C形パンチプレスの制振構造に関する研究*
(第2報, 音響モード解析による音源の探査)山本 康 晴*¹, 堤 正 臣*²
小林 英 男*³, 遠 藤 順 一*⁴Noise Reduction of Turret Punch Press with C-Frame
(2nd Report, Identification of Noise Source by Means of Acoustic Modal Analysis)Yasuharu YAMAMOTO, Masaomi TSUTSUMI,
Hideo KOBAYASHI and Jun'ichi ENDO

In this study, noise sources in a C-frame turret punch press are experimentally analyzed using a scale model. The distribution of sound pressure levels around the C-frame is measured in order to clarify the portion mainly generating the noise. As a result, the sound pressure level is found to become maximum at the open side of the C-frame, in which a punch-die set is usually installed. The result is the same as in previous former research work. However, the noise sources cannot be identified from such distribution. Thus, the sound field, which includes information of both amplitude and phase of sound vibration, is analyzed on planes parallel and perpendicular to the side panel of the C-frame by a modal technique. From the experimental results, it is found that the membranous vibration of the side panel, as well as the first specific vibration mode of the C-frame, must be damped for noise reduction.

Key Words: Sound, Modal Analysis, Press Working, Vibration, Punch Press, C-Frame

1. 結 言

近年, 多種少量生産や省人化のためにFMSを採用する機械工場が増え, プレス機械でもシステムに適合するようにCNC装置を備えたタレットパンチプレスが多く用いられるようになってきた。しかし, プレス機械の打ち抜き加工時の激しい振動と騒音は, 作業環境の改善が叫ばれる昨今では問題視されることが多くなってきた。

著者らは既にC形タレットパンチプレスの振動・騒音を低減することを目的として模型を対象とした実験モード解析を行っている⁽¹⁾。その結果, 主な振動はC形構造物に固有の口開きの音差形振動と側板の膜振動であることを明らかにし, 次いで音差形振動を抑制するにはダンバの適用が, また膜振動を抑制するにはコンクリートの充てんが効果的であることを明らかにし

た。

ところで, 騒音の抑制は構造上の主な音源をなんらかの方法で探査することによってより効率的に行うことができる。プレス機械の騒音に関しては, C形クラックプレスを対象とした研究⁽²⁾があり, それによると加工部付近で騒音レベルが最も大きいことが明らかにされている。さらにフレームの振動と騒音との関係については, コヒレント法による音源同定の研究⁽³⁾や振動モードと音響放射効率との関係を調べた研究⁽⁴⁾がある。しかし, 騒音の測定はフレームの近傍で行われている例が多く, 伝搬方向の騒音についてはあまり検討されていない。

構造の振動による音への影響を明らかにするためには, 音に関しても振動モード解析と同様に位相情報を含めて振幅の大きさを表す音響モード形を測定する必要があると思われる。この測定によって音響モード形と振動モード形との対比から対策を必要とする振動を求めることができると考えられるが, 音響モード解析に関しては構造変更による音圧変化の予測⁽⁵⁾や感度解析⁽⁶⁾が行われているだけで, 音場を音響モード形で表して音源の探査や音の伝搬特性について調べた研究は

* 原稿受付 平成5年8月9日。

*¹ 准員, 東京農工大学大学院 (〒184 小金井市中町2-24-16)。*² 正員, 東京農工大学工学部。*³ 正員, (株)アマダ (〒259-11 伊勢原市石田200)。*⁴ 正員, 神奈川工科大学 (〒243-02 厚木市下荻野1030)。

行われていないようである。

そこで本研究ではC形パンチプレスのフレームから放射される振動音を対象とし、音響モード解析によって音源探査を行うことを目的とする。具体的には模型を実験対象として、その振動音の音圧レベル分布と音響モード形の測定を行い、これらと振動モード形との関係からどのような振動を対象として制振対策を行えば有効に騒音を抑制できるかを調べた。

2. 音響モード解析による測定原理

本研究では振動モード解析の方法を利用して音響モード解析を行う。通常の振動解析では構造物を加振し、加振力に対する振動応答から周波数応答関数を算出してモード形を求めるが、音響モード解析では応答を騒音計から得られた音圧として音響モード形を求め、音場を可視化する。この方法は従来の音響測定方法と異なっており、定常音を必要としないのが特徴である。

構造上の i 点を加振したとき、音響モード形を決定するモード係数は、構造が球面波を放射する n 個のピストン音源から構成されていると仮定すると、加振点のモード係数 u_{ir} と、式(1)で表される音に固有のモード係数からなる^{(5), (6)}。

$$u_{Ar} = \sum_{m=1}^n \frac{u_{mr}}{R_m} \Delta S_m \exp[j(\omega t - k R_m)] \cdots (1)$$

ただし、 R は各ピストン音源から音圧測定点までの距離、 ΔS は各ピストン音源の面積、 ω は音源の発する音の角振動数、 k は波数($=2\pi/\lambda$: λ :波長)、 u_{ir} は r 次、 i 点のモード係数、 j は虚数単位とする。

式(1)によると音のモード係数は、構造上にある全点の振動モード係数とその面積と測定点までの距離で重み付けされて重ね合わされたものであることがわかる。測定されるモード形は加振点のモード係数 u_{ir} と音のモード係数 u_{Ar} の積によって与えられるため、音の測定点を固定して構造上の加振点を移動してモード形を測定すると、 u_{Ar} は一定で u_{ir} が変化し、音響モード形は振動モード形と一致する。逆に加振点を固定して音の測定点を移動させると u_{ir} は一定で、 u_{Ar} が変化するため、構造の振動によって生じる音場を可視化できる。

ところで、 u_{Ar} には各音源から音の測定点までの距離によって位相遅れの項 $k R_m$ が含まれている。従って位相差が一致し、かつ互いの距離が波長以内の測定点を結ぶ曲面は音の波面とみなすことができ、音響モード形では位相遅れの考慮できる複素モードで表せば、音の波面の中心を探すことで音源を推定できることになる。さらに音響モード形と振動モード形とを比較す

ればその位相関係から振動音の抑制に有効な振動モード形と対策が必要な箇所を求めることができると考えられる。

本研究では加振点を固定して測定点を移動することで得られる音響モード形から、C形タレットパンチプレスの振動音の音源探査と問題となる振動を調べた。

3. 実験方法

本研究で対象としたC形タレットパンチプレスの縮尺模型と座標系を図1に示す。模型は主要構造であるフレームを3/10倍に縮尺したものである⁽¹⁾。実験は特に制振対策が困難なC形を構成するフレームⅠ単体について行った。加振点とその向きは図中に矢印で示すが、これは実機の打ち抜き力加わる位置を考慮して決定した。フレーム各部の呼称については以下、フレームの開口部を口部とし、その上下面をそれぞれ上あご及び下あごと呼ぶことにする。

次に測定システムを図2に示す。フレームの加振には動電形加振機を用いた。加振信号として多重正弦波を用い、加振機への入力電圧は周波数によらず一定とした。音と振動加速度はそれぞれ騒音計と加速度計に

図1 実験対象模型

図2 測定システム

よって検出し、FFTアナライザを介してパーソナルコンピュータで解析した。

なお、測定対象以外の音や壁からの反射音の影響を取り除くために測定は全て無響室で行った。

4. 音 圧 レ ベ ル 分 布

まず0~5kHzの周波数帯域で加振したときの音圧レベル分布と代表点の周波数応答関数をフレームから10mmの距離で測定した。その結果を図3に示す。同図には主なイナータンスも同時に示してある。

図3によると音圧レベルはC形の口部と上あごの開放部で最も大きくなっているのがわかる。その主な周波数は522Hzと1106Hzであり、これはC形フレームに固有の音差形振動の周波数である。このときフレームはそれぞれ図4(a),(b)に示すように振動する。周波数の低い方から順に一次と二次の音差形振動と呼ぶことにするが、フレームの主な振動はこの他にY方向の側板の膜振動があり、その加速度振幅は局部的に音差形振動よりも大きくなる。

この測定結果は、C形のプレス機械では打ち抜き加工を行わなくてもその固有振動によって加工部で音が

大きくなることを示している。従って加工部だけの対策ではこの音を消すことはできず、フレームの制振対策が低騒音化に重要であることがわかる。

次章では、このような音圧レベル分布になった理由を、音響モード解析による音響モード形と振動モード形との関係から明らかにする。

図4 音差形振動モード

図3 音圧レベル分布と周波数応答関数 (0~5kHz)

5. 音響モード解析による音源の探査

まずZ方向の音差形振動による音に注目し、図5に示すようにフレーム側面から10mm, 100mm, 200mmの距離で音響モード形を測定した。振幅の大きさと各測定面ごとの音の位相を明確にするため実モードで表した音響モード形を図6に示す。同図(a), (b)はそれぞれ一次及び二次の音差形振動による音の測定結果であり、図中、X方向のモード形は重ね書きされている。

音圧レベル分布の測定で周波数ごとの分布を得るためには単一の周波数による加振が必要であるが、音響モード解析では一度の測定で周波数ごとの分布を得ることができる。

図6によると前章で調べた音圧レベル分布と同様にフレームの口部の振幅が大きいことがわかる。さらに一次と二次の音差形振動では音の位相に関して大きな違いを見いだすことができる。すなわち一次の音差形振動では口部で互いに逆位相の音が全くない単純な音場を示しているが、二次の音差形振動では口部で互いに逆位相の音が生じていることがわかる。この理由は以下のように考えられる。

図4に示したように一次の音差形振動では上あごと下あごが互いに逆位相で口開きの振動をしていたが、このとき音の媒体となる口部の空気は上あごと下あごから圧縮か膨張のどちらか一方だけの力を受け、二つの力を同時に受けることはない。そのため口部からフレームの外に向かう音は互いに逆位相の振幅を持たずあたかも単一の音源から生じる音場を形成すると考えられる。一方、二次の音差形振動では上あごと下あごが互いに同位相で振動するため、口部の空気は圧縮と膨張の力を同時に受けて、互いに逆位相の音を発する二つの音源から生じる音場を形成することになる。

図5 音響モード形測定面(単位 mm)

以上の考察は音差形振動による上あごと下あごが口部で振幅の大きい音の音源であるとして述べたものであるが、次に音響モード形を複素モードで表示し音の位相差を各測定面上及び測定面間で調べて音源を確認する。一次の音差形振動による音の波長を 360° として表すと、フレームから100mm, 200mmの測定面の位相遅れは10mmの測定面を基準としてそれぞれ約 50° , 100° となる。これらの音響モード形を図7に示す。

位相差 0° のとき矢印で示した口部の音は10mmの測定面で最大振幅となっているが、100mmと200mmの測定面では位相遅れのためその最大振幅はそれぞれ 50° 及び 100° のときに移行している。測定面上の測定点間の位相差は音源と離れるにつれて小さくなるため、測定面間の結果ほど明確な位相差は現れないが、フレームから10mmの測定面では口部のまわりに位相の遅れが生じている。

従って以上の結果から口部で振幅が大きい音は口部を音源としていることがわかる。さらに前述したように音響モード形の位相と振動モード形の位相から口部の音が音差形振動を原因として発生していることがわかった。

ところで、二次の音差形振動による音は口部で互い

(a) First tuning mode (522Hz)

(b) Second tuning mode (1106Hz)

図6 音響モード形(実モード)

図7 音響モード形 (522Hz, 複素モード)

図8 伝搬方向の音響モード形測定面 (単位 mm)

に逆位相の音が重なり合っていたことから互いに干渉し合い音の振幅が抑制されていることが予想される⁽⁷⁾。これを確かめるために次に音の伝搬方向に注目して音響モード形を測定した。

音の伝搬方向に関する音響モード形の測定面を図8に、測定結果を図9にそれぞれ示す。測定結果は伝搬方向での音の振幅に注目するため実モードで示した。まず図9(a)に示す一次の音差形振動による音ではその音場は単純で、距離と波長との関係が明確に現れている。一方、同図(b)に示した二次の音差形振動による音では、フレーム近傍で音の振幅が大きいだけで伝搬方向で振幅が極端に小さくなっている。従ってこの結果から二次の音差形振動による音は口部で互いに干渉し合い振幅が抑制されることが確かめられた。

次にY方向の膜振動による音について調べた。音差形振動による音と同様にフレーム側面に平行な面で音響モード形を測定したとき、複素モード形をみても特徴的な音源を求めることはできず、フレーム全体で音が生じていた。そこで音の伝搬方向に注目して音響モード形を調べた。その結果を図10に示す。

同図から、フレームの近傍と600mm程度離れた点の振幅に大きな差はなく、音の振幅が抑制される要因があまりないことがわかる。音差形振動による音では互いに逆位相の音が存在することによって振幅が抑制され

(a) First tuning mode (522Hz)

(b) Second tuning mode (1106Hz)

図9 伝搬方向の音響モード形 (実モード)

図10 伝搬方向の音響モード形 (1494Hz, 実モード)

ることを述べたが、側板の膜振動は互いに逆位相の振動が多く現れる複雑な振動であり、そのため互いに逆位相の音が多いにも関わらず、その音場には振幅の抑制効果がほとんど現れていない。この理由は膜振動が複素モードで共振するため互いに逆位相の音が発生するタイミングがずれ、また周波数が比較的高いために音の波長が短く、互いに逆位相の音が重なり合う機会が減少したためと考えられる。

以上の結果から、C形パンチプレスの振動音を対象に音響モード解析を行うことによって、音差形振動では一次の口開き振動が特に問題となり、それがC形の口部から発生していることがわかった。膜振動による音では特徴的な音源を求めることができなかったものの、フレーム全体からの音が、伝搬方向で振幅の抑制効果が小さいことから問題になることがわかった。

従ってC形パンチプレスの騒音の抑制には一次の音差形振動とフレーム側面全体の膜振動を対象とした制振対策が必要であるといえる。

4. 結 言

本研究ではC形タレットパンチプレスのフレームの模型を実験対象として、その振動音に関して音圧レベ

ル分布の測定と音響モード解析を行い、音響モード形によって低騒音化に有効な振動を調べてきた。その結果、次の結論が得られた。

- (1) 打ち抜き加工を行わなくてもフレームの固有振動だけで加工部の音圧レベルが最も大きくなる。
- (2) 音響モード解析では、音響モード形による音の波面の中心を探すことによって音源を探索できる。
- (3) 口部の上あごと下あごとが逆位相で口開き振動をする一次の音差形振動は加工部の音を大きくする最も大きな原因となる。同位相で振動する二次の音差形振動による音は伝搬方向で振幅が抑制されるため、問題にならない。
- (4) 膜振動ではフレーム全体から音が生じ、伝搬方向で振幅の抑制効果が小さいことから問題となる。

以上から、C形タレットパンチプレスの振動音の抑制には、一次の音差形振動と側板全体の膜振動を対象として制振対策を行うことが重要であることがわかった。

なお、本研究は東京農工大学共同研究開発センターで実施したことを付記し、関係各位に感謝の意を表す。

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.
- (2) 初鹿野・青井・佐野・曾田, 油中打抜きによる騒音減少効果 (プレス騒音の研究 第2報), 機械技術研究所報, 43 - 2, (1989), 57.
- (3) L. L. Koss, R. J. Alfredson, Identification of Transient Sound Sources on a Punch Press, *Journal of Sound and Vibration*, 34-1, (1974), 11.
- (4) L. L. Koss, J. A. Moffatt, Vibration and Acoustic Data for a Punch Press, *Journal of Sound and Vibration*, 80-4, (1982), 543.
- (5) 江嶋開夫, アコースティックモーダルアナリシス, 小松技法, 30-2, (1984), XV1.
- (6) 大久保・増田, 実験データに基づく音響感度解析法の開発とその適用, 精密工学会誌, 56-1, (1990), 98.
- (7) 多氣・森, 騒音のアクティブ制御技術の研究動向, 応用機械工学, 2, (1991), 62.