The Japan Society of Mechanical Engineers

539.388.24 : 621.983.3

日本機械学会論文集(C編)
48巻426号(昭57-2)

金属薄板の純粋張出し性向上条件*

(主としてポンチ形状の影響)

小林政教**, 黒崎 靖***, 河合 望****
Masanori KOBAYASHI, Yasushi KUROSAKI, Nozomu KAWAI

1. まえがき

近年，省資源・省エネルギの立場から，自動車をはじめ各種機械部品の軽量化がはかられている．それには，例えば高強度材料を成形し，機械部品の強度を高めることが必要とされる．金属薄板のプレス成形においては，素板の強度向上は例外なく延性の低下をもたらし，成形性の劣化を招く(6)．従って，このような場合，従来にも増してポンチプロフィル形状，ポンチ面-材料面間の潤滑，材質の選択など加工条件の最適化をはかって，成形性の劣化を防ぐことが必要になる．

この問題に対する一つの解答をさぐるため，既報(9)においては球頭ポンチを用いて金属薄板の軸対称純粋張出し成形を行い，摩擦係数μおよび材料特性値（n値，r値）が純粋張出し性におよぼす影響を明らかにし，摩擦係数μに最適値が存在することを指摘した．しかし，ポンチ形状の成形性への影響についてはなお不明な点が残されている．ポンチプロフィル形状が変化すると，破断発生位置が変わり，これがプレス成形性に密接に関連することは，しばしば指摘されてきた(3)(4)．そこで本研究では，ポンチ形状を種々変更し，軸対称純粋張出し性向上のための潤滑および材質条件の究明をはかることとした．ポンチ形状としては無数の形態が考えられるが，本報では軸比により簡明に形状指定が可能なだ円プロフィル形状を検討の対象とした．このため，軸比の異なる6種類の回転だ円プロフィルポンチを用い，ポンチ面の摩擦および材料特性値（n値，r値）が限界張出し深さにおよぼす影響をひずみ増分理論による数値解析と実験の両面から比較検討を行ってみた．その結果最適加工条件に関して，二，三の新しい知見が得られた．さらに，ポンチ面-材料面間の接触域内において潤滑材を塗りわける，いわゆる域差潤滑法が着想され，これにより純粋張出し性の改善が確認されたので，ここに報告したい．

2. 実験条件

実験に使用した材料は，公称板厚 0.6 mm の軟鋼

表 1 供試材の引張特性値（面内平均値）1) および表面あらさ

試料 公称板厚 0.6 mm (JIS 規格相当)	降伏応力 MPa{kgf/mm²}	引張強さ $\bar{S}_T$ MPa{kgf/mm²}	全伸び (公称ひずみ) e_{tT} %	$\bar{n}$ 値	$\bar{r}$ 値	表面あらさ R_{max} μm
リムド鋼 (SPCC-SD)	254 {25.9}	339 {34.6}	40.1	0.207	1.08	7.3
キルド鋼 (SPCE-SD)	190 {19.4}	317 {32.3}	41.6	0.211	1.52	6.7
ホーロ用鋼 (SPP)	190 {19.4}	284 {29.0}	48.3	0.233	1.75	5.3
工業用純アルミニウム軟質材2)	25 {2.5}	84 {8.6}	38.4	0.265	1.06	0.18
工業用純アルミニウム半硬質材 (A1050-H24)	94 {9.6}	143 {14.6}	3.3	0.012	0.95	0.16
工業用純アルミニウム硬質材 (A1050-H18)	88 {9.0}	177 {18.0}	2.6	0.017	1.13	0.16
りん脱酸銅軟質材 (DCuP 1A-0)	71 {7.2}	228 {23.2}	40.5	0.382	0.79	0.14

1) 面内平均値とは板面内にて圧延方向に対して，0°，45° および 90° 方向に採取した試験片による試験値 X_0, X_{45} および X_{90} を次式によって平均したものである．

$$\bar{X}=(X_0+2X_{45}+X_{90})/4$$

2) 工業用純アルミニウム軟質材は A1050-H18 を 350°C 1 h 焼なましたものである．

* 昭和 54 年5月 18 日 昭和 54 年度塑性加工春季講演会において講演，原稿受付 昭和 55 年5月 22 日．
** 正員，豊田工業高等専門学校（〒471 豊田市栄生町 2-1）．
*** 正員，三重大学工学部（〒514 津市上浜町）．
**** 正員，名古屋大学工学部（〒464 名古屋市千種区不老町）．

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

板3種類，工業用純アルミニウム3種類およびりん脱酸銅軟質材の合計7種類である．それらの引張特性値（面内平均値）および表面あらさ R_{max} を表1に示す．引張試験には，インストロン形引張試験機〔島津オートグラフ IS-5000形，最大ひょう量 49 kN{5 tf}〕および JIS 13 B 号の試験片を用い，引張速度は 10 mm/min で行った．材料の選択にあたっては，表1に示すように r 値，n 値などにできる限りの変化幅をもたせるよう配慮した．

使用した純粋張出し試験装置については，既報(9)に詳述してあるので，ここではその概要を述べるにとどめる．表2に示す仕様の工具を図1のように配置してダイセットに組み込み，油圧プレスによって駆動する．ポンチ力はダイアフラム形弾性体にはりつけたひずみゲージにより，ポンチ行程はインダクタンス形変位変換器によりそれぞれ電気的に検出され，X-Y レコーダに連続的に記録される．また材料のフランジ部には二重ビードをもった板押さえ工具により，39.2 kN{4 tf} の力が加えられ，完全クランプが達成される．

表 2　純粋張出しにおける加工条件

ポンチ直径	$2r_1$	ϕ 40 mm
ポンチ軸比	r_1'/r_1	0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 2.0
ポンチ表面あらさ	R_{max}	0.2～0.4 μm
ダイス内径	$2r_2$	ϕ 42.5 mm
ダイス肩半径	r_d	6 mm
クランプ力	H	39.2 kN{4 tf}
ポンチ速度		約 0.15 mm/s
室温		19～25°C
ポンチ面潤滑材		PTFE1) +Bt2) PTFE1) +機械油 牛脂黒鉛混合剤 (3 : 1) 松やに

1) PTFE テフロン膜（厚さ 0.05 mm）
2) Bt 高粘度鉱油（ブライトストック）

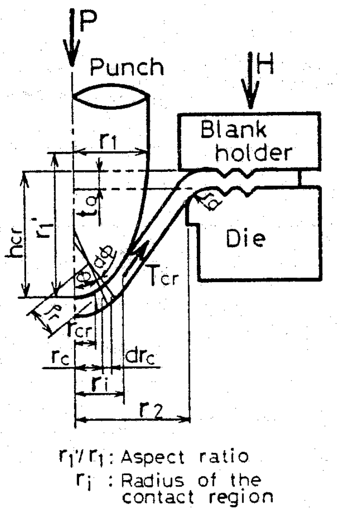

図 1　純粋張出し試験における工具配置

以後，図1に示す記号を用いる．

ポンチプロフィル形状としては，図1に示すように，ポンチ軸に関して回転対称のだ円プロフィルを有するポンチを用いる．直径 $2r_1$ は 40 mm，ポンチ軸比 r_1'/r_1 としては，0.25，0.5，0.75，1.0，1.25 および 2.0 の6種類を採用する．ここに，軸比 r_1'/r_1 が小さい程偏平，大きい程せん頭となり，$r_1'/r_1=1.0$ の場合が球頭ポンチとなる．

本実験では，ポンチ面潤滑材として表3に示す4種類を採用し，できる限り広範囲の摩擦係数値が得られるように選択した．ポンチ面における摩擦状態をシミュレートした既報(9)の摩擦試験機によって摩擦係数を測定した．試験機の原理図を図2に示す．垂直力P測定用ロードセルおよび垂直力負荷用ピストンの両者に試料挿入穴を設け，それぞれに円板状試料（ϕ 9.8 mm×0.6 t）をはめ込み，摩擦工具の両面から試片を所定の垂直力Pで押しつける．その後油圧プレスによって摩擦工具を摩擦力F測定用ロードセルを介して上方に引張る．その時，垂直力P，摩擦力Fおよびすべ

表 3　摩擦係数値（実測）

実験条件　すべり距離：2 mm
相対すべり速度：0.03 mm/s
面　　　圧：約 20 MPa{2 kgf/mm²}
工具材料：SK-5

潤滑材	試験材料 ＼ μ	軟鋼板	工業用純アルミニウム	りん脱酸銅
PTFE1) +Bt2)	変動範囲		0.006～0.007	0.020～0.025
	平均値	0.014	0.007	0.023
PTFE1) +機械油	変動範囲	0.030～0.035	0.016～0.023	0.023～0.032
	平均値	0.033	0.020	0.028
牛脂黒鉛混合剤 (3 : 1)	変動範囲	0.047～0.067	0.031～0.055	0.048～0.053
	平均値	0.057	0.043	0.051
まつやに	変動範囲	0.268～0.391	0.473～0.586	0.508～0.520
	平均値	0.330	0.530	0.514

1) PTFE テフロン膜（厚さ 0.05 mm）
2) Bt 高粘度鉱油（ブライトストック）

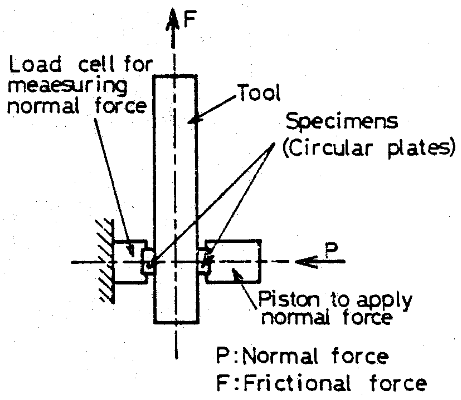

図 2　摩擦試験装置原理図

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

り距離を同時にレコーダに記録する．試験条件として，本実験におけるポンチ面と材料面間の摩擦条件に類似な，すべり速度 0.03 mm/s，面圧約 20 MPa{2kgf/mm^2} を選んだ．表3に測定結果をまとめて示す．潤滑材によっては，すべり行程中摩擦係数がある程度変動するが，以下平均値を代表として採用する．

3. 理論的検討

ポンチプロフィル形状，ポンチ面-材料面間の摩擦係数および材料特性値（n 値，r 値）が限界張出し深さ h_{cr} におよぼす影響を系統的に把握するため，まず初めに理論解析を試みた．ポンチ形状が異なる場合には，加工度の比較尺度として限界張出し深さは必ずしも適当ではないが，他に簡明な加工度尺度が見当たらないことおよび実用目的にはある程度有効であることを考慮してこれを用いることとした．解析方法には，従来からしばしば利用されている膜理論による軸対称形状の塑性変形解析法[2]を採用したが，基礎式および解法の概要を付録に記載する．その要点は次のようである．膜理論による子午線方向つりあい式，平面応力場における面内等方 r 値表現の Hill の異方性降伏条件式，ひずみ増分理論による構成方程式，ひずみの適合条件式および相当応力と相当ひずみ間に仮定した n 乗硬化式を連立させ，だ円プロフィル部およびオーバハング部における応力およびひずみ分布を差分法により求める．そして，ポンチプロフィル部における材料要素のどれかが拡散くびれ発生条件[1]を満たした時のポンチ行程を限界張出し深さ h_{cr} とする．計算ステップとして，ポンチ頂点の板厚ひずみ増分を -0.02 または -0.01 ずつ与える．このステップ量は h_{cr}/r_1 の識別精度に換算すると約 ± 0.01 であり，h_{cr} の実験上の測定精度とほぼ同程度にしてある．各パラメータの計算範囲は，摩擦係数 $\mu=0\sim0.6$，加工硬化指数 $n=0.02\sim0.3$ および異方性係数 $r=0.5\sim2.0$ である．使用した計算機は名古屋大学大型計算機センターの FACOM 230-75 である．

計算結果を図3および図4に示す．図3(a)～(f)は相対限界張出し深さ $(h_{cr}/r_1)_{clamp}$ と摩擦係数 μ の関係を n 値および r 値をパラメータとして，各ポンチ軸比 r_1'/r_1 別に示したものである．図4は $r=1.0$ の場合について，相対限界張出し深さ $(h_{cr}/r_1)_{clamp}$ とポンチ軸比 r_1'/r_1 の関係を n 値および μ をパラメータとして示したものである．ただし，n 値 r 値が大きい場合 μ が極端に小さいか（$\mu=0$）大きいと（$\mu\geqq0.3$）計算不能となることがある．計算点が一部欠けているのはこのためである．これについては現在検討中である．両図から以下のことが読取れる．

（1） いずれのポンチプロフィル形状，r 値および n 値に対しても，相対限界張出し深さ $(h_{cr}/r_1)_{clamp}$ を最大とする摩擦係数 μ が存在する．この μ の最適値はポンチプロフィルがせん頭化する程（r_1'/r_1→大），また n 値および r 値が小さくなる程，増加する傾向に

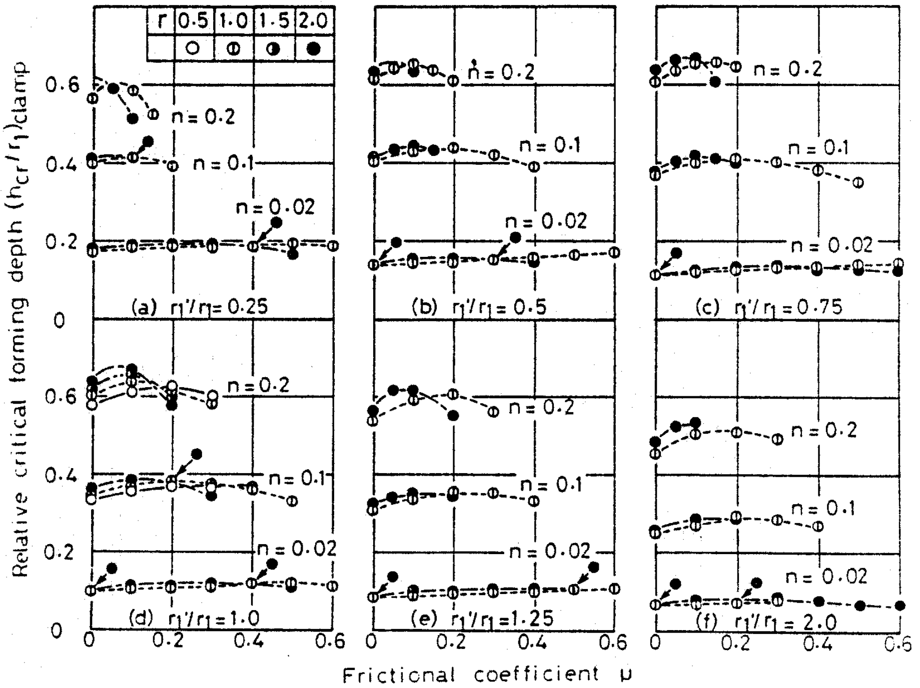

図3 限界張出し深さにおよぼす μ, n, r の影響（理論値）

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

ある．そして本計算条件の範囲内では，n=0.1〜0.2という通常の材料範囲に対して，最適のμの大きさは0.05〜0.2 程度の大きさとなっている．

（2） 相対限界張出し深さ$(h_{cr}/r_1)_{clamp}$を最大とするポンチプロフィル形状が存在し，これは球頭よりかなり偏平$(r_1'/r_1<1.0)$となっている（図4）．その最適ポンチ軸比r_1'/r_1はn値，r値および摩擦係数μが大きい程大きく，すなわちせん頭となる．例えばn=0.2, r=1.0, μ=0.1〜0.2 の場合，$(h_{cr}/r_1)_{clamp}$を最大とするポンチプロフィル形状r_1'/r_1は 0.5〜0.75 である．

（3） n値が増せば，限界張出し深さは著しく増大するが，r値の影響はきわめてわずかである．

上述（1）および（3）の結果は，既報[9]の球頭ポンチの場合にも見いだされており，その理由についても既に説明されているので，ここでは特にふれないことにする．上述（2）の結果が本報において新しく見いだされたものであるので，これについて若干の考察を加えたい．

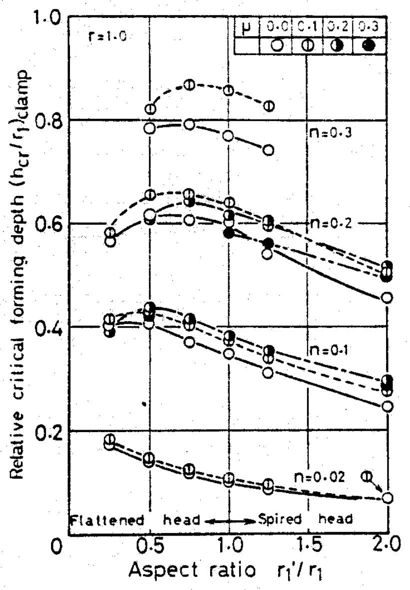

図 4 限界張出し深さにおよぼすポンチ形状の影響（理論値）

図5は n=0.2, r=1.0 および μ=0.1 の場合について，拡散くびれ発生直後における子午線方向ひずみε_ϕの子午線方向分布を初期半径に対して，ポンチ軸比r_1'/r_1をパラメータとして示したものである．この場合，図4にみるように相対限界張出し深さ$(h_{cr}/r_1)_{clamp}$が最大となるポンチ軸比r_1'/r_1は 0.5 である．図において，ポンチが偏平化（r_1'/r_1 減少）する程，ε_ϕが極大となる半径位置および拡散くびれ発生位置は外側へ移動し，中心部では逆にε_ϕは減少していることがわかる．図6はr_1'/r_1=0.75, n=0.2 および r=1.0 の場合について，拡散くびれ発生直後におけるε_ϕの子午線方向の分布を摩擦係数μをパラメータとして初期半径に対して示したものである．μ=0 の低摩擦の時，ε_ϕは中心部で大きく，摩擦係数μの増大とともにε_ϕの極大位置半径および拡散くびれ発生位置が外側へ移動すると同時に中心部領域でのε_ϕは逆に減少することがわかる．限界張出し深さh_{cr}を高めるには，ε_ϕをポンチの全面にわたってできる限り増加させることが必要ということができる．そのためには図5および図6の傾向からわかるように，中心部領域でのε_ϕを減少させることなくε_ϕの極大位置半径をできるだけ外側部にもちきたすことが必要である．r_1'/r_1が大きくなり，μが小さくなる程，そしてここには例示しなかったが，n値およびr値が小さくなる程，ε_ϕはポンチ中心部に集中しがちになり，その逆はε_ϕの極大値を外側部にもちきたすので[9]，これらはすべてε_ϕの制御因子となる．結局，与えられた摩擦係数μ，n値およびr値に対してr_1'/r_1の最適値が出現することになる．

4. 実験結果

前述の理論計算の結果を検証するため，純粋張出し

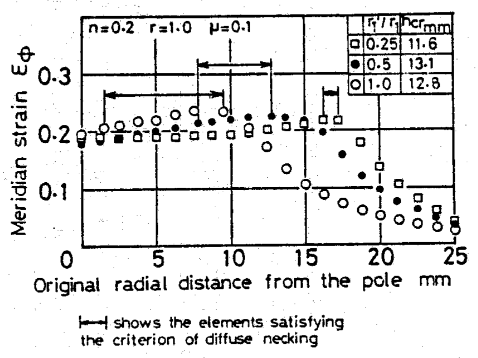

図 5 拡散くびれ発生直後のε_ϕの分布におよぼすポンチ形状の影響（理論値）

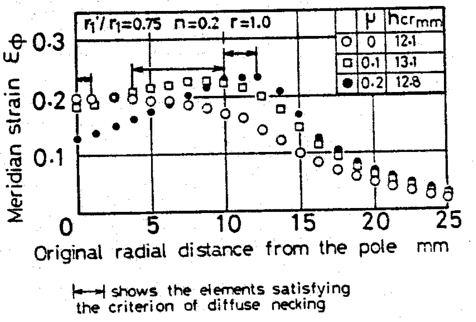

図 6 拡散くびれ発生直後のε_ϕの分布におよぼす摩擦係数の影響（理論値）

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

実験を行った．その中から代表として3種類のポンチ軸比 $r_1'/r_1=0.25$，1.0 および 2.0 に対する結果を図7～9に示す．これらは図3と比較しやすいように整理してある．各図（a）には，平均 n 値（$\bar{n}$）が比較的大きく変化する材料群，図（b）には平均 r 値（$\bar{r}$）が比較的大きく変化する材料群が示されている．そして，図7～9に用いた実験値記号を表4にまとめて示す．図10は図4と比較しやすいように整理したものである．これらの図から以下の事が看取される．

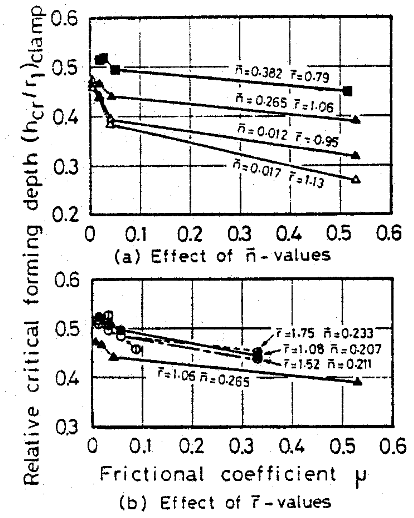

図 7　限界張出し深さにおよぼす材料性質および μ の影響（$r_1'/r_1=0.25$，実験値）

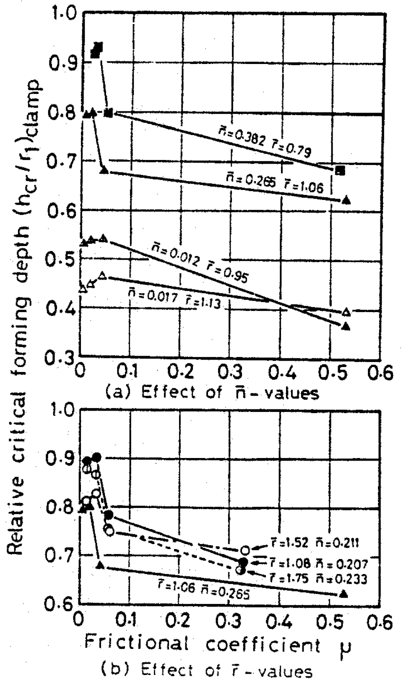

図 8　限界張出し深さにおよぼす材料性質および μ の影響（$r_1'/r_1=1.0$，実験値）

ここに，Kaftanoglu ら[5]も述べているが，数値解析における拡散くびれ発生点と荷重最大点はほぼ一致す

表 4　図7～9に用いた実験値記号一覧

▲	工業用純アルミニウム軟質材
⚠	工業用純アルミニウム半硬質材
△	工業用純アルミニウム硬質材
■	りん脱酸銅軟質材
●	リムド鋼
○	キルド鋼
⦶	ホーロ用鋼

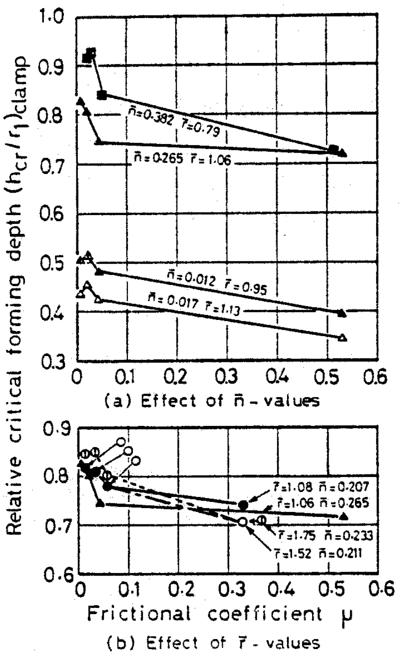

図 9　限界張出し深さにおよぼす材料性質および μ の影響（$r_1'/r_1=2.0$，実験値）

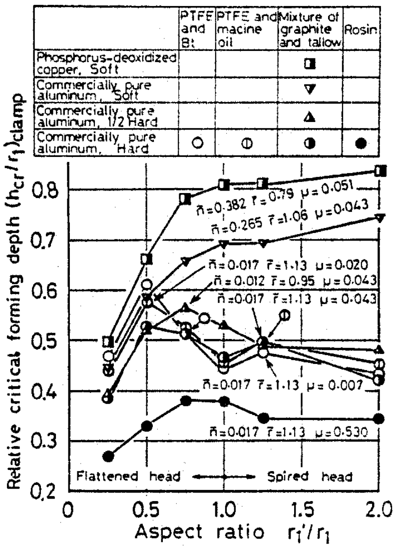

図 10　限界張出し深さにおよぼすポンチ形状および摩擦の影響（実験値）

NII-Electronic Library Service

ることが確かめられたので，実験における限界張出し深さ h_{cr}は，前報(9)で詳述したようにポンチ力－ポンチ行程線図上でポンチ力が最大となった行程とした．

（1） 図7～9に示されるように相対限界張出し深さ $(h_{cr}/r_1)_{clamp}$ が最大を示す摩擦係数μの存在が実験によっても認められた．ただし，極端に偏平頭もしくはせん頭の場合には最適のμ値がめいりょうに見いだされない場合があるが，図3に示す理論値にも，いくらかその傾向はうかがえる．μの最適値はポンチ形状，n値およびr値によってあまり影響されず0.01～0.02の範囲を占めている．これは理論値の0.05～0.2に比べ絶対値はかなり小さく，また変化範囲も狭い．また，μが0.05より小さくなると，限界張出し深さh_{cr}の急増がみられる．この傾向は$n \geqq 0.2$および$r_1'/r_1=1.0$（球頭ポンチ）の場合に顕著である．

（2） 図10にみるように，相対限界張出し深さ$(h_{cr}/r_1)_{clamp}$を最大とするポンチプロフィル形状の存在が実験によっても認められた．ポンチ軸比r_1'/r_1の最適値は，$\bar{n}$値およびμが小さい程，概して小さくなっている．そして$\bar{n}$値が小さい場合には球頭より偏平なプロフィルが最適となっているが，$\bar{n}$値が0.2より大きなりん脱酸銅軟質材および工業用純アルミニウム軟質材の場合，本実験の範囲内ではせん頭となる程h_{cr}が増し，r_1'/r_1の最適値は見いだされなかった．上述の結果は計算値と量的に合わないが，定性的にはおおむね一致している．

（3） $\bar{n}$値が増せば限界張出し深さは著しく増加するが，$\bar{r}$値の影響は極めてわずかである（図7～9）．ただし，工業用純アルミニウムの半硬質材では，$\bar{n}$値は0.012と硬質材の$\bar{n}$値の0.017より小さいにもかかわらず限界張出し深さは若干大きくなっている．表1にみるように全伸びは3.3%と硬質材の2.7%より大きいので，むしろ全伸びで比較した方が良いのかも知れない(7)．この両者の特異な関係は図10および後述図12にも現れている．

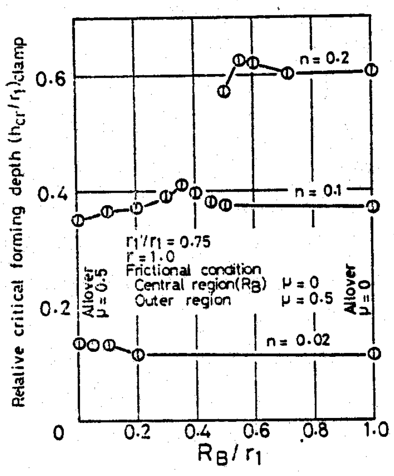

図 11 域差潤滑法による限界張出し深さの向上（実験値）

上述のように，理論と実験とは定性的にはおよそ一致しているが，量的にはかなりの差がみられる．これは，前報(9)でも考察されているが，理論で採用された仮定，例えばμが成形中一様分布し，かつ変化しないとしたこと，すなわち行程中，場所によって相対すべり速度やすべり距離が変化する（極端な場合，ポンチ頂点では零となる）ことによるμの変化を考慮しなかったこと，また加工条件によっては拡散くびれ発生以後，破断に至るまでの変形が限界成形深さに影響することが考えられるが，現在のところ他に適切な破断条件式が導かれていないため限界条件として拡散くびれ条件を採用したことなどに起因するものと思われる．

5. 域差潤滑法による張出し性の向上

前述のように，純粋張出しにおいて，ポンチ面と材料面間の摩擦は限界張出し深さに大きな影響をおよぼすことが分かった(5)(9)．図6に関連しての考察から次のようなε_ϕ増大の積極策が考えられる．すなわち摩擦係数μを中心部領域では小さく，外側部領域では大きくすれば，ポンチ面の全域にわたってε_ϕの進行を促進し，従って限界張出し深さのいっそうの増大が期待される．このいわゆる域差潤滑法の着想について理論と実験の両面から以下検討を加えてみる．

5・1 理論計算による検討　この域差潤滑法の場合，中心部領域と外側部領域のμの選び方によって，限界張出し深さh_{cr}の増加への寄与の程度は異なるが，ここでは後述の実験に対応する計算の一例として，ポンチ軸比$r_1'/r_1=0.75$, $r=1.0$, $n=0.02$, 0.1, 0.2の場合について中心部領域の摩擦係数μを0，外側部領域のμを0.5として，その境界の初期半径R_Bを変化させて，相対限界張出し深さ$(h_{cr}/r_1)_{clamp}$を計算してみた．その結果を$(h_{cr}/r_1)_{clamp}$とR_B/r_1の関係として，図11に示す．いずれの場合も限界張出し深さの向上を示すR_Bの存在が認められるが，n値が大きくなる程R_Bの最適値は大きくなっている．

5・2 実験結果　上述の理論計算の結果を実験によって検証してみた．$r_1'/r_1=0.75$のプロフィルポンチを用い，ポンチ中心部領域には本実験中最低の摩擦係数を示したテフロン膜（PTFE）にブライトストック（Bt）潤滑（$\mu=0.007$～0.023）を適用し，外側部領域には本実験中最高の摩擦係数を示したまつやに潤滑（$\mu=0.51$～0.53）を適用し，低摩擦潤滑材の適用初期

The Japan Society of Mechanical Engineers

半径 R_B を変化させて純粋張出し実験を行ってみた．その結果を図 12 に示す．限界張出し深さ h_{cr} は R_B がある程度大きくなるとかなり増加している．限界張出し深さの極大を示す R_B の最適値は $\bar{n}$ 値が 0.012 から 0.382 と増すに伴い，0.6～0.8 から 1.0 へと増加している．これらの結果は理論値と定性的な一致を示すものである．

6. 結　論

各種だ円プロフィル形状ポンチを用い，ポンチ面-材料面間の潤滑および材料特性値（n 値，r 値）を種々変更して，金属薄板の純粋張出し性の向上条件を理論と実験の両面から検討し，以下の結論を得た．

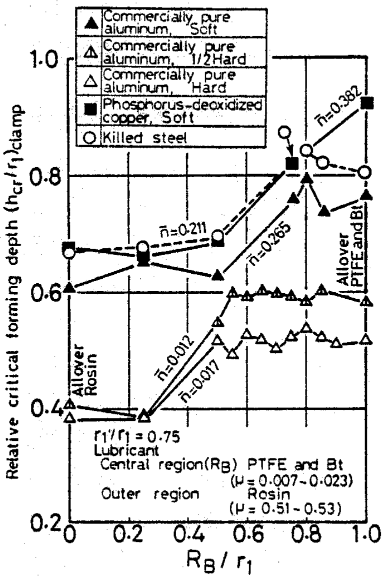

図 12　域差潤滑法による限界張出し深さの向上（実験値）

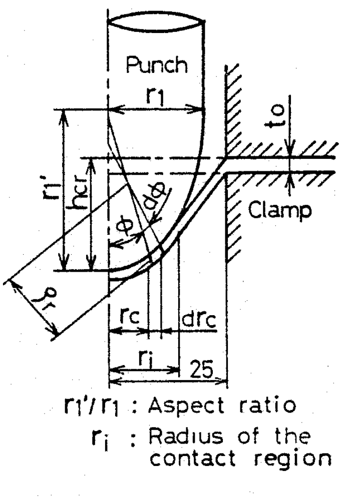

図 13　数値計算に用いた純粋張出しの幾何学的モデル図

（1） 限界張出し深さを最大にする摩擦係数 μ の存在が理論と実験の両面から確かめられた．理論計算によれば，この最適値はポンチプロフィルがせん頭化し，n 値および r 値が小さくなる程，大きくなり，0.05～0.20 の範囲を示したが，実験では 0.01～0.02 とかなり小さくまた最適範囲もかなり狭いことがわかった．

（2） 限界張出し深さを最大にするポンチプロフィル形状の存在が理論と実験の両面から確かめられた．理論によれば最適ポンチ形状は n 値および μ が小さい程，偏平化（ポンチ軸比が小さくなる）するが，$n=0.2$，$\mu=0.1$～0.2 という通常の範囲では，ポンチ軸比 r_1'/r_1 は 0.5～0.75 の範囲となり球頭よりかなり偏平となることが分かった．実験結果は計算結果と定性的一致を示したが，最適となるポンチ軸比の実験値は理論値よりかなり大きく，$\bar{n}\approx0.02$ で $r_1'/r_1=0.5$～0.75，$\bar{n}\geqq0.2$ で $r_1'/r_1=2.0$ とかなりせん頭となることが分かった．

（3） n 値が増せば，限界張出し深さは急増するが，r 値の影響はほとんど認められなかった．

（4） $\bar{n}$ 値が 0.2 より大きな軟質材では，ポンチ軸比によって多少の差はあるものの，摩擦係数 μ が 0.05 より小さくなれば，限界張出し深さが格段に向上することが実験によって確認された．

（5） ポンチ面-材料面間の接触域内で，ポンチの中心部領域を低摩擦，外側部領域を高摩擦と潤滑材を塗りわけるいわゆる域差潤滑法によって，限界張出し深さの向上が見いだされた．

〔付　録〕

軸対称だ円プロフィルポンチによる純粋張出し成形の理論解析の要点を以下に示す（図 13 および図 14 を参照）．

（記号）

$\sigma_\phi, \sigma_\theta$：子午線および円周方向応力
$\varepsilon_\phi, \varepsilon_\theta, \varepsilon_t$：子午線，円周および板厚方向ひずみ
$d\varepsilon_\phi, d\varepsilon_\theta, d\varepsilon_t$：$\varepsilon_\phi$，$\varepsilon_\theta$ および ε_t の増分
$\sigma_{eq}, d\varepsilon_{eq}$：相当応力および相当ひずみ増分
R, r_c：材料要素の変形前および変形後の半径（板厚中心）
t_0, t：材料要素の変形前および変形後の板厚
μ：ポンチ面-材料面間の摩擦係数
f：塑性ポテンシャル
r：r 値（塑性異方性係数）
n：n 値（加工硬化指数）
F：塑性係数

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

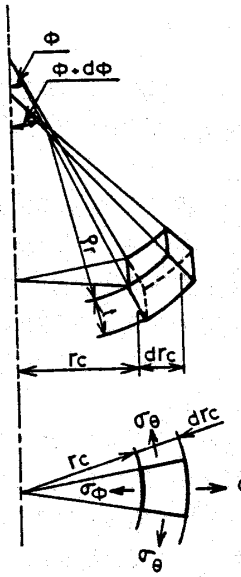

図 14 軸対称成形における応力のつりあい

ρ_r：要素の変形後の子午線方向曲率半径

r_1：ポンチ半径

r_1'：ポンチ軸方向のポンチプロフィル半径

r_i：接触開始部半径（板厚中心）

h_{cr}：限界張出し深さ

ϕ：要素の法線と工具対称軸とのなす角度

（基礎式）

ポンチプロフィル部における子午線方向のつりあい方程式：

$$d(t\sigma_\phi)=t(\sigma_\theta-\sigma_\phi)dr_c/r_c+\mu t(\sigma_\phi+\sigma_\theta\rho_r\sin\phi/r_c)d\phi \quad \cdots\cdots(1)$$

オーバハング部（ポンチに接触していない壁部）では，式（1）において $\mu=0$ とおく．以下の式（2）および式（3）は，本研究に用いただ円プロフィル形状ポンチに特有な関係式である．

要素の変形後の半径位置 r_c：

$$r_c=r_1^2\sin\phi/\{r_1^2\sin^2\phi+r_1'^2\cos^2\phi\}^{1/2}+(1/2)t\sin\phi \quad \cdots\cdots(2)$$

要素の変形後の子午線方向曲率半径 ρ_r：

$$\rho_r=r_1^2r_1'^2/\{r_1^2\sin^2\phi+r_1'^2\cos^2\phi\}^{3/2}+(1/2)t \quad \cdots\cdots(3)$$

ひずみの定義式（適合条件式）：

$$\left.\begin{array}{l}\varepsilon_\phi=\ln\{dr_c/(dR\cos\phi)\}\\ \varepsilon_\theta=\ln\{r_c/R\},\quad \varepsilon_t=\ln(t/t_0)\end{array}\right\} \quad \cdots\cdots(4)$$

体積一定則：

$$d(r_c^2)=(t_0/t)\cos\phi d(R^2) \quad \cdots\cdots(5)$$

r 値表現したヒルの降伏条件式（面内等方，平面応力を仮定）：

$$f=\sigma_\phi^2-\frac{2r}{1+r}\sigma_\phi\sigma_\theta+\sigma_\theta^2=\sigma_{eq}^2 \quad \cdots\cdots(6)$$

応力-ひずみ増分関係

$$\frac{d\varepsilon_\phi}{(1+r)\sigma_\phi-r\sigma_\theta}=\frac{d\varepsilon_\theta}{(1+r)\sigma_\theta-r\sigma_\phi}=\frac{-d\varepsilon_t}{\sigma_\phi+\sigma_\theta}=\frac{1}{1+r}\frac{d\varepsilon_{eq}}{\sigma_{eq}} \quad \cdots\cdots(7)$$

相当応力-相当ひずみ関係（n 乗硬化式）：

$$\sigma_{eq}=F\left(\int d\varepsilon_{eq}\right)^n \quad \cdots\cdots(8)$$

境界条件：クランプ位置において $d\varepsilon_\theta=0$，頂点において $d\varepsilon_\phi=d\varepsilon_\theta=-(1/2)d\varepsilon_t$

初期条件：$\varepsilon_\phi=\varepsilon_\theta=\varepsilon_t=0$

式（1）および式（5）は，ミルンの公式を用いて差分式とし，これらと式（2）〜（4）および式（6）〜（8）を連立させ，逐次近似法によって解く．解法の大要は Woo の手法[(2)]に準拠している．まず各ステップごとにポンチ頂点部の要素に板厚ひずみ増分として，−0.02 または −0.01 を与え，接触開始部半径 r_i を適当に仮定して，クランプ位置まで解を求める．そして境界条件 $d\varepsilon_\theta=0$ を満足しているかどうかを調べる．満足していない時は，r_i を修正して同様の計算を繰返す．要素分割数は 200 とした．成形限界を定める条件として，次式に示すヒルの拡散くびれ発生条件[(1)]を採用した．

$$\frac{1}{\sigma_{eq}}\frac{d\sigma_{eq}}{d\varepsilon_{eq}}<\left\{\sigma_\phi\left(\frac{\partial f}{\partial\sigma_\phi}\right)^2+\sigma_\theta\left(\frac{\partial f}{\partial\sigma_\theta}\right)^2\right\}\Big/\left\{\sigma_\phi\left(\frac{\partial f}{\partial\sigma_\phi}\right)+\sigma_\theta\left(\frac{\partial f}{\partial\sigma_\theta}\right)\right\}\frac{\partial f(\sigma_{eq},0)}{\partial\sigma_{eq}} \quad \cdots(9)$$

すなわち，各張出し段階において，すべての分割点において求めた応力およびひずみを用いて，式（9）の成立の有無を調べ，初めて式（9）が成立した時点の張出し深さを限界値 h_{cr} とした．なお，h_{cr} の計算精度を高めるため，次のような補正法を用いた．すなわち拡散くびれ条件を満足したステップとその直前のステップにけおる張出し深さ，板厚が最小となる半径位置の応力比および相当ひずみを用いて，内挿法によって，その要素が初めて拡散くびれ条件を満足するポンチ行程を求めた．

文　献

（1） Hill, R., *J. Mech. & Phys. Solids*, 1 (1952), 19.
（2） Woo, D.M., *J. Mech. Eng. Sci.*, 6-2 (1964), 116.
（3） 河合・平岩，機誌，67-542（昭 39），431.
（4） 河合・ほか2名，塑性と加工，8-72（昭 42），28.
（5） Kaftanoglu, B. and Alexander, J.M., *Int. J. Mech. Sci.*, 12 (1970)., 1065.
（6） Painter, M.J. and Pearce, R., *Metals Technology*, (1975), 62.
（7） 河合・ほか2名，機論，40-338（昭 49），2956.
（8） Ghosh, A.K., *Int. J. Mech. Sci.*, 19 (1977), 457.
（9） 小林・ほか2名，機論，45-393，C（昭 54），584.

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

討　　論

〔質問〕　井関日出男（東京工業大学）

（1）　表1の加工硬化指数 n 値，塑性異方性係数 $\bar{r}$ 値および表3の摩擦係数 μ などの実験値の有効数字のけた数はどのようにして決められたのか．

（2）　計算結果から限界張出し深さ h_{cr} を比較的簡単に判定する条件として，（ i ）ポンチ荷重最大点，（ ii ）要素の拡散くびれ発生点（貴論文の h_{cr}），（ iii ）要素の除荷変形発生点などが考えられる．だ円ポンチ荷重-ポンチ行程曲線について，計算値と実験値を比較し，さらに以上の3点を明示していただければ，大変参考になるが．

（3）　286ページ右欄20～22行め，限界張出し深さ h_{cr}…，必要ということができるとあるが，拡散くびれ曲線（変形限界図中）は ε_θ と ε_ϕ の関数となっているので，h_{cr} を高めるためには ε_θ と ε_ϕ のひずみ分布（子午線上）を拡散くびれ曲線にできる限り近づけることが必要であると考えられるが，ご意見を伺いたい．

〔回答〕　（1）　ご質問の趣旨は，これら数値がどのけた数まで信頼しうるのかということと思われる．測定精度および再現性からみて，有効数字2けたまでが実際上意味があると思われるが，特別の配慮で表中のけた数を決めたものではない．

（2）　実際の張出し加工では，一般に（ i ）拡散くびれ（あるいは荷重最大点）→平面ひずみ状態→局部くびれ→破壊というプロセスをとる場合，（ ii ）破壊が拡散くびれあるいは局部くびれ発生点に先行する場合が考えられる．どの条件が実際の限界張出し深さを支配するかの詳細は現在なお明らかでないように思われる．特に，理論上仮定した各種条件と実験的に現れる現象の対応関係は今後の研究課題と考えている．本研究では定性的な議論にある程度耐えるのではないかという期待から一貫して拡散くびれ発生条件を採用した．しかし，本文中でも述べているように理論と実験の量的一致度は良くないために，ご指摘のような比較は試みなかったが，今後の興味深い問題と考えている．

（3）　ご指摘のとおり，限界張出し深さ h_{cr} の理論上の限界は，ポンチ面材料のすべての点で拡散くびれ発生条件を同時に満足する場合と考えられる．このようなひずみ分布を実現するためには，ポンチ面材料内のすべての点で ε_ϕ と ε_θ の同時制御が必要だが，このような制御を μ，n 値，r 値および r_1'/r_1 の組合せの中に見いだすのは困難と思われる．そこで本研究では，ε_ϕ のみに着目し，最適のポンチ形状および摩擦条件が存在することを定性的に説明しようとしたわけである．

〔質問〕　林　　央（理化学研究所）

限界張出し深さ h_{cr} を最大とする摩擦係数 μ の最適値が理論値と実験値で量的に差がある原因のひとつとして，μ に関する仮定（一様分布である，成形行程中変化しない）をあげているが，この μ について次の点をお伺いしたい．

（1）　μ の変化要因として，相対すべり速度，すべり距離を挙げられている．すべり距離の影響については，前報（9）で明らかにされ，0.5 mm 以下では μ の変化が大きいことを示されているが，相対すべり速度の影響についてはどの程度の μ の変化を考えればよろしいか．

（2）　潤滑剤の性能評価についてはいくつかの試験法が提案されているが，本論文で用いられている摩擦試験装置のように比較的容易な方法で評価が可能ならば有意義と思われる．この装置による性能評価の有効範囲いいかえれば，その限界を教えていただければ幸いである（たとえば潤滑剤の性能順位はこの方法で十分である…など）．

（3）　域差潤滑法は興味ある着想だと感じるが，この手法が有効な縦断面形状（ポンチ軸比 r_1'/r_1）としてはどの程度の範囲と考えればよいのかお教え願いたい．

〔回答〕　（1）　前報[9]に示したように，本実験条件では，ポンチ面と材料面間の相対すべり速度は数値計算の結果 0.01～0.04 mm/s の範囲となった．本論文では，相対すべり速度 0.03 mm/s に対する μ の実験値を採用しているが，相対すべり速度が0.01～0.04 mm/s の変化に対して μ の変動範囲は前報[9]表5に示されている μ の変動範囲の 1/2～1/3 程度とみている．いずれにしても，行程中実際にあらわれる μ の値はある程度変動するものと思われ，これを正しくとらえるのは困難と考えている．

（2）　前報[9]にも述べたように，張出し成形中におけるポンチ面と材料面間の摩擦係数を直接測定することは極めて困難で，そのような例は現在のところ報告されていないように思う．そこで，ここでは張出し成形中の摩擦状態に出来るだけ近似し，しかもできる限り簡単な装置の一つとして本装置を試作した．この装置が一般的な潤滑材の性能評価試験法としてどこまで有効かは，今後の研究に待たねばならないものと考え

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

る．

（3） 域差潤滑法の場合，本文でも述べたように，中心部領域と外側部領域のμの組合せ，n値およびポンチ軸比 r_1'/r_1 によって限界張出し深さ h_{cr} の増加程度は異なる．本文では，軸比 $r_1'/r_1=0.75$ の場合を例示したが，理論計算では，中心部領域 $\mu=0$，外側部領域 $\mu=0.2$，$n=0.2$，$r=1.0$ の場合，$r_1'/r_1=0.5, 0.75, 1.0$ および 2.0 に対し，$(h_{cr}/r_1)_{\mathrm{clamp}}$ の向上量は 0.01〜0.05 の範囲であることを試算している．しかし，一般的にいえば，μの変化によってポンチ頭部材料のひずみをある程度制御しうるようなポンチ形状が適当と考えられる．このためには，ポンチ形状があまり偏平でなく，またとがりすぎてもいないことが必要と思われるが，これを量的に確認するにはいたっていない．

〔質問〕 **福田正成**（京都工芸繊維大学工芸学部）

$r_1'/r_1=1$ の球頭ポンチで $n=0.2$ 程度の板を張出す場合，域差潤滑法により $(h_{cr}/r_1)_{\mathrm{clamp}}$ の向上が期待できるか．またそのとき，R_B/r_1 はいくらぐらいになるのか．ご教示いただければ幸いである．

〔回答〕 林氏への回答（3）に述べたように，中心部領域および外側部領域の摩擦係数μの選び方によって，$(h_{cr}/r_1)_{\mathrm{clamp}}$ の向上量は異なるが，ご指摘の条件での向上には十分期待しうるものと考える．その時の R_B/r_1 の大きさは，理論と実験の量的不一致のため正確には予知できないが，図12を参照して，0.6〜0.8 程度と推定される．

47巻424号C編（昭56-12）正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
熊野博之ほか	1576	式(26)	左辺	$x-e_0$	$z-e_0$
	1578		5	z-e_0	$z-e_0$

NII-Electronic Library Service