
第4部

創成研究Ⅲ

所属専攻・学年	人間・機械科学専攻 2年
学生氏名	大塚 貴康 
課題名	アルミ缶蓋のプレス加工シミュレーション と塑性加工過程のプロセス最適化
コーディネータ教員	山崎 光悦 (人間・機械科学専攻)
課題担当教員	山崎 光悦 (人間・機械科学専攻)
創成研究Ⅱ派遣先企業	ユニバーサル製缶株式会社
創成研究Ⅱ研修期間	平成20年8月25日～9月3日
創成研究Ⅱ研修先	静岡県駿東郡

平成21年度 創成研究Ⅲ 研究成果報告書

専攻・学年	人間・機械科学専攻 2年
氏名	大塚 貴康
創成研究Ⅱ派遣先名	ユニバーサル製缶株式会社
創成研究Ⅱテーマ名	アルミ缶蓋のプレス加工シミュレーションと塑性加工過程のプロセス最適化

【1. 創成研究Ⅱ終了後の研究課題の進捗】

研究課題そのものが、修士論文のテーマで、派遣先と共同研究課題してその後、半年間継続し、一定の成果を得るまでに至った。

【2. 創成研究に関連した研究活動・研究発表】

日本機械学会 第19回設計工学・システム部門講演会2009（沖縄、10月28日—30日）にて、「アルミ缶蓋の板成形解析と塑性加工過程最適化に関する検討」で発表予定。

講演論文集 CD-ROM に掲載予定のアブストラクトの原稿ファイルを添付。

【3. 総括】

アルミ缶自身が消費者に非常に近い製品で、飲みやすさや開けやすさなど、消費者を意識した製品開発の機会に触れる良い課題であった。

アルミ缶蓋の板成形解析と塑性加工過程最適化に関する検討

A Study on Sheet-Metal Forming Simulation and Forming Process Optimization for Aluminum Beverage Can Ends

正 山崎 光悦 (金沢大)

Koetsu YAMAZAKI,
Kanazawa University,

○学 大塚 貴康 (金沢大院)

Takayasu OTSUKA,
Graduate School of Natural Science and Technology,
Kanazawa University

正 韓 晶 (ユニバーサル製缶)

Jing HAN,
Universal Can Corporation

長谷川 貴志 (ユニバーサル製缶)

Takashi HASEGAWA,
Universal Can Corporation

Key Words: Optimization, Sheet Metal Forming, Finite Element Analysis, Buckling, Aluminum Can End

It is important for the end shell of aluminum beverage can to improve thinning in press forming for increasing buckling strength. To search an optimum process and die shape for improving thinning is attempted. However, traditionally the forming process and die designs have been based on trial-and-error and the skill of experienced die-makers. The finite element (FE) analysis is an effective tool to predict a sheet deformation and to evaluate the forming process and die designs in press forming. This paper proposes a new buckling tooling system for the end shell forming and investigated effective factors to improve thinning using the FE analysis. The optimization method based on the numerical simulations is applied to search an optimum design point. The results show that the thinning can be improved up 7.3% by the design optimization of forming processes and shape of tool profile in this buckling tooling system.

1. 緒言

アルミ缶はリサイクル性に優れており、今後も欠かすことのできない飲料容器の一つと考えられる。また、アルミ缶は大量生産されるため、個々の材料のわずかな削減が莫大な材料費の節約につながる。そのため、製缶メーカーではアルミ缶の軽量化、薄肉化が課題となっている。また、アルミ缶には様々な性能が求められる。例えば、缶蓋(エンド)では飲みやすさ、開けやすさ、耐圧強度を考慮した設計を必要とする。そのうち耐圧強度はエンドの形状および板厚分布の影響を受ける。また、耐圧強度を上昇させることはエンドの軽量化、薄肉化につながる。

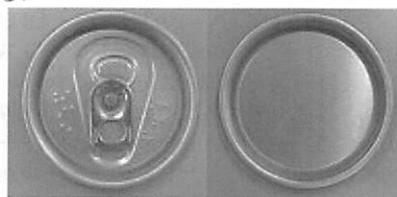
プレス成形の工程、金型形状はエンドの板厚分布に影響を与える。一方、有限要素解析によるプレス成形の加工工程のシミュレーションは製品開発の費用削減と時間節約に効果的なツールである。

本研究では、動的陽解法(LS-DYNA)による板成形解析を行うことにより、まず現行のエンドシェル成形過程を明らかにする。そして座屈変形を利用した新しいエンドシェル成形法を提案する。さらに、この成形工程および金型形状がエンドシェルの最終板厚分布に与える影響について検討する。成形条件と金型形状を設計変数にとり、エンドシェルの板厚分布における最小板厚を目的関数、仕様の寸法許容範囲を制約条件として、実験計画法を用い応答曲面を作成する。最小板厚を最大化する最適な成形条件について検討した。

2. エンドシェル成形法

2-1 エンドシェル 図1にタブの付いた最終エンドとエンドシェル単独の写真を示す。エンドシェルとはエンドの開口部を成形する以前のものである。エンドシェルの成形はブランキング、シェルフォーミング、カーリングの3工程から構成される。ブランキングとはコイル状の板材から円形の板を打ち抜く工程である。カーリングとは缶胴とエンドを巻締

めるためにブランク材のフランジを成形する工程である。カーリングを行う以前のもをアンカールシェルと呼ぶ。本報では、3工程のうちのシェルフォーミングを対象とした。図2にエンドシェル各部分の名称を示す。缶胴に飲料を充填したあと、エンドのシーミングパネルラジウスと缶胴を一致させ、カールと缶胴のフランジを二重巻締めする。これらの各箇所の形状および板厚が巻締めの品質および耐圧強度に影響を与える。図3に成形されたエンドシェルの成形寸法の簡易検査箇所について示す。エンドの耐圧強度および後工程のためにエンドシェルのユニットデプス H_1 、リップハイト H_2 、パネルデプス H_3 の寸法はそれぞれ仕様の寸法範囲内に収める必要がある。



(a) Can end (b) End shell
Fig.1 Aluminum beverage can

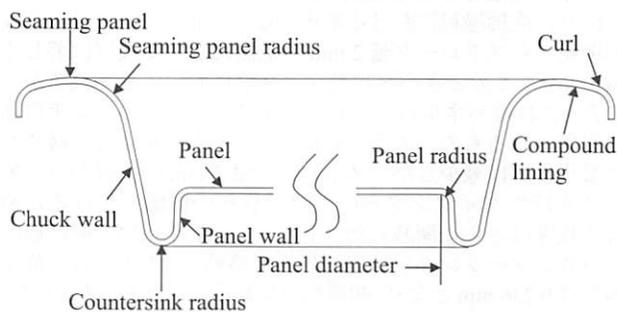


Fig.2 Shell nomenclature

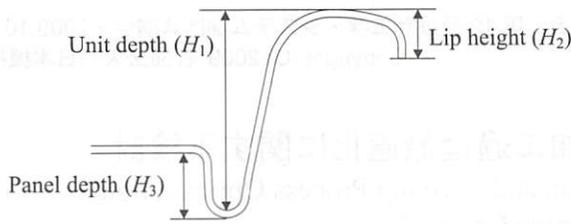


Fig.3 Cross section of uncurled shell

2-2 エンドシェル成形過程 図4にエンドシェル成形ツーリングシステムの軸対称断面を示す。このシステムは3つの上型、3つの下型から構成される。上型はブランク&ドロアダイ、アッパーピストン、ダイセンターから構成される。ブランク&ドロアダイの上下動はプレス機スライダ制御により行われる。ブランク&ドロアダイが下降するとき、アッパーピストンとダイセンターは負荷された空気圧によりブランク&ドロアダイとともに下降する。下死点以降、ブランク&ドロアダイが上昇するとき、アッパーピストン、ダイセンターが接触面 S_A , S_B において接触すると、それぞれの金型はブランク&ドロアダイとともに上昇する。アッパーピストンとダイセンターの間の接触面 S_C はエンドシェルの成形形状に影響を与える。この間にスペーサーを用いることにより隙間を細かく調節することができる。下型はローアピストン、ダイコアリング、パネルパンチから構成される。ローアピストンに空気圧が負荷されるが、ダイコアリングと接触面 S_D およびブランク&ドロアダイとの接触によりその動きは制限される。ダイコアリングはプレス機ダイに固定される。パネルパンチに空気圧が負荷されるが、接触面 S_E によりその動きは制限される。

2-3 エンドシェル成形解析 現行のエンドシェル成形過程を明らかにするために汎用有限要素ソフトウェア LS-DYNA を用いて板成形解析を行った。3次元軸対称モデルにモデル化し、ブランク材の断面を4節点軸対称ソリッド要素で分割した。金型は剛体として定義した。ブランク材は弾塑性体を想定し、ヤング率 $E = 68.6 \text{ GPa}$, ポアソン比 $\nu = 0.33$, 降伏応力 $\sigma_0 = 0.3 \text{ GPa}$ とし、材料の異方性は考慮しないこととした。ブランク材の初期板厚 $T_0 = 0.260 \text{ mm}$ とした。ブランク材と金型との摩擦係数は全て 0.05 とした。ブランク&ドロアダイにはプレス機スライドの速度とストロークを与えた。また、ダイコアリングは完全拘束し、その他の空気圧を与える金型には相当荷重を与えた。すなわち、それぞれ $P_1 = 0.9 \text{ kN}$, $P_2 = 20.7 \text{ kN}$, $P_3 = 0.9 \text{ kN}$, $P_4 = 4.8 \text{ kN}$ となる。

図5に現行のエンドシェル成形ツーリングシステムによって成形された最終形状と板厚分布を示す。ユニットデプス、リップハイト、パネルデプスはそれぞれ $H_1 = 6.95 \text{ mm}$, $H_2 = 1.72 \text{ mm}$, $H_3 = 2.22 \text{ mm}$ となった。パネルウォールで最も板厚が小さい値 T_{\min} となった。チャックウォールからエンドシェルの外縁にかけて、板厚は初期板厚 T_0 よりも大きくなった。パネルウォールの最小板厚は $T_{\min} = 0.230 \text{ mm}$ となり、初期板厚と比較して 11.5% 減少した。

図6に成形過程における最小板厚の変化について示す。成形開始からストローク量 2 mm の位置にかけて板厚は著しく減少した。このときパネルラジラス部において最小板厚が生じた。これはパネルパンチおよびダイセンターのパンチ肩部の影響によるものと考えられる。その後も下死点まで緩やかに最小板厚は減少した。ストローク量 2 mm の位置から下死点にかけてダイセンターのパンチ肩部の影響を受けるため最小板厚はさらに漸減した。下死点で、最小板厚の発生箇所はカウンターシンクラジラス外側に移動し。このときの最小板厚は 0.236 mm となり、初期板厚と比較して 9.2% 減少した。下死点以降、最小板厚が生じる箇所はカウンターシンクラジ

ラスの外側からパネルウォールへと遷移する。これはカウンターシンクラジラスが成形されることにより最小板厚の箇所が内側へ流入することによる。ストローク量 10 mm の位置において最小板厚 T_{\min} となり、それ以降、最小板厚はほとんど変化しなかった。

プレス成形においてしわの発生抑制は成形性を評価するための重要な要因である。本報では円周方向ひずみを用いてしわの発生可否について検討する。円周方向ひずみ分布の最小値が小さいほどしわは発生しやすいと考えられる。図7にエンドシェル最終形状の円周方向ひずみ分布を示す。シーミングパネルラジラス部に円周方向ひずみの最小値が生じ、 $\epsilon_{\theta} = -0.171$ となった。プレス機による実際のエンドシェル成形ではしわの発生はない。つまり、円周方向ひずみの最小値 $\epsilon_{\theta} = -0.171$ ではしわは発生しないと考えられる。

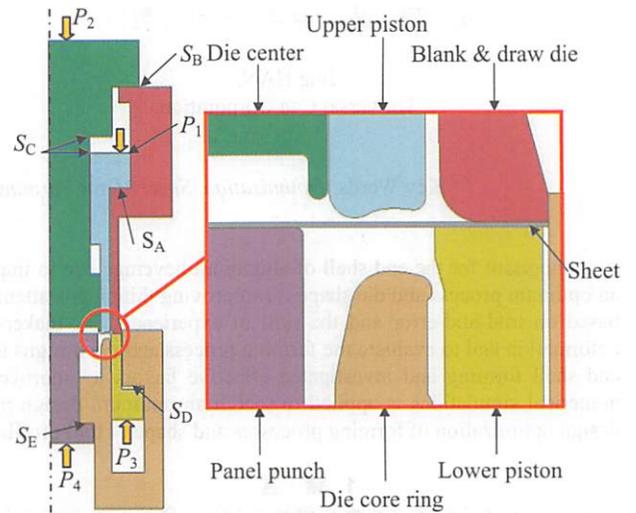


Fig.4 Conventional tooling system

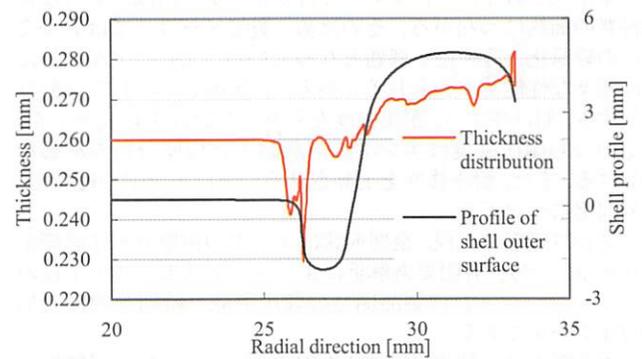


Fig.5 Thickness distribution by conventional tooling system

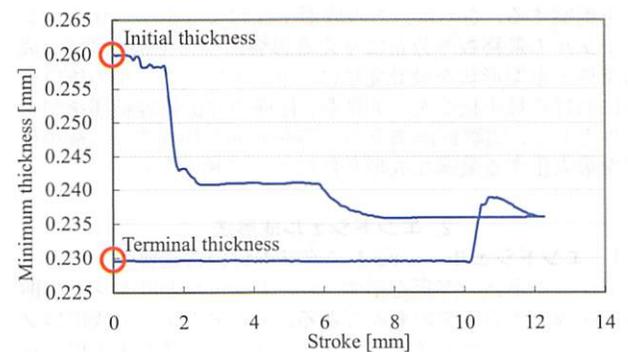


Fig.6 Variation of minimum thickness formed by conventional tooling system

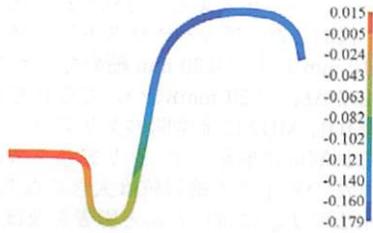


Fig.7 Circumferential plastic strain distribution

3. 座屈変形を利用したエンドシェル成形新ツーリングシステム

3-1 エンドシェル座屈成形過程 現行のエンドシェル成形ツーリングシステムでは、ダイセンターのパンチ肩部の影響を受けて最も板厚は減少することが、上述の成形シミュレーション結果から明らかとなった。これを改善するには新たに工程設計および金型形状を変更する必要がある。前報では、現行のダイセンターの形状を保持したままエンドシェル成形ツーリングシステムに対して工程設計および金型形状の変更を行い、エンドシェルの最小板厚を改善することを試みた⁽¹⁾。そこで本報では、新たにダイセンターの形状も変更し、新たなエンドシェル成形ツーリングシステムを提案することを試みた。

図8に座屈現象を利用してカウンターシンクを形成するエンドシェル成形ツーリングシステムの断面形状を示す。ダイセンターの突出部をなくし、パンチ半径を大きく設計した。パンチ半径を大きくすることにより板厚の減少を防ぐことを期待したモデルである。この変更に伴い、アッパーピストンの荷重を増加させることで座屈変形によるカウンターシンク形成を促進する。この座屈変形によりカウンターシンクラジスの成形およびパネルデプス H_3 の仕様に沿った寸法を得ることができる。下死点以降、パネルパンチはブランク材とともに上昇し始める。しかし、アッパーピストンの荷重が大きいためダイコアリングとパネルパンチの間にくぼみが生じる。その後、くぼみの深さが増大しパネルデプス H_3 の所望の寸法が得られる。そのときに図4に示した接触面 S_A で、アッパーピストンはブランク&ドロウダイと接触することにより上昇する。アッパーピストンには $P_2=3.7\text{kN}$ の荷重を与えた。これは元の荷重の3.9倍に相当する。また、ユニットデプス H_1 、リップハイト H_2 、パネルデプス H_3 の寸法が仕様の寸法を満たすように、ブランク材との接触面および接触面 S_C のダイセンター長手方向の寸法とアッパーピストン長手方向の寸法を調節した。その他の成形条件は、従来モデルから変更しないこととした。

3-2 エンドシェル座屈成形解析 図9に座屈を利用したエンドシェル成形新ツーリングシステムによる最終形状と板厚分布を示す。ユニットデプス、リップハイト、パネルデプスはそれぞれ $H_1=6.95\text{ mm}$ 、 $H_2=1.59\text{ mm}$ 、 $H_3=2.22\text{ mm}$ となった。パネルラジスにおいて最小板厚 T_{\min} となった。パネルラジスからカウンターシンクラジスの中心にかけて板厚は増加した。カウンターシンクラジスの中心では初期板厚 T_0 より大きくなり、カウンターシンクラジスの中心から外側にかけて板厚は減少した。またチャックウォールからエンドシェルの外縁にかけても板厚は初期板厚 T_0 より大きくなった。パネルラジスにおいて最小板厚は $T_{\min}=0.238\text{ mm}$ となり、板厚は8.5%減少した。現行のエンドシェル成形ツーリングシステムと比較すると最小板厚は3.6%増加した。図10に座屈変形による成形過程における最小板厚の変化を示す。下死点ではカウンターシンクラジス外側で最小板厚が生じた。このときの最小板厚は 0.249 mm となり、4.2%の減少に止まった。現行エンドシェルの成形ツーリング

システムと比較すると、板厚減少に対するダイセンターのパンチ肩部の影響が小さくなったと考えられる。しかし、下死点以後成形終了までで最小板厚はさらに 0.01 mm 減少しており、この間における板厚の減少量は現行エンドシェル成形ツーリングシステムよりも大きくなった。これは座屈変形を利用した成形新ツーリングシステムにおいて、下死点以降のカウンターシンクラジス成形の際にパネルパンチのパンチ肩部の影響を大きく受けることによるものと考えられる。円周方向ひずみの最小値は $\epsilon_{\theta}=-0.179$ となり、現行エンドシェルの成形ツーリングシステムより4.7%小さくなった。

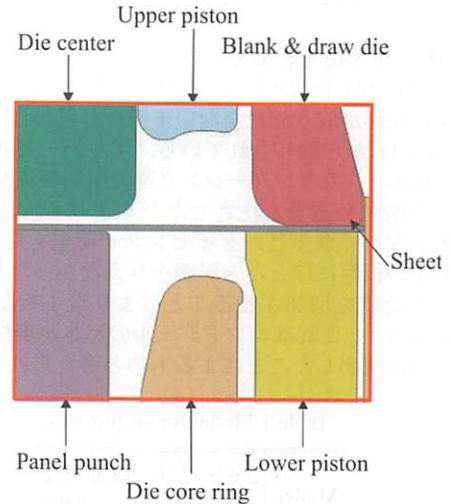


Fig.8 New buckling tooling system

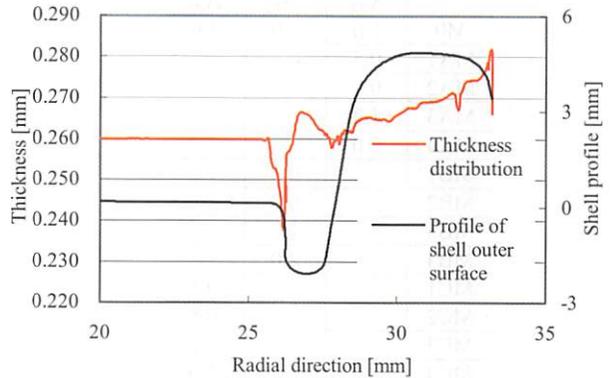


Fig.9 Thickness distribution by buckling tooling system

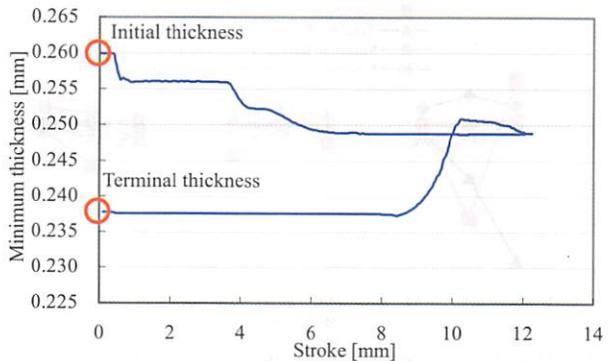


Fig.10 Variation of minimum thickness formed by new buckling tooling system

3-3 工程および金型形状の検討 次に座屈変形を利用したエンドシェル成形新ツーリングシステムの金型に負荷する荷重、ストローク量、金型の形状について検討を行った。

まず、ブランキングに影響を与えるローピストン以外の3つの金型に負荷する荷重を変更した。それぞれの金型に与える荷重は元荷重の0.5, 0.8, 1.2, 2.0倍に変更した。表1に解析モデルの名称とそれに対応する荷重の変化割合を示す。M0を座屈変形を利用したエンドシェル成形新ツーリングシステムの基準解析モデルとし、MA1からMA4, MB1からMB4, MC1からMC4はそれぞれアッパーピストン、ダイセンター、パネルパンチの荷重を0.5, 0.8, 1.2, 2.0倍に変化させたモデルである。M0モデルに対してリップハイト H_1 、ユニットデプス H_2 、パネルデプス H_3 、最小板厚 T_{min} 、および円周方向ひずみの最小値 ϵ_{θ} の変化について比較、検討を行った。

図11に金型荷重を変更したときのそれぞれの解析結果を示す。条件の組合せによってはカウンターシンクなどエンドシェルの成形が成り立たないモデルも現われ、それらについては図11から除外されている。アッパーピストン荷重を変化させると、カウンターシンク部の座屈様式が変わるためその他の金型荷重を変化させたときよりも寸法の変化率の絶対値が大きくなった。ダイセンター荷重を変化させたが、寸法および板厚にはほとんど影響を与えなかった。一方、パネルパンチ荷重を増加させることにより最小板厚は増加する傾向になった。これはエンドシェルのパネル素材がパネルラジアス部に流出したことによるものと考えられる。

Table.1 Model for air pressure

Model No.	Rate of change in load		
	Upper piston A_{P1}	Die center A_{P2}	Panel punch A_{P4}
M0	1.0	1.0	1.0
MA1	0.5		
MA2	0.8		
MA3	1.2		
MA4	2.0		
MB1		0.5	
MB2		0.8	
MB3		1.2	
MB4		2.0	
MC1			0.5
MC2			0.8
MC3			1.2
MC4			2.0

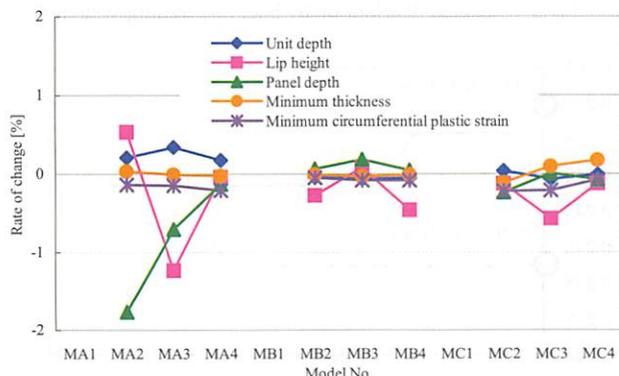


Fig.11 Influences of air pressure changes applied to tools

次に、金型間のクリアランスの変更を行った場合の影響を検討した。現行エンドシェルの成形ツーリングシステムでは、図4の接触面 S_C における金型間のクリアランスが寸法変化に大きく影響を与えることが判明している。そのため、座屈変形を利用したエンドシェル成形新ツーリングシステムに

おいてもクリアランスを変更し、それぞれの出力値をM0モデルと比較、検討した。アッパーピストンとダイセンター間距離 L_S を0.10 mmおよび0.20 mm縮めたモデルMD1($\Delta L_S = 0.10$ mm)、MD2($\Delta L_S = 0.20$ mm)についてそれぞれ解析を行った。図12のMD1, MD2に金型間のクリアランスを変更したときのそれぞれの解析結果を示す。クリアランスを大きくすることにより寸法の変化率の絶対値は大きくなる傾向にある。しかし、最小板厚 T_{min} にはほとんど影響を及ぼさなかった。

さらに、ストローク量を変更した場合の影響についても検討を行った。ブランク&ドローダイのストローク量を変更し、それぞれの出力値をM0モデルと比較、検討を行った。ブランク&ドローダイの下死点までのストローク量 L_A を3.50 mmおよび7.00 mm長くした場合のモデルME1($\Delta L_A = 3.50$ mm)およびME2($\Delta L_A = 7.00$ mm)を解析した。この変更に伴い、ブランク&ドローダイの速度も変更した。このときダイセンターおよびアッパーピストンの長手方向の寸法をストローク増加量だけ短くする。図12のME1およびME2に、ストローク量を変更したときのそれぞれの解析結果を示す。3.50 mm変化させたとき最小板厚 T_{min} は0.5%減少、7.00 mm変化させたとき最小板厚 T_{min} は1.0%増加した。

金型形状を変更した場合の影響についても検討を行った。金型形状はエンドシェルの形状および板厚分布に大きく影響を与える。シーミングパネルおよびシーミングパネルラジアスの形状は缶胴との巻縮めに影響を与える。そのため本報では、ダイコアリングの形状を保持することとした。座屈変形を利用したエンドシェル成形ツーリングシステムでも、パネルパンチのパンチ肩部形状が最小板厚に大きく影響を与える。そのためパネルパンチのパンチ肩部を楕円形状に変更した。エンドシェルのパネル直径はエンドシェル成形の後工程のために十分な距離を確保する必要がある。そのため、楕円の水平方向寸法を保持したまま、垂直方向の寸法 R_p のみ変更を行ったモデルMF1(M0モデルに対する比率 $A_R = 0.50$ 倍)、およびMF2($A_R = 1.5$ 倍)についての出力値をM0モデルと比較、検討した。図12のMF1, MF2にパネルパンチのパンチを楕円形状にしたときのそれぞれの解析結果について示す。垂直方向の寸法を0.5倍すること最小板厚 T_{min} は2.0%小さくなる一方、1.5倍すると最小板厚 T_{min} は2.3%増加した。

最後に、パネルパンチ以外の金型の形状についても変更を行った場合を比較、検討した。下死点においてダイセンターのパンチ肩部に最小板厚が生じる。そのためダイセンターのパンチ肩部寸法を変更したモデルMG1(M0モデルのパンチ半径 R_D に対する半径比 $D_R = 1.14$ 倍)、およびモデルMG2($D_R = 1.29$ 倍)の出力値をM0モデルと比較、検討した。図12のMG1およびMG2にダイセンターのパンチ半径を変更したときのそれぞれの解析結果について示す。ダイセンターのパンチ半径が変わることによりブランク材を内部へ引き込む量が変わるため D_R が大きくなることにより寸法の変化率の絶対値は大きくなる。

Table.2 Model for other factors

Model No.	ΔL_S [mm]	ΔL_A [mm]	A_R	D_R
M0	0.00	0.00	1.00	1.00
MD1	0.10			
MD2	0.20			
ME1		3.50		
ME2		7.00		
MF1			0.50	
MF2			1.50	
MG1				1.14
MG2				1.29

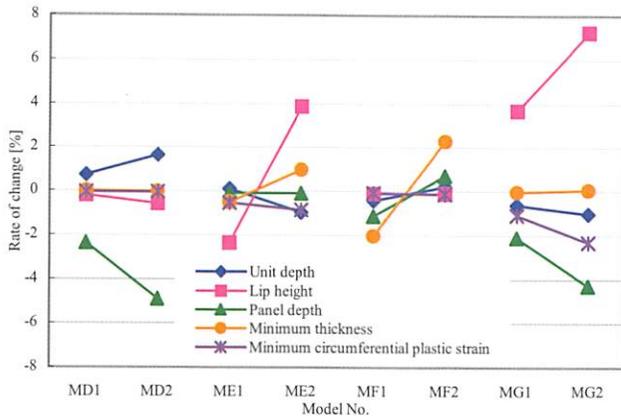


Fig.12 Factors of clearance, forming route and die shape

4. 成形ツーリングシステムの最適化

以上の検討結果をもとに、金型形状および成形プロセスの最適化を試みた。最適化の目的は最終のエンドシエルの板厚分布における最小板厚の最大化である。ユニットデプス H_1 、リップハイト H_2 、パネルデプス H_3 の寸法はエンドシエル成形の後工程の巻締めおよび耐圧強度を保障するため上限値、下限値が決められている。円周方向ひずみに関して座屈変形を利用したエンドシエル成形新ツーリングシステム、すなわち M0 モデルにおいてひずみの最小値は現行のエンドシエルモデルよりも小さくなるため、円周方向ひずみに関して考慮しないこととした。設計変数は金型形状および工程に関する成形条件への影響度の大きい変数から選択を行った。このとき設計問題は以下のように定式化される。

Find $X = \{x_i\}, i=1, \dots, n$ (n は設計変数の数)

to maximize $f = T_{\min}(X)$,

subject to

$$g_1 = H_{1\min} / H_1(X) - 1 \leq 0, \quad g_2 = H_1(X) / H_{1\max} - 1 \leq 0,$$

$$g_3 = H_{2\min} / H_2(X) - 1 \leq 0, \quad g_4 = H_2(X) / H_{2\max} - 1 \leq 0,$$

$$g_5 = H_{3\min} / H_3(X) - 1 \leq 0, \quad g_6 = H_3(X) / H_{3\max} - 1 \leq 0,$$

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, i=1, \dots, n$$

$H_{1\min}, H_{1\max}, H_{2\min}, H_{2\max}, H_{3\min}, H_{3\max}$ はそれぞれユニットデプス H_1 、リップハイト H_2 、パネルデプス H_3 の下限値、上限値である。 x_i^L と x_i^U はそれぞれ設計変数 i の下限値、上限値である。設計変数にはパネルパンチの形状変化率 A_R およびストローク量変化 ΔL_A を採用した。設計変数 $A_R, \Delta L_A$ に対し次のような上下限制約条件を設定した。

$$1.0 \leq A_R \leq 1.5 \quad 0.0 \text{ mm} \leq \Delta L_A \leq 7.0 \text{ mm}$$

最適解を得るため実験計画法に基づく応答曲面法を用いた。表 3 に示す直交表 $L_9(3^4)$ を利用した。図 13 にそれぞれの設計点における応答値を示す。

ユニットデプス H_1 、リップハイト H_2 、パネルデプス H_3 、に対して以下のような制約を与えたとき

$$6.90 \text{ mm} \leq H_1 \leq 7.00 \text{ mm}, \quad 1.55 \text{ mm} \leq H_2 \leq 1.85 \text{ mm},$$

$$2.20 \text{ mm} \leq H_3 \leq 2.30 \text{ mm},$$

設計変数は $A_R = 1.5, \Delta L_A = 7.00 \text{ mm}$ のとき制約を満たしつつ目的関数は最大の値となった。このとき $T_{\min} = 0.246 \text{ mm}$ となり、板厚は 5.2 % 減少した。最小の板厚は M0 モデルに比べて 3.6%、現行のエンドシエル成形ツーリングシステムに対して 7.3% 増加した。このとき寸法はそれぞれ $H_1 = 6.91 \text{ mm}, H_2 = 1.64 \text{ mm}, H_3 = 2.23 \text{ mm}$ となった。また円周方向ひずみは $\epsilon_\theta = -0.181$ となり M0 モデルに比べて 1.1 %、現行のエンドシエル成形システムに対して 5.8 % 減少した。図 14 に最適解におけるエンドシエルの最終形状と板厚分布を示す。パネルラジラス部に発生する最小板厚が改善されている

ことがわかる。

Table.3 Design points of L_9

Design point	A_R	ΔL_S [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_3 [mm]	ϵ_θ	T_{\min} [mm]
1	1.00	0.00	6.94	1.59	2.22	-0.179	0.238
2	1.00	3.50	6.96	1.55	2.22	-0.180	0.237
3	1.00	7.00	6.88	1.65	2.22	-0.180	0.240
4	1.25	0.00	6.96	1.59	2.23	-0.179	0.242
5	1.25	3.50	6.96	1.55	2.23	-0.180	0.241
6	1.25	7.00	6.89	1.65	2.22	-0.181	0.244
7	1.50	0.00	6.97	1.59	2.24	-0.179	0.243
8	1.50	3.50	6.96	1.55	2.24	-0.180	0.243
9	1.50	7.00	6.91	1.64	2.23	-0.181	0.246

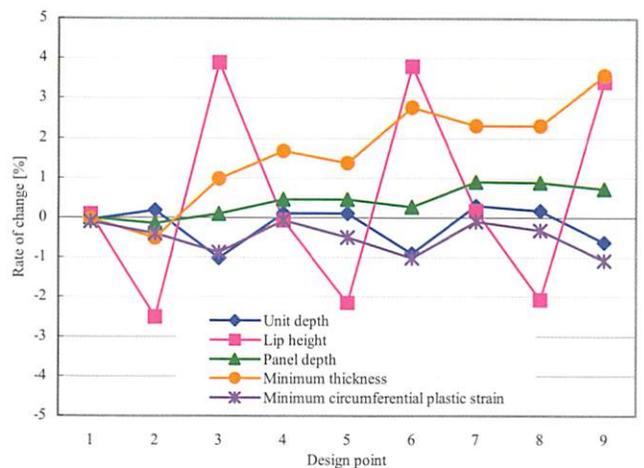


Fig.13 Simulation results of design points

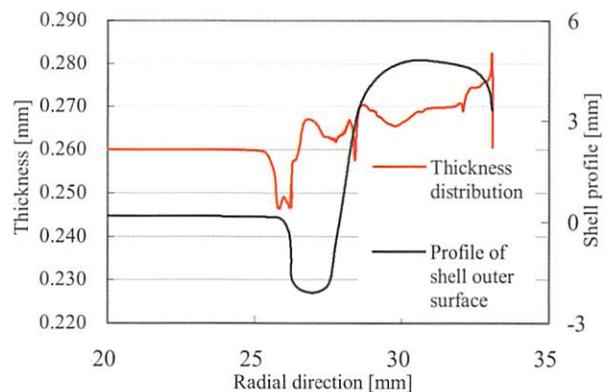


Fig.14 Thickness distribution of optimum design

5. 結言

座屈変形を利用した新しいエンドシエル成形過程を提案した。また、最小板厚を改善するのに有効な因子について検討した後、有効なパラメータを考慮して最適化を行い、現行のエンドシエル成形ツーリングシステムに対して最小板厚を 7.3 % 改善できることを明らかにした。

参考文献

(1) Han, J., Hasegawa, T., Itoh, R., Nishiyama, S., Yamazaki, K. Optimum Design of Dies and Forming Process for Aluminum Beverage Can Ends, 8th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization (WCSMO8), (2009.6), Paper No. 1461, CD-ROM