

高張力鋼板プレス成形のスプリングバック要因
分析手法の開発と寸法精度向上に関する研究

(Development of Springback-Root-Cause Analysis Method
and Improvement in Shape Accuracy of Press-Formed Parts
of High-Strength Steels)

D 144672

平本 治郎

目次

第1章 序論

1-1	研究の背景	
1-2	スプリングバックに関する従来の研究と問題点	(1-1)
1-2-1	スプリングバックの分類	(1-9)
1-2-2	スプリングバック対策方法の現状	(1-9)
1-2-3	スプリングバック予測精度向上に関する研究	(1-11)
1-2-4	スプリングバック抑制技術	(1-14)
1-2-5	金型製作後のスプリングバック対策へのニーズ	(1-17)
1-3	本研究の目的	(1-22)
1-4	参考文献	(1-25)

第2章 スプリングバック要因分析手法

2-1	はじめに	(2-1)
2-2	スプリングバック要因分析手法	(2-2)
2-3	曲がりハット部材のスプリングバック要因分析	(2-4)
2-4	まとめ	(2-13)
2-5	参考文献	(2-14)

第3章 スプリングバック要因分析手法への力学的アプローチ

3-1	はじめに	(3-1)
3-2	下死点応力を用いたスプリングバック要因分析	(3-1)
3-3	スプリングバック駆動応力	(3-3)

3-4	下死点応力を用いたスプリングバック要因分析の力学的説明	(3-4)
3-5	スプリングバック駆動応力を用いたスプリングバック要因分析の力学的説明	(3-8)
3-6	単純モデルを用いたスプリングバック要因分析	(3-11)
3-7	単純モデルのスプリングバック要因分析結果	(3-13)
3-8	スプリングバック要因分析の考察	(3-16)
3-9	スプリングバック要因分析における各要素のひずみ	(3-19)
3-10	まとめ	(3-19)

第4章 スプリングバック要因分析の自動車部品への適用

4-1	はじめに	(4-1)
4-2	フロントピラー・レインフォースを用いたスプリングバック要因分析	(4-2)
4-2-1	部品と供試材	(4-2)
4-2-2	プレス成形およびスプリングバック解析	(4-4)
4-2-3	フロントピラー・レインフォースのスプリングバック要因分析	(4-8)
4-2-4	スプリングバック発生原因の考察とスプリングバック対策の立案	(4-12)
4-3	スプリングバック要因分析結果に及ぼす下死点応力と駆動応力の差異についての考察	(4-15)
4-4	センターピラー・インナーへのスプリングバック要因分析の適用	(4-18)
4-4-1	部品と供試材	(4-18)
4-4-2	プレス成形およびスプリングバック解析	(4-20)
4-4-3	スプリングバック要因分析の適用	(4-23)
4-4-4	スプリングバックの対策	(4-24)
4-5	まとめ	(4-26)

4-6 参考文献	(4-27)
----------	--------

第5章 プレス成形品の形状測定データを用いた簡便なスプリングバック要因分析手法の提案

5-1 はじめに	(5-1)
5-2 実測部品形状からスプリングバック要因分析を行う方法	(5-3)
5-3 実部品への適用検討	(5-7)
5-3-1 対象モデル	(5-7)
5-3-2 スプリングバック駆動応力の算出	(5-8)
5-3-3 スプリングバック要因分析	(5-12)
5-4 誤差要因に関する考察	(5-14)
5-5 まとめ	(5-16)
5-6 参考文献	(5-17)

第6章 結論

6-1 スプリングバック要因分析手法の開発 (第2章)	(6-1)
6-2 スプリングバック要因分析手法への力学的アプローチ (第3章)	(6-2)
6-3 スプリングバック要因分析の自動車部品への適用 (第4章)	(6-3)
6-4 プレス成形品の形状測定データを用いた簡便なスプリングバック要因分析手法の提案 (第5章)	(6-4)

謝辞

第1章 序論

1-1 研究の背景

地球環境保護，地球温暖化防止の観点から，二酸化炭素排出量の削減が求められている．自動車産業においては，自動車の燃費を向上させるため，高効率のエンジン¹⁻¹⁾，電気自動車¹⁻²⁾，ハイブリッド車¹⁻³⁾など様々な開発が行われている．その中で自動車の車両重量を軽くすることは，自動車の燃費向上に大きな効果があり，二酸化炭素排出量低減と密接な関係がある．Fig.1-1，Fig.1-2 に自動車車両重量と燃費，およびCO₂排出量の関係を示す¹⁻⁴⁾．車体重量が重くなるに従い自動車の燃費は低くなり，CO₂排出量は大きくなることがわかる．なおハイブリッド車の燃費が低くCO₂排出量が小さい．CO₂排出量低減のため自動車車体にアルミニウムやCFRPなどの低比重素材が用いられる例も増えてきている¹⁻⁵⁾．Fig.1-3 にアルミを使用した車体の材料適用比率の例を示す．オールアルミ車やオールCFRP車の製造も行われている．しかしこれらの素材は高価なため，主に高級車への適用が多い．

その一方で自動車には衝突安全性向上も求められており，衝突安全規制は年々厳しくなっている^{1-6,7)}．衝突安全規制には法律で定められたもの(法規)とアセスメントレイティングがある．アセスメントレイティングは最新の自動車事故解析を元に常に見直されており，自動車購入時の意思決定に影響を及ぼすため，正確な安全性データ提供を目的としている．そのため自動車の衝突評価はメディアを通じて発表されており注目を集めている．アセスメントレイティングの衝突評価は法規と比較して厳しく設定されており，近年では側面衝突の厳格化，微小ラップ衝突試験などが新たに評価項目に加えられ，新しい評価基準として斜め前方から時速90kmで衝突するオブリーク試験の検討が進められ

ている (Fig.1-4) ¹⁻⁶⁾。これらの衝突評価を向上させるため、車体構造の検討などが行われているが、補強部品の追加などを余儀なくされるため、自動車重量が重くなっているという事態となっている ¹⁻⁸⁾。

なお、これらの衝突安全規制は当初先進国にて強化されてきていたが、発展途上国の衝突安全規制も年々強化されてきており、今後ますます衝突安全性の向上が必要とされてくると考えられる。

以上のように自動車車体は今後ますます軽量でかつ衝突強度が高いことが要求されると考えられる。

自動車車体を軽量でかつ耐衝突特性を向上させるため、高張力鋼板の自動車車体への適用が広がっている。日本国内の自動車において、2000年頃は引張強度 440MPa、590MPa 級の鋼板が主として衝突部材に使用されていたが、衝突アセスメント・規制の強化により引張強度が 980MPa、近年では引張強度 1180MPa の鋼板が適用されている ^{1-9~12)}。衝突時に乗員を保護するため、特に強度の高い高張力鋼板はキャビンを構成する骨格部材に使用される。日本の自動車メーカーでは、センターピラーやフロントピラーなどの骨格部材に 980MPa や 1180MPa の適用事例が多く報告されている。

しかし鋼板の強度が高くなるにつれて、プレス成形性と密接な関係がある全伸び、穴拡げ率などの特性は低くなる。各強度の代表的な材料特性を Fig.1-5 に示す ¹⁻¹³⁾。これらの特性が低くなることによりプレス成形の自由度が小さくなるため、高張力鋼板を使用するときはプレス金型を製作する前の段階で、プレス成形で発生する割れ、しわなどの不具合を予測することが重要である。プレス割れについては、成形限界曲線 (FLD) を使った評価が広く行われてきており、FLD を正確に測定する方法、成形時のひずみ経路依存性が FLD に及ぼす影響などの研究が行われてきている ^{1-14, 15)}。なお鋼板端面から発生する伸びフランジ

割れの評価は FLD で行うことができないことは知られており，伸びフランジ割れ発生メカニズムに関する研究，伸びフランジ割れを予測する研究などが行われてきている^{1-16~18)}．これらの方法により，現在ではプレス割れに関する予測は FEM（有限要素法）を用いて実用的に行なわれている．

一方，高張力鋼板の材料特性が低いことによるプレス自由度の低下への対策として，自動車部品形状に関しても変化があり，部品形状を単純な形にする，あるいは大型部品を分割して成形しやすくするなどの工夫が加えられている¹⁻¹⁹⁾．

自動車部品に強度の高い鋼板を適用する方法として，ホットプレスがある¹⁻²⁰⁾．ホットプレスは 0.2%程度の C を含む鋼板を約 900°C に加熱後，金型により成形と同時に急速冷却させることにより，マルテンサイト鋼を作る手法である．具体的には加熱炉などで熱したホットプレス材を，プレス機でプレス成形，プレス成形下死点で数十秒保持することで水冷プレス金型による抜熱，急速冷却を行う(Fig.1-6)．この方法により引張強度が 1470MPa 級の鋼板を作ることができ，近年では引張強度 1800MPa 級の材料も開発されている．ホットプレス材は特に欧米で積極的に使用されている¹⁻²¹⁾．Fig.1-7 にホットプレス材を多用した車体の材料適用比率を示す．使用されている鋼板の 20%以上がホットプレス材である．なおこの工法の最大の特徴はプレス金型で荷重を負荷した状態で冷却するため，スプリングバックが小さいという点にある．一方この方法は通常の間で行われているプレス成形と比較して，加熱炉などの専用設備の設備投資が必要なこと，さらにプレス下死点での保持が必要であることから生産性が低くなり，自動車会社では製造コストが高くなるという問題点がある．

このため従来のプレス機を使い自動車部品を生産可能な高張力鋼板を使用した冷間プレスを使用したいというニーズも強い．このニーズに答えるため，鋼

板の強度・成形性を向上させる開発が行われており、同じ材料強度グレードでも、全伸びや穴拡げ特性の優れた鋼板や全伸びが従来鋼板と比較して大幅に向上する鋼板の開発が進められている^{1-22~24)}。高張力鋼板はその鋼の強化機構や微細組織の特徴から分類がされている。最も一般的な析出強化鋼 (High Strength Low Alloy Steel : HSLA 鋼) , 柔らかいフェライトと堅いマルテンサイトを組み合わせた 2 相組織強化鋼(Dual Phase : DP 鋼), 残留オーステナイトを用いた変態誘起塑性型(Transformation Induced Plasticity : TRIP 鋼)などがあり、全伸びが高い材料の開発が進んでいる。またマンガン添加により残留オーステナイトの分量を大幅に増やした第 3 世代ハイテンと呼ばれる超高伸びの鋼板の開発も進んできている。これらの鋼板の開発・適用により、プレス品の割れに対して改善が期待でき、センターピラーRF のプレス成形において割れの抑制が報告されている¹⁻²⁵⁾。

しかし冷間プレスで発生するスプリングバックは、材料強度と比例して大きくなる。Fig.1-8 はハット型の部品を冷間プレスしたときのスプリングバックの状態を示したものである¹⁻²⁵⁾。材料強度が高くなるにしたがって、スプリングバック量が大きくなっていることがわかる。したがって高張力鋼板を自動車部品に適用するためには、スプリングバックに対して対策を講じる必要がある。

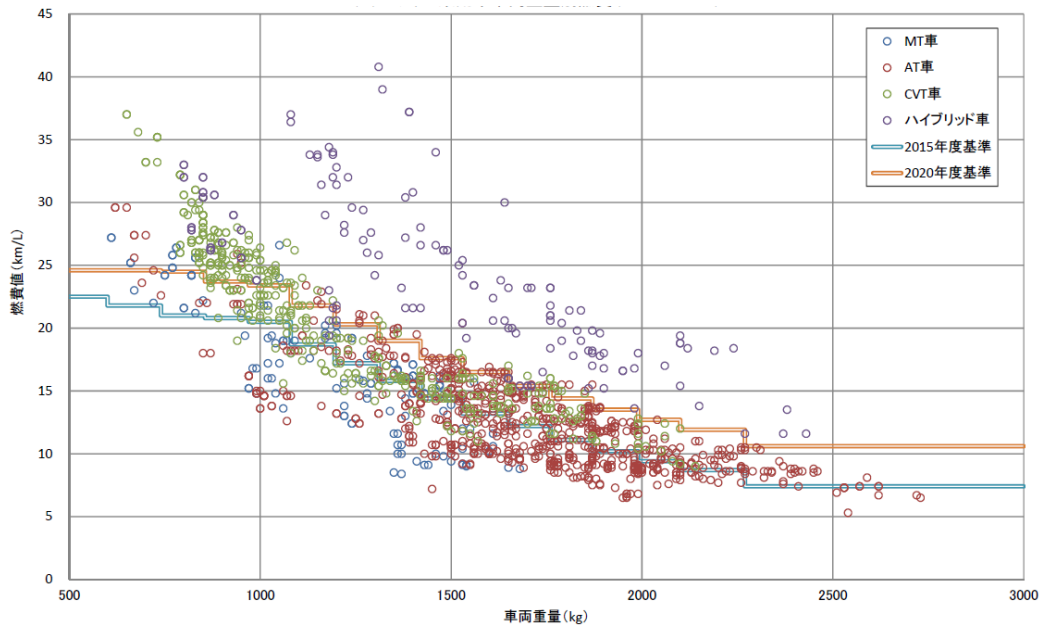


Fig.1-1 Fuel consumption of gasoline-powered cars ¹⁻⁴⁾

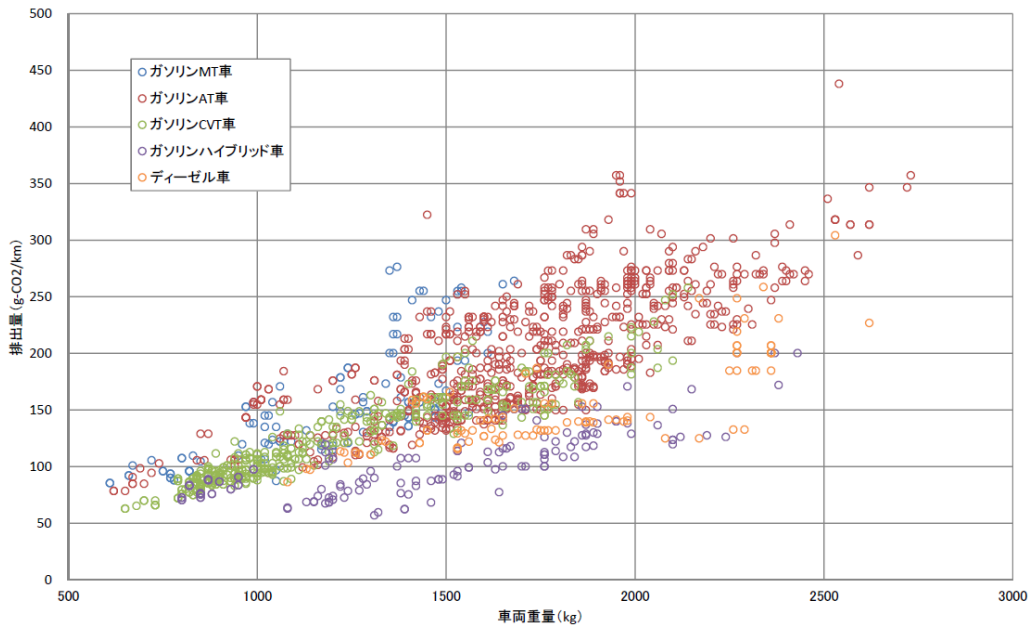


Fig.1-2 CO₂ emission from gasoline-powered cars ¹⁻⁴⁾

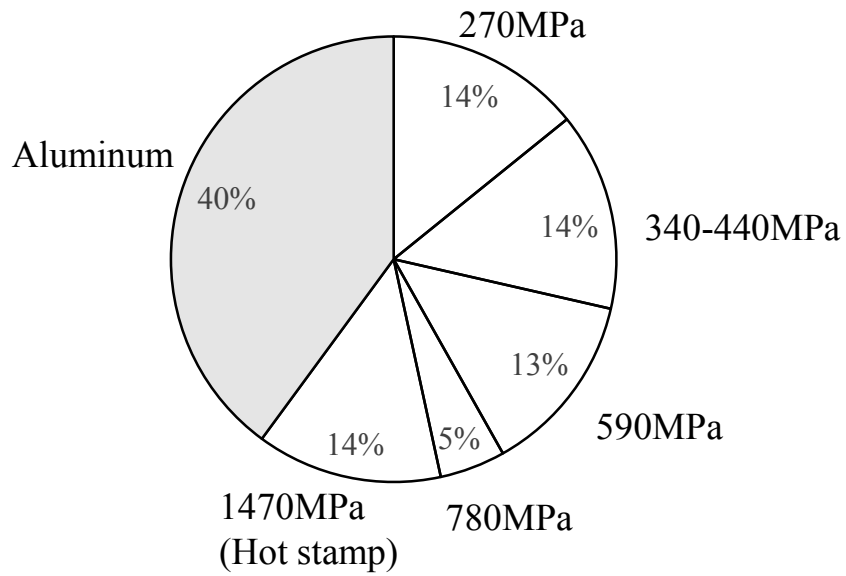


Fig.1-3 Example of material mix of light-weight car structure in Europe

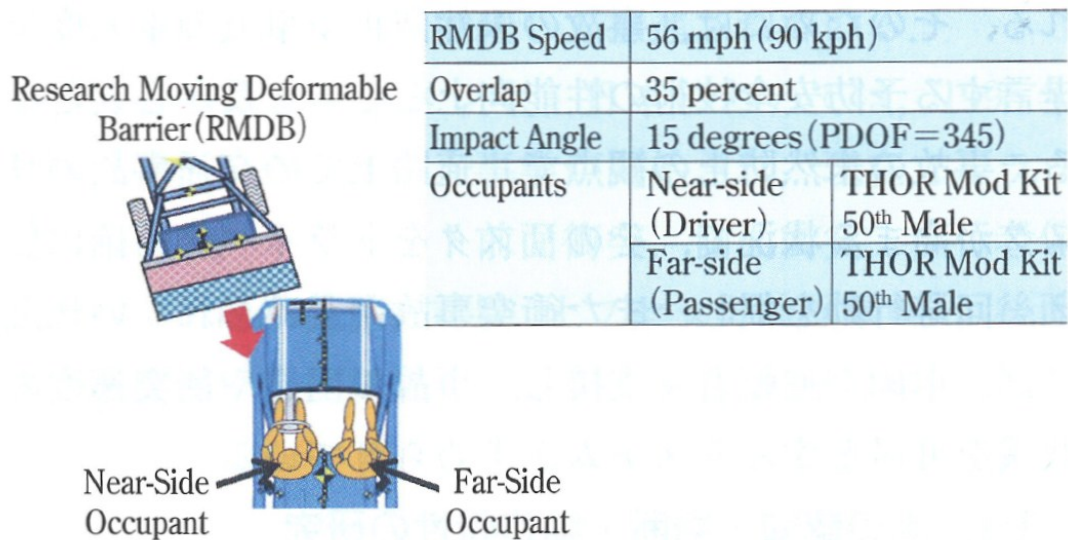


Fig.1-4 Schematic diagram of oblique crash test ¹⁻⁶⁾

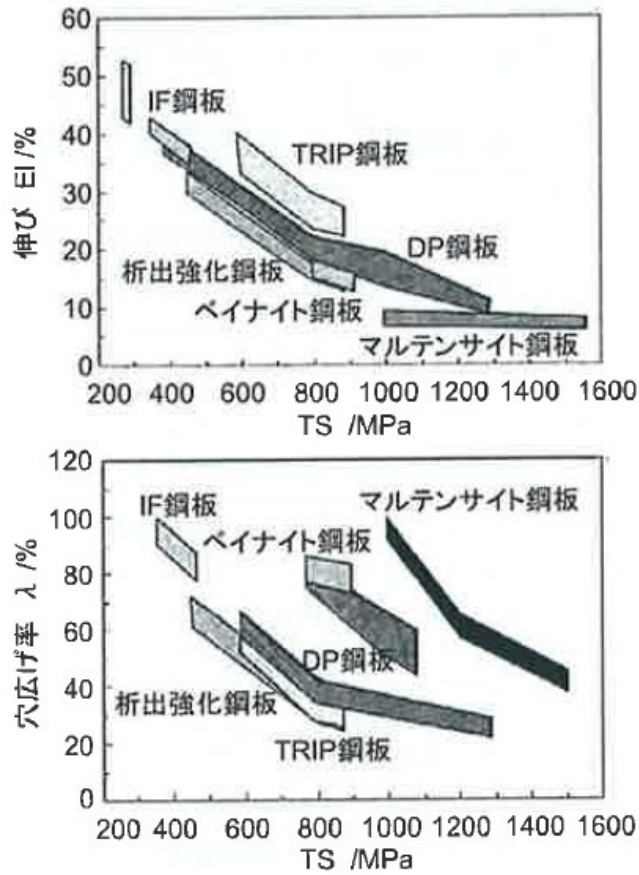


Fig.1-5 Dependence of total elongation and hole expansion ratio on tensile strength of cold rolled steel ¹⁻¹³⁾

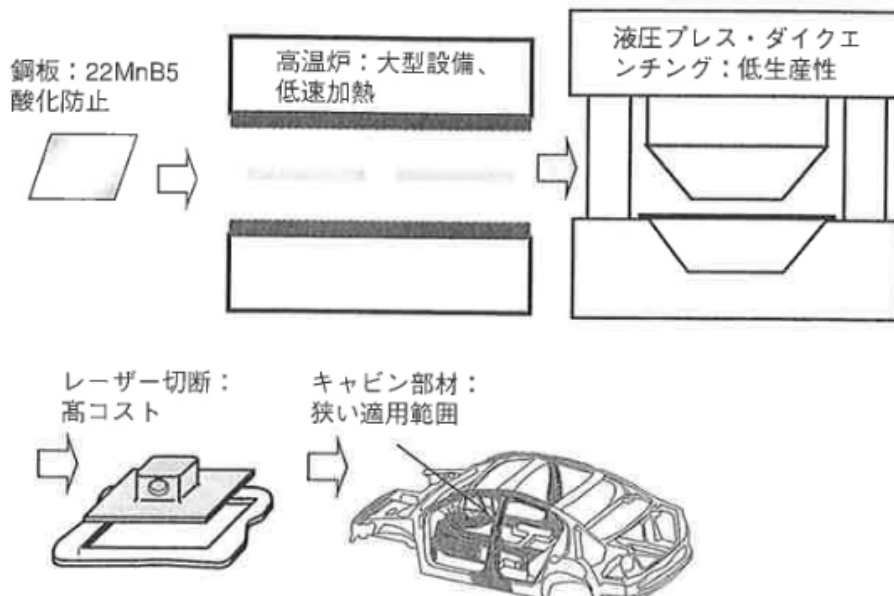


Fig.1-6 Manufacturing process of hot stamped parts ¹⁻²⁶⁾

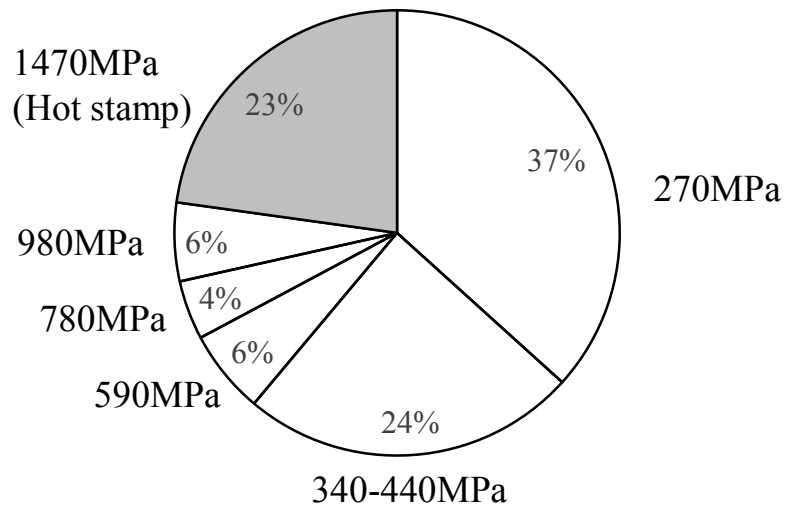


Fig.1-7 Example of material mix of typical car structure in Europe

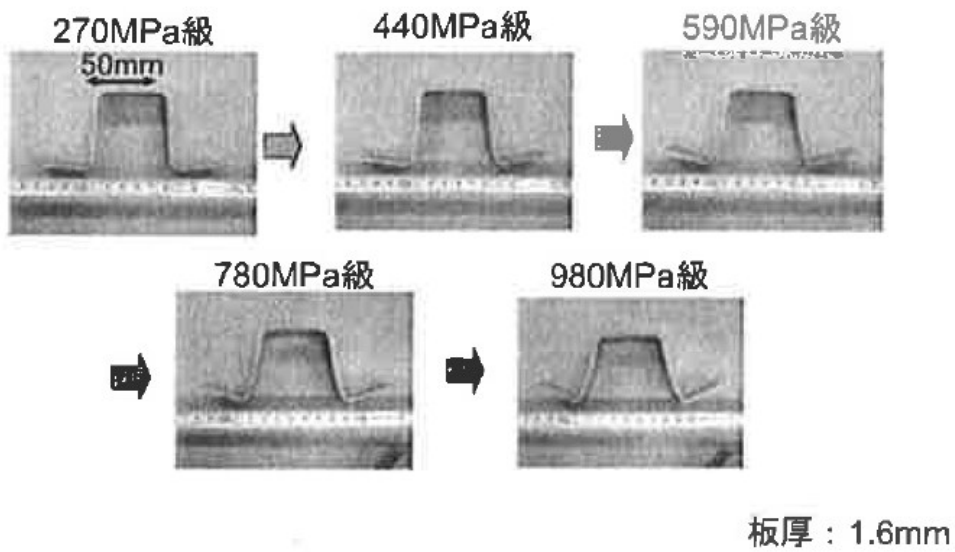


Fig.1-8 Increase in springback of hat column by higher tensile strength steels ¹⁻²⁵⁾

1-2 スプリングバックに関する従来の研究と問題点

製造現場で自動車部品に要求される寸法の公差は一般的には $\pm 0.5\text{mm}$ である。一般的に自動車のホワイトボディ 1 台に使用されている鋼板の量は重量で約 $200\text{kg}\sim 400\text{kg}$ 、部品点数は数百個におよび、自動車の骨格はこれらの部品を溶接などで組み上げて作られているため、要求される寸法公差は厳しい。一方、例えば自動車の代表的な骨格部品である B ピラーアウターレインフォースに 980MPa 鋼板を適用してプレス成形を行うと、長手方向の反り（キャンバーバック）量は 10mm を超えることが多く、寸法精度の公差を守ることが非常に困難になっている。

スプリングバックはプレス成形下死点において成形品内部に存在する応力（下死点応力）が、金型離型にともない解放されることにより発生する変形である。ここでスプリングバックに関する過去の知見、研究を整理し、問題点を整理する。

1-2-1 スプリングバックの分類

プレス部品に発生するスプリングバックを系統的に整理することが行われてきた。プレス品に発生するスプリングバックは、Table 1-1 のように整理できる¹⁻²⁶⁾。主なスプリングバックの形態は、金型肩 R 部での角度変化、縦壁の反り、ねじれ、稜線反りなどがある。これらのスプリングバックを発生させる原因は、プレス下死点における部品内部の応力状態から考えることが可能である。曲げ成形において発生する金型肩 R 部での角度変化は以下のように説明できる。曲げ成形において、成形下死点では曲げ外側に引張応力、曲げ内側に圧縮応力が発生する。金型離型にともない上記の板厚方向に発生した応力差を低減させる様にモーメントが発生し角度変化が起こる。一方、長手方向に湾曲した曲がり

ハット部品においては、フランジあるいは縦壁に発生した応力が原因でねじれ変形を起こす。以上のようにスプリングバックの形態とプレス下死点での応力状態は非常に密接な関係がある。

しかしこれらは比較的単純な部品形状あるいは部品の特定部分に対して分類をしているものであり、センターピラーなど複雑な形状を有する部品の場合にはこれらの要因が複雑に影響しており、スプリングバックと下死点応力を直接結びつけるのが困難である。

Table 1-1 Typical shape defects in press-forming¹⁻²⁶⁾

不良の分類	原因応力	不良の事例
角度変化	①板厚方向応力差	
壁そり	①板厚方向応力差	
ねじれ	①板厚方向応力差 ②面内応力	
稜線そり	①板厚方向応力差	

1-2-2 スプリングバック対策方法の現状

実際のプレス現場においてプレス金型に織り込むスプリングバック対策の一般的な方法は、スプリングバック発生の方向と逆方向に形状を変える金型見込みである¹⁻²⁷⁾。金型見込みは引張強度 440MPa 級、590MPa 級鋼以下の鋼板を使用する際に主として用いられている方法である。金型の見込みは従来、金型技術者の経験と勘を頼りに行ってきたり、スプリングバック量が小さい場合は金型の修正回数も少なく問題無く行うことができていた。しかし使用する鋼板強度が高くなるにしたがってスプリングバック量が大きくなり、それに伴い金型の見込み量も大きくなる。大きなスプリングバック量に対して、金型技術者の経験と勘では対応が難しくなり、金型見込み量が大きいことから金型の修正回数も増え、金型製作時間が非常に長くなるという問題が出てきた。近年の 980MPa 材料の適用拡大により、金型の修正回数が 10 回を超えることもあり、金型玉成時間の増加は非常に深刻な問題となっている。

このため FEM によるスプリングバック予測結果を用いて、金型見込み量をシミュレーション上で決定するための研究が行われてきている^{1-28~30)}。金型見込みの量を決めるための方法としてスプリングバック変形に対する逆ベクトルを規定して見込み形状を求める方法(Fig.1-9)¹⁻³¹⁾、金型見込み形状の最適化を行う方法、これらを成形解析ソフトに組み込む方法などの試み^{1-32,33)}が行われてきており、一定の成果をあげている^{1-34~36)}。しかし高張力鋼板を使用したときのスプリングバック量が大きいため、目的とする形状のプレス品を得るためには金型を負角にせざるを得ない場合が出てくる。またこれらの手法は実部品のスプリングバックが、FEM による予測結果と一致していることが前提となっている。スプリングバックの予測精度が悪い場合、FEM 上で金型見込みを行っても実プレス成形品は目標精度に収まらなくなり、結果として金型の見込み形状を決定

することが困難となる。

こうした中でスプリングバックへの対策の考え方は大きく分類して二つの重要な要素があると考えられる。一つはプレス金型を製造する前にプレス成形で発生するスプリングバックをできるだけ正確に予測することである。スプリングバックを正確に予測できれば、プレス金型の見込みを精度良く行うことができ、さらにプレス金型を製作する段階で効率的にスプリングバック対策を検討することが可能となる。もう一つの方法はスプリングバックが発生するメカニズムを明確にした上で、プレス品に発生するスプリングバック自体を抑制する方法を適用することである。仮に高強度のハイテンを用いてもプレス品に発生するスプリングバック量が小さければ、金型見込みなどの従来技術を用いてプレス金型を製作することが可能となると考えられる。

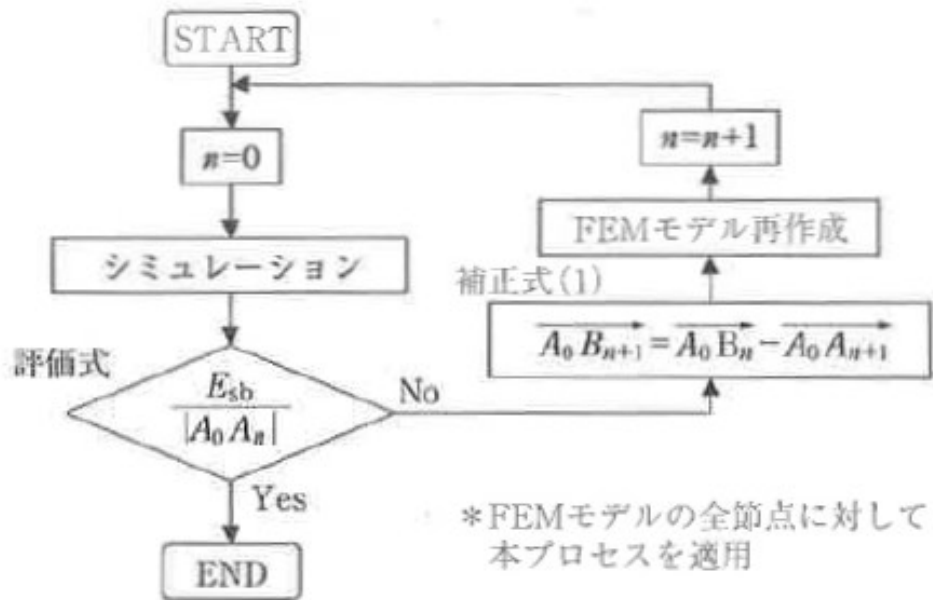
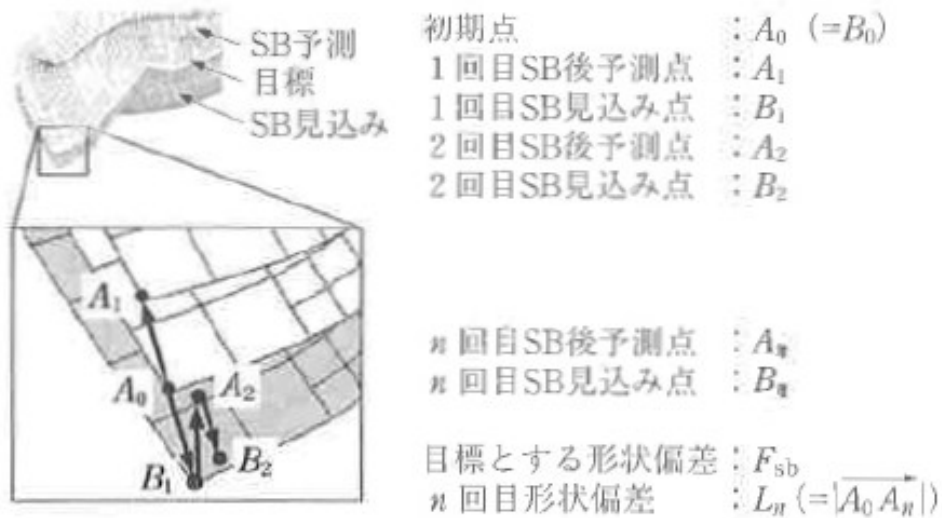


Fig.1-9 Flow chart of die shape design for springback compensation ¹⁻³¹⁾

1-2-3 スプリングバック予測精度向上に関する研究

単純な L 曲げやハット部品の縦壁の反りなどは、初等解析により精度良く予測することも可能である^{1-37,38)}。NUMISHEET'96 では、ソフトメーカー、自動車会社、鉄鋼会社などが参加してハット部材のスプリングバックを予測する手法のベンチマークが行われた。この中で最も解析精度が高かったのは、初等解析手法によるものであった。これは部品形状が単純なため、部品に加わる力を定義することが可能となったことが要因であると考えられる。しかし初等解析は部品形状が複雑な場合に、部品にかかる力を正確に求めることは困難となり、適用することはできない。そこで FEM によりプレス成形工程をシミュレートする手法の研究開発が進められてきた。2000 年頃からコンピューターおよび FEM 解析ソフトウェアの進化により、プレス成形解析が一般的に行われるようになってきている。自動車部品の大きさは、長さが 1m 以上あるものも多くあり、プレス成形解析を行うために要素を作ると要素数が数千、数万と多くなってしまい、15 年前のコンピューターでは CPU (Central Processing Unit) の能力、メモリー容量の不足などにより解析を行うことが困難であった。しかし近年では要素数が数十万に達するプレス成形解析も一般的に行われており、CPU の能力が高くなったことなどにより、計算時間も短くなってきている¹⁻³⁹⁾。

一方スプリングバック予測精度を向上させるため、プレス成形解析で使用する材料モデルも大きく進化している^{1-40~42)}。Fig.1-10, 11 に示す高張力鋼板のスプリングバック解析精度とバウシinger 効果や塑性変形後の見かけのヤング率の考慮は密接な関係にある。このため繰返し硬化を考慮した Yoshida-Uemori Model など多くの提案がなされている^{1-43,44)}。一方、材料の弾性異方性、塑性異方性がおよぼす高張力鋼板のスプリングバック解析精度への影響についても検討が行われている¹⁻⁴⁵⁾。さらに近年では Fig.1-12 に示す様に高張力鋼板のプレス

成形時に発生する金型の変形が及ぼすスプリングバックへの影響についても研究が行われている^{1-46,47)}。

これらの研究によりスプリングバック予測精度はこの15年で飛躍的に向上している。スプリングバックの予測精度が大きく向上することにより、プレス金型に織り込んだスプリングバック対策が有効であるかをプレス金型製作前に検討することが可能となった。しかしスプリングバックの対策を効率よく立案するためには、スプリングバック発生メカニズムの解明が必要である。このメカニズムがわからない場合、FEMでスプリングバック対策の検討を経験と勘で行うことになってしまう。つまり今までプレス現場で金型の修正をトライアンドエラーで行っていたことをFEMで行うだけであり、プレス金型玉成時間は大きく短縮しない。

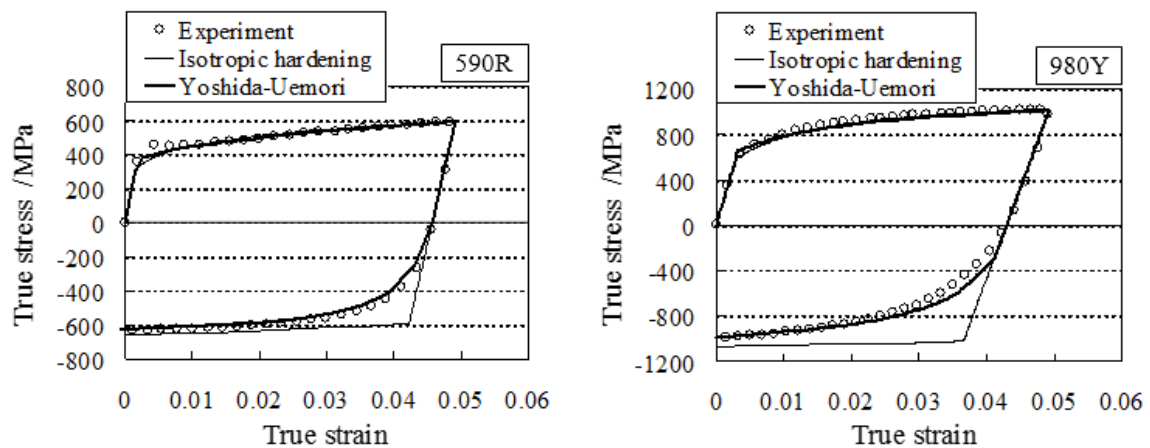


Fig.1-10 Stress-strain curves by tension-compression test of high strength steel sheets¹⁻⁴³⁾

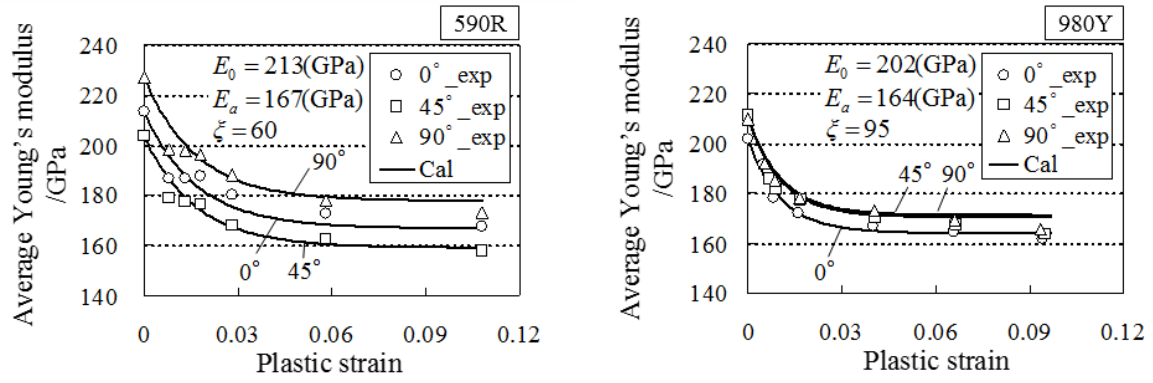


Fig.1-11 Average Young's modulus in unloading after tension test of high strength steel sheets¹⁻⁴³⁾

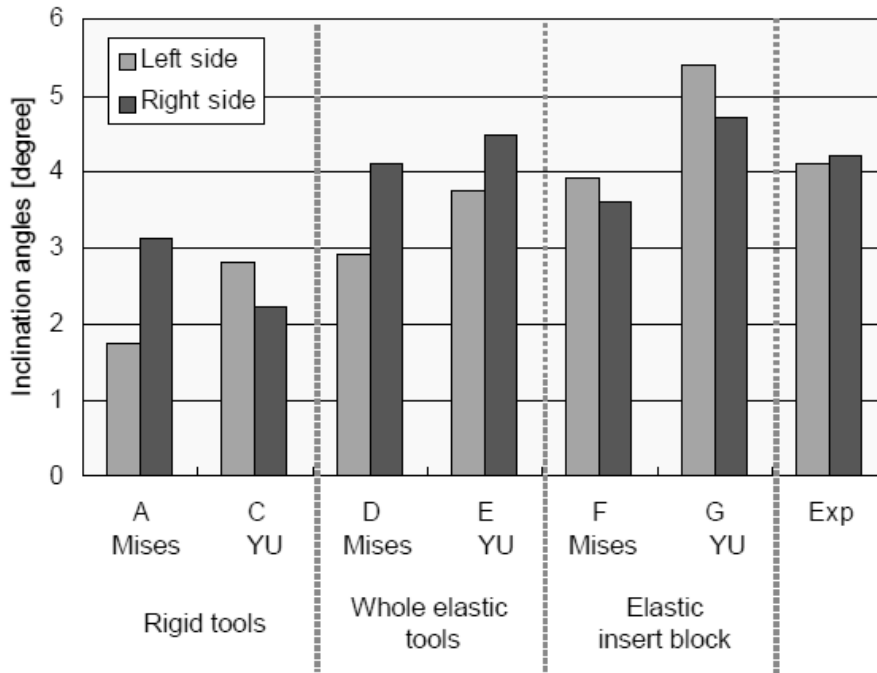


Fig.1-12 Effect of die deformation in press-forming on calculated springback¹⁻⁴⁷⁾

1-2-4 スプリングバック抑制技術

比較的単純な部品形状においては1-2-3節で示したように、スプリングバックの発生原因が明らかになっているため、その対策も立案が可能となり、多くの方法が報告されている。

①金型肩 R の角度変化に対するスプリングバック抑制方法

- ・成形下死点前でパンチ底に材料のたるみを発生させ、このたるみを成形下死点で平坦化すると共に、たるみを肩 R および縦壁に流出させることでスプリングバックゴー成分を生み出す方法 (Fig.1-13) ^{1-48,49)}.
- ・リストライク工程で本成形よりも小さい肩 R で成形することによりウェブ部と縦壁部にスプリングバックゴー成分を生み出す方法 ¹⁻⁵⁰⁾
- ・肩 R 部に C 面取りを作ることにより、肩 R 部にスプリングゴー成分を生み出す方法 (Fig.1-14) ^{1-51,52)}

この他にも1回目と2回目の曲げの加工位置を変える方法 ¹⁻⁵³⁾、プレス下死点で決め押しをする方法 ^{1-54,55)}などが提案されている。

②壁反りに対するスプリングバック抑制方法

- ・成形途中で小さい金型肩 R での加工を防ぎ、成形後半に縦壁の余りを無くす様に縦壁に張力を掛けることで、板厚方向表裏応力差を低減する方法 ^{1-56,57)}
- ・成形後半に縦壁に張力を加える工法 (Fig.1-15) ^{1-58~64)}
- ・縦壁の板厚方向に局所的に圧縮応力を加えるコイニング加工 (Fig.1-16) ¹⁻⁶⁵⁾

この他にも、縦壁にビードを配置することで形状剛性を上げる方法 ^{1-66,67)}などが提案されている。

③ねじれに対するスプリングバック抑制方法

- ・ドロービード形状最適化により材料の流入量を調整する方法 (Fig.1-17) ^{1-68~70)}

- ・縦壁の板厚方向に局部的に圧縮応力を加えるコイニング加工

この他にも、フォーム成形の適用、ブランクホルダー力やパッド圧の調整などの方法¹⁻⁶²⁾が提案されている。

以上のようにスプリングバック発生原因がわかっている場合は、その原因となる応力を変化させたり、消去することにより、スプリングバック発生量を抑制することが可能となる。しかしながら実際のプレス部品の形状は複雑であり、スプリングバックを発生させる原因応力の特定は困難である。このためスプリングバックの各要素に対する対策をトライアンドエラーで試し、その中から有効なものを抽出しスプリングバック対策とする方法が取られてきた。しかしこの方法は多くの工数を要するため、金型の玉成期間を短縮することはできていない。したがって効率よくスプリングバックの対策を立案するため、実プレスで発生するスプリングバックの原因を究明する手法が求められている。

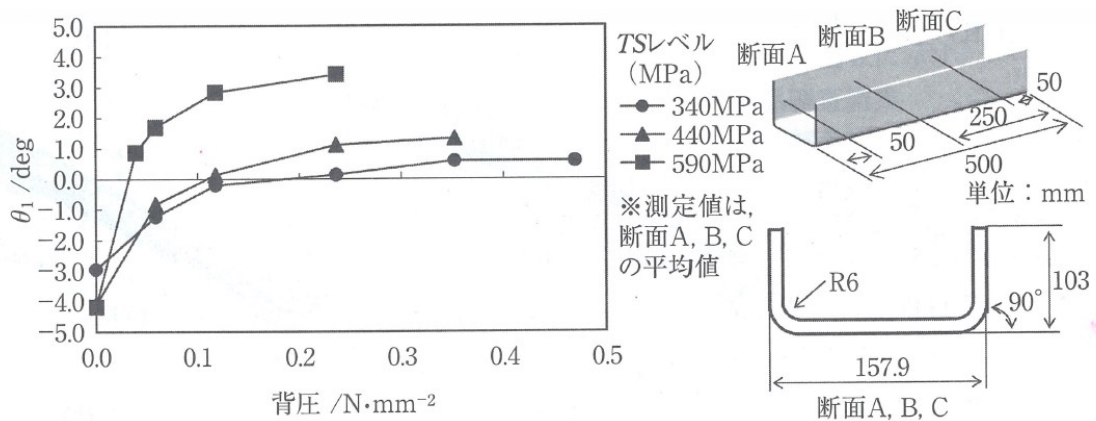
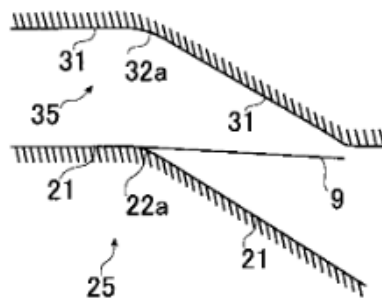


Fig.1-13 Effect of back-pressure on springback in U-bending¹⁻⁴⁸⁾

(a)第1プレス成形工程



(b)第2プレス成形工程

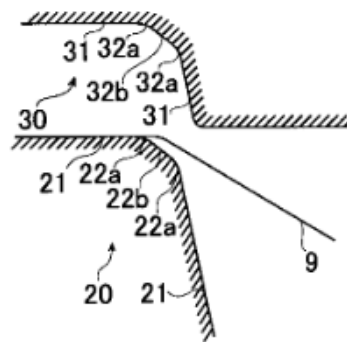
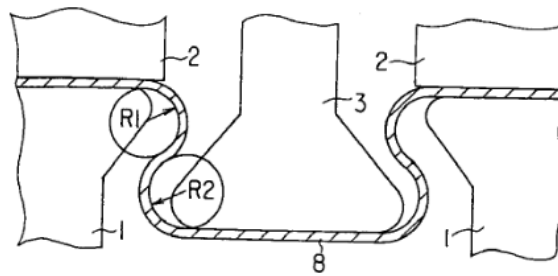
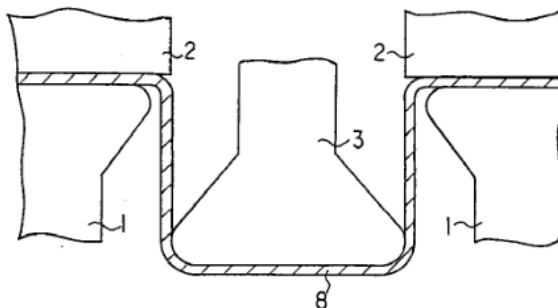


Fig.1-14 Springback suppression by C chamfered shoulders of forming die ¹⁻⁵²⁾



(a)



(b)

Fig.1-15 Springback suppression by tension control in walls ¹⁻⁵⁸⁾

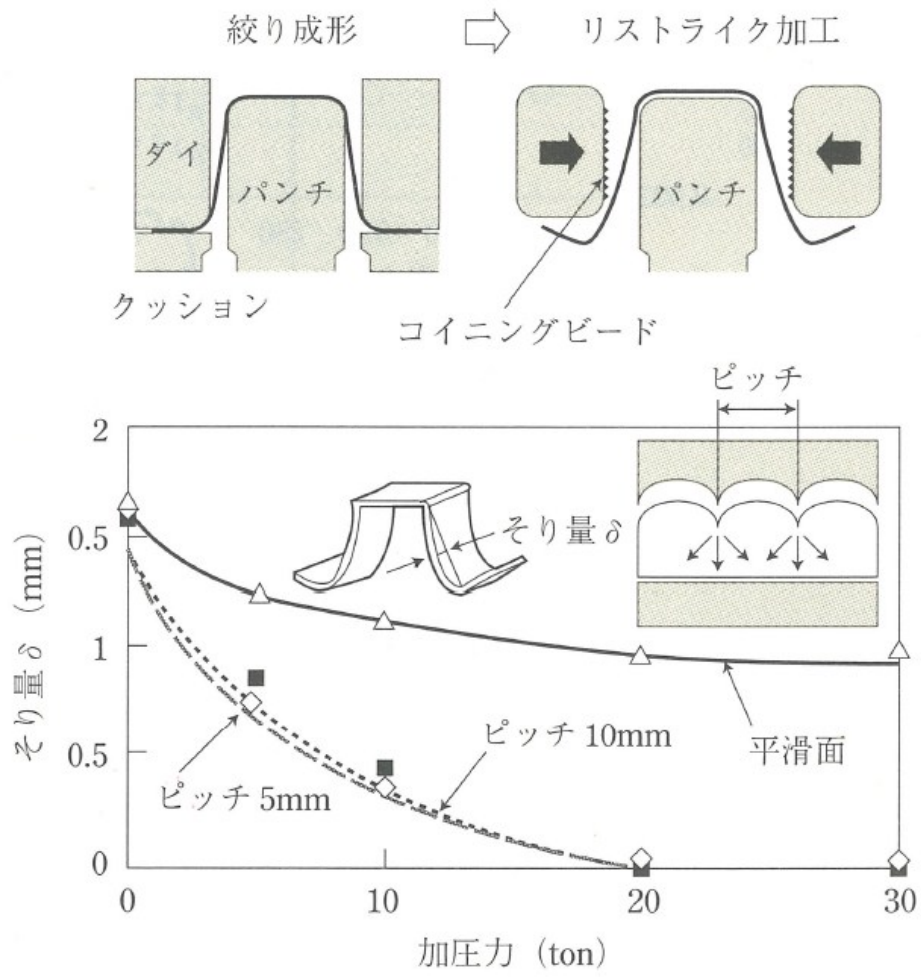
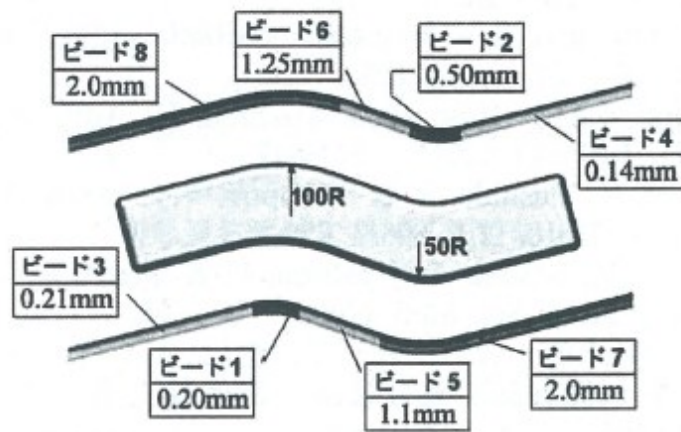
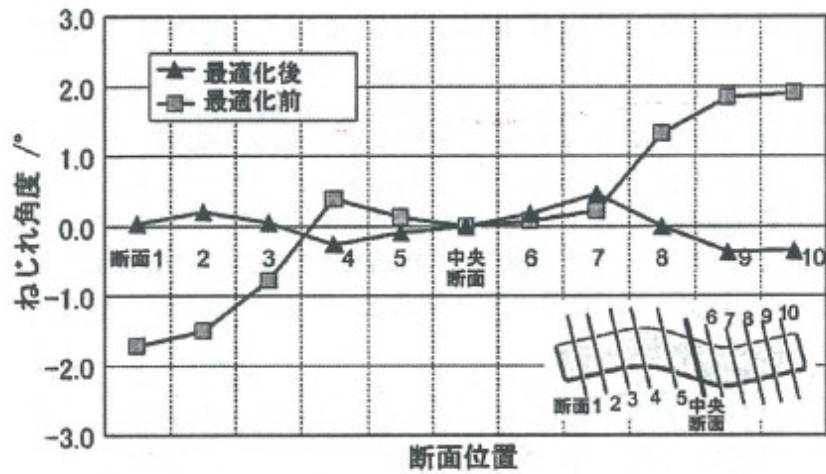


Fig.1-16 Suppression of wall curls by coining¹⁻⁶⁵⁾



(a) 最適化のためのドロワービード分割および最適化結果



(b) 最適化前・後のSレイル成形品ねじれ角度分布

Fig.1-17 Springback suppression by draw bead optimization¹⁻⁶⁸⁾

1-2-5 金型製作後のスプリングバック対策へのニーズ

実際のプレス生産現場ではスプリングバック発生量を抑制した上で、最終的に金型の見込み・補正を行うことで微調整を行い、目標とする寸法精度にプレス品を作り上げている。今まで述べてきたように、金型製作前はFEMを用いてデジタルデータ上で金型修正を行うことができる。しかし一旦金型を作った後は、金型の微調整は金型を生産現場にて手作業で行うことが多く、修正後の金型形状のデジタルデータが作成されていないことが多い。したがってプレス金型を製作し実際のプレス成形を行った時に、スプリングバック発生量が予想より大きかった場合、あるいはスプリングバックの予測が大きく外れた場合、プレス現場では大きな金型の修正を行うこととなる。ここで金型修正のため加工を行い、かつ修正した金型のデータがない場合、FEMによるスプリングバック検討を行うことができなくなり、スプリングバック対策の立案が難しくなる。結果として、金型の修正回数が増え金型玉成期間が長くなってしまう。なおこの段階でFEMによるスプリングバック対策を行うには、金型データを測定してFEMを一からやり直すこととなり、多くの工数が必要となる。したがって金型製作後においても効率よくスプリングバックの対策を立案する手法も求められている。

1-3 本研究の目的

高張力鋼板を自動車部品に適用するため、プレス成形時に発生する不具合を解決することが必要である。これまでの研究で、われ、しわのFEM予測精度は大きく向上し、金型製作前にその多くを解決することが可能となってきた。そのため高張力鋼板適用拡大の一番の課題はスプリングバックであると考えられる。これまで発生するスプリングバック形態に対し、その発生原因を解明す

る研究・開発が多く報告されてきているが、そのほとんどが単純な部品形状である。また大型の複雑形状を有する部品においては特定の部品を対象に、その発生原因をトライアンドエラーの繰り返しにより類推している。複雑な形状を有する部品においても、スプリングバックを発生させる応力やメカニズムがわかれば、プレス金型を作製する前にその対策を立案し、金型に織り込むことが可能となると考えられる。しかし複雑な形状を有する部品の場合、プレス下死点で発生する応力分布は非常に複雑となり、スプリングバックが発生する原因を特定することは困難であった。

そこで本研究では複雑な形状を有する部品においてもスプリングバックが発生するメカニズムを解明することを可能とするため、プレス下死点での応力分布と発生するスプリングバックを関連づける手法を提案する。この手法を本研究ではスプリングバック要因分析手法と名付ける。本論文ではこのスプリングバック要因分析手法の詳細を述べるとともに、力学的にスプリングバック要因分析について説明を加え、この手法が正しいことを検証する。また比較的単純な部品および自動車骨格部材を模擬した部品にスプリングバック要因分析を適用し、スプリングバックの発生原因を特定する。

次にプレス金型を作製し実際にプレス成形を行った後に、スプリングバックの問題が発生した場合を想定して、実際のプレス部品の形状からスプリングバック要因分析を行う手法を提案する。この手法と上記に示した通常のスプリングバック要因分析結果を比較することで、本手法によるスプリングバック要因分析結果の妥当性を検証する。

以下に、本論文の構成を示す。

第2章 スプリングバック要因分析手法

プレス下死点応力と発生するスプリングバックを関連づける手法の提案を行う。この開発手法の妥当性を検証するため、比較的単純な成形モードである曲がりハットの成形部品に対してスプリングバック要因分析を行い、従来知見との比較を行う。

第3章 スプリングバック要因分析手法への力学的アプローチ

単純モデルにスプリングバック要因分析を適用し、力学的な検証を行う。さらにスプリングバック要因分析の精度を上げるために、スプリングバック前後の応力変化量に着目したスプリングバック要因分析手法を提案する。

第4章 スプリングバック要因分析の自動車部品への適用

複雑な形状を持つ自動車部品にスプリングバック要因分析手法を適用し、スプリングバック原因応力の特定と発生メカニズムの考察を行う。さらにこの手法で得られた分析結果を基に、スプリングバック抑制の対策を立案し、その効果の検証を行う。

第5章 プレス成形品の形状測定データを用いた簡便なスプリングバック要因分析手法の提案

実際のプレス成形の現場において、割れ・しわ・スプリングバックなどの不具合対策として金型へ大幅な修正を加えてしまった場合においてもスプリングバックの原因を特定可能にする方法の提案を行う。この手法の詳細を述べるとともに、この手法の妥当性について検討を行う。

第6章 まとめ

本研究で得られた成果をまとめ、今後の展開について述べる。

1-4 参考文献

- 1-1) 島崎勇一・前田義男・津江光洋・田中大二郎・野口究・山下幸宏・山本日出彦：自動車技術, 70-1 (2016), 45-57
- 1-2) 藤本博志・田代洋一郎・鈴木浩恭・松永康郎・福田雅敏・野口実・真島隆司：自動車技術, 70-1 (2016), 75-82
- 1-3) 藤本博志・朝倉吉隆・野口実・松永康郎・山田英治：自動車技術, 70-1 (2016), 68-74
- 1-4) 国土交通省 HP http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_mn10_000002.html
- 1-5) 17th International Car Body Benchmarking Conference (2015)
- 1-6) 上地幸一：自動車技術, 69-8 (2015), 30-35
- 1-7) 小泉智・久我勉・太箸樹巨雄：自動車技術, 69-8 (2015), 8-18
- 1-8) 石田恭聡：自動車技術, 64-7 (2010), 40-45
- 1-9) 田丸真司・酒井明・森澤誠：型技術, 28-12 (2013), 018-019
- 1-10) 坂野律男・岡田又治・丸山秀幸：マツダ技報, 32 (2015), 65-70
- 1-11) 吉川彰徳・石内健太郎・近藤隆明：自動車技術, 67-10 (2013), 100-101
- 1-12) 笹原孝利・西原達夫・今井健吾：Suzuki Tech, 40 (2014), 59-64
- 1-13) 占部俊明・細谷佳弘：塑性と加工, 46-534 (2005), 560-564
- 1-14) Chaboche J.L : Int.J.Plasticity, 24 (2008), 1639-1966
- 1-15) Hirahara A, Hino R, Yoshida F, Toropov V : Int.Mod.Phys B, 22(2008), 5692-5698
- 1-16) 飯塚栄治・比良隆明・吉武明英：塑性と加工, 46-534 (2005), 625-629
- 1-17) 卜部正樹・豊田大介・玉井良清・吉武明英・佐藤義人：第 58 回塑性加工連合講演会講演論文集, (2007), 535-536
- 1-18) 飯塚栄治・卜部正樹・山崎雄司・稲積透：塑性と加工, 51-594 (2010), 700-705
- 1-19) 佐藤章仁：塑性と加工, 46-534 (2005), 548-551

- 1-20) 森謙一郎：プレス技術, 52-8 (2014), 18-22
- 1-21) 藍田和雄：プレス技術, 52-8 (2014), 34-38
- 1-22) 長谷川浩平・占部俊明・吉武明英・細谷佳弘：材料とプロセス, 14-6 (2001),
1090-1093
- 1-23) 長谷川浩平・金子真次郎・瀬戸一洋：JFE 技報, 30 (2012), 6-12
- 1-24) 田路勇樹・長谷川浩平・河村健二・川邊英尚・重本晴美：まてりあ, 48-3 (2009),
129-131
- 1-25) 瀬戸一洋：塑性と加工, 54-624 (2013), 9-13
- 1-26) 薄鋼板成形技術研究会：プレス成形難易ハンドブック, (2007), 333-338
- 1-27) 薄鋼板成形技術研究会：プレス技術, 23-25 (1985), 26-46
- 1-28) 小川孝行・吉田総仁：塑性と加工, 53-612 (2012), 69-73
- 1-29) Munier M, Devin J-M, El-Mouatassim M：IDDRG2004, (2004), 74-82
- 1-30) Reitman B, Kose K, Ohnimus S, Petzoldt M, Weiher J：IDDRG2004, (2004),
38-44
- 1-31) 笹原孝利：塑性と加工, 46-534 (2005), 607-611
- 1-32) 杉友宣彦・進藤晃成：型技術者会議講演論文集, (2010), 132-133
- 1-33) Ma N, Umezu Y, Watanabe Y, Ogawa T：Numisheet 2008, (2008), 473-478
- 1-34) 小山田圭吾・徳光偉夫・小高秀元：型技術者会議講演論文集, 28 (2014),
136-137
- 1-35) 秋庭弘克・松谷健司：型技術者会議講演論文集, 28 (2014), 138-139
- 1-36) 岡田又治・酒井明・小松誠司：型技術者会議講演論文集, 28 (2014), 140-141
- 1-37) 飯塚栄治・平本治郎・比良隆明・古君修：自動車技術会学術講演会前刷集,
81-99 (1999), 21-24
- 1-38) 卜部正樹・山崎雄司：第51回塑性加工連合講演会講演論文集, (2000),
123-124
- 1-39) 高橋進：塑性と加工, 57-662 (2016), 167-168
- 1-40) Hill, R.: Proc. Royal Soc. London, A193 (1948), 281-297

- 1-41) F. Barlat J.C. Brem J.W. Yoon K. Chung R.E. Dick. Lege D.J, Pourboghrat F,
Choi S.-H.,Chu E : Int.J.Plasticity, 19 (2003), 1297-1319
- 1-42) Yoshida F, Hamasaki H, Uemori T : Int.J.Plasticity, 45 (2013), 119-139
- 1-43) 澄川智史・石渡亮伸・平本治郎・占部俊明 : 塑性と加工, 55-645 (2014),
949-953
- 1-44) Yoshida F, Uemori T : Int.J.Plasticity, 18 (2002), 661-686
- 1-45) Chaboche J.L : Int.J.Plasticity, 7 (1991), 661-678
- 1-46) 蔦森秀夫・吉田総仁 : 塑性と加工, 46-532 (2005), 407-411
- 1-47) Ishiwatari A, Hiramoto J, Inazumi T : Key Engineering Materials, 554-557 (2013),
732-740
- 1-48) 松村卓也・北尾光教 : 塑性と加工, 46-534 (2005), 56-62
- 1-49) 千葉英文 : プレス技術 4 月臨時増刊号, 36-5 (1998), 16.
- 1-50) 高野輝男・佐野実・阿部吉朗・馬淵晃 : スバル技報, 12 (1982), 87-97
- 1-51) 第 269 回塑性加工シンポジウムテキスト, (2008), 11-19
- 1-52) ト部正樹・斉藤孝信・狩野裕隆 : 特許 4992048
- 1-53) 山野隆行・岩谷二郎 : 第 52 回塑性加工連合講演会講演論文集, (2002),
249-250
- 1-54) 中野望・内田吉樹・瀬川光司 : 塑性と加工, 21-237 (1980), 878-883
- 1-55) 小川孝行・吉田総仁 : 塑性と加工, 53-612 (2012), 69-73
- 1-56) 林豊・高木美智雄 : 鉄と鋼, 68-9 (1982), 1236-1243
- 1-57) 山野隆行・岩谷二郎 : 塑性と加工, 46-534 (2005), 630-635
- 1-58) 山崎雄司・由田征史・佐藤健太郎 : 特許 3812033
- 1-59) 吉田亨・磯貝栄志・橋本浩二・片山知久・栗山幸久 : 塑性と加工, 46-534 (2005),
656-660
- 1-60) 広瀬洋三・菱田祐次・佐藤信一 : 第 45 回塑性加工連合講演会講演論文集,
(1994), 343-346

- 1-61) 小川貴久・中田匡浩：マツダ技報, 21 (2003), 229-232
- 1-62) 小林 敏郎・佐藤 完往：塑性と加工, 3-21 (1962), 717-722
- 1-63) 伊原智章・佐藤章仁・山本倫明・山野隆行・岩谷二郎：塑性加工春季講演
会講演論文集, (2006), 39-40
- 1-64) 広瀬洋三・菱田祐次・佐藤信一：第 45 回塑性加工連合講演会講演論文集,
(1994), 343-346
- 1-65) 森下忠晃：第 201 回塑性加工エシンポジウムテキスト, (2010), 63-70.
- 1-66) 林豊・高木美智雄：鉄と鋼, 68-9 (1982), 1236-1243
- 1-67) 山本貴之・岩谷二郎：第 54 回塑性加工連合講演会講演論文集, (2003), 17-18.
- 1-68) 安部重毅・日野隆太郎・吉田総仁：塑性と加工, 48-562 (2007), 1022-1026
- 1-69) 安部重毅・日野隆太郎・近藤裕樹・吉田総仁：塑性と加工, 50-579 (2009),
328-332
- 1-70) 北山哲士・HUANG Suisheng・山崎光悦：日本機械学会論文集 C 編, 78-790
(2012), 2252-2265

第2章 スプリングバック要因分析手法

2-1 はじめに

スプリングバックはプレス成形下死点において成形品内部に存在する応力（下死点応力）が、金型離型にともない解放されることにより発生する変形である。下死点応力は鋼板がプレス成形により変形を受けることにより発生するため、全く同じ変形を受けた場合、鋼板強度が高いほど下死点応力は高くなる。つまりスプリングバックは下死点応力の解放により発生するため、高張力鋼板のスプリングバックは軟質な鋼板を用いた場合と比較して大きくなる。第1章で述べたように、スプリングバックによる変形は、R部の角度変化、縦壁の反り、捩れなどがあり、自動車部材の複雑な形状をもったプレス品ではこれらが複合して発生する。このスプリングバックによる変形は、プレス成形下死点応力と密接な関係があると考えられる。例えば曲げR部の角度変化では、鋼板の曲げ変形に伴って曲げ外側に発生する引張応力および曲げ内側に発生する圧縮応力が下死点応力となる。これらの応力が金型離型時に解放されることで、曲げ外側が縮み、曲げ内側が伸びることで、R部の曲げ角度が大きくなる²⁻¹⁾。このように下死点応力の分布は簡単な形状であれば簡単に求めることができ、下死点応力によるスプリングバック発生メカニズムを説明することが可能である。さらにスプリングバック発生のメカニズムがわかれば、スプリングバック抑制の対策立案を効率よく行うことができると考えられ、スプリングバック発生に関連する応力を小さくするなどコントロールすることで、スプリングバックを小さくすることができる。

しかし実際の自動車車体骨格部品の多くは複雑な形状をしているため、部品内の下死点応力分布が複雑となり、プレス成形部品のスプリングバックも複雑

となる。このような場合スプリングバック発生メカニズムを特定することが非常に難しく、スプリングバック抑制の対策立案はプレス金型技術者の経験と勘に頼ることとなる。さらにスプリングバック抑制が不十分なまま金型見込みを行うと、大きな金型見込みが必要となるため金型見込みが非常に難しくなり、トライアンドエラーによる金型修正回数が多くなってしまいう悪循環に陥る。

そこで本章では複雑な形状を有する部品においても効果的にスプリングバック対策を立案可能とすることを目的に、FEM解析を用いてスプリングバックの発生要因を特定する提案を行う。具体的には、スプリングバックと密接に係るプレス成形下死点でのプレス部品内の応力に着目し、応力とスプリングバック挙動を関連づける手法である。

2-2 スプリングバック要因分析手法

スプリングバック挙動と下死点応力を関連づける手法が、プレス下死点応力を利用したスプリングバック要因分析手法である。仮に下死点応力がゼロであれば、スプリングバックは発生しない。つまり下死点応力がゼロである領域があれば、その領域内ではスプリングバックの発生要因は存在しないこととなる。この考え方を利用して、スプリングバックの要因分析を行う手法を考えた²⁻²⁾。

まず通常の方法でプレス成形解析を行い、プレス成形下死点における応力分布を求める。次に、スプリングバック解析を行うときに、下記①②の二つのスプリングバック解析結果を比較することで、ある特定領域の下死点応力がスプリングバックに及ぼす影響を明らかにすることを可能とした。

- ① 通常の方法で行ったスプリングバック解析結果（基準となる結果）
- ② ある特定領域の下死点応力をゼロに置き換えて行ったスプリングバック解析結果

下死点応力をゼロに置き換える領域の場所や大きさを変えることにより、領域の持つ下死点応力とスプリングバックを関連づけることができる。このスプリングバック要因分析手法の概念図を Fig.2-1 に示す。ある領域の下死点応力をゼロにして計算したスプリングバック解析結果が、基準となるスプリングバック解析結果と比較して小さくなれば、その領域の下死点応力がスプリングバックに影響を及ぼしていることとなる。一方、ある領域の下死点応力をゼロにして計算したスプリングバック解析結果が、基準のスプリングバック解析結果と比較してほとんど変わらなければ、その領域の下死点応力がスプリングバックに及ぼす影響は小さいこととなる。以上の方法を用いて、多くの領域の比較を行うことで、スプリングバックに及ぼす影響が大きい領域を特定することが可能となる。

なおスプリングバック要因分析は FEM 解析を用いて行うため、プレス品の大きさや形状などの制約を受けず、任意の領域の下死点応力がスプリングバックに及ぼす影響を分析可能となる。

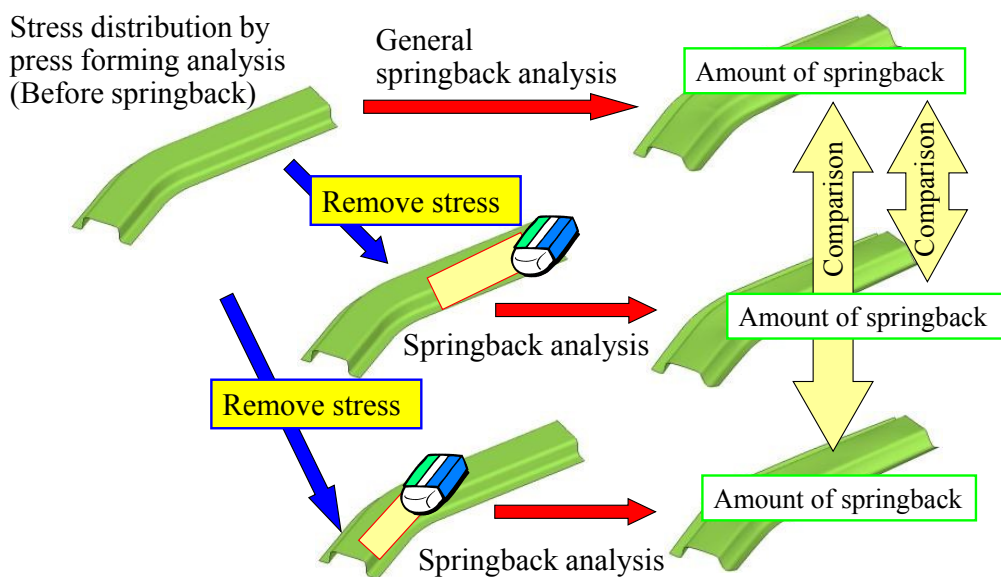


Fig.2-1 Schematic diagram of springback-root-cause analysis

2-3 曲がりハット部材のスプリングバック要因分析

前項に述べたスプリングバック要因分析手法の検証を行うため、曲がりハット部品に対してスプリングバック要因分析を行った。曲がりハットの部品は形状が単純であれば、プレス品に発生する応力などから発生するスプリングバック変形が説明でき、これまでに数多くの研究が行われている部品である^{2-3~7)}。

Fig.2-2 に示す様に従来の研究では、曲がりハット部品のねじれは、フランジおよび縦壁部に発生する応力が原因であると報告されている。

したがって、この部品に対してスプリングバックの要因分析を行い、同等の結果が得られれば、この手法の有効性が実証できる。

Fig.2-3 に解析に用いた曲がりハット部品の外観を示す。要因分析の対象とした曲がりハット部品の断面は45×45mmであり、ハットの長さは約500mmである。また、ハットの湾曲角は135度である。プレス成形はしわ押さえ圧を70tonfかけたドロウ成形で行った。成形解析に用いた金型モデルをFig.2-4に示す。供試体にはJSC590R、板厚1.2mmの高張力鋼板を用いた。その機械的特性値をTable 2-1に示す。成形解析・スプリングバック解析のソルバーにはLS-DYNA971を用い、材料モデルには面内等方向外異方性モデル、板厚方向の積分点は7とした。

Table 2-1 Mechanical properties of steel simply modelled in springback analysis

Material	Yield strength MPa	Tensile strength MPa	Elongation %	R-value
JSC590R	484	625	27	1.0

スプリングバック解析の結果、長手方向に捩れが発生した。捩れの定義をFig.2-5に示した湾曲部の中心を固定したときの左右両側部の捩れ角とし、整理した結果をTable 2-2に示す。またプレス成形下死点での板厚中央における長手

方向の応力分布を Fig. 2-6 に示す．下死点応力は，縦壁，フランジに大きく発生しているが，この状態ではどこの応力がスプリングバックに大きな影響を及ぼしているかはわからない．

Table 2-2 Measured torsion springback angle of curved hat part (°)

Left	Right
1.68	3.07

次に捩れを対象にスプリングバック要因分析を行った．要因分析を行う領域は，Fig.2-7 に示す内側フランジ，内側ダイ R，内側縦壁，内側パンチ R，パンチ底，外側パンチ R，外側縦壁，外側ダイ R，外側フランジの 9 箇所である．要因分析はそれぞれの各領域に含まれる要素の全積分点，全方向の応力をゼロに置き換えてスプリングバック解析を行った．Fig.2-8 に外側フランジの応力をゼロにしたときの応力分布図を示す．この様にそれぞれの領域の応力をゼロにしてスプリングバック解析を行った結果を Fig.2-9 に示す．グラフは Table 2-2 に示した通常のスプリングバック解析結果（標準）に対して，各領域の応力をゼロにしてスプリングバック解析を行った結果との差分を示した．数値がマイナスの場合ねじれが標準のスプリングバックに対しねじれが小さくなることを示し，数値がプラスの場合はねじれが大きくなることを示す．上記 9 箇所の下死点応力の中で，ねじれを引き起こしているのは，内側フランジ，内側縦壁，外側フランジ，外側縦壁，外側パンチ R であり，その中でも内側縦壁，外側フランジ，外側縦壁の影響が大きいことがわかる．内側フランジはねじれの原因応力であるが，上記 3 箇所と比較して小さいことがわかる．一方，内側ダイ R，外側ダイ R，パンチ底の下死点応力が無くなるとねじれが大きくなる．捩れを小さくする

ためには、縦壁部等ではプレス下死点で発生する応力を低減する必要があり、一方パンチ底部では反対にこの部位の応力をさらに大きくする必要があることを示唆している。

次に曲がりハットのねじれを引き起こす応力をさらに特定するため、上記の9分割に加え長手方向にも3分割し、Fig.2-10に示す合計27箇所領域を分割し、スプリングバック要因分析を行った結果をFig.2-11～2.13に示す。ねじれの発生原因として最も影響が大きいのは、部品中央部の内側縦壁、外側フランジ、内側パンチR、部品-X側および+X側の外側縦壁であることがわかる。一方、部品-X側および+X側の内側縦壁は、ねじれの抑制効果と促進効果を両方持っており、この応力を無くすことでねじれを抑制することは効果的でないことがわかる。また部品-X側および+X側の外側フランジの応力は、捩れ原因応力として影響は小さい。さらに部品中央部の外側縦壁の応力は、ねじれ発生に対して影響がなく、逆にこの部分の応力を無くすとねじれが悪化することがわかる。

従来の研究でスプリングバックの原因と指摘されている箇所は、内側および外側のフランジと縦壁であり、スプリングバック要因分析手法で得られた結果とほぼ同じ結果が得られた。このことからスプリングバック要因分析手法はスプリングバックの原因応力を特定する方法として妥当であると考えられる、

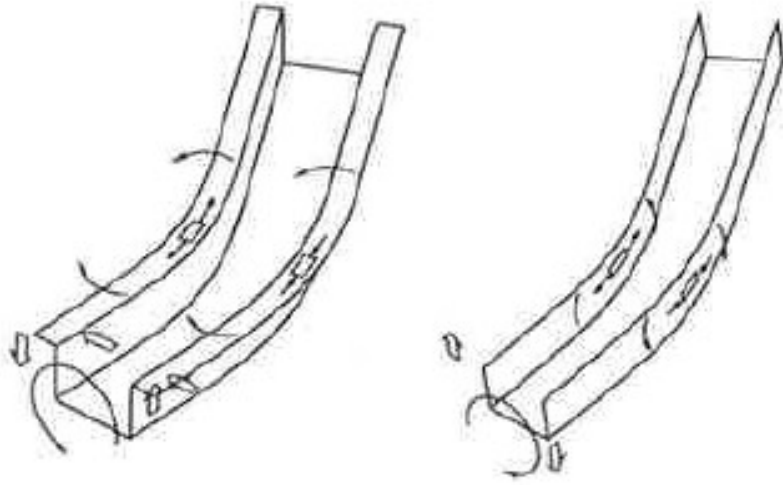


Fig.2-2 Torsion springback of curved channel parts caused by in-plane stresses²⁻⁵⁾

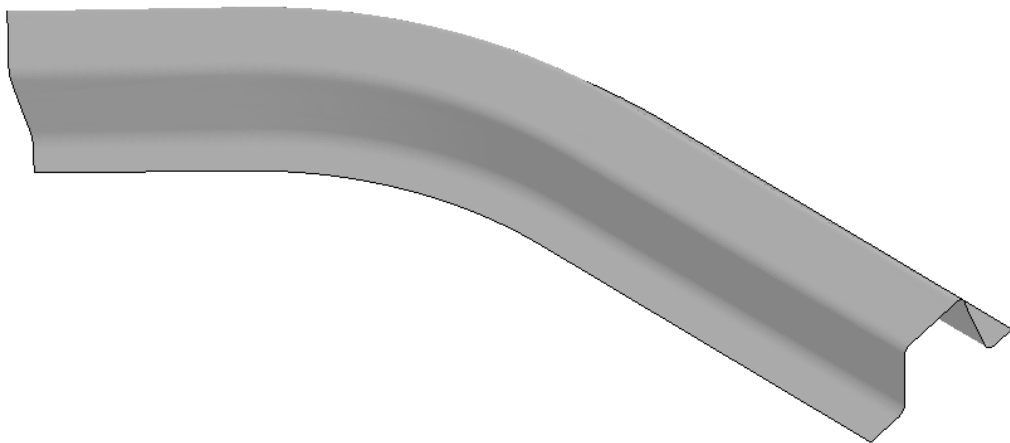


Fig.2-3 Curved hat part shape

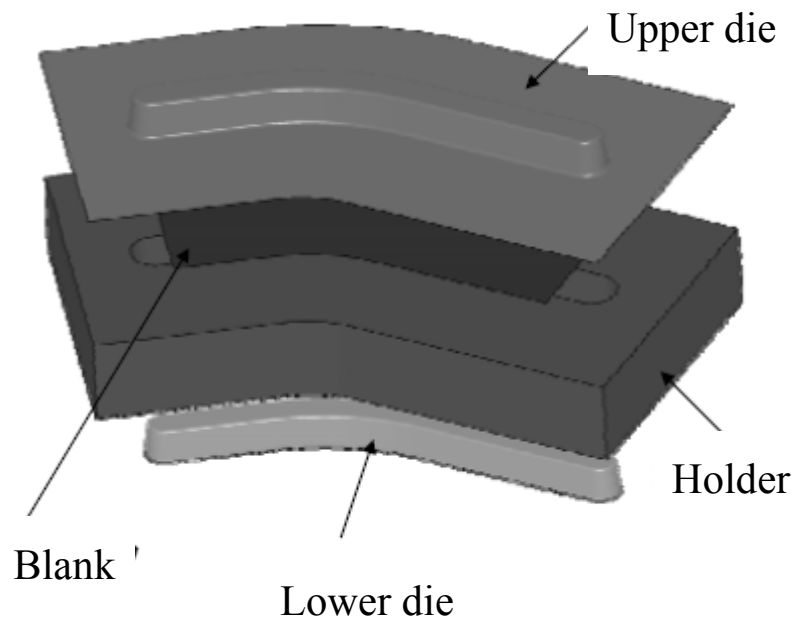


Fig.2-4 Shapes of forming dies and blank in press-forming of curved hat part

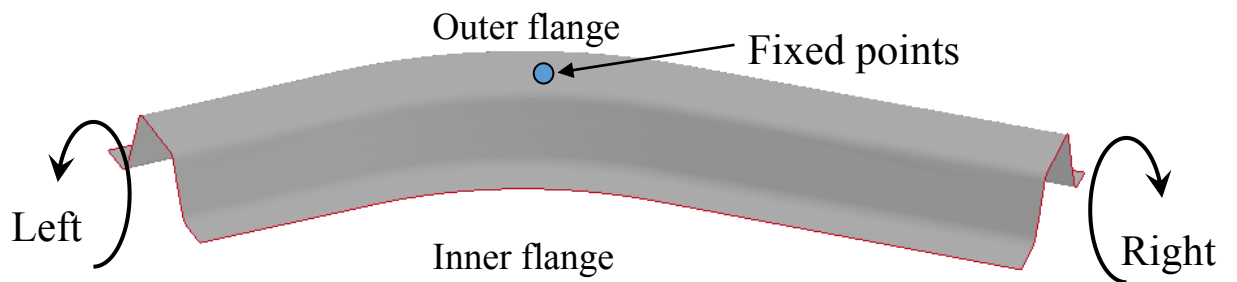


Fig.2-5 Definition of torsion springback of curved hat part

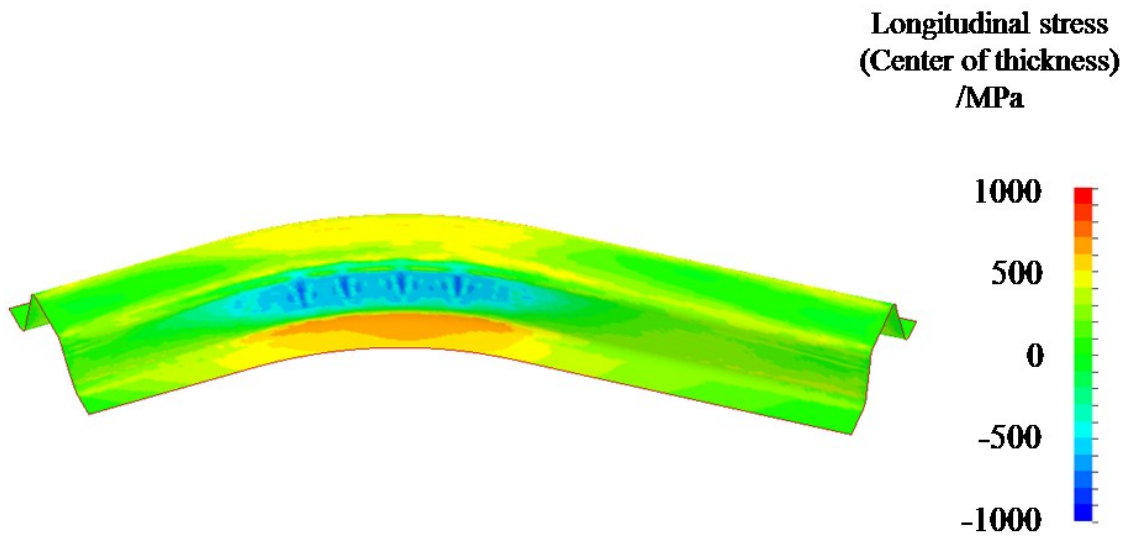


Fig. 2-6 Stress distribution at bottom dead point before springback

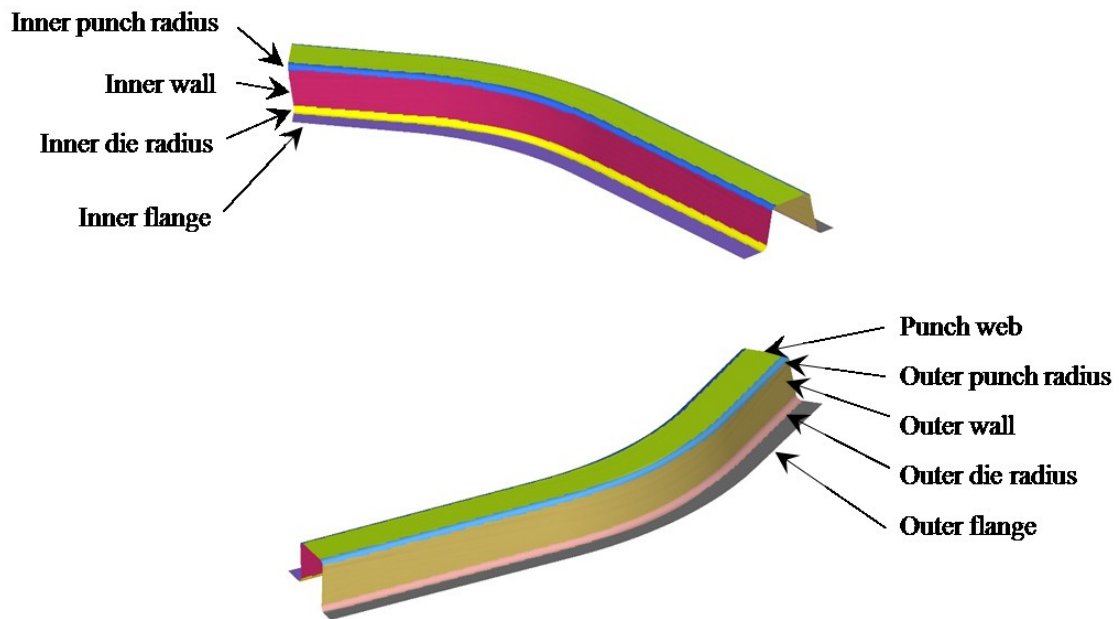


Fig.2-7 Divided 9 longitudinal areas in curved hat part for springback-root-cause analysis

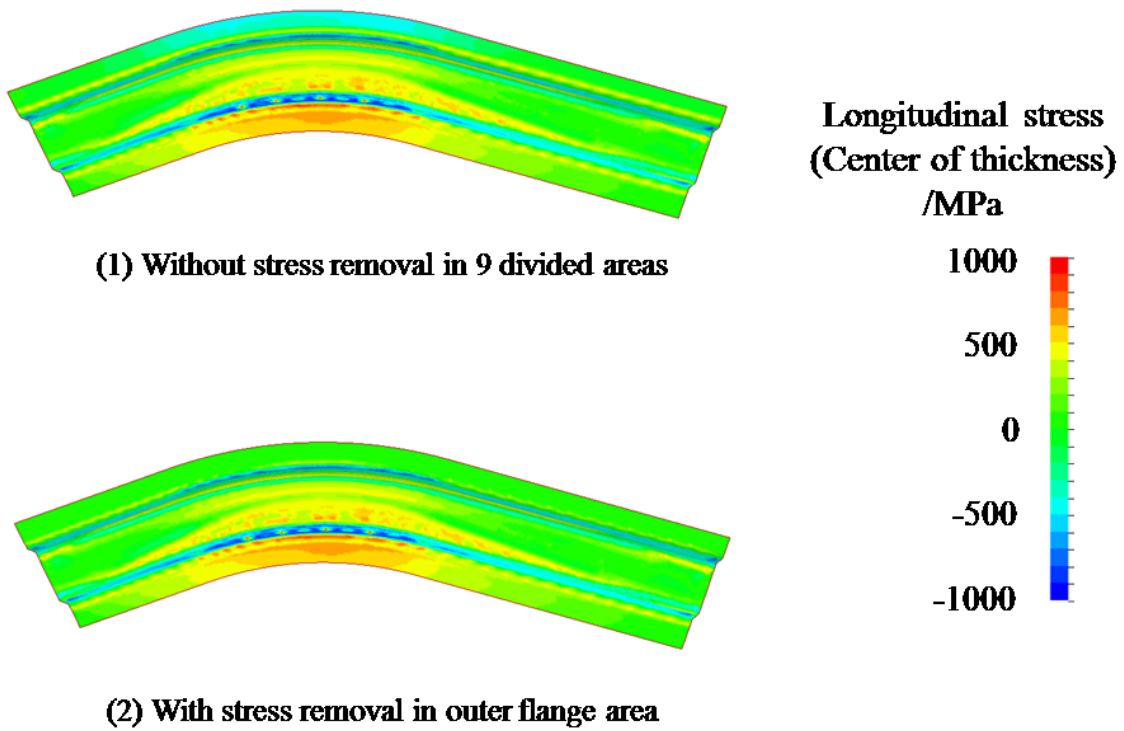


Fig.2-8 Stress distributions at bottom dead point before springback

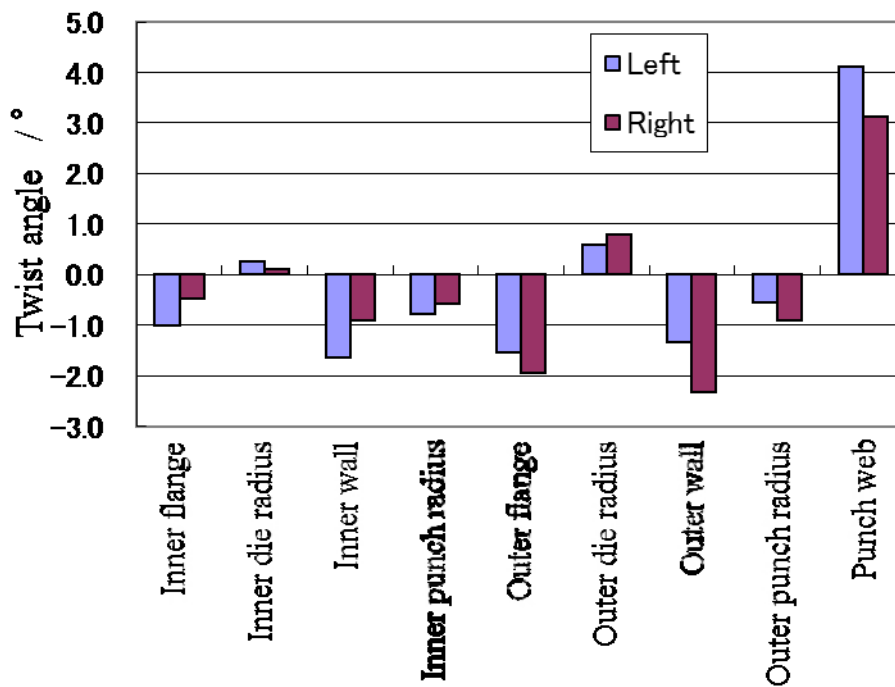


Fig.2-9 Change of torsion springback angle by stress removal in one of 9 areas

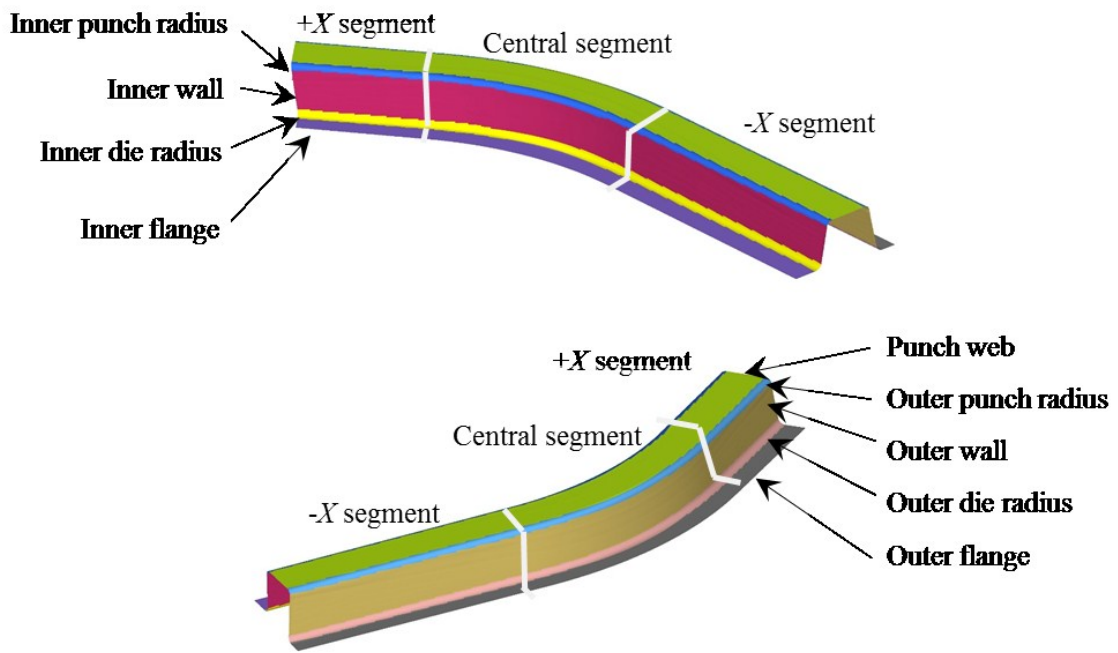


Fig.2-10 Divided 27 areas in curved hat part for springback-root-cause analysis

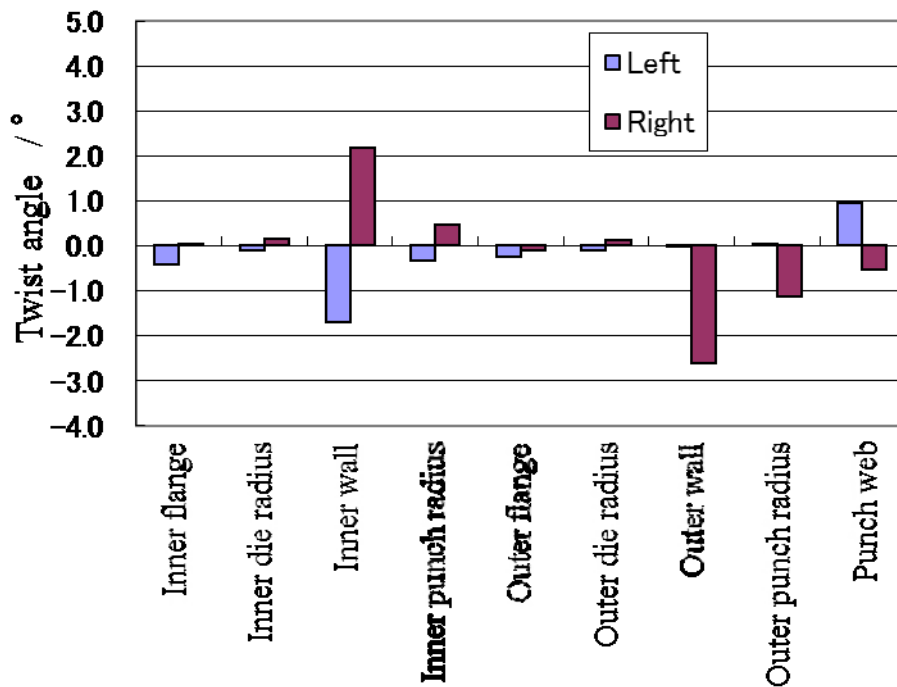


Fig.2-11 Change of torsion springback angle by stress removal in one of 9 areas in $-X$ segment

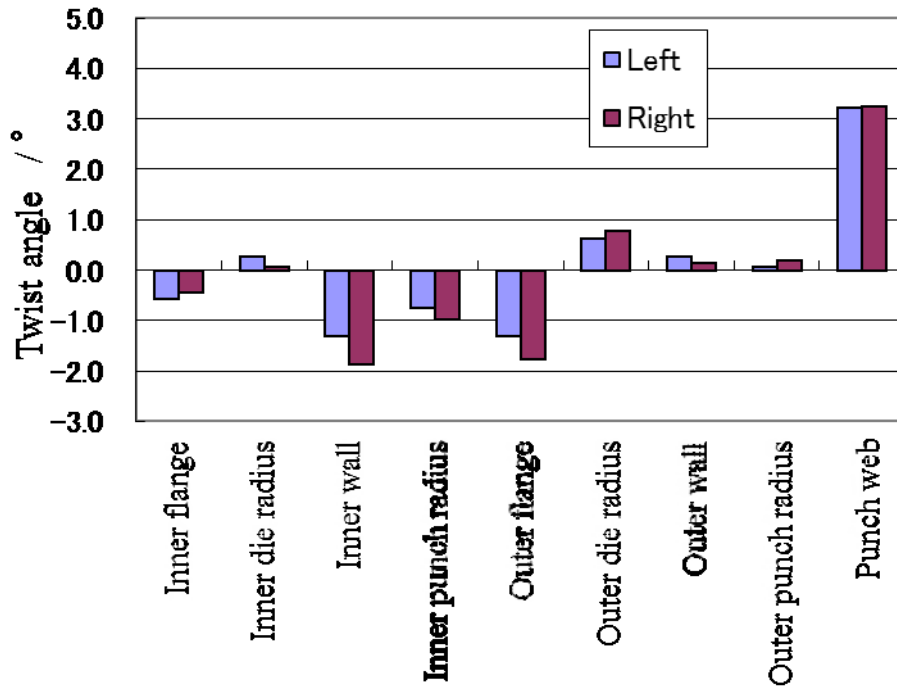


Fig.2-12 Change of torsion springback angle by stress removal in one of 9 areas in central segment

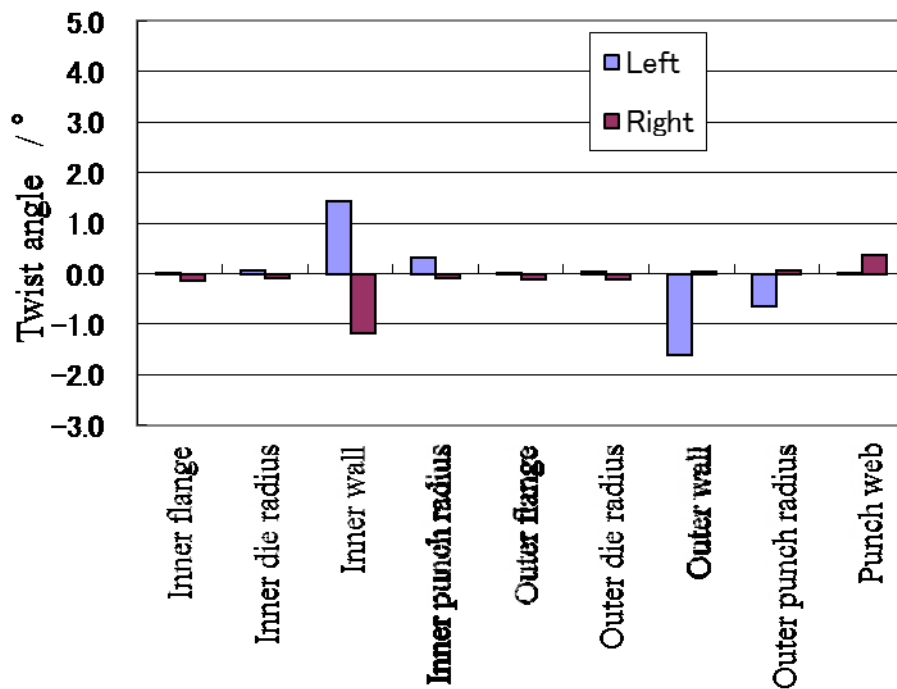


Fig.2-13 Change of torsion springback angle by stress removal in one of 9 areas in +X segment

2-4 まとめ

FEM 解析を用いてスプリングバックの発生要因を特定するスプリングバック要因分析手法の提案を行い、さらに要因分析手法を曲がりハット部品に適用することで、以下の結果を得た。

(1) プレス部品内の成形下死点応力とスプリングバック挙動を関連づける方法として、一部領域の下死点応力をゼロにして計算したスプリングバック解析結果と通常の方法で計算したスプリングバック解析結果の比較を行うスプリングバック要因分析手法を開発することで、スプリングバックの発生原因を特定することを可能とした。

(2) 曲がりハット部品のスプリングバック要因分析結果が、従来の研究で指摘されているスプリングバック原因応力・場所とほぼ同じであることを示し、提案手法の妥当性を示した。

(3) さらに詳細に分析を行うことにより、スプリングバックの原因となる応力・場所を狭い範囲で特定することができるようになると考えられる、そのため、スプリングバックの原因応力を小さくする対策を効率よく立案することが可能であると考えられる。

2-5 参考文献

2-1) Sudo C, Kojima M: Proc. 8th IDDRG Biennial Conference (1974), 190

2-2) 卜部正樹・揚場遼・岸上靖廣・佐藤健太郎・平本治郎・稲積透:

第 63 回塑性加工連合講演会講演論文集, (2012), 123-124

2-3) 林豊: 塑性と加工, 46-534(2005), 580-584

2-4) 井山隆洋・星崇司・小田中健太郎・藤城良夫・浅川基男・林郁彦:

第 53 回塑性加工連合講演会講演論文集, 53(2002, 271-272

2-5) 薄鋼板成形技術研究会: プレス技術, 23-15(1985), 24-25

2-6) 山野隆行・岩谷二郎: 第 56 回塑性加工連合講演会講演論文集,

(2005), 167-168

2-7) 吉田亨・佐藤浩一・磯貝栄志・橋本浩二・栗山幸久・伊藤耿一・植村元:

第 59 回塑性加工連合講演会講演論文集, (2008), 377-378

第3章 スプリングバック要因分析手法への力学的アプローチ

3-1 はじめに

第2章で成形下死点の応力を用いたスプリングバック要因分析により，スプリングバックの原因応力を特定できることを示した．しかしスプリングバック後のプレス成形品には残留応力がある．例として Fig.3-1 に第2章で用いた曲がりハット部材のスプリングバック前後の板厚中央における長手方向の応力分布を示す．一般的にスプリングバック解析前後の応力を比較すると，スプリングバック後の応力はスプリングバック前の下死点応力と比較すると小さくなるがゼロにならない．つまり下死点応力の絶対値とスプリングバックによる変形前後の応力変化量とは一致しない．

そこで本章ではスプリングバックを引き起こす応力について考察を加える．まず前章で示したように下死点応力を用いたスプリングバック要因分析を単純モデルに適用し，スプリングバック要因分析の意味と課題を考察する．次にスプリングバック前後の応力変化量に着目し，この応力変化量を用いたスプリングバック要因分析を行うことを提案する．そしてこの方法と下死点応力を用いたスプリングバック要因分析を比較することで，両者の違いを力学的に説明する．

3-2 下死点応力を用いたスプリングバック要因分析

第2章ではスプリングバック要因分析はプレス成形時の下死点応力を用いて実施した．スプリングバック要因分析は，ある領域の下死点応力をゼロに置き換えた後にスプリングバック計算を行ったが，この方法ではスプリングバックを

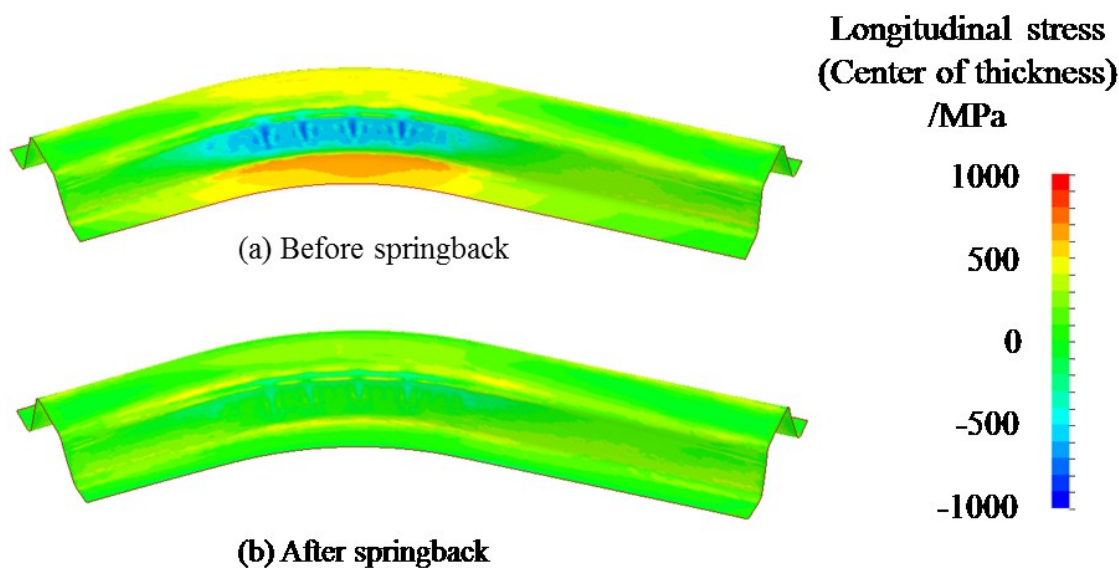


Fig. 3-1 Stress distributions: (a) at bottom dead center before springback, and (b) after springback

引き起こす応力をキャンセルしたことにはならないと考えられる。それは、スプリングバック後も残留応力が存在するためである。プレス成形品内のある領域の下死点応力をゼロに置き換えるということは、スプリングバックを引き起こした応力だけでなく、その後に残る残留応力も含めてゼロにすることである。スプリングバック後の残留応力は、プレス成形品内すべての残留応力が釣り合うことによってのみ存在しうる。つまり残留応力を含めてゼロにすることはスプリングバック後の力の釣り合いを変化させることとなり、この変化分が発生する変形はスプリングバック要因分析における影響量評価の誤差として作用すると考えられる。したがってスプリングバック要因分析を行う場合には、スプリングバック後にプレス成形品内に存在する残留応力の影響を考慮する必要があると考えられる。そこでさらにスプリングバック要因分析の正確性を向上させるための検討を行った。ただしスプリングバック後の残留応力は、下死点

応力と比較して小さいため、下死点応力を用いたスプリングバック要因分析の結果は工学的には十分に有用と考えられる。

3-3 スプリングバック駆動応力

スプリングバック前後の応力変化を考えるため、プレス成形解析を行ったモデルにおいて任意の要素のプレス下死点応力とスプリングバック後の各要素の残留応力を考える。スプリングバックはプレス品が離型することに伴いプレス下死点応力が解放される現象のため、下死点応力はスプリングバック後の残留応力と比較して大きい (Fig.3-1)。ここでスプリングバック前後の各要素の応力変化量を見ると、実際のスプリングバックでは下死点応力とスプリングバック後の残留応力の差分となる。そこで各要素のスプリングバック前後の応力変化量をスプリングバック駆動応力と定義する。下死点応力を σ_{ij}^0 、スプリングバック後の各要素の残留応力を σ_{ij}^r とすれば、その差分 $\Delta\sigma_{ij}$ がスプリングバック駆動応力である。

$$\Delta\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^0 - \sigma_{ij}^r \quad (1)$$

なおスプリングバック前後で材料要素の位置が剛体回転も含めて変化する。その影響を避けるため、駆動応力 $\Delta\sigma_{ij}$ は材料固定の局所座標系における σ_{ij}^0 と σ_{ij}^r を用いて算出する必要がある。

次節以降では下死点応力、スプリングバック駆動応力をそれぞれ用いたスプリングバック要因分析が持つ力学的な意味について、それぞれ詳しく考察を加える。

3-4 下死点応力を用いたスプリングバック要因分析の力学的説明

Fig.3-2 にスプリングバック前後の応力変化を模式的に示す。プレス下死点でプレス成形品の各要素（領域 A）に発生した下死点応力を σ_{ij}^0 とする。プレス下死点では金型により変位が拘束されている。次に離型に伴ってこの変位の拘束を外すことで応力の再分配が起こる。この結果、残留応力 σ_{ij}^r が残る。次にスプリングバック要因分析について考える。Fig.3-3 に示す様にプレス下死点で一部の要素（領域 B）の下死点応力をゼロにする。これは力学的には応力をゼロにする領域のみ変位の完全拘束を行った上で、応力をゼロにしている状態とみなすことができる。この状態に対してスプリングバック解析を行うのであるが、この過程を次のようにステップに分けて考える。まず領域 B を除いた領域 A の金型の拘束を外すと考えると、この部分の応力は解放され変形が起こり、応力 σ_{ij}^{A1} が残る。この応力 σ_{ij}^{A1} は Fig.3-2 と比較すると領域 B の周囲の拘束が付加されることで状態が異なるため σ_{ij}^r と同一にはなり得ない。次に領域 B の変位拘束を外すと考えると領域 A の応力 σ_{ij}^{A1} の再分配が行われ、領域 A, B には共に σ_{ij}^r と異なる応力 σ_{ij}^{A1r} , σ_{ij}^{B1r} が残留する。上述の様にスプリングバック要因分析を行った結果は、応力をゼロにする操作をおこなわない通常のスプリングバック解析結果と異なる応力状態となり、スプリングバック量が変わる。両者のスプリングバック量の差が、応力をゼロとした領域がスプリングバック量に及ぼす影響度になる。

ここで Fig.3-3 で領域 B を設定し、領域の応力をゼロにするという過程について、A, B それぞれの領域に切り分けて考える (Fig.3-4)。領域 B を切り出すことは、領域 A の中に領域 B の穴を空け、同時に領域 B との境界となる節点に変

位が発生しないように領域 B からの節点反力を作用させて釣り合いをとることと同義である。一方、切り出された領域 B の境界にも節点の変位が発生しないだけの節点反力が作用しており、同じく力の釣り合いをとっている。次に領域 B の周囲の節点変位を完全拘束したまま内部の応力をゼロにすると、領域周囲を含めて領域 B 内の全節点の合節点力はすべてゼロになり、釣り合いの取れた状態となる。これを再び領域 A に戻す。この時点では領域 B の境界となる節点には領域 A からの合節点力が作用した状態となる。その後、領域 A と B の間の拘束を外すことで、Fig.3-3(b)(c)と同様の状態を作り出すこととなる。

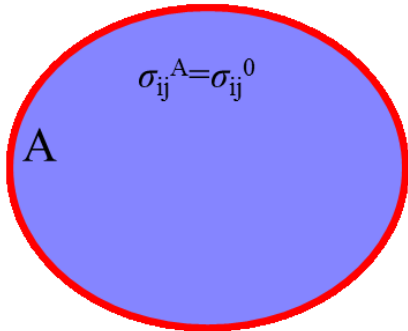
これと同等の変化を仮に再現しようとするれば、プレス成形品内のある部分の境界を完全拘束した状態で切り取り (Fig.3-4 の領域 B) , 応力がゼロの同材料をはめ込む、あるいは熱処理などにより応力を解放した領域 B を再度はめ込むことと同じと考えられる。

仮に Fig.3-3 において領域 B の応力を変化させずに、段階的に拘束を外してスプリングバック解析を行った時の模式図を Fig.3-5 に示す。領域 B との境界を除いた領域 A の金型の拘束を外すと、この部分の応力は解放されて応力 σ_{ij}^{A2} が残る。応力 σ_{ij}^{A2} は Fig. 3-3 において領域 B が完全拘束されている状態と全く同じとなるため応力 σ_{ij}^{A1} と等価になる。したがって応力 σ_{ij}^{A2} は σ_{ij}^f と異なる。次に領域 B の変位拘束を外すと領域 A の応力 σ_{ij}^{A2} の影響により応力の再分配が行われ、領域 A, B の応力は変化する。しかし応力の変化は Fig.3-2 と同じであるため、共に σ_{ij}^f となる。したがってスプリングバック変位量も通常のスプリングバック解析結果と同じになる。つまり弾性変形であるスプリングバック解析を実施するに当たっては、拘束を外す順序は最終的な変形には影響しない。つまり Fig.3-3

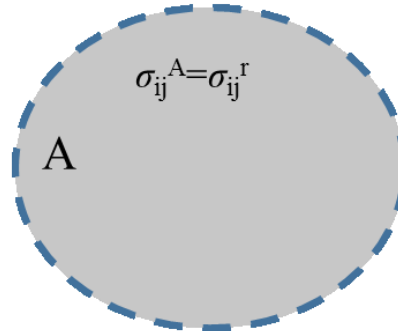
で示すように応力を変化させた場合は、その応力の変化量のみがスプリングバック後の形状や応力分布に影響を与えることとなる。

以上のように下死点応力を用いたスプリングバック要因分析の各過程において、応力をゼロにするという通常のスプリングバック解析とは異なるステップを追加しても全体の力のつり合いは取れていると考えられ、力学的な矛盾は発生しない。

(a) Before springback



(b) After springback



Solid line : boundary with deformation constraint

Dotted line : boundary without deformation constraint

Fig. 3-2 Change of stress in area A from σ_{ij}^0 at bottom dead point before springback to σ_{ij}^r after springback

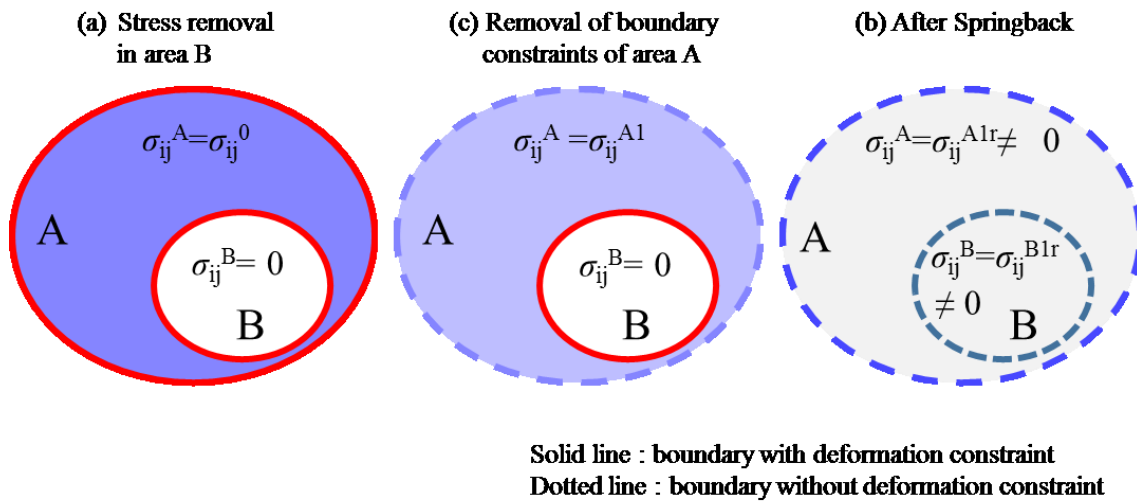


Fig.3-3 Schematic diagram of springback-root-cause analysis using stresses at bottom dead point

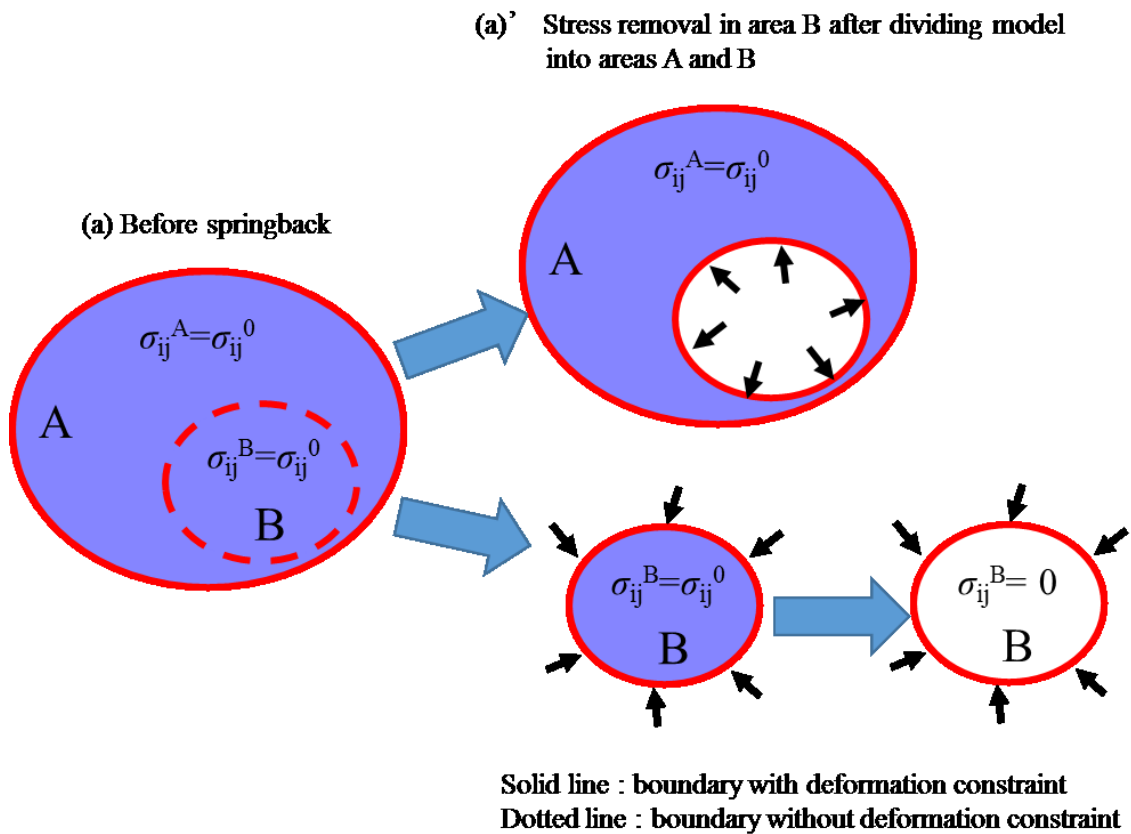


Fig.3-4 Detailed schematic diagram of springback-root-cause analysis using stresses at bottom dead point

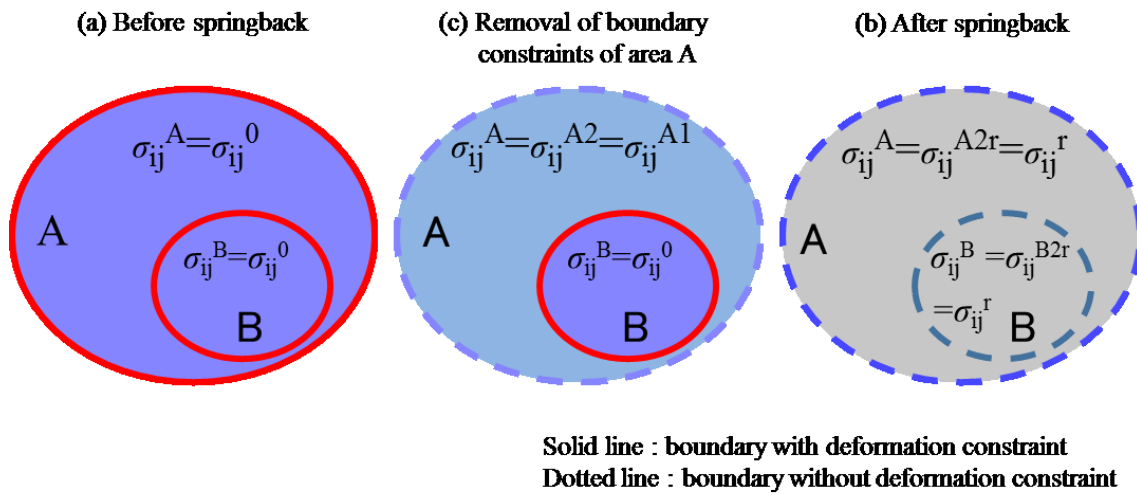


Fig.3-5 Change of stresses by springback

3-5 スプリングバック駆動応力を用いたスプリングバック要因分析の力学的説明

前節 Fig.3-2 の下死点応力を駆動応力に置き換えたときのスプリングバック前後の応力変化について Fig.3-6 に模式図を示す。プレス下死点でプレス成形品の各要素（領域 A）に存在する応力を $\Delta\sigma_{ij}$ と定義する。プレス下死点ではプレス金型により変位が拘束されており、力のつり合いは取れた状態となっている。次に金型の拘束を外すと応力の再分配が起こるが、スプリングバック前後の応力変化量と駆動応力 $\Delta\sigma_{ij}$ はその定義上等価であるため、スプリングバック後の各要素の応力はゼロとなる。次に駆動応力を利用したスプリングバック要因分析の場合を考える。Fig.3-7 に示す様にプレス下死点で要素の一部（領域 B）の応力をゼロにする。これは力学的には応力をゼロにする領域のみ変位の完全拘束を行った上で、応力をゼロにすることに相当する。次にスプリングバック解析を行うときに、段階的に拘束を外すと仮定して考える。まず領域 B を除いた領域 A の金型の拘束を外すと、この部分の応力は解放され変形が起こり、応力 σ_{ij}^{A1} が残

る。応力 $\sigma_{ij}^{A1'}$ は Fig.3-6 と比較すると領域 B の状態が異なるためゼロにはならない。次に領域 B の変位拘束を外すと領域 A の応力 $\sigma_{ij}^{A1'}$ の影響により応力の再分配が行われ、領域 A, B には共にゼロと異なる応力 σ_{ij}^{A1r} , σ_{ij}^{B1r} が残留する。したがって、スプリングバック要因分析を行った結果は、Fig.3-6 に示す通常のスプリングバック解析結果と異なる応力状態となり、スプリングバック量が変化する。両者のスプリングバック量の差が、応力をゼロとした領域（ここでは領域 B）に存在していた応力の影響度である。

以上のようにスプリングバック駆動応力を用いたスプリングバック要因分析においても、力のつり合いは取れており力学的に問題が無いと考えられる。前節で述べたように、下死点応力を用いたスプリングバック要因分析でも、応力の変化がスプリングバックに及ぼす影響を評価することに関して力学的に矛盾がないが、スプリングバックによる各要素の応力変化量そのものである、スプリングバック駆動応力を用いた方が定量的にはより正確に各領域のスプリングバックに及ぼす影響度合いを算出することが期待できる。

次節以降では、これまで述べてきた下死点応力およびスプリングバック駆動応力を用いたスプリングバック要因分析について、実際に有限要素法解析を実施して詳しく説明する。まずスプリングバック要因分析の手順が持つ意味を力学的に捉えるために、単純なモデルを用いて説明する。

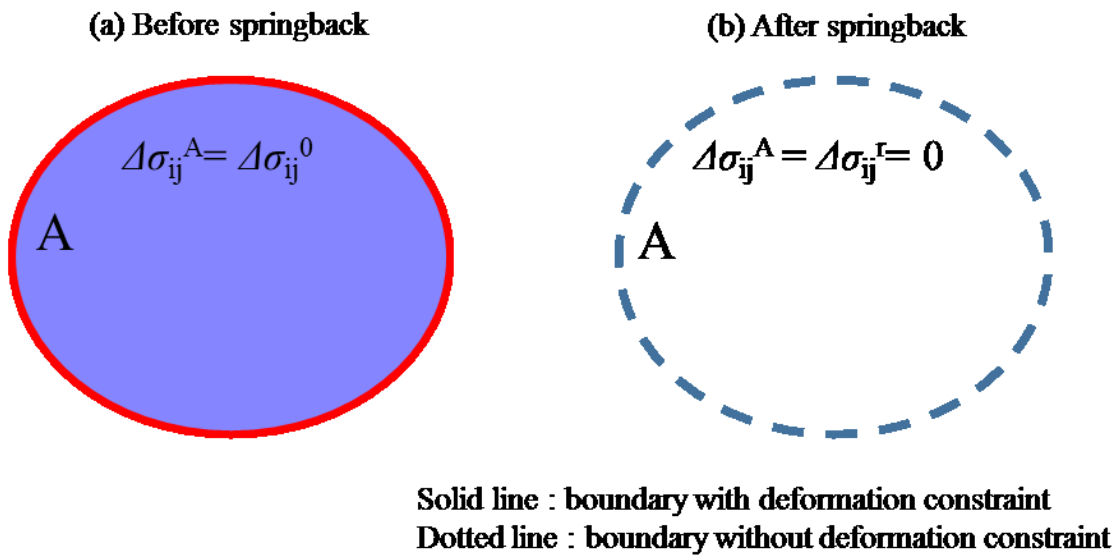


Fig.3-6 Schematic diagram of springback-root-cause analysis using springback driving stresses

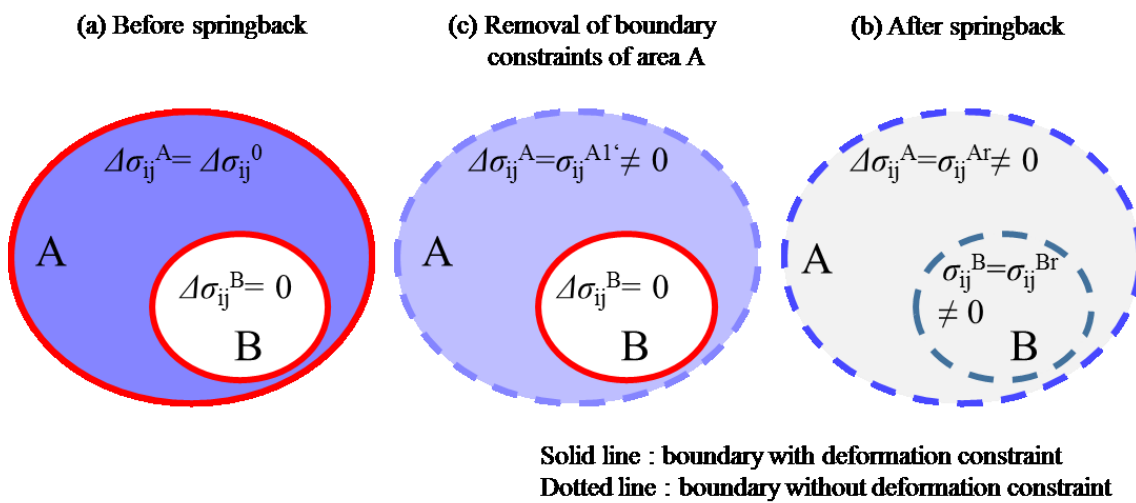


Fig.3-7 Detailed schematic diagram of springback-root-cause analysis using springback driving stresses

3-6 単純モデルを用いたスプリングバック要因分析

Fig.3-8 に示す一辺 10mm の正方形を用いた 3 個のシェル要素からなる片持ち梁の単純モデルを用いて、引張変形および曲げ変形の 2 種類の変形モードについて、有限要素法による変形解析およびスプリングバック解析を行った。成形解析およびスプリングバック解析の有限要素法ソルバーには LS-DYNA ver. 971 を使い、材料モデルには面内等方向外異方性弾塑性モデル、板厚方向の積分点は 7 とし、負荷過程の解析は動的陽解法で、スプリングバック解析は静的陰解法による弾性解析で行った。供試材は高張力鋼板 JSC590Y、板厚は 1.0mm とし、その機械物性値を Table 3-1 に示す。

Table 3-1 Mechanical properties of steel used in springback analysis of cantilever model

Material	Yield strength MPa	Tensile strength MPa	Elongation %	R-value
JSC590Y	381	681	29	0.9

解析モデルへの引張変形 (Fig.3-9) は、左端部の 2 つの節点の X , Y , Z 変位と Y 軸まわりの回転を固定することにより左端部を完全拘束した上で、その反対側の節点に $+X$ 方向に 5mm の強制変位を加えることで行い、その後、左端部を固定したまま右側変位の拘束点を解放することで、スプリングバック解析を行った。

一方、解析モデルへの曲げ変形 (Fig.3-10) は、同様に左端部の節点の X , Y , Z 変位と Y 軸まわりの回転を固定した上で、右端部の節点に $-Z$ 方向に 10mm の強制変位を加えることで行い、その後、左端部を固定したまま右側変位の拘束点を解放することで、スプリングバック解析を行った。

各変形形態でのスプリングバック要因分析は、負荷過程の変形解析完了後に A

から C の要素を一要素ごとに要素内の全積分点，全方向の応力をゼロに置き換えて，それぞれでスプリングバック解析計算を実施するという手順で行った。

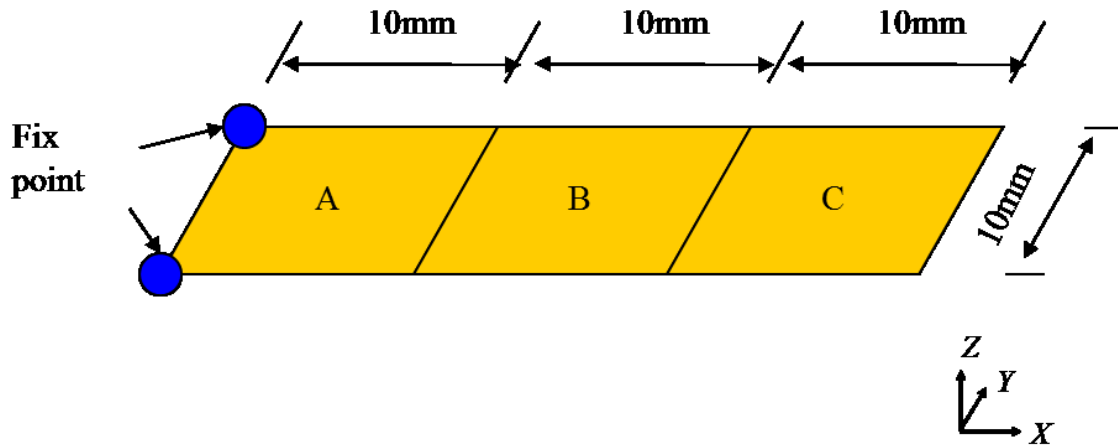


Fig.3-8 Cantilever model

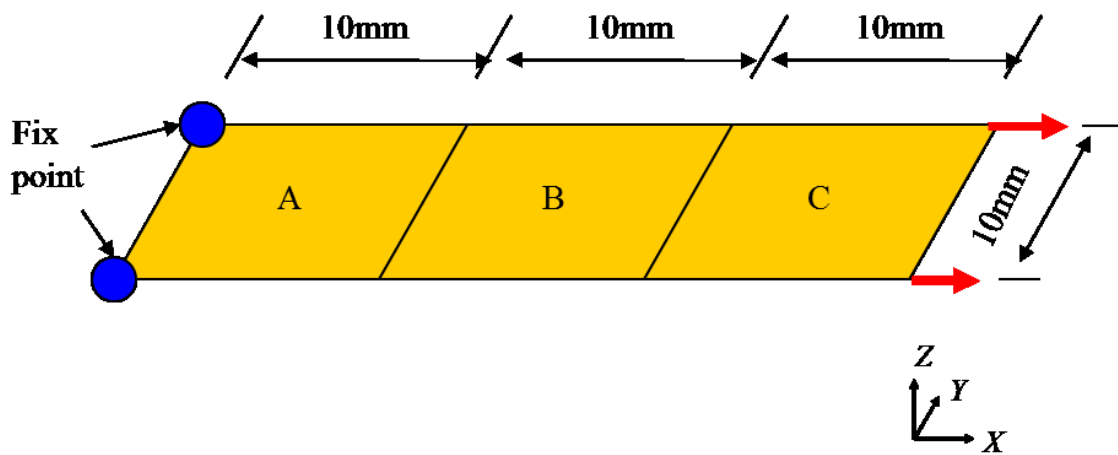


Fig.3-9 Tension loaded onto cantilever model

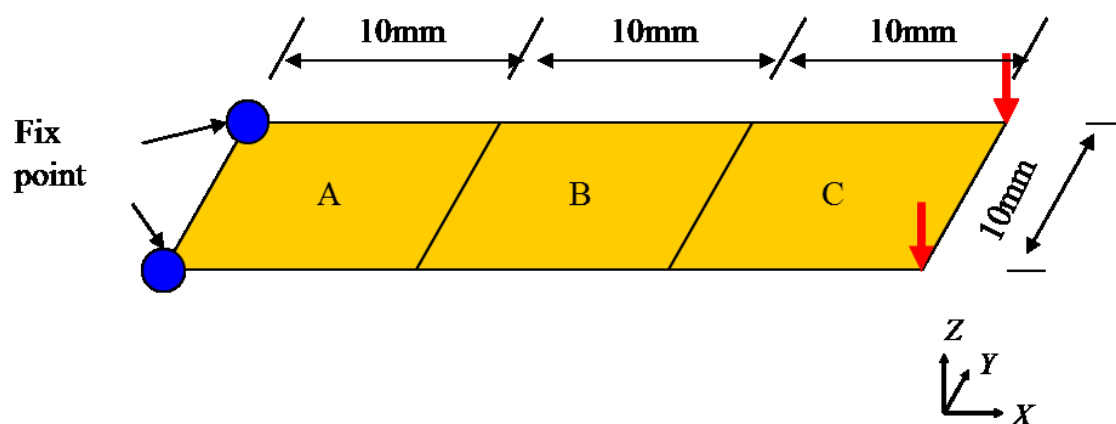


Fig.3-10 Bending moment loaded onto cantilever model

3-7 単純モデルのスプリングバック要因分析結果

引張変形を行った後の通常のスプリングバック量の計算結果は 0.12mm であった。次に A から C の要素を一要素ごとに全積分点，全方向の下死点応力をゼロに置き換えてスプリングバック解析を行った結果は Fig.3-11 に示すように 0.08mm と全て等しくなった。次にスプリングバック駆動応力をゼロに置き換えて行ったスプリングバック解析結果 Fig.3-12 に示す。要素 A, B, C の応力をゼロにしたときのスプリングバック量は全て 0.08mm と，下死点応力を用いた解析の結果と差は無かった。

次に曲げ変形を行った後の通常のスプリングバック量の計算結果は 2.1mm であった。次に引張変形の時と同様に，A から C の要素を一要素ごとに全積分点，全方向の下死点応力をゼロに置き換えてスプリングバック解析を行った結果を Fig.3-13 に示す。要素 A の場合が 0.6mm と最も小さく，続いて要素 B が 1.6mm，要素 C が 2.1mm の順番となった。つまりスプリングバックの変化量は要素 A が 1.5mm，要素 B が 0.5mm，要素 C が 0.0mm となり，固定側で変化量が大きく，負荷点側で小さくなった。

次にスプリングバック駆動応力を用いて上記と同じ手法で各要素の応力をゼロに置き換えて行ったスプリングバック解析結果を Fig.3-14 に示す. 下死点応力を用いた結果と同じく, 要素 A の場合が 0.6mm と最も小さく, 続いて要素 B が 1.6mm, 要素 C が 2.1mm の順番となった.

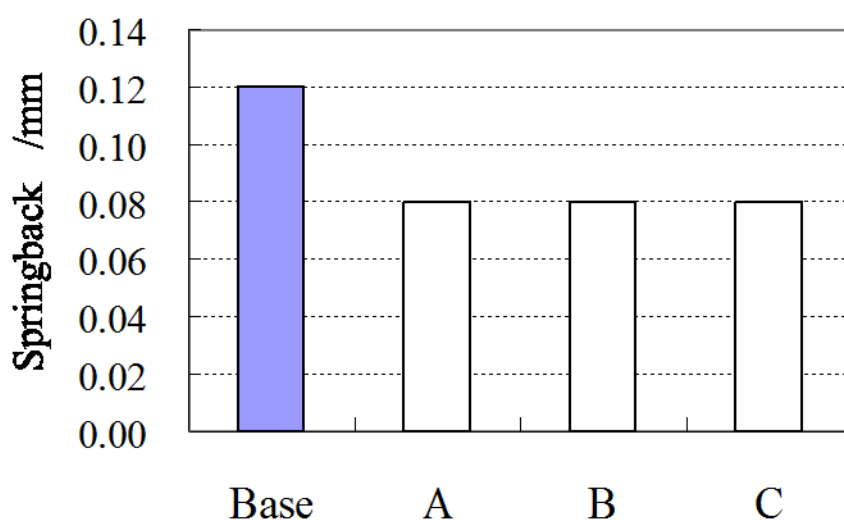


Fig.3-11 Springback value, displacement in *X* direction of cantilever tip by springback, using stresses of zero in one of 3 elements, A to C, and using stresses after adding tensile deformation in other 2 areas compared with base springback value of 0.12mm

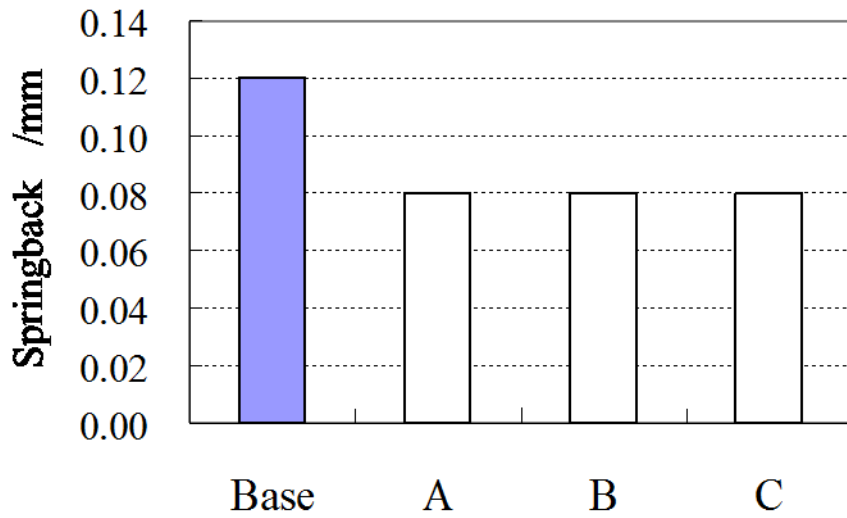


Fig.3-12 Springback value, displacement in X direction of cantilever tip by springback, using stresses of zero in one of 3 elements, A to C, and using springback driving stresses in other 2 areas compared with base springback value of 0.12mm

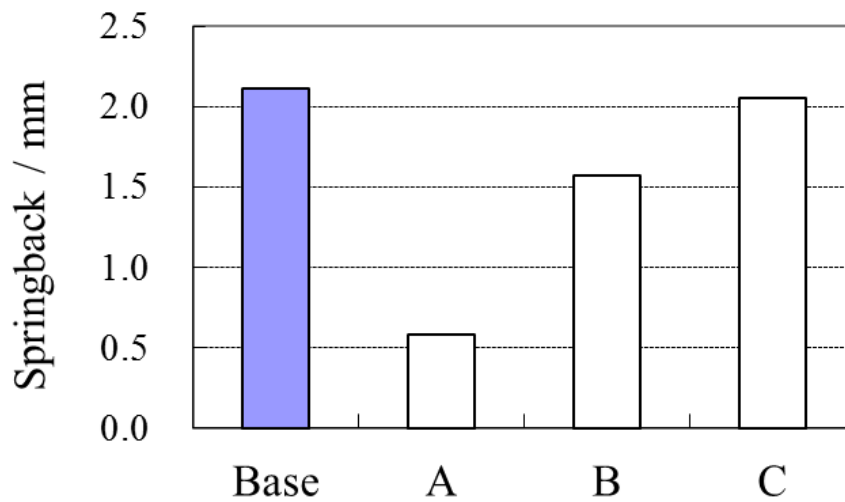


Fig.3-13 Springback value, displacement in $-Z$ direction of cantilever tip by springback, using stresses of zero in one of 3 elements, A to C, after adding bending deformation in other 2 areas compared with base springback value of 2.1mm

3-8 スプリングバック要因分析の考察

引張荷重を負荷した時，およびスプリングバック後の各要素の X 方向応力を Table 3-2 に示す．引張の変形においては全ての要素に均等な応力が発生している．このため，Fig.3-9 に示す要素 A から C の各要素がスプリングバックに及ぼす影響も均等になる．なお単純モデルの引張付与では板厚方向に均等な応力，ひずみが発生しており，かつスプリングバックにより X 方向の外力が全て解放されるため，スプリングバック後には応力が残留しない．したがって下死点応力とスプリングバック駆動応力は等しくなり，両者のスプリングバック要因分析に差がでない．

一方，曲げ変形を負荷した時のスプリングバック前後に各要素に発生した X 方向応力を Table 3-3 に示す．右端の拘束が解放されて各部が釣り合うようにスプリングバック変形が発生する．曲げ変形の場合には板厚方向に不均一な塑性変形であるため，弾性戻りでは全ての応力が解放されることはなく，スプリングバック後の要素に応力が残留する．

曲げ変形を負荷した時の駆動応力分布とスプリングバック後の応力分布を Table 3-4 に示す．スプリングバック解析後はプレス成形品内に応力が残留しておらず，駆動応力はスプリングバックに全て使用されたことが確認できる．

片持ち梁の変形においては荷重負荷により，梁の長手方向に不均一なモーメントが発生し，固定端側の要素に大きな応力が発生する．これに対し負荷点側の要素に発生する応力は小さい．このため Fig.3-14 に示すスプリングバック要因分析の結果は，基準となるスプリングバック量 2.1mm に対し，要素 B, C の応力をゼロに置き換えた場合はスプリングバック量が大きいのにに対し，要素 A の応力をゼロに置き換えた場合はスプリングバック量が 0.6mm と小さくなったと考

えられる。これは要素 B, C の下死点応力に比べて片持ち梁固定端部側にある要素 A の下死点応力がスプリングバックに大きく影響していることを示している。

要素 A, B, C に存在する応力を個別に消去して解析を行ったスプリングバック量と基準となるスプリングバック量 2.1mm との差分であるスプリングバック変化量を Fig.3-15 に示す。スプリングバック変化量は、それぞれ 1.5mm, 0.5mm, 0.1mm となり、その総和は基準となるスプリングバック 2.1mm と一致する。これは、各要素の応力が独立してスプリングバックを発生させたためと考えられる。

以上のように単純モデルにおいて、下死点応力を用いた要因分析と駆動応力を用いた要因分析では結果は同等となり、どちらの応力を用いても妥当と言える結果が得られた。しかし力学的に要因分析手法を考えると、純粹にスプリングバックに使用された応力のみで構成される駆動応力を用いた要因分析の方が正確であると考えられる。

Table 3-2 Stresses in *X* direction in cantilever before and after springback by tensile deformation (MPa)

Shell element	Before springback			After springback		
	A	B	C	A	B	C
Upper layer	714	714	714	0	0	0
Mid layer	714	714	714	0	0	0
Lower layer	714	714	714	0	0	0

Table 3-3 Stresses in X direction in cantilever before and after springback by bending deformation (MPa)

Shell element	Before springback			After springback		
	A	B	C	A	B	C
Upper layer	475	317	102	-146	-2	0
Mid layer	2	-1	-2	3	0	0
Lower layer	-479	-323	-106	144	0	0

Table 3-4 Springback driving stresses in X direction in cantilever before and after springback by bending deformation (MPa)

Shell element	Before springback			After springback		
	A	B	C	A	B	C
Upper layer	619	319	102	0	0	0
Mid layer	-1	-2	-2	0	0	0
Lower layer	-621	-322	106	0	0	0

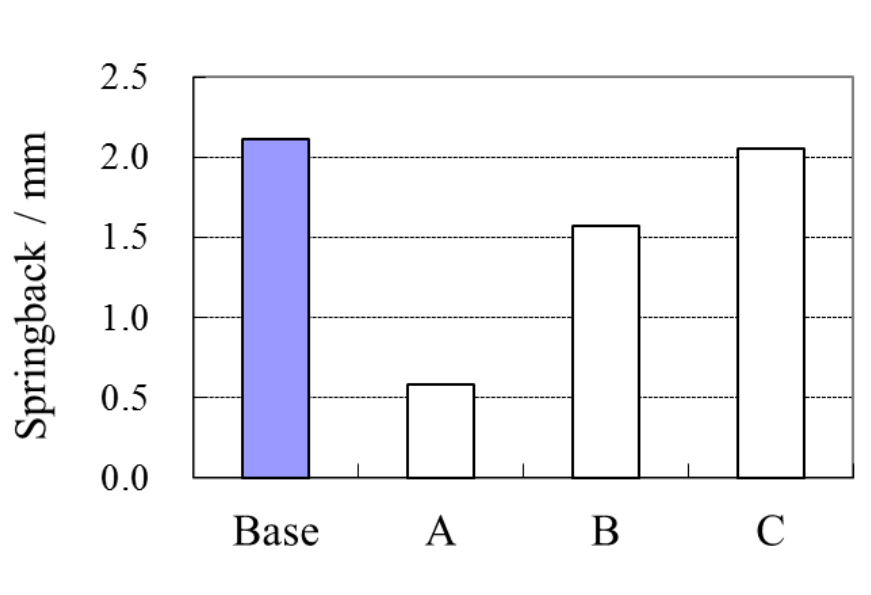


Fig.3-14 Springback value, displacement in $-Z$ direction of cantilever tip by springback, using stresses of zero in one of 3 elements, A to C, and using springback driving stresses in other 2 areas compared with base springback value of 2.1mm

3-9 スプリングバック要因分析における各要素のひずみ

次に各要素のひずみについて、3-3 節の式(1)が成り立ち、下死点の応力と形状を持つプレス成形品からスプリングバック計算を行う場合を考える。スプリングバック解析の前後の状態から計算されるひずみの変化量は、それぞれ $\varepsilon_{ij}^0, \varepsilon_{ij}^r$ とすれば、駆動応力によるスプリングバック量は

$$\Delta\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^0 - \varepsilon_{ij}^r \quad (2)$$

が成り立つ。通常のスプリングバック解析では残留応力はスプリングバック量に影響を及ぼすことはないが、要因分析のために応力値をゼロに変化させた場合には、残留応力の釣り合いが変化することで、 ε_{ij}^r がゼロでなくなる。このように下死点応力を使った場合、本来のスプリングバック量に加えて、残留応力によるスプリングバック量も同時に消去されることにより、本来求めたい応力以外の影響を受けることとなる。以上のことから、駆動応力を使用することで、前述のようなスプリングバック後に各要素に残った残留応力の影響を排除でき、より高精度な影響度合いの評価が可能と考えられる。

3-10 まとめ

スプリングバックを引き起こす応力について考察を加えるため、スプリングバック要因分析手法を 3 要素からなら平板の単純モデルに適用することで、以下のことを明らかにした。

(1) スプリングバック後には部品内に残留応力が残るため、プレス成形下死点応力の絶対値とスプリングバック変形前後での応力変化量は一致しない。

(2) スプリングバック前後の応力変化量をスプリングバック駆動応力と定義し、成形下死点の応力を駆動応力に入れかえてスプリングバック解析を実施すると、スプリングバック後の応力がゼロとなり、かつスプリングバックによる変形量は同等となる。

(3) スプリングバック駆動応力を用いた要因分析の力学的な意味を考察し、矛盾が無いことを確認した。

(4) スプリングバック駆動応力を要因分析に用いることにより、スプリングバック解析後の残留応力の影響を排除することが可能となり、その原理上、より高精度なスプリングバック要因分析の実現が期待できる。

第4章 スプリングバック要因分析の自動車部品への適用

4-1 はじめに

高張力鋼板の最大の適用用途は自動車部品である。第1章で述べたように地球温暖化などの環境問題から自動車軽量化のニーズが高く、高張力鋼板の自動車骨格大型部材への適用が進んでいる。しかし一般に自動車部品は複雑な形状をしており、高張力鋼板をプレス成形すると様々な形態のスプリングバックが発生する。本章では代表的な自動車骨格部品であるフロントピラー・レインフォースおよびセンターピラー・インナーにスプリングバック要因分析を適用し、スプリングバックの原因応力を特定する。さらにこの分析結果に基づくスプリングバック対策の立案、対策によるスプリングバック抑制効果について述べる。さらに前章で示した下死点応力とスプリングバック駆動応力を用いたそれぞれのスプリングバック要因分析結果を比較、スプリングバック後の残留応力がスプリングバックに及ぼす影響について述べる。

4-2 フロントピラー・レインフォースを用いたスプリングバック要因分析

4-2-1 部品と供試材

フロントピラー・レインフォースは自動車のフロントガラスの左右にある柱を構成する部品であり、前面衝突したときに乗員を保護するため変形しないことと、視界確保のため細い断面形状が求められるため高強度化のニーズが高い (Fig.4-1)。Fig.4-2 に本検討に用いたフロントピラー・レインフォースを模擬した部品形状を示す。フロントピラー・レインフォースは細長い形状をしており、さらに長手方向に湾曲しているため、ねじれや反りなど複雑なスプリング

バックが発生し、部品形状精度を確保することが難しい部品である。

成形に用いた金型およびブランクの形状を Fig.4-3 に示す。プレス成形は、パッドを用いない 1 工程の曲げにより行った。供試材は合金化溶融亜鉛メッキ高張力鋼板 JAC980Y, 板厚は 1.4mm を用いた。供試材の機械物性値を Table 4-1 に示す。

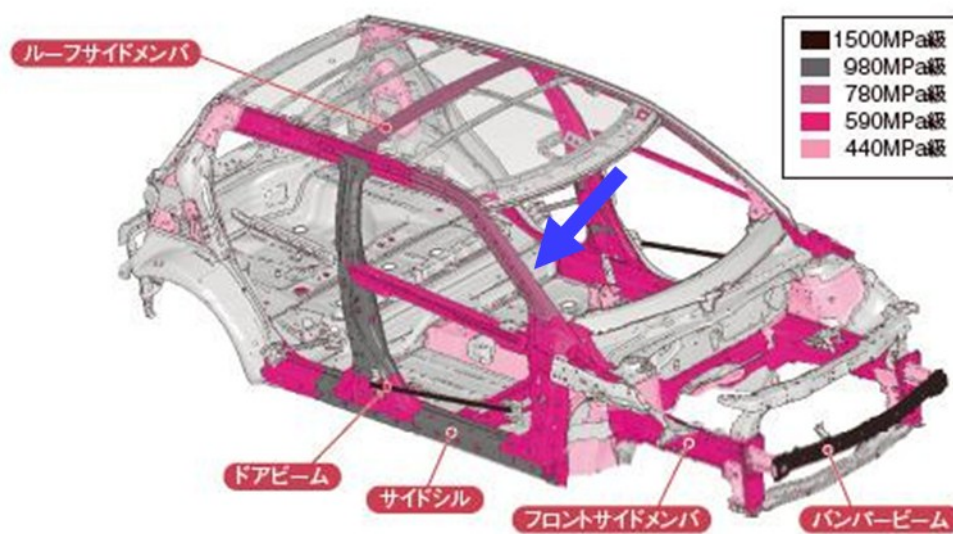


Fig. 4-1 Front pillar reinforcement⁴⁻¹⁾



Fig. 4-2 Shape of front pillar reinforcement

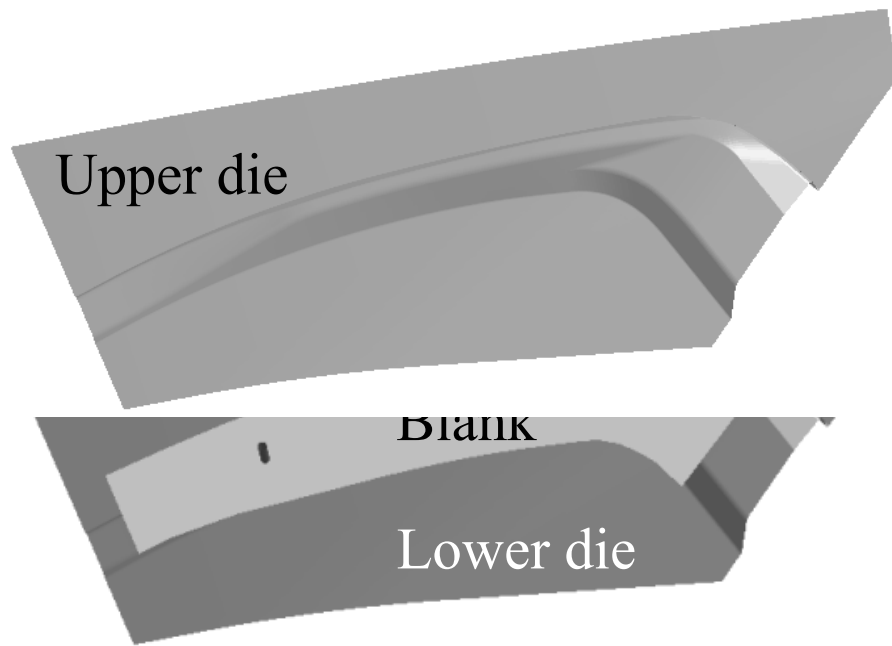


Fig. 4-3 Shapes of forming dies and blank in press-forming of front pillar reinforcement

Table 4-1 Mechanical properties of steel used in springback analysis of front pillar reinforcement

Material	Yield strength MPa	Tensile strength MPa	Elongation %	R-value
JSC980Y	687	1011	19	0.9

4-2-2 プレス成形およびスプリングバック解析

プレス成形による下死点応力とスプリングバック変形を求めるため、プレス成形解析とスプリングバック解析を行った。成形解析・スプリングバック解析のソルバーには LS-DYNA971 を用い、材料モデルには面内等方向外異方性モデルを用い、板厚方向の積分点は7とした。なおブランクのメッシュサイズは約1.5mmとした。スプリングバック解析の結果、部品には Fig.4-4 に示す長手方向のねじれと反り（キャンバーバック）が発生した。実プレスにおいて、ねじれは金型見込みによる補正が難しいことから、本章で要因分析の対象とするスプリングバックはねじれとする。なお、反りに対しても同じ手法で要因分析を行うことが可能である。ねじれの評価は、Fig.4-5 に示すように部品右側に固定点を3点設定し、部品左側先端の2点から算出したねじれ角により行った。この評価方法による部品のねじれ角は 3.9° であった。

Fig.4-6 にプレス成形解析から得られた板厚中央、表面、裏面の下死点応力分布を示す。長手方向の応力分布では部品全体に引張と圧縮応力が複雑に分布している。次に前章で定義した駆動応力分布を Fig.4-7 に示す。駆動応力は下死点応力と比較して、高い数値を示す要素も多く見られる。なお駆動応力を用いたスプリングバック解析の結果、ねじれ角は 3.9° と、下死点応力を用いてスプリングバック解析を行った結果と同じになった。

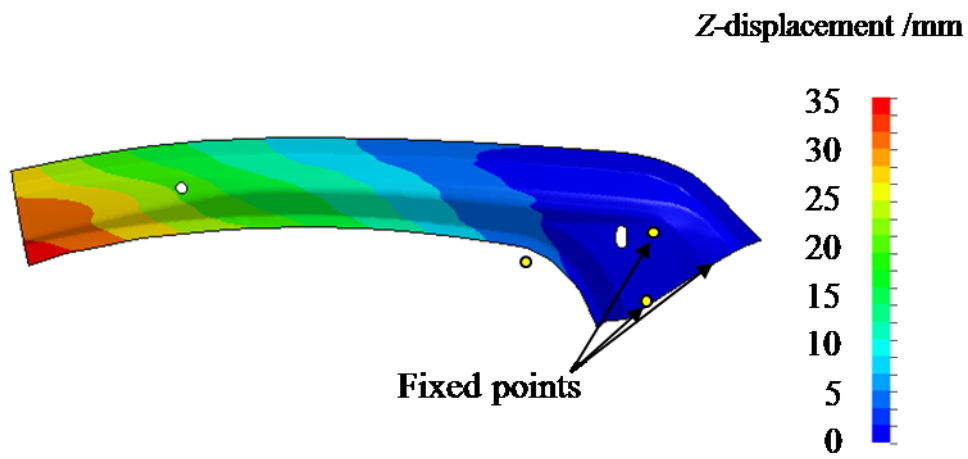


Fig. 4-4 Springback of front pillar reinforcement

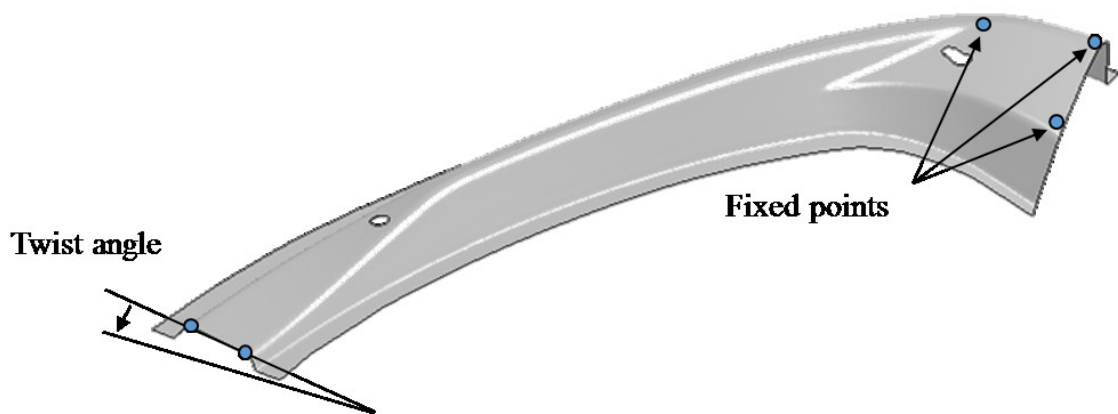


Fig. 4-5 Definition of twist angle by torsion springback

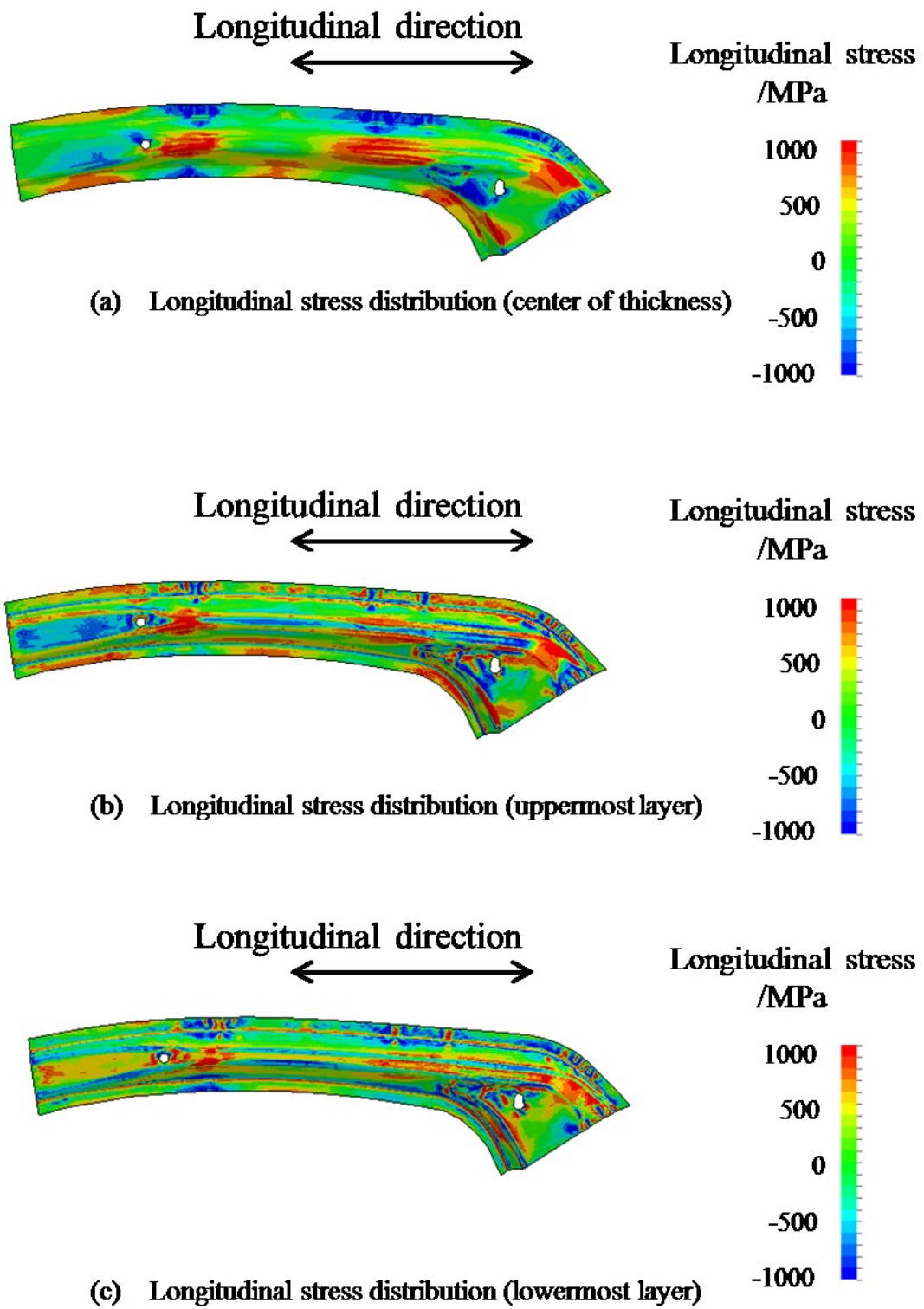


Fig. 4-6 Stress distributions at bottom dead point

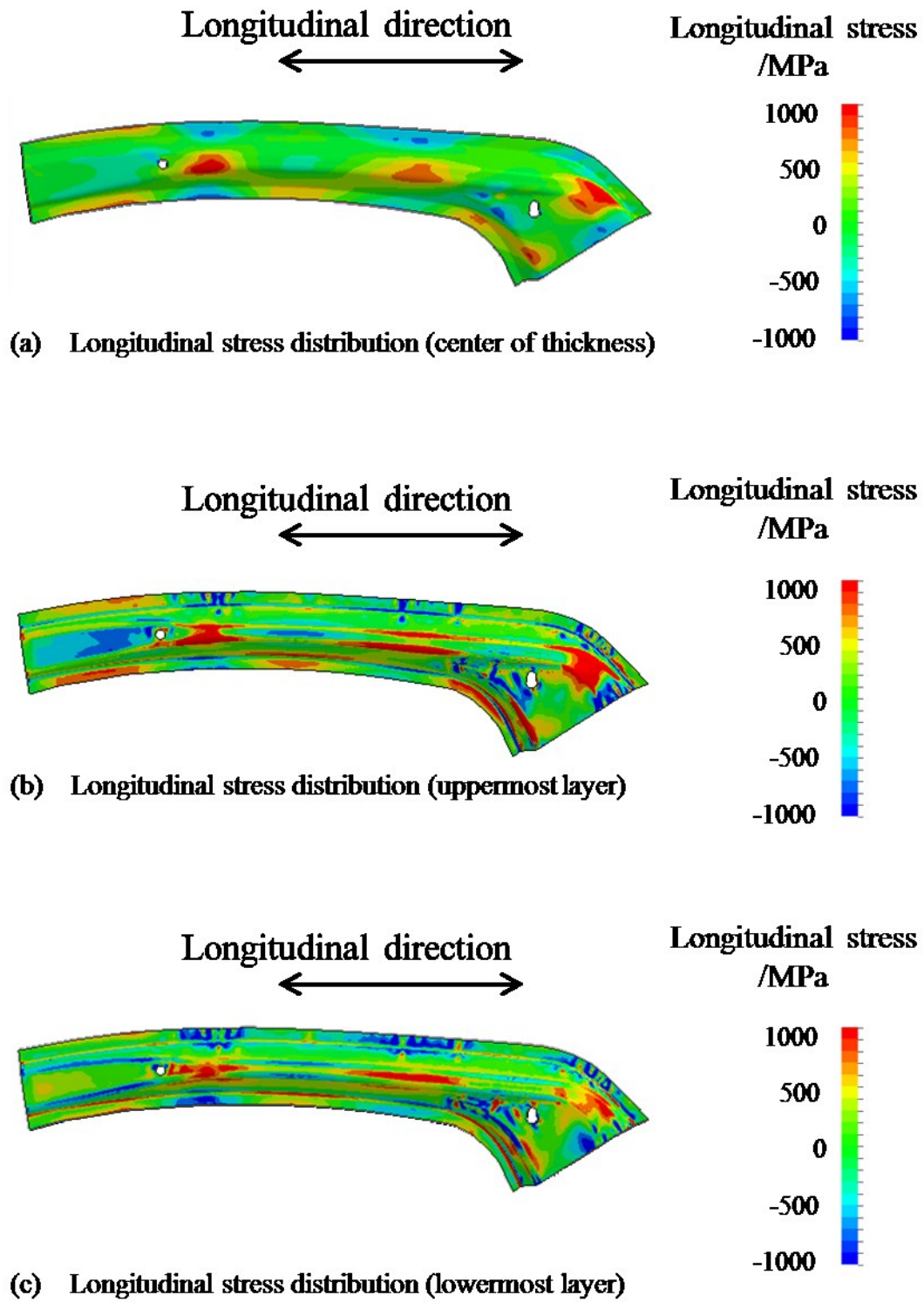


Fig. 4-7 Distributions of springback driving stress

4-2-3 フロントピラー・レインフォースのスプリングバック要因分析

下死点応力，スプリングバック駆動応力をそれぞれ用いてスプリングバック要因分析を行った．まず，スプリングバック駆動応力を用いたスプリングバック要因分析について述べる．フロントピラーを Fig.4-8 に示す6個の領域に分割，領域ごとに全方向，全積分点の応力をゼロに置き換えてスプリングバック解析を行い，各領域の応力がねじれ変形に及ぼす影響を評価した．各領域の応力を消去して計算したねじれ角を，通常のスプリングバック解析で求めた基準のねじれ角(3.9°)と比較して Fig.4-9 に示す．例えば領域Aの応力はねじれ角を大きくする働きを持ち，領域B, Eの応力はねじれ角を小さくする働きを持つことがわかる．

さらに詳しくスプリングバックの要因を分析するために，Fig.4-10 に示すように領域AからFをさらに3分割し，全18か所の領域について評価を行った結果を Fig.4-11 に示す．A3, B1, B2, E2の応力をゼロに置き換えるとスプリングバックが小さくなることから，これらの応力がねじれを引き起こす主要因であることがわかった．

次に下死点応力を用いて，同様のスプリングバック要因分析を行った．スプリングバック駆動応力の場合と同じ方法で，領域A～Eの6か所の分析，および詳細分析として18か所の分析を行った．その結果を Fig.4-12, 13 に示す．スプリングバック駆動応力を用いた分析結果と比較すると，絶対値に差が少しあるものの，スプリングバックの主原因応力がある領域がA3, B1, B2, E2と同じであることがわかる．

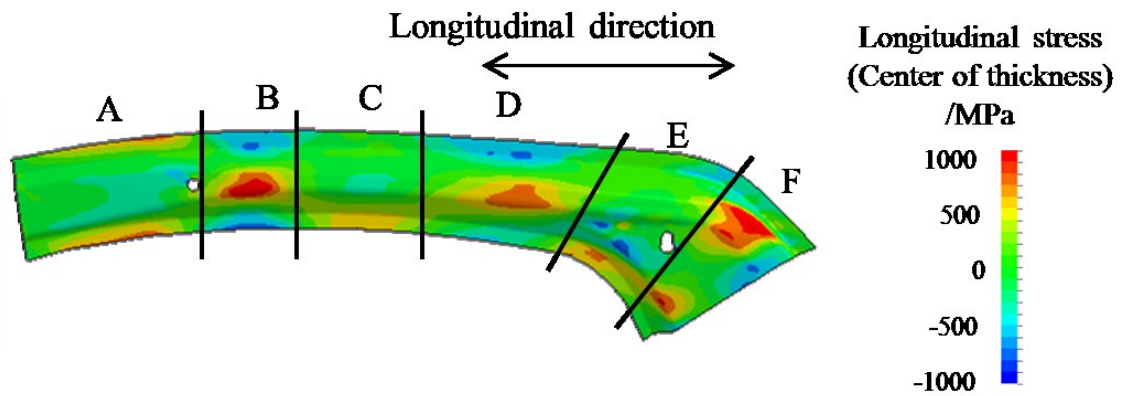


Fig. 4-8 Divided 6 areas in front pillar reinforcement for springback-root-cause analysis

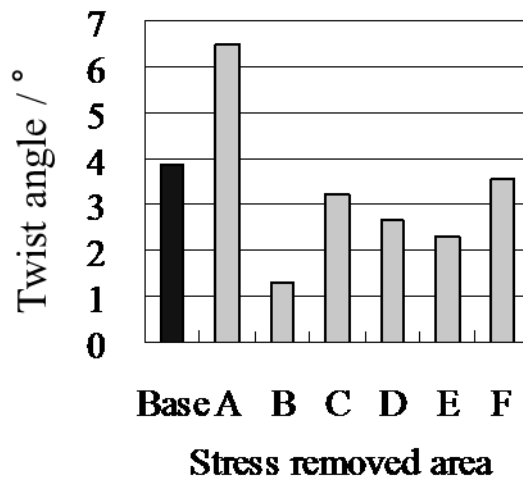


Fig. 4-9 Twist springback angles calculated using stresses of zero in one of 6 areas, A to F, and using stresses as shown in Fig.4-7 in other 5 areas compared with base twist angle of 3.9°

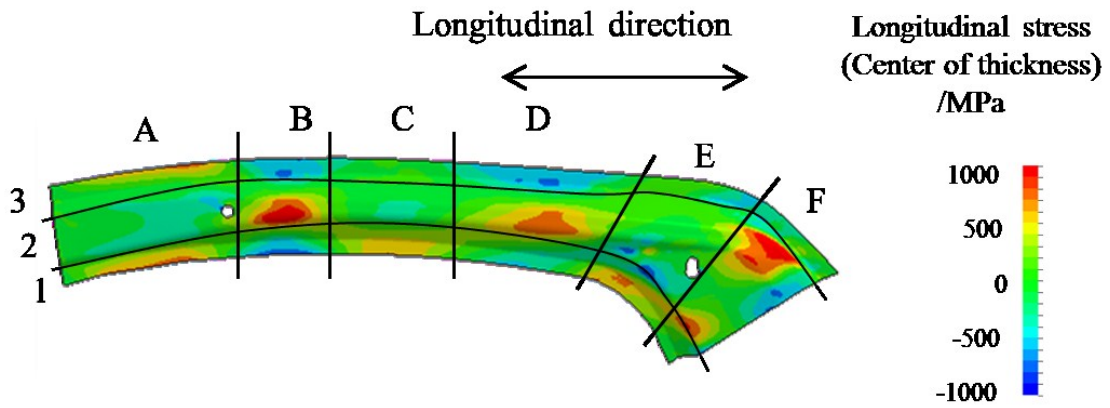


Fig. 4-10 Divided 18 areas in front pillar reinforcement for springback-root-cause analysis

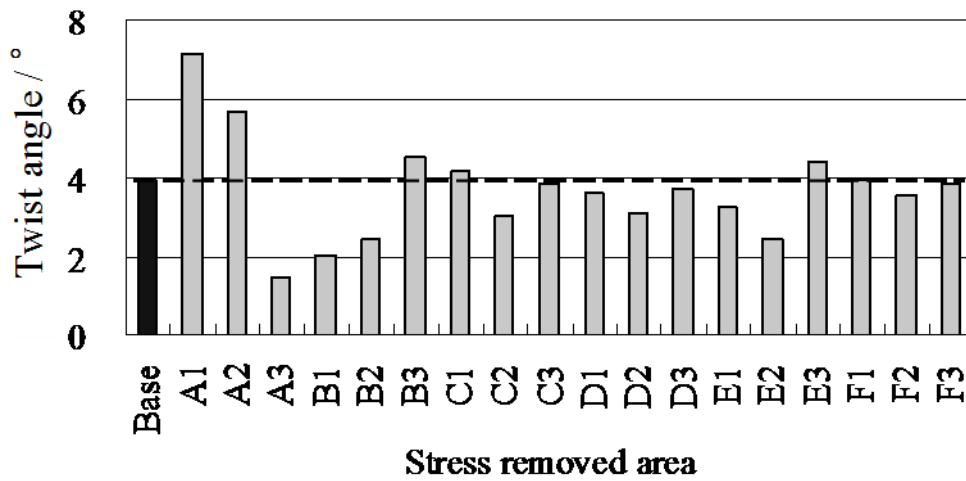


Fig. 4-11 Twist springback angles calculated using stresses of zero in one of 18 areas, A1 to F3, and using stresses as shown in Fig.4-7 in other 17 areas compared with base twist angle of 3.9°

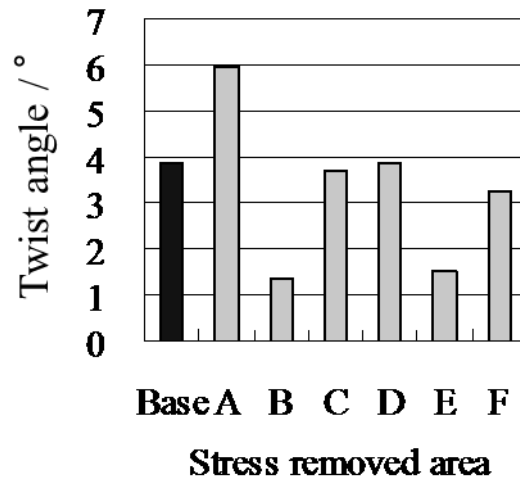


Fig. 4-12 Twist springback angles calculated using stresses of zero in one of 6 areas, A to F, and using stresses as shown in Fig.4-6 in other 5 areas compared with base twist angle of 3.9°

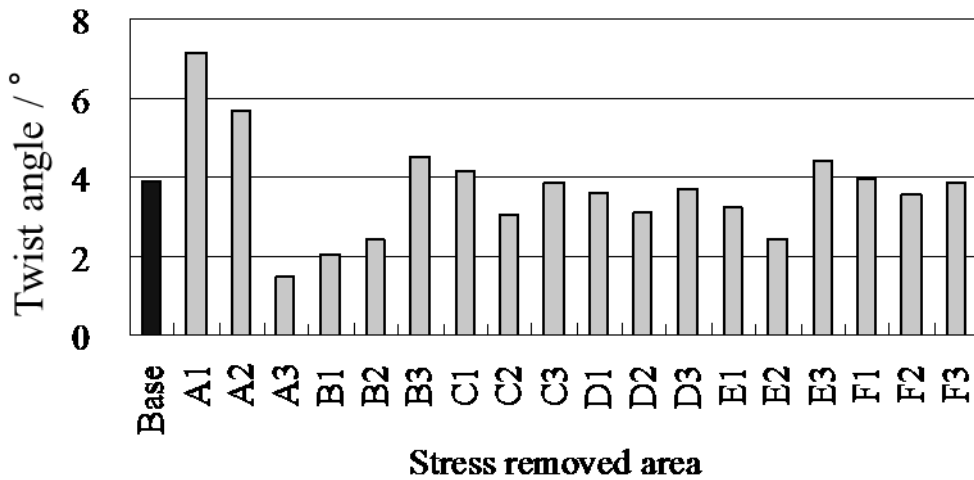


Fig. 4-13 Twist springback angles calculated using stresses of zero in one of 18 areas, A1 to F3, and using stresses as shown in Fig.4-6 in other 17 areas compared with base twist angle of 3.9°

4-2-4 スプリングバック発生原因の考察とスプリングバック対策の立案

前述のように 18 か所の領域の応力の要因分析を行った結果、領域 A3, B1, B2, E2 の応力がねじれを引き起こす主要因であることがわかった。したがって例えば工法や部品形状に工夫を加えることで、これらの応力を無くす、あるいは小さくすることにより、ねじれ角を抑制することが可能と推測される。

ここで領域 E2 についてスプリングバックの発生原因を検討した。Fig.4-4 に示したスプリングバックの変形状態から、ねじれ変形の基点が領域 E2 の近傍であると判断したためである。この領域 E2 には成形下死点において、板厚中央に長手方向の圧縮応力が不均一に分布しており、これがスプリングバック後には消失している。

下死点 5mm 手前における領域 E2 の断面図を Fig.4-14 に示す。成形途中で領域 E2 ではブランクの肉余りが発生しており、この肉余りが上下金型で狭圧されることにより下死点で圧縮応力が発生すると考えられる。

次にこの領域 E2 の応力に対するスプリングバック対策を考える。E2 の圧縮応力を低減する方法として、領域 E2 に凹形状を設けることで線長を増加させ、ブランクの肉余りを吸収させることとした。Fig. 4-15 に凹形状を付加した金型形状を示す。この金型を用いてプレス成形、およびスプリングバック解析を行った。なお金型に凹形状を付与した以外の成形および解析条件は 4-2-2 節に示したものと同一である。Fig.4-16 にプレス成形解析後の下死点応力分布を示す。凹形状の付与により領域 E2 に存在した圧縮応力が引張応力に変化していることが確認された。次にスプリングバック解析の結果、元形状のスプリングバック結果と比較して、ねじれ変形が 3.9° から 2.2° と大幅に低減された。

以上のように自動車の骨格大型部品であっても、スプリングバック要因分析

を行うことでスプリングバック発生主要因を明らかにすることができ、適切な対策を立てることにより、スプリングバックを抑制することが可能であることがわかった。本手法を用いればどのような部品形状に対してもスプリングバックによる変形とその原因となる応力を関連づけることができると考えられる。

ここでスプリングバック要因分析において使用する応力は、下死点応力と駆動応力である。両者の解析結果の差は、スプリングバック後に部品内にある残留応力の影響と考えることができる。次項にて残留応力がスプリングバックに及ぼす影響について述べる。

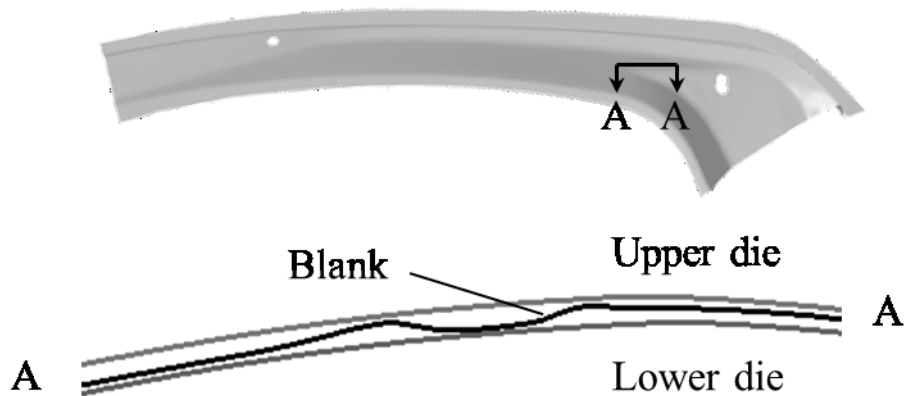


Fig. 4-14 Cross section of area E2 at upper die position of 5mm above bottom dead point

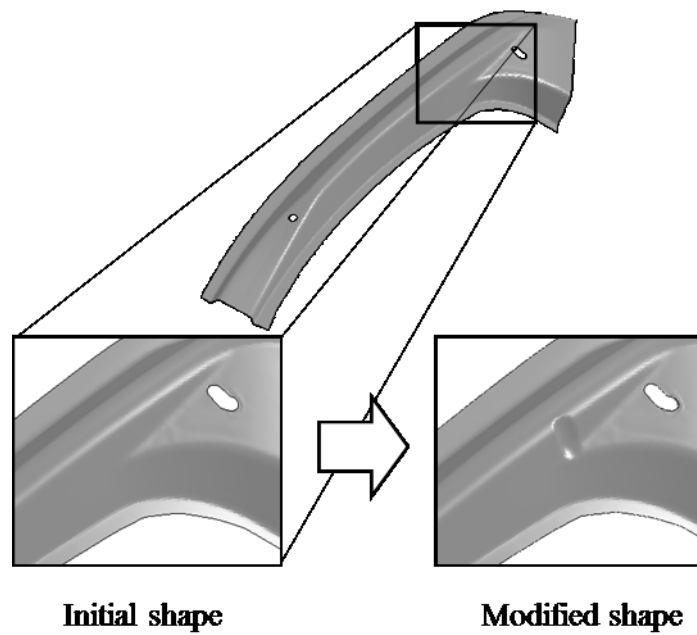


Fig. 4-15 Bead added to initial shape to reduce torsion springback suggested by springback-root-cause analysis

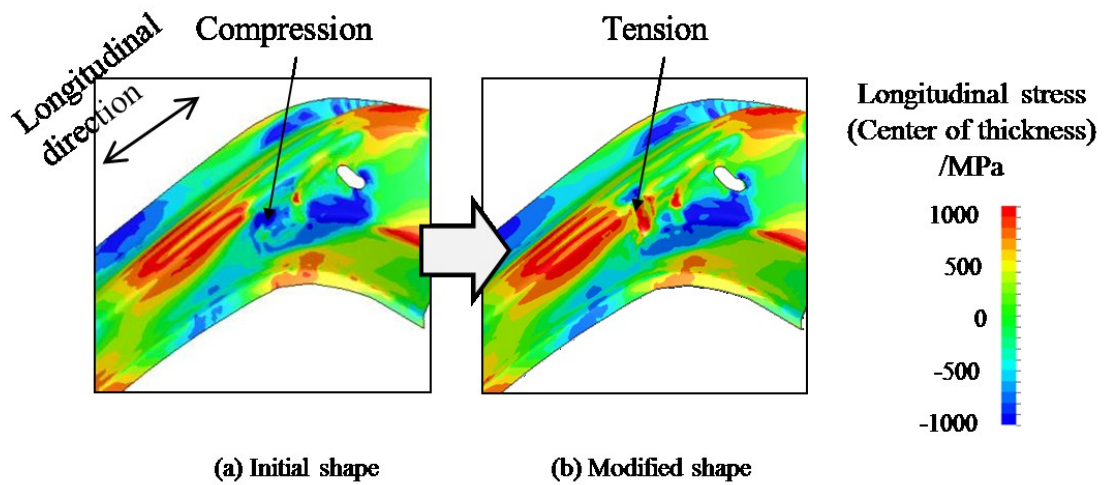


Fig. 4-16 Stress distributions at bottom dead point formed with initial shape dies (a), and with modified shape dies (b)

4-3 スプリングバック要因分析結果に及ぼす下死点応力と駆動応力の差異についての考察

Fig. 4-17 に下死点応力を用いたスプリングバック解析前後の応力分布を示す。スプリングバック後は下死点応力と比較して分布している応力の値は小さくなっているものの、スプリングバック後も部品内に応力が残留している。次に駆動応力を使用して行ったスプリングバック解析後の応力分布を Fig. 4-18 に示す。部品内に応力はほとんど残留しておらず、スプリングバック前の駆動応力がスプリングバックに全て使用されたことがわかる。通常の方法、つまり下死点応力を用いてスプリングバック解析を行った後の残留応力を用いて、4-2-3 節と同様に領域を 6 個に分割してスプリングバック要因分析を行った結果を Fig.4-19 に示す。領域 A と E の残留応力を消去するとねじれが減少し、領域 D の残留応力を消去するとねじれが大きくなった。応力消去を行わない通常のスプリングバック解析後の残留応力は、外力が全くない状態で力のつり合いが取れており、全モーメントがゼロになっている。しかし部分的に残留応力を消去すると応力の再分配が起こり、スプリングバックが発生する。各領域の下死点応力、駆動応力、残留応力によるねじれ角をそれぞれ θ_0 、 $\Delta\theta$ 、 θ_r とすると、

$$\Delta\theta \doteq \theta_0 - \theta_r \quad (3)$$

となる。したがって、スプリングバック要因分析を行う際に下死点応力をゼロとすると、その分析結果は残留応力の変化分を含むことになる。したがってスプリングバック要因分析を行う際は、スプリングバック駆動応力を使用する方が、各応力の影響を正確に反映すると考えられる。したがって以降はスプリン

グバック駆動応力のみを用いたスプリングバック要因分析による検討を行う。

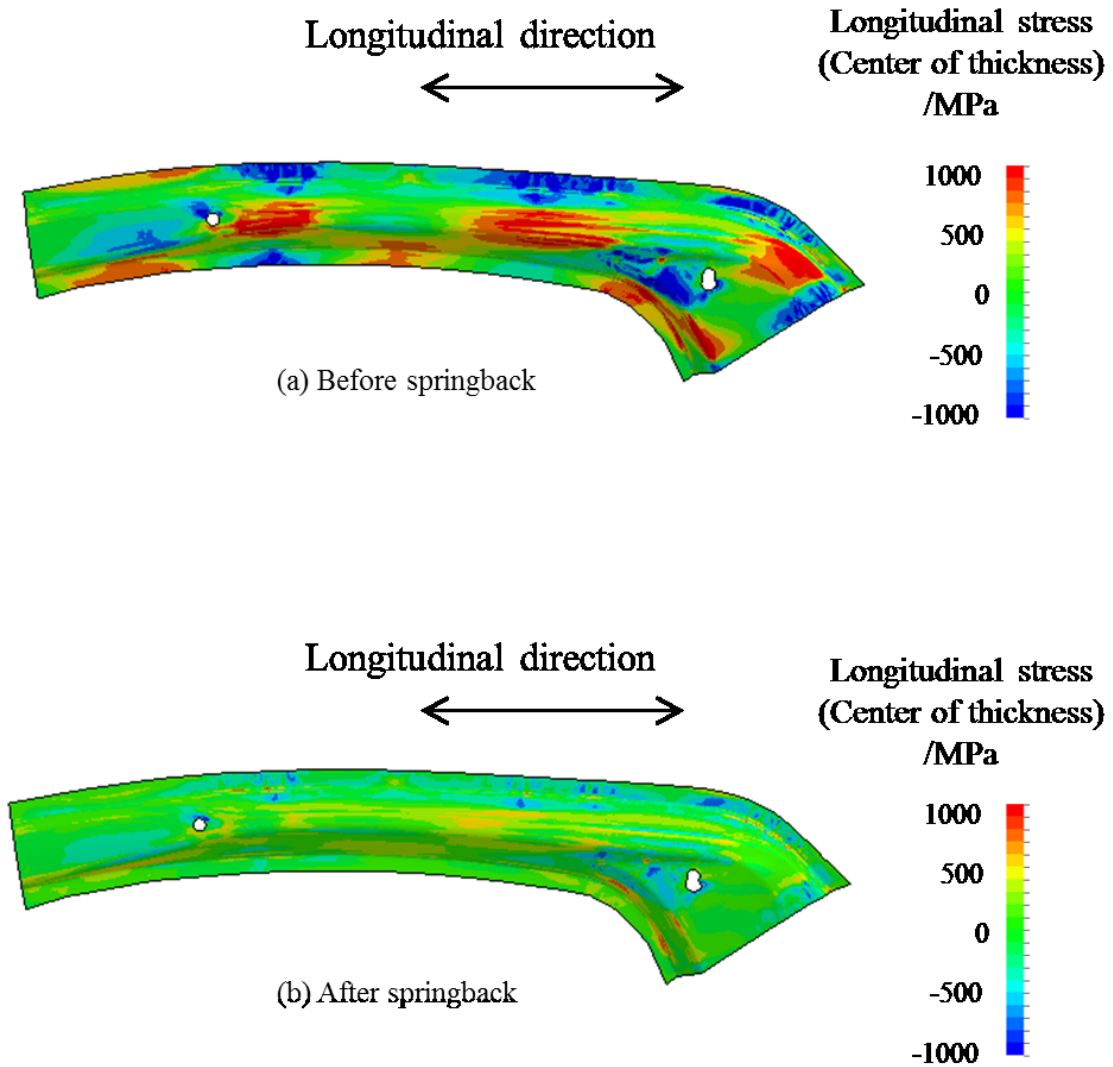


Fig. 4-17 Stress distributions: (a) at bottom dead point before springback, and (b) after springback

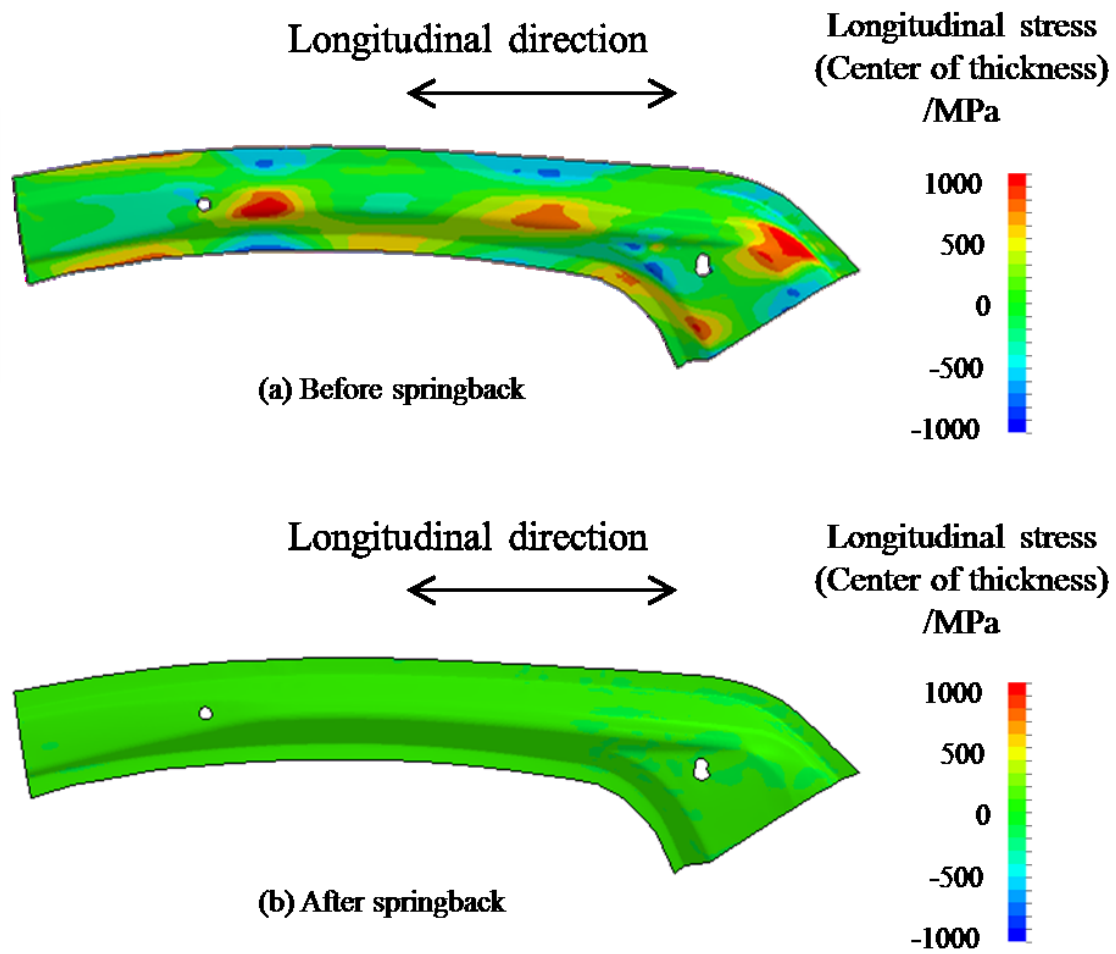


Fig. 4-18 Springback driving stress distributions before springback (a) and after springback (b)

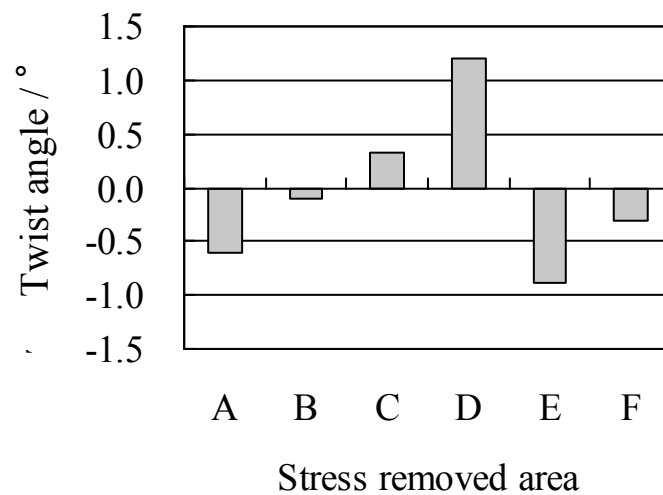


Fig. 4-19 Twist angles by springback using residual stresses after springback with stress removal in one of 6 areas from A to F

4-4 センターピラー・インナーへのスプリングバック要因分析の適用

4-4-1 部品と供試材

センターピラー・インナーを模擬した部品にスプリングバック要因分析手法を適用した。自動車骨格部材であるセンターピラー・インナーはキャビンの側面を構成している部品であり、側面からの車両が衝突する事故に対して乗員を保護する目的で、高張力鋼板の適用が要求される部品である。自動車車体におけるセンターピラー・インナーの位置と用いた部品の形状を Fig.4-20, 4-21 に示す。この部品は部品深さが浅く、細長く、長手方向に湾曲しているため、大きな反り（キャンバーバック）やねじれなど複雑なスプリングバックが発生し、部品形状精度を確保することが難しい部品である。

成形に用いた金型およびブランクの形状を Fig.4-22 に示す。プレス成形は、パッドを用いない 1 工程の曲げにより行った。供試材は 1180MPa 冷延高張力鋼板 JSC1180Y、板厚は 1.2mm を用いた。供試材の機械物性値を Table 4-2 に示す。

Table 4-2 Mechanical properties of steel used in springback analysis of center pillar inner

Material	Yield strength MPa	Tensile strength MPa	Elongation %
JSC1180Y	863	1242	12

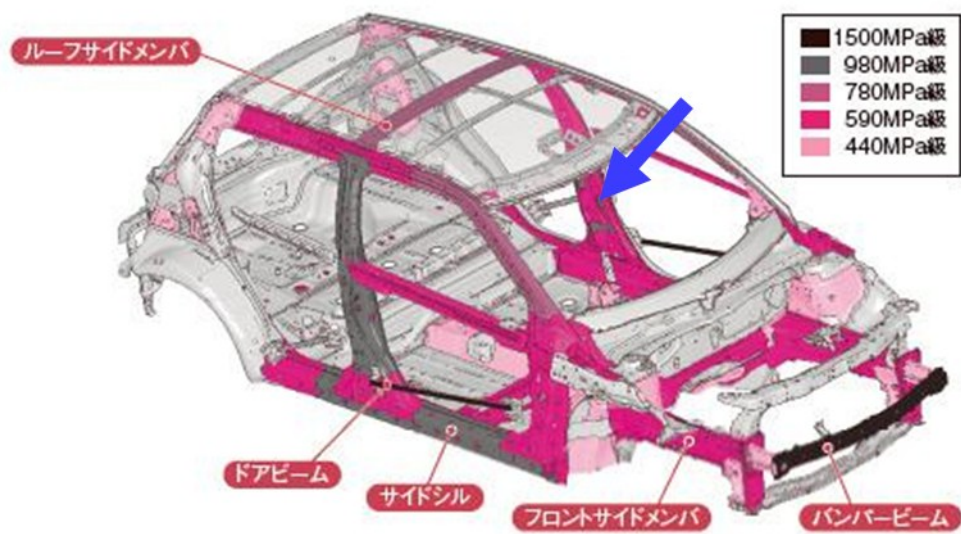


Fig. 4-20 Center pillar inner ⁴⁻¹⁾

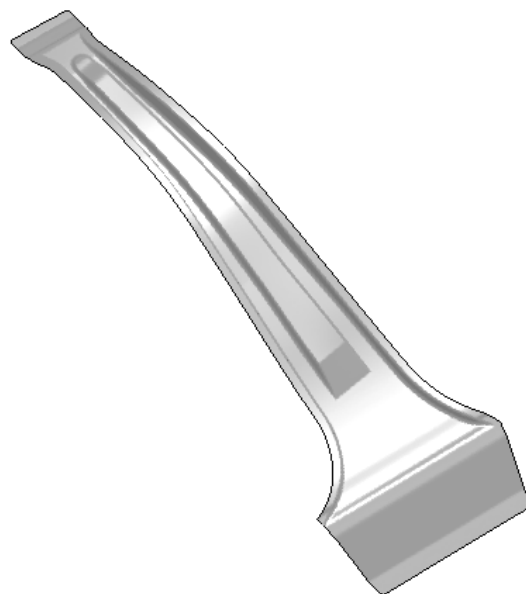


Fig. 4-21 Shape of center pillar inner

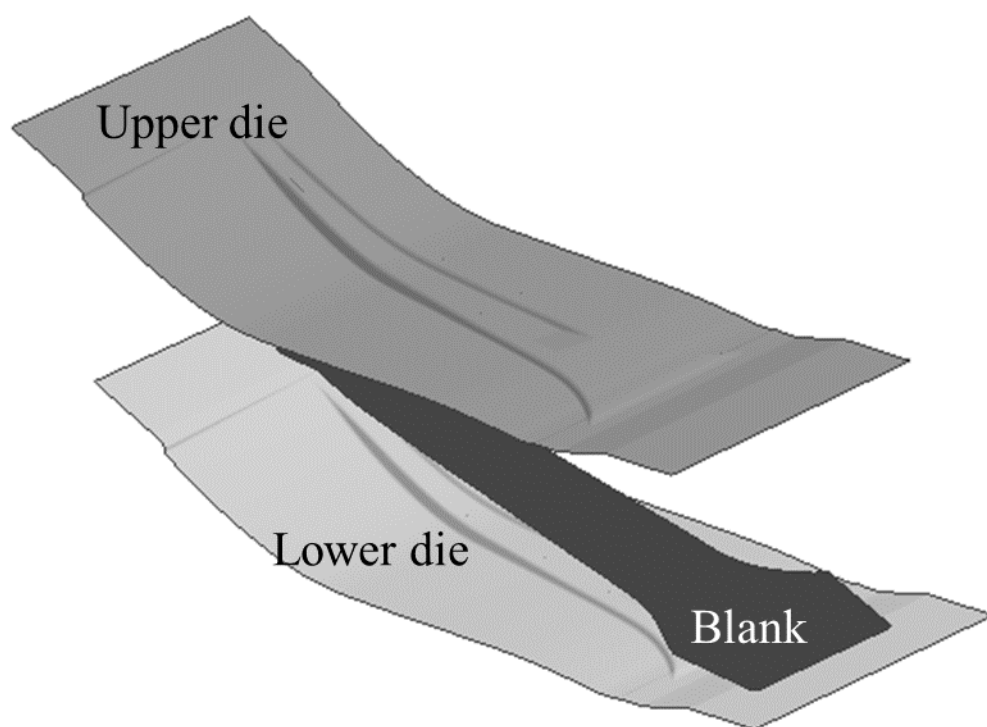


Fig. 4-22 Shapes of forming dies and blank in press-forming of center pillar inner

4-4-2 プレス成形およびスプリングバック解析

プレス成形によるスプリングバックと下死点応力分布を調べるため、前節と同様にプレス成形解析とスプリングバック解析を行った。成形解析・スプリングバック解析のソルバーにはLS-DYNA971を用い、材料モデルには面内等方向外異方性モデル、板厚方向の積分点は7とした。なおブランクのメッシュサイズは約1.5mmとした。スプリングバック解析の結果をFig.4-23に示す。スプリングバックの評価は、Fig.4-24 示すように部品中央を固定点とし、部品左側先端の2点のA、BのZ方向変位で行った。反りの評価として2点の平均値、ねじれの評価として2点の差を求めた。2点A、BのZ方向変位は、それぞれ-29.6mm、-18.7mmであり、その反りとねじれはそれぞれ-24.2mm、-10.9mmとなり、これを基準のスプリングバック量とする。実プレスにおいて、約30mmというスプリングバックは非常

に大きく、またねじれの量も非常に大きい。このように大きなスプリングバックの対策を金型見込みにより対処することは難しく、プレス成形金型の現場で金型形状の調整をしようとするると補正を何度も繰り返すことになり、一般的に多大な工数を要する。

Fig.4-25 にプレス成形の下死点での応力分布を示す。部品長手方向に引張と圧縮応力が複雑に分布している。Fig.4-26 にスプリングバック解析後の応力分布を示す。スプリングバック後の残留応力は、スプリングバック前の下死点応力と比較すると小さくなっているが、スプリングバック後に残留応力が残っていることが確認できる。このため駆動応力を用いてスプリングバック要因分析を行うこととした。

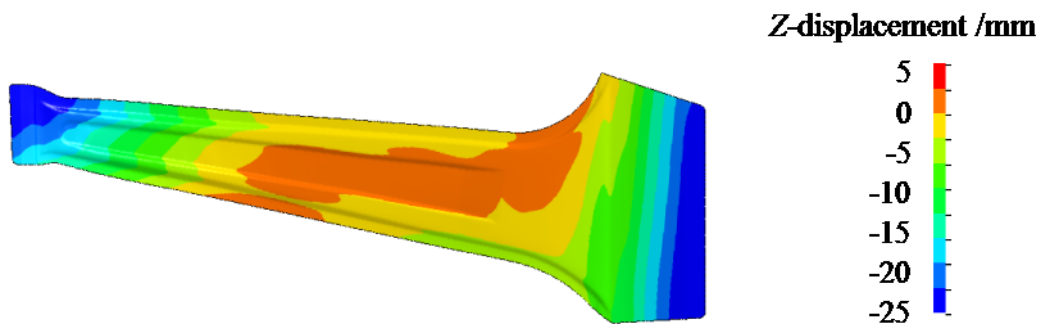


Fig. 4-23 Springback of center pillar inner

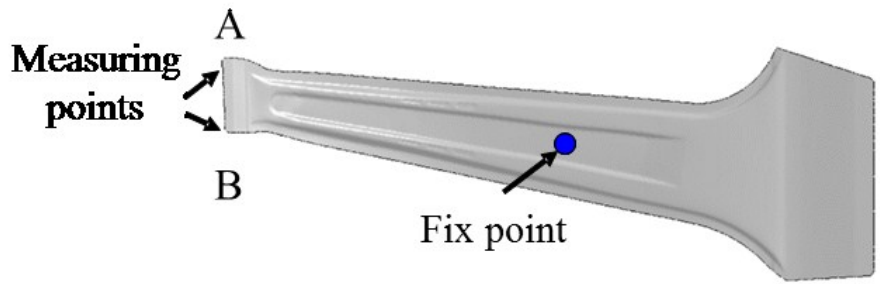


Fig. 4-24 Measuring points for springback evaluation

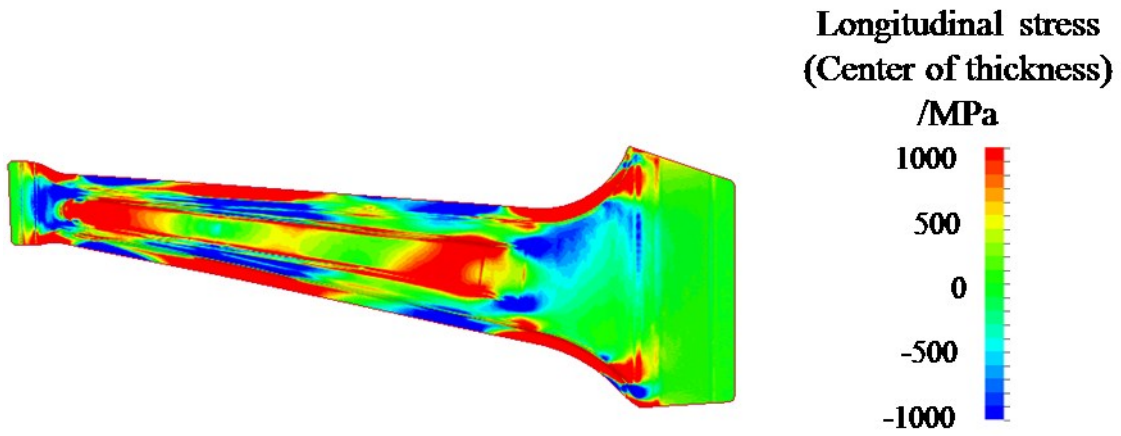


Fig. 4-25 Stress distribution at bottom dead point before springback

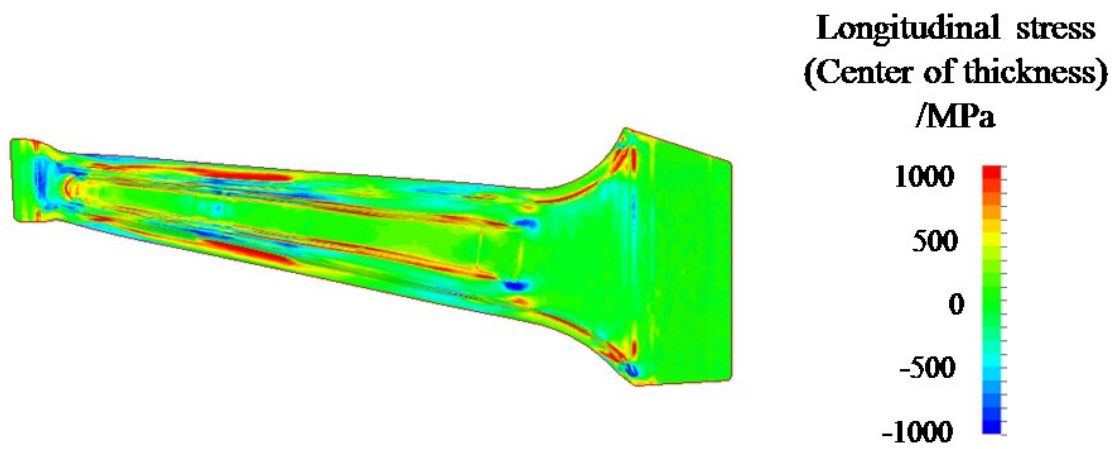


Fig. 4-26 Stress distribution after springback

4-4-3 スプリングバック要因分析の適用

スプリングバック前後のスプリングバック駆動応力分布をFig.4-27に示す。フロントピラー・インナーの時と同様に、スプリングバック後は部品内に応力はほとんど残留しておらず、スプリングバック前の駆動応力がスプリングバックに全て使用されたことがわかる。

次にセンターピラー・インナーにおいて、部品上部で大きな下死点応力が発生している領域のスプリングバックに及ぼす影響を明らかにするため、Fig.4-28 に示す A~F の 6 個の領域を設定した。領域ごとに全方向、全積分点の応力をゼロに置き換えてスプリングバック解析を行い、各領域の応力がスプリングバックに及ぼす影響を評価した。Table 4-3 に 6 個の領域それぞれの反りとねじれについて評価した結果を示す。領域 B の応力を消去したときのスプリングバック量が一番小さく、領域 C, E, F の応力を消去してもスプリングバック量はほとんど変化しないことがわかった。このことから領域 B に存在する応力が反りとねじれに大きな影響を及ぼしていることがわかった。領域 B の圧縮応力が下死点で解放されることにより部品の湾曲内側の長手方向の線長が増大し、この湾曲が伸ばされることで大きなキャンパーバックが発生するものと推測される。

Table 4-3 Springback values, sum of absolute value of deformation in Z direction of points A and B shown in Fig. 4-24, calculated using stresses of zero in one of 6 areas, A to F in Fig. 4-28, and using stresses as shown in Fig. 4-27 in other 5 areas (mm)

	Original	A	B	C	D	E	F
Average	-24.2	-16.8	-9.7	-23.8	-21.5	-22.1	-23.1
Difference	-10.9	-15.4	-8.8	-10.6	-8.7	-9.8	-11.0

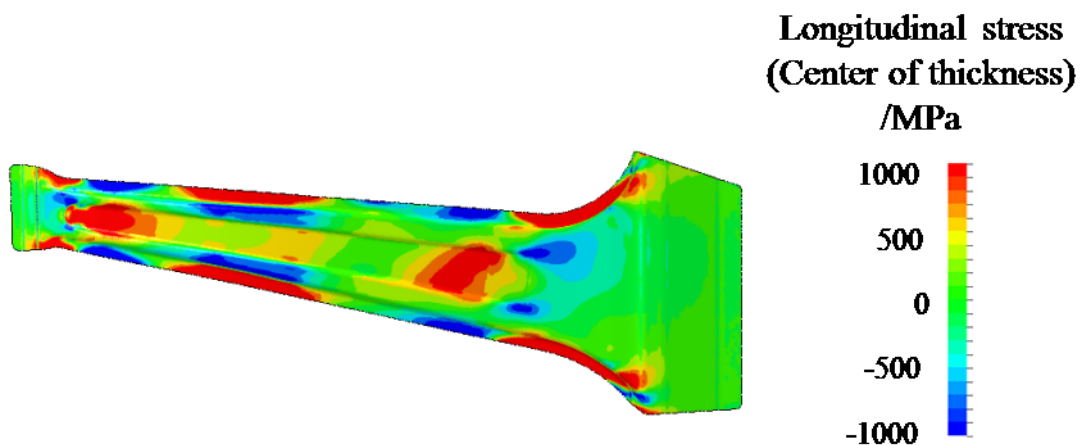


Fig. 4-27 Springback driving stress distribution before springback

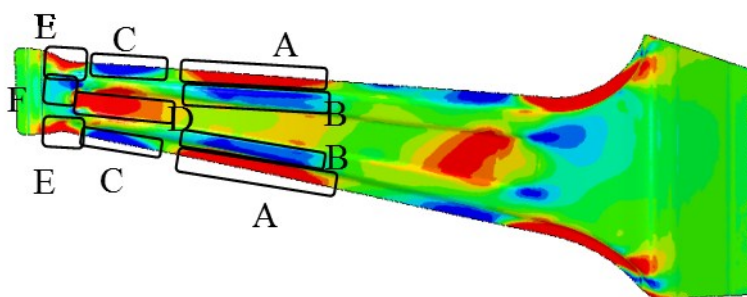


Fig. 4-28 Six areas, A to F, in center pillar inner used in springback-root-cause analysis

4-4-4 スプリングバックの対策

スプリングバックを抑制するためには、領域 B に発生している圧縮応力を小さくすることが必要である。このため領域 B に凹形状を片側 3 個ずつ設けることで線長を長くし、プレス成形下死点付近で引張変形を発生させることで圧縮応力の低減を試みた。Fig.4-29 に凹形状を付加した金型形状を示す。この金型を用いてプレス成形、およびスプリングバック解析を行った。なお解析条件は 4-4-2 節に示したように凹形状を付加する前と全く同じ条件により実施した。

Fig.4-30 にプレス成形時の下死点応力分布を示す．凹形状の付与により Fig.4-25 と比較して領域 B に相当する部位の圧縮応力が小さくなっていることがわかる．次にスプリングバック解析の結果を Fig.4-31 に示す．部品端面の 2 点 A, B のスプリングバック（Z 方向変位）は，それぞれ-20.0mm, -9.8mm であり，その反りとねじれは-14.9mm, -10.2mm となり．元形状のスプリングバック結果と比較して，反りが 38%小さくなった．

以上のようにセンターピラー・インナーにおいても，スプリングバック要因分析を行うことでスプリングバック発生主要因の応力を特定することができた．またスプリングバック要因分析結果に基づいて適切な対策を立てることにより，スプリングバックを抑制することが可能であることがわかった．

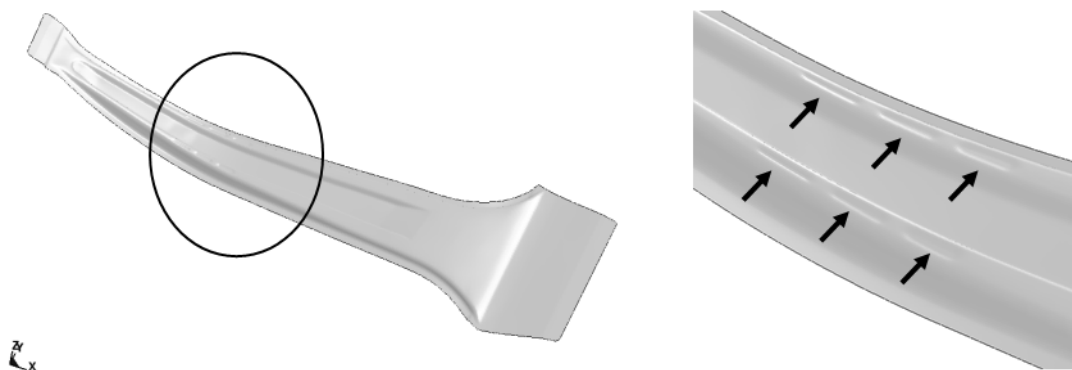


Fig. 4-29 Six beads added to initial shape to reduce springback suggested by springback-root-cause analysis

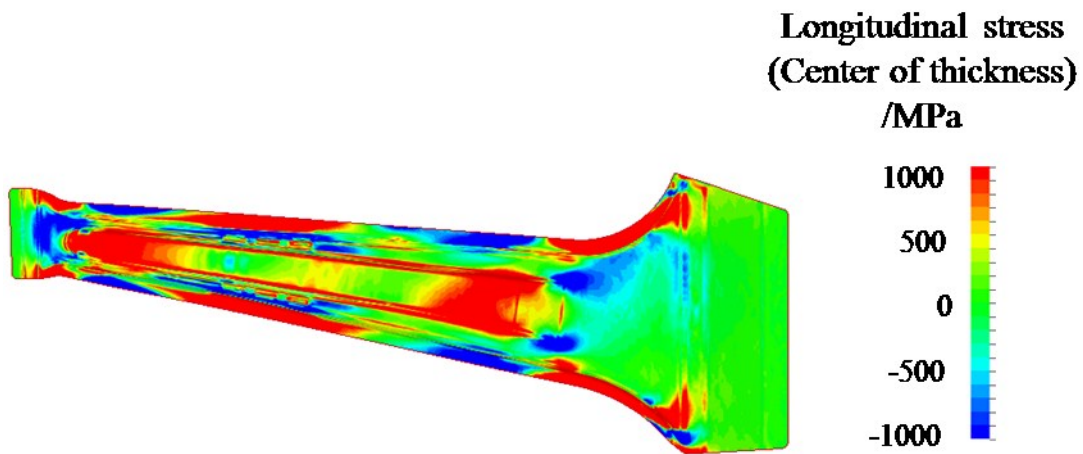


Fig. 4-30 Stress distribution at bottom dead point in press forming with bead added dies

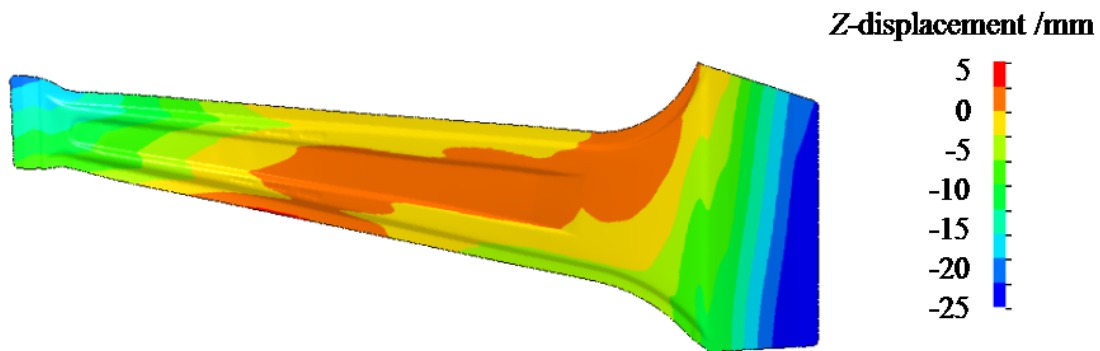


Fig. 4-31 Springback of front pillar reinforcement press formed with modified dies

4-5 まとめ

スプリングバック要因分析手法を代表的な自動車骨格部品であるフロントピラー・レインフォースおよびセンターピラー・インナーに適用し、その手法を検証した。またプレス成形時の下死点応力とスプリングバック前後の応力差で定義されたスプリングバック駆動応力を用いたそれぞれのスプリングバック要因分析手法を比較し、スプリングバック要因分析の力学的考察を行った。

(1) スプリングバック要因分析手法により、超高張力鋼板を適用した複雑な形

状の大型部品であっても部品に発生するスプリングバックの主要因となる応力および部位を特定することが可能である。

(2) スプリングバック要因分析でスプリングバックの主要因と特定した応力を制御することでスプリングバックを低減可能なことを実証し、本要因分析手法の有用性を示した。

3) 自動車部品など形状が複雑な部品では、スプリングバック後の部品内には残留応力が存在する。スプリングバック要因分析を行う時に駆動応力を用いることで、このスプリングバック後の残留応力の影響を排除できると考えられる。

4) 下死点応力を用いる要因分析結果と駆動応力を用いる要因分析結果に大きな差は無いが、下死点応力を用いる要因分析より駆動応力を用いる要因分析の方がより精度が高くなると考えられる。一方、下死点応力を用いたスプリングバック要因分析も工学的には十分に有用であると考えられる。

4-6 参考文献

4-1) 日経テクノロジーホームページ

http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_mn10_000002.html

第 5 章 プレス成形品の形状測定データを用いた簡便なスプリングバック要因分析手法の提案

5-1 はじめに

プレス成形の現場では、最初に目標とする部品形状と使用材料が決まり、それに適したプレス工程の決定、金型形状データ作成などのプレス準備を行う。プレス成形時に予測される割れ、しわ、スプリングバックなどの不具合は、プレス準備段階で未然に解決する必要がある。プレス成形解析による成形性評価や不具合対策は、このプレス準備段階で行われている。前章までに述べたスプリングバック要因分析手法はプレス準備段階で使われる技術である。

一方金型を製造し、実際にプレス成形を実施した際にスプリングバックによる形状不良が発生した場合、実プレス成形品の形状を元に金型の修正を行う。軽微な形状不良の場合は金型の微修正で対応が可能である。しかし十分なスプリングバック対策を講じなかった金型を用いた場合、あるいは何らかの理由でスプリングバック対策が有効で無かった場合などは、発生するスプリングバックが大きくなり、金型見込みで対処するには多くの金型修正が必要となり時間と労力が非常に多く必要となる⁵⁻¹⁾。

第 4 章で示した様に、FEM による各工程のプレス成形およびスプリングバック解析を行い、スプリングバック要因分析を行うことは有効である。そのためには成形およびスプリングバックの FEM 解析精度が充分高いこと、また高性能の計算機を有し現実的な時間内で計算を終えられることが必要となる。高精度のスプリングバック予測には正確な金型形状データ、加工条件、鋼板材料特性など影響する全ての情報を計算機に入力することが必要とされ、特に多工程の場合はその全工程に関する情報が必要となる。しかし実際のプレス成形現場では

必ずしも全ての情報が入手できるわけではない。例えば金型に関しては、一般的にデジタルデータを基に NC 加工機で製造されるため金型形状データが存在する。しかしプレス成形時に割れなどの不具合が発生するとその対策のためにグラインダーなどを用いて手作業で途中工程を含めて金型を削るため、前述のデジタルデータと実際の金型形状に乖離が生まれる。そのため金型の 3 次元形状測定を行わないと金型デジタルデータは存在しない状態となる。また特に多工程の FEM 解析を行う場合には、計算機による計算時間だけでなく、工程毎の条件設定などの工数も必要となる。つまり正確なデータが入手できない状態で FEM 解析を行っても、実機と同等の結果を再現できないこととなり、その解析結果を用いてスプリングバック要因分析を行うことは適当ではない。

上記の様なプレス成形現場で起こりうるスプリングバックの問題に対し、解決策を見出すことは工学的に大きな意味を持つと考えられる。そこで、既に金型による成形が完了しているケースにおいて、その成形品で発生しているスプリングバックの原因を解明する手法の開発を行った。

前章までに記述したスプリングバック要因分析は通常 Fig.5-1 の左側に示すように、プレス成形の計画、準備段階で行うことを前提としており、全てがシミュレーション上で実施される。一方本章で述べる新たに開発した手法は Fig.5-1 の右側に示すように、既に金型による成形が完了しているケースにおいて、その成形品で発生しているスプリングバックの原因を解明することを目的として、プレス成形金型とプレス成形品の形状データからスプリングバック要因分析を可能とする手法である。この方法によれば、実プレスで発生したスプリングバックによる不具合の解決や多工程プレスにおける任意の工程のスプリングバック原因追求が可能となる。

本章では開発した手法の原理を説明するとともに、自動車部品相当モデルへ

の適用による実効性の確認，さらに本手法の精度に関する考察を述べる。

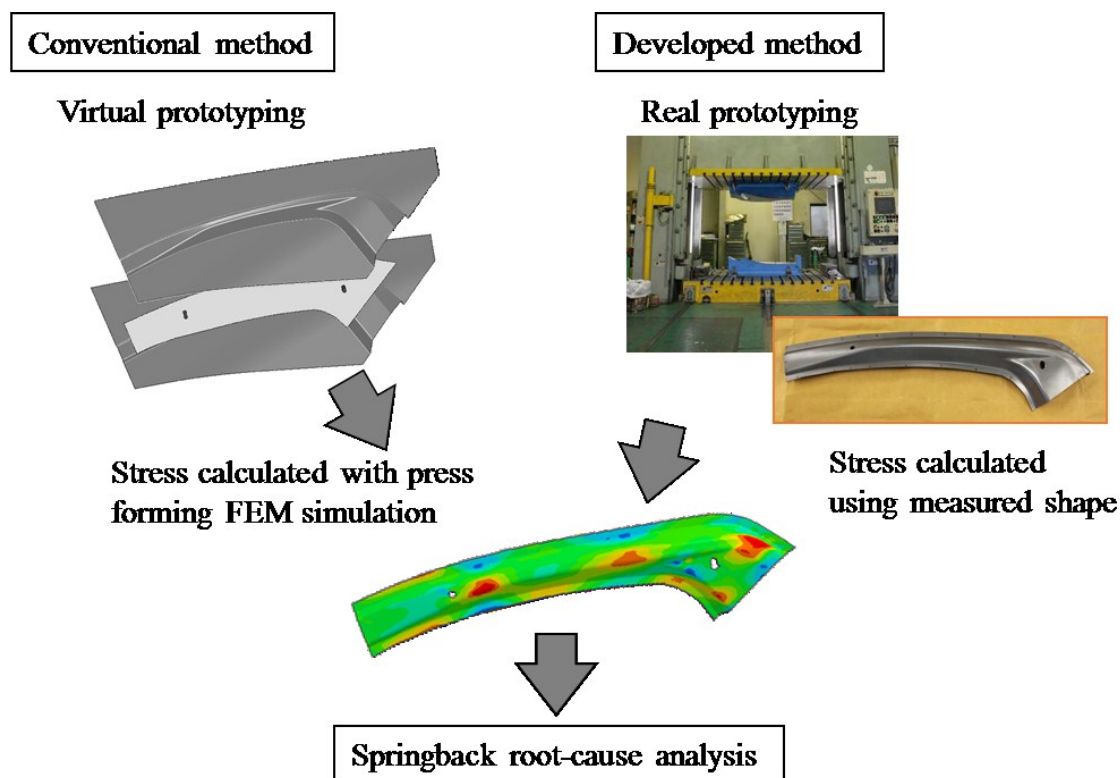


Fig. 5-1 Schematic of conventional and developed springback-root-cause analyses

5-2 実測部品形状からスプリングバック要因分析を行う方法

スプリングバック解析を行うには，プレス成形解析を行い下死点におけるプレス品内の応力を求める必要がある．このためには金型形状データとブランクの形状データ，プレス条件などが必要となる．なお多工程プレスの場合は，各工程の金型データとプレス成形におけるプレス品の塑性変形状態および加工履歴の全てが必要となる．しかしスプリングバック要因分析は前章で述べたようにスプリングバック駆動応力が求めれば行うことができる．駆動応力の定義を再度 Fig.5-2 に示す．金型での成形下死点においては成形品が金型に挟まれた状態

であり、成形品内では下死点応力分布 σ_{ij}^0 が存在する。そこから金型の拘束を解放することにより、スプリングバックが発生し、形状が変化するとともに応力が残留応力 σ_{ij}^f へと変化する。両者の差分である応力変化量 $\Delta\sigma_{ij}$ がスプリングバックに使用された応力であり、これが駆動応力である。またスプリングバック駆動応力を用いてスプリングバック解析を行った場合、スプリングバック後にはプレス品内に残留応力がほとんど残らないことは第 4 章で示した通りである。スプリングバックを弾性変形と見なすことができるのであれば、弾性変形は可逆変形であるのでスプリングバック後の形状からスプリングバック前の形状に戻す変形を計算することで、スプリングバック前のスプリングバック駆動応力を得ることは原理的に可能である。以下にスプリングバック駆動応力を求める手法について説明する。

- (1) 最初にプレス成形を行ったプレス品の形状を測定し、3次元形状データを作成する。
- (2) 次に(1)の形状データから、全ての応力、ひずみがゼロであるプレス品のメッシュモデルを作成する。
- (3) プレスを行った金型形状を用いてプレス成形解析を行い、スプリングバック前の形状に変形させることで、スプリングバック駆動応力を得る。

スプリングバック駆動応力を用いたスプリングバック解析は弾性解析で行うので、(3)のプレス成形解析も弾性解析として行うことで、プレス下死点の応力分布はスプリングバック駆動応力と等しくなる。すなわちスプリングバック後の形状、金型形状と同じであるスプリングバック前の形状、部品素材の弾性特性の3つの情報さえあればスプリングバック駆動応力を求めることが可能となる。

本手法の具体的な手順を Fig.5-3 に示す。まず実部品表面の光学三次元形状測

定を行い、その結果データを板厚中央面相当の有限要素形状データに変換する。この形状データを成形品全体の形状を決める最終成形工程の金型形状、あるいは目標形状（設計図面）から作成した工具形状で挟む弾性 FEM 解析を行うことで、下死点の形状を再現し、駆動応力を求めることができる。この方法の最大の特徴は、被加工材料の塑性変形および加工履歴を考慮する必要がない点にある。このため弾塑性 FEM を用いた一般的なプレス成形解析では必須となる被加工材の塑性変形特性は不要である。また多工程成形の場合にも、対象とする工程のみの情報により駆動応力を求めることができるため、前工程の履歴を考慮する必要がない。このことは不具合対策などの理由から金型形状の手作業による修正が行われることが多い製造現場において大きな利点となる。

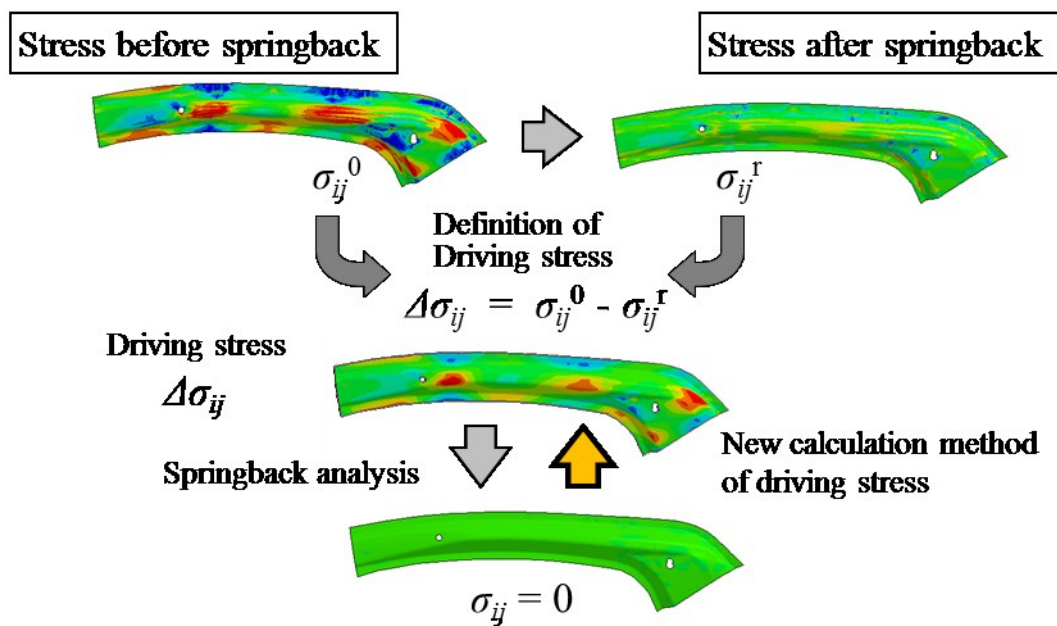


Fig. 5-2 Procedure of driving stress calculation

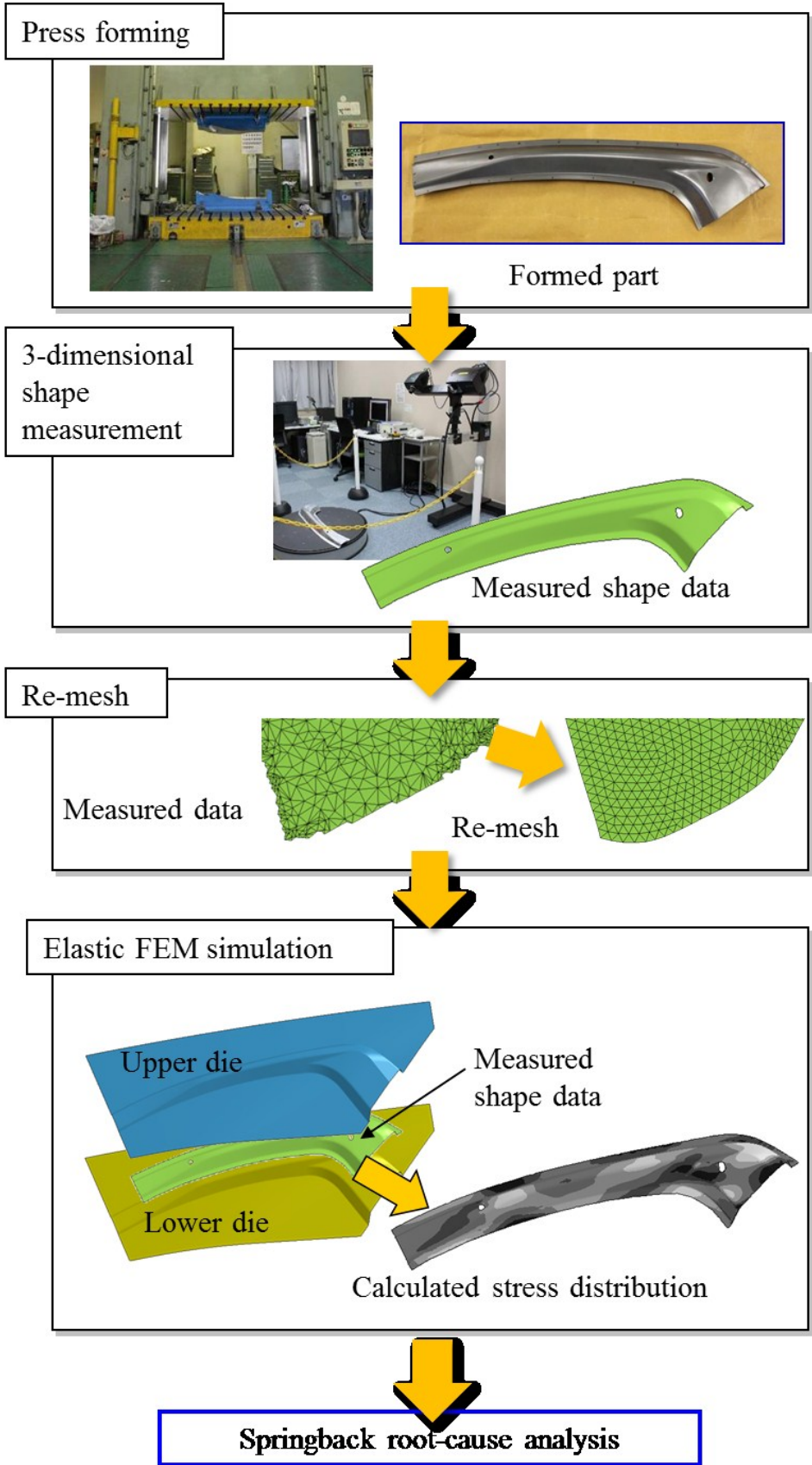


Fig. 5-3 New method for calculating driving stresses based on measured pressed part shape

5-3 実部品への適用検討

5-3-1 対象モデル

解析の対象は第4章で用いたフロントピラー・レインフォースとした。金型形状およびブランク形状を再び Fig.5-4 に示す。成形工程は板押しえパッドなどを用いない曲げ成形の1工程である。成形材料は第4章と同じ合金化溶融亜鉛メッキ高張力鋼板 JAC980Y, 板厚は1.4mm, 材料の機械的特性値を Table 5-1 に示す。スプリングバック量の評価は, Fig.5-5 に示すように右側の3点を固定点として, スプリングバック解析前後での左側先端2点の変位量から算出されるねじれ角を用いた。以上のプレス成形に使用する金型, 鋼板の種類, スプリングバック評価方法は第4章で述べた方法と同じである。

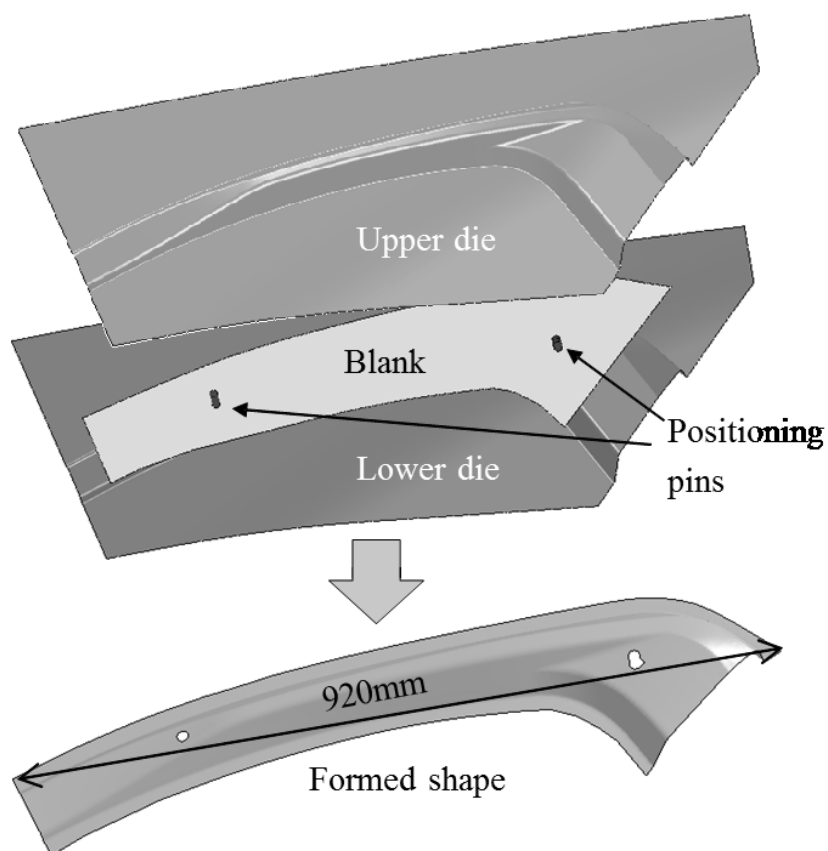


Fig. 5-4 Shapes of forming dies, blank and press formed part of front pillar reinforcement

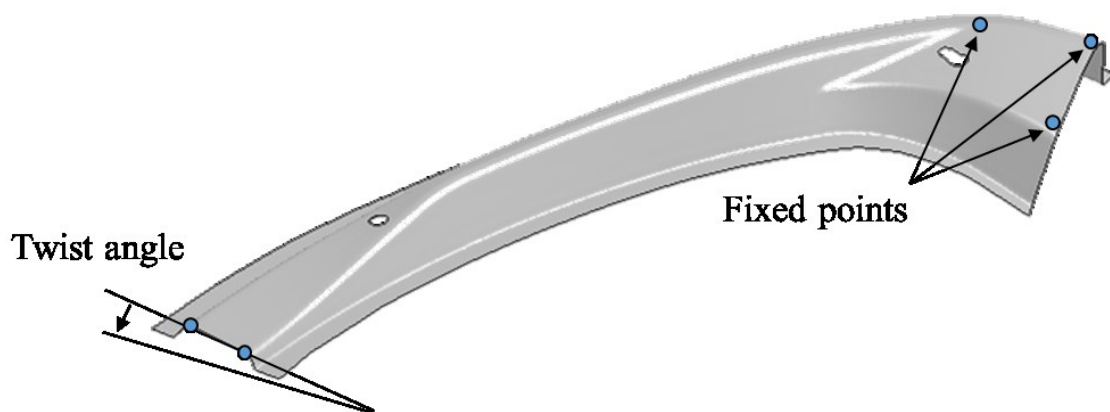


Fig. 5-5 Fixed points in springback analysis and definition of twist angle for springback evaluation

Table 5-1 Mechanical properties of steel used in press forming of front pillar reinforcement

Material	Yield strength MPa	Tensile strength MPa	Elongation %	R-value
JAC980Y	687	1011	19	0.9

5-3-2 スプリングバック駆動応力の算出

油圧式 98000kN プレス機を用いて、Fig.5-4 の形状を持つ金型により、1工程のフォーム成形を行った。成形荷重は 4900kN に設定した。ブランクの位置決めは FEM 解析と同様、2本の位置決めピンにて行った。得られたプレス成形品の写真を Fig.5-6 に示す。次に本成形品の三次元形状測定を行い、形状データを作成した。測定には光学式の三次元形状測定装置である Steinbichler Optotechnik 社製の COMET5-11M を用いて、成形品の上型側表面の形状を測定した。次に測定

データを FEM 解析モデルに変換するための処理を行った。測定形状データはその測定方法の性質上、エッジ端面の情報も含むため、端部付近のデータを削除した。その形状データを元に、一辺が約 1.2mm の三角形シェル要素モデルを作成した。板厚方向の積分点数は 7 とした。これを板厚 1.4mm の半分 (0.7mm) だけ下型側にオフセットすることで板厚中央面に相当するモデルデータとした。さらにこれをプレス成形で使用したものと同等の金型形状データで挟む FEM 解析を実施した。FEM 解析には LS-DYNA Ver971 (LSTC 社製) の動的陽解法ソルバーを用い、材料特性は弾性材 (ヤング率 : 210GPa, ポアッソン比 : 0.3) を用いた。板厚は成形前のブランク材の板厚である 1.4mm とした。以上の手順で得られた駆動応力の算出結果を Fig.5-7 に示す。シェル要素の最表面, 中央, 裏側面の積分点での分布を示す。パンチ底の凸稜線部では表面側が引張り (正の応力値) 裏面側が圧縮となっており, またフランジ部と縦壁部の間の凹稜線部では表面側が圧縮, 裏面側が引張りとなるなど, その形状に見合った応力分布となっている。Fig.5-8 に第 4 章で示した通常の弾塑性 FEM 解析から求めたスプリングバック駆動応力分布を示す。二つの方法で得られたスプリングバック駆動応力は良く一致している。

Fig.5-9 にプレス品形状データを元に算出したスプリングバック駆動応力を用いてスプリングバック解析を行った結果を, Fig.5-10 に通常の弾塑性 FEM 解析から求めたスプリングバック駆動応力を用いてスプリングバック解析を行った結果を示す。二つの方法で得られたスプリングバック変位分布は Z 方向のハネ量, 振れの発生状況は良く一致している。

以上のことから, 実測したプレス品の実測形状データを金型形状データで挟み込む弾性 FEM 解析を行うことで, スプリングバックの駆動応力が算出可能であると考えられる。



Fig. 5-6 Press formed front pillar reinforcement

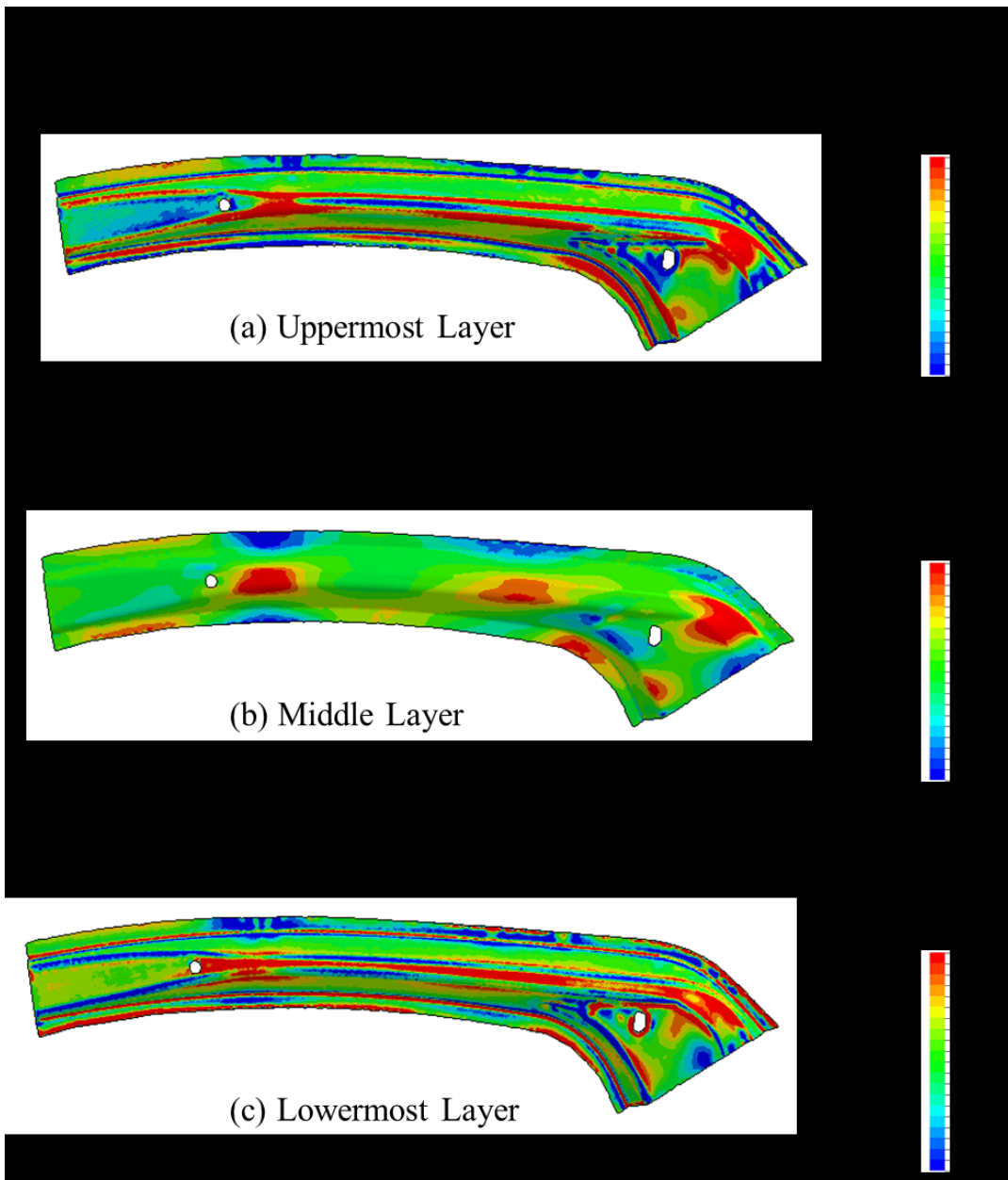


Fig. 5-7 Calculated springback driving stress distributions at bottom dead point by developed method

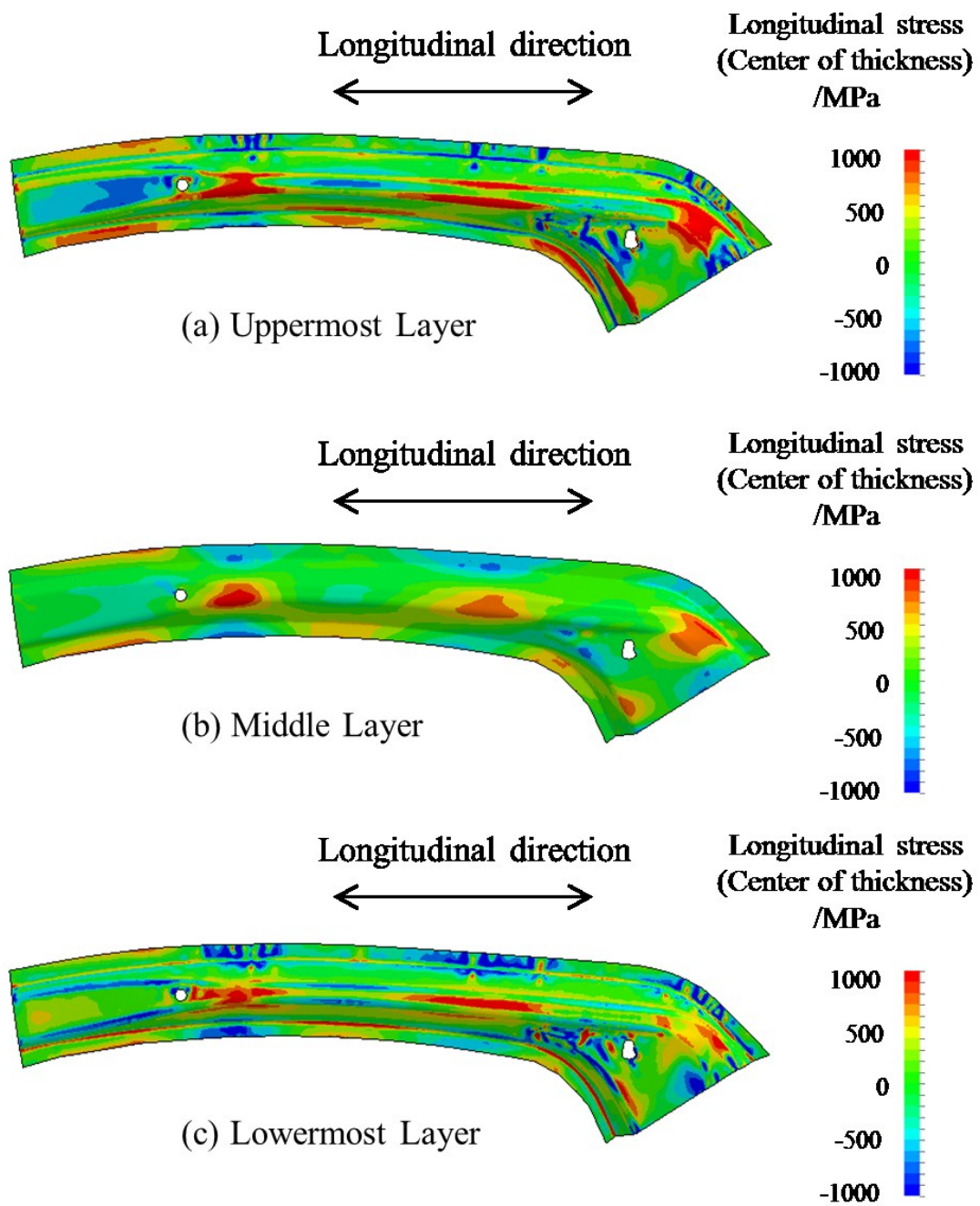


Fig. 5-8 Calculated springback driving stress distributions at bottom dead point by conventional method

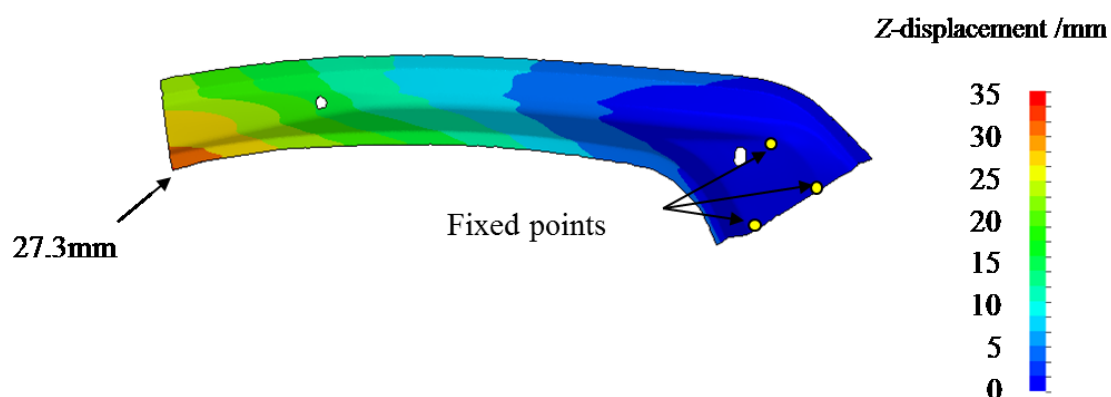


Fig. 5-9 Result of springback analysis using springback driving stresses obtained by developed method

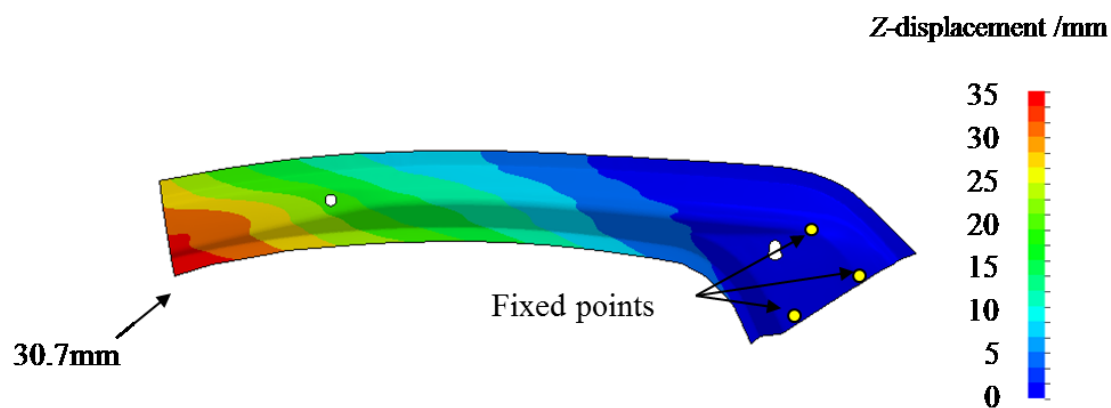


Fig. 5-10 Result of springback analysis using springback driving stresses obtained by conventional method

5-3-3 スプリングバック要因分析

第 4 章と同じ方法でスプリングバック要因分析を行った. Fig.5-11 に要因分析のために分割した領域を示す. 長手方向に A から F の 6 つの領域, 幅方向に 3 分割することで, あわせて A1~F3 の 18 の領域に分割した. プレス成形品から算出したスプリングバック駆動応力を用いて要因分析をした結果を Fig.5-12 に示す. また第 4 章に示した通常の弾塑性 FEM により得られたスプリングバック駆動応力を用いて要因分析を行った結果を Fig.5-13 に再掲する. 両者は良く一致

しており、実測したプレス品形状データを用いて算出したスプリングバック駆動応力を用いても、プレス成形品の各領域内の応力がスプリングバックに及ぼす影響を評価できることが確認された。

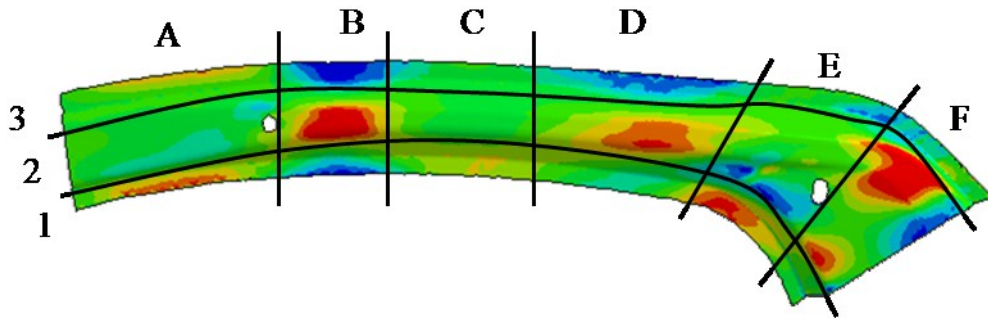


Fig. 5-11 Divided 18 areas of front pillar reinforcement for conventional and developed springback-root-cause analyses



Fig. 5-12 Twist springback angles calculated by developed springback-root-cause analysis using stresses of zero in one of 18 areas, A1 to F3, and using stresses as shown in Fig.5-7 in other 17 areas compared with base twist angle of 3.9°

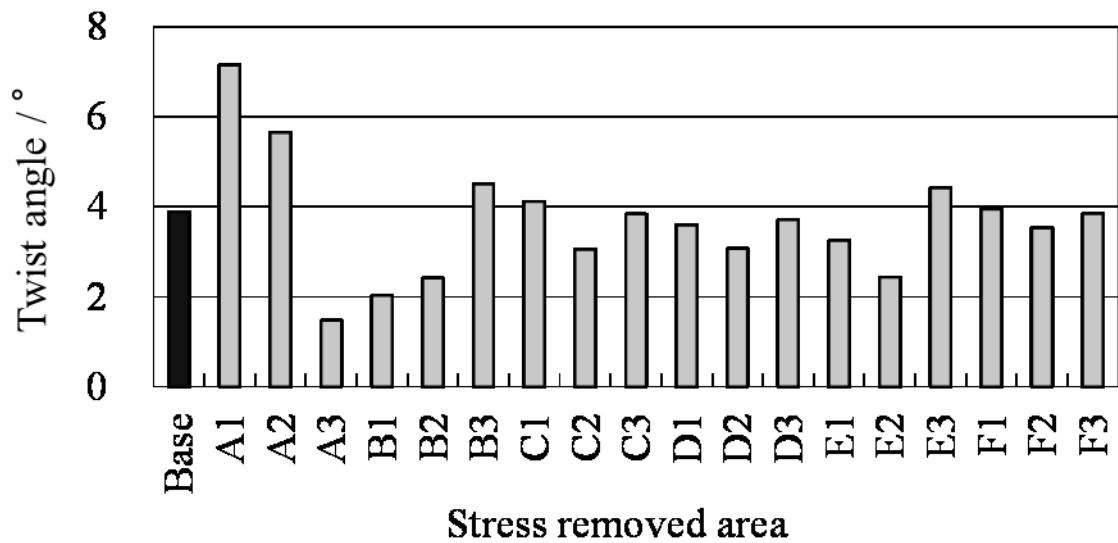


Fig. 5-13 Twist springback angles calculated by conventional springback-root-cause analysis using stresses of zero in one of 18 areas, A1 to F3, and using stresses as shown in Fig.5-8 in other 17 areas compared with base twist angle of 3.9°

5-4 誤差要因に関する考察

本手法で提案した応力の算出方法は、従来のプレス成形 FEM 解析とは大きく異なる手法である。この手法には、いくつかの仮定があり誤差要因の原因となる可能性がある。そこで本手法において発生しうる誤差要因と本手法を使用する場合の注意点について述べる。

(1) 弾性 FEM によるスプリングバック解析

本開発手法では、スプリングバック挙動を弾性として取り扱っている。一方で実際のスプリングバックでは部分的に塑性変形が発生することが報告されており^{5-2)~5)}、この点については考慮が必要である。なお、これら塑性変形量は弾性変形量に対して十分に小さいことが一般的である。スプリングバック量の精度を求める場合には障害となり得るが、スプリングバックの要因

部位を特定する用途においては、弾性変形を仮定しても工学的には十分な精度を確保できると考えられる。また塑性変形の進行に伴う見かけのヤング率の変化⁵⁻⁶⁾が再現できない点も同様である。

(2) プレス成形後の板厚分布

実際の成形品は成形による板厚の増減が発生するが、本手法においてはプレス成形時の板厚変化を無視している。高張力鋼板は伸びが低くなるため大きな板厚減少は起こりにくい。今回対象とした A ピラーレインフォースにおいては、最大の板厚減少率は 10.9% である。このためスプリングバックの要因部位を特定する用途においては、大きな誤差要因にならなかったと考えられる。なお形状測定にあわせて板厚分布を測定し、モデルに反映することで、本問題は完全に解消されるが、測定工数が大きくなるデメリットとなる。

(3) 摩擦拘束に起因する面内変形

例えばドロウ成形におけるしわ抑え部分では、一般的に、成形品と金型間で発生する摩擦力によって材料面内方向に引張り、あるいは圧縮応力が生じる。これらの応力はスプリングバック時に面内変形を発生させる要因となる。しかし金型で成形品を面外方向に挟み込む本手法では、このような面内変形の要因となる応力分布を算出することはできない。よって本方法の適用は、摩擦抵抗などに起因してスプリングバック時に発生する面内変形が、実質的に無視できる場合に限られる。

(4) 下死点スキと荷重

金型形状とともに、下死点荷重やスキをどう設定するのかについても考慮の必要がある。また絞り成形や、パッドなどの荷重制御を用いた成形の場合には、プレス成形時の荷重条件、あるいは下死点でのスキをできるだけ再現することが望ましい。一般的なプレス装置ではこの荷重の測定が可能であるが、

その測定誤差，成形時の金型やプレス機のたわみ変形⁵⁻⁷⁾などが発生すること，FEM 解析での接触荷重の算出精度の点で，一定の誤差の発生要因となる。ただしスプリングバック要因分析を行うに当たっては，ある程度の精度で下死点状態が再現されていれば問題はないと考えられる。

(5) 形状測定精度

三次元形状測定結果は使用する測定装置の性能に応じて一定の誤差の発生が不可避である。しかしながら，近年の装置の測定精度は1/100～1/1000mmと十分に高く，装置の測定精度そのものが問題となる可能性は低いと考えられる。解析に用いるメッシュサイズを小さくすれば実質上問題はないと考えられる。

以上のように，本手法によるスプリングバック要因分析は誤差を含んでいるが，本手法を実施するに当たって大きな誤差要因はないと考えられ，一定の信頼性が確保できると考えられる。

5-5 まとめ

実際のプレス成形品の形状に基づくスプリングバック要因分析を可能とする手法を開発，その手法を自動車骨格部品であるフロントピラー・レインフォースへ適用し，以下のことを明らかにした。

(1) プレス金型とプレス成形品の三次元形状測定データから作成した部品形状モデルを金型表面形状モデルで挟み込む弾性 FEM 解析を行うことで，成形下死点におけるスプリングバック駆動応力を算出することが可能である。

(2) 上記で得られた駆動応力を用いてスプリングバック要因分析と通常の方法で要因分析を行った結果は同等となり，プレス成形品の実測データを用いた本手法によりスプリングバックの原因部位を特定可能であることを実証した。

(3) 本手法は、プレス成形の現場において、割れ・しわなどの不具合対策として金型へ大幅な修正を加えてしまった場合などにおいても極めて有用である。多工程成形の再現および材料の塑性特性が不要であるため、短時間でかつ確実にスプリングバックの原因特定が可能となる。

5-6 参考文献

- 5-1) 前川雅彦・杉山隆司・山辺昌：日本機械学会北信越支部第46期総会・講演会, 97-1 (2009), 111-112
- 5-2) 岩田徳利・蔦森秀夫・鈴木直守・石倉洋・松居正夫・後藤學：塑性と加工, 43-503 (2002), 60-64
- 5-3) Yoshida, F. & Uemori, T. : Int. J. Plasticity, 18 (2002), 661-686
- 5-4) Yoshida, F. & Uemori, T. : Int. J. Mech. Sci., 45 (2003), 1687-1702
- 5-5) 17th International Car Body Benchmarking Conference (2015)
- 5-6) 澄川智史・石渡亮伸・平本治郎・占部俊明：第65回塑性加工連合講演会講演論文集, (2014), 327-328
- 5-7) 蔦森秀夫・吉田総仁：塑性と加工, 46-532 (2005), 407-411

第6章 結論

本論文では高張力鋼板をプレス成形するときが発生する不具合の中で最大の課題であるスプリングバックによる形状不良に着目し，複雑な形状を有する部品においても効果的にスプリングバック対策を立案可能とすることを目的に

①スプリングバックが発生するメカニズムを解明することを可能とする汎用的なスプリングバック要因分析手法

②スプリングバック要因分析手法の自動車骨格部品への適用について研究を行い，以下の結論を得た．

6-1 スプリングバック要因分析手法の開発（第2章）

FEM解析を用いてスプリングバックの発生要因を特定するスプリングバック要因分析手法の提案を行い，さらに要因分析手法を曲がりハット部品に適用することで，以下の結果を得た．

(1) プレス部品内の成形下死点応力とスプリングバック挙動を関連づける方法として，一部領域の下死点応力をゼロにして計算したスプリングバック解析結果と通常の方法で計算したスプリングバック解析結果の比較を行うスプリングバック要因分析手法を開発し，スプリングバックの発生原因を特定することを可能とした．

(2) 曲がりハット部品のスプリングバック要因分析結果が，従来の研究で指摘されているスプリングバック原因応力・場所とほぼ同じであることを示し，提案手法の妥当性を示した．

6-2 スプリングバック要因分析手法への力学的アプローチ（第3章）

スプリングバックを引き起こす応力について考察を加えるため、スプリングバック要因分析手法を3要素からなる平板の単純モデルに適用し、以下のことを明らかにした。

- (1) スプリングバック後にはプレス部品内に残留応力が残るため、プレス成形下死点応力の絶対値とスプリングバック変形前後での応力変化量は一致しない。
- (2) スプリングバック前後の応力変化量をスプリングバック駆動応力と定義し、成形下死点の応力を駆動応力に入れかえてスプリングバック解析を実施すると、スプリングバック後の応力がゼロとなり、かつスプリングバックによる変形量は同等となる。
- (3) スプリングバック駆動応力を用いた要因分析の力学的な意味を考察し、力学的に矛盾が生じていないことを確認した。
- (4) スプリングバック駆動応力を要因分析に用いることにより、スプリングバック解析後の残留応力の影響を排除することが可能となり、その原理上より高精度なスプリングバック要因分析の実現が期待できる。

6-3 スプリングバック要因分析の自動車部品への適用（第4章）

スプリングバック要因分析手法を代表的な自動車骨格部品であるフロントピラー・レインフォースおよびセンターピラー・インナーに適用し、以下の結果を得た。

- (1) スプリングバック要因分析手法により、超高張力鋼板を適用した複雑な形

状の大型部品であっても部品に発生するスプリングバックの主要因となる応力および部位を特定することが可能である。

(2) スプリングバック要因分析でスプリングバックの主要因と特定した応力を制御することでスプリングバックを低減可能なことを実証し、本要因分析手法の有用性を示した。

(3) 下死点応力を用いるスプリングバック要因分析結果と駆動応力を用いる要因分析結果に大きな差は無いが、下死点応力を用いる要因分析より駆動応力を用いる要因分析の方がより精度が高くなると考えられる。一方、下死点応力を用いたスプリングバック要因分析も工学的には十分に有用である。

6-4 プレス成形品の形状測定データを用いた簡便なスプリングバック要因分析手法の提案(第5章)

実際のプレス成形品の形状に基づくスプリングバック要因分析を可能とする手法を開発、その手法を自動車骨格部品であるフロントピラー・レインフォースへ適用し、以下のことを明らかにした。

(1) プレス金型とプレス成形品の三次元形状測定データから作成した部品形状モデルを金型表面形状モデルで挟み込む弾性 FEM 解析を行うことで、成形下死点におけるスプリングバック駆動応力を算出することが可能である。

(2) 上記で得られた駆動応力を用いてスプリングバック要因分析と通常の方法で行った要因分析結果は同等となり、プレス成形品の実測データを用いた本手法によりスプリングバックの原因部位を特定可能であることを実証した。

(3) 本手法は、プレス成形の現場において割れ・しわ・スプリングバックなどの不具合対策として金型へ大幅な修正を加えてしまった場合などにおいて極め

て有用である。多段成形の再現および材料の塑性特性が不要であるため、短時間でかつ確実にスプリングバックの原因特定が可能となる。

以上で述べたように、本研究では薄鋼板のプレス成形で発生する不具合であるスプリングバックによる精度不良という課題に対し、発生要因を特定する技術を確立し、対策案を論理的に立案可能な技術として利用可能であることを示した。

本研究で確立したスプリングバック要因分析技術は、プレス成形下死点応力、スプリングバック前後の応力変化量である駆動応力に着目した技術であり、単純な形状だけでなく複雑な形状を持つプレス成形品にも適用が可能である。従来はプレス技術者の経験と勘で試行錯誤を繰り返してきた金型修正を、本技術により誰でも、確実に、短時間で原因を特定し、対策立案をすることが可能となる。

本技術の適用範囲は、自動車分野だけでなくプレス成形を用いる全ての分野、使用材料も鋼板に限定されることなく、プレス成形によってスプリングバックが発生する全ての材料に適用が可能である。

今後、本研究による手法の適用により特に自動車部材への高張力鋼板適用を促進させ、これにより自動車車体軽量化、衝突安全性向上など自動車性能向上および地球環境保護に貢献ができることを期待する。

謝辞

本研究を遂行し論文をまとめるにあたり，多くのご支援，ご指導を頂いた指導教官である本学吉田総仁教授に心より感謝を申し上げます．また，本論文の審査において，貴重なご助言，ご指導を頂きました本学菅田淳教授，佐々木元教授，日野隆太郎准教授に深く御礼を申し上げます．

元 JFE スチール株式会社吉武明英研究技監（現 一般社団法人 日本塑性加工学会 事務局長），稲積透主席研究員（現 JFE テクノリサーチ株式会社 フェロー）には，長きにわたる薄鋼板のプレス成形 CAE に関する研究開発へのご指導と学位取得の機会を与えて頂いたことに御礼を申し上げます．JFE スチール株式会社占部主席研究員には研究遂行および論文作成にあたり，あたたかい激励と支援をいただき深く感謝いたします．

ト部正樹副部長，石渡亮伸副部長にはプレス成形 CAE に関する研究の議論・検討から論文作成まで，たくさんの助言を頂いたことに厚く御礼を申し上げます．箕手徹課長には論文作成で多くの助言をいただき大変感謝しております．本論文を執筆するにあたり，多くの方々のご支援ご協力をいただきました．謹んで御礼申し上げます．

最後に私事ですが，研究活動および論文執筆を陰ながら支えてくれた家族に感謝します．