縮尺模型によるC形タレットパンチプレスの騒音の推定*

山本 康晴^{*1}, 堤 正臣^{*2}Estimation of Sound Pressure Level in C-Frame Turret Punch Press
Using a Scale Model

Yasuharu YAMAMOTO and Masaomi TSUTSUMI

A method for estimation of the noise level of a C-frame turret punch press is proposed using the results of its scale model. Scale models are often used in the experimental analysis of noise since their structural design can be easily varied. However, the waveform of a punching force is more complex than that of an impulsive force from an impulse hammer, and the supporting exciting conditions of the scale model are different from those of the actual machine. It is, therefore, difficult to directly apply the similarity law to the experimental results obtained using a scale model. In this study, various waveforms of punching force reported previously have been analyzed in the frequency domain and a method for simulation of the punching force using an impulse hammer has been investigated. The difference between the supporting and exciting conditions of the actual machine and those of its scale model has been analyzed by a finite element method. It is found that two kinds of impulse hammers are necessary for the simulation of the punching force, and that the volumetric acceleration of the scale model is necessary for the estimation of the sound pressure level of the actual machine.

Key Words: Noise, Press Workig, Finite Element Method, Similarity Law, Punch Press, Sound Pressure Level, Punching, Hammering, C-Frame, Scale Model

1. 緒 言

著者らはこれまでにC形タレットパンチプレスの模型を研究の対象として種々の実験解析を行い、いくつかの低騒音化の手法を提案してきた^{(1)~(3)}。またインパルスハンマに材種の異なる二種類の加振チップを使用して加振し、音圧レベルを測定することで低周波数域と広帯域の周波数での低騒音効果をも調べてきた^{(2),(3)}。しかし、これらの模型実験からは実際に実機で打抜き加工を行ったときの音圧レベルを定量的に推定するには至っていない。

縮尺模型によって実機の低騒音化効果を予測した研究には、防音壁による音波制御⁽⁴⁾や内装材の吸音特性に関する研究⁽⁵⁾があるが、これらでは比較的良く実機の特性を予測できている。一方、構造修正による低騒音化効果についてプレス機械の模型を対象とした研究では実際に打抜き機構を組み込んで打抜き音を評価⁽⁶⁾している以外に、フレームだけの縮尺模型を対象とした研究では鋼球をボルスタに落下、衝突させることで音圧レベルを評価している⁽⁷⁾。しかしこれらの研究でも

模型実験による音圧レベルから実機による打抜き時の音圧レベルを予測するには至っていない。

そこで本研究では、C形タレットパンチプレスの模型を対象として行った結果を実機に適用するために打抜き力と騒音に関する相似性を検討し、実機の打抜き音を模型から推定するための方法を提案することを目的としている。具体的には模型のインパルスハンマによる加振時と実機の打抜き時との力の波形を比較し、その加振力を用いて打抜き力を模擬する方法を考察し、さらにインパルスハンマによる力がフレームの一点にだけ加わることを考慮して模型の音圧レベルを補正すれば実機の打抜き時の構造から放射される音圧レベルを評価できることを明らかにする。

2. 実 験 対 象

本研究で実験対象としたC形タレットパンチプレスの実機とその縮尺模型を図1に示す。図1(b)中の矢印はインパルスハンマで加振するときの加振点とその向きを示している。模型は実機と同じ材質の鋼板溶接構造で、フレームI、フレームII、フレームIIIとクランクシャフト、フライホイールからなり、ほぼ細部まで実機のフレーム形状を3/10倍に縮尺して模型化しているが、駆動機構や打抜き機構は付いていない。なお実験の際

* 原稿受付 1995年10月23日。

^{*1} 正員、豊田工機(株) (〒448 刈谷市朝日町1-1)。^{*2} 正員、東京農工大学大学院生物システム応用科学研究所 (〒184 小金井市中町2-24-16)。

には、実機は工場の床に設置し、模型は支持条件の影響を抑えるためにゴムボールで支持した。

3. 振動と騒音の相似則

一般に同一材料の縮尺模型と実機との間には、 m を模型に対する添字とし、また n を縮尺比とすると次の関係が成り立つ^{(8),(9)}。

$$l_m = nl \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$S_m = n^2 S \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$F_m = n^2 F \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$\omega_m = \omega / n \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$T_m = nT \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$v_m = v \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$\alpha_m = \alpha / n \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$I_m = \alpha_m / F_m = I / n^3 \quad \dots\dots\dots(8)$$

ただし、 l :代表長さ m, S :面積 m^2 , F :力 N, ω :角振動数 rad/s, T :周期 s, v :速度 m/s, α :加速度 m/s^2 , I :イナータンス $m/s^2/N$ とする。

構造物から放射される音圧は、構造物が球面波を放射する点音源から構成されていると仮定すると、表面積 S 、角振動数 ω および速度 v に比例し、距離 L に反比例することから次式のように表せる⁽¹⁰⁾。

$$p \propto \frac{\omega v S}{L} = \frac{\alpha S}{L} \quad \dots\dots\dots(9)$$

Fig.1 Schematic view of C-frame turret punch press and 3/10 scale model

式(9)に式(1), (2), (4)および(6)を代入すると模型と実機との音圧の関係は次のようになる。

$$p_m = p \quad \dots\dots\dots(10)$$

式(10)は模型と実機との間で相似則が成立する力の大きさ、周波数および長さを与えたとき、得られる音圧の大きさは等しくなることを意味している。

なお式(9)は、一様な振動速度で膨張収縮を繰り返す呼吸球から放射される音に関して導かれたものであるが、過去に行われた研究をみると衝撃音についても、音圧と加速度との間でほぼ比例関係が成立し^{(11),(12)}、音圧は音源からの距離に反比例し⁽¹³⁾、式(9)と同様の式が板から放射される音圧を数値解析で求めるために用いられて計算される音圧が実際の衝撃音を割合に良好に表現できている⁽¹⁴⁾ことから、本研究でも衝撃音の解析のために式(9)を用いることにした。

4. 加振力の相似性

4.1 加振力の波形と周波数成分 本研究では模型を対象とし、打抜き加工を行わずに打抜き時の騒音の大きさを評価するための方法を検討する。とくにC形タレットパンチプレスの打抜き音は個体音分離実験解析法によって機械フレームの振動によって放射されていることが明らかにされている⁽¹⁵⁾。したがってフレームを衝撃加振したときの音圧から打抜き時の音圧の評価を行うことができると考えられる。

C形タレットパンチプレスで打抜き加工を行ったときの打抜き力を3章で示した相似則、式(3)および式(5)をもとに模型に換算した打抜き力(以下、単に打抜き力

Fig.2 Punching force and hammering force

と呼ぶ)とインパルスハンマによる加振力の波形を図2(a)に、またそれぞれのパワースペクトル密度(以下、PSDと略す)の計算結果を図2(b)に示す。図2(a)に示した打抜き力の波形は測定を行ったなかの代表的な波形であり、説明のためのものである。また図2(b)に示したPSDは、3回の測定で得られた波形をフーリエ変換して平均化したものである。一方、インパルス加振の場合の波形はインパルスハンマの先端に5kHzまで加振できる硬い鋼性のチップを付けて加振したときに得られたものである。

図2(a)に示すように打抜き力は時間とともに徐々に増加してほぼ一定の値に達したのちに急激に減少し、零になる。これに対してインパルスハンマによる加振力は周期が短く、鋭い波形になる。図2(b)に示す打抜き力のPSDは低周波数域の成分が大きく、さらに高周波数域にまでその成分が伸びた波形となっているが、インパルスハンマによる加振力の周波数成分は、よく知られているように広い周波数域で比較的フラットな分布になっている。

このように打抜き力とインパルスハンマによる加振力とは時間域での波形だけでなく、周波数成分の分布も異なることから3章に示した相似則をそのままの形で模型実験に適用し、音圧レベルを推定することはできない。そこで次にインパルスハンマによる加振力を使って打抜き力と相似な波形を得るための方法について検討した。

4.2 加振力による打抜き力の模擬 図2(a)に示し

Fig.3 Components of punching force

たように打抜き力は時間とともに徐々に増加して急激に減少するが、この波形は図3(a)の①に示すように徐々に増加してなだらかに減少する $\psi_1(t)$ と、②で示すように周期が短く急激な力の減少を引き起こす $\psi_2(t)$ の二つの衝撃力の合力と考えることができる。すなわち打抜き力 $\psi(t)$ は、

$$\psi(t) = \psi_1(t) + \psi_2(t) \cdots \cdots (11)$$

と表すことができる。打抜き力のPSDは図3(b)に示すように、フーリエ変換における加法定理⁽¹⁶⁾から $\psi_1(t)$ と $\psi_2(t)$ とをそれぞれ独立にフーリエ変換して得られる周波数成分をたし合わせたものになる。

インパルスハンマを使って打抜き力のような波形を直接に得ることはできないものの、 $\psi_1(t)$ と $\psi_2(t)$ のような波形はインパルスハンマのチップに柔らかい材種と硬い材種を用いてそれぞれ別々に加振することで得ることができると考えられる。そこでチップの材種を変えた二通りの加振によって打抜き力と相似な加振力を得る方法を考える。

まず、柔らかいチップと硬いチップを用いたインパルスハンマによる加振力のPSDをたし合わせて打抜き力と等しいPSDを得るために、それぞれ二つの加振力の時間域におけるピーク値の大きさを打抜き力に対してどのような割合でたせばよいかを求めた。すなわち、打抜き力で比較的フラットな1kHzから5kHzまでの範囲のPSDを対象として硬いチップを用いた加振で近似し、その残りの0Hzから1kHzまでの範囲のPSDを対象に柔らかいチップを用いた加振で近似することにした。

近似の方法として、時間域においてピーク値の大きさが等しい打抜き力とインパルスハンマによる加振力のPSDをそれぞれ $\psi_{pun}(f)$ および $\psi_{imp}(f)$ とし、周波数範囲を f_s から f_f までとしたとき、次の γ を最小にするような係数 a の値を求めた。

$$\gamma = \sum_{f=f_s}^{f_f} (\|\psi_{pun}(f)\| - a\|\psi_{imp}(f)\|)^2 \cdots \cdots (12)$$

式(12)を使って a の値を求めたところ、硬いチップでは $a_h = 0.44$ 、柔らかいチップでは $a_s = 1.41$ となった。こ

Fig.4 Simulated punching force with two hammering forces

の値を使ってインパルスハンマの加振力をたし合わせ、打抜き力のPSDを模擬すると図4のようになる。図示したように各チップ単独に加振したときの力のPSDは打抜き力と一致していないが、二つをたし合わせたときのPSDの形はよく一致していることがわかる。

しかし打抜き力の波形は加工条件によって異なることから、係数 a の値は一義的に定まらなないと考えられる。そこで一般性のある係数 a の値を求めるためにプレス機械に関する文献から打抜き力をいくつか選び、統計的に係数 a の値を求めることにした。打抜き力として冷間圧延鋼板またはけい素鋼板の打抜きで、クリアランスは一般的な打抜き条件として適正とされる10%前後⁽¹⁷⁾のものを選んだ。

文献^{(18)~(22)}から選んだ打抜き力の波形が本研究で対象としているC形タレットパンチプレスでも得られるものと仮定して、式(3)および式(5)を適用して模型に換算し、上述の方法で係数 a の値を求めた。

選択した打抜き力の波形のPSDを図5に示す。打抜き力のピークの大きさによってその絶対値は異なるものの、いずれのPSDもC形タレットパンチプレスで得ら

Fig.5 Power spectrum density in former research works^{(18)~(22)}

Fig.6 Distribution of a_h and a_s

れるものと同様に低周波数域の周波数成分が大きく、高周波数域までその成分が広がっていることがわかる。

次に図5に示したそれぞれのPSDをもとに係数 a の値を求めた結果を図6に示す。図では横軸を、板材にパンチが接触してから打抜きが完了するまでの時間で表した。図によると柔らかいチップによる近似のための係数 a_s は打抜きに要する時間が短くなるほど若干小さくなる傾向がみられるがほぼ一定の値となっている。一方、硬いチップによる近似のための係数 a_h は打抜き時間によらず一定の値となっていることがわかる。このように係数 a の値は、信頼度95%の信頼限界を考慮すると、硬いチップの場合には $a_h = 0.39 \pm 0.14$ 、柔らかいチップの場合には $a_s = 1.46 \pm 0.17$ となる。なお、図4をもとに求めたそれぞれの係数 a の値はこの区間に入っている。

以上のようにして打抜き力を模擬し、その打抜き力が加わったときに生じる音圧を求めるためには、インパルスハンマによる二通りの加振から音圧を測定して、それぞれをたし合わせることになるが、そのためには加振力と音圧との間に線形関係が成立する必要がある。

そこでフレームを加振したときの加振力と音圧との関係を調べた。音圧の測定には騒音計を用い、指示された音圧レベル L_p は基準音圧 $p_0 (= 2 \times 10^{-5} \text{ Pa})$ に対する実効音圧 p_e を対数変換したものであることから、次式をもとに実効音圧 p_e を求めて加振力との関係を調べた。

$$p_e = p_0 \times 10^{L_p/20} \dots\dots\dots (13)$$

その結果は図7に示すように、柔らかいチップで加振したときには大きな力を加えることができないものの、硬いチップを用いた場合と同様に加振力と実効音圧との間には線形関係が成立していることがわかる。

以上の結果から、ハンマ先端のチップ材種を変えてインパルスハンマで加振すれば、打抜き力と相似な周

Fig.7 Linearity of effective sound pressure

波数成分を持つ加振ができるといえる。

4.3 インパルスハンマによる加振の特徴 実機の打抜き加工時にはフレームの上下方向に対してC形の開口部を広げるように同時に衝撃的な打抜き力が加わるのに対し、模型実験ではインパルスハンマで一方方向だけに加振している。模型に加える力が静的なものであれば、加えた力と同じ大きさの反作用が支持している点から模型に伝わるため力の作用状態が打抜き力と変わらないが、模型がボールで支持されていることから加振力の周期が模型の剛体変形モードの固有周期に比べてきわめて小さく、そのため支持点からの反作用の大きさは加振力の大きさに対してきわめて小さくなる⁽²³⁾。したがって模型と実機との間で力の作用状態が異なる。

本節ではこのような力の作用状態の違いが実際に測定される音圧レベルに及ぼす影響を調べるが、実験的に解析することが困難なため、有限要素法を利用して解析を行った。

C形フレームの有限要素モデルを図8に示す。モデル化はフレームだけを対象としている。モデルの妥当性を調べるために周波数応答を実験と計算とで比較した結果を図9に示す。計算結果は実験に比べて共振点の数が少ないが、主要な振動成分である一次と二次の音叉形振動モードにおける固有振動数はほぼ一致している。また図示はしないがおもな振動モード形も一致していることから、以下ではこの有限要素モデルを使って計算することにする。

ところで、有限要素法でフレームの振動によって放射される音圧を解析するためにはフレームまわりの空気のモデル化が必要となるが、解析する周波数範囲を広げると必要な節点数が増え、解析の規模と計算時間

Fig.8 Finite element model and applied forces

が膨大になってしまう。

そこで、3章で述べたように構造が球面波を放射する点音源から構成されていると仮定すると、式(9)で示したように音圧は加速度 a と表面積 S との積に比例することから、各方向ごとの振動加速度の大きさを平均し、その方向に垂直な面の面積で重み付けした量、すなわち音圧に比例する量として $E(t)$ を式(14)で定義した。ここで $E(t)$ をその次元から体積加速度と呼ぶことにする。

$$E(t) = \sqrt{S_x^2 |\alpha_X(t)|^2 + S_y^2 |\alpha_Y(t)|^2 + S_z^2 |\alpha_Z(t)|^2} \quad \cdots (14)$$

ただし、 S_x , S_y , S_z はそれぞれX軸、Y軸、Z軸に垂直な面の表面積、 $\alpha_X(t)$, $\alpha_Y(t)$, $\alpha_Z(t)$ はそれぞれX方向、Y方向、Z方向の加速度である。

4.2節で述べたように音圧レベルは実効音圧をもとに騒音計の内部で計算されることから、体積加速度から音圧レベルを推定するためにはその実効値を求めておく必要がある。そのためには騒音計内部で実行される平均化の方法を考慮しなければならない。騒音計ではマイクロホンで検出される音圧は、自乗回路、実効値演算回路、デシベル変換回路を通して音圧レベルとして表示されるが、そのなかで実効値演算回路が音圧を平均化して実効音圧を計算している⁽²⁴⁾。実効値演算回路はRC回路で構成され、騒音計の動特性を時定数とする一次遅れ系で表される^{(25)~(27)}。騒音計内部の処理は次式で模擬することができ、体積加速度の実効値 $E_e(t)$ を求めることができる。

$$E_e(t) = \sqrt{h(t) * E(t)^2} \quad \cdots \cdots (15)$$

ただし、 $h(t)$ は時定数 T_0 が0.125s⁽²⁷⁾の一次遅れ系のインパルス応答($=\exp[-t/T_0]/T_0$)を、 $*$ は畳み込み演算を表す。

体積加速度とその実効値を評価量としてフレームが打抜き力のように上下の二方向に同時に力を受ける場合とインパルスハンマによる加振のように一方方向だけ

Fig.9 Comparison of frequency response between FEM and experiment (Single point excitation)

に力を受ける場合との比較を行った。加振力は4.2節で打抜き力を模擬するために使用した硬いチップと柔らかいチップを用いたときのインパルスハンマによる加振力とし、それぞれの場合について計算した。その結果を図10および図11に示す。

まず体積加速度についてみると、硬いチップを用いた場合には図10(a)に示すように励起される周波数範囲が広いために特徴的な周波数成分はなく、また $E(t)$ の値は二方向の加振が一方方向の加振より大きくなるが、時間に対する比率は一定ではない。それに対して柔らかいチップを用いた場合の体積加速度は一次の音叉形振動がおもな振動として現れ、図11(a)に示すように二方向の加振の方が常に一方方向の加振より大きく、約1.7倍の大きさとなっている。

次にその実効値をみると体積加速度の振幅の大きさの違いがよく現れていることがわかる。硬いチップを用いた場合には図10(b)に示すように約50msまでの初期の影響が大きく、20ms~30msで最大となるのに対して、図11(b)に示すように柔らかいチップを用いた場合には約120msで最大となっている。実効値 $E_e(t)$ の最大値は硬いチップの場合に二方向の加振が一方方向の加振に対して $b_h=1.71$ 倍、また柔らかいチップでは $b_s=1.67$ 倍とそれぞれ大きくなっている。

以上に示したようにインパルスハンマによる加振で得られる実効音圧の補正係数 b_h および b_s を求めることができた。インパルスハンマによる加振力が打抜き力のようにフレームの上下方向に対して同時に加わった

場合を想定するためには、これらの値で実効音圧を補正すればよいと考えられる。

なお、著者らが行った一連の研究^{(1)~(3)}ではおもにフレームの減衰率を増加させて打抜き音の低騒音化を進めてきた。しかし減衰率の増加が b_h および b_s の大きさに影響するとこれらの値をそのまま用いることはできないが、フレームの減衰率を10倍にして計算した場合でもそれぞれ4%および1%小さくなっただけであり、計算した範囲内では減衰率はほとんど影響しなかった。

5. 音圧レベルの推定

前章で模型をインパルスハンマで加振して打抜き力を模擬するための方法と、インパルスハンマによる加振力が打抜き力と異なって一方方向にしか加えられないことを補正するための補正係数の求め方を示した。これを利用することによって模型をインパルスハンマで加振したときの実効音圧から、実機の打抜き加工時の実効音圧 p_e を式(16)から推定できると考えられる。

$$p_e = p_{em} = a_h b_h p_{emh} + a_s b_s p_{ems} \cdots \cdots (16)$$

ただし、 p_{emh} および p_{ems} は、それぞれ硬いチップと柔らかいチップを用いたインパルスハンマで模型を加振したときに得られる実効音圧である。

そこで式(16)をもとに、模型実験によって得られた音圧レベルから実機の音圧レベルを推定し、実際に様々な条件で打ち抜いたときの音圧レベルと比較する

(a) Volumetric acceleration $E(t)$

(b) Effective value $E_e(t)$

Fig.10 $E(t)$ and $E_e(t)$ with hard tip hammering

(a) Volumetric acceleration $E(t)$

(b) Effective value $E_e(t)$

Fig.11 $E(t)$ and $E_e(t)$ with soft tip hammering

Fig.12 Estimated and actual sound pressure levels

ことによって本論文で提案する推定方法の妥当性を確かめる。

インパルスハンマの先端に柔らかいチップと硬いチップを付け、それぞれの場合で模型を衝撃加振して音圧レベルを測定し、その結果から実機の音圧レベルに換算した曲線と実際に測定される実機の音圧レベルとを比較した。その結果を図12に示す。音圧レベルの測定点は実機では機械端から1m、地上高さ1.5mとし、模型では寸法比から実機の測定点の3/10倍の位置としている。なお、図12には本研究で対象としたC形タレットパンチプレスを用いて、板厚、クリアランスおよび金型の形状を変えて打抜き加工を行ったときに測定された音圧レベルを白抜きの記号で示してある。

図示したように実測した音圧レベルは打抜き条件によらず打抜き力に対してほぼ直線的に変化し、いずれの条件下でも模型の結果から推定した音圧レベルの信頼限界内に入っていることがわかる。したがって本研究で提案した方法によって実機の音圧レベルを十分に推定できていることがわかる。

6. 結 言

本研究ではC形タレットパンチプレスの縮尺模型を対象として、インパルスハンマで一方向に加振して得られる音圧レベルから実機の打抜き時の音圧レベルを推定する方法について提案した。とくに多くの研究で得られた波形(18)~(22)を分析した結果、インパルスハンマで加振する場合は柔らかいチップと硬いチップの二種類を使い、それぞれに適当な補正を行うことによ

て実機の打抜き時の力の波形を模擬できることを示した。

その上でインパルスハンマで一方向に加振したときには体積加速度の実効値をもとに補正することによって実機の音圧レベルを推定できることを示した。

なお、本研究で使用した実機の音圧レベルのデータは(株)アマダから提供されたものであることを付記し、関係各位に感謝する。

文 献

- (1) 山本・堤・吉村・小林・遠藤, C形パンチプレスの制振構造に関する研究, 機論, 59-557, C(1993), 30-35.
- (2) 山本・堤, 衝撃ダンパ組込みによるC形タレットパンチプレスの振動・騒音の低減, 機論, 61-589C(1995), 3467-3473.
- (3) 山本・堤, C形パンチプレスの二重壁構造化による振動・騒音の低減, 機論, 61-590, C(1995), 3843-3850.
- (4) 水野・関口・飯田, 音波制御装置に関する研究(第5報, 実機実験と縮尺模型実験による減音効果予測), 機論, 52-483, C(1986), 2863-2868.
- (5) 橋・石井, 音響模型実験のための内装材・吸音特性のシミュレーション, 日本音響学会誌, 28-4, (1972), 169-175.
- (6) Richards E.J., Stimpson G.J., On The Prediction of Impact Noise, Part IX, The Noise from Punch Press, *Journal of Sound and Vibration*, 103-1, (1985), 43-81.
- (7) 降旗・小池, 模型によるプレス機械の振動, 騒音実験解析, 機論, 45-391, C(1979), 285-291.
- (8) 林, 軽構造の理論とその応用(下), (1966), 237, 日科技連.
- (9) 長松ら編, ダイナミクスハンドブック, (1993), 455, 朝倉書店.
- (10) 太田・西村・内野・廣光・畠山・岩重, 基礎物理音響工学, (1990), 90, 朝倉書店.
- (11) 時田, 衝撃による振動と音響 (I), 日本音響学会誌, 16-3, (1960), 170-177.
- (12) 五十嵐・相本, 衝突音に関する研究 (第2報, 音の発生機構), 機論, 50-458, C(1984), 1799-1806.
- (13) 坂田・中川・遠藤, 球による円板の衝撃音, 機論, 45-392, C(1979), 414-421.
- (14) 中川・川井・佐原, 機械の衝突音の研究 (第2報, 音圧波形の形成過程), 機論, 52-483, C(1986), 2850-2856.
- (15) 小林・鈴木・遠藤・堤・吉村, 実験によるC形タレットパンチプレス打抜き音の低減に関する研究, 機論, 930-9Ⅲ, (1993), 64-66.
- (16) Bracewell R.N., (雨宮・大熊, 訳), フーリエ変換とその応用 (上)基礎編, (1981), 115, マグロウヒル好學社.
- (17) 橋本, プレス作業入門, (1991), 113, 工業調査会.
- (18) 青井・プレス打抜き加工における金型・板の振動および音, 37回型加連講義, (1986-11), 497-500.
- (19) 初鹿野・佐野・松野, プレス機械の動的特性の測定, 塑性と加工, 26-295, (1985), 892-897.
- (20) 初鹿野・佐野・松野, プレス機械の動的特性(II) -機械プレスの動的精度の比較-, 機械技術研究所所報, 46-6, (1992), 470-481.
- (21) 藤村, プレス機械の騒音対策, プレス技術, 28-13, (1990), 48-56.
- (22) 村川, 打ち抜き騒音の発生機構解明と対策, 157回塑性加工シンポジウム資料, (1994-6), 23-30.
- (23) Meirovitch L., *Elements of vibration analysis (second edition)*, (1986), 92, McGraw-Hill.
- (24) 太田・山田・畠山, 残響時間計測に及ぼす計測器時定数の影響評価とその系統的一除去法, 日本音響学会誌, 40-6, (1984), 414-419.
- (25) 佐々, 振動レベルとその予測について, 物理探査, 34-6, (1981), 414-421.
- (26) 国松・小嶋・今村・中川, 衝撃音の音圧レベル, 騒音レベル推定のための精密騒音計のシミュレーション, 工業火災, 48-6, (1987), 395-401.
- (27) JIS C1502, 普通騒音計, (1990), 日本規格協会.