

新素材利用によるパンチプレスの 防振と精度向上に関する研究

東京農工大学 工学部

堤 正臣

(平成元年度研究開発助成 AF - 89022)

1. 緒言

近年の多品種少量生産の波はプレス機械にも及び、従来のような単調な打ち抜き加工を行うだけでなく、金型の高速交換や高精度打ち抜きが要求されるようになってきた。C形タレットパンチプレスはCNC制御によって自動的に金型を選択して高速に打ち抜きを行う代表的なプレス機械であるが、その打ち抜き回数は毎分200回を超え、小形のパンチプレスでも打ち抜き力は200kNにも達することがある。そのような打ち抜き加工を行うと、激しい振動と騒音が発生することが多い。

C形タレットパンチプレスのフレームは鋼板溶接構造で、振動・騒音の観点から見ると、薄い鋼板が使用されているために局所的な振動を生じ易く、しかも結合部で生じる構造減衰もほとんど期待できない構造である。プレス機械に生じる主な振動・騒音は打ち抜き時の初期の段階でフレーム各部に蓄えられた弾性エネルギーがブレークスルーとともに解放され、フレームが自由振動することによって発生することが既に多くの研究者^{(1) - (4)}によって明らかにされているが、フレームは打ち抜き力を直接受け、表面積も最も大きいことからフレームから発生する振動音が最も大きいと思われる。

プレス機械の振動・騒音に関する研究は古くから行われており、打ち抜き時の騒音^{(5) - (7)}や基礎の振動の影響⁽⁸⁾が検討されているが、これらは主に加工条件や型形状の影響が検討されており、振動を抑えるための構造に関する研究⁽⁹⁾はほとんどないようである。とくにC形タレットパンチプレ

スの制振構造に関する研究は行われていない。

そこで本研究ではフレームから発生する振動音に注目し、模型を対象とした実験モード解析によって問題となる箇所を明らかにして制振構造の検討を行った。具体的には衝撃加振時の振動加速度及び騒音を測定し、構造内部に隔壁、ゴム板、ダンパーなどを組み込み、さらにコンクリートを充填した場合の制振効果について検討し、どのような対策が最も有効であるかを明らかにすることを目的としている。

2. 実験対象

本研究で対象としたC形パンチプレスの概略図とその主な箇所の名称を図1に示す。本機の構造は単純で、フレームⅠ、フレームⅡ、フレームⅢの三つから構成されている。フレームⅠはC形を構成する主要構造で、打ち抜き力を支えるために断面二次モーメントの大きなH形の断面形状をしている。フレームⅡはタレットを取り付けるためのもので逆L字形の構造をしており、フレームⅠに溶接されているが、打ち抜き力が直接作用しないようになっている。フレームⅢは単なる作業台である。このフレームⅢはフレームⅠとボルトで結合されている。

構造の変更や取扱いが容易なように図2に示す縮尺模型を製作し、実験している。この模型は実機と同じ鋼板溶接構造でフレームⅠ、Ⅱ、Ⅲとクラクシャフト、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1/3.3に縮尺して模型化している。なお、図2には実験するさいの

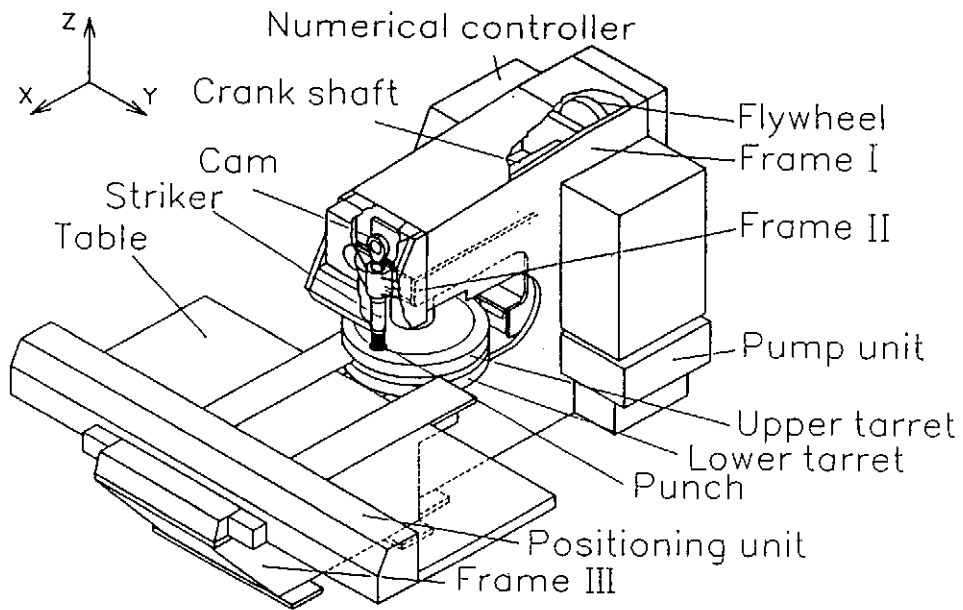


図1 C形パンチプレス概略図

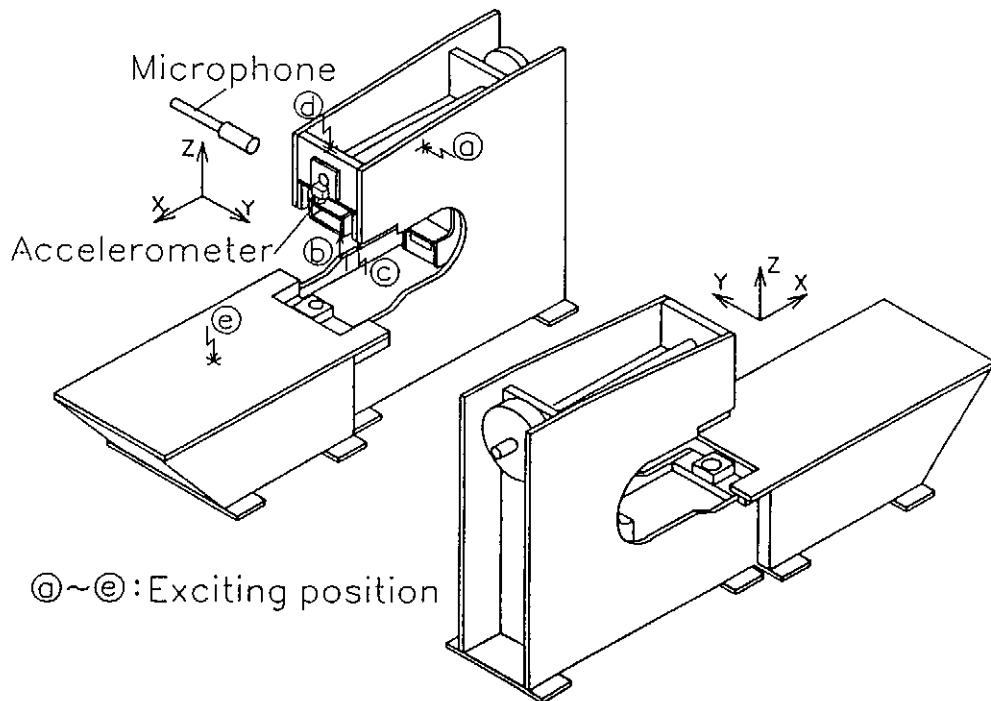


図2 1/3.3縮尺模型

加振点、加速度検出点も同時に示してある。

3. 実験方法

本研究で使用した測定システムを図3に示す。支持条件の影響を極力減らすためにボールで支持した模型をインパルスハンマーで加振して、そのときの加速度と音を検出し、FFTアナライザーで解析し、さらにそのデータをもとにパソコンでモード解析を行っている。解析周波数範囲は実機を対象とする場合は0~1kHz、模型では相似則を考慮してその3.3倍の0~3.3kHzとした。なお、実機は工場の床に固定した。

モード形は実際の打ち抜き時の力の波形とフレーム各部の応答との伝達関数から求めるのが最も良いが、模型では打ち抜き機構や駆動モータが組み込まれていないため、インパルスハンマーで衝撃加振する方法を採用した。具体的にはフレームに打ち抜き力が作用する部分に加速度計を付け、他点を衝撃加振することで伝達関数を求め、モード解析を行った。加振点の数はZ方向48点、Y方向90点であり、詳細に解析する場合は部分的に測定点の数を増やしている。

インパルスハンマーで模型を衝撃加振したときの衝撃力とそのときの応答加速度及び応答音の波形を図4に示す。図示したように衝撃加振力は正弦波の半周期分の変化をしているが、加速度と音の波形を見ると加振力が零になると同時に加速度と音を検出され、その後振幅が大きくなっている。とくに最初の周期よりもその次の周期のときに加速度と音の振幅が大きくなり、その後自由減衰振動していく。このような波形は実際の打ち抜き時の挙動とほとんど同じである^{(1)~(4)}。

4. 実機と模型のモード形

模型を使った実験では実機との対応を調べ、相似則が成立していることを確認しておく必要がある。そのために本研究では、実機と模型の代表的な振動モードを比較した。ただし、実機は稼働可能な状態にあって、フレームだけでなく付属部品が付いており、しかも床に接する据付け部分や油圧ユニットが取り付けられている箇所については測定できないため、模型よりも測定点数が少ない。

図5は実機と模型の代表的なモード形である。参考のために模型の固有振動数の1/3.3の値を括

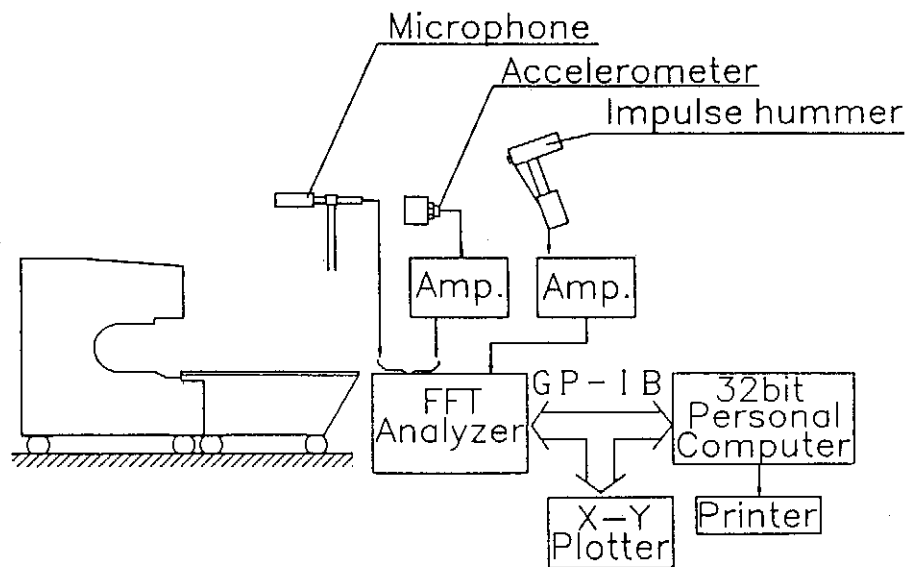


図3 測定システム

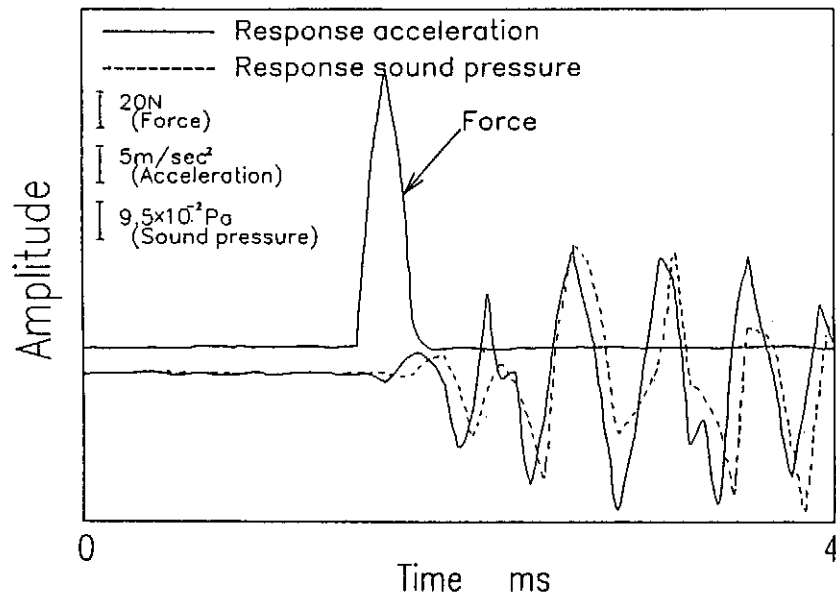


図4 衝撃力と応答加速度及び応答音の波形

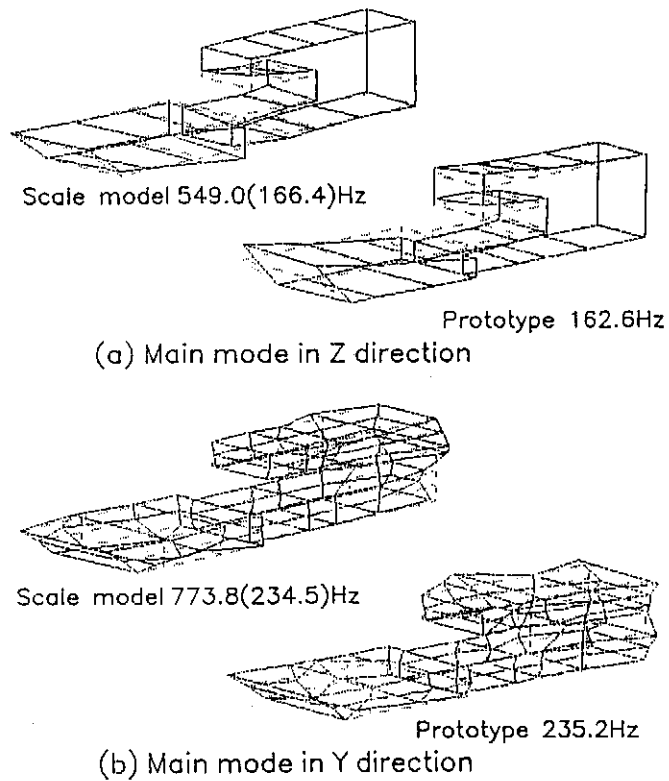


図5 実機と模型のモード形

弧内に示してある。図5 (a) は、Z方向の代表的なモード形で、音叉形モードと呼ばれるものである。また同図 (b) はY方向の代表的なモード形でフレームⅠの上部及びフレームⅢの下部に特徴的なモード形が表れている。このいずれの結果とも模型と実機はよく一致しており、相似性が良好なことがわかる。

モード形の特徴としては、Z方向ではフレームⅠが音叉形の振動をする他に、テーブルの上面や接地部分が波打つように振動している。Y方向ではフレームⅠの上部の他にNC装置と油圧ユニットが取り付けられる箇所（背部）及びフレームⅢ全体がそれぞれ振動している。本研究では主にC形部を構成するフレームⅠについて制振対策を試みている。次章では、具体的な制振対策とその効果について述べる。

5. 制振対策の効果

5.1 隔壁の効果

フレームⅠの上部、背部の詳細なモード形の測定を行い、最も振幅の大きい部分の振動を抑えるために隔壁を入れた場合と、背部全体に背板をし

た場合について検討した。その図をそれぞれ図6 (a) 及び (b) に示す。なお、これらの隔壁と背板は実験の都合上、二液混合型エポキシ樹脂で接着したが、隔壁はしまりばめの状態で挿入されている。

図7に隔壁適用前後の加振点aのイナータンス伝達関数の比較を示す。図によると隔壁を設けることによって1300Hz以下の振幅は抑えられるが、それ以上の周波数域では逆に振幅が大きくなっている。これは隔壁が対策したモード形のみの振幅を抑えるだけで、振動エネルギーを吸収するわけではなく、より高い周波数のモードで振動するからである。このことは背板についても同様のことが言え、背部の複雑な断面変形するモード形が、背板をして背部を補強することによってねじり振動や曲げ振動に変わっただけである。

このように隔壁や背板はフレームの断面変形を抑えるだけで、制振対策としては十分でないことがわかった。そこで次節では振動エネルギーを吸収する吸振材の適用について検討した。なお、以下の実験においてはフレームには上部、背部ともに隔壁を入れた状態で実験を行っている。

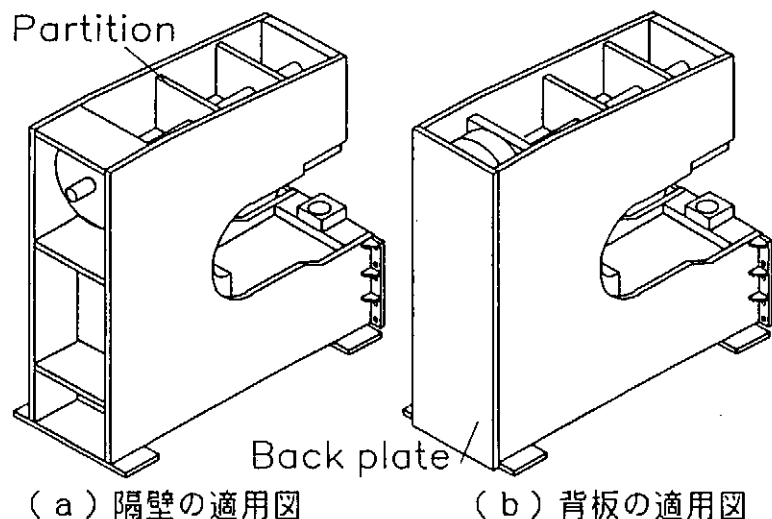


図6 隔壁及び背板の適用図

5.2 ゴム板の挿入効果

まず、吸振材としてよく用いられるゴム板をフレームに挿入する方法について検討した。ゴム板は図8に示す斜線箇所に挿入した。この部分に挿入した理由は隔壁を組み込んだためにフレームIIの振動が目立つようになったからである。

ゴム板挿入前後の加振点bのイナータンスの比較を図9に示す。ゴム板の挿入は隔壁とは異なってどの周波数でも振幅を小さくすることができるが、この図に示した結果では、フレームIIの固有振動モードを抑えられることがわかった。

5.3 ダンパーの効果

次にダンパーの適用について検討を行った。ダンパーとして実験や測定によく使われる市販のマグネットベースをフレームI又はフレームIIの振動の著しい箇所に付け、振動加速度と音から得られた伝達関数がどのように変化するかを調べた。

図10にダンパーを付ける位置を示す。図中の点Aにダンパーを付けた場合の結果を図11に示す。図において○印を付けた周波数成分はダンパーの効果が顕著に表れているが、これはフレームIIの振動のみによる音のため、ダンパーを付けることによってその振動が消え、音としても小さくなっていることを示すものである。

次に点Bに付けた場合の加振点cのイナータン

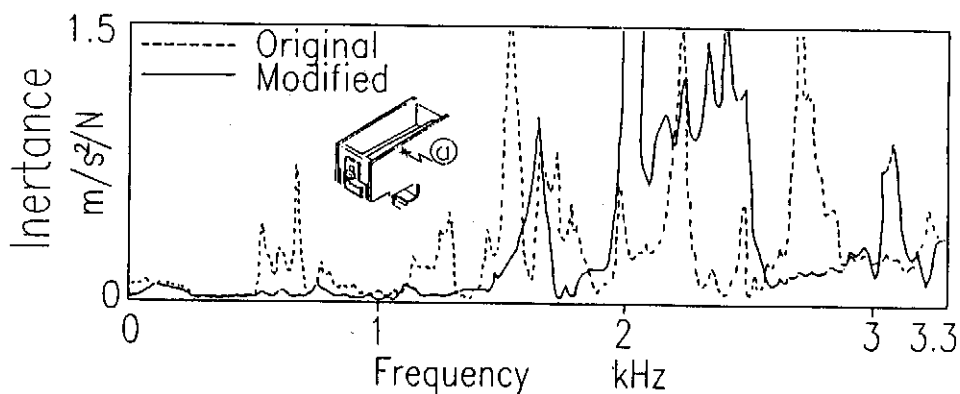


図7 隔壁適用前後のイナータンスの比較(加振点a)

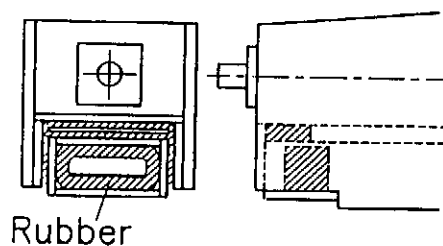


図8 ゴム板の挿入箇所

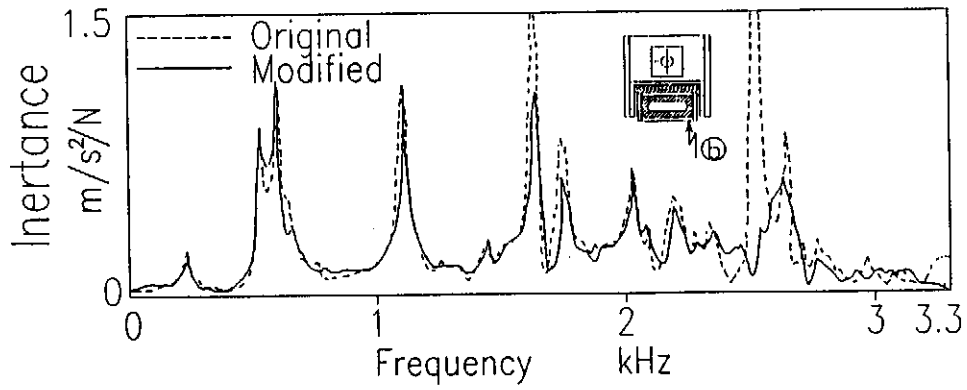


図9 ゴム板挿入前後のイナータンスの比較 (加振点 ⓪)

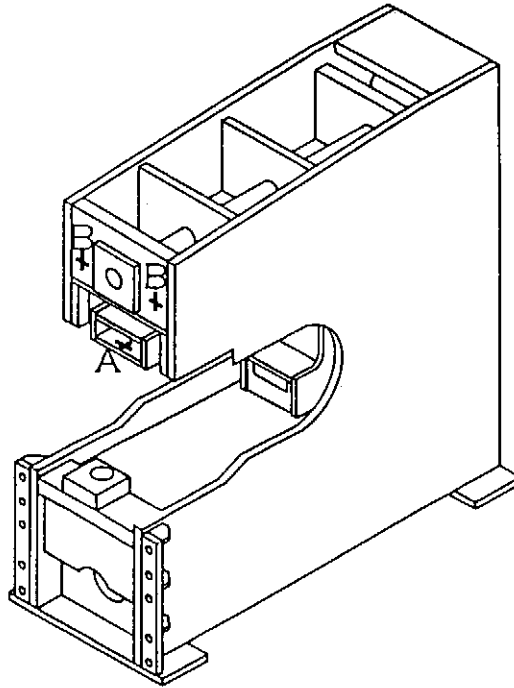


図10 ダンパの適用位置

スを図12に示す。図によるとC形フレームの音叉形振動モードがダンパーによって大きく抑えられ、1次及び2次の共振振幅が小さくなっている。この例に示すようにC形構造固有の振動に対してはダンパーによる対策が可能なのことがわかった。図11にみられる他の顕著な周波数成分について

も、その基になるモード形を調べ、振幅が大きくなる箇所にダンパを付けることによって50%以上振幅を抑えることができることを確認している。

以上述べたように、ダンパーは取り付ける位置によってある特定の周波数成分だけを抑えることができ、他の周波数成分に影響を及ぼさないこと

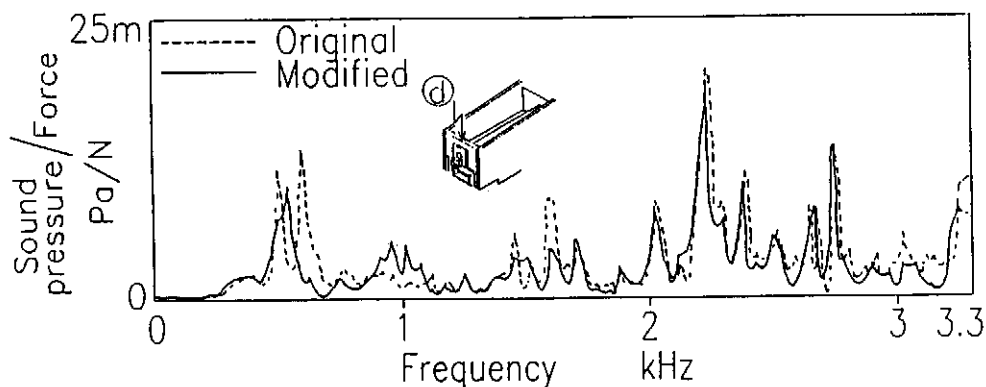


図11 ダンパ適用前後のイナータンスの比較 (加振点d)

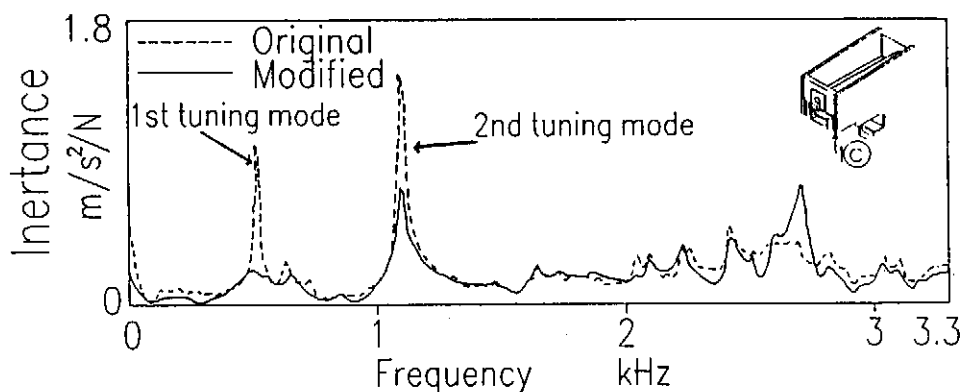


図12 ダンパ適用前後のイナータンスの比較 (加振点c)

から制振対策として極めて有効であることがわかった。

次に鋼板溶接構造物に充填すると振動、騒音を低減できると報告されているコンクリートTMを本研究においても充填してその効果を調べた。次節ではその効果について述べる。

5.4 コンクリートの充填効果

コンクリートの充填は、まずフレームⅢ単体について行い、次にコンクリートを充填したフレームⅢをフレームⅠに結合したのち、図13に示した数字の順番にフレームⅠにコンクリートを充填してその効果を調べた。

フレームⅢ単体のコンクリート充填前後の打撃

音の減衰波形の比較を図14に示す。図示したように、フレームⅢ単体ではコンクリート充填の効果は明確に表れ、減衰時間がきわめて短くなっている様子がよくわかる。

次に図13に示した順番でフレーム全体に充填したときの打撃音の減衰波形の変化の様子を図15に示す。なお、この測定においては、フレームⅡには一切の制振対策も施していない。

図15に示した結果によると、フレームⅠの②の部分だけに充填したときに最も変化が大きく、振幅が小さくなっている。しかし減衰時間を比較すると余り変化しないことがわかる。減衰しない振動成分はフレームⅠの音叉形振動とフレームⅡの振動である。

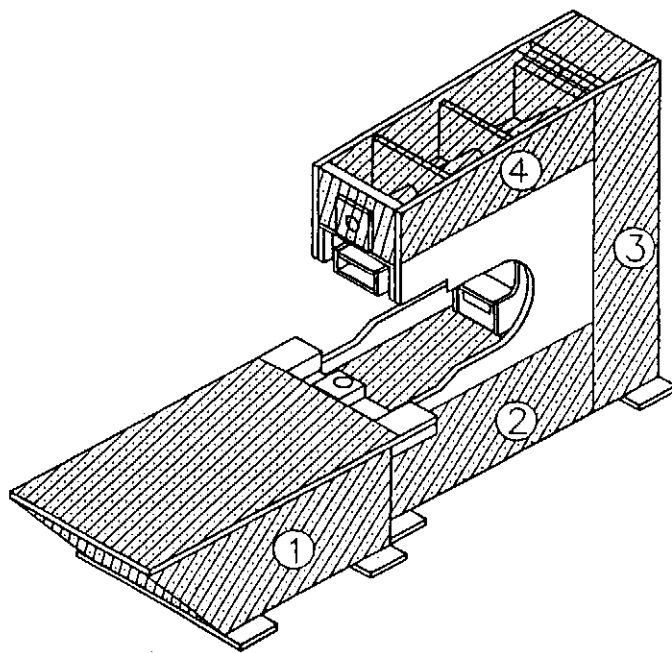
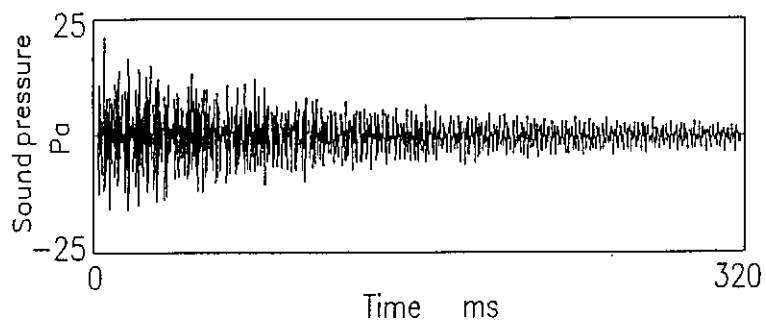
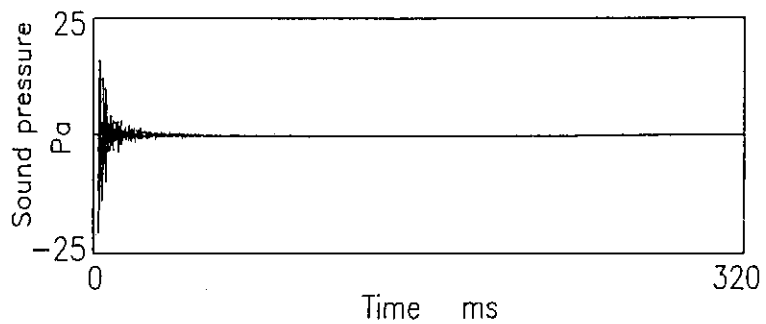


図13 コンクリートの充填順



(a) 充填前

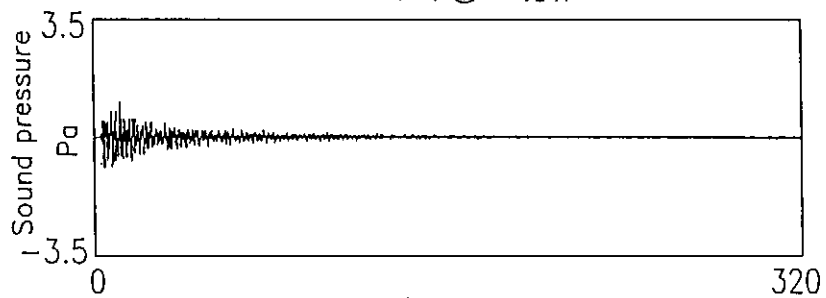


(b) 充填後

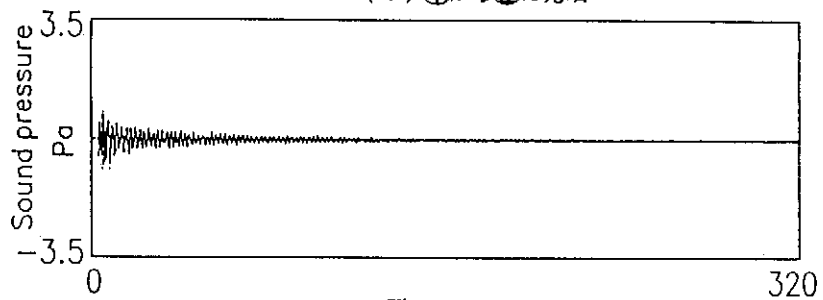
図14 コンクリート充填前後の打撃音の減衰波形の比較 (フレームⅢ単体) (加振点◎)



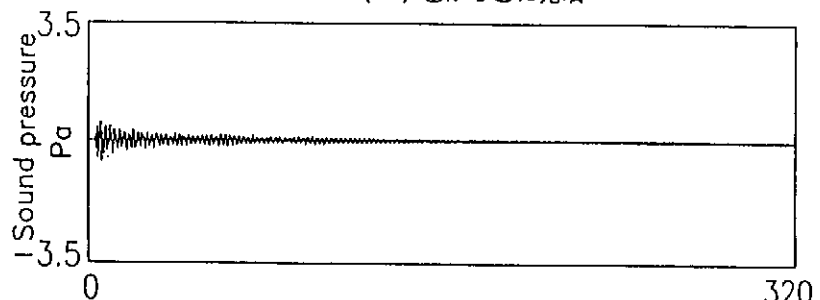
Time ms
(a) ①のみ充填



Time ms
(b) ①から②に充填



Time ms
(c) ①から③に充填



Time ms
(d) ①から④に充填

図15 コンクリート充填時の打撃音の減衰波形の比較 (フレームI+III) (加振点①)

コンクリートを充填した箇所のイナータンスを比較したものが図16であるが、これから充填した箇所のY方向の振動はほぼ消えているが、音叉形モードなどのZ方向の振動にはあまり変化がみられない。打撃音を調べた結果、抑制できなかった周波数成分はフレームのZ方向の振動によるものであった。

このように、コンクリートを充填することによって局部的な鋼板の振動（膜振動）は抑えられるが、C形フレームの音叉形モードやコンクリート

を充填できない部分の振動を抑制できないことがわかった。このC形フレームの音叉形モードのような形状で決まる振動モード形はコンクリート充填してもほとんど効果は得られないことがわかった。

6. 結 言

C形パンチプレス機の振動、騒音を抑えるために実機と同じ鋼板溶接構造の1/3.3 縮尺模型を使って隔壁やゴム板の挿入、ダンパーの適用、コン

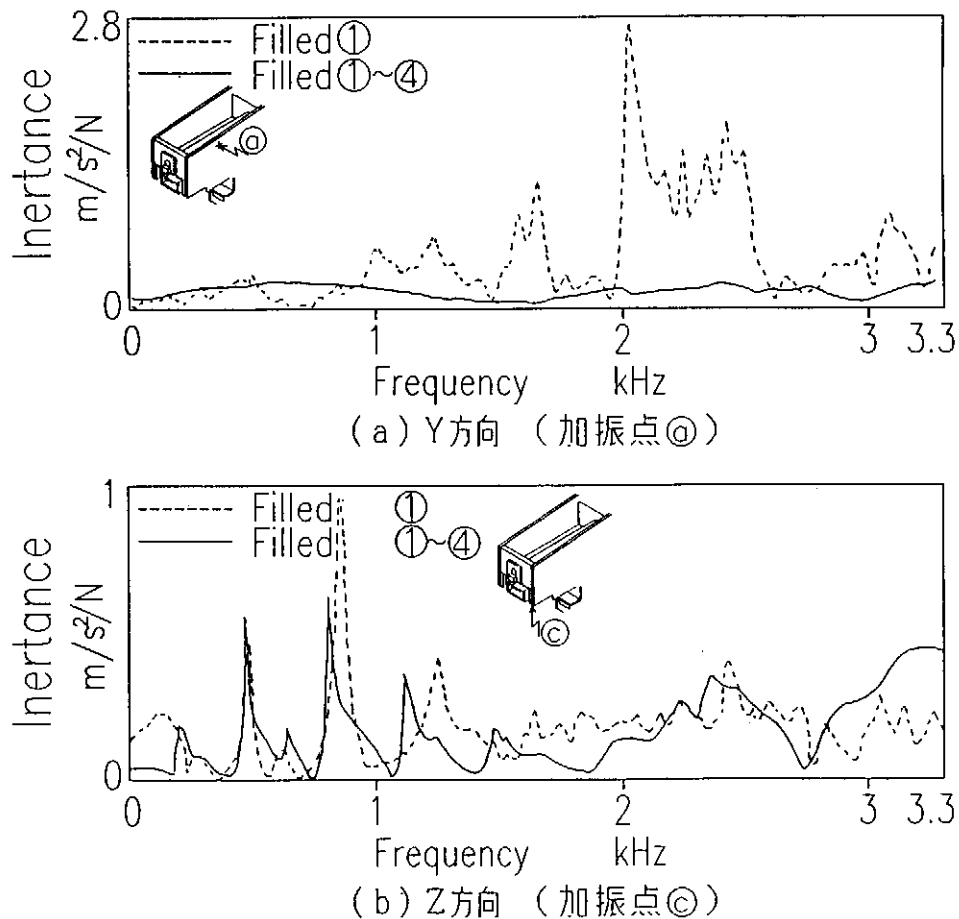


図16 コンクリート充填時のイナータンスの比較

クリートの充填などの種々の制振対策を試み、どのような対策が効果的であるかを検討した結果、次のような結論が得られた。

(1) 隔壁、背板ともにフレームの断面変形を抑えるには効果的であるが、振動・騒音を抑えることができない。

(2) ゴム板を挿入すると広い周波数域に渡り振動を抑えることができるが、僅かである。

(3) ダンパーはC形フレーム固有の音叉形振動モードを抑えることができ、またダンパーを取り付ける箇所を適当に選べば局所的な振動を消すことができる。

(4) 構造全体にコンクリートを充填すれば、充填した箇所の局所的な振動をほぼ消すことができるが、C形フレーム固有の音叉形振動モードを抑えることはできない。

以上の結果から、C形タレットパンチプレスの制振対策としては、C形フレーム固有の音叉形モードを抑制するためにダンパーを採用し、フレーム全体の局所的な振動を抑制するためにコンクリートを充填する方法が最も有効なことがわかった。

参考文献

(1) 朴、石井、本多、長松：プレス機械の振動の解析と最適設計、機論、56-524C、(1990-4)、

872。

(2) 山口、浅野、斎藤、柳原：プレス打ち抜き時の振動・騒音に関する研究(第1報)、第26回塑性加工連合講演会論文集、(1975)、165。

(3) 曾田、青井、初鹿野、助川：小型プレスによる騒音・振動の波形解析ならびに騒音レベルに対する若干の加工条件の影響、昭和52年度塑性加工春季講演会論文集、(1977)、279。

(4) 前田、青木、國枝：プレス打ち抜き時の騒音について(第2報)、昭和55年度塑性加工春季講演会論文集、(1980)、327。

(5) N. D. Stewart, J. R. Bailey, and J. A. Daggerhart: Study of Parameters Influencing Punch Press Noise, Noise Control Engineering, 5-2 (1975), 80.

(6) A. G. Herbert: Noise in press shops - Diagnosis and control, Sheet Metal Industries, (1980), 220.

(7) R. Gosele: Geräusche von Werkzeugmaschinen, wt-Z. ind. Fertig. 70, (1980), 455-459.

(8) 降旗、小池、大久保：Cフレームプレスの振動解析、機論、42-353 (1976)、118。

(9) 鄭、堤、伊東：コンクリート構造工作機械の制振性能、機論、50-457C (1984)、1673。