

ハイドロフォーム部材の圧潰特性に関する研究

平成14年3月

横浜国立大学附属図書館



11160433

小川 和洋

377.51
09

博士学位論文

ハイドロフォーム部材の
圧潰特性に関する研究

A Study on Crash Characteristics of
Hydroformed Members



平成 14 年 3 月

指導教官 白鳥正樹教授

横浜国立大学大学院

工学研究科 生産工学専攻

小川 和洋

Abstract

Recent development speed of computer and technology of numerical analysis has been so fast that applications of simulation to design and development of automobile have become important. Thanks to that, virtual development becomes more realistic recently. In order to realize the virtual development, investigation of analytical accuracy is necessary and important. However, it is ordinary that there is some error between analytical results and experimental one. It is thought that there are some factors of differences between analytical result and experimental one, which is improper analytical modeling, disregarded material property and forming history of structural members.

Purpose of this thesis is improvement of analytical accuracy in automotive structural analysis and so on. Especially, forming history to influence of analytical accuracy is investigated by using multi step analysis in this research, which can consider the forming history.

This thesis consists of 5 chapters. Contents of each chapter are as follows.

In second chapter, hydroforming simulation is carried out to compare analytical results and experimental one. It is important to investigate the analytical accuracy of THF before carrying out crush analysis. As the result, good analytical accuracy is confirmed.

In third chapter, effect of forming on crush characteristic of hydroformed member is investigated by using multi step analysis. Static crush experiment and two kinds of static analyses, which are multi step analysis and conventional analysis, are carried out on hydroformed members. As the result, it is verified that consideration of forming history in crush analysis is important in order to analyze accurately, which means that multi step analysis is very useful analytical method than conventional one. However, it is confirmed that there is some error between analytical results and experimental ones on material A even if forming history is considered. It is thought to be possible that the factor depends on strain path from test of Vickers hardness and tensile strength obtained from free bulge experiment.

However, this is not enough factor that explains this phenomenon. More research is necessary on this phenomenon.

In forth chapter, optimal design method by using multi step analysis is proposed. In conventional optimum method, design factors are only sizes and material properties of member. Optimization that includes expanding ratio of tube as new design factor is carried out in proposed optimum method. As the result, it is verified that superior hydroformed crashworthiness member is possible to produce by adding factors in forming process as design factor.

In fifth chapter, results of second to forth chapter are summarized.

Virtual development is becoming practicable due to development of computer and so on recently. It could be much practically by using multi step analysis.

ハイドロフォーミング部材の圧潰特性に関する研究

A Study on Crush Characteristics of Hydroformed Members

目次

第1章 緒言.....	1
1.1 本研究の背景と目的.....	2
1.2 チューブハイドロフォーミングとは.....	4
1.3 ULSAB における THF の適用.....	8
1.4 本論文の構成.....	11
1.5 参考文献.....	12
第2章 有限要素法による THF 解析.....	14
2.1 緒言.....	15
2.2 THF 実験.....	15
2.3 有限要素法による THF 解析.....	17
2.3.1 解析条件.....	17
2.3.2 解析精度の検討.....	21
2.4 まとめ.....	29
2.5 参考文献.....	29
第3章 多段階解析手法による THF 部材の圧潰特性評価.....	30
3.1 緒言.....	31
3.2 多段階解析手法.....	31
3.2.1 THF 解析.....	33
3.2.2 スプリングバック解析.....	34
3.2.3 圧潰解析.....	35
3.3 長方形断面 THF 部材の準静的3点曲げ.....	37
3.3.1 準静的3点曲げ実験.....	37
3.3.1.1 実験条件.....	37
3.3.1.2 実験結果.....	38

3.3.2 有限要素法による準静的3点曲げ解析.....	40
3.3.2.1 解析条件.....	40
3.3.2.2 解析精度の検討.....	42
3.4 正方形断面 THF 部材の準静的軸圧潰.....	46
3.4.1 準静的軸圧潰実験.....	46
3.4.1.1 実験条件.....	46
3.4.1.2 実験結果.....	46
3.4.2 有限要素法による準静的軸圧潰解析.....	48
3.4.2.1 解析条件.....	48
3.4.2.2 解析精度の検討.....	49
3.5 誤差要因の検討.....	59
3.5.1 解析モデルの誤差要因.....	59
3.5.2 THF 後の応力・ひずみ関係.....	60
3.5.2.1 3点曲げ用 THF 部材の中央部周方向硬度分布.....	61
3.5.2.2 軸圧潰用 THF 部材の中央部周方向硬度分布.....	64
3.5.2.3 自由バルジ部材の引張強度.....	66
3.5.3 考察.....	68
3.6 まとめ.....	69
3.7 参考文献.....	70

第4章 多段階解析手法による衝撃吸収部材最適設計.....72

4.1 緒言.....	73
4.2 統計的設計支援システムを用いた自動車衝撃吸収部材の設計最適化.....	74
4.2.1 統計的設計支援システム.....	74
4.2.2 板厚最適化から形状最適化へ、そして加工プロセスを含んだ形状最適化へ.....	75
4.3 衝撃吸収 THF 部材の設計最適化.....	76
4.3.1 問題設定.....	76
4.3.2 解析条件.....	76
4.3.3 影響度解析.....	79
4.3.3.1 設計要因と直交表への割付け.....	79
4.3.3.2 評価特性値.....	80
4.3.3.3 分散分析と推定式.....	81
4.3.4 最適化計算.....	85
4.3.4.1 最適化計算.....	85
4.3.4.2 最適化計算結果の検討.....	86

4.3.4.3 考察.....	87
4.4 加工硬化特性の最適変形量への影響.....	87
4.4.1 はじめに.....	87
4.4.2 問題設定.....	87
4.4.3 解析モデル.....	87
4.4.4 影響度解析.....	87
4.4.4.1 設計要因と直交表への割付け.....	87
4.4.4.2 評価特性値.....	89
4.4.4.3 分散分析と推定式.....	90
4.4.5 THF 時の素管最適変形量.....	92
4.5 まとめ.....	95
4.6 参考文献.....	95
第5章 結言	96
公表論文等.....	99
謝辞.....	101

第1章

緒言

第1章 緒言

1.1 本研究の背景と目的

近年の計算機や解析計算技術の発展には目を見張るものがある⁽¹⁾。それらの発展により、シミュレーションの活用は着実に自動車の設計開発に定着してきている。衝突、強度、耐熱、そして音響・振動などといった基本的な安全、性能にかかわる部分は必ずといっていいほどシミュレーションを用いて検討されている⁽²⁾。これらシミュレーションのねらいの根本にあるものは、IT化により設計開発業務の効率化やコストダウン、さらには品質向上といったものがある。こうした状況から「バーチャルデベロップメント（仮想開発）」という言葉がしばしば使われるようになってきた^{(3),(4)}。

従来、スタイリングが決まった後試作車を何度か作製、修正を繰り返し、生産準備に結び付けていた。しかし、バーチャルデベロップメントを試作・実験の代わりにすることで、設計開発と同時期にコンピュータ上での試作不具合が検討できることになり、開発期間が短縮できるのである。

自動車の衝突問題を例に挙げると、スーパーコンピュータなどのハードウェア技術の進歩とともに解析技術の進歩により、現在では数十万節点の衝突解析用モデルが使用されている。このような詳細モデルを使用し、かつ最適化手法を組み合わせることにより、劇的な開発期間短縮および耐衝突パフォーマンスの向上が机上の計算で可能となる。最適設計手法も様々な手法が提案されており、複雑な衝突現象にも対応が図られている。

しかしここで問題となるのは、その解析精度である⁽²⁾。実験より得られた結果と解析により得られた結果とを比較した場合、一致しない場合が多々あるというのが現状である。そのため解析上での最適化では、その最適解の信頼性は低い場合があると言わざるを得ない。いかに計算機や解析計算技術が発展しようが、解析対象物のモデル化を正確に行わないと実験と解析の誤差は埋まらないものと考えられる。

実験と解析の誤差要因はいくつか考えられる。例えば解析モデルの形状が挙げられる。しかしCADデータの使用、詳細モデルの使用等により解決可能であり、比較的解決が簡単な要因である⁽²⁾。この際、メッシュ分割には注意を払う必要がある^{(5),(6)}。

次に材料特性の欠如が挙げられる。近年自動車の衝突解析が数多くみられる

が、このような解析において部材のひずみ速度依存性は解析結果に大きく影響を及ぼす^{(5),(7)-(9)}。現象に応じた材料特性の考慮が必要である。

さらには加工履歴の無視が挙げられる。通常自動車を構成する部材はプレス加工や曲げ加工をはじめ、様々な加工法⁽¹⁰⁾によって加工される。部材は加工されることにより板厚が減少し、それに伴う加工硬化が発生する。板厚減少と加工硬化には相互関係があるので一概にはいえないが、これを無視した場合、解析精度を大きく悪化させる要因になりうる。鷹取は部材の成形時に起こる加工硬化現象に着目し、引張試験とビッカース硬度試験から加工硬化を考慮した材料特性を導いている⁽¹¹⁾。しかしこの手法には問題点がある。本来は部材の位置によって加工度が異なるが、部材の変形部分全体を一定の加工度を受けたものと近似している。それ故、条件によっては解析精度が著しく悪化することが予想される。また中西らも車体製造プロセス（プレス成形）が及ぼす影響因子として部材の減肉および加工硬化に着目している⁽¹²⁾。中西らが提案した手法は、まずプレス成形部材の減肉量を調査し、平面ひずみによる板厚減少が起きていると仮定し、平面ひずみの加工硬化理論に基づき部材の降伏強度分布を推定している。単純なプレス部材では平面ひずみにより板厚減少が起きていると仮定することは可能といえるが、複雑な部材の場合ではこの手法を適用することはできない。また、これらの手法は手間がかかり、効率的ではないという事実も問題といえる。

本論文では上記の加工履歴の解析精度への影響に着目し、車体構造設計等の有限要素解析の精度向上、さらにはバーチャルデベロップメントを目指した初期的研究として、多段階解析手法の提案を行う。近年自動車産業で注目を集めているチューブハイドロフォーミング(Tube Hydroforming, THF)を用いて作製した部材の圧潰特性における加工の影響について検討を行い、圧潰解析等において加工履歴を考慮する必要性について検証する。さらに自動車構造部材の最適化に多段階解析手法を適用し、耐衝撃特性に優れた THF 衝撃吸収部材の設計手法を提案する。

1.2 チューブハイドロフォーミングとは

「ハイドロフォーミング」は元来、1951年に Cincinnati 社が開発した液圧を利用した板成形法 (Hydroforming: 商品名) のことであり、その技術が管材の二次成形にも広がり、近年その用語が頻繁に使用されるようになっている⁽¹³⁾。管材に使用する場合は「チューブハイドロフォーミング」、板材に使用する場合には「シートハイドロフォーミング」と区別しているようである。

当初 THF は主として、管の液圧バルジ成形程度の拡管成形を指していたが、新しい THF では、

“予成形として断面形状の異形状成形+曲げ成形を行い、その後に型を用いた液圧成形を組み合わせ、極めて複雑な形状に成形する高度な複合成形技術”と位置付けられるようになってきている。これに類似した加工法も多く存在するが、現在では、液圧による拡管変形が主体となる加工法を呼んでいるようである。

THF は以下のように分類できる (図 1-1)。

- ① 来の液圧バルジ成形 (図 1-1 左)
- ② 異形状成形+曲げ加工の予備成形を伴う液圧成形(図 1-1 右)

上記の②が、現在世界の自動車業界が積極的に実用化を進めている加工技術である。その特徴は次の通りである。

一体成形による

- (1) 構造性能の向上、すなわち剛性および強度の向上、それによる重量軽減の達成
- (2) 機械的結合に必要なフランジ部の撤去・除去
- (3) 部品点数の削減
- (4) 溶接箇所の削減
- (5) 組立、溶接・接合工程数の削減
- (6) スクラップレス化による材料歩留まりの向上

高圧負荷による

- (7) 寸法、形状精度の向上
- (8) スプリングバックの減少

一例として図 1-2 に示すエンジンクレードル⁽¹⁴⁾における従来の製造方法との比較を表 1-1 に示す。

以上のような利点により、近年では自動車産業で注目度が極めて高い。環境問題に対応するためには自動車の軽量化は極めて重要な問題であり、この問題に対処するにあたり THF は適した加工技術といえる。THF が自動車産業で普及し始めた当初は自動車の排気系部品やサスペンションメンバー等の自動車単体部品であった。近年では図 1-3 に示すように、自動車の骨格の大部分が THF で作製可能のようである。

日本国内では中空部材を作製する方法としてプレス加工が発達していたため、欧米と比較して THF に関する技術は発展途上であり、欧米ほど自動車への適用は進んでいないのが現実のようである⁽¹⁵⁾。そのため、THF に関する研究は変形特性の把握を中心とした基礎的研究が大部分を占める。

自動車部品を作製することを目的とした THF の技術研究は初期段階として型を使用しない THF、すなわち自由バルジ試験による管の変形特性の調査から始まった⁽¹⁶⁾⁻⁽¹⁹⁾。その後、型を使用した THF よる管の変形特性の調査へと進展し⁽²⁰⁾⁻⁽²³⁾、近年では自動車への実際の適用を想定した部材の研究が行われている^{(24),(25)}。また、これらの研究では変形による破壊の予測も精力的に行われており^{(26),(27)}、成形限界線図 (Forming Limit Diagram、FLD) による破壊の判定が主流のようである。さらに破壊を回避しつつ、変形量を大きくとるための加工プロセスの最適化も行われている^{(28),(29)}。

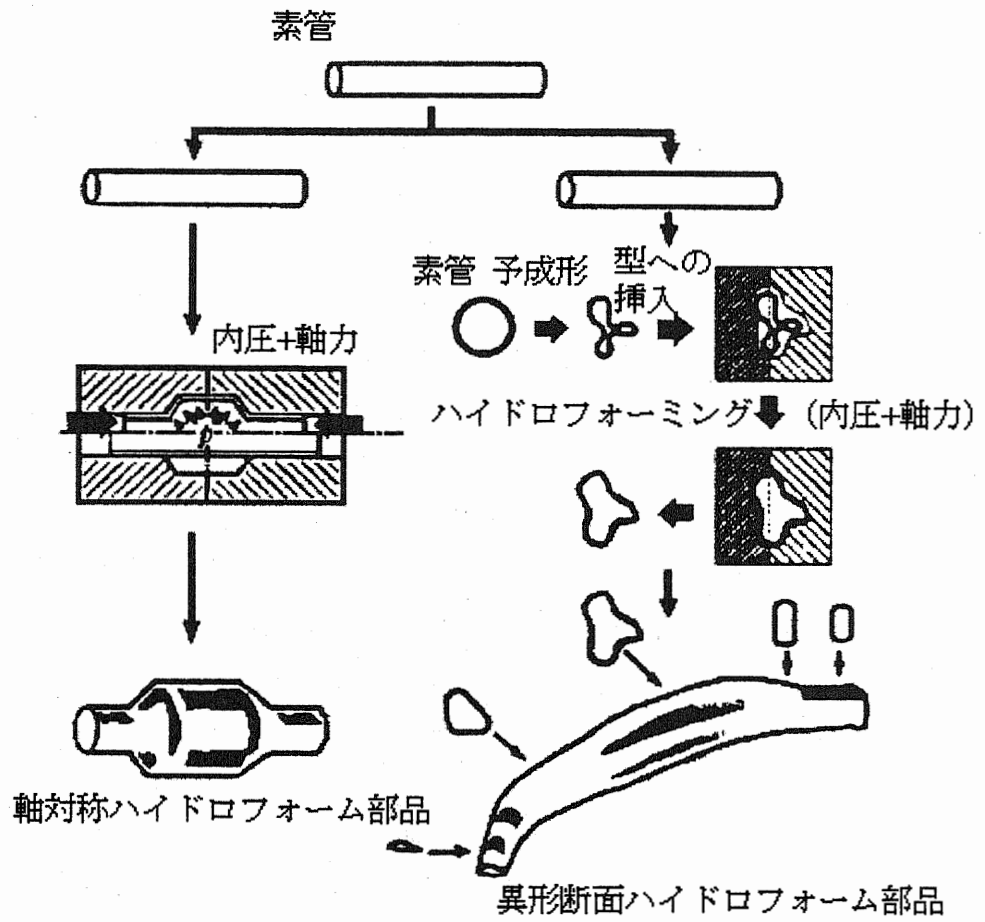


Fig.1-1 Process of THF

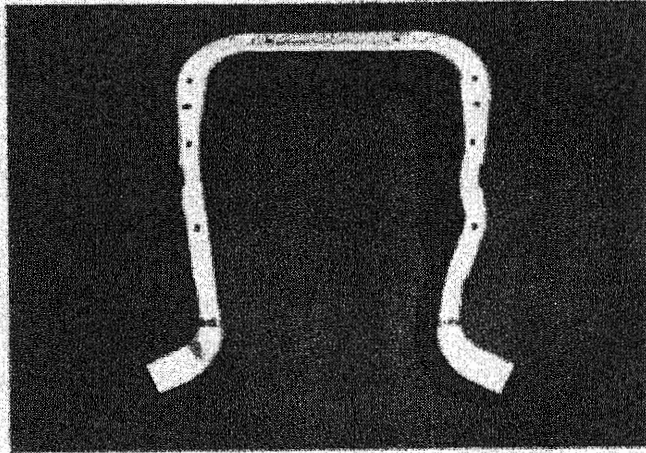


Fig.1-2 Engine cradle produced by THF

Table 1-1 Comparison between THF and conventional method

	THF	Conventional method
Number of members	6	1
Number of manufacturing processes	32	3
Material mass (kg)	18.3	8.5
Final mass of member (kg)	12.0	7.9

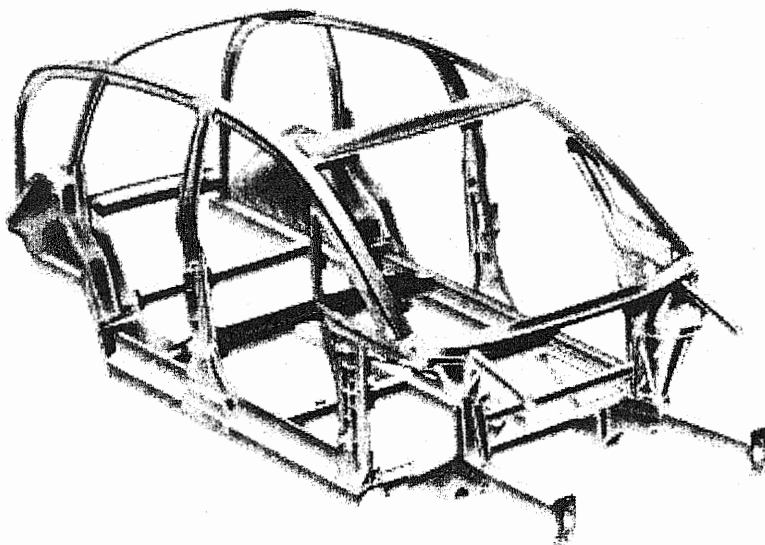


Fig.1-3 Automobile's body produced by THF

1.3 ULSAB における THF の適用

国際鉄鋼協会 (IISI) による安全かつ軽量の超軽量鉄鋼自動車 (Ultra Light Steel Auto Body) 開発の国際共同ビッグプロジェクト、ULSAB プロジェクト⁽³⁰⁾ がスタートした 1994 年以來、THF がこれまでにない注目を浴びている。

ULSAB プロジェクトでは当時の最先端の技術を用いて、車体機能・衝突安全性を維持しつつコストアップなしで軽量化可能なことを机上設計から試作車の製造・評価まで実施することにより実証することを目的としている。製造技術上の特徴として THF の他に、テーラードブランク、3D レーザー接合等が挙げられる。

ULSAB では当初の Phase1 (設計段階) では、フェンダーサポートレール、パススルービーム、そしてサイドルーフレールの 3 部品への適用を計画した。Phase1 の段階でのサイドルーフレールの全体図と主要断面図を図 1-4 に示す。

その後、Phase2 (試作段階) における設計変更でフェンダーサポートレールとパススルービームは別な加工法となり THF 部品はサイドルーフレールのみとなった (図 1-5)。またルーフパネルを作製する方法としてシート THF が適用されている。

ULSAB では車体の軽量化を目指したが、1997 年よりドアなどのクローージャの軽量化を目指した ULSAC (Ultra Light Steel Auto Closures) とサスペンションの軽量化を目指した ULSAS (Ultra Light Steel Auto Suspension) をスタートさせた。これら両プロジェクトでも THF は積極的に使用されており (図 1-6、1-7)、部品の軽量化に大きく貢献している⁽³¹⁾。

ULSAB を始めとするそれぞれのプロジェクトで THF などの有効性および量産性が実証されたことにより、これらの先端的な製造技術が今後益々進展していくことが期待されている。

また、ULSAB をはじめとしたこれらのプロジェクトでは有限要素法による解析的検討が重要な位置を占めている。しかしこれらのプロジェクトでの解析的検討においては車体を構成する部材の加工履歴は考慮されておらず、解析精度に若干の疑問が残る。

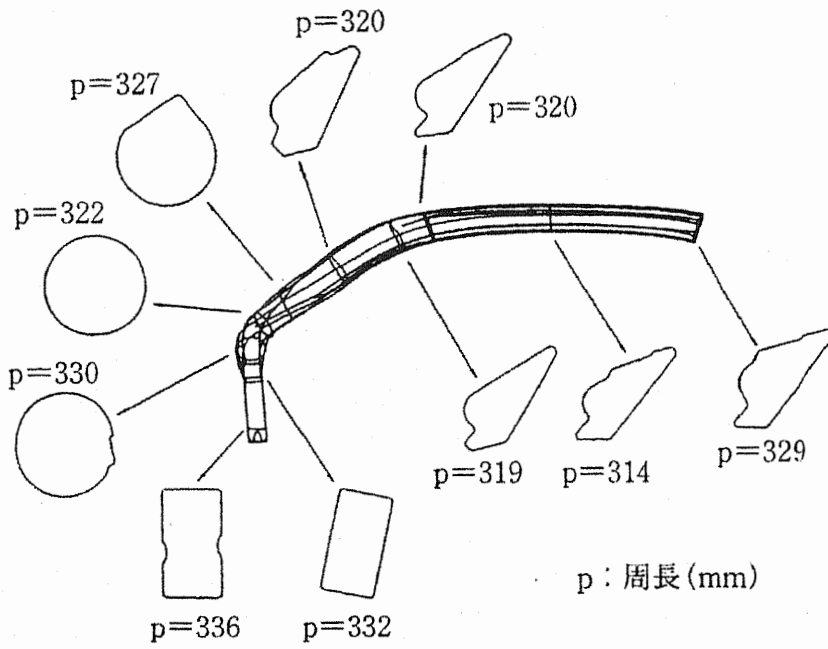


Fig.1-4 Roof side rail produced by THF (Phase1)

Hydroformed roof side rail

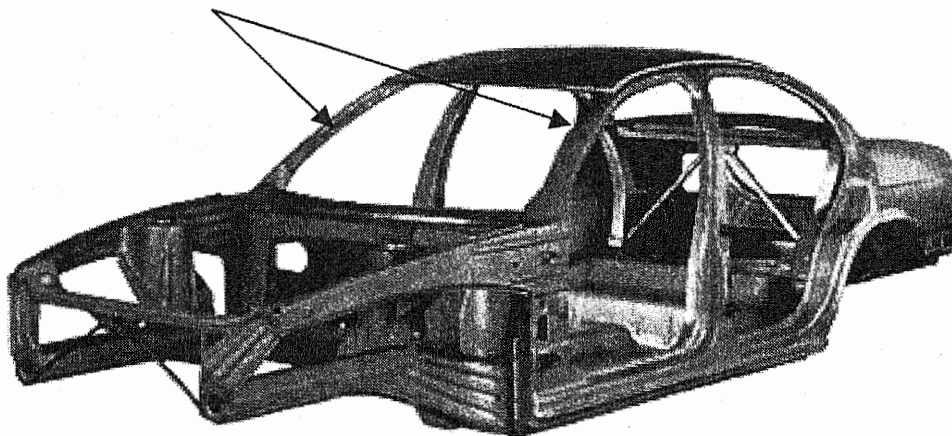
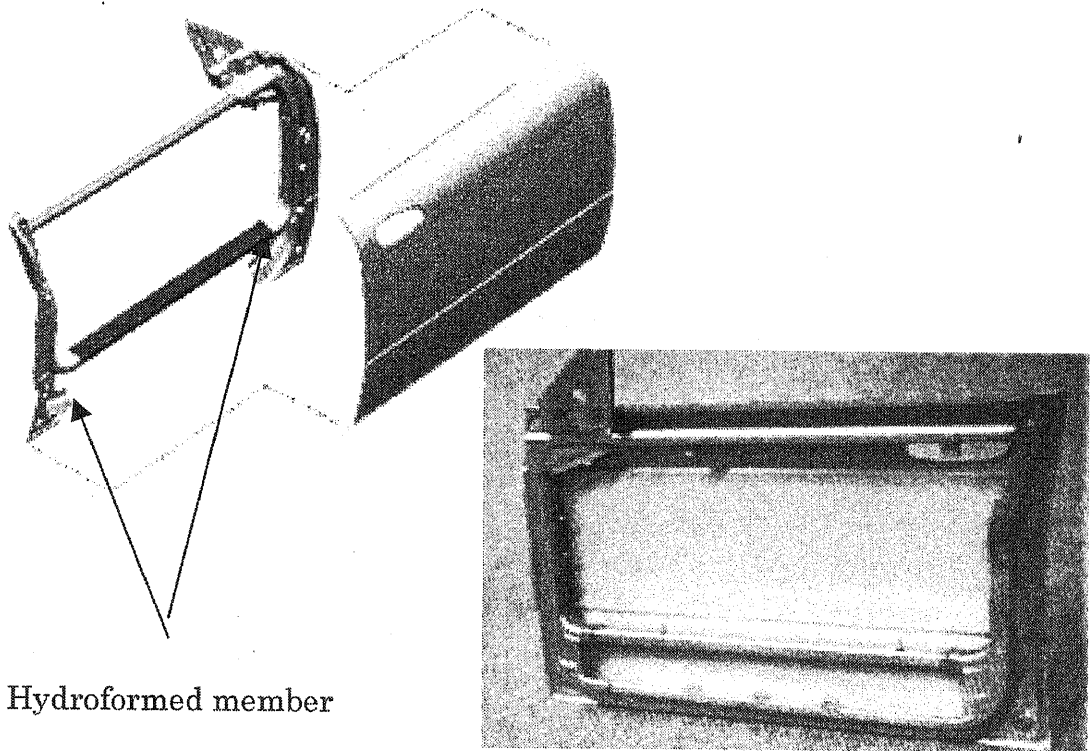
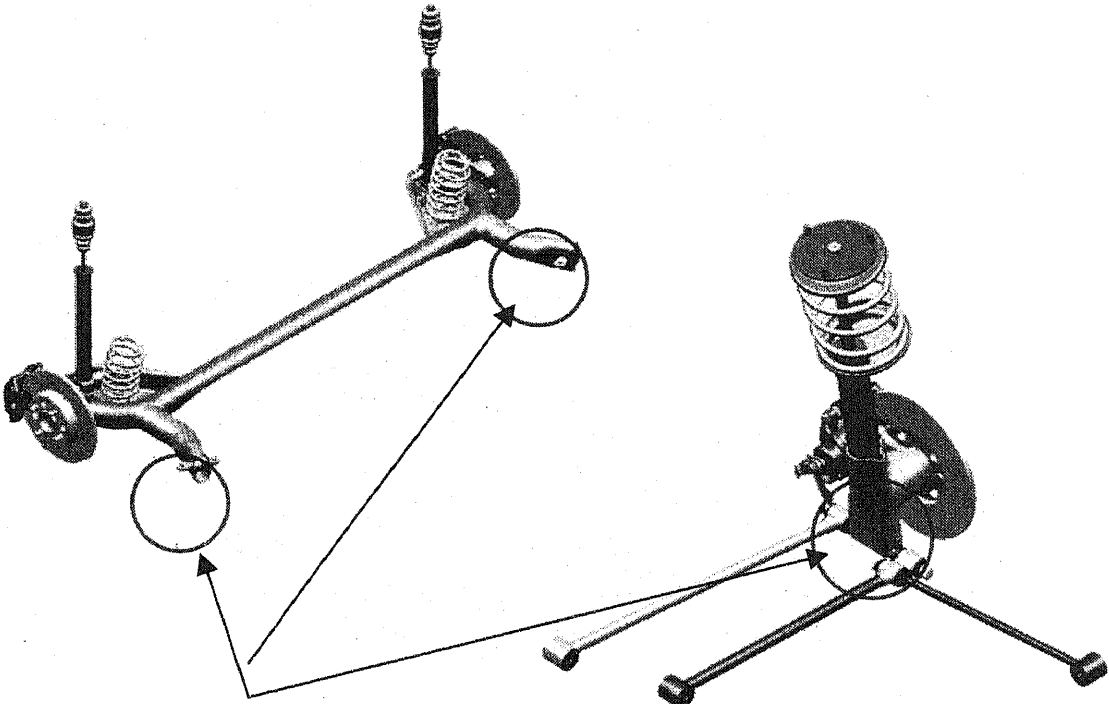


Fig.1-5 White body produced by ULSAB



Hydroformed member

Fig.1-6 Automobile closure with hydroformed member (ULSAC)



Hydroformed member

Fig.1-7 Suspension parts produced by THF (ULSAS)

1.4 本論文の構成

本論文では、車体構造設計等の有限要素解析の精度向上を目的とし、多段階解析手法の提案、および多段階解析手法を用いた耐衝撃特性に優れた衝撃吸収部材の最適設計手法を提案する。

本論文は全5章からなり、以下にその詳細を示す。

第2章では第3章で検討を行う THF 部材の実験および有限要素解析の詳細な条件を述べ、THF 工程での解析精度および誤差要因の検討を行う。

第3章では THF 部材の圧潰特性における加工の影響について検討する。自動車の衝突問題で重要なサイドメンバ部材には、全体が折れ曲がる曲げ座屈、蛇腹状に折り畳まれる軸座屈という二種類の変形モードがある。一般的に正面衝突のような条件では、衝撃エネルギーの多くがサイドメンバの軸座屈によって吸収される。また、正面衝突以外の条件では曲げ座屈が起こりやすい。本章では THF 部材において曲げ座屈および軸座屈を想定し、THF 部材に対し3点曲げおよび軸圧潰実験をそれぞれ行う。また、解析において THF の加工履歴を考慮したモデルと無視したモデルにおいて3点曲げおよび軸圧潰解析を行い、実験結果と比較し、多段階解析の有効性を検証する。また多段階解析を適用しても無視できない誤差が発生する場合が確認された。そのためその誤差要因の検討も行う。

第4章では耐衝撃特性に優れた THF 衝撃吸収部材の設計手法を提案する。部材の形状寸法を設計要因とした従来の最適化手法に対し、加工時の素管拡管率を設計要因として加えた最適化を行い、従来の最適手法と比較してより信頼性のあるより耐衝撃特性に優れた THF 衝撃吸収部材の設計手法を提案する。

第5章では、第2章から第4章までを総括する。

1.5 参考文献

- (1) 姫野龍太郎、近年のコンピュータのめざましい発展とその今後について、自動車技術、20014374、55-6、(2001)、9-13
- (2) 藤谷克郎、自動車の設計開発とシミュレーションの現状と展望、自動車技術、20014373、55-6、(2001)、4-8
- (3) 間瀬俊明 (編)、自動車開発のシミュレーション技術、朝倉書店、1997
- (4) 仮想空間だけで新車開発、2000年4月26日、朝日新聞
- (5) Kentaro Sato、他2名、FEM Simulation to Estimate Crashworthiness of Automotive Parts、SAE technical paper 982356、(1998)
- (6) 萩原一郎、他2名、有限要素法による薄肉箱型断面真直部材の衝撃圧潰解析、機論、55-514、(1988)、1407-1415
- (7) Akihide Yoshitake、他2名、A study on improving crashworthiness of automotive parts by using high-strength steel sheets、SAE technical paper、980382、(1998)
- (8) 佐藤健太郎、他5名、衝突時の安全性能に関するボデー構造研究-第一報-衝突解析におけるひずみ速度依存性について、自動車技術会1996秋講演会前刷集(1996)
- (9) 佐藤健太郎、他5名、片ハット部材の動的曲げ崩壊特性解析、自動車技術会2000秋講演会前刷集(2000)
- (10) 日本塑性加工学会編、チューブフォーミング、コロナ社
- (11) 鷹取収、加工硬化を考慮した実車衝突シミュレーションモデルのための材料特性、自動車技術会1998講演会前刷集(1998)
- (12) 中西栄三郎、他3名、加工硬化を考慮した部材の潰れ特性予測手法の開発、自動車技術会1998講演会前刷集(1998)
- (13) 真鍋健一、管材の液圧成形技術-過去・現在・未来-、塑性と加工、39-453、(1998)、999-1004
- (14) Sdhuler Hydroforming 社パンフレットより
- (15) 日経メカニカル、539、(1999)
- (16) 淵澤定克、他1名、円管の張出し加工に関する研究(第一報)、精密機械、37-8、(1971)、565
- (17) 淵澤定克、他1名、円管の張出し加工に関する研究(第二報)、精密機械、44-12、(1978)、1482

- (18) 淵澤定克、他 1 名、円管の張出し加工に関する研究 (第三報)、精密機械、45-1、(1978)、106
- (19) Shunsuke Toyoda、他 5 名、Hydroforming Formability of Electric Resistance Welded Tubes for Automobiles、SAE technical paper、1999-01-0027、(1999)
- (20) Gary Morphy, Expanded Sections in Hydroformed Automotive Components, International Body Engineering Conference, 1999-01-3206
- (21) Sanjay Walias 他 4 名、The Engineering of a Body Structure with Hydroformed Components, International Body Engineering Conference, 1999-01-3181
- (22) Koji Suzuki, Deformation Behavior and Formability of ERW Tube in Hydroforming, JSTP 195th Symposium, (2000), 1-6
- (23) K.Manabe, Finite Element Evaluation of Tube Hydroforming Performances by a Tapered Box Forming Test, NUMIFORM2001, (2001), 855-860
- (24) J.Kim 他 3 名、Analysis and design of hydroforming process for automobile lower arm by FEM, NUMIFORM2001, (2001), 885-890
- (25) K.Roll, Determination of the influence of the forming process on the final product properties of sheet metal parts, ICTP, (1999), 2069-2076
- (26) S.D.Liu, 他 2 名、Analytical and Experimental Examination of Tubular Hydroforming Limits, SAE technical paper, 980449, (1998)
- (27) K.Sato, 他 4 名、Effect of the strain path in tube forming on a forming limit, NUMIFORM2001, (2001), 861-866
- (28) J.C.Gelin 他 1 名、Numerical design and optimal control of sheet forming and tube hydroforming processes, NUMIFORM2001, (2001), 897-902
- (29) N.Ma, Simulation of multi-stage hydroforming and optimization of forming conditions, NUMIFORM2001, (2001), 909-914
- (30) 栗山幸久、超軽量鋼製車体の開発プロジェクト(ULSAB・Project)の概要、塑性と加工、39-453、(1998)、1009-1013
- (31) 栗山幸久、他 2 名、高強度鋼材を用いた車の軽量化の現状と今後の動向、自動車技術、20014142、55-4、(2001)、51-57

第 2 章

有限要素法による THF 解析

第2章 有限要素法による THF 解析

2.1 緒言

本研究で提案する多段階解析手法（第3章で詳細に説明）の第一ステップは THF 工程である。多段階解析手法では、THF 解析での解析精度が確保されていない場合、次工程である圧潰解析での解析精度に大きく影響すると考えられる。

現在までに行われた THF の解析的研究では解析精度の検討が行われており、板厚分布において解析値は絶対値こそ実験結果と合わないものの、傾向はよく捉えられているとの報告が多い⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。

本章では THF 解析の詳細な条件を述べ、解析精度の検討を行う。

2.2 THF 実験

モデル実験装置には液圧成形機（型絞め力 400T）を使用した。図 2-1 に実験装置を示す。

3点曲げ用長方形断面モデル（以下、3点曲げ用モデル）、および軸圧潰用正方形断面モデル（以下、軸圧潰用モデル）の金型形状を図 2-2 にそれぞれ示す。THF 実験では、電縫鋼管である素管（STKM11A 相当）に 100MPa まで内圧を比例負荷させ液圧成形を行い THF 部材を作製した。3点曲げ用モデルでは内圧負荷前に型圧下を行い、素管中央部を潰す。また、THF 成形では軸押しは局所的減肉を抑制し拡管率を上昇させる効果があるが、本研究では行っていない。素管寸法等の加工条件を表 2-1 に、供試材の機械的特性を表 2-2 に示す。

3点曲げ用モデル実験では一般冷延鋼板用防錆油を、軸圧潰用モデル実験ではワックス系固体潤滑剤をそれぞれ潤滑剤として適用した。摩擦係数は平板摺動試験で測定を行い、それぞれ 0.1、0.07 程度である。摺動条件は工具接触面積 $W10 \times L3\text{mm}$ 、接触面圧 49 および 98MPa、速度 200mm/min である

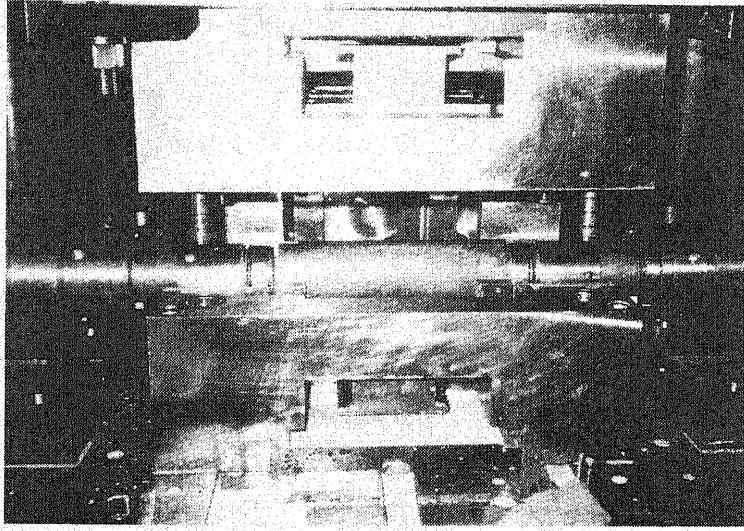
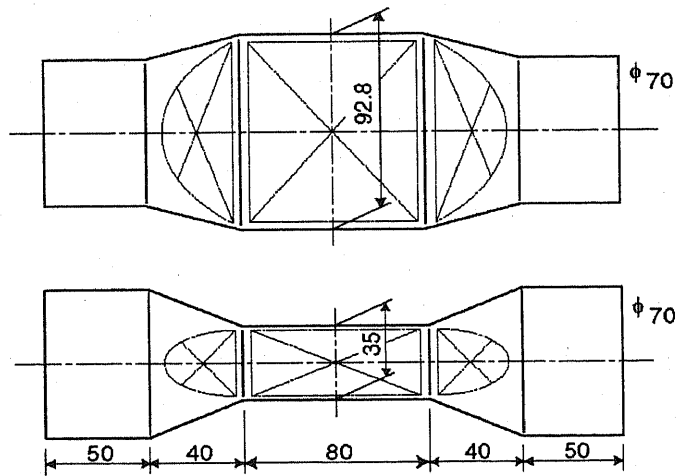
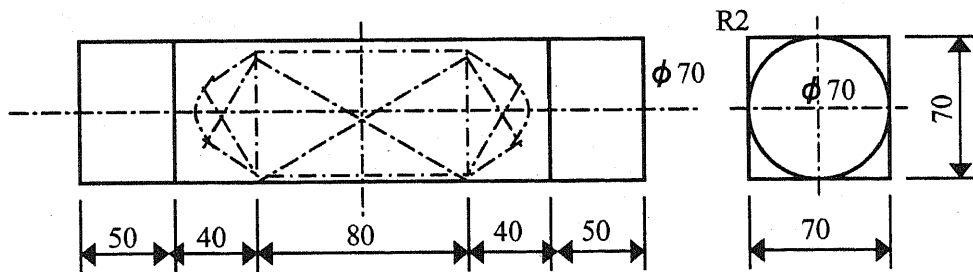


Fig.2-1 THF test equipment



(a) Hydroformed member for 3 point bending



(b) Hydroformed member for axial buckling

Fig.2-2 Shape of hydroformed member

Table 2-1 Hydroforming conditions

Tube size (mm)		$\phi 70 \times t2.0 \times L260$
Middle cross section of die (mm)	3 point bending	92.8×35
	Axial buckling	70×70
Max.internal pressure (MPa)		100

Table 2-2 Material properties of mother tube

Material type	Heat treatment	YS (MPa)	TS (MPa)	Uniform elongation (%)	Total elongation (%)	n value
A	Normalized	249	331	29.2	42.6	0.275
B	As rolled	334	369	18.0	37.5	0.091

2.3 有限要素法による THF 解析

2.3.1 THF 解析条件

実験で作製した部材を対象にして、3次元解析モデルを作成し THF 解析を行った。解析には動的陽解法有限要素プログラム LS-DYNA Ver.950 を用いた⁽⁶⁾。

図 2-3 に 3 点曲げ用 THF 解析モデルおよび THF 後の変形形状を示す。3 点曲げ用 THF 解析モデルは THF 成形と 3 点曲げ変形を考慮して、実形状の 1/4 (円周方向に 1/2、軸方向に 1/2) とし、対称性を考慮した拘束を与えた。THF の型は 4 節点剛体シェル要素、管材は 4 節点等方弾塑性体で、Belytschko-Tasy シェル要素を使用し、板厚方向の積分点数は 2 とした。素管の節点数および要素数はそれぞれ 3975、3848 である。素管の板厚は 2mm であり、管と型間の摩擦係数を平板摺動試験から得られた 0.1 とした。また、図 2-4 に解析における型圧下、内圧負荷履歴を示す。実験では型圧下および内圧上昇に共に約 5 秒要している。ここでは解析時間短縮のため以下に記すマススケーリング法と共に型圧下および内圧上昇時間をそれぞれ 1 秒とした。

図 2-5 に軸圧潰用 THF 解析モデルおよび THF 後の変形形状を示す。軸圧潰用 THF 解析モデルは THF 成形と軸圧潰変形を考慮して、実形状の 1/4 (円周

方向に 1/4) とし、対称性を考慮した拘束を与えた。THF の型は 4 節点剛体シェル要素、管材は 4 節点等方弾塑性体で、Belytschko-Tasy シェル要素を使用し、板厚方向の積分点数は 2 とした。素管の節点数および要素数はそれぞれ 3177、2988 である。素管の板厚は 2mm である。管と型間の摩擦係数を平板摺動試験から得られた 0.07 とした。また、図 2-6 に解析における内圧負荷履歴を示す。軸圧潰用モデルでは型圧下工程が含まれない。実験では 3 点曲げ用モデル同様、内圧上昇時間を 1 秒とした。

解析に使用した素管の真応力-対数ひずみ多直線近似曲線を図 2-7 に示す。これらの材料特性はすべて素管から長手方向に試験片を切り出し、引張試験で計測したものである。また、適用した電縫鋼管の素板強度に関する異方性はほとんど無い事を確認している。A 材は造管後に金属組織を再結晶させる熱処理（焼きならし）を行い造管工程の加工履歴（残留応力・ひずみ）を除いた材料である。B 材は造管ライン内において溶接部の硬度を母材と同等にするために溶接部近傍だけをポストアニール処理しており、A 材のように造管後に全管の熱処理を実施していない材料である。

また、本プログラムのような陽解法アルゴリズムでは、「媒体中を伝播する応力波の任意の要素中を通過する時間： Δt_c が、中央差分による時間積分の時間幅よりも大きくないと数値安定性は保証されない」とするクーラン条件：式(2-1)を基に解析時間増分： Δt を決定している。そのため再現すべき現象が静的状態に準じ、変形状態が大きい本問題のようなケースでは、解析時間が非常に大きくなってしまふ。式(2-1)において、要素中を伝播する応力波速度： c 、要素の代表長さの最小値： l_{min} 、縦弾性係数： E 、ポアソン比： ν 、質量密度： ρ とする。

$$\Delta t \leq \Delta t_c = l_{min}/c = l_{min}/(\sqrt{(E/\rho(1-\nu^2))}) \quad (2-1)$$

このような不具合を解決し効率良く解析する手法として、質量密度を大きくし解析時間を短縮するマススケーリング法が知られている⁶⁾。

本解析では質量密度を 10^5 倍に増加させ、その結果解析時間を約 1/300 に短縮した。また、質量密度を 10^3 、 10^2 と変化させた解析を行ない、100000 倍以下の質量密度増加は解析精度に影響を与えないことを確認している。

次章では本解析で得られた最終形状をそのまま使用する。

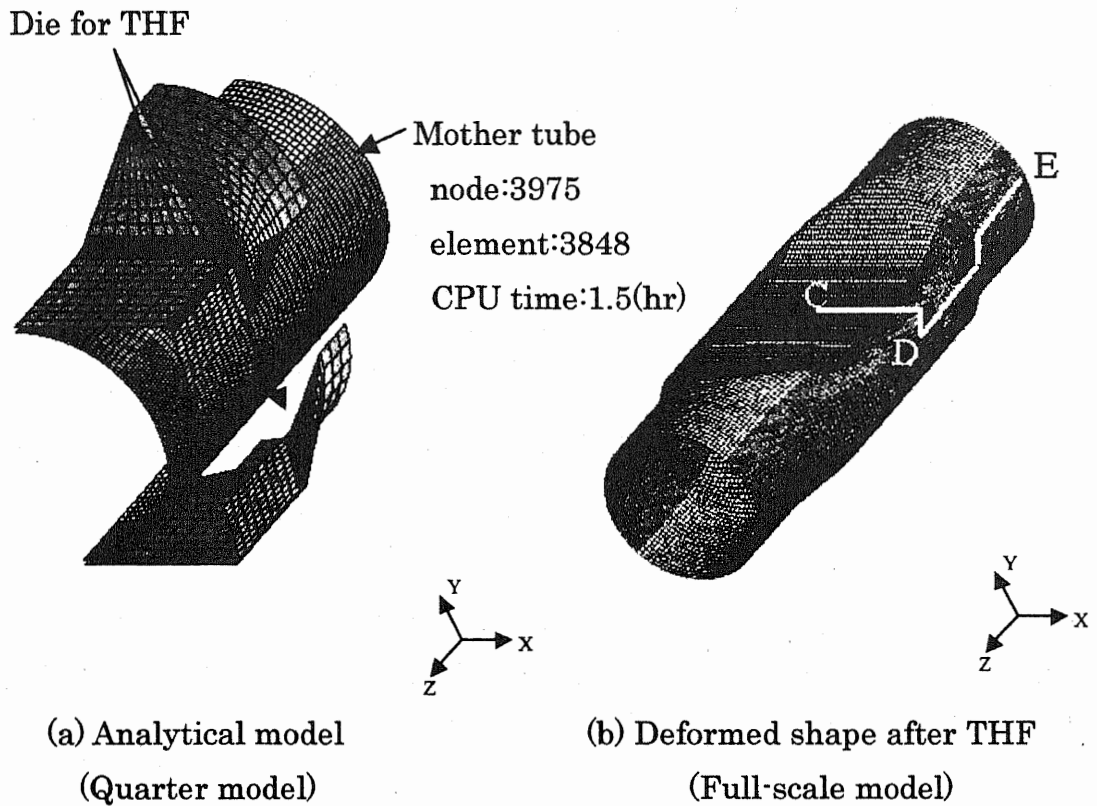


Fig2-3 Analytical model of THF for 3 point bending

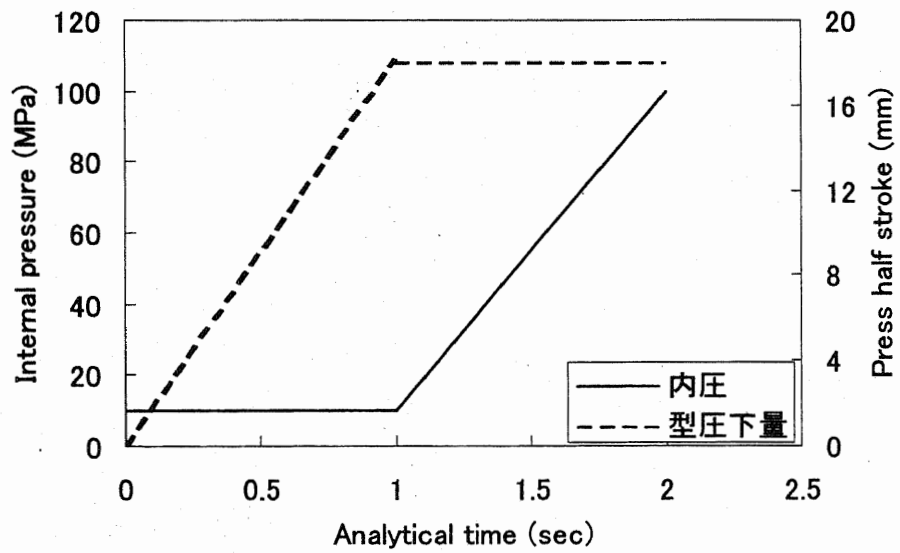
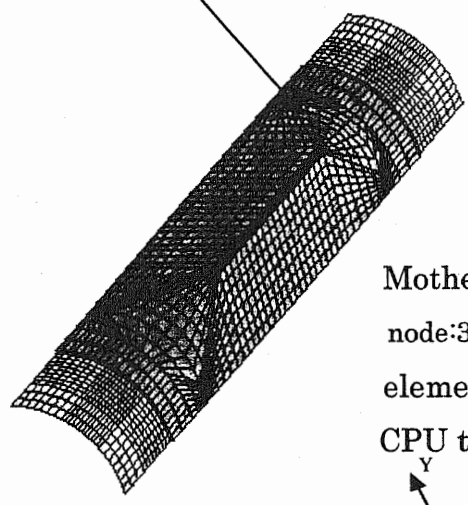
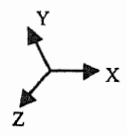
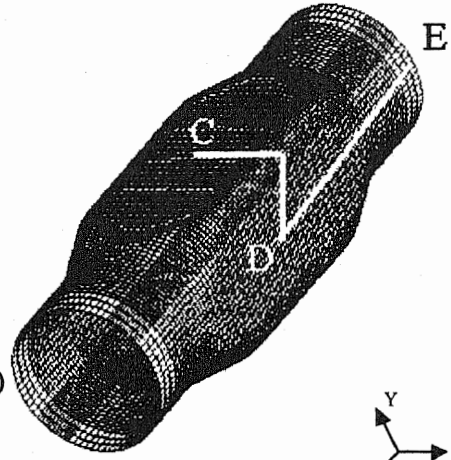
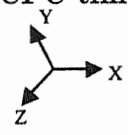


Fig.2-4 History of internal pressure and press stroke for 3 point bending model

Die for THF



Mother tube
node:3177
element:2988
CPU time:0.5(hr)



(a) Analytical model
(Quarter model)

(b) Deformed shape after THF
(Full-scale model)

Fig2-5 Analytical model of THF for axial buckling

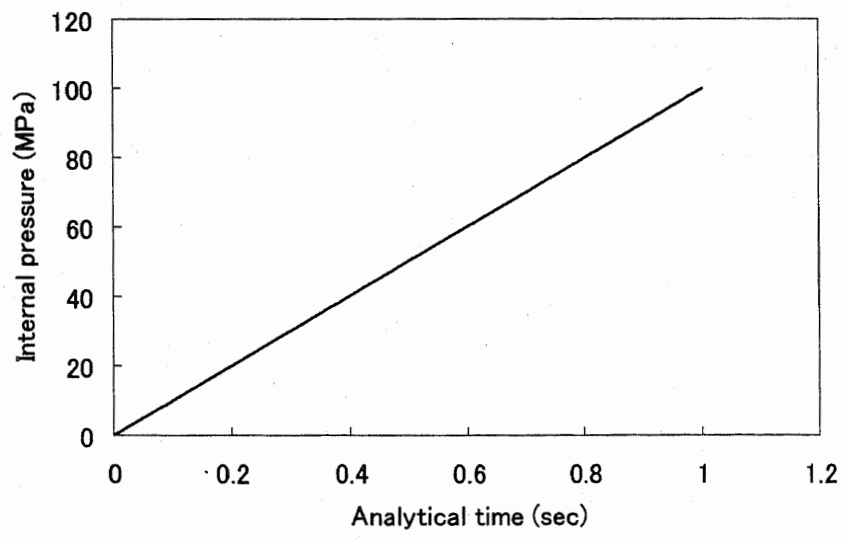


Fig.2-6 History of internal pressure and press stroke
for axial buckling model

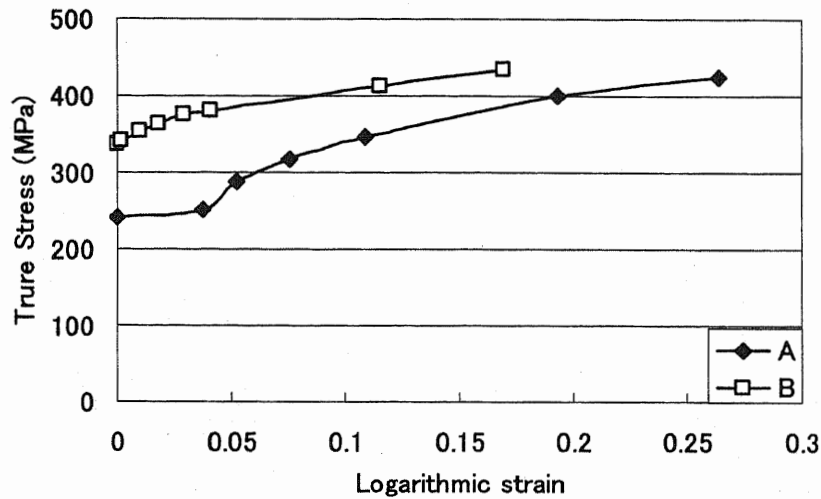


Fig.2-7 True stress-logarithmic strain relation

2.3.2 解析精度の検討

図 2-8 および図 2-9 に A 材素管使用の 3 点曲げ用 THF 部材の管中央部周方向 (図 2-3 中の C-D) および側面部軸方向 (図 2-3 中の E-D) の試験片および解析モデルより得た板厚ひずみ分布をそれぞれ示す。

一般にシェル要素を用いて板材や管材の成形解析を行う場合、解析コストに優れかつ精度の高い Belytschko-Tasy 要素 (面内積分点数 1) が使用されることが多く、本研究でも全解析において Belytschko-Tasy 要素を使用している。図 2-8 および図 2-9 では、板厚方向の積分点数変化による解析精度への影響、およびソリッド要素 (1 点積分) を使用した場合の解析精度への影響を参考のため合わせて調査した。以下に検討した要素モデルを示す。

- ・ 4 節点シェル要素、板厚方向積分点数 2 : Shell (2)
- ・ 4 節点シェル要素、板厚方向積分点数 5 : Shell (5)
- ・ 8 節点ソリッド要素、板厚方向分割数 3 : Solid (3)
- ・ 8 節点ソリッド要素、板厚方向分割数 5 : Solid (5)

図 2-8 および図 2-9 より、ソリッド要素の方が若干解析精度は良いといえるが、シェル要素でも板厚方向の積分点数に関らず十分な解析精度が得られているといえる。またソリッド要素を使用した場合、解析時間はシェル要素の 6~7 倍要し、本研究のように多段階解析を行う場合は効率的要素とは言い難い。使用要素の選定は解析の目的に合わせた選定が必要となると考えられる^{(2),(3)}。

図 2-10 および図 2-11 に B 材素管使用の 3 点曲げ用モデルの管中央部周方向 (C-D) および側面部軸方向 (E-D) の試験片および解析モデルより得た板厚ひずみ分布をそれぞれ示す。図 2-12 および図 2-13 に A 材素管使用の軸圧潰用モデルの管中央部周方向 (C-D) および側面部軸方向 (D-E) の試験片および解析モデルより得た板厚ひずみ分布を、図 2-14 および図 2-15 に B 材素管使用の軸圧潰用モデルの管中央部周方向 (C-D) および側面部軸方向 (D-E) の試験片および解析モデルより得た板厚ひずみ分布を示す。

図 2-8~2-15 より 3 点曲げ用解析モデル、軸圧潰用解析モデルによる解析結果は実験結果と傾向がほぼ一致している。しかしその中でも図 2-12 および図 2-14 に見られるように、軸圧潰用モデルでは定量的には比較的誤差が大きい。試験片では解析で見られるような著しい局所的板厚減少は発生しておらず、平均的に板厚が減少している。(ただし図 2-14 に見られる試験片の板厚のばらつきは、適用した素管の板厚や強度のばらつきに起因すると考えられる。) また、ソリッド要素を使用しても誤差を埋める要因には成り得なかった。摩擦係数が低い場合、および材料の加工硬化指数が高い場合に局所的板厚の減少が抑制される傾向にあるため⁽⁷⁾、この誤差の要因としてこれらの影響が比較的大きいと推測される。

参考のため A 材を用いた軸圧潰用 THF 解析モデルにおいて摩擦係数を 0.07 ~ 0.02 まで変化させた場合の管中央部周方向 (C-D) の板厚ひずみ分布図を図 2-16 に示す。当然のことながら摩擦係数の減少に伴い、局所的板厚減少が抑制され、試験片より得られた板厚ひずみ分布に似た傾向を示す。平板摺動試験より得られたワックス系固体潤滑剤の摩擦係数は 0.07 である。しかし、THF 工程でのワックス系固体潤滑剤の摩擦係数は 0.07 以下の可能性がある。THF 工程では素管は塑性変形しながら摺動していくため、厳密には平板摺動試験とは条件が異なる。そのため平板摺動試験より得られた摩擦係数と塑性変形しながら摺動していく際の摩擦係数は一対一の関係が成立しない可能性がある。3 点曲げ用モデルの場合は THF の前に型で素管を圧潰させるため型と素管の接触面積が大きい。そのため型による素管の拘束の影響が大きく、上記したような現象は発生しなかったものと考えられる。また 3 点曲げ用モデルにおいて上記したように摩擦係数が若干減少したとしても、板厚ひずみ分布に大きな変化は発生しない⁽³⁾。

次に A 材をベースとして軸圧潰用 THF 解析モデルにおける素管の加工硬化指

数を 0.275~0.350 まで変化させた場合の管中央部周方向(C-D)の板厚ひずみ分布図を参考のため図 2-17 に示す。この場合も加工硬化指数の上昇に伴い、局部的板厚減少が抑制される。3 章でも検討するが、本研究で用いた A 材は THF 工程によって応力-ひずみ関係が変化する可能性がある。そのため THF 工程によって加工硬化指数が高くなるような応力-ひずみ関係の変化が発生したとすれば、その変化が解析誤差の要因と成り得る。しかし図の両端部付近の板厚ひずみは加工硬化指数が増大しても変化が少ない。このことから摩擦係数の影響の方が比較的大きいと推測される。

以上より摩擦係数の変化が誤差要因である可能性がある。しかし、この点はあくまで解析的アプローチによる推測にしかすぎない。それ故、摩擦特性の把握は今後の重要な課題と考えられるが、適用した数値解析モデルにより現象とその傾向をシミュレートするには十分な解析精度が得られていると考えられ、本解析で得られた結果を用いて次章以降での検討を行う。

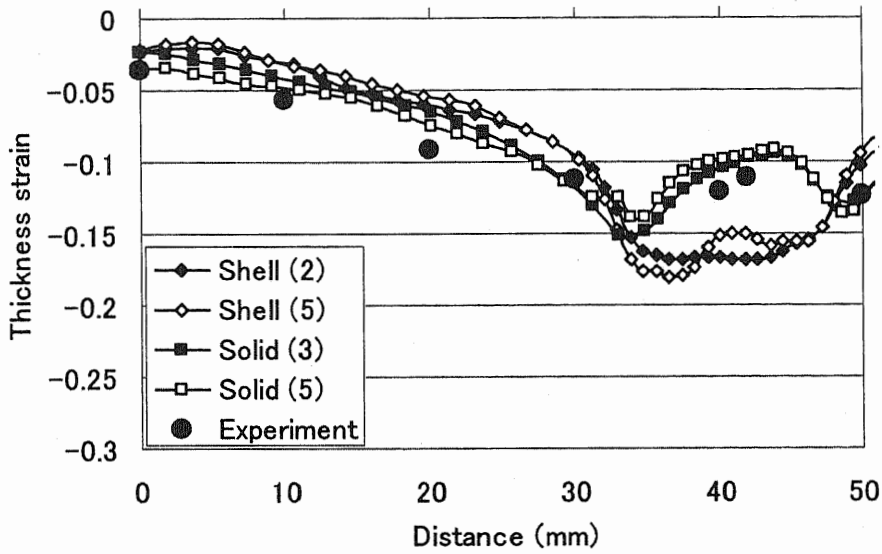


Fig.2-8 Comparison of thickness strain from C to D between FEM and experiment for 3 point bending (Material A)

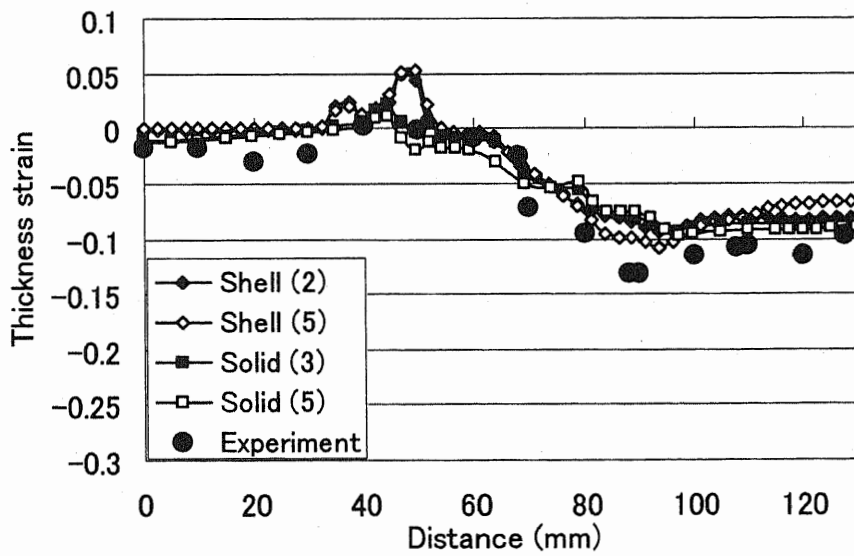


Fig.2-9 Comparison of thickness strain from E to D between FEM and experiment for 3 point bending (Material A)

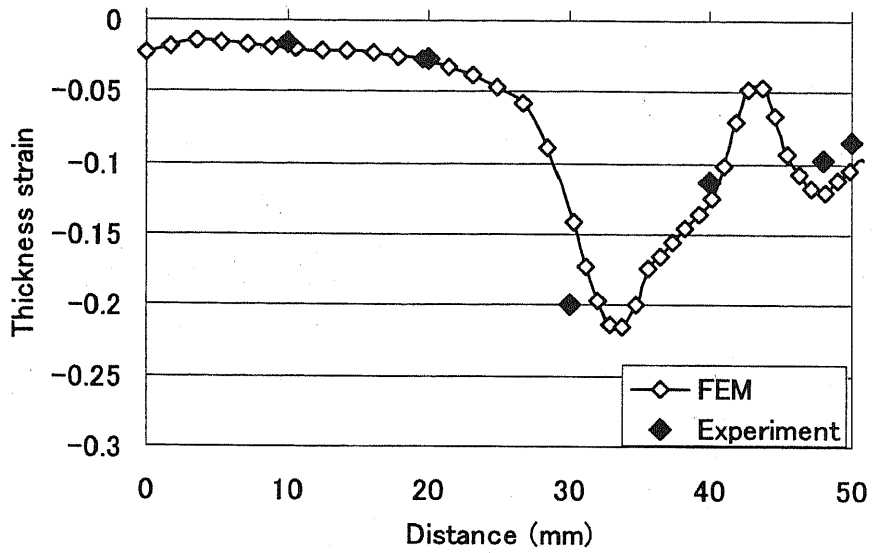


Fig.2-10 Comparison of thickness strain from C to D between FEM and experiment for 3 point bending (Material B)

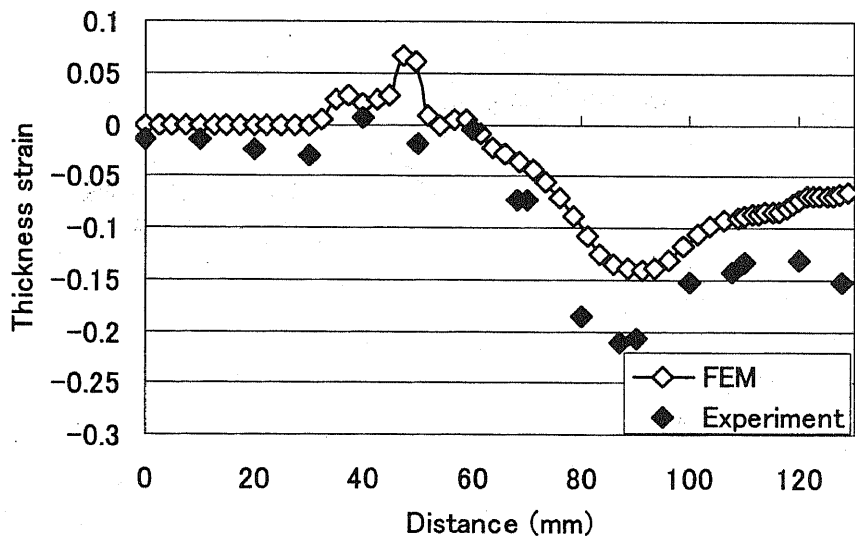


Fig.2-11 Comparison of thickness strain from E to D between FEM and experiment for 3 point bending (Material B)

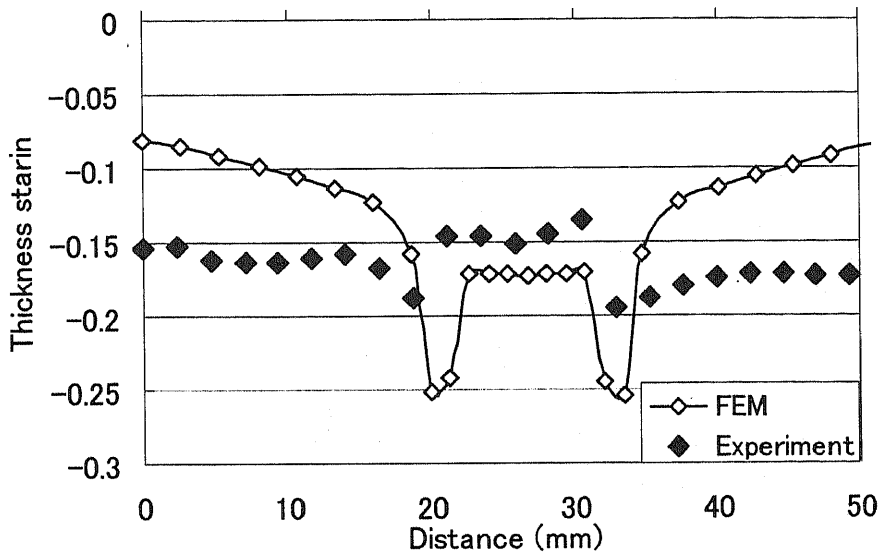


Fig.2-12 Comparison of thickness strain from C to D between FEM and experiment for axial buckling (Material A)

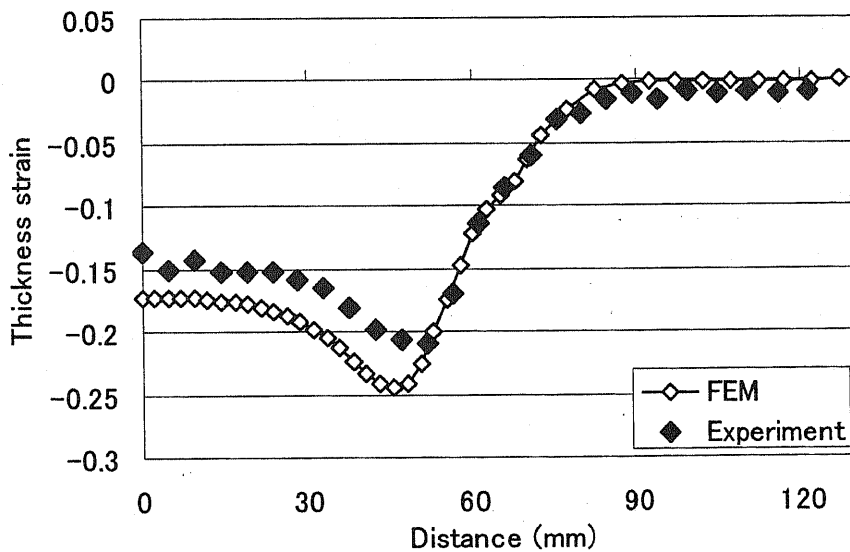


Fig.2-13 Comparison of thickness strain from E to D between FEM and experiment for axial buckling (Material A)

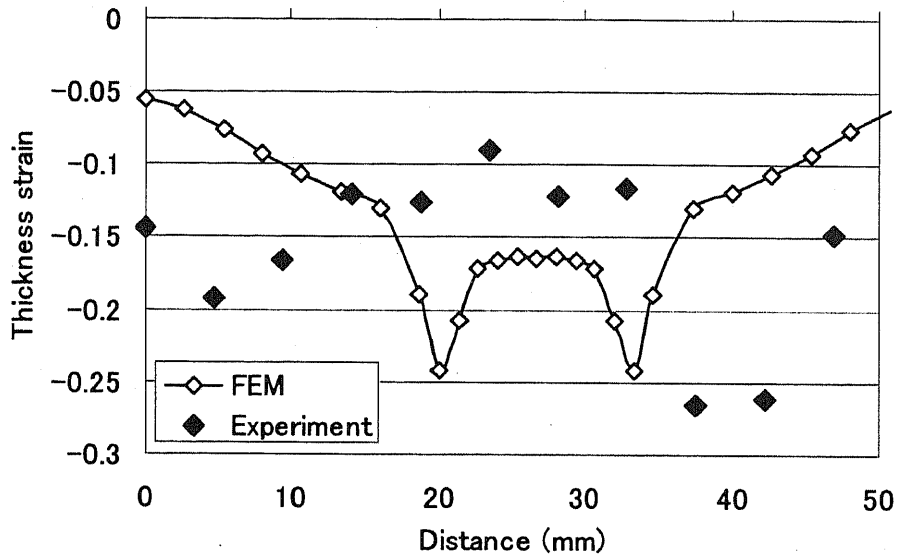


Fig.2-14 Comparison of thickness strain from C to D between FEM and experiment for axial buckling (Material B)

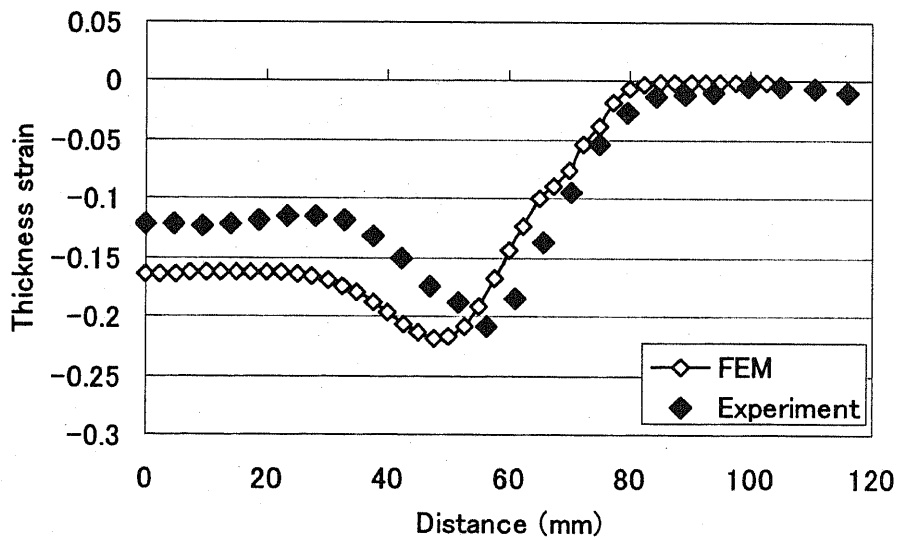


Fig.2-15 Comparison of thickness strain from E to D between FEM and experiment for axial buckling (Material B)

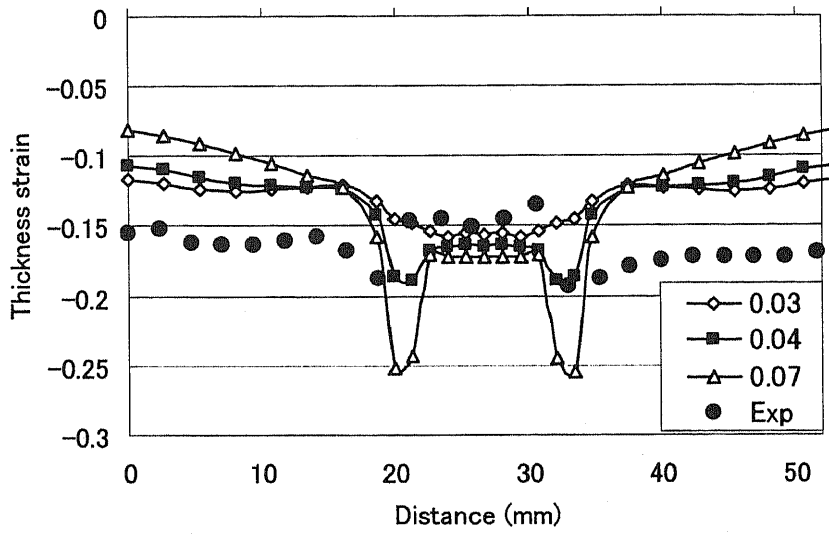


Fig.2-16 Effect of friction coefficient on distribution of thickness strain

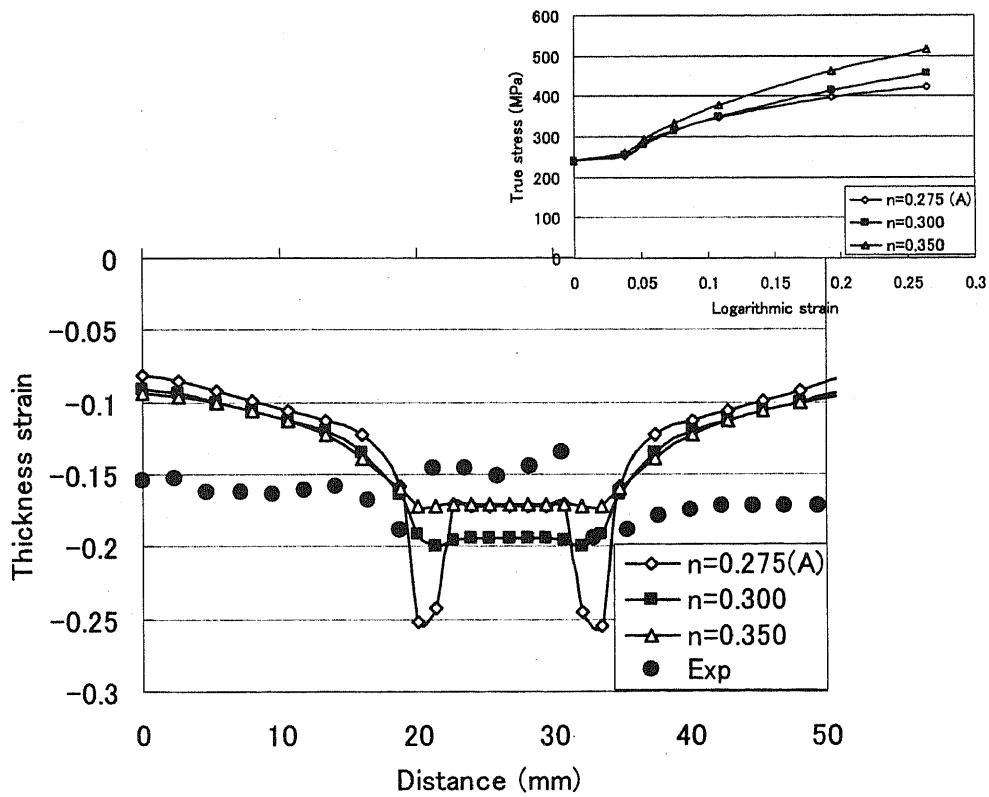


Fig.2-17 Effect of work hardening exponent on distribution of thickness strain

2.4 まとめ

本章では素管に適用する要素モデルを選定し、試験片より得られた板厚と解析モデルより得られた板厚との比較を行った。その結果、解析コストを抑えつつ良好な解析精度が得られた。一層の解析精度向上のためには検討すべきことはいくつか挙げられるが、特に摩擦特性の把握が今後検討すべき重要な課題と考えられる。

2.5 参考文献

- (1) Mustafa Ahmetoglu, 他 3 名、Tube Hydroforming-Current Research, Applications and Need for Training, 2nd International Conference on Innovations on Hydroforming Technology, (1997), 1-16
- (2) 福村勝、他 5 名、鋼管ハイドロフォーミングの設計パラメータに関する数値解析的検討、平成 12 年度塑性加工春季講演会講演論文集、(2000)、429-430
- (3) 福村勝、他 5 名、金型形状による摩擦拘束の影響に関する数値解析的検討、平成 13 年度塑性加工秋季講演会講演論文集、(2001)、17-18
- (4) Koji Suzuki, Deformation Behavior and Formability of ERW Tube in Hydroforming, JSTP 195th Symposium, (2000), 1-6
- (5) 吉田亨、他 6 名、自動車部品へのハイドロフォーミングの適用、平成 12 年度塑性加工春季講演会講演論文集、(2000)、425-426
- (6) LS-DYNA ver.950 USER'S MANUAL, 日本総研
- (7) 網野雅昭、他 1 名、チューブハイドロフォーミングの FEM 変形解析、平成 9 年度塑性加工春季講演会講演論文集、(1997)、373-374
- (8) 藪部治、他 4 名、チューブハイドロフォーミングにおける摩擦係数の測定、平成 13 年度塑性加工春季講演会講演論文集、(2001)、141-142

第 3 章

多段階解析手法による THF 部材の 圧潰特性評価

第3章 多段階解析手法による THF 部材の 圧潰特性評価

3.1 緒言

近年計算機や解析計算技術の進歩により自動車の衝突のように複雑な非線形現象に対しても CAE が活用され、車体構造設計に貢献している⁽¹⁾。しかし、必ずしも解析結果と実験結果が合致していないのが現状である。要因としては多々あると考えられるが⁽²⁾⁻⁽⁵⁾、その中の主要因として部材の予加工による影響が挙げられる⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。THF をはじめ、プレス加工や曲げ加工によって板厚変化、またそれに伴う加工硬化が発生する。特に薄板、薄管構造の代表である自動車の部材の多くはなんらかの予加工を受けており、その影響を無視した場合、特に衝突解析において実験結果とは異なった結果を得る可能性が大きい。

本章では上記した問題に対し例題として THF 部材の圧潰解析において、予加工である THF の加工履歴を考慮する必要性を検証し、多段階解析の有効性を検証する。

自動車の衝突問題で重要なサイドメンバ部材には、全体が折れ曲がる曲げ座屈、蛇腹状に折り畳まれる軸座屈という二種類の変形モードがある。一般的には、正面衝突のような条件では、衝撃エネルギーの多くがサイドメンバの軸座屈によって吸収される。また、正面衝突以外の条件では曲げ座屈が起こりやすい。THF 部材に対し、その2種類の座屈モードをそれぞれ想定した3点曲げ、軸圧潰実験を行い、解析において THF の加工履歴を考慮したモデルと考慮していないモデルにおいてそれぞれ3点曲げ、軸圧潰解析を行い、実験結果と比較し、加工履歴考慮の必要性について検証を行う。

3.2 多段階解析手法

今回提案する多段階解析手法は、前解析の履歴、すなわち節点の座標、板厚および各積分点における応力やひずみを次解析の初期条件としてインプットファイルに挿入することで前解析の履歴を含んだ次解析を行なう手法である。

本章で検討を行う THF 部材の圧潰特性の評価では、以下に示す三段階の解析から構成される。

- ① THF 解析
- ② スプリングバック解析

③ 圧潰解析

図 3-1 に従来の解析手法の概念図、図 3-2 に今回適用したケースでの多段階解析手法の概念図を示す。従来の解析手法では部材加工時に発生した減肉や加工硬化が無視されており、その無視が圧潰工程での実験と解析の誤差になり得る。そのため今回提案する多段階解析手法により部材の加工履歴を考慮し、加工履歴を考慮する必要性について検討する。

前記したように、それぞれの解析終了後に全節点の最終座標、最終板厚、各積分点における応力、残留ひずみ等のデータが含まれているファイルが作成される (図 3-3)。そのデータをスプリングバック解析の初期条件としてインプットファイルに挿入しスプリングバック解析を行なう。さらにスプリングバック解析後のデータを圧潰解析の初期条件としてインプットファイルに挿入し圧潰解析を行なう、という流れになる。

事項以降でそれぞれの 3 点曲げの場合を例にとり、多段階解析についての説明を行う。

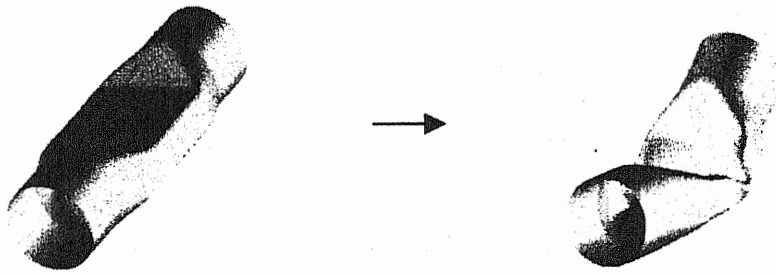


Fig.3-1 Conventional analysis

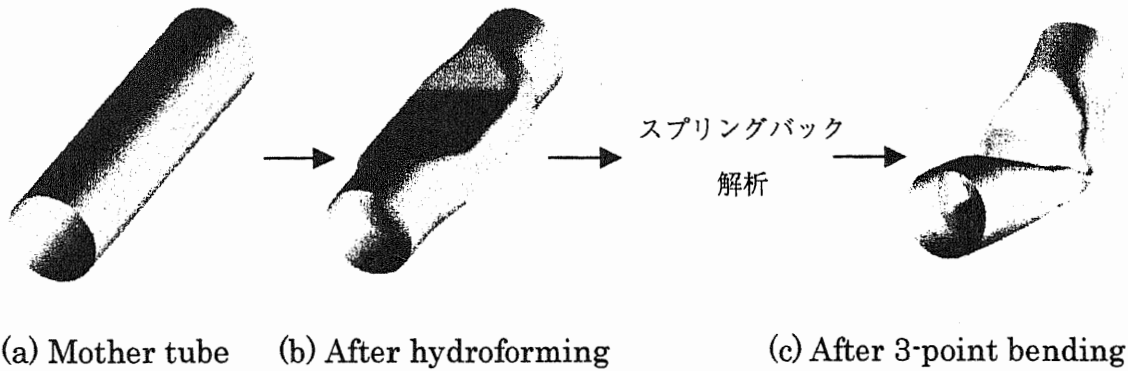


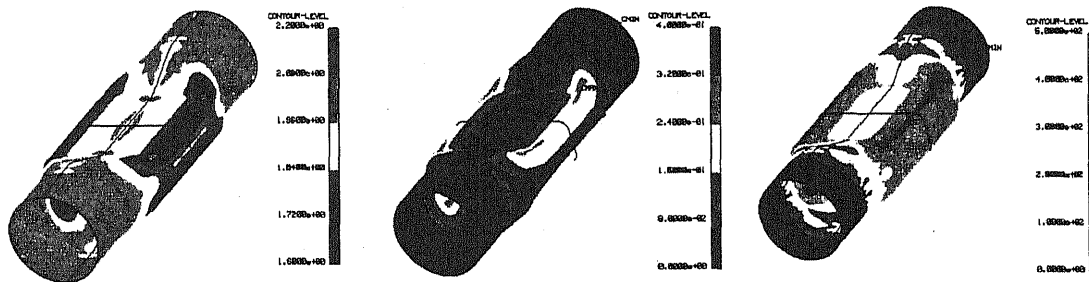
Fig.3-2 Multi step analysis

*NODE						
15	3.09E+01	-2.36E+00	5.27E+01	0	0	
16	3.04E+01	-1.58E+00	5.27E+01	0	0	
*ELEMENT_SHELL_THICKNESS						
932	2	3379	3136	3164	3412	
2.00E+00	2.00E+00	2.00E+00	2.00E+00			
933	2	3412	3164	3200	3450	
2.00E+00	2.00E+00	2.00E+00	2.00E+00			
*INITIAL_STRESS_SHELL						
932	1	2				
-5.77E-01	-1.09E+00	3.55E-02	-1.93E+00	6.23E-01	9.65E+00	
5.77E-01	-7.82E-01	4.59E-01	-2.67E+00	2.62E-01	5.97E+00	
933	1	2				
-5.77E-01	-1.59E+00	5.11E-01	-4.90E+00	5.93E-01	1.01E+01	
5.77E-01	-1.49E+00	6.12E-01	-1.63E+00	4.97E-01	8.77E+00	

Fig.3-3 Numerical data after THF analysis

3.2.1 THF 解析

第2章で説明したように、素管の状態から THF を用いて異形断面部材を作製する。THF に限らず、素管は加工を受けることでその加工に応じた減肉、加工硬化、そして残留応力が発生する。図 3-4 に THF 工程で発生した減肉、加工硬化、そして残留応力のコンター図を示す。これらの内、減肉および加工硬化は圧潰工程での荷重や吸収エネルギーに大きく影響する。そのため、圧潰解析においてこれら二要因の考慮は極めて重要である。また、THF 解析では内圧が最高点に達した時点で解析が終了するよう設定しているため、解析終了後の残留応力は非常に高い。この残留応力を緩和するため次のステップであるスプリングバック解析へと移行する。



(a) Wall thinning (b) Residual strain (c) Residual stress

Fig3-4 Contour graphs after Hydrofoming

3.2.2 スプリングバック解析

一般に薄板の曲げ加工等を行う場合、成形後に弾性回復によるスプリングバック現象が発生する。図 3-5 にプレス成形部品のスプリングバック例を示す。薄板のプレス成形等では、これらのスプリングバック量を補正した金型作製が必要であり、数値解析による予測が重要となる。

一方、管材を THF で加工した場合、閉断面であるため図 3-5 に示すような大きな形状変化は発生しない場合が多い。表 3-1 に本研究で使用した長方形断面部材のスプリングバック解析前後の寸法変化量を示す。この表よりスプリングバックによる寸法変化量は極めて低いことがわかる。

また、スプリングバック解析で重要となるのは、残留応力の緩和である。図 3-6 にスプリングバック解析前後の残留応力（ミーゼスの相当応力）分布コンター図を示す。前記した通り、THF 解析では内圧が最高点に達した時点で解析が終了するよう設定しているため、解析終了後の残留応力は非常に高い。しかし、スプリングバック解析を行なうことで残留応力は大きく減少する。

以上より、解析モデルによってはスプリングバックによる形状変化および残留応力量はきわめて小さいため、それらを見做して良い場合がある。しかしこれは部材形状等に依存するため一概にはいえず、スプリングバック解析のコストは成形解析および圧潰解析等と比較して低いため、スプリングバック解析は行なうべき解析といえる。なお、3.3.2.1 で示す条件 No.1 および、No.3 ではスプリングバック解析を実施し、減少した残留応力を考慮している。

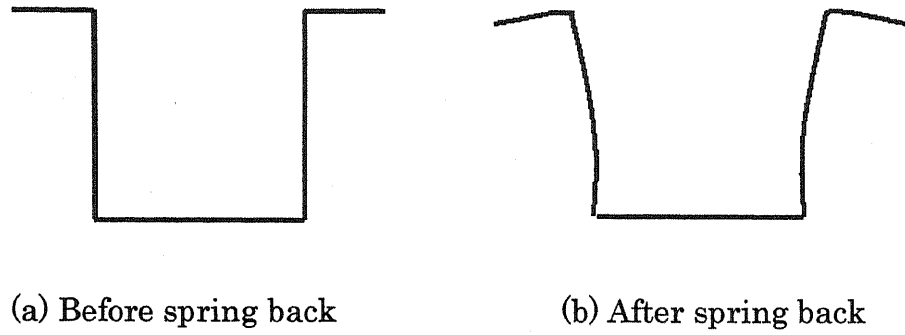
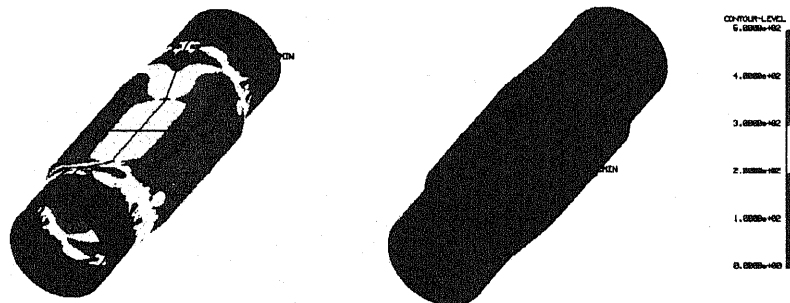


Fig.3-5 Change of shape by spring back

Table 3-1 Change of lengths by spring back

	Before spring back	After spring back
Hoop length (mm)	235.61	235.53
Axial length (mm)	256.72	256.66



(a) Before spring back (b) After spring back

Fig.3-6 Reduction of residual stress by spring back

3.2.3 圧潰解析

THF 解析およびスプリングバック解析を経て得られた板厚、加工硬化、そして残留応力を初期条件として圧潰解析を行う (図 3-7)。圧潰解析の詳細な条件は次節以降説明する。

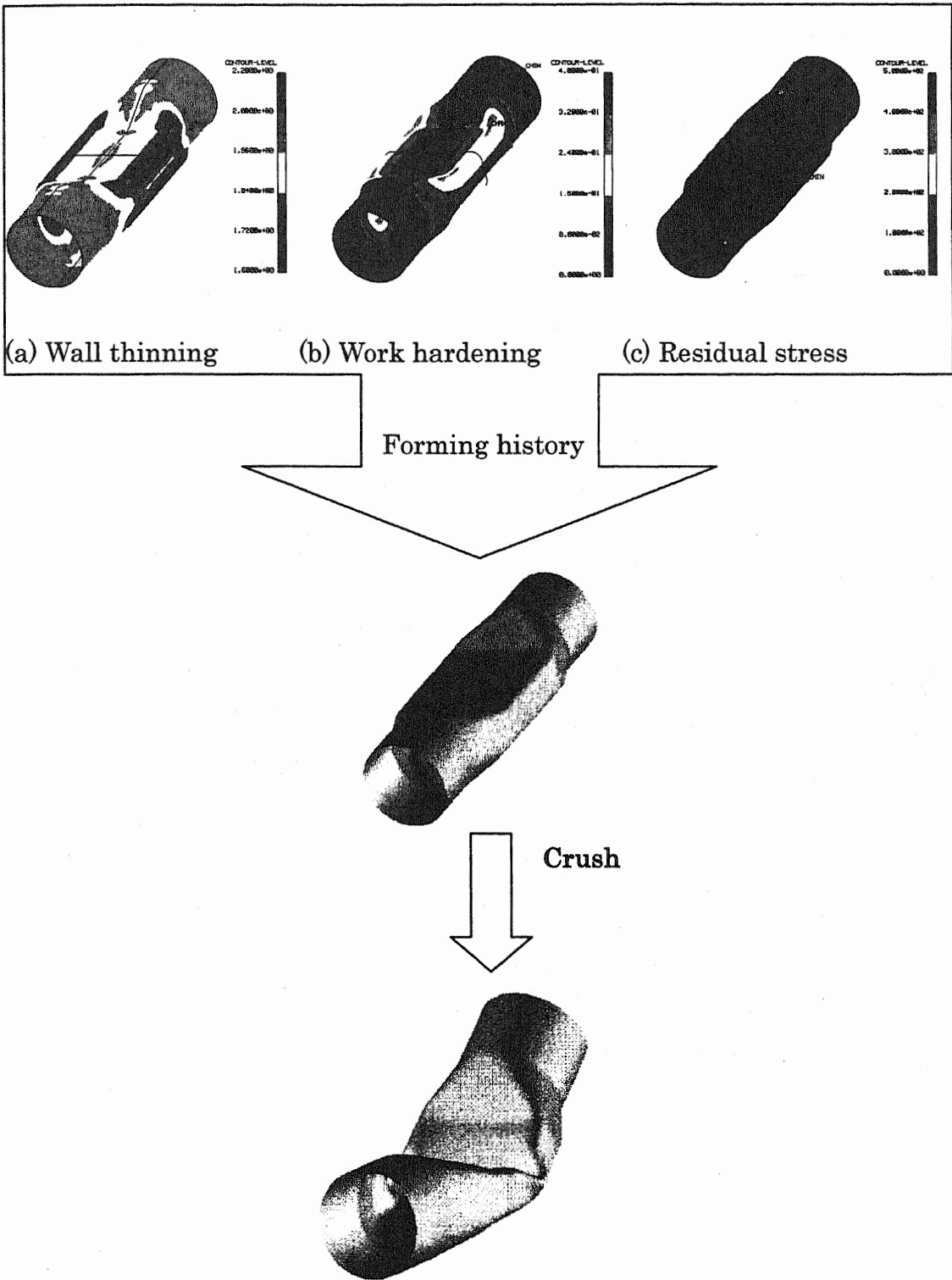


Fig.3-7 Crush analysis of hydroformed member involving forming history

3.3 長方形断面 THF 部材の準静的 3 点曲げ

本節では THF 部材の 3 点曲げ解析において加工履歴を考慮する必要性について検討を行なう。

3.3.1 準静的 3 点曲げ実験

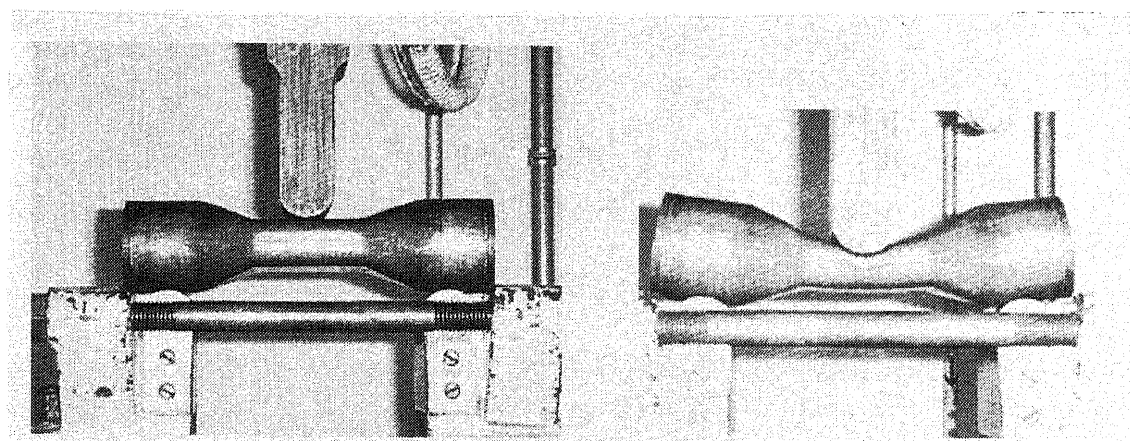
3.3.1.1 実験条件

THF 実験で作製した部材に対し 3 点曲げ実験を行なった。図 3-8 に 3 点曲げ実験装置を示す。工具等の寸法は以下の通りである。

工具寸法 ポンチ : ポンチ径 40mm×長さ 100mm
 支持ロール : ロール径 40mm×長さ 100mm
支点間距離 : 200mm

工具圧下速度はひずみ速度依存性の影響が出ないように、8~9mm/min とした。また、実験において試験片端部の変形を防ぐため変形防止スペーサーを挿入した。

実施した準静的 3 点曲げ実験における部材の加工履歴の条件を表 3-2 に示す。また 3.3.2 で説明する解析条件と合わせるため、実験条件では No.2 と No.4 の条件はない。



(a) Before 3 point bending

(b) During 3 point bending

Fig.3-8 3point bending test equipment

- No.1：A 材素管を用いて THF した試験片（THF 後熱処理無し）。
- No.3：B 材素管を用いて THF した試験片（THF 後熱処理無し）。
- No.5：A 材素管を用いて THF を行い、その後全体熱処理を行い THF 工程によって生じた残留ひずみ・応力を取り除いた試験片。
- No.6：B 材素管を用いて THF を行い、その後全体熱処理を行い造管、THF 工程によって生じた残留ひずみ・応力を取り除いた試験片。また、この条件は熱処理のため THF 工程だけではなく、造管工程によって生じた残留ひずみも取り除かれているため、部材の材料特性は B から A に変化している。すなわち、No.5 と No.6 は THF で生じた板厚分布のみ違うモデルとなっている。

Table 3-2 Experimental conditions

No	Material type of mother tube	Wall thinning	Residual strain
1	A	○	○
3	B	○	○
5	A	○	×
6	B (A after THF)	○	×

3.3.1.2 実験結果

図 3-9 に各条件の 3 点曲げ実験より得られた荷重－変位曲線図を、表 3-3 に各条件の最高荷重値を示す。

No1、5 の二条件を比較すると、No.1 の最高荷重値は熱処理により THF 工程で発生した加工硬化を除去した No.5 と比較して最高荷重において約 80%程度上昇している。A 材は加工硬化指数の高い材料であるため、コーナー部において加工硬化による変形抵抗値の増加量が多い。そのコーナー部分が 3 点曲げ時に変形が集中する部分であるため、THF 後に熱処理を行った No.5 と比較して最高荷重値が高い。また、このことは No.3 と No.6 を比較した場合にも同様のことがいえる。

このように素管に大きな加工を施し、加工硬化により部材の強度を大きく向上できることは THF の利点の一つといえる。すなわち、加工後に熱処理を行うべきではないことは言うまでも無く、さらに最終形状および THF による板厚減

少を考慮した素管の径および板厚を選定することで、加工硬化を積極的に利用し、部材の強度を大きく向上させることが可能となる。またこのように加工硬化による部材強度向上により、高強度材料すなわち高価な材料を適用する必要がなくなるため、材料費も安価に抑えることができる⁽¹⁰⁾。

また、(造管工程による加工硬化のため) 素管の状態では高強度である No.3 と比較して、No.1 が最高荷重値においてほぼ同等である。この点は予測に反する結果といえる。当然のことながら、素管の状態では B 材の方が高強度材のため THF 部材においても B 材の THF 部材の 3 点曲げ時における最高荷重が大きいと推測できる。この点に関しては次項以降の解析結果と合わせて 3.5 節で検討を行う。

不可解な点は残るが、THF 工程で発生した加工硬化による荷重上昇量は極めて大きい。そのためこのような加工硬化は自動車の衝撃吸収部材においては積極的に用いられるべき重要な要素であるといえる。

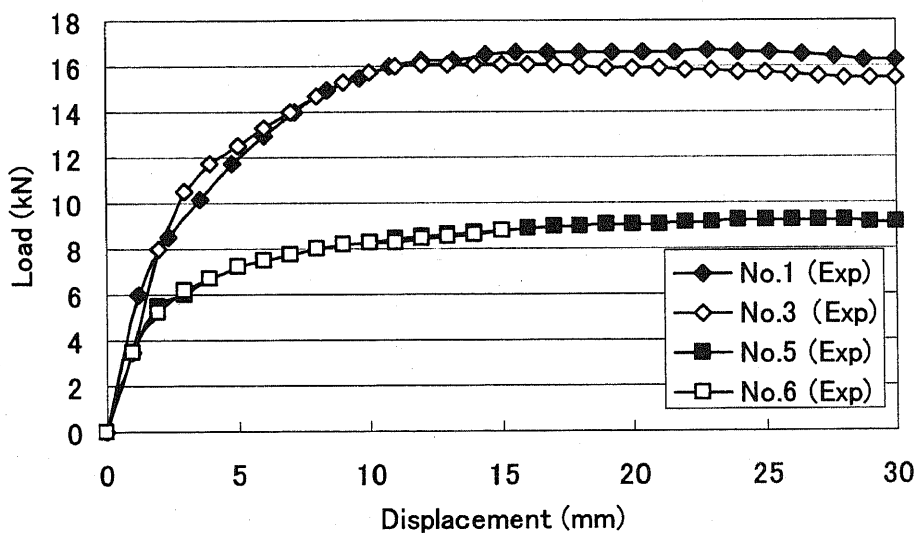


Fig. 3-9 Experimental load vs. displacement curve

Table 3-3 Maximum load value

	No.1	No.3	No.5	No.6
Maximum load (kN)	16.7	16.1	9.2	8.8

3.3.2 有限要素法による準静的 3 点曲げ解析

3.3.2.1 解析条件

3 点曲げ解析にも THF 解析と同様、動的陽解法有限要素プログラム LS-DYNA Ver.950 を用いた。3 点曲げ解析モデルの THF 部材の部分は、THF 解析より得られたものを実形状の 1/4 モデルをそのまま使用する。また、1/1 モデルによる 3 点曲げ解析も行い、1/4 モデルの妥当性を検証している。図 3-10 に 3 点曲げ解析モデルを示す。

表 3-4 に示す条件に合わせて 3 点曲げ実験 (No.1、3、5、6)、解析 (No.1~6) を行い、変形形状、荷重履歴において実験と解析の比較を行った。以下に表 3-2 の条件を説明する。

No.1：解析では A 材素管（造管後全管熱処理）の材料特性を用いて THF 解析を行い、THF 工程によって生じた板厚分布、残留ひずみ・応力といった加工履歴を考慮したモデル。実験では A 材素管を用いて THF した試験片（THF 後熱処理無し）に相当する。

No.2：解析では加工履歴（板厚分布、残留ひずみ・応力）を考慮せず、板厚は素管の板厚で材料特性も素管のものを用いたモデル。また、実験ではこれに相当する試験片は無い。

No.3：No.1 と素管の材料特性は異なるが、他の条件は同じである。

No.4：No.2 と素管の材料特性は異なるが、他の条件は同じである。

No.5：解析では A 材素管（造管後全管熱処理）の材料特性を用いて THF 解析を行い、THF 工程によって生じた板厚分布のみを考慮したモデル。実験では A 材素管を用いて THF を行い、その後全体熱処理を行い THF 工程によって生じた残留ひずみ・応力を取り除いた試験片に相当する。

No.6：解析では B 材素管（造管まま、全管熱処理なし）の材料特性を用いて THF 解析を行い、THF 工程によって生じた板厚分布のみを考慮したモデル。実験では B 材素管を用いて THF を行い、その後全体熱処理を行い造管、THF 工程によって生じた残留ひずみ・応力を取り除いた試験片に相当する。また、この条件は熱処理のため THF 工程だけではなく、造管工程によって生じた残留ひずみ・応力も取り除かれているため、部材の材料特性は B から A に変化している。すなわち、No.5 と No.6 は THF で生じた板厚分布のみ違うモデルとなっている。

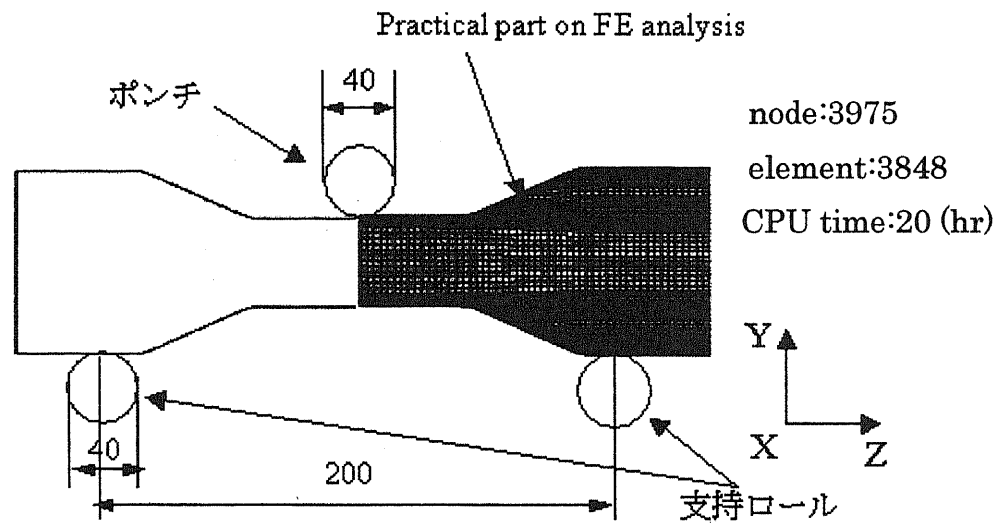


Fig.3-10 Analytical model on 3 point bending

Table 3-4 Analytical conditions

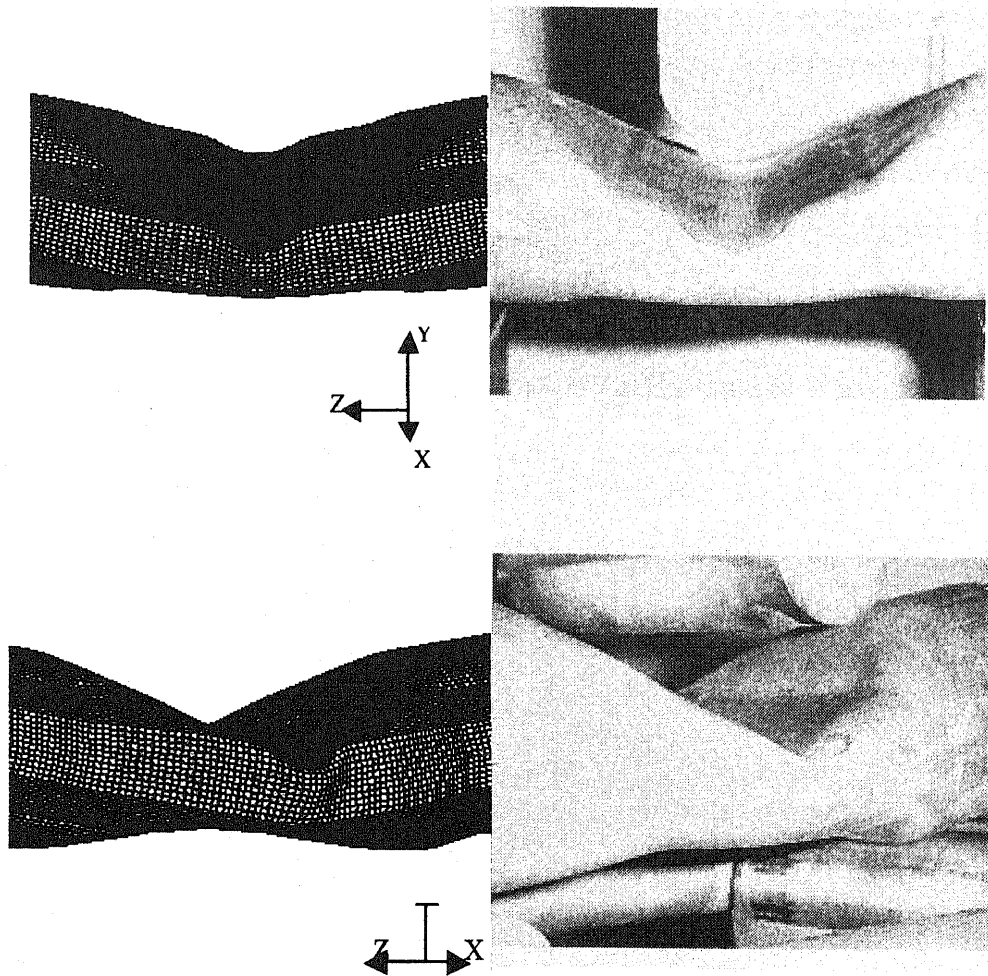
No	Material type of mother tube	Wall thinning	Residual strain
1	A	Considered	Considered
2	A	Unconsidered (t=2.0mm)	Unconsidered
3	B	Considered	Considered
4	B	Unconsidered (t=2.0mm)	Unconsidered
5	A	Considered	Unconsidered
6	B (A after THF)	Considered	Unconsidered

3.3.2.2 解析精度の検討

図 3-11 に A 材における解析と実験の変形形状を示す。今回実施した 3 点曲げでは、ポンチ部直下の変形によってエネルギーを吸収する。その部分は THF 時に最も変形が大きい部分であり、特にその部分が正確にシミュレートできているかどうか重要となる。今回の 3 点曲げ試験で履歴条件の違うモデルにおいてほぼ同様の変形形状を示した。図 3-11 より、解析は比較的良く実験の変形をシミュレートできているといえる。

図 3-12 に A 材である No.1、2、5 の 3 点曲げ時における実験と解析の荷重曲線を、表 3-5 に No.1、2、5 の各最高荷重値および解析と実験値の最高荷重値比を示す。図 3-12、3-13 中の横軸は圧下ポンチの変位量である。A 材において実験値と解析値を比較すると、No.5 に関しては比較的良い結果を得ており、その誤差は最高荷重において 7%程度である。しかし No.1 に関しては最高荷重において解析値が実験値より約 16%低い値が得られた。THF 工程の主要な加工履歴として板厚減少と加工硬化が挙げられる。板厚減少のみを考慮した No.5 の解析の誤差は小さく、板厚減少および加工硬化を考慮した No.1 の解析の誤差が大きい。この点を考慮すると、THF 後の材料特性、すなわち THF 工程における加工硬化が誤差要因であると考えられる。この誤差要因に関しては、3.5 節で検討を行なう。

図 3-13 に B 材である No.3、4、6 の 3 点曲げ時における実験と解析によって得られた荷重曲線を、表 3-6 に No.3、4、6 の各最高荷重値および解析・実験値の最高荷重値比を示す。B 材において実験値と解析値を比較すると、No.3、6 共に比較的良い一致を得ているといえる。誤差は No.3 に関しては最高荷重値において約 6%、No.6 に関しては 8%程度である。No.4 に関してはほぼ No.3 と同等の荷重値を得た。これは減肉による荷重減少への影響と残留ひずみによる加工硬化の荷重増加への影響が相殺した結果、No.3 と同様の結果を得たと考えられる。本実験においては、加工履歴を無視した解析においてほぼ同じ荷重特性になったが、材料の加工硬化指数と素管の変形量の条件によっては、減肉による荷重減少率と加工硬化による荷重増加率のバランスにおいてどちらかの影響が大きくなり、吸収エネルギーの相違が生じる場合があると考えられる。以上より、THF で発生した減肉、残留ひずみの影響はそれぞれ大きく、圧潰重等を正確に評価するためには加工履歴を考慮する必要があると考えられる。



(a) FEM

(b) Experiment

Fig.3-11 Deformed shape after three-point bending

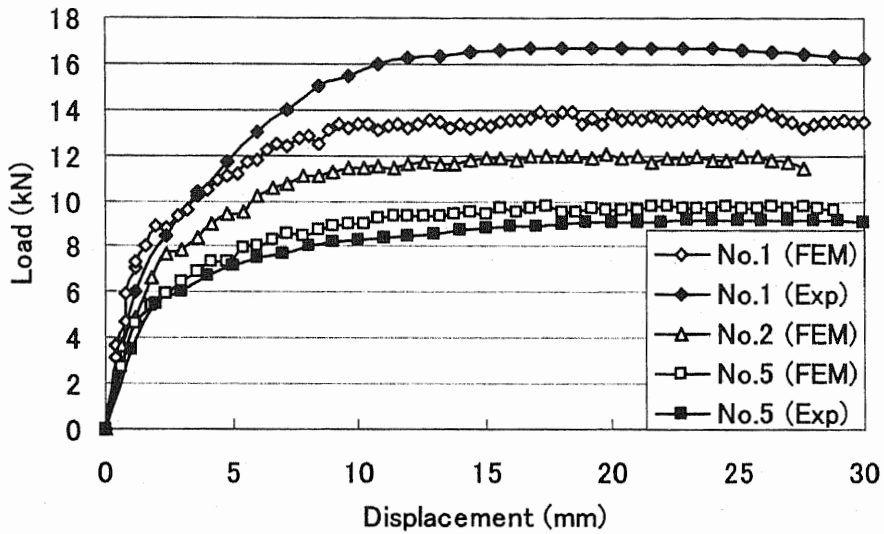


Fig.3-12 Analytical and experimental load vs. displacement curve of A material

Table 3-5 Correlation of maximum load between experimental and analytical results of A material

	No.1		No.2		No.5	
	FEM	Exp	FEM	Exp	FEM	Exp
Maximum load (kN)	14.0	16.7	12.0		9.8	9.2
FEM/Exp	0.84		0.72/(No.1Exp)		1.07	

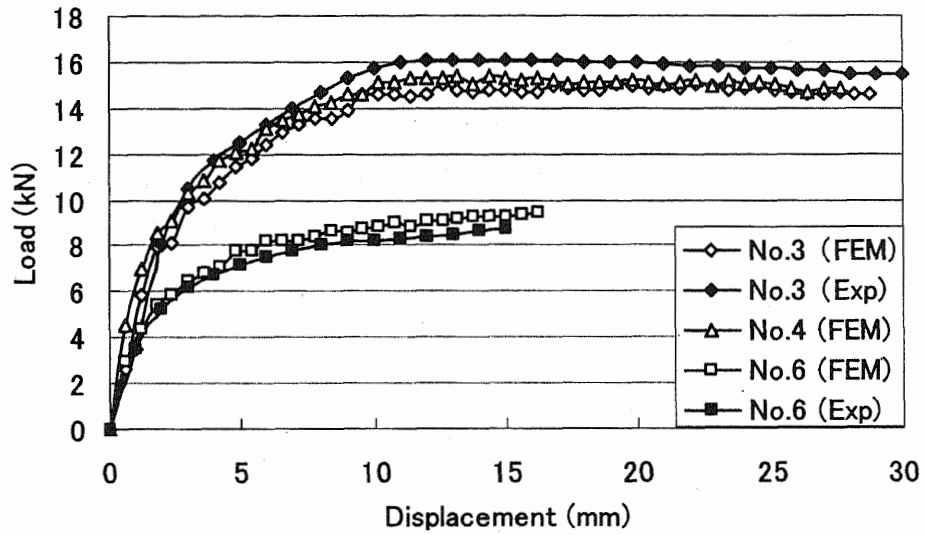


Fig.3-13 Analytical and experimental load vs. displacement curve of B material

Table 3-6 Correlation of maximum load between experimental and analytical results of B material

	No.3		No.4		No.6	
	FEM	Exp	FEM	Exp	FEM	Exp
Maximum load (kN)	15.1	16.1	15.3		9.5	8.8
FEM/Exp	0.94		0.95/(No.1Exp)		1.08	

3.4 正方形断面 THF 部材の準静的軸圧潰

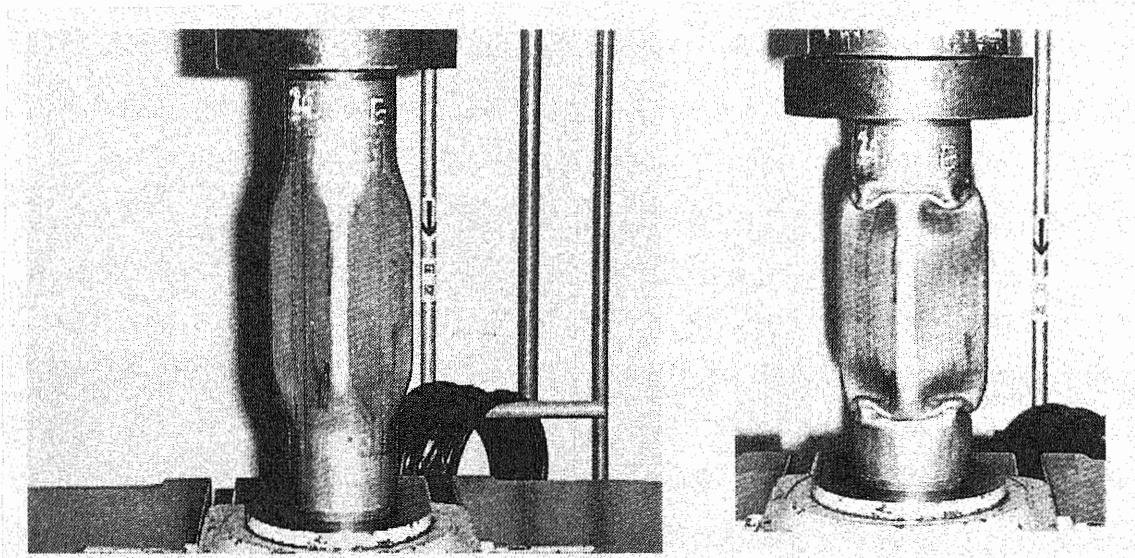
本節では THF 部材の軸圧潰解析において加工履歴を考慮する必要性について、前節と同様の手順で検討を行なう。

3.4.1 準静的軸圧潰実験

3.4.1.1 実験条件

THF 実験で作製した部材に対し軸圧潰実験を行なった。図 3-14 に軸圧潰実験装置を示す。工具圧下速度はひずみ速度依存性の影響が出ないように、8~9mm/min とした。また、実験において試験片端部の変形を防ぐため変形防止スペーサーを挿入した。

実施した準静的軸圧潰実験における部材の詳細な条件は表 3-2 に示した 3 点曲げの場合と同様である。



(a) Before axial buckling

(b) After Axial buckling

Fig.3-14 Axial buckling test equipment

3.4.1.2 実験結果

図 3-15 に No.1、3、5、6 より得られた荷重-変位曲線図を、表 3-7 に各条件における平均圧潰荷重値を示す。

No1、5 の二条件を比較する。3 点曲げ実験の場合と同様に、No.1 の平均荷重値は熱処理により THF 工程で発生した加工硬化を除去した No.5 と比較して最高荷重において約 70% 程度上昇している。また、このことは No.3 と No.6 を比

較した場合にも同様であり、No.3はNo.6と比較して平均荷重値は約60%程度高い。

このように圧潰モードが変化しても加工硬化による部材強度向上への影響は極めて大きい。3点曲げ実験でも記したように、衝撃吸収部材において加工硬化は部材強度向上のため積極的に用いられる要素である。しかし、加工硬化の影響を最大限に引き出すため、破断限界まで加工すべきではない。特に軸圧潰のような圧潰モードでは圧潰時に大きなひずみが生じるため、圧潰中に大きなひずみが発生した部分で破断が発生し、その破断によって座屈モードが不安定になり理想の座屈モードが得られない可能性がある(11)。

以上より、THFによる加工硬化は自動車の衝撃吸収部材においては積極的に用いられるべき重要な要素であるが、前記した通りTHFにおける加工量は圧潰現象を考慮し設定する必要がある。

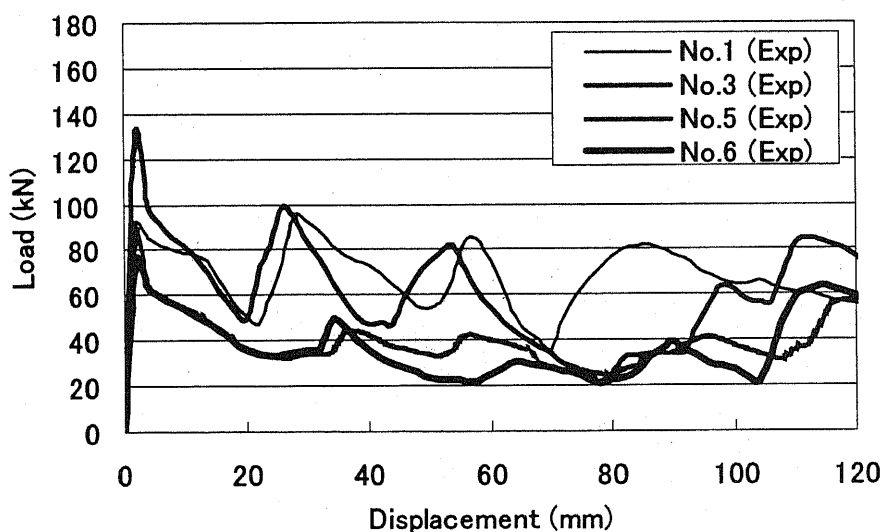


Fig. 3-15 Experimental load vs. displacement curve

Table 3-7 Maximum load value

	No.1	No.3	No.5	No.6
Mean crash load (kN)	67.2	60.2	38.8	37.1

3.4.2 有限要素法による準静的軸圧潰解析

3.4.2.1 解析条件

軸圧潰解析にも THF 解析と同様、動的陽解法有限要素プログラム LS-DYNA Ver.950 を用いた。軸圧潰解析モデルの THF 部材の部分は、THF 解析より得られたものを実形状の 1/4 モデルをそのまま使用する。また、1/1 モデルによる軸圧潰解析も行い、1/4 モデルの妥当性を検証している。図 3-16 に軸圧潰解析モデルを示す。

表 3-4 に示す条件に合わせて軸圧潰実験 (No.1、3、5、6)、解析 (No.1~6) を行い、変形形状、荷重履歴そして吸収エネルギーにおいて実験と解析の比較を行った。

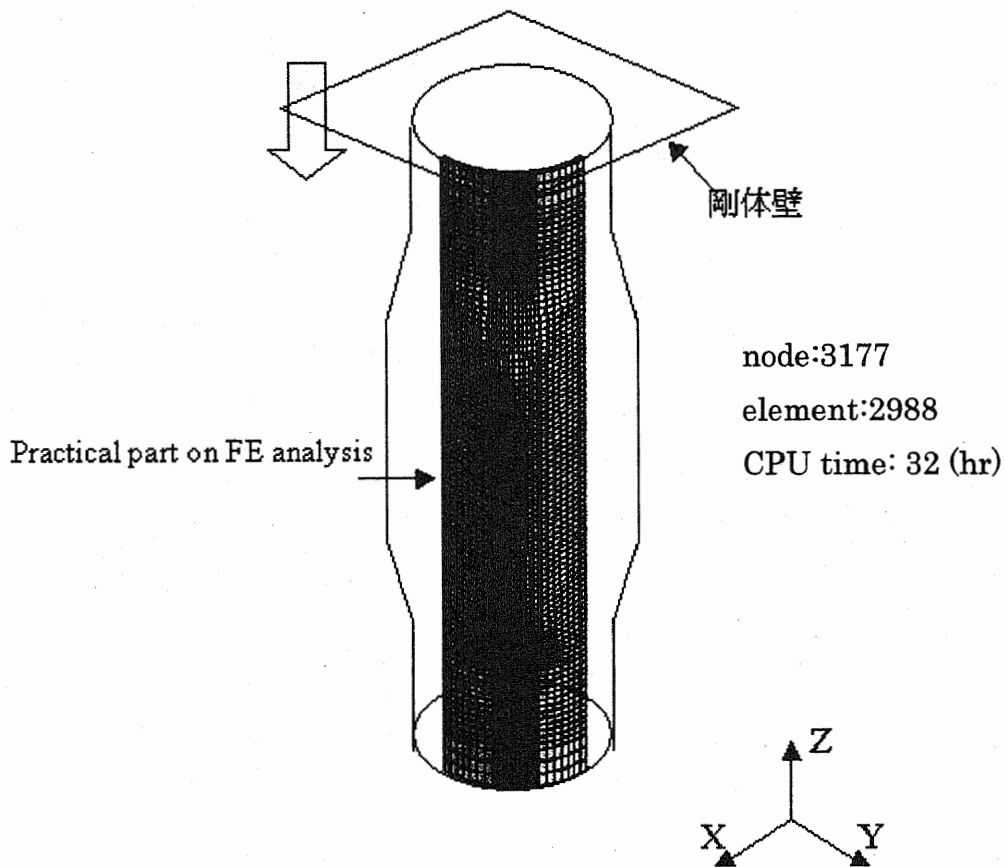


Fig.3-16 Analytical model on axial buckling

3.4.2.2 解析精度の検討

図 3-17 に No.1(Exp)、No.1(FEM)、No.2(FEM)の変形形状を示す。No.1(Exp)と No.1(FEM)は、下部から座屈が発生し、部材上部で次の座屈が発生しそのまま中央部へと座屈が進行する。しかし加工履歴を考慮していない No.2(FEM)は下部から座屈が発生し、そのまま中央部へと座屈が進行する。これは、A 材が加工硬化指数の高い材料であるため、加工履歴を考慮した No.1(Exp)、No.1(FEM)の部材中央部が THF 工程によってかなり加工硬化し部材の初期座屈発生部より座屈荷重が高くなったためと考えられる。しかし、No.2(FEM)は加工履歴を考慮していないため部材の初期座屈発生部と部材中央部における座屈荷重の相違が比較的少なく、No.1(Exp)、No.1(FEM)とは違う座屈モードを示したと考えられる。

図 3-18 に No.1(Exp)、No.1(FEM)、No.2(FEM)の軸圧潰時における荷重・吸収エネルギー変位曲線を、表 3-8 に No.1(Exp)、No.1(FEM)、No.2(FEM)の各最高荷重値および解析と実験値の最高荷重値比を示す。荷重・変位曲線において No.1(FEM)を No.1(Exp)と比較すると、ほぼ両者の曲線は一致し、良い結果が得られているといえる。吸収エネルギー変位曲線についても同様のことがいえる。圧潰変形の後半になり No.1(FEM)における座屈荷重が No.1(Exp)と比較して若干低くなるのは、THF 部材の中央部分の板厚差、また板厚差に伴う加工硬化量による座屈モードに若干の相違がでるためと考えられる。またこの理由以外に、3.3 で検討した材料特性の変化も一要因と考えられる。そのため軸圧潰用 THF 部材の材料特性についても 3.5 節で検討を行う。しかし、No.2(FEM)は座屈が中央部へと進行する変位量 50mm 以降で他の二条件と荷重履歴が大きく異なる。それに伴い、吸収エネルギーも最終的には No.1(Exp)、No.1(FEM)と比較して差が大きくなる。これは座屈モードが違う以外に、No.1(Exp)、No.1(FEM)と比較して、中央部の座屈荷重が低いことが挙げられる。

図 3-19 に No.3(Exp)、No.3(FEM)、No.4(FEM)の変形形状を示す。B 材の場合は 3 種類すべて部材の上部または下部から座屈が始まり、中央部へ座屈が進行する。これは B 材が比較的加工硬化指数の低い材料であり、加工硬化による降伏応力の増加が比較的小さいため、初期座屈発生部と中央部の座屈荷重が A 材ほど大きな差がないためと考えられる。

図 3-20 に No.3(Exp)、No.3(FEM)、No.4(FEM)の軸圧潰時における荷重・吸収エネルギー変位曲線を、表 3-9 に No.3(Exp)、No.3(FEM)、No.4(FEM)の各

最高荷重値および解析と実験値の最高荷重値比を示す。荷重-変位曲線において No.3(Exp)と No.3(FEM)を比較すると座屈ピーク荷重の発生する変位量に若干の相違があるものの、概ね同様の傾向を示し、吸収エネルギーについて良い結果が得られているといえる。No.4 (FEM) では三つ目の座屈ピーク荷重において No.3(Exp)や No.3(FEM)と比較して若干低いが、最終的には吸収エネルギーにおいて No.3(Exp)や No.3(FEM)と大差は無い。これはA材のように変形モードの相違が無かったことが主要因と考えられ、さらに、減肉による荷重減少への影響と残留ひずみによる加工硬化の荷重増加への影響が相殺した結果、No.3(Exp)と同等の結果を得たと考えられる。本実験においては、加工履歴を無視した解析においてはほぼ同じ荷重特性になったが、材料材料の加工硬化指数と素管の変形量の条件によっては、材料の加工硬化指数と素管の変形量の条件によっては、減肉による荷重減少率と加工硬化による荷重増加率のバランスにおいてどちらかの影響が大きくなり、吸収エネルギーの相違が生じる場合があると考えられる。

図 3-21 に No.5(Exp)、No.5(FEM)の変形形状を、図 3-22 に No.5(Exp)、No.5(FEM)の軸圧潰時における荷重・吸収エネルギー変位曲線を、表 3-10 に No.5(Exp)、No.5(FEM)の各最高荷重値および解析と実験値の最高荷重値比を示す。条件 No.5 の場合、解析結果は実験結果と比較して変形形状、荷重履歴、そして吸収エネルギーにおいて良い結果が得られているといえる。

図 3-23 に No.6(Exp)、No.6(FEM)の変形形状を、図 3-24 に No.6(Exp)、No.6(FEM)の軸圧潰時における荷重・吸収エネルギー変位曲線を、表 3-11 に No.6(Exp)、No.6(FEM)の各最高荷重値および解析と実験値の最高荷重値比を示す。条件 No.6 荷重履歴において解析結果と実験結果に若干の差があるものの、最終的には吸収エネルギー差で 10%未満であり、良い結果得られているといえる。No.5 および No.6 の結果より解析における若干の板厚誤差は圧潰荷重にそれほど大きな影響は及ぼさないものと考えられる。

以上より、A材においては加工履歴の影響が大きく、B材はその影響が比較的小さい。本実験のモデルのように THF 時の拡管率が 20%と加工度が大きく、A材のように加工硬化指数の大きい材料を用いた部材の軸圧潰特性を評価する場合、加工履歴を考慮しないと実現象とは違った結果を得る可能性がある。

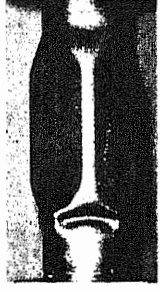
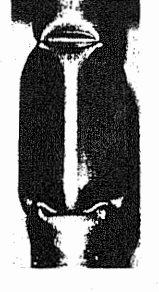







No.1 (Experiment)			
No.1 (FEM)			
No.2 (FEM)			
Displacement (mm)	10	40	70

Fig.3-17 Deformed shape in crushing in case of No1 and No.2

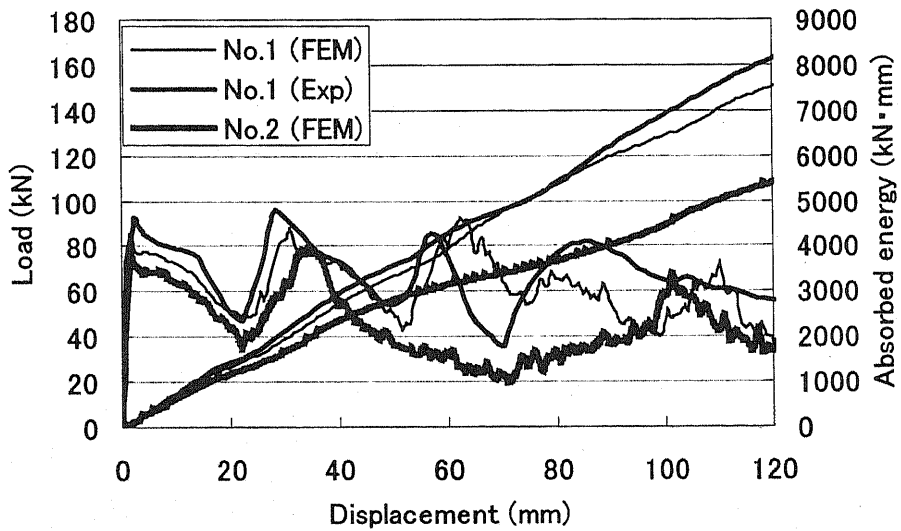


Fig.3-18 Analytical and experimental load and absorbed energy vs. displacement curve in case of No.1 and No.2

Table 3-8 Correlation of mean crash load between experimental and analytical results obtained from conditions No.1 and No.2

	No.1		No.2	
	FEM	Exp	FEM	Exp
Mean crash load (kN)	62.4	67.2	45.0	
FEM/Exp	0.93		0.67/(No.1Exp)	










No.3 (Experiment)			
No.3 (FEM)			
No.4 (FEM)			
Displacement (mm)	10	40	70

Fig.3-19 Deformed shape in crushing in case of No.3 and No.4

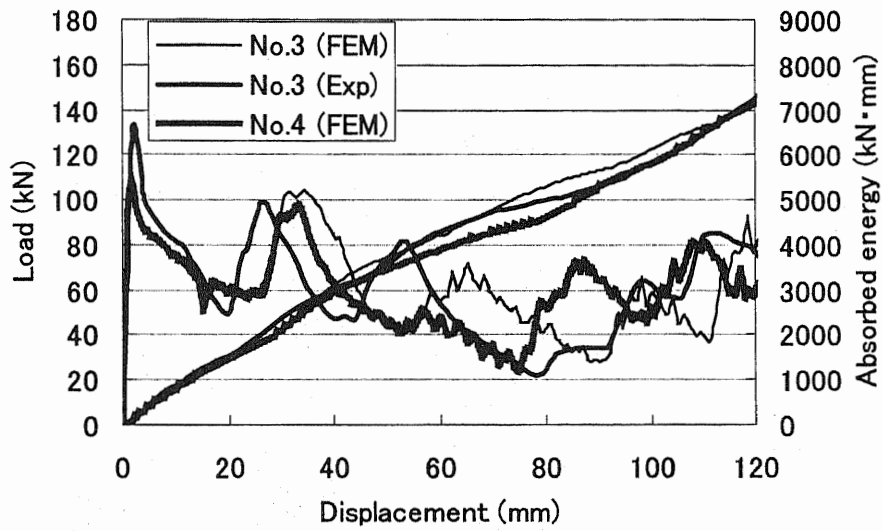


Fig.3-20 Analytical and experimental load and absorbed energy vs. displacement curve in case of No.3 and No.4

Table 3-9 Correlation of mean crash load between experimental and analytical results obtained from conditions No.3 and No.4

	No.3		No.4	
	FEM	Exp	FEM	Exp
Mean crash load (kN)	60.5	60.2	59.5	
FEM/Exp	1.01		0.99/(No.1Exp)	


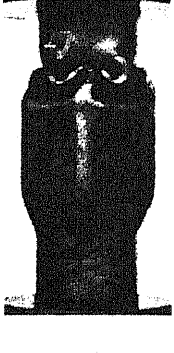

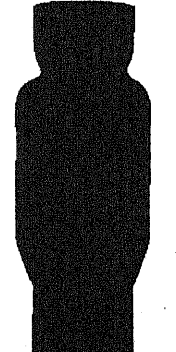
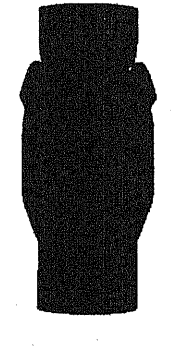
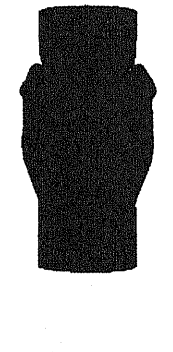
<p>No.5 (Experiment)</p>			
<p>No.5 (FEM)</p>			
<p>Displacement (mm)</p>	<p>10</p>	<p>40</p>	<p>70</p>

Fig.3-21 Deformed shape in crushing in case of No1 and No.2

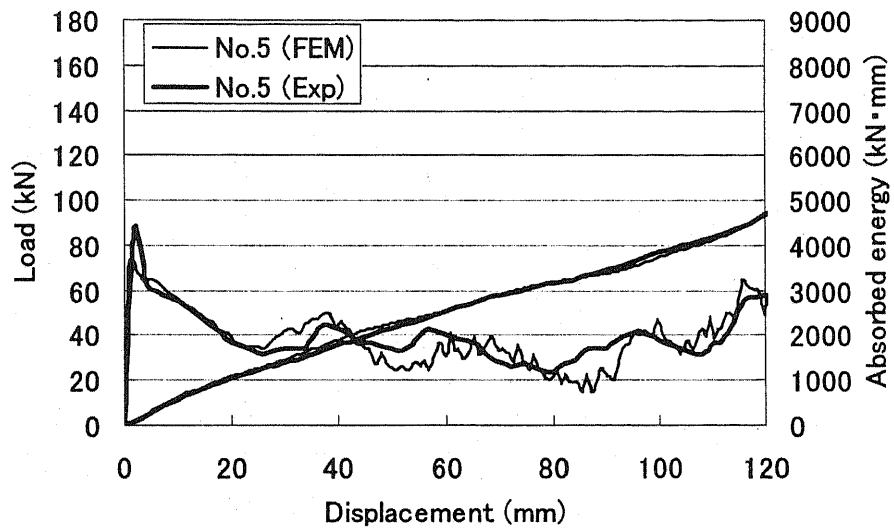


Fig3-22 Analytical and experimental load and absorbed energy vs. displacement curve in case of No.5

Table 3-10 Correlation of mean crash load between experimental and analytical results obtained from a condition No.5

	No.5	
	FEM	Exp
Mean crash load (kN)	38.7	38.8
FEM/Exp	0.99	







<p>No.6 (Experiment)</p>			
<p>No.6 (FEM)</p>			
<p>Displacement (mm)</p>	<p>10</p>	<p>40</p>	<p>70</p>

Fig.3-23 Deformed shape in crushing in case of No6

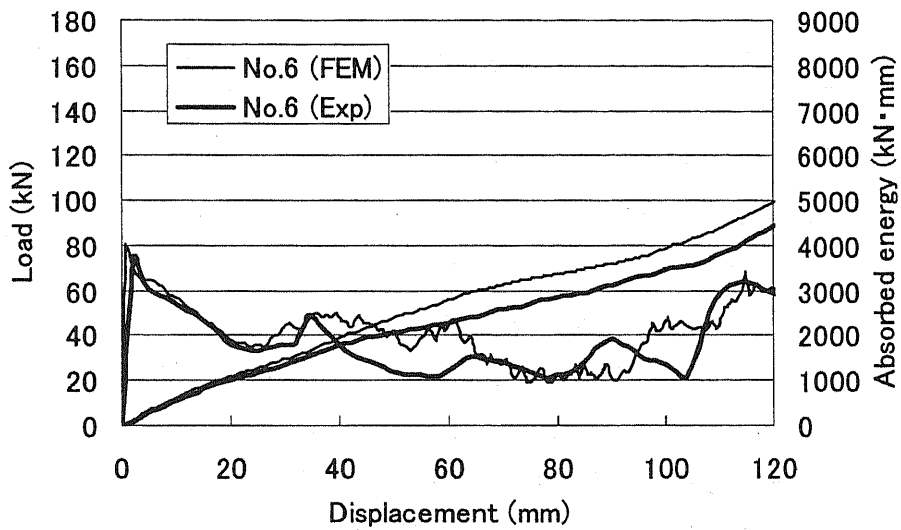


Fig.3-24 Analytical and experimental load and absorbed energy vs. displacement curve in case of No.6

Table 3-11 Correlation of mean crash load between experimental and analytical results obtained from a condition No.6

	No.6	
	FEM	Exp
Mean crash load (kN)	40.7	37.1
FEM/Exp	1.09	

3.5 誤差要因の検討

3.5.1 解析モデルの誤差要因

3.3 節では 3 点曲げにおいて、実験 4 種類、解析 6 種類、そして 3.4 節では軸圧潰においてそれぞれ同数の実験と解析を実施し、加工履歴を圧潰解析において考慮する必要性について検証を行なった。その結果、多段階解析を実施し、実験の加工履歴条件に合わせることで解析精度の向上が可能であることが実証された。

全般的に解析精度の向上が検証されたが、3 点曲げの条件 No.1 における圧潰荷重値、および軸圧潰の条件 No.1 の後半部における圧潰荷重値が他の条件と比較して解析値と実験値の差が大きくなった。

3 点曲げ用部材において検討を行う。まず誤差要因として解析モデルの要素分割、要素モデル等が考えられる。そのため、以下に示す解析モデルで THF 解析を行ない、引き続き 3 点曲げ解析を行なった。

- ・ メッシュ細分割モデル：Shell (fine mesh)
- ・ 板厚方向積分点数 5 点モデル：Shell (5)
- ・ ソリッド要素モデル（板厚方向分割数 5）：Solid (5)

メッシュ細分割モデルでは、3 点曲げ時に変形の大きい部分のみ細分割を行った。図 3-25 に上記の 3 モデル、および表 3-2 の No.1(FEM)、No.1(Exp)より得られた荷重-変位曲線を示す。図 3-2 より要素分割および要素モデルの荷重値への影響はほぼ無く、解析誤差を埋める要因とは成り得ないといえる。

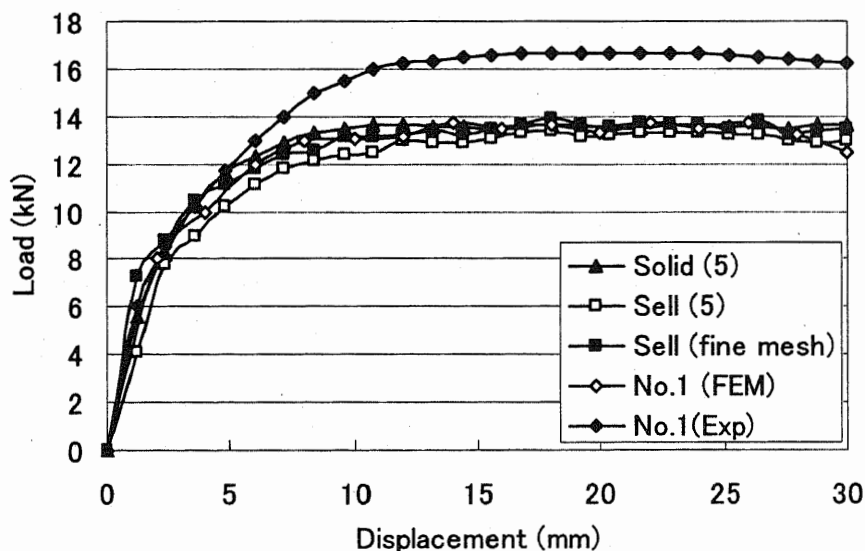


Fig.3-25 Effect of analytical model on load vs. displacement curve

3.5.2 THF 後の応力-ひずみ関係

解析モデルの分割や要素モデルが誤差要因ではないことが検証された。ここで他の誤差要因の一つの可能性として THF 工程によって応力-ひずみ関係が単軸引張試験より得られたものと異なる、すなわち変化した推測される。THF 工程で発生する加工履歴として板厚減少と加工硬化の発生が挙げられる。No.5 の板厚減少を考慮した条件において解析値と実験値がよく一致していることを考慮すると、THF 工程で発生した加工硬化、すなわち応力-ひずみ関係に誤差要因があると考えられる。

図 3-26 に山崎により調査されたプレス成形用薄鋼板 (SPCE) における、ひずみ比の応力-ひずみ関係への依存性を示す⁽¹²⁾。図より平面ひずみ引張および等二軸引張での応力-ひずみ関係は単軸引張試験より得られた応力-ひずみ関係と比較して上昇していることがわかる。また SPCE のように応力-ひずみ関係のひずみ比依存性を示す材料もあれば、示さない材料もある。SPCE は冷延鋼板であり本研究で使用した鋼管は熱延鋼板より製造された鋼管のため結晶組織にこそ相違はあるものの、化学成分はほぼ同様であり、SPCE で発生する現象が本研究で使用した鋼管にも THF 工程により発生する可能性がある。

以上の推測を検証するため、THF 部材の材料特性について検討を行う。

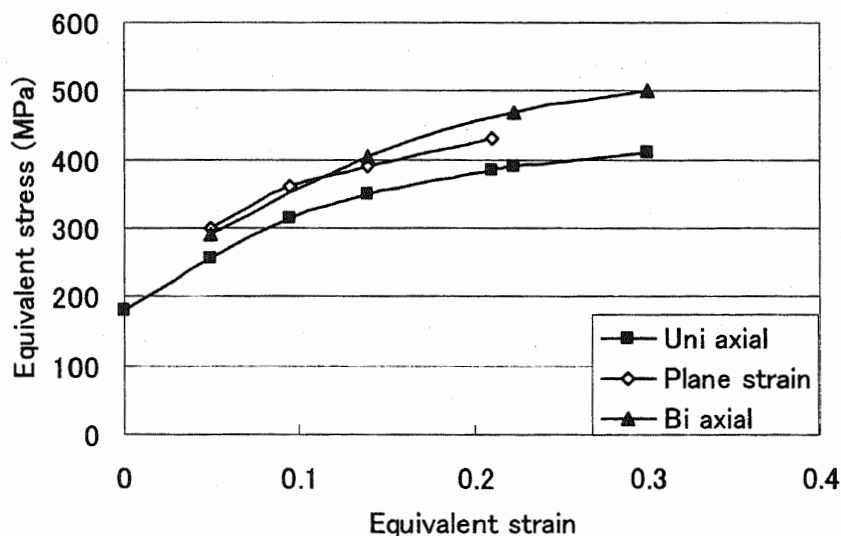


Fig. 3-26 Effect of ratio of strain on stress-strain relation in case of SPCE

3.5.2.1 3点曲げ用 THF 部材の中央部周方向硬度分布

前記の推測を検証するため、THF 後の変形抵抗を以下の方法により調べた。THF 部材の中央部周方向ビッカース硬度を調査し、ビッカース硬度から変形抵抗の推定を試みた。

本来は THF 部材から引張試験片を切り出し、引張試験を行なうのが妥当であり望ましい。しかし、THF 部材から引張試験に適した長さ、均一な板厚の試験片を切り出すのは困難であったため、上記の方法にて検証を行なった。

図に 3-27 に 3 点曲げ用 THF 部材の代表点におけるひずみ経路を示す。THF 工程における部材中央部のひずみ比はほぼ平面ひずみ引張に相当する二軸状態であることがわかる。

図 3-28 に A、B 材の素管硬度と降伏応力の関係を示す。THF 部材の中央部周方向硬度を測定し、図 3-28 より THF 後の No.1 の変形抵抗を求めたのが図 3-29、No.3 の変形抵抗を求めたのが図 3-30 である。図 3-29、図 3-30 には解析結果の相当塑性ひずみから求めた変形抵抗を併せて示す。なお、解析においては解析モデルの外表面側に位置している積分点より相当塑性ひずみ求め、その値と第 2 章の図 2-7 に示した応力-ひずみ曲線より変形抵抗値を算出した。図 3-30 より No.3 の硬度分布から求めた THF 部材の変形抵抗は解析より求めた変形抵抗とほぼ同等である。しかし図 3-29 より、No.1 の硬度分布から求めた THF 部材の変形抵抗は解析より求めた変形抵抗より高いことがわかる。硬度測定の際の硬度誤差許容範囲は約 ± 10 であり、また変形抵抗測定の際の応力誤差許容範囲は $\pm 10 \sim 15 \text{MPa}$ といわれている。そのため硬度から推定された変形抵抗値には $\pm 40 \text{MPa}$ 程度のばらつきが許容される(図 3-31)。さらに実験と解析から得られた板厚分布に若干の誤差がある。それ故、実際には変形抵抗値において図 3-29 に見られるような大きな差は無い可能性があるが、これらのばらつきを考慮しても依然として実験および解析より測定された変形抵抗値には有為差があるといえる。

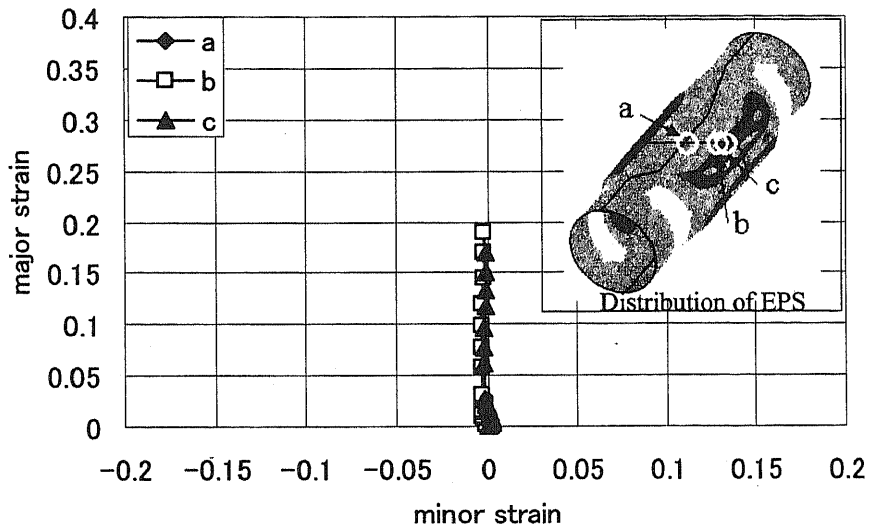


Fig.3-27 Strain path of a model for 3 point bending

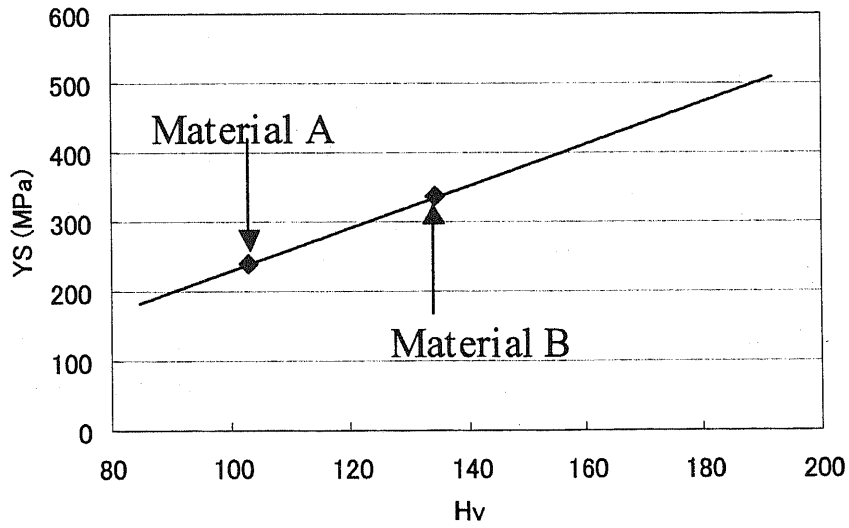


Fig.3-28 Correlation between YS and Vickers hardness of mother tube

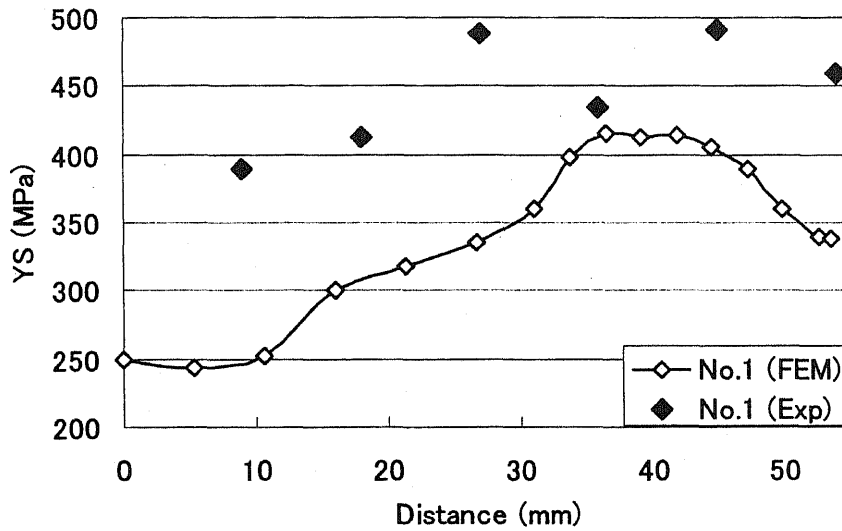


Fig.3-29 Comparison of distribution of YS after THF between FEM and experiment from C to D in case of No.1

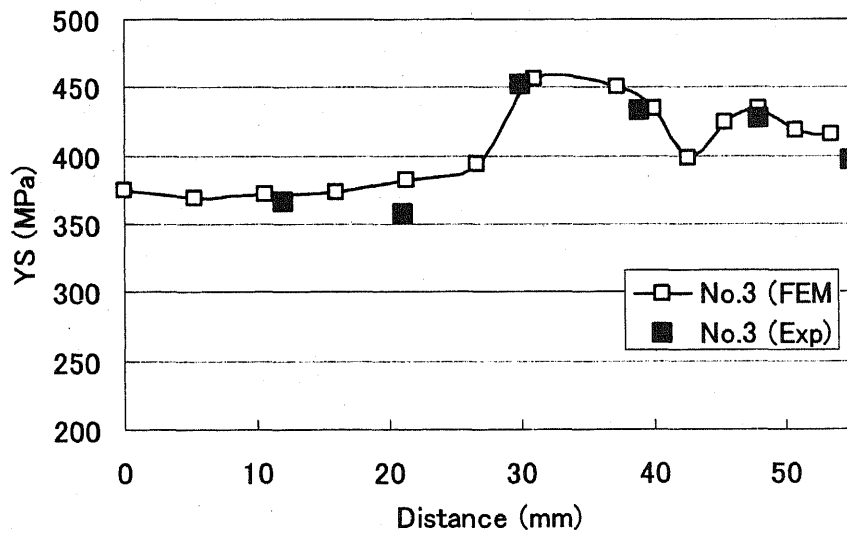


Fig.3-30 Comparison of distribution of YS after THF between FEM and experiment from C to D in case of No.3

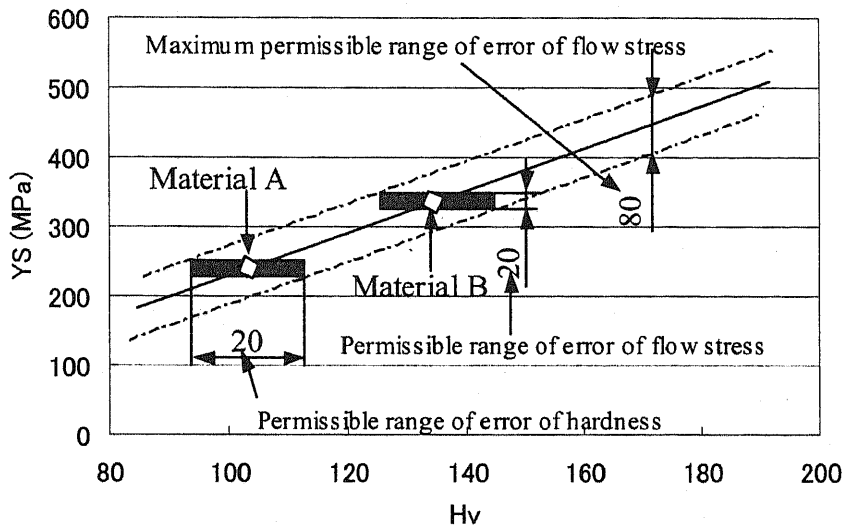


Fig. 3-31 Permissible range of error

3.5.2.2 軸圧潰用 THF 部材の中央部周方向硬度分布

軸圧潰用 THF 部材の中央部周方向ビッカース硬度分布を測定し変形抵抗の推定を試みた。

図 3-32 に軸圧潰用 THF 部材の代表点におけるひずみ経路を示す。THF 工程における部材中央部のひずみ比は単軸引張状態から平面ひずみ引張に相当する二軸状態へと移行していくことがわかる。

図 3-28 より THF 後の No.1 の変形抵抗を求めたのが図 3-33、No.3 の変形抵抗を求めたのが図 3-34 である。図 3-33、図 3-34 では解析結果の相当塑性ひずみから求めた変形抵抗を併せて示す。

No.3 については、試験片の板厚分布に規則性がないため変形抵抗の分布にも規則性はみられない。しかし解析により求められた変形抵抗と比較すると、その絶対値において大きな差は無く、THF 工程による応力・ひずみ関係の変化は大きく生じてはいないようである。

No.1 については、変形抵抗の差は特に 0~15mm、40~55mm の場所でおおきいが、これらの部分の板厚差も若干大きめに出ているため、これらの部分での比較は単純にはできない。しかし全体的に応力・ひずみ関係は単軸引張試験より得られたものと比較して上昇している。

3.4 節の結果では、No.1(FEM)は No.1(Exp)と比較してよい一致が得られてい

るが、変形後半になるにつれ吸収エネルギーおよび荷重において解析のほうが低くなる傾向がある。この原因として応力-ひずみ関係の変化が要因の一つとして挙げられる。

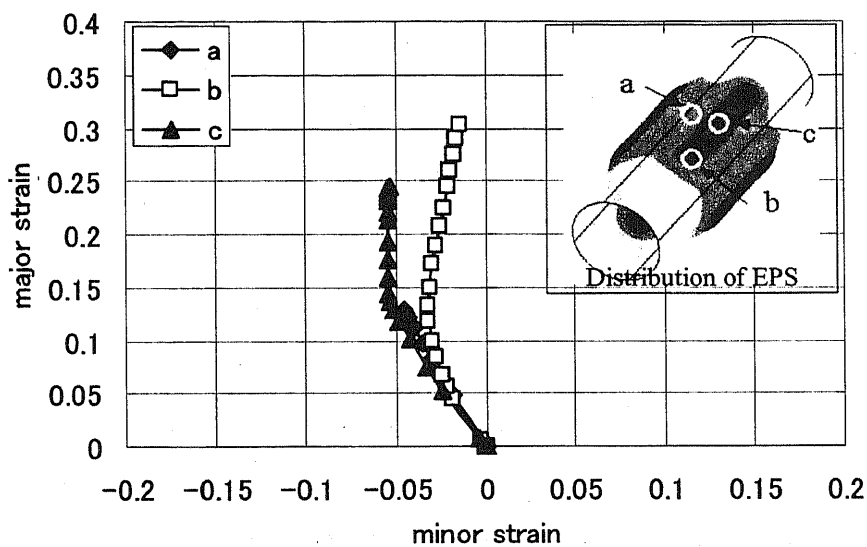


Fig.3-32 Strain path of a model for axial buckling

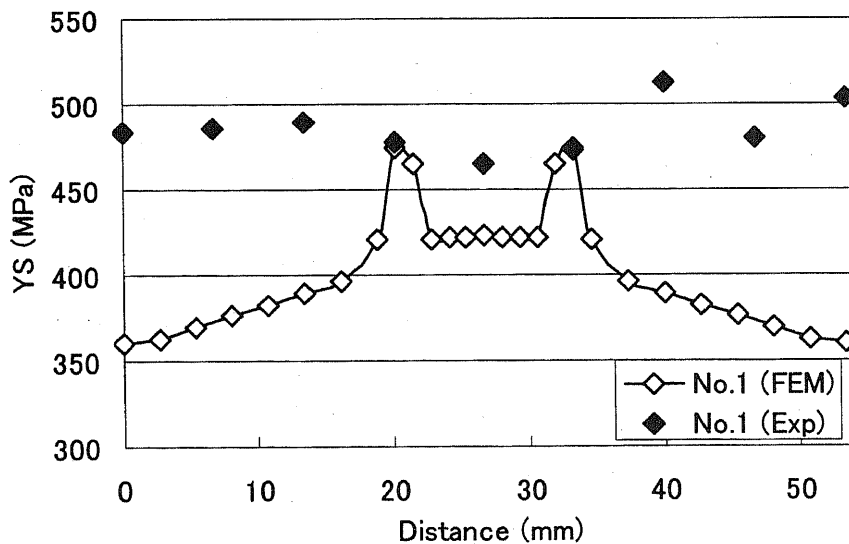


Fig.3-33 Comparison of distribution of YS after THF between FEM and experiment from C to D in case of No.1

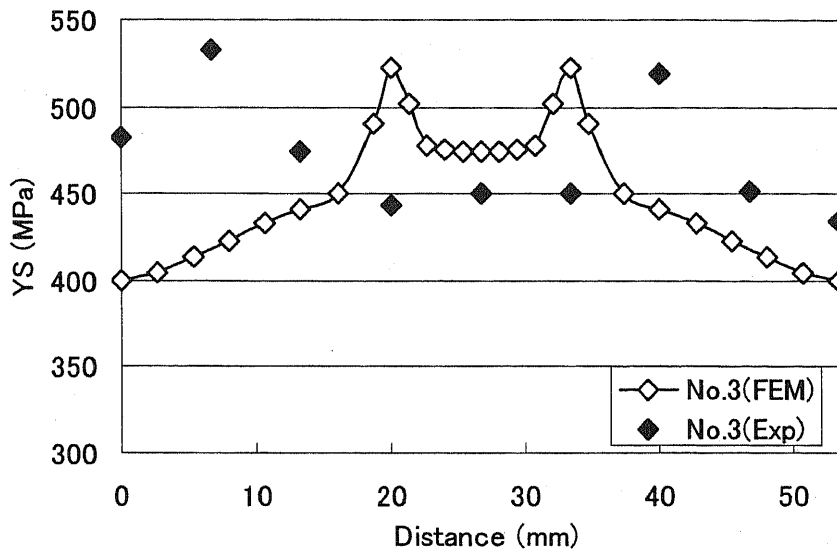


Fig.3-34 Comparison of distribution of YS after THF between FEM and experiment from C to D in case of No.3

3.5.2.3 自由バルジ部材の引張強度

鈴木らにより実施された自由バルジ試験後の部材でも引張強度の変化が確認されているので参考のため記す⁽¹³⁾。

供試材は本研究で使用された A、B 材であり、直径 60.5mm、板厚 2.6mm、バルジ部長さ 121.0mm である。自由バルジ試験後の試験片の一例を図 3-35 に示す。

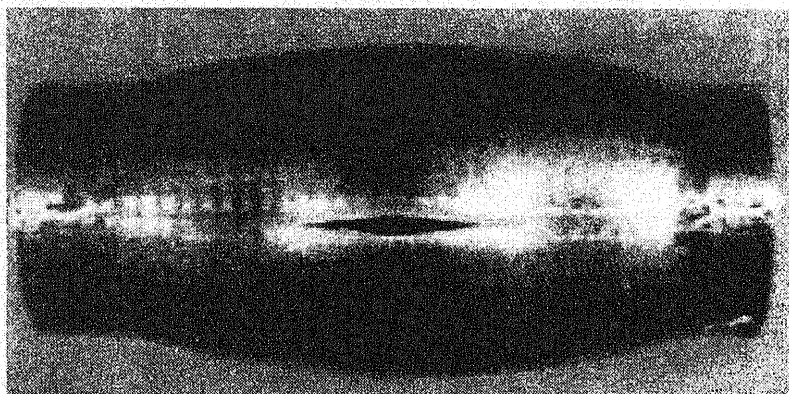


Fig. 3-35 Example of specimen after free bulge experiment

図 3-36 に A、B 材の自由バルジ試験後の引張試験によって求めた引張強度を真応力に変換し、解析で用いた真応力-対数ひずみ曲線と共に示す。横軸のひずみ量は下記に示す式(3-1)のように、自由バルジ試験片の軸方向各部分の変形量と肉厚計測結果から求めたひずみと、引張試験で発生したひずみを足し合わせ累積相当ひずみ、 $\epsilon_{eq\ total}$ として定義したものである。なお、A 材は造管後に熱処理を行っているため、造管ひずみは累積相当ひずみに含まれない。

$$\epsilon_{eq\ total} = \epsilon_{eq\ roll} + \epsilon_{eq\ bulge} + \epsilon_{eq\ tensile} \quad (3-1)$$

$\epsilon_{eq\ roll}$: 造管ひずみ

$\epsilon_{eq\ bulge}$: 自由バルジ変形時のひずみ

$\epsilon_{eq\ tensile}$: 自由バルジ後の引張試験時のひずみ

縦軸の引張強度は、自由バルジ試験片から周方向の引張試験片 (JIS13 号試験片のハーフサイズ) を切り出し、フラットニングしてから引張試験を行なった際の引張強度を示している。この場合、自由バルジ変形による加工硬化が大きい点の他に、フラットニングしていることや、板材と異なり、肉厚分布があることから変形抵抗の信頼性が低いことを考慮して引張強度を表記した。図 3-36 より、B 材については引張強度がほぼ真応力-ひずみ線図と同様の傾向を示しているのに対し、A 材については大きく真応力-ひずみ線図から離れていることが分かる。

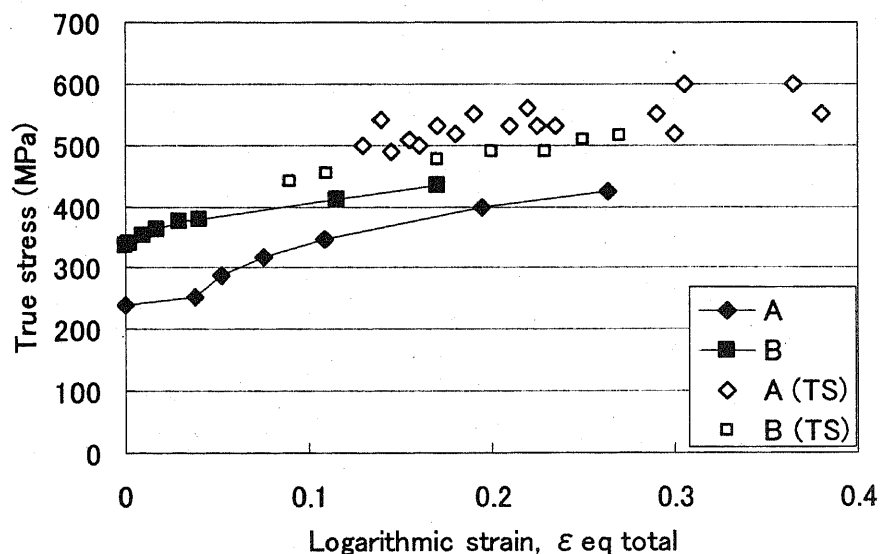


Fig.3-36 Tensile strength after free bulge experiment

3.5.3 考察

3.5 節では 3 点曲げおよび軸圧潰の条件 No.1 において発生した解析値と実験値の誤差において検討を行った。

解析モデルにおけるメッシュ分割や要素モデルによる解析精度への影響の要因として考えられた。しかし調査の結果、影響はほとんど見られなかった。No.1 以外の条件では解析値はほぼ実験値と同等であることから、これらの要因が誤差を説明する要因になりうる可能性は低い。

次に考えられたのが THF 工程による応力-ひずみ関係の変化であった。THF 後の部材より測定された硬度より推定された変形抵抗、および同材料を用い実施された自由バルジ試験の試験片より測定された引張強度より、本研究で使用した A 材はひずみ比の応力-ひずみ関係への依存性が可能性として確認された。

チタンなどの初期異方性材料の場合は、変形部分のひずみ比の応力-ひずみ関係への依存性が知られている⁽¹⁴⁾。A 材は造管後に熱処理を行っているため等方性材料であるにも関わらず、初期異方性材料のように変形部分のひずみ比によって応力-ひずみ関係が変化している可能性がある。これは変形部分のひずみ比に応じた塑性異方性が発生したと推測される。異方性の度合いを表現するパラメータとして r 値が挙げられるが、この r 値は材料固有値ではない可能性が大きい。吉田らの検討によると⁽¹⁵⁾、塑性異方性は外的な応力あるいは変形条件に対する金属学的な微視的すべり系統の応答に選択性があるための現象であり、その選択が材料の種類で異なるため、 r 値あるいは r 値的異方性は材料固有値ではないと考える必要性があるとしている。

実際、福田⁽¹⁶⁾や河合⁽¹⁷⁾らにより、単軸引張りと圧延を行なった際の加工硬化の方向性や r 値の変化が調査され、20%程度のひずみを与えた場合にもかなりの加工硬化の方向性や r 値の変化があることが報告されている。吉田や福田ら以外にもこの点を指摘している報告がある^{(18),(19)}。

しかしひずみ比の応力-ひずみ関係への依存性はあくまで誤差の一要因として考えられるのみであり、他にも要因があると推測される。さらに A 材で発生した応力-ひずみ関係変化が B 材で発生していない。造管工程による加工履歴がその一要因と推測されるが不明な点が多い。それ故、本研究で生じた誤差要因の調査は今後の重要な課題といえる。

また、本節で検討したひずみ比の応力-ひずみ関係依存性が仮に有り得るとして、解析誤差に対する一時的対策方法として、部材の硬度試験より応力-ひずみ

関係を推定する方法が挙げられる。しかしこの手法は、第1章で記したように、鷹取が提案した手法^⑥と同様に汎用的手法とはいえないため、根本的な解決手法とはいえない。現状では、誤差の発生する材料およびその誤差範囲を系統的に調査し、それらの結果を踏まえた設計や解析結果の評価を行う必要があるといえる。

3.6 まとめ

THF 部材の3点曲げ、軸圧潰特性における加工の影響を検討するため実験および解析を行ない、提案する多段階解析手法の有効性を検証した。

THF 部材の3点曲げおよび軸圧潰実験結果より、THF 工程による部材の加工硬化による部材圧潰強度の向上が可能であることが検証された。この加工硬化による圧潰強度の向上により、自動車等の衝撃吸収部材を代表とした構造部材において高強度材料すなわち高価な材料を適用する必要性が無くなるため、材料費も安価に抑えることができる。ただし過大な加工度は圧潰工程における不安定現象の要因となり得るため、この点を考慮した加工が要求されると考えられる。

また、多段階解析手法を適用し圧潰解析において加工履歴を考慮することで、解析精度の向上が可能であることが検証された。特に軸圧潰のような複雑な変形の場合は、座屈モードの正確な再現が重要であり、多段階解析を適用することでその再現が可能である。以上より、多段階解析手法は非常に有効な解析手法といえる。

しかし多段階解析を適用し部材の加工履歴を考慮しても無視し得ない誤差が生じる可能性がある。この理由については不明な点があり、今後更なる検討を実施し解明する必要がある。しかし前記した通り現状では、誤差の発生する材料およびその誤差範囲を系統的に調査し、それらの結果を踏まえた設計や解析結果の評価を行う必要があるといえる。

3.7 参考文献

- (1) 安藤友亮, 他 3 名, 自動車衝撃吸収部材の断面形状最適化, 自動車技術会 2000 春講演会前刷集 (2000)
- (2) 津田, 萩原, 他 1 名, 有限要素法による薄肉箱型断面真直部材の衝撃圧潰解析, 機論, 55-514, A(1986), 1407-1415
- (3) A.Yoshitake, 他 3 名, SAE Technical Paper 982356 (1998)
- (4) 佐藤健太郎, 他 5 名, 衝突時の安全性能に関するボデー構造研究-第一おけるひずみ速度依存性について, 自動車技術会報: 衝突解析, 1996 秋講演会前刷集 (1996)
- (5) 佐藤健太郎, 他 5 名, 片ハット部材の動的曲げ崩壊特性解析, 自動車技術会 2000 秋講演会前刷集 (2000)
- (6) 鷹取収, 加工硬化を考慮した実車衝突シミュレーションモデルのための材料特性, 自動車技術会 1998 講演会前刷集 (1998)
- (7) 中西栄三郎, 他 3 名, 加工硬化を考慮した部材の潰れ特性予測手法の開発, 自動車技術会 1998 講演会前刷集 (1998)
- (8) T.Dutton, 他 5 名, The Effect of Forming on the Crashworthiness of Vehicles with Hydroformed Frame Siderails, International Body Engineering Conference & Exposition, (1999), 01-3208
- (9) Hisao Mikami 他 3 名, Crash Simulations Considered Influence of Stamping, PUCA '99, (1999), 515-528
- (10) 中村正信, パイプ加工法, 日刊工業新聞社, 58-62
- (11) Dong-Kuk Kim, 他 1 名, Impact energy absorption of 6061 aluminum extruded tubes with different cross-sectional shapes, Materials & Design, vol.20, no.1 (1999), 41-49
- (12) 山崎雄司, FLD の変形経路依存性, 第 173 回塑性加工シンポジウム前刷り集, (1997), 57-64
- (13) S.Toyoda, 他 5 名, Hydroforming Formability of Electric Resistance Welded Tubes for Automobiles, SAE Technical Paper No.1999-01-0027 (1999)
- (14) S Fuchizawa, Bulge test for determining stress-strain characteristics of thin tube, Advanced Technology of Plasticity, (1993), 16-21
- (15) 吉田清太, 他 3 名, 硬化強度の変形様式依存性 (硬化異方性 X) とそのの

成形性評価への応用、塑性と加工、vol.11 no.114 513-521

- (16) 福田実, 加工硬化の方向性と塑性異方性の主軸について, 塑性と加工, 7-66、(1966), 349-359
- (17) 河合望、他 4 名、軟鋼板と工業用純アルミニウム板の一軸引張予ひずみ板の r 値と集合組織変化、塑性と加工、32-363、(1991)、326-333
- (18) 後藤学, 最新の塑性力学と将来動向, 第 201 回塑性加工シンポジウム前刷集, (2001), 93-102
- (19) 中岡一秀, 変形集合組織の発達と塑性異方性の変化, 塑性と加工, (1968), 718-728

第 4 章

多段階解析手法による衝撃吸収部材最適設計

第4章 多段階解析手法による衝撃吸収部材最適設計

4.1 緒言

自動車のような工業製品の設計は、製品に対して課せられる設計要求を満たすものの中から、商品価値のできるだけ高いものを作り上げる創作活動と考えることができる。ここで、設計要求とか商品価値は設計者等が製品を評価する際の判断基準である。こうした基準は時代とともに厳しくなり、今日では自動車は人間や者を移動させる信頼できる機械であるだけでなく、快適でかつ安全であり、環境に対して高い適合性を有することが要求される⁽¹⁾。

自動車の設計は、複雑化した要求に応えるために、困難で、時間と費用を要するものとなっている。最適化技術はこうした設計環境を打開するための技術として注目されている。自動車業界における最適化技術の適用は解析技術の確立した構造解析の分野から始まり、今日では騒音問題、機構問題、衝突問題にまで適用範囲が拡張されている。

衝突問題に焦点を絞る。自動車の衝突現象は材料非線形、幾何学的非線形、そして接触非線形といった極めて非線形性の高い複雑なものであり、衝突シミュレーションには通常膨大な計算時間を必要とする⁽²⁾ので、従来の数的最適化手法、あるいは進化的最適化手法は自動車の衝突問題のような大規模非線形問題に対して効率面で対応しきれていない。これまでに柏村らにより提案された統計的設計支援システム(Statistical Design Support System, SDSS)⁽³⁾は、比較的少数の事例評価に基づき現象を簡単な多項式により近似し、これに対して最適化計算を行なう。このため複雑かつ大規模な計算を要する非線形現象である自動車の衝突シミュレーションには良く適合すると考えられる。

自動車の衝突問題に対するSDSSを使用した最適化例を以下に示し、4.2節で簡単に説明する。

- (1) 車体重量の軽量化を目的としたサイドメンバを含むキャビン周辺部材の板厚最適化⁽²⁾
- (2) より設計自由度の高いサイドメンバ前部の真直部の断面形状最適化⁽⁴⁾

しかし、サイドメンバを代表とする衝突安全における車体構造部材の最適設計において、従来は部材加工によって生じた加工履歴(板厚変化、加工硬化等)

が考慮されていないため、その最適解には信頼性の点で問題がある。

本章では、自動車衝突時に最も衝撃エネルギーを吸収するサイドメンバ(4)・(6)のストレート部に着目した。従来の加工履歴を無視した場合の形状最適化に対し、加工時の拡管率を設計要因として組み込んだ衝撃吸収部材形状最適化を行い、より効率的な部材の設計手法を提案する。

4.2 統計的設計支援システムを用いた自動車衝撃吸収部材の設計最適化

本節では本章で使用している統計的設計支援システムの概要を説明し、その後節で記した自動車の衝突問題に対する SDSS を使用した最適化事例を紹介する。

4.2.1 統計的設計支援システム⁽³⁾

本章で使用している SDSS は、応答曲面法と実験計画法を基にした統合的設計手法であり、線形問題だけでなく非線形問題に対しても適用することができる。SDSS では、実験計画法で使用されている直交表を用いることによって、少ない解析数でも設計空間全体における各設計変数の影響を定量的に評価することが可能である。このことは、大規模計算が必要となる問題に適用したときには、特に顕著な効果を発揮するものと期待される。SDSS は次の 7 つのステップを含む統合的設計解析システムである。すなわち、影響度解析、感度解析、ばらつきの評価、ロバスト設計、最適化、信頼性評価、そして再解析である。

このシステムの最大の特徴は実験計画法と計算機シミュレーションを融合し、設計変数の値を用いて設計対象の評価特性を近似する推定式（応答曲面）を効率的に求めることにある。この推定式を作成するために評価特性に対する設計変数の影響度を調べる解析を行なう必要がある。このシステムではこの影響度解析に必要な計算機シミュレーションの回数を効率的に減らすために、実験計画法に使用されている直交表を用いることとしている。更に、直交表に従って調べられた設計変数の影響度が全て直交しているという特性を利用して設計評価特性値に対する分散分析を行い、その結果に基づいて Chebyshev の直交多項式を用いた近似により推定式を求めている。

推定式が一度求められれば、設計変数から評価特性値の推定や、評価特性値の最適化などの計算は全て比較的 low 次（低次）の多項式である推定式を用いて行なわれるため、パソコン上で繰り返し処理できる程度の非常に簡単な作業となる。時

間にかかる実験や大規模な計算を要する解析の代わりにこの推定式を用いることによって、わずかな時間とわずかな計算資源を使用するだけで、各設計要因の変更によって得られる未知の性能を予測することができる。これによって設計全体の効率は飛躍的に向上することが期待できる。SDSS による設計最適化の流れを図 4-1 に示す。

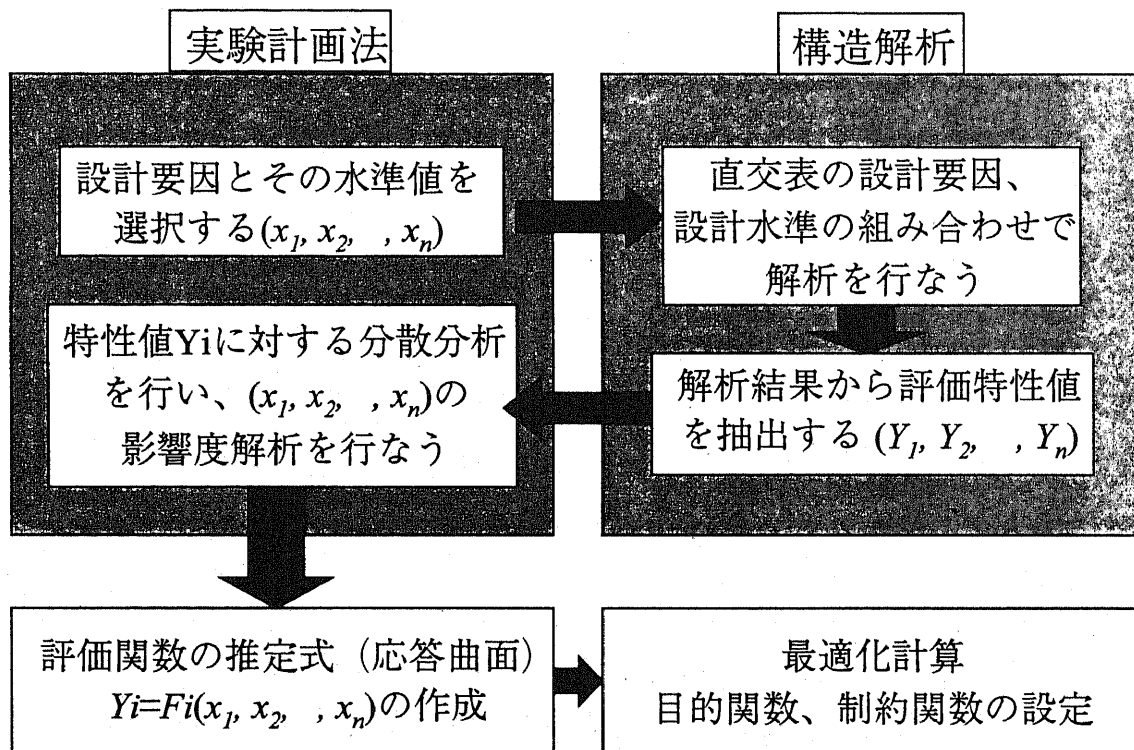


Fig4-1 Flow of optimization by using SDSS

4.2.2 板厚最適化から形状最適化へ、そして加工プロセスを含んだ形状最適化へ

自動車車体構造の衝突安全設計においては乗員生存空間の確保に加え、乗員への衝撃入力低減が重要な設計課題となる。于⁽²⁾らは SDSS を車体全体モデルに用いた衝突解析に適用し、乗員生存空間を確保しつつ車体重量の軽量化を目的とした最適化を行なった。これにより、複雑な非線形問題である自動車衝突問題に対する SDSS の有効性を検証した。

さらに、より設計自由度の高いサイドメンバ単体における断面形状の最適化を行い、断面を構成する高さや幅、部材板厚だけでなく断面をなす板材間の角度についても最適化を行うことで設計上必要とされる吸収エネルギー量を満たし、

かつ軽量化を実現する吸収部材の形状設計手法を提案した⁽⁴⁾。

これらの研究においてサイドメンバを代表とする自動車構造部材は主にプレス加工等によって作製された部材と想定している。当然のことながら薄鋼板がプレス加工によって成形される場合、加工時に板厚が減少し、それに伴う加工硬化が発生する。このことを考慮すると、第一に上記した加工履歴が考慮されていないため部材の形状や材料特性において部分的相違が存在する。そのため、加工履歴を考慮していない解析モデルではその解の信頼性は低いと考えられる。第二に、通常、プレス加工を行う際には形状凍結性を向上させるため、加工時に薄鋼板に引張荷重を負荷する。その影響で減肉とそれに伴う加工硬化の程度は変化する。すなわち、引張荷重を設計要因として最適化に組み込むことにより、より耐衝撃特性に優れた衝撃吸収部材の作製が可能と考えられる。

以上の理由により、加工工程を考慮した自動車構造部材の最適化が行われれば、バーチャル開発⁽¹⁾がより一層現実的なものとなり、より一層性能に優れた車体設計が可能になると考えられる。

4.3 衝撃吸収用 THF 部材の設計最適化

4.3.1 問題設定

自動車が前面衝突する場合、サイドメンバの前端の真直部分は衝突初期に蛇腹状に逐次座屈することにより衝撃エネルギーを吸収する。サイドメンバの前端部を構成する箱型断面部材において、断面角部に生じる応力・ひずみは大きく圧潰時のエネルギー吸収に対する寄与は大きいと考えられる。そのため THF 工程による THF 部材断面角部の加工履歴が衝撃エネルギーに与える影響は大きいと考えられる。本研究で提案する最適設計手法では、従来の最適化で見られる設計要因（板厚や部材の幅）以外に、加工時の素管拡管率を設計要因として考慮し、サイドメンバの平均圧潰荷重を最大にする最適化を行う。得られた最適解と以下に示す最適化による最適解とを比較し、提案する最適設計手法の有効性を検証する。

- ① 加工履歴を考慮しない従来の最適化
- ② 加工履歴は考慮するが、素管拡管率を設計要因としない最適化

4.3.2 解析条件

提案する最適設計手法では、後述する設計要因の設定から素管寸法を決め、

THF 解析により正八角形断面部材を作製し、軸方向の動的圧潰解析を行なう。THF の条件は、管が型になじむまで内圧を負荷し、軸圧は負荷せず、管と型との摩擦係数は 0.1 とした。解析ステップを図 4-2 に示す。THF 解析モデル(図 4-3(a))は対称性を考慮し、実形状の 1/4 (円周方向に 1/4) とし、対称性を考慮した拘束を与えた。なお 1/1 モデルでの解析も行ない、1/4 モデルの妥当性の検証も行っている。素管は 4 節点シェル要素で n 乗硬化則(式(4-1))による等方弾塑性体とした。管の材料条件を表 4-1 に、図 4-4 に真応力-対数ひずみ線図示す。本章で n 乗硬化則を用いるのは加工硬化指数など、最適化における設計要因の抽出を容易にするためである。管材の節点数、要素数はそれぞれ 1971、1872 である。このモデルに対し、剛体壁に衝突速度 50km/h の強制変位を与え、THF 部材を軸方向に圧潰させた(図 4-3(b))。なお、逐次座屈を誘発させるために部材先端部に微小の初期不整を与えている。

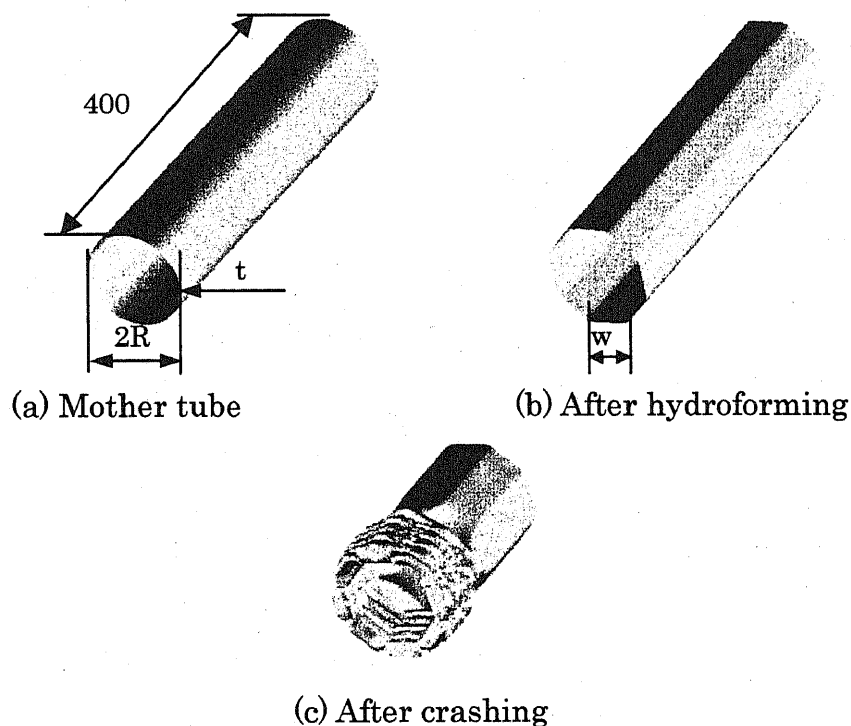
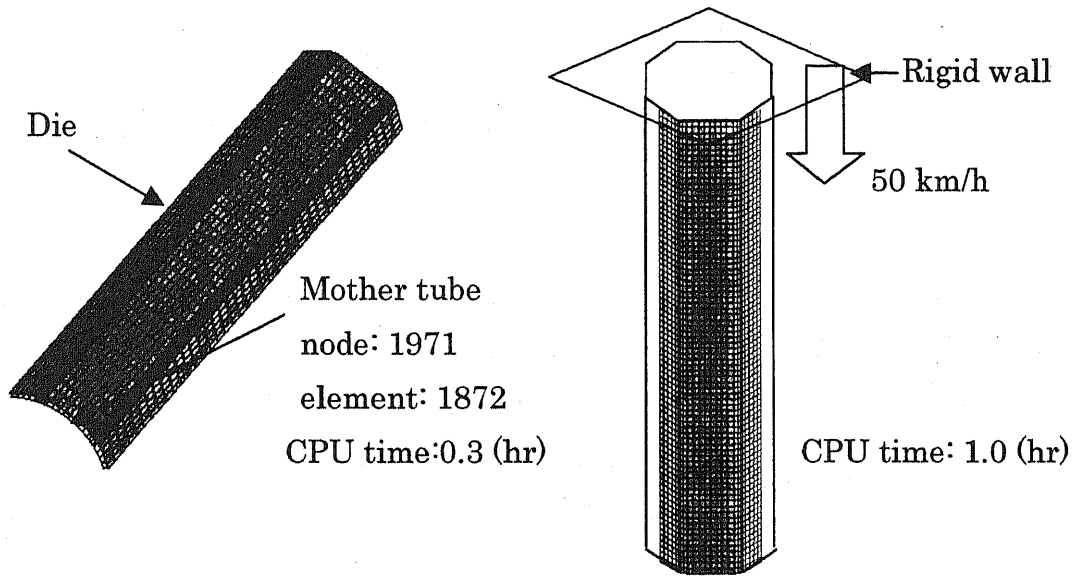


Fig. 4-2 Analytical steps

$$\sigma_y = K \epsilon^n \quad (4-1)$$

σ_y : 降伏応力
 K : 強度係数
 ϵ : 塑性ひずみ
 n ; 加工硬化指数



(a) Analytical model of THF (b) Analytical model of dynamic crash

Fig.4-3 Analytical model (quarter model)

Table 4-1 Material properties

Young's modulus E (GPa)	Poisson ratio	Strength coefficient K(MPa)	Strain hardening exponent n
206	0.3	700	0.3

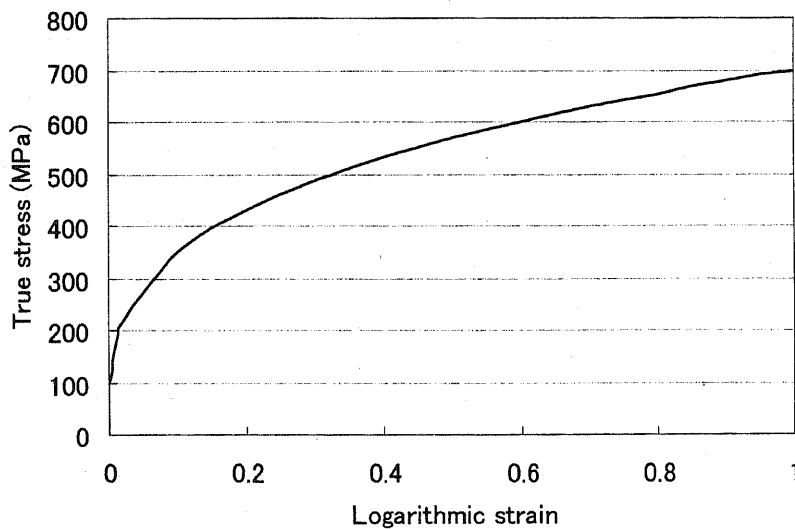


Fig.4-4 True stress-logarithmic strain relation

4.3.3 影響度解析

4.3.3.1 設計要因と直交表への割付け

提案する最適設計手法では、設計要因として、素管の板厚(t)、THF用金型の一辺の長さ(w)、そして加工時の素管拡管率(r)の3要因とした(表4-2)。また、全要因間に交互作用を考慮した。

衝突解析の場合、材料非線形、幾何学的非線形、接触非線形などにより極めて非線形性強い現象と考えられるため、最大2次までの推定式が作成できる3水準系の直交表を用いた。以上より、直交表L27(3¹³)を使用することとした。表4-2に設計要因とその水準を示す。直交表に対する要因割付け結果を表4-3に示す。なお、左端の列の数字は解析番号を示しており、各行の数字は解析番号に対応する設計要因の水準の組み合わせを表している。

本検討では1条件に対し、THF解析、スプリングバック解析、そして衝撃圧潰解析といった3種類の解析を行なう必要がある。そのため、直交表の各行で割り当てられた設計要因の水準の組み合わせに従い27×3=81回の解析を行なった。

4.3.1で示した最適化①ではTHF工程が無視されているため、素管の板厚(t)、THF用金型の一辺の長さ(w)の2要因が設計要因となる。設計要因の水準値は図4-2と同様である。また、この最適化では直交表はL9(3⁴)を使用した。

最適化②では素管拡管率が6%であるTHF解析が行なわれ、加工履歴は考慮されているが、素管拡管率を設計要因として考慮していない。そのため設計要因は①と同様に素管の板厚(t)、THF用金型の一辺の長さ(w)の2要因となる。設計要因の水準値は表4-2と同様である。また、この最適化では直交表はL9(3⁴)を使用した。

以降、最適化①、②における詳細な条件、結果等は省略する。

Table4-2 Levels of design valuables

Factor	Level1	Level2	Level3
Width w (mm)	40	45	50
Thickness t (mm)	1.2	1.6	2.0
Expanding ratio of tube r* [%]	6	11	16

* $r=100 \times (4w - \pi R) / \pi R$ R:素管半径

Table 4-3 Assignment of design factors to an orthogonal array L27 (3¹³)

No	t	w	t*w	t*w	r	t*r	t*r	w*r	(e)	(e)	w*r	(e)	(e)
1	1.2	40	1	1	6	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1.2	40	1	1	11	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1.2	40	1	1	16	3	3	3	3	3	3	3	3
4	1.2	45	2	2	6	1	1	2	2	2	3	3	3
5	1.2	45	2	2	11	2	2	3	3	3	1	1	1
6	1.2	45	2	2	16	3	3	1	1	1	2	2	2
7	1.2	50	3	3	6	1	1	3	3	3	2	2	2
8	1.2	50	3	3	11	2	2	1	1	1	3	3	3
9	1.2	50	3	3	16	3	3	2	2	2	1	1	1
10	1.6	40	2	3	6	2	3	1	2	3	1	2	3
11	1.6	40	2	3	11	3	1	2	3	1	2	3	1
12	1.6	40	2	3	16	1	2	3	1	2	3	1	2
13	1.6	45	3	1	6	2	3	2	3	1	3	1	2
14	1.6	45	3	1	11	3	1	3	1	2	1	2	3
15	1.6	45	3	1	16	1	2	1	2	3	2	3	1
16	1.6	50	1	2	6	2	3	3	1	2	2	3	1
17	1.6	50	1	2	11	3	1	1	2	3	3	1	2
18	1.6	50	1	2	16	1	2	2	3	1	1	2	3
19	2	40	3	2	6	3	2	1	3	2	1	3	2
20	2	40	3	2	11	1	3	2	1	3	2	1	3
21	2	40	3	2	16	2	1	3	2	1	3	2	1
22	2	45	1	3	6	3	2	2	1	3	3	2	1
23	2	45	1	3	11	1	3	3	2	1	1	3	2
24	2	45	1	3	16	2	1	1	3	2	2	1	3
25	2	50	2	1	6	3	2	3	2	1	2	1	3
26	2	50	2	1	11	1	3	1	3	2	3	2	1
27	2	50	2	1	16	2	1	2	1	3	1	3	2

4.3.3.2 評価特性値

評価特性値としては、吸収エネルギー量を評価する特性値として剛体壁が衝突開始から 200mm 変位した時点における部材の平均圧潰荷重値(以下 200mm ストローク時の平均圧潰荷重とする)を選択した。このほか部材質量を評価特性値として選択した。

表 4-3 の直交表の割付けに従い解析モデルを作成し、衝突時における吸収エネルギー特性を得るため構造解析を行った。解析から得られた結果を表 4-4 に示す。

Table 4-4 Results of crash analyses

No	Mean crash load (kN)	Mass (kg)	No	Mean crash load (kN)	Mass (kg)
1	34.3	1.142	15	60.3	1.572
2	36.0	1.095	16	60.7	1.904
3	35.6	1.047	17	61.8	1.826
4	35.3	1.285	18	61.6	1.747
5	36.8	1.232	19	85.1	1.904
6	36.6	1.179	20	87.4	1.825
7	36.1	1.428	21	89.3	1.746
8	37.6	1.370	22	87.3	2.142
9	36.9	1.310	23	89.2	2.054
10	57.0	1.523	24	89.3	1.965
11	59.8	1.460	25	89.4	2.381
12	59.1	1.397	26	92.2	2.283
13	58.6	1.714	27	90.9	2.183
14	60.9	1.643			

4.3.3.3 分散分析と推定式

解析結果をもとに、設計要因に対する評価特性値の影響を調べ、これを統計的に処理することによって物理現象の応答を多項式近似式に置き換える。すなわち、推定式（応答曲面）を作成する。まず、解析から得られた評価特性値を用いて分散分析を行う。そして、この結果に基づいて Chebyshev の直交多項式で推定式を求める。表 4-5 に 200mm ストローク時の平均軸圧潰荷重に対する分散分析表を示す。また、表 4-6 に部材質量についての分散分析表を示す。

Table 4-5 Analysis of variance for mean crash load

Factor		DEGREE OF FREEDOM	SUM OF SQUARE	VARIANCE	F RATIO		EFFECTIVE RATIO
t	1	1	1.25E+04	1.25E+04	6.89E+04	**	99.20%
	2	1	3.87E+01	3.87E+01	2.13E+02	**	0.30%
w	1	1	3.09E+01	3.09E+01	1.70E+02	**	0.24%
	2	1	8.96E-02	8.96E-02	4.93E-01		0.00%
r	1	1	1.39E+01	1.39E+01	7.62E+01	**	0.11%
	2	1	7.41E+00	7.41E+00	4.07E+01	**	0.06%
t*w	1*1	1	3.00E+00	3.00E+00	1.65E+01	**	0.02%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
t*r	1*1	1	1.54E+00	1.54E+00	8.47E+00	**	0.01%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
w*r	1*1	1	1.61E+00	1.61E+00	8.87E+00	**	0.01%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
ERROR		17	3.09E+00	1.82E-01			0.04%
TOTAL		26	1.26E+04				100.00%

F(0.05) = 4.45132 F(0.01) = 8.39974

Table 4-6 Analysis of variance for weight

Factor		DEGREE OF FREEDOM	SUM OF SQUARE	VARIANCE	F RATIO		EFFECTIVE RATIO
t	1	1	3.04E+00	3.04E+00	1.57E+06	**	80.78%
	2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
w	1	1	6.02E-01	6.02E-01	3.11E+05	**	16.02%
	2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
r	1	1	9.06E-02	9.06E-02	4.67E+04	**	2.41%
	2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
t*w	1*1	1	2.50E-02	2.50E-02	1.29E+04	**	0.67%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
t*r	1*1	1	3.82E-03	3.82E-03	1.97E+03	**	0.10%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
w*r	1*1	1	7.36E-04	7.36E-04	3.80E+02	**	0.02%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
ERROR		20	3.88E-05	1.94E-06			0.00%
TOTAL		26	3.76E+00				100.00%

$$F(0.05) = 4.351242 \quad F(0.01) = 8.095958$$

分散分析の結果より、200mm ストローク時の平均圧潰荷重では板厚(t)の影響が極めて大きいことがわかる。一方部材質量については板厚(t)と幅(w)の影響が大きい。以上により、有意差ありと判断された項を用いて 200mm ストローク時の平均圧潰荷重の推定式：式(4-2)、そして部材質量の推定式：式(4-3)を作成した。部材質量は設計要因値から得られる部材板厚、幅と比重の積からも算出することが可能であるが、今回は最適化計算での感度係数の計算を考慮し、質量も推定式により表現した。

推定式 (200mm ストローク時の平均圧潰荷重)

$$F_{m200}=6.07 \times 10^1 + 2.64 \times 10^1 \times t + 2.54 \times t^2 + 1.31 \times w + 8.78 \times 10^{-1} \times r - 1.11 \times r^2 + 5.00 \times 10^{-1} \times t \times r + 3.58 \times 10^{-1} \times t \times r - 3.67 \times 10^{-1} \times w \times r \text{ [kN]} \quad (4-2)$$

推定式 (衝撃吸収 THF 部材質量)

$$M_{\text{mass}}=1.64 + 4.11 \times 10^{-1} \times t + 1.83 \times 10^{-1} \times w - 7.09 \times 10^{-2} \times r + 4.57 \times 10^{-2} \times t \times w - 1.78 \times 10^{-2} \times t \times r \text{ [kg]} \quad (4-3)$$

それぞれの推定式に対して直交表で定めた設計要因値を代入して得られた推定値と衝突解析から得られた評価特性値（以下、解析値とする）を比較した。図 4-5 に平均圧潰荷重における解析値と推定値の比較図を、図 4-6 に部材質量における解析値と推定値の比較図をそれぞれ示す。これらの図は点が図中の 45° 線上に近いほど解析値と推定値との誤差が少ないことを示している。これらの図より、良い推定精度が得られているといえる。以上より得られた推定式を用いて衝撃吸収用 THF 部材の設計最適化を行う。

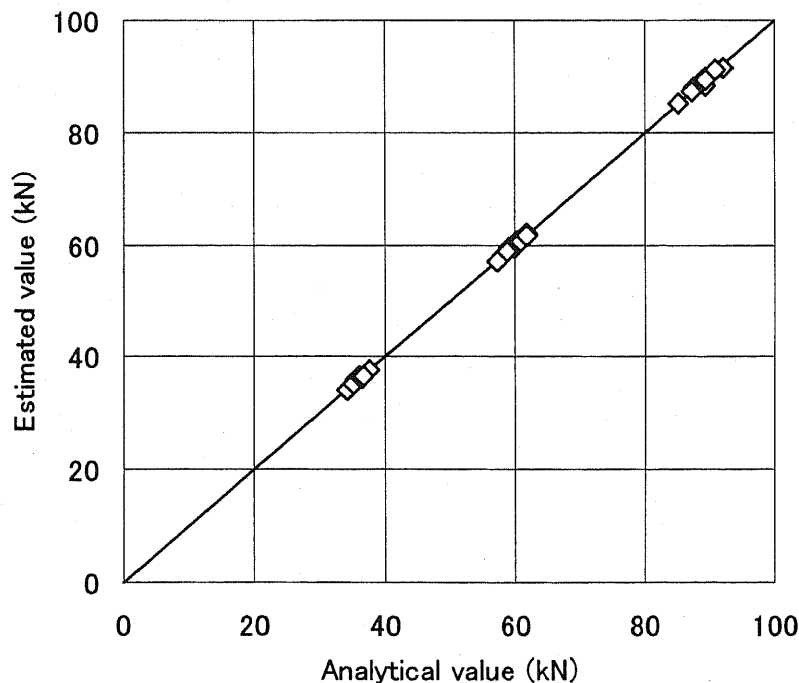


Fig.4-5 Comparison of mean crash load between analytical and estimated value

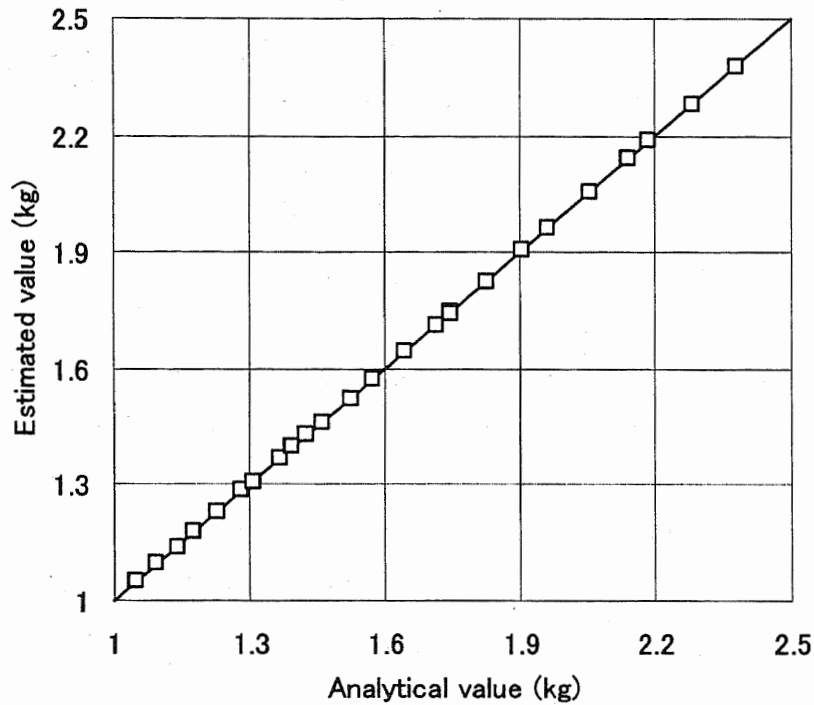


Fig.4-6 Comparison of mass between analytical and estimated value

4.3.4 最適化計算

4.3.4.1 最適化計算

問題設定より、設計上要求される吸収エネルギー量を満たしつつ THF 部材の質量の軽量化を目的とする最適化問題を設定した。ここで、要求される吸収エネルギー量は平均圧潰荷重で 80.0[kN]とした。

上記の最適化問題は式(4-4)のように定式化される。最適化計算には逐次二次計画法を用い、設計要因を変数として扱った。最適化計算から得られた最適解と最適解を得た設計要因値の組み合わせを表 4-7、4-8 に示す。なお、表 4-7、4-8 には最適化①、②により得られた結果も合わせて示す。

目的関数 : $W_{\text{weight}} \rightarrow \text{minimum}$ [kg]

挙動制約条件 : $F_{m200} \rightarrow 80.0$ [kN] (4-4)

設計要因はすべて水準範囲内とする。

Table 4-7 Optimum solutions

	Weight [kg]	Mean Crush Load [kN]
Proposed optimum	1.73	80.0
Optimum ②	1.84	80.0
Optimum ①	2.13	80.0

Table 4-8 Optimum parameters

	t [mm]	w [mm]	r [%]
Proposed optimum	1.98	40.0(R=44.3)	15
Optimum ②	1.93	40.0(R=48.3)	
Optimum ①	2.00	42.4(R=51.3)	

4.3.4.2 最適化計算結果の検討

前節で得られた最適設計要因値を用いた解析モデルを作成し、再度衝突解析を行った。最適解との比較、ならびに加工履歴を考慮していないモデル、すなわち設計要因中の周長増加率の設計要因を外した場合の最適計算結果を表 4-9 に示す。

最適化の結果、素管拡管率を制御することで従来の最適解と比較して約 19% の部材軽量化、また素管拡管率を設計要因として考慮しない場合の最適解と比較して約 6% の部材軽量化が可能である。

Table 4-9 Optimum solutions

	Weight [kg]	Mean Crush Load [kN]
Proposed optimum	1.73	80.0
Recalculation of proposed optimum	1.73	85.5
Recalculation of optimum ②	1.84	79.1
Recalculation of optimum ①	2.13	78.8

4.3.4.3 考察

本節では板厚や部材寸法等を設計要因とした従来の最適設計手法に対し、加工時の素管拡管率を設計要因に加えた設計最適化を行った。その結果、加工履歴を考慮することで最適パラメータの値、および最適解自体が従来の最適設計手法により得られたものと異なる。すなわち、従来の最適設計手法では得られた最適解等の信頼性が低いため、加工履歴の考慮は構造部材の設計において重要である。また、加工プロセスのパラメータを最適化の設計要因として考慮することで、より耐衝突特性に優れた部材作製が可能である。

以上の結果より、提案した最適設計手法の有効性が検証されたといえる。

4.4 加工硬化特性の最適変形量への影響

4.4.1 はじめに

前節では素管の材質を固定して部材の形状寸法を最適化したが、加工硬化と減肉のバランスにより圧潰荷重が変化することから、素管の加工硬化特性の影響と最適素管拡管率の関係について検討する必要がある。

本章では、素管半径(R)、板厚(t)、素管拡管率(r)、そして加工硬化指数(n)による応答曲面を求め、これから各 n 値、各素管寸法毎に平均圧潰荷重が最大となる最適素管拡管率を求める方法を提案する。

4.4.2 問題設定

素管の板厚、半径、そして加工硬化指数それぞれの組み合わせに対し、吸収エネルギーを最大化させるための拡管率を求めることを目的とする最適化問題を設定した。

4.4.3 解析モデル

4.3.2 と同様のため、ここでは省略する。

4.4.4 影響度解析

4.4.4.1 設計要因と直交表への割付け

設計要因として、素管の板厚(t)、素管の半径(R)、素管拡管率(r)、そして加工硬化指数(n)の4要因とした。 n 乗硬化則における強度係数 K は部材の吸収エネルギーに大きく影響を及ぼす。しかし最適拡管率にはほとんど影響が無いと考え

られるため、前節同様 700MPa とする。水準は最大 2 次までの推定式が作成できる 3 水準系の直交表を用いた。以上より、直交表 L27(3¹³)を使用することとした。表 4-10 に設計要因とその水準を示す。図 4-7 にそれぞれの加工効果指数に対応する真応力-対数ひずみ曲線図を示す。また、直交表に対する要因割付け結果を表 4-11 に示す。なお、左端の列の数字は解析番号を示しており、各行の数字は解析番号に対応する設計要因の水準の組み合わせを表している。

本章においても 4.3 と同様に、直交表の各行で割り当てられた設計要因の水準の組み合わせに従い 27×3=81 回の解析を行なった。また、要因間の交互作用は板厚(t)と加工硬化指数(n)、板厚(t)と拡管率(r)について考慮した。

また直交表に対する要因割付け結果を表 4-11 に示す。なお、左端の列の数字は解析番号を示しており、各行の数字は解析番号に対応する設計要因の水準の組み合わせを表している。

Table 4-10 Levels of variables

	Level1	Level2	Level3
Radius R [mm]	48	51	54
Thickness t [mm]	1.2	1.6	2.0
Expanding ratio of tube r [%]	6	13	20
Work hardening exponent n	0.1	0.25	0.4

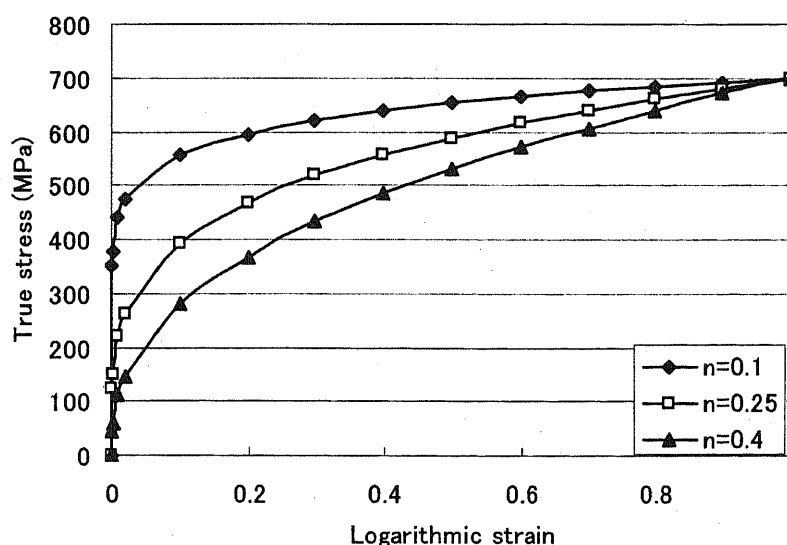


Fig.4-7 True stress-logarithmic strain relation

Table 4-11 Assignment of design factors to an orthogonal array L27 (3¹³)

No	t	r	t*r	t*r	R	r*n	(e)	t*n	n	t*n	(e)	r*n	(e)
1	1.2	6	1	1	48	1	1	1	0.1	1	1	1	1
2	1.2	6	1	1	51	2	2	2	0.25	2	2	2	2
3	1.2	6	1	1	54	3	3	3	0.4	3	3	3	3
4	1.2	13	2	2	48	1	1	2	0.25	2	3	3	3
5	1.2	13	2	2	51	2	2	3	0.4	3	1	1	1
6	1.2	13	2	2	54	3	3	1	0.1	1	2	2	2
7	1.2	20	3	3	48	1	1	3	0.4	3	2	2	2
8	1.2	20	3	3	51	2	2	1	0.1	1	3	3	3
9	1.2	20	3	3	54	3	3	2	0.25	2	1	1	1
10	1.6	6	2	3	48	2	3	1	0.25	3	1	2	3
11	1.6	6	2	3	51	3	1	2	0.4	1	2	3	1
12	1.6	6	2	3	54	1	2	3	0.1	2	3	1	2
13	1.6	13	3	1	48	2	3	2	0.4	1	3	1	2
14	1.6	13	3	1	51	3	1	3	0.1	2	1	2	3
15	1.6	13	3	1	54	1	2	1	0.25	3	2	3	1
16	1.6	20	1	2	48	2	3	3	0.1	2	2	3	1
17	1.6	20	1	2	51	3	1	1	0.25	3	3	1	2
18	1.6	20	1	2	54	1	2	2	0.4	1	1	2	3
19	2	6	3	2	48	3	2	1	0.4	2	1	3	2
20	2	6	3	2	51	1	3	2	0.1	3	2	1	3
21	2	6	3	2	54	2	1	3	0.25	1	3	2	1
22	2	13	1	3	48	3	2	2	0.1	3	3	2	1
23	2	13	1	3	51	1	3	3	0.25	1	1	3	2
24	2	13	1	3	54	2	1	1	0.4	2	2	1	3
25	2	20	2	1	48	3	2	3	0.25	1	2	1	3
26	2	20	2	1	51	1	3	1	0.4	2	3	2	1
27	2	20	2	1	54	2	1	2	0.1	3	1	3	2

4.4.4.2 評価特性値

評価特性値としては、吸収エネルギー量を評価する特性値として剛体壁が衝突開始から 200mm 変位した時点における部材の平均圧潰荷重値(以下 200mm ストローク時の平均圧潰荷重とする)を選択した。表 4-11 の直交表の割付けに従い解析モデルを作成し、衝突時における吸収エネルギー特性を得るため構造解析を行った。その結果は表 4-12 に示す。

Table 4-12 Results of crash analyses

No	Mean crash load (kN)	No	Mean crash load (kN)
1	51.2	15	66.2
2	39.1	16	73.1
3	29.8	17	63.9
4	39.2	18	55.4
5	32.6	19	72.0
6	49.8	20	126.7
7	32.5	21	95.6
8	45.6	22	118.7
9	38.5	23	97.4
10	64.4	24	80.0
11	48.4	25	93.7
12	86.7	26	81.2
13	52.5	27	112.4
14	80.5		

4.4.4.3 分散分析と推定式

解析結果をもとに、設計要因に対する評価特性値の影響を調べ、これを統計的に処理することによって物理現象の応答を多項式近似式に置き換える。すなわち、推定式（応答曲面）を作成する。まず、解析から得られた評価特性値を用いて分散分析を行う。そして、この結果に基づいて Chebyshev の直交多項式で推定式を求める。表 4-13 に 200mm ストローク時の平均軸圧潰荷重に対する分散分析表を示す。

分散分析の結果より、200mm ストローク時の平均圧潰荷重では板厚(t)の影響が極めて大きいことがわかる。一方部材質量については板厚(t)と幅(w)の影響が大きい。以上により、有意差ありと判断された項を用いて 200mm ストローク時の平均圧潰荷重の推定式：式(4-5) を作成した。

Table 4-13 Analysis of variance for mean crash load

Factor	DEGREE OF FREEDOM		SUM OF SQUARE	VARIANCE	F RATIO		EFFECTIVE RATIO
t	1	1	1.50E+04	1.50E+04	8.19E+03	**	76.55%
	2	1	5.36E+01	5.36E+01	2.93E+01	**	0.26%
r	1	1	1.72E+01	1.72E+01	9.40E+00	**	0.08%
	2	1	1.03E+01	1.03E+01	5.63E+00	*	0.04%
R	1	1	1.62E+01	1.62E+01	8.87E+00	**	0.07%
	2	1	6.76E+00	6.76E+00	3.69E+00		0.03%
n	1	1	3.76E+03	3.76E+03	2.06E+03	**	19.22%
	2	1	2.03E+01	2.03E+01	1.11E+01	**	0.09%
t*r	1*1	1	1.02E+00	1.02E+00	5.58E-01		0.00%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
r*n	1*1	1	2.29E+02	2.29E+02	1.25E+02	**	1.16%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
t*n	1*1	1	4.43E+02	4.43E+02	2.42E+02	**	2.25%
	1*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*1	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
	2*2	0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00		0.00%
ERROR	15		2.75E+01	1.83E+00			0.24%
TOTAL	26		1.96E+04				100.00%

$$F(0.05) = 4.543076 \quad F(0.01) = 8.683117$$

推定式 (200mm ストローク時の平均圧潰荷重)

$$F_{m200} = 6.6 \times 10^1 + 2.89 \times 10^1 \times t + 2.99 \times t^2 - 9.78 \times 10^{-1} \times r - 1.31 \times r^2 + 9.5 \times 10^{-1} \times R - 1.06 \times R^2 - 1.45 \times 10^1 \times n + 1.84 \times n^2 + 4.37 \times r \times n - 6.08 \times t \times n \text{ [kN]} \quad (4-5)$$

この推定式に対して直交表で定めた設計要因値を代入して得られた推定値と衝突解析から得られた評価特性値)を比較した。図 4-8 に平均圧潰荷重における解析値と推定値の比較図示す。この図は点が図中の 45° 線上に近いほど解析値と推定値との誤差が少ないことを示している。この図より、良い推定精度が

得られているといえる。

加工硬化指数が比較的高い場合は周長増加率が大きいほど吸収エネルギーは増加する。しかし、加工硬化指数が低い場合はその逆の結果を示す。そのため、この推定式を用いて加工硬化指数に応じたTHF時の素管の最適変形量を求める。

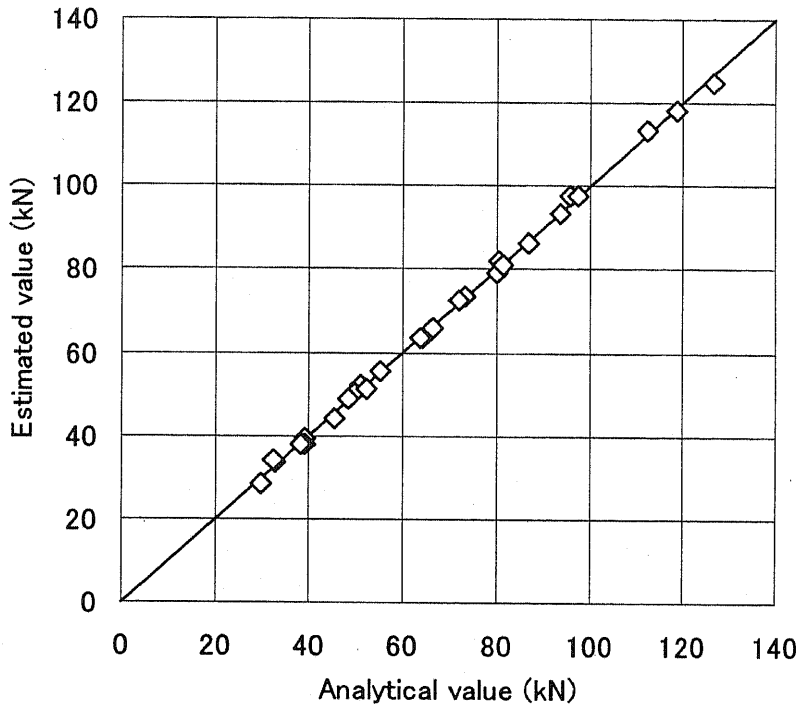


Fig.4-8 Comparison of mean crash load between analytical and estimated value

4.4.5 THF 時の素管最適変形量

素管の板厚、半径、そして加工硬化指数は入力値と考えられる。そのため、それぞれの組み合わせに対し、吸収エネルギーを最大化させるための素管拡管率を求めることを目的とする最適問題を設定した。上記の最適化問題は式(4-6)のように定式化される。

$$\begin{aligned}
 \text{目的関数} & : F_{m200} \rightarrow \text{Maximum [kN]} \\
 \text{挙動制約条件} & : t, R, n \rightarrow \text{fixed in all kinds} \quad (4-6)
 \end{aligned}$$

設計要因はすべて水準範囲内とする。

式(4-6)は制約条件として板厚、半径、加工硬化指数を固定した場合、目的関数である平均圧潰荷重を最大にする際の素管拡管率を求めるものである。

最適化計算から得られた各加工硬化指数に対応する最適素管拡管率を図 4-9 に示す。

$n=0.1$ の場合は、他の条件と比較して高強度だが THF による加工硬化が少ない素材に相当し、減肉の影響が大きいために、最適素管拡管率は 6%程度と小さい。

$n=0.3$ の場合は、THF による加工硬化の影響が大きいため、最適素管拡管率が 15%と大きくなる。

図 4-9 に示すように検討した範囲では素管の半径、板厚が最適素管拡管率に及ぼす影響は少なく、加工硬化指数の増加とともに最適素管拡管率が増加する傾向を示す。従って、THF を用いて部材を加工する場合、図 4-9 に示す加工硬化特性を考慮した最適素管拡管率を選定することにより、圧潰特性に優れた THF 衝撃吸収部材を作製することが可能と考えられる。

また、図 4-10 に各加工硬化指数において拡管率を変化させた場合の平均圧潰荷重値の推移を示す。縦軸は各拡管率の平均圧潰荷重値を拡管率 6%における平均圧潰荷重値で割り、正規化した値を示している。この図より加工硬化指数が 0.2 以下の場合には板厚減少による荷重減少量が加工硬化による荷重増加量を上回り、拡管率に関らず拡管率の上昇に伴い平均圧潰荷重は減少する傾向にある。そのため、素管の潜在能力を最大限に引き出すためには図 4-9 で示したように拡管率を小さく設定する必要がある。加工硬化指数が 0.2 以上の場合には加工硬化による荷重増加量が板厚減少による荷重減少量を上回る傾向にある。特に 0.3 以上では拡管率においてかなりの広範囲で拡管率 6%の場合と比較して平均圧潰荷重値は大きい。そのため加工硬化指数が大きい材料は拡管率を最適値に設定し無い場合でも素管の潜在能力を大きく落とすことは無い。しかし、自動車等の構造部材軽量化の観点からはできる限り軽量の素管を選択し、素管の加工量(拡管率)を制御して圧潰荷重等における能力不足分を補うべきであるといえる。そのため素管の加工硬化特性に合わせた拡管率の選定は重要な事といえる。

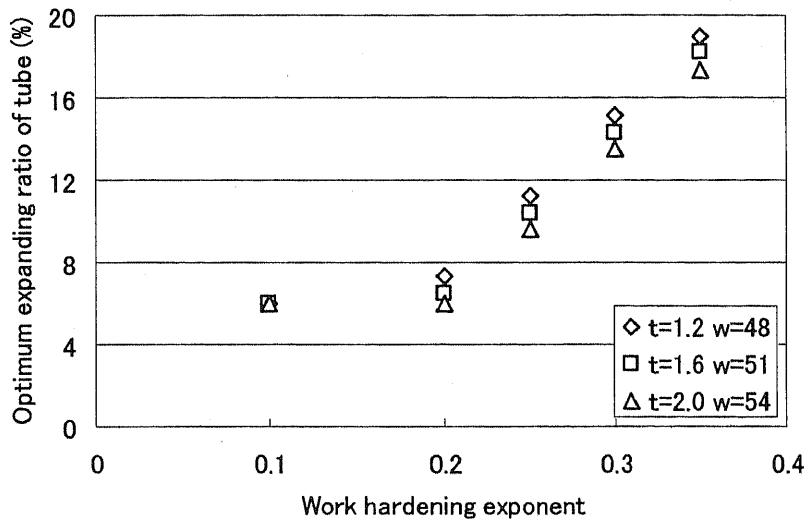


Fig.4-9 Optimal quantity of deformation

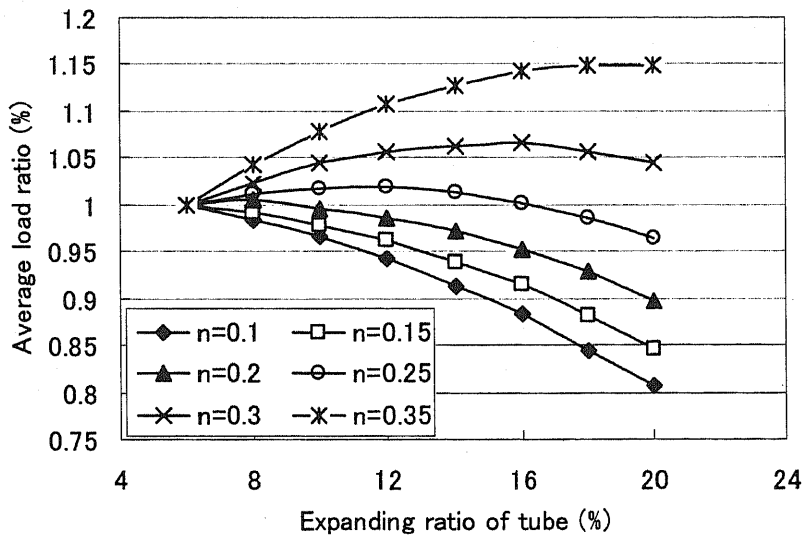


Fig.4-10 Change of average load ratio

4.5 まとめ

従来の形状寸法を設計要因とした最適化に対し、加工時の素管拡管率を設計要因に加えた最適化を行い、より効率の良い衝撃吸収部材の最適設計手法を提案した。またサイドメンバ等の衝撃吸収部材の設計では、その吸収能力を最大限に引き出すためには加工硬化等の材料特性を考慮して製品形状と加工条件を検討することが必要と考えられる。

本章では部材レベルでの設計最適化を行ったが、全体レベル、すなわち自動車のフルモデルでの最適化を行った場合、必ずしも部材レベルでの最適値が全体レベルでの最適値となるわけではない。そのためこの問題を解決するにはマルチレベル問題⁽⁷⁾として扱う必要がある。

4.6 参考文献

- (1) 間瀬俊明 (編)、自動車開発のシミュレーション技術、朝倉書店、1997
- (2) 于強、他 4 名、自動車衝突安全設計における補強部材の多目的最適化、機論 66-641、A(2000)、1-6
- (3) 柏村、他 2 名、実験計画法による非線形問題の最適化、(1998)、朝倉書店
- (4) 安藤友亮、他 3 名、自動車衝撃吸収部材の断面形状最適化、自動車技術会 2000 春講演会前刷集 (2000)
- (5) 萩原、他 2 名、有限要素法による薄肉箱型断面真直部材の衝撃圧潰解析、機論、55-514、A(1986)、1407-1415
- (6) 北川、他 2 名、有限要素法による薄肉任意断面形状部材の衝撃圧潰解析、機論、57-537、A(1990)、1135-1139
- (7) Q. Yu、他 3 名、Optimum Design of Vehicle Frontal Structure and Occupant Restraint System for crashworthiness、8th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization、A00-40009、AIAA-2000-4713、2000

第5章

結言

第5章 結言

シミュレーションが自動車等の開発現場で使用されて以来、その技術は近年の計算機の発展に伴い飛躍的に向上し続けている。また、解析精度そのものも計算機の発展に伴い改善され、バーチャルデベロップメントはより一層現実的なものとなりつつある。

しかし、自動車の衝突のように極めて非線形の高い現象の場合においては、解析のモデル化を正確に行なわないと定量的評価は不可能といえる。自動車の衝突解析では従来は材料のひずみ速度依存性や部材の加工履歴は無視されていたため、解析精度が悪い場合があった。

本論文では部材の加工履歴の圧潰特性への影響に着目し、解析精度向上および新たな最適設計手法の提案を目的とした多段階解析の有効性を検証した。

第2章では第3章で検討する THF 部材の変形解析を行い、板厚分布において実験結果と比較を行った。その結果、十分な解析精度が得られてはいるが、まだ改善の余地がある。さらに成形解析の精度を向上させるための今後の課題として、本文で述べた摩擦特性等の把握が挙げられる。

第3章では THF 部材の3点曲げおよび軸圧潰特性における加工の影響を検討するため解析結果と実験結果を比較し、加工履歴を考慮する必要性、すなわち多段階解析の有効性についての検証を行った。まず実験結果より加工硬化の圧潰荷重への影響が極めて大きいことが観察され、加工硬化を積極的に利用することで部材の軽量化、さらには部材のコスト削減が可能となることが検証された。また解析において加工履歴を考慮することで、それら実験現象をより正確に再現し、圧潰荷重等を正確に評価することができ、実部品の強度予測が可能となった。本章で得られた今後の課題として、多段階解析を用い部材の加工履歴を考慮しても無視できない誤差が発生する可能性があることが挙げられる。この理由の主要因の一つとして本文で述べた材料のひずみ経路の応力-ひずみ関係への依存性が挙げられる。

第4章では板厚や部材寸法等を設計要因とした従来の最適設計手法に対し、加工時の素管拡管率を設計要因に加えた設計最適化を行った。その結果、加工履歴を考慮することで最適パラメータの値、および最適解自体が従来の最適設計手法により得られたものと異なることが検証された。すなわち、従来の最適設計手法では得られた最適解等の信頼性が低いため、加工履歴の考慮は構造部

材の設計において重要である。また、加工プロセスのパラメータを最適化の設計要因として考慮することで、より耐衝突特性に優れた部材作製が可能である。またサイドメンバ等の衝撃吸収部材に関しては、その吸収能力を最大限に引き出すためには、加工硬化特性等の材料特性を考慮して製品形状と加工条件を検討することが必要と考えられる。

真の仮想開発実現には本研究で得られた問題以外にも多くの問題があるが、本研究で提案した多段階解析手法により、仮想開発へ一歩近づくことができたといえる。

公表論文等

1 発表論文

- (1) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・鈴木孝司・吉武明英、ハイドロフォーム部材の圧潰特性における加工の影響（第一報 準静的3点曲げにおける検討）
（日本機械学会、査読済・2002年掲載予定）
- (2) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・鈴木孝司・吉武明英、ハイドロフォーム部材の圧潰特性における加工の影響（第二報 準静的軸圧潰における検討と衝撃吸収部材の形状最適化）
（日本機械学会、査読済・2002年掲載予定）

2 国際会議（*は査読あり）

- (1) *Kazuhiro Ogawa, Nagahisa Ogasawara, Qiang Yu, Masaki Shiratori, Koji Suzuki, and Akihide Yoshitake, Effect of Forming on the Crashworthiness of Hydroformed Member, Numerical Methods in Industrial Forming Processes (NUMIFORM), (2001), 951-956
- (2) Kazuhiro Ogawa, Nagahisa Ogasawara, Qiang Yu, Masaki Shiratori, Koji Suzuki, and Akihide Yoshitake, Effect of Hydroforming Process on Impact Absorption Member, Joint Symposium among Sister Universities on Mechanical Engineering, (2000), 175-178

3. 講演会発表

- (1) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・鈴木孝司・吉武明英、数値解析による Hydro-forming 技術に関する研究、日本機械学会 M&M99、(1999)、679-680
- (2) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・鈴木孝司・吉武明英、数値解析による Hydro-forming 技術に関する研究、LS-DYNA User Conference, (1999)、21.1-21.4
- (3) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・梶原彰人・光岡龍太・鈴木孝司・吉武明英、衝撃吸収部材におけるハイドロフォーミングプロセスの影響、自動車技術会 2000 年春季大会学術講演前刷集、No64-00、(2000)、13-16

- (4) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・鈴木孝司・吉武明英、衝撃吸収部材におけるハイドロフォーミングプロセスの影響、日本機械学会 M&M2000, (2000), 687-688
- (5) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・鈴木孝司・吉武明英、ハイドロフォーム部材の軸圧潰特性における加工の影響、自動車技術会 2001 年春季大会学術講演前刷集、No11-01, 9-12
- (6) 小川和洋・小笠原永久・于強・白鳥正樹・鈴木孝司・吉武明英、自動車衝撃吸収用ハイドロフォーム部材の断面形状最適化、日本機械学会 M&M2001, (2001), 105-106

謝辞

本論文を完成させるにあたり、数多くの困難、紆余曲折がありました。しかし、数多くの方々のご指導、ご助言、ご援助を得ることができ、なんとか本論文を完成させるに到りました。

白鳥正樹教授には不甲斐ない私のために6年間という長い期間、適切かつ暖かいご指導して頂き、深く感謝いたします。于強助教授にも同様に6年間という長い期間、暖かく、時には厳しくご指導して頂き、研究のみではなく人生の厳しさというものを学びました。この場を借りて深く感謝いたします。今後ともご指導、ご鞭撻のほどよろしくお願いいたします。

渋谷忠弘助手には、僅か一年と半年の付き合いでしたが、私の研究に関し数多くのご助言を頂きました。また、研究以外にも「人生なんとかなるさ」という単純かつ重要な教訓を教えてくださいました。秘書の廣田光さんには快く研究ができるよう、環境を整備していただき感謝いたします。お酒の飲み過ぎ、煙草の吸い過ぎに注意して、今後とも後進の学生達のため頑張ってください。

防衛大学校の小笠原永久助手には、同氏が本研究室の助手として活躍していたころより数多くのご指導、ご助言を頂き、本論文への同氏の貢献は計り知れません。また、なかなか研究に対し前向きになれなかった私に研究の楽しさというものを教えてくださいました。この場を借りて深く感謝いたします。NKKから社会人博士として本研究室に在籍されている鈴木孝司氏、および吉武明英氏には研究において数多くのご助言を頂きました。特に鈴木孝司氏には本研究の事件部分を担当して頂き、深く感謝しています。また、福村勝博士をはじめ、NKKの方々には多くのご助言、ご援助を頂き、感謝いたします。

本論文の審査を通して、生産工学科の中桐滋教授、小豆島明教授、川井謙一教授には多くのご助言を頂きました。この場を借りて深く感謝いたします。

また、白鳥・于研究室の諸先輩方にも大変お世話になりました。本研究で使用させて頂いた統計的設計支援システムを開発された故・柏村孝義博士に深く感謝いたします。同氏が開発されたシステム、すなわち同氏なくしては本論文の完成はあり得ませんでした。同氏のご冥福を心より祈ります。また、横浜ゴムの小石正隆博士、本田技術研究所の矢島秀起博士そして富山県立大学の森孝男助教授には統計的設計支援システムの分科会を通じ、多くのご助言を頂きました。加賀靖久博士（元・古川電工）には人生の多彩さを教えてくださいました。日立製作所の後藤仁一郎博士には多くの議論を通じ、研究のみならず、人生に

おける数多くの教訓を教えてくださいました。また、同氏のご助言が無ければ博士課程後期に残り、研究を続けるという選択はあり得ませんでした。この場を借りて深く感謝すると共に、同氏の活躍そして結婚生活に幸多き事を祈ります。僅か一年間でしたが、本研究室に在籍されたオストラバ工科大 Bohumir Strnadel 教授にも数多くのことを学びました。言葉という壁をものもしない研究に対する情熱に深い感銘を受けました。いつの日かまたお会いできることを楽しみにしています。同学年ということもあり、仲良くしていただいた金田章氏、酒井秀久氏、廣畑賢治氏らにも深く感謝いたします。

また白鳥・于研究室に 6 年間という長い期間在籍していたため、数多くの学生に出会う機会を得られたことも非常に大きな喜びでした。私が到らず、上手に指導できなかつたことをお詫びすると共に、同氏らの今後の活躍を祈ります。

最後になりましたが、9 年間という長い大学生活を支えてくれた両親に深く感謝するとともに、今後の幸せな生活を祈ります。

2002 年 3 月

小川和洋