

打抜き加工の騒音低減に関する研究

日本工業大学 工学部 機械工学科

助教授 古閑伸裕

(平成5年度研究開発助成 AF-93012)

1. 緒言

打抜き加工は、プレス加工のうちでも特に大きな騒音が発生する加工法である。この打抜き時に発生する騒音には、型において発生するブレークスルーがトリガー的な役目をはたし、型やそれに接続されたプレスフレームなどが振動することによって発生する騒音が最も大きい。

さて、ブレークスルー現象は、打抜き加工により発生する圧力により、プレスのフレームなどに生じた弾性変形が、材料分離が発生した直後に元に戻ろうとする反動で上型が瞬間的に下型の押し込まれる現象¹⁾として知られている。しかし、このブレークスルーが打抜き荷重一時間線図のどの時点で発生するかなどについては、従来の研究^{2) ~ 5)}においても定量的に明らかにされていない。

そこで本研究では、まず打抜き騒音と密接な関係にあると思われるブレークスルー発生点の確定および定義を行うとともに、ブレークスルーと打抜き騒音との関係を実験や考察により明らかにする。そしてつぎに、実験や考察により得られた知見に基に、打抜き騒音を大幅かつ有効に低減可能な油圧式慣性ダンパーを提案する。

2. ブレークスルーの確定および定義

2.1 実験装置および方法

インストロン型材料試験機、32トンランクプレスおよび30トン高速精密プレスを用い、これらにφ18mmの円形打抜き型をセットし、実験を行った。この場合、被せん断材には板厚 $Th=4.3\text{mm}$ のSS400材(引張強さ: $416.5\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$, 伸び: 27%, 硬さ: HV 166)を用い、工具クリアランス(片側)は $C=5\%Th$, $11\%Th$, $15\%Th$ および $19\%Th$ とした。

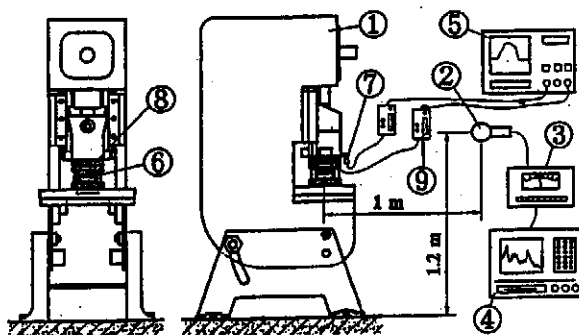
打抜き音は図1に示すように、型前方に設けた②コンデンサ型マイクロホン(測定周波数範囲 $10\text{Hz}\sim 20\text{kHz}$)により集音する。また打抜き荷重はパンチ側面に貼ったストレインゲージを介して⑨動ひずみ計($\sim 200\text{kHz}$)により、パンチストロークおよびパンチ速度は⑦渦電流式変位計($\sim 20\text{kHz}$)により、またパンチ加速度は上型ダイセットに装着した⑧加速度計($0.2\text{Hz}\sim 50\text{kHz}$)によりそれぞれ検出し、これら信号を③精密騒音計または④FFTアナライザ、または⑤トランジェントコンバータに入力する方法で測定した。

2.2 実験結果

まず、打抜き加工においてはパンチ食込みストローク(時間)のどの地(時)点でどの程度の音圧が発生するかという点を明らかにするため、材料試験機に型を装着し、打抜きを行い、打抜き工具から50cm離して設置したマイクロホンにより集音し、FFTアナライザにより打抜き時の音圧波形を測定した。その結果、図示はしないが、最大音圧が発生する時期は、打抜き荷重一時間線図において最大荷重を示す時点をやや過ぎて荷重が急激に低下した直後の前記ブレークスルー時点付近であることが推察された。すなわち打抜き加工においては、ブレークスルーと関連して発生する音圧が打抜き騒音の主要部分を占めていると考えられる。なお、この現象はプレスを用いた打抜き実験においても同様に認められた。

これらの結果から、被せん断材内部におけるクラックの発生、成長、連通がブレークスルー現象と密接な関係を有していることは明らかである。そこでつぎに、クラックが発生、成長、連通する時点を定量的に把握するため材料試験機による打抜き実験により、被せん断材内部のクラック発生の様子を観察した。

図2に $C=15\%Th$ で打抜いたときの荷重(F)一時間(t)線図、荷重減少速度(dF/dt)一t線図、ストローク(S)一t線図、パンチ実速度($dS/dt=v$, ただし公称速度は v とする)一t線図および瞬間音圧(p)一t線図(FFTアナライザに入力した音圧を volt の単位で表示し、型からマイクロホンまでの距離を音波が進む時間分だけ移動した線図)を示す。ここで v 一t線図に着目したのは、ブレークスルー時には工具(パンチ)が急激にダイ内に進入するので、その際にはパンチ実速度 v にもはっきりとした変化が現われるはずだと考えたからである。予想したように、 v 一t線図中の点C、点Dに対応するストローク点A、点Bにおいてパンチを停止させ、被せん断材内のクラック発生の状況を観察したところ、点Aではダイ刃先付近にはクラックの発



- ① プレス機械, ② マイクロホン, ③ 精密騒音計,
- ④ FFTアナライザ, ⑤ トランジェントコンバータ,
- ⑥ 打抜き型, ⑦ 渦電流式変位計, ⑧ 加速度計,
- ⑨ 動ひずみ計

図1 打抜き騒音測定方法

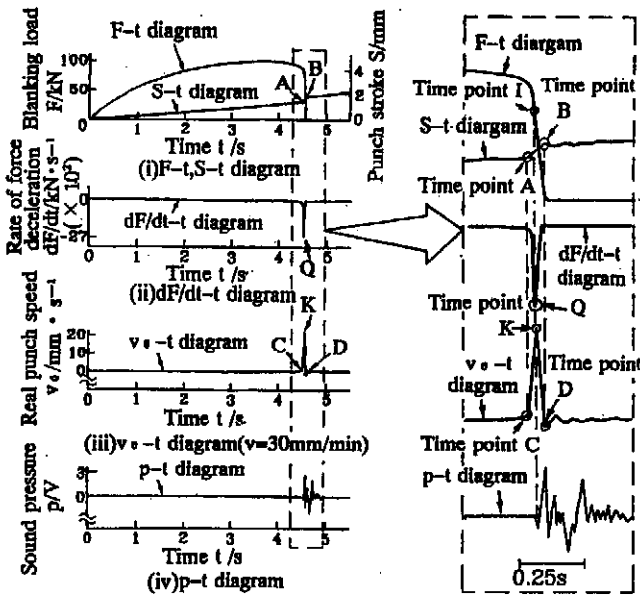


図2 材料試験機による打抜き時の各種線図測定結果の一例 (SS400, Th=4.3mm, C=15%Th)

生が認められるもののまだ材料分離はなされていないこと、また点 B まで工具食込みを与えると、被せん断材はクラックが連通して材料分離がなされていることがわかった。さらには (iii), (iv) の線図の比較より、p-t 線図のピークを生ずる時点が点 K 直後付近にあることもわかった。また、他のクリアランス条件における打抜きにおいてもほぼ同様の傾向が認められた。

以上の結果より、打抜き加工における騒音発生メカニズムを推察するとつぎのようになる。

工具が材料内に食込んでパンチとダイまたはいずれか一方の刃先に相当する材料内部にクラックが発生すると、パンチにかかる抵抗力 F が減少し始め、その後クラックが連通するのとはほぼ同時期にパンチの加速度、実速度が急増し始め、この時点でプレスフレームなどに貯えられていた弾性エネルギーが解放され始め、フレームの振動が音源からの距離に応じて各部位で順次発生し、音圧が急増すると考えられる。よって、このクラック連通の時点、すなわち材料分離の時点をブレイクスルー開始点と定義するのが自然であろう。なおこの場合、材料の分離が発生しても抜きかすのはね上がりや抜落とし品の押し込みなどによりパンチには引き続き抵抗力が作用するので、F は時間的に不連続的にゼロへと変化することはない。また、パンチ実速度 V はその後減少し始める。

つぎに、32 トンクランクプレスを用いた打抜き実験を行い、前記ブレイクスルー開始時点 (クラック連通時点) の確定を試みた。すなわち、図 3 に示すように、被せん断材の抜き落とし側と抜きかす側になるべき部分に電圧をかけ、この電圧 V がゼロになった時点を測定することで、クラックが連通する時点を測定した。この場合、前記実験において測定した線図に加え、上型 (パン

チ) の加速度 a も加速度計により測定した。

図 4 に各種線図の測定結果の一例 (C=15%Th) を示す。これらの線図からわかるように、材料内のクラックが連通して材料分離がなされた点 W に対し、ブレイクスルー最大の点、すなわち加速度最大の点 U、パンチ実速度最大の点 R、および荷重減少速度最大の点 Q は厳密には約 0.3msec 程度の遅れが認められる。ただしこの遅れはせん断加工に要する全体の時間からみると極めて短いものである。なお、ブレイクスルー発生点を何らかの目的のコントロール信号として用いる場合には、測定容易さから考えて、ブレイクスルー開始時点ではなく、ブレイクスルー最大時点 (tb とする) を用いたほうがより実際のと考えられる。なお、C=15%Th 以外の条件下における打抜き実験においても、各点の前後関係は同様であることが確認された。

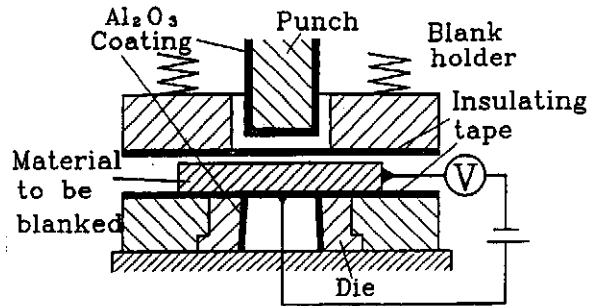


図3 電圧測定によるブレイクスルー開始時点の測定方法

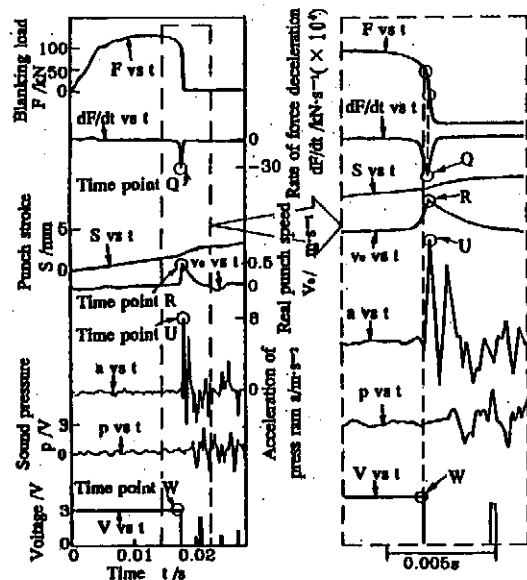


図4 クランクプレスによる打抜き加工時の各種線図測定結果一例 (SS400, Th=4.3mm, C=15%Th)

2.3 打抜き騒音 (音圧) と打抜きパラメータの関係に対する考察

ブレイクスルーの発生にともない、主として、プレス

フレームに貯えられていた弾性エネルギーが解放され、これら部材が振動することにより騒音が発生すると仮定し、図1に示したクランクプレスによる打抜きを例にとって、これを図5に示すようにモデル化し、ブレークスルー発生点 (tb) での打抜き騒音パワー dQ/dt とエネルギー解放速度 dE/dt 、荷重減少速度 dF/dt との関係について考察する。但し以下の議論では暗騒音の影響は無視する。

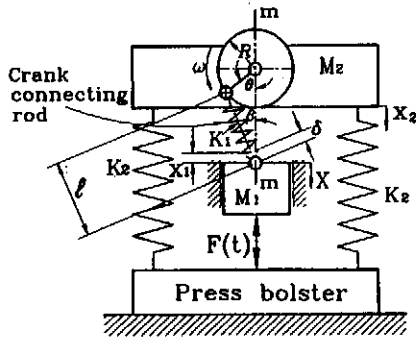


図5 モデル化したクランクプレス

図5において、 F ：打抜き荷重、 M_1 ：パンチを装着した上型を含むスライドの質量、 K_1 ：スライドリンクのバネ定数、 M_2 ：クラウン部およびフレーム側板（2枚）の質量、 K_2 ：側板1枚分のバネ定数、 δ ：クラウン・コネクティング・ロッドのパンチが被せん断材に接触した以降の弾性変形量、 x_1 ：同ロッドの弾性変形による M_1 の縦軸方向 ($m-m$ 方向) の変位 (すなわち $x_1 = \delta \cdot \cos \beta$)、 x_2 ：パンチが被せん断材に接触した以降のボルスタを基準にしたときの M_2 (フレーム側板) の弾性変形による変位である。

ブレークスルー時の力の釣合いから式 (1) が得られる。

$$K_1 \delta \cos \beta = K_1 x_1 = 2 K_2 x_2 = F \quad (1)$$

一方、式 (2)、式 (3) が成立する。

$$1/2 K_1 x_1^2 = E_1 \quad (2)$$

$$1/2 K_2 x_2^2 = E_2 \quad (3)$$

ただし、 E_1 、 E_2 はそれぞれコネクティング・ロッドとフレームとに、ブレークスルー開始時点までに貯えられていた弾性エネルギーである。

ここで、式 (1) を式 (2)、式 (3) に代入し、 t で微分すると、式 (4)～式 (6) が得られる。

$$dE_1/dt = \alpha_1 |dE_1/dt| = (\alpha_1/K_1) F |dF/dt| \quad (4)$$

$$dE_2/dt = \alpha_2 |dE_2/dt| = (2\alpha_2/K_2) F |dF/dt| \quad (5)$$

$$dE/dt \equiv dE_1/dt + dE_2/dt \\ = (1/K_1 + 2/K_2) F dF/dt \quad (6)$$

ここで、貯えられている弾性エネルギー E_1 、 E_2 がブレークスルーにより解放され、それぞれ騒音エネルギー Q_1 、 Q_2 に変換される変換率を α_1 、 α_2 (ただし α_1 、 α_2 はクリアランスなどの打抜き条件には関係なく一定であると仮定する) とすると、打抜き騒音パワー dQ/dt につ

*1) コネクティング・ロッドに貯えられてる全エネルギーは $(1/2)(k_1 X^2 / \cos^2 \beta)$ であるが、実際の打抜きでは $\beta \leq 4^\circ$ であり、 $\cos^2 \beta \approx 1$ となるため、式 (2) で表すことができる。

いて、式 (7)～式 (9) が成立する。

$$dQ_1/dt = \alpha_1 |dE_1/dt| = (\alpha_1/K_1) F |dF/dt| \quad (7)$$

$$dQ_2/dt = \alpha_2 |dE_2/dt| = (2\alpha_2/K_2) F |dF/dt| \quad (8)$$

$$dQ/dt \equiv dQ_1/dt + dQ_2/dt \\ = (\alpha_1/K_1 + 2\alpha_2/K_2) F |dF/dt| \quad (9)$$

さらに、パンチの実速度 $dS/dt (=v)$ を用いれば、式 (9) は式 (10) のようにも表される。

$$dQ/dt = (\alpha_1/K_1 + 2\alpha_2/K_2) F |dF/dS| (dS/dt) \quad (10)$$

ここで、 $S \equiv X + x_1 + x_2$ とおくと、 dS/dt は式 (11) のように表される。ただし、 X はパンチのコネクティング・ロッドの弾性変形を考えないクランク軸受軸線 $m-m$ 基準の公称変位 (プレスのアイドリング時の変位で、例えばクランクプレスならば余弦関数状に変化する) である。すなわち式 (12) のようになる。

$$dS/dt = v = dX/dt + dx_1/dt + dx_2/dt \\ \equiv v + \Delta v \quad (11)$$

$$X = R[(1 - \cos \theta) + (R/4\ell)(1 - \cos 2\theta)] \quad (12)$$

ただし、 θ ：クランク軸の回転角、 R ：クランク軸の偏心量、 ℓ ：コネクティング・ロッドの長さである。

ここで、 $v = dX/dt$ は公称速度であり、式 (12) より $v = \omega R[\sin \theta + (R/2\ell) \sin 2\theta]$ で表される。ただし、 $\omega = d\theta/dt$ (クランク軸の回転角速度) であり、 $\Delta v = dx_1/dt + dx_2/dt$ はブレークスルーに起因する公称速度 v の増大分を表している。

ブレークスルー発生点 tb における式 (9)、式 (10) 中の F 、 dF/dt 、 dF/dS 、 dS/dt の打抜きパラメータはいずれも測定可能である。これらのパラメータに着目してブレークスルー時の最大音圧レベル (SPL) \max について実験結果を整理し、考察を加える。

なお、 dQ/dt 、SPL (音圧レベル) については、一般的に以下の式 (13)、式 (14) が成立する⁶⁾。

$$dQ/dt = \alpha |dE/dt| = 4\pi r^2 (P^2 / \rho c) \quad (13)$$

$$\text{SPL} = 20 \log (P / 0.0002) \quad (14)$$

ただし、 P ：実効音圧、 ρ ：音が通過する媒体の密度、 c ：音速、 r ：音源からの距離である。ここで dQ_1/dt 、 dQ_2/dt に対応する P 、 r をそれぞれ P_1 、 P_2 および r_1 、 r_2 とすると、式 (15)～式 (18) が成立する。

$$dQ_1/dt = 4\pi r_1^2 (P_1^2 / \rho c) \quad (15)$$

$$dQ_2/dt = 4\pi r_2^2 (P_2^2 / \rho c) \quad (16)$$

$$dQ/dt = dQ_1/dt + dQ_2/dt \\ = (4\pi / \rho c) (r_1^2 P_1^2 + r_2^2 P_2^2) \quad (17)$$

$$\text{SPL} = 20 \log [(P_1 + P_2) / 0.0002] \quad (18)$$

ここで、式 (15)、式 (16) を式 (18) に代入し、式 (7)、式 (8) を用いて整理すると、ブレークスルー発生時において式 (19)、式 (20) が得られる。

$$(\text{SPL}) \max = 20 \log \sqrt{F |dF/dt|} \\ + 20 \log [\sqrt{\rho c / 4\pi} \{(1/r_1) \sqrt{\alpha_1 / K_1} \\ + (1/r_2) \sqrt{2\alpha_2 / K_2}\}] - 20 \log 0.0002 \quad (19)$$

$$\equiv 20 \log \sqrt{F |dF/dt|} + C \quad (20)$$

ただし、

$$C = 20 \log \left[\sqrt{\rho c / 4\pi} \left\{ (1/r_1) \sqrt{a_1/K_1} + (1/r_2) \sqrt{2a_2/K_2} \right\} \right] - 20 \log 0.0002 \quad (21)$$

である。式(19)～式(21)より打抜き騒音レベル(SPL)と打ち抜き荷重(F)、ブレークスルーの程度(dF/dt)、プレス機の剛性(K₁, K₂)などの関係が定量的に表現できるようになる。また、式(20)より、SPL(max)と $20 \log \sqrt{F |dF/dt|}$ にはリニアな関係があることがわかる。

そこで、30トン高速精密プレスによる打抜き実験を行い、図6に示すような測定データを各クリアランス(C)について求め(ここではC=15%Thのみを例示する)、これらから、ブレークスルー発生時(t_B時)における $20 \log \sqrt{F |dF/dt|}$ と(SPL)maxとの関係を調査した。その結果、図7に示すように、予想したように両者間には良好な相関が認められた。

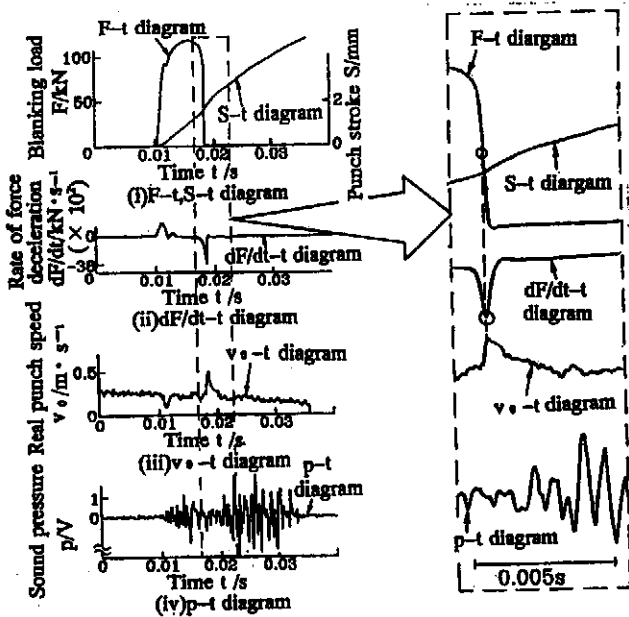


図6 ブレークスルー時の各種線図測定結果の一例(SS400, Th=4.3mm, C=15%Th, 30トン高速精密プレス, ST=250spm)

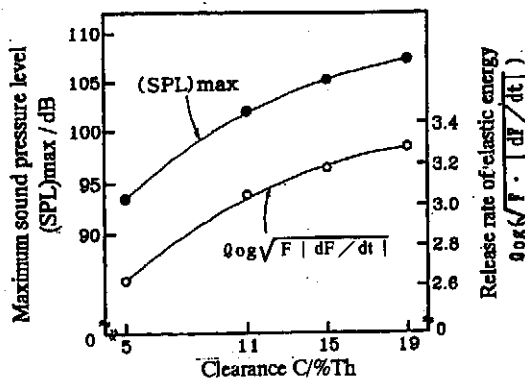


図7 弾性エネルギー解放速度と最大音圧レベルとの関係調査実験結果(SS400, Th=4.3mm, C=15%Th, 30トン高速精密プレス, ST=250spm)

さらに、式(20)がより広い打抜き条件下においても成立することを確認するため、C=5, 11, 15, 19%Th, およびST=100, 150, 200, 250, 300spm(これらの場合のブレークスルー時の公称打抜き速度はv=0.09, 0.135, 0.18, 0.255, 0.27m/s)と種々変化させた打抜き実験を行い、このときの(SPL)maxと $20 \log \sqrt{F |dF/dt|}$ の関係を調査した。その結果、図8に示すように、両者は(勾配が20の)1本の直線上にプロットされることが確認され、式(20)の妥当性が実証された。

以上の結果より、被せん断材材質、打抜き輪郭、プレス機が同一であれば、(SPL)maxは $F \cdot |dF/dt|$ やブレークスルーの激しさの程度を表す $|dF/dt|$ とも極めて相関が深いことがわかり、ブレークスルーの程度が低ければ騒音レベル(SPL)maxも低くなることが定量的に理解された。

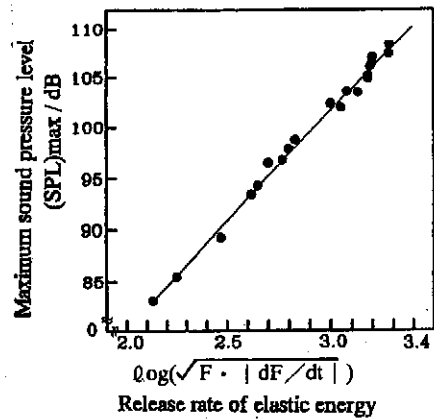


図8 各種打抜き条件下における弾性エネルギー解放速度と最大音圧レベルの関係(SS400, Th=4.3mm, C=15%Th, 30トン高速精密プレス, ST=250spm)

3. 油圧式慣性ダンパーの提案

3.1 従来ダンパーの問題点と提案した油圧式慣性ダンパーの概要

2章の実験結果や考察より、 $|dF/dt|$ を小さくすれば、打抜き騒音が低減できるという知見が得られた。 $|dF/dt|$ すなわち $|dS/dt|$ を有効に低減する方法としては、ダンパーの利用が考えられる。しかし、生産現場においては騒音低減のためのダンパーが使用されているケースは極めて少ないようである。この理由は、従来の油圧式ダンパーにおいては、使用前の作動タイミングの調整や、使用中の油温の上昇による作動タイミングのずれを補正するための調整などが必要であるためである。また従来のメカ式慣性ダンパーは構造が複雑であったり、ボルトスタ上の大きな面積を占有するなどの問題があるためと考えられる。

そこで本研究では、従来のダンパーにおける前述したような問題点がない、油圧式慣性ダンパーを提案する。このダンパーは図9に示すように、mkNの鉛を油圧シリンダAのピストンロッド上にセットし、このシリンダ

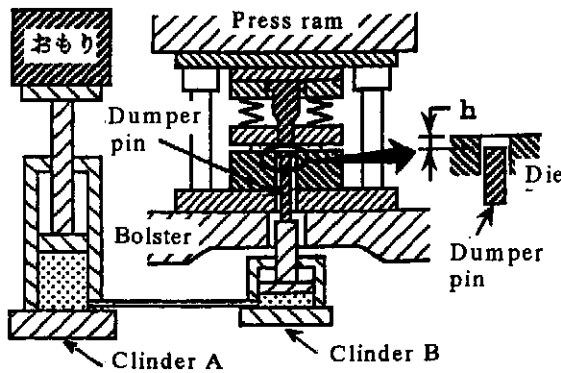


図9 提案した油圧式慣性ダンパーの使用方法

と連結したプレスボスタ下方の油圧シリンダBのダイス内部に位置するピストンロッド上のダンパーピンにより、被せん断材に慣性質量を与えて打抜きが行える構造である。このような構造にしたことで、 $m \times \alpha$ (α :ブレークスルーによる発生する上型の加速度)の逆圧力が、ブレークスルー発生直後に作用するため、従来の油圧式ダンパーのような煩雑な作動タイミングの調整が不要となり、また打抜き荷重が低下し始めた直後に $m \times \alpha$ が作用するため、この逆圧力発生による打抜き荷重の増大もそれほど大きくならないものと考えられる。さらに、本ダンパーは従来のメカ式ダンパーに比べ、構造が極めて簡単であり、占有スペースの問題も発生しないなどの特徴を有するものである。

3.2 実験条件および方法

提案した油圧式慣性ダンパーを32トンクランクプレスに取り付け、 $\phi 18\text{mm}$ の円形打抜き時における騒音測定実験を行う。この場合、被せん断材には、板厚 $Th=4.3\text{mm}$ のSS400材を用い、工具クリアランスは $C=8.3\%Th$ とした。なお、実験では、慣性質量 m を種々変化させた打抜きを行い、 m の本ダンパーの騒音低減効果を調査するとともに、ダンパー使用に伴う、最大打抜き荷重 F_{max} の増加割合についても調査することとした。

3.3 実験結果および考察

図10に打抜き荷重(F)—時間(t)線図とダンパーピンに貼ったストレインゲージにより測定した逆圧力(fd)— t 線図測定結果の一例($m=192\text{kg}$)を示す。本ダンパーを用いた場合は、慣用打抜き(図10の $F-t$ 線図中の点線で示す線図)に比べ、ブレークスルー開始時付近の F の減少速度、すなわち $|dF/dt|$ が小さくなる現象が認められた。

図11には各 m における(SPL) maxと F_{max} の測定結果を示す。 m の増加にともない、(SPL) maxは減少し、 $m=223\text{kg}$ では13dBの騒音低減効果が認められた。 F_{max} については、従来のダンパーに比べその増加割合は低いものの、 m の増加にともない増大し、 $m=223\text{kg}$ では慣用打抜きに比べ、約43%の増大が認められた。ただし、騒音低減効果が10dB程度でよければ、 F_{max} は慣用打抜き荷重 f 。に対し2割程度の増大に押さえら

れることがわかった。

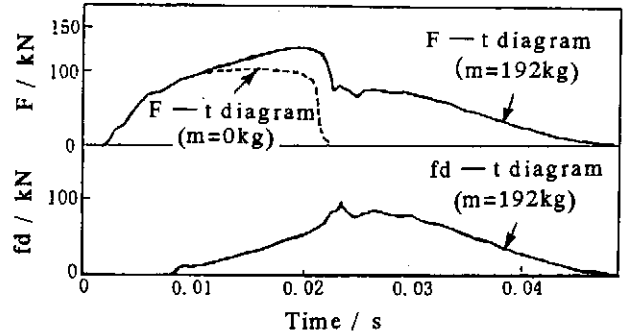


図10 油圧式慣性ダンパーを用いた打抜き時の荷重—時間線図と逆圧力—時間線図の一例 (SS400, $Th=4.3\text{mm}$, $C=8.4\%Th$, 32トンクランクプレス, $m=192\text{kg}$)

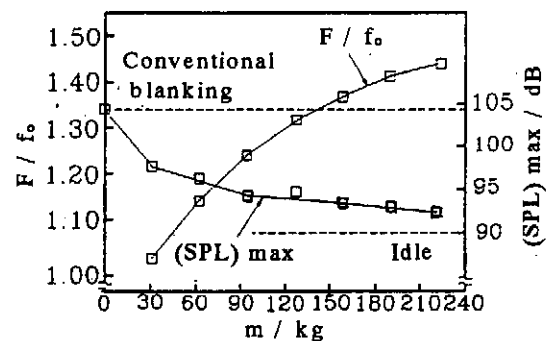


図11 慣性質量の最大音圧レベルと最大打抜き荷重に及ぼす影響 (SS400, $Th=4.3\text{mm}$, $C=8.4\%Th$, 32トンクランクプレス)

4. 結 言

打抜き加工における騒音と密接な関係にある、ブレークスルー発生点の確定を行うとともに、打抜き騒音と弾性エネルギー解放速度との関係を実験的に調査し、これらが極めて深い相関関係にあることを定量的に考察した。さらに、これら実験や考察により得られた知見を基に、大幅かつ有効に打抜き騒音を低減できる、油圧式慣性ダンパーを開発した。

[参考文献]

- 1) 図解金属塑性加工用語辞典編集委員会編：金属塑性加工用語辞典(1974)，317，日刊工業新聞社。
- 2) 降旗清司：塑性と加工，19-214(1978)，901。
- 3) 青井一喜：同上，22-251(1981)，1188。
- 4) 菊島義弘・青井一喜：同上，36-409(1995)，124。
- 5) 川口晃司：同上，35-396(1994)，36。
- 6) 中村顕一・吉久信幸・深井 昌：わかる音響学(1989)，73，日新出版。

[本研究の公表状況]

- 1) 莫 健華・近藤正雄・古閑伸裕・村川正夫：塑性と加工，39-435(1997)，投稿中。
- 2) 莫 健華・古閑伸裕・村川正夫：平9塑加春講論集(1997)，投稿中。
- 3) 古閑伸裕・莫 健華・村川正夫：47回塑加連講論集(1996)，427。
- 4) 莫 健華・古閑伸裕・村川正夫：47回塑加連講論集(1996)，425。
- 5) 莫 健華・古閑伸裕・村川正夫：46回塑加連講論集(1995)，111。 など