弦波の1/4周期に相当する時間を引いた時間帯周辺の車体の減速度を下げると共に、1/2周期に相当する時間を引いた時間帯周辺か、更に以前の時間帯における車体の減速度を上げれば良いことがわかった。また本手法を用いれば、複雑な乗員拘束装置を有するシステムにおいても、車体の減速度の違いにより発生する胸部減速度の相対関係を知ることが可能であることがわかった。

第5章では、第4章で構築した胸部減速度低減のための車体側減速度の考え方を応用して、人体の腰部に加わる上下方向の減速度が胸部前後方向減速度に与える影響が大きいことに着目し、衝突時の車体減速による慣性力を有効利用したアンチサブマリン装置(ASD)を試作評価し、効果を得ることが出来た。これによれば、衝突初期段階(0~39ms付近)では、極力腰への上下方向荷重を与えることにより、胸部への初期減速度立ち上りを増加させて衝突エネルギーを消化させ、衝突中期~後期段階(40ms以降)では、極力腰への上下方向荷重を弱めてやり、胸部に伝わる減速度を下げることで胸部のピーク減速度を下げることに貢献することが確認出来た。

第6章では、自動車において最も動的快適性向上の役割を担う部品がシートであることに着目した上で、自動車用シートに着座時の振動吸収性を高めるため、これまでさほど取り上げられていなかったフルフォームタイプのシートクッションについて、バネ力と減衰力についての理論解析を行った結果を基に振動伝達率計算プログラムを作成し、実験値との整合を取ることで、フォームパッド特性や、シートクッションのボトムパネル部のエア抜き穴面積がシートアセンブリの共振周波数特性に及ぼす影響を明らかにした。これによるとエア抜き穴の面積を極端に小さくしていけば共振倍率の最小値を狙うことが可能であるが、その領域は極めて不安定であり、人体にとって下げるべき上下方向6Hz付近の振幅比が増加する傾向となるため、一般的なファブリック表皮を有するシートにおいては、エア抜き穴面積

として550mm<sup>2</sup>付近を狙えば、3Hz~6Hzでの振幅比をバランス良く下げることが可能であり、これを設計手法にすべきであることがわかった。

以上の成果により、自動車の動的安全性、動的快適性向上技術に関して基本的なアプローチによる振動、波動解析を行うことの重要性が十分に示唆された。まだまだ課題も多いが、新商品への展開も進行しており、お客様から愛される商品作りに向けて貢献しつつあるものとする。

## 参考文献

- [1] 財団法人 交通事故総合分析センター, 交通事故調査・分析報告書, (2005).
- [2] 鈴木健弘・他3名, 自動車と安全, 自動車技術, Vol.60, No8, pp27-31, (2006).
- [3] 社団法人 自動車技術会編, 自動車技術ハンドブック-第2分冊, 環境・安全編, pp77-83, (2005), 精興社.
- [4] 日本機械学会編, 新版機械工学便覧, pp.C2-15, (1988).
- [5] 秋月賢一郎・他5名, シート機能による快適の実現, TOYOTA Technical Review, Vol.54, No.2, pp52-57, (2004).
- [6] 社団法人 自動車技術会編, 自動車技術ハンドブック-第1分冊, 基礎・理論編, pp270-272, (1990), 精興社.
- [7] 社団法人 自動車技術会編, 自動車技術ハンドブック-第2分冊, 設計編, pp308-316, (1991), 精興社.
- [8] Griffin, M.J., Handbook of Human Vibration, (1990), Academic Press.
- [9] British Standard 6841: Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock, (1987).
- [10] ISO2630-1: Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration-part1. International Organization for Standardization, (1999).
- [11] Paddan, G.S. and Griffin, M.J., Transmission of translational seat vibration to the head- I. vertical seat vibration, Journal of Biomechanics, 21-3, pp191-197, (1988).
- [12] Kitazaki, S. and Griffin, M.J., A data correction method for surface measurement of vibration on the human body, Journal of Biomechanics, 28-7, pp885-890, (1995).
- [13] 加藤和人・他1名, 人体振動感覚特性とその評価, 日本音響学会 騒音・振動研究委員会, 資料番号 N-94-38, pp1-7, (1994).
- [14] Kitazaki, S. and Griffin, M.J., A model analysis of whole-body vertical vibration, using a finite element model of the human body, Journal of Sound and Vibration, 200-1, pp83-103, (1997).

- [15] Christ, W. and Dupuis, H., The influence of vertical vibrations on the spine and stomach, National Institute of Agricultural Engineering Translation 153, (1963).
- [16] Coermann, R.R., et al., The passive dynamic mechanical properties of human thorax-abdomen system and of the whole body system, Aerospace Medicine 31 pp443-445, (1960).
- [17] White, G.H.Jr., et al., The effects of simulated buffeting on the internal pressure of man, Human Factors 4, pp275-290, (1962).
- [18] 松本忠雄・他 4 名, 全身振動の生体反応, (1989), 名古屋大学出版会.
- [19] 宇田川都糞夫, サスペンションシートの乗心地評価に関する考察, 自動車技術, Vol.36, No3, pp203-208, (1979).
- [20] 上條健, シート乗心地の定量評価法, 自動車技術, Vol.36, No12, pp1305-1310, (1982).
- [21] 中村郁夫・他 3 名, シートを考慮した乗心地評価についての一考察, 自動車技術学術講演会前刷集 851, 昭和 60-5, pp119-124, (1985).
- [22] J.H.Varterasian et al., The Dynamic Characteristics of Automobile Seats with Human Occupants, SAE paper No.770249, (1977).
- [23] J.H.Varterasian, On Measuring Automobile Seat Ride Comfort, SAE paper No.820309, (1982).
- [24] 安田滋, et al., シートのクッション性の数値化について—第 2 報, 自動車技術学術講演会前刷集, pp207-216, (1978)
- [25] 善場正顕, 軟質ウレタンフォーム製シートパッドの FEM 応力解析とその応用, 第 11 回シート技術研究発表会講演資料, pp5-10, (2001).
- [26] 村田義幸・他 2 名, マルチレイヤードウレタンシートパッドの開発, 第 12 回シート技術研究発表会講演資料, pp17-19, (2003).
- [27] 鶴坂和人, 薄肉シートパッドの開発, 第 13 回シート技術研究発表会講演資料, pp1-3, (2005).
- [28] 熊谷健司・他 1 名, シートパッド薄肉化配合の開発と乗心地評価, 第 13 回シート技術研究発表会講演資料, pp54-59, (2005).
- [29] 村田義幸・他 4 名, 高性能シートクッションパッドの開発, 自動車技術, Vol.60, No7, pp62-67, (2006).

- [30] 国枝正春, 空気減衰機構を持つ車両用シートクッションの振動理論, 鉄道業務研究資料 第 13 巻第 13 号, (1956).
- [31] 伊藤秀樹・他 2 名, MADYMO による衝突時の乗員挙動解析(エアバッグの適用に関するフィジビリティ・スタディ), 機論, 57-539, C, pp2205-2210, (1991).
- [32] 近藤正直・他 1 名, 衝突時の車体減速度波形と乗員言速度, 自動車技術会論文集, No.35, pp154-161, (1987).
- [33] 大村英夫, 正面衝突時における乗員挙動解析について, 自動車技術, Vol.42, No.10, pp1336-1342, (1988).
- [34] 鈴木直幸・他 6 名, 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, 自動車技術論文集, Vol.24, No.2, pp98-102, (1993).
- [35] 高橋邦弘・他 5 名, 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, 自動車技術論文集, Vol.24, No.4, pp109-112, (1993).
- [36] 本澤養樹・他 1 名, 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, pp129-134, (1999).
- [37] 水野広, 前方障害物検出センサにおける測距技術, 自動車技術, Vol.59, No.5, pp16-21, (2005).
- [38] 本間信一・他 2 名, 自動車搭載用ミリ波レーダ技術, 三菱電機技報, Vol.74, No.9, pp1-4, (2000).
- [39] 上地幸一・他 2 名, ホンダブリクラッシュセーフティテクノロジーの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.16, No.2, pp115-120, (2004).
- [40] 藤田浩一・他 5 名, ブリクラッシュセーフティの開発, TOYOTA Technical Review, Vol.53, No.1, pp70-75, (2004).
- [41] 磯貝晃・他 3 名, 戦略的センシングシステムの開発, DENSO Technical Review, Vol.9, No.2, pp76-82, (2004).
- [42] Nakata, S. et al., Nonlinear Dynamics in Chemical Assembly, Chemical Physics, Vol.4, pp23-57, (1996).
- [43] 吉川研一・他 2 名, ダイナミックな現象を化学する, pp61-67, (2003), 産業図書.
- [44] 岩壺卓三・他 2 名, 工業振動学, (1976), 森北出版.

- [45] 佃務, 機械振動の基礎, (1978), 東京電機大学出版局
- [46] 末岡淳男・他 2 名, 機械振動学, (2000), 朝倉書店.
- [47] 有江幹男・他多数, 機械工学便覧 改定第 6 版・第 8 編水力学および流体工学, pp8-47, (1976), 社団法人 日本機械学会.
- [48] 亙理厚, 機械力学, pp39-44, (1969), 共立全書.
- [49] Rules and Regulations, Federal Register, Vol.65, No.41.
- [50] 相原弼徳・他 2 名, 衝突時に乗員の前方移動を抑制する装置, 第 37 回 日本交通科学協議会総会・研究発表講演会資料, pp50-53, (2001).
- [51] 清水則行, MADYMO によるシート性能評価—CRD(Cushion Restraint Device)シートの効果検討, 200001103, (2000), 豊田中央研究所・業務報告書.
- [52] Taeyoung Han, D., et al., Ultrasonic Air Temperature Sensing for Automatic Climate Control—Sensor Development, SAE World Congress 2003-01-0740, (2003).

## 本研究に関連した既発表論文

1. Taoka, Y., Development of Vibration Transmissibility Calculation of Full Foam Seat Cushions, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress June 12-15, F2000 H256 (2000), pp.1-6.
2. 田岡義文, 車両用フルフォームシートの振動伝達率計算法の開発, Development of Vibration Transmissibility Calculation of Full Foam Seat Cushion for Vehicle, 日本機械学会論文集 (C 編) 68 巻 675 号 (2002), pp.3157-3162.
3. 田岡義文, 車両前面衝突時の乗員胸部傷害値を低減する腰部拘束装置の開発, Development of Pelvis Anti Submarine Device to Reduce Chest Injury for Frontal Impact of Vehicle, 日本機械学会論文集 (C 編) 72 巻 715 号 (2006), pp.823-828.
4. 田岡義文, 車両前面衝突時の胸撓み解析手法の開発, Development of Occupant Chest Deflection Analysis for Frontal Impact of Vehicle, 日本機械学会論文集 (C 編) 72 巻 723 号 (2006), pp.3561-3566.
5. 田岡義文, モハَمَّد ラフィックル イスラム, 今井修之, 車両安全システムを支援する超音波センサの開発, Development of Supersonic Sensor for Pre-crash Safety System, 日本機械学会論文集 (C 編) 72 巻 723 号 (2006), pp.3448-3453.
6. 田岡義文, 車両前面衝突時の胸部減速度解析手法の開発, Development of Occupant Chest Deceleration Analysis for Frontal Impact of Vehicle, 日本機械学会論文集 (C 編), 投稿中.



## 本研究に関連した既発表特許

1. 田岡義文, 特許第 3681648 号(登録済・腰拘束装置関連).
2. 田岡義文, 特許第 3688180 号(登録済・フルフォームシートの振動解析関連).
3. 田岡義文, 特許第 3721038 号(登録済・腰拘束装置関連).
4. 田岡義文, 特許第 3721086 号(登録済・腰拘束装置関連).
5. 田岡義文・他 1 名, 特許第 3847213 号(登録済・腰拘束装置関連).
6. 田岡義文・他 1 名, WO02/066285 号(公開中・国際特許・腰拘束装置関連).
7. 田岡義文・他 1 名, 特開 2003-357544 号(公開中・超音波センサ関連).
8. 田岡義文, 特開 2004-276839 号(公開中・超音波センサ関連).
9. 田岡義文・他 1 名, 特開 2004-299638 号(公開中・超音波センサ関連).
10. 田岡義文・他 2 名, 特開 2006-232019 号(公開中・超音波センサ関連).
11. 田岡義文, 知財届出 20060289 号(届出中・胸撓み, 胸部減速度解析関連).

## 謝辞

本研究を進めるにあたり, 終始懇切丁寧なるご指導と御校閲の労を賜りました関西大学 工学部 機械システム工学科 岩壺卓三教授に謹んで感謝の意を表します。先生には小生が神戸大学時代から恩師として長年に亘り暖かいご指導と激励を賜り, それが本研究を推進していく上での揺るぎない心の支えとなりました。

関西大学 工学部 機械システム工学科 森淳暢教授および新井泰彦教授には本論文に関して細部に亘り, 貴重なご意見, ご指導を頂きました。ここに深くお礼申し上げます。

超音波センサの研究に関しましては, ユーテック株式会社のモハメド・ラフィックル・イスラム博士と今井修之様を始めとした要素技術開発センターの皆様方に, 共同開発パートナーとして開発, 試作, 実験に協力して頂きました。ここに深く感謝の意を表します。

衝突安全性の研究に関しましては, 衝突スレッド試験に協力して頂きました芦森工業の国沢浩三様始め実験部署の皆様, 衝突用ダミー特性に関する情報提供にご協力を頂きました株式会社ジャスティの井上武洋様始めテクニカルセンターの皆様, 腰拘束装置の試作にご協力を頂きました富士シート株式会社の竹川祐司様を始めとした技術部の皆様に厚くお礼申し上げます。

シート振動乗心地の研究に関しましては, ウレタンフォームのご提供と数多くの貴重なアドバイスを頂きました株式会社ブリヂストンの江部一成博士に感謝の意を表します。

また, 本成果は何と言っても業務面での研究開発環境を与えて頂いたダイハツ工業株式会社の皆様方のお陰です。ここに謹んで, 皆様方に心より深く感謝いたします。

最後に, 長い間心配をかけた両親や, 辛抱して応援してくれた家内にも感謝の意を込めて筆を置きたい。

