

- 2 (1968), 71~77.
- 岡本, 藤原, 吉岡, 外部振動を受ける軸受の研究 (第2報) — 軌道面のフレッチングについて —, 潤滑, 13-2 (1968), 78~85.
- 29) 内海, 岡本, 加瀬谷, 針状コロ軸受の動的性能 (1), 潤滑, 8-2 (1963), 77~84.  
内海, 岡本, 加瀬谷, 針状コロ軸受の動的性能 (2), 潤滑, 8-6 (1963), 403~410.  
岡本, 加瀬谷, 針状コロ軸受の動的性能 (3), 潤滑, 9-5 (1964), 361~368.  
岡本, 針状コロ軸受の動的性能 (4), 潤滑, 13-6 (1968), 267~275.
- 30) 岡本, 小泉, すきまばめをしたころがり軸受のはめあい面の潤滑 (第1報) — 油膜形成による内輪の浮上り —, 潤滑, 29-8 (1984), 606~612.  
岡本, 小泉, すきまばめをしたころがり軸受のはめあい面の潤滑 (第2報) — 浮上り条件下における内輪の挙動 —, 潤滑, 29-9 (1984), 671~678.
- 31) 岡本, 藤田, 吉岡, ころがり軸受の寿命におよぼす油中の固形異物の影響, 潤滑, 17-5 (1972), 279-287.
- 32) 岡本, 吉岡, 藤原, 藤田, 北原, 小泉, ころがり軸受の最短寿命に関する実験的研究, 潤滑, 22-5 (1977), 307~314.
- 33) 岡本, ころがり軸受の寿命に関する研究 — とくに寿命式の拡張について —, 機械技術研究所報告, 92 (1977), 1~87.
- 34) 吉岡, 岡本, 深みぞ玉軸受の寿命に対する取付誤差の影響, 潤滑, 25-7 (1980), 466~472.
- 35) 吉岡, 藤原, 転がり軸受の転がり疲れ現象へのAEの応用 — 開発した軸受用 AE 発生位置標定装置 —, 非破壊検査, 32-10 (1983), 823~832.
- 36) 菊地, 吉岡, 北原, 尾崎, 中山, 藤原, セラミックス軸受材料のころがり疲れ寿命, 潤滑, 28-6 (1982), 465~471.
- 37) ころがり軸受寿命の研究, (1986-3) 1~85, 付1~70, 日本学術振興会転がり軸受寿命 第126委員会.
- 38) 岡本, 北原, ころがり軸受に対する打撃と圧こみ (第1報) — 片手ハンマの運動エネルギー —, 潤滑, 17-7 (1972), 417-423.  
岡本, 北原, ころがり軸受に対する打撃と圧こみ (第2報) — 玉軸受の許容吸収エネルギーと打撃限界 —, 潤滑, 17-7 (1972), 424~431.
- 39) 岡本, 藤田, ころがり軸受軌道輪の変形 (第1報) — 円すいころ軸受の外輪について —, 潤滑, 17-5 (1972), 288~296.  
岡本, 藤田, ころがり軸受軌道輪の変形 (第2報) — 玉軸受の外輪について —, 潤滑, 19-1 (1974), 37~44.
- 40) 岡本, 棚田, 玉軸受の極限負荷能力 (第1報) — ハウジングの硬さが低い場合 —, 潤滑, 27-7 (1982), 519~526.
- 41) 第2部第3課, 計器用小型玉軸受に関する試験研究報告, 機械試験所報告, 50 (1964), 1~139.
- 42) 岡本, ころがり軸受に関する計算図表, 機械技術研究所資料, 60 (1972), 1~57.
- 43) 竹原, 摩擦車の伝達性能に関する研究, 機械技術研究所報告, 118 (1982).
- 44) 菊地, 摩擦伝動装置用摩擦車の寿命 (第1報) — スピン及び滑り率の影響についての一実験結果 —, 潤滑, 26-4 (1981), 261~268.
- 45) 尾崎, 磁性流体シールの実験, 磁性流体工学に関する調査研究分科会成果報告書, 日本機械学会, 1983.3, 111~115.

## 第10章 騒音・振動

昭和30年の後半から昭和40年代は我が国の経済が飛躍的に発展を遂げ、それに伴って公害問題が各地で顕在化するようになった時代である。昭和42年に公害対策基本法, 昭和43年に騒音規制法, 昭和46年に環境庁が設置され, 昭和51年に振動規制法が公布された。機械技術研究所の騒音振動研究は昭和37年以前にも歯車の騒音測定, ころがり軸受用音響測定器の調査, 工作機械の動剛性, 振動研削, ジェットエンジンの防音, 自動車のショックアブソーバ, タイヤの振動, 自動車の振動環境の測定, 航空機の後退翼の振動, 超音波による内部摩擦の研究などが行われていたが, 科学技術の急速な進歩, 工業の著しい発展に伴い機械分野における新しい動向として公害対策技術研究

の重要性が認識され、遅滞なく公害防止技術研究を研究対象に採り上げる必要があり、昭和38年度から当時社会問題となってきた自動車の騒音防止の問題を採り上げ自動車用排気消音機、自動車用警音器、39年度から人体の振動応答、機関冷却用ファンの騒音、42年度から地面振動の研究が行われた。43年度には無響室、残響室などの騒音振動実験設備が建設され、44年度から木工カンナ盤の騒音、タイヤノイズの実測、道路地形の遮音効果の模型実験、公害振動測定値の信頼性改善の研究、45年度から地面振動の伝搬状態の測定、土壌の機械インピーダンスの測定、46年度から、のこぎり盤の騒音対策、47年度からプレス騒音の研究が行われた。この頃から我が国の貿易の黒字幅の増加が問題になり始め昭和48年のオイルショックを契機に資源エネルギー問題への対応、国民の価値観の多様化、国際協調、安定経済を基調とする機械工業構造の転換へと変遷がみられ、騒音振動防止技術に対しても省エネの条件を加味することが強く要請された。昭和54年の筑波移転を期に無響室、残響室などの騒音振動実験設備を新設し、騒音振動の研究は現在まで継続されている。これらの研究は騒音振動防止技術に関する有用な資料提供と国内研究の推進の役割を果たして現在に至っている。

## 1. 機械騒音

### 1・1 自動車用排気消音器<sup>1)~3)</sup>

公害問題に関連して自動車騒音に対する関心が高まっているなかで、本研究は自動車騒音の軽減に関する研究（昭和38年度～40年度）、及び機械騒音・振動防止技術に関する研究（昭和41年～49年度）の一環として自動車用排気消音器の消音効果について、機関実験から気流実験まで、一連の排気管路系を対象として実験を行い検討を加えたものである。

- 1) その結果機関実験においては、全負荷、無負荷時において消音効果が異なり、一般に全負荷時における消音効果が低下することが確かめられた。さらにこの低下量と消音器構造、消音器の入口・出口管の取付位置の関連性を求めることができた。
- 2) これらの機関実験の消音効果を、音響実験の挿入損失と比較検討した結果、無負荷時の消音効果は大体音響実験と対応するが、全負荷時の消音効果はかなり低下することがわかった。また機関実験と音響実験を比較する場合、排気集合管部の特性を考慮しなければならないことを確認した。
- 3) 音響実験にかわるものとして、等価電気回

路シミュレータにより消音効果を測定した。この結果中間周波数以下の周波数において音響実験とよく一致することがわかった。また排気集合管、排気管長さや消音器位置の消音効果、管路共振特性に対する影響を、シミュレータにより比較的簡単に測定できることを示した。

4) 排気ガスの平均流速による排気管路系の音響特性への影響を検討し、通常の機関運転条件では、媒質（排気ガス）が流動することによる消音効果の変化は無視できることを示した。

5) 全負荷時の消音効果に影響するものとして、高速排気ガスによる管路系に発生する気流騒音の問題がある。常温空気流について気流騒音実験を行った結果、全負荷時における機関実験と音響実験の消音効果の差が、気流実験の気流発生騒音のレスポンスと定性的によく一致することが明らかとなった。

6) さらに間欠空気流による実験により、排気音の性質、流速の増加による消音器減衰量の低下量と消音器構造の関連性の問題が明らかになった。また機関実験に対する間欠空気流実験の実験条件が求められ、少なくとも消音器の良否の順位程度は十分気流実験で予測可能なことを示した。

以上の結果から消音器の消音効果を検討するための機関実験に替わる新しい方法を提案する

ことができた。機関実験に替わるものとしては、まず音響実験が必要である。音響実験は温度、流速その他消音効果を低下させる諸要因を含まない理想的な特性を示すので、消音器設計の最高目標値を与えるものである。これに対して温度は消音効果のレスポンス特性の周波数を一定割合でずらすだけの影響を有し、また平均流速の存在の影響は消音効果に対してほとんど無視できることがわかった。したがって音響実験と機関実験の差を補償するものとしては、気流騒音を考慮しなければならないことを実験的に明らかにした。すなわち、消音器についての音響実験または電気回路シミュレータ実験に、気流騒音実験を併用することにより、機関全負荷運転時の消音効果の大小を予測できる。また適用周波数範囲を考慮すれば音響実験の代用として、等価電気回路シミュレータの利用が便利かつ重宝であることがわかった。

## 1・2 自動車騒音<sup>4),5)</sup>

自動車の車外騒音の測定については、従来道路運送車両法及び自動車検査業務等実施要領（昭和36年）で規制されていたが、もっと苛酷な条件での測定が要求されてきた。そこで自動車騒音の軽減に関する研究（昭和38年度）の一環として、四輪乗用車を対象に騒音試験を行い騒音評価レベル、各部音源の音響特性等を求め、あわせて自動車騒音の測定方法について検討を行った。さらに機械騒音・振動防止技術に関する研究（昭和41年～49年）の一環として、小型トラックを対象に、各種の走行条件と車外騒音の関係を求めた。なおこれらの場合の排気音、機関室騒音、走行騒音などを分離して抽出し、走行条件と車外騒音を支配する騒音源の関係を検討した。

この結果機関騒音、タイヤ騒音、排気音の各音源別に車外騒音への寄与率を求め、低速時の機関音、高速時のタイヤ騒音が問題であることを明らかにするとともに、車外騒音試験法自体について検討資料を得た。

ついで昭和44年度には乗用車を対象にタイヤ

車外騒音を、6種のタイヤ種類によって実験を行った。この結果タイヤによって4～5 dB(A)程度の差があることがわかった。

これらの研究は、国内において割に早い時期に行われたもので、その後の車外騒音の研究の先駆的役割を果たした。

また、昭和46年度において陸用内燃機関協会に協力して、小型陸用内燃機関を対象に、機関単体の騒音、陸用内燃機関を農耕作業用小型特殊自動車に搭載したときの騒音及び排気騒音について実験を行い、機関運転条件による影響、機関音と排気音の比較、走行試験と機関単体試験の関連等を明らかにした。

この実験データにもとづいて、機関諸元の各種要因の騒音発生パワーへの寄与度を定量的に求め、さらに発生騒音のパワーレベルの推定予測式の精度について検討した。この結果機関騒音の現状把握のためのデータと低騒音化のための指針を求めることができた。

## 1・3 木工機械の騒音防止

本研究は、機械騒音・振動防止技術に関する研究の一環として、昭和43年度から48年度にわたり、木工用カンナ盤及び丸鋸盤を対象に、空転時及び切削時騒音の性質を検討し、実用的な減音対策についてその効果を明らかにしたものである。

### 1・3・1 木工用カンナ盤の騒音<sup>6)</sup>

カンナ盤の騒音は空転時と切削時では騒音レベルはほとんど同じであるが、音の発生機構がかなり異なる。すなわち、空転時の騒音はカンナ刃が高速回転し、刃とテーブルのすきまに高速気流が間欠的に流動し、その結果回転数×刃数の低周波数域の成分と空気流によるうずきにもとづく高周波数域の騒音が存在する。この低周波数成分の音圧は回転数のほぼ2乗に比例し、高周波数成分はほぼ3乗に比例する。

一方、切削時の騒音は空転時に比較して、高周波数域において騒音レベルが増大し、空転時騒音とは音の発生機構が異なり主として板の振動により発生し、被切削材によっても変化する。

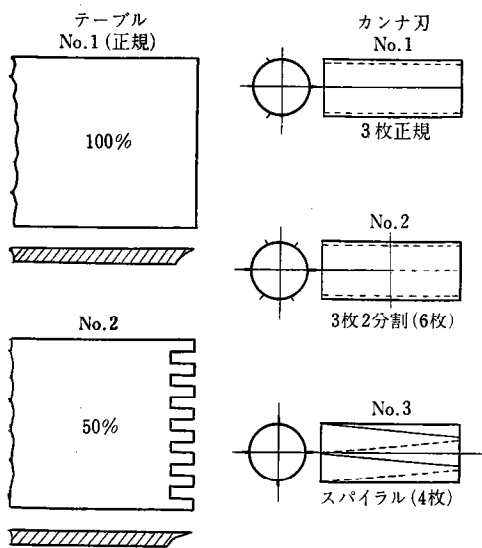


図 2-10-1 テーブル及びカンナ刃の形状

騒音の減音対策：空転時騒音は刃，テーブルのすきまで衝撃をうける空気量を減少させればよい。その方法としては回転数を低く，テーブルの開き（すきま）を大きくすれば著しく減少する。しかしこの方法は作業効率や安全性の面から，実用上採用しにくい。そこで刃及びテーブルの形状を図2-10-1のように改良してその減音効果を検討した。

この結果テーブルの形状を変えることにより，空転時 15dB(A)，切削時 4 dB(A) 程度，またスパイラル形の刃を用いることにより空転時 15dB(A) 程度，切削時 6～8 dB(A) の減音が可能である。なおテーブル形状の改良による低減方法は，木工機械メーカー数社において実用化され効果をあげている。

切削時の騒音は主成分が高周波数成分であるため，比較的簡単な防音カバー装着により10dB(A)程度の減音は容易である。

### 1-3-2 丸鋸盤の騒音<sup>7)</sup>

丸鋸盤の空転時騒音は，高周波数域の純音性金属音が支配的であり，これはカルマン渦による起振力に，のこ身の高次固有振動が共振したものとして説明できる。この金属音ピーク周波数は，のこ身の周速度に比例し，厚さに反比例

する。騒音（金属音）のエネルギーは周速の約4乗，厚さの約2乗に比例して増加する。

空転時騒音の低減対策として，のこ身周辺にスリットを入れる方法，防振塗料を塗布する方法，のこ身をはさんで抑える方法，さらに回転中ののこ刃に風を送ってカルマン渦の規則的発生を乱し，共振の成長を防ぐ方法などがある。いずれも，のこ身の振動を抑制して金属音のピークを低減させるもので，約8～15dB(A)程度の減音効果があることがわかった。

切削時の騒音は空転時と異なり，変動が大きく明確でないが，空転時の普通鋸のレベルより5～15dB(A)程度低く，ほぼ空転時のスリット入りの場合と同程度である。また周速による変化は少ない。

これら一連の実験から丸鋸盤の騒音の性質を明らかにし，空転時を主として減音対策の効果とその実用的指標を得た。

### 1-4 障壁の遮音効果<sup>8)</sup>

騒音公害防止の手段の一つとして，音源対策の改善とともに，障壁や地物による遮音効果を利用する方法がある。障壁による遮音効果は，音源の種類や指向性，さらに周囲の地面状況によって大きく変化する。したがって遮音効果の予測推定は，音源特性や地物の音響特性を明確にして行った実験結果を基準にしなければならない。このため実験条件を系統的に規定しやすい模型実験による方法が有効である。

本研究は，機械騒音，振動防止技術に関する研究の一環として，昭和46年度から49年度にわたり，各種の障壁による遮音効果を系統的に実験し，その設計資料をうることを目的として行ったもので，主として工場機械騒音を対象とした点音源による実験を行い，あわせて道路の車両走行時などを対象とした線状音源について，おおむね1/8～1/16の縮尺模型により検討した。

対象とした障壁は，単純な1枚塀さらに2枚塀や厚塀・孔あき塀など各種の変形塀についての検討を実施した。ついでこの応用として地形（切土・盛土）や建物の存在による音の伝搬性

状の測定検討を行った。これらの実験値は点音源、線状音源の音源別に、遮音量を波数の関数として整理した。

これら一連の実験によって障壁、地物等の遮音効果と模型実験方法の問題点を明らかにした。

### 1・5 騒音の伝搬防止<sup>9)~12)</sup>

工場機械騒音や道路交通騒音の伝搬特性及び効果的な防止方法についての研究を、昭和50年度から52年度にわたり実施した。実験は主として、下記の3テーマを中心に行った。

#### 1・5・1 吸音性障壁による放射音の低減

機械騒音の伝搬防止を目的とした固体障壁による防音囲の遮音効果について、障壁の配置法、吸音性障壁の効果などを中心に、実物実験及び縮尺模型実験を行った。さらに昭和53年、54年度において、障壁の形状効果を主体とした模型実験を実施し、防音囲による遮音法に関する基礎資料を得た。

#### 1・5・2 地表面性状の影響

吸音材など数種類の試料を用いて草原、舗装面を模擬した縮尺模型実験ならびに、草原（草の高さ10~100mm程度）及びコンクリート面を対象とした野外実験（音源一受音点距離200m程度）を行った。この結果両者の減衰傾向は類似しており、無風時を対象とした場合模型実験によって評価しうるということがわかった。

これらの実験（1・5・1及び1・5・2）から、従来不明の分野であった模型実験と実地の対応性が明らかになり、騒音伝搬予測の精度向上の観点から貴重な資料が得られた。

#### 1・5・3 水膜の遮音効果

流体（水）膜の遮音特性とその実用性について、大きさが0.3×0.3m程度の面積の水膜を対象に、水膜単体及び流体中に固体（金網・繊維）を併用して水膜を形成した場合を中心に垂直入射の条件で実験を行った。さらに幅0.9m、高さ2m程度の規模の水膜についても検討した。

この結果周波数500Hzの平均透過損失は水膜（厚さ0.3~1mm）単体で8~10dB、金網・

繊維を併用した水膜では約10~20dB程度であり、水膜の透過損失は質量則の計算値と大体一致する。ただ固体壁の透過損失に比較するといくぶん劣るが、これも水膜を多重層として使用することで十分実用可能なことがわかった。

### 1・6 鋳型造型機の騒音防止<sup>13)</sup>

鋳型造型機は鋳造プロセスに応じて種々な造型機が採用されている。このうち生型プロセスでの造型機は、ジョルト機構をもったものが多くこれが騒音、振動の発生源となって作業場や工場近隣に影響を及ぼしている。

このため昭和57年度から60年度にわたり、ジョルト容量170kgの実機を対象に、ジョルト時騒音の性質と実用的な減音対策について研究を行った。

実験は騒音の発生源となる衝突部に、ゴム緩衝材を挿入する方法により騒音低減の可能性と、砂ごめへの影響を種々の硬度、厚さ及び接触面積の試料を用いて検討した。この結果鋳型（砂型）の硬さに支障をきたすことなく、騒音レベルは緩衝材のパラメータの適切な選択により8dB(A)程度の減音が可能なことがわかった。

## 2. 空気機械の騒音・振動防止

科学技術の急速な進歩、工業の著しい発展に伴い、公害対策技術に関する研究を行う必要性が生じ<sup>25)</sup>、昭和39年度から空気機械の騒音振動の防止の研究を行ってきた。当時、深刻な社会問題となってきた自動車の騒音問題を打開するため自動車機関冷却用ファンの騒音の研究<sup>14)</sup>に着手し、その後研究対象を工業用空気機械の騒音防止<sup>20)</sup>へ変え今日に至った。昭和60年度から、往復圧縮機の超低周波空気振動の防止の研究<sup>24)</sup>を行うとともに、音響振動の利用技術<sup>26)</sup>として空気機械の異常診断の研究を行っている。

### 2・1 プロペラファン（ディスクファン）の騒音防止

プロペラファンは自動車機関冷却用をはじ

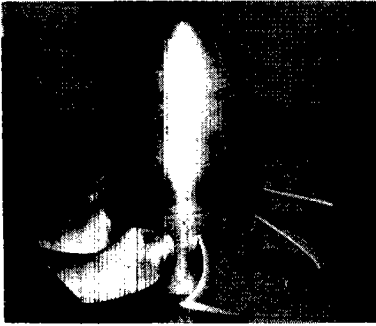


図 2・10・2

め、工場内や一般家庭などに多く使われているファンであるが、回転数を高くして風量を増すと騒音が大きく発生して問題となる<sup>15)~19)</sup>。そこで昭和39年度から44年度までプロペラファンの騒音防止の研究を行った<sup>14), 22)</sup>。自動車機関冷却用ファンを対象にする<sup>14)</sup>とともに可変翼用ロータを試作し(図2・10・2)、翼の断面形状、翼の平面形状、材質とファン性能及び騒音との関連性について実験し、騒音上望ましいプロペラファンの翼形状について検討した<sup>17), 22)</sup>。

この研究で「回転空気機械の騒音抑制方法」の特許を取得し、昭和53年度同特許が日本サーボ(株)によって実施された。この特許は翼に切込みを設けて細かい渦の発生を誘起して騒音の発生を抑制するものである。鷲や鷹などの猛禽類の羽根の先端が指を開いたように割れているが、それによって翼端渦が小さな渦に分散され抵抗が小さくなるため、鷲や鷹は高速で飛ぶことができる。ファン騒音は発生する渦と密接な関係があり、渦を細分化して渦の発生を抑えることが騒音の低下と効率の向上につながる。そこで鷲や鷹の翼と同じように翼にキザミを入れて低騒音化を図り効率を増すのがこの特許の考え方である。OA機器用のファンの騒音が問題となっているが、この方面への利用も可能である。

## 2・2 特殊送風機(多板送風機)

昭和45年度から多板送風機の研究<sup>19)</sup>に着手した。多板送風機は中心部に穴を有する薄い平滑円板が狭い間隔に配列され、これが軸受によって支えられており、それに連結された電動機に

よって円板が回転運動される送風機である。加圧送風のメカニズムは円板内の空気に摩擦力と遠心力が作用して加圧され高圧状態で放出されるものである。

多板送風機が注目された背景には次の理由があった。(1)ミサイルや宇宙空間機器へ搭載されるターボ機械は極端に小型軽量化が要求されるが、そのためには翼の超高速回転が不可欠である。しかし有限枚数の翼を有する従来のターボ機械では翼の超高速化によって効率が極端に低下するため、超高速化が不可能である。(2)騒音公害防止の観点からターボ機械の低騒音化が求められているが、有限枚数の翼を有する在来機種では限界があり、飛躍的な低騒音化を実現するためには新機種ターボ機械の開発が必要である。そこで多板送風機の研究に着手した。

実験の結果従来のものでは次のような致命的な欠陥があることが明らかとなった。(1)従来の多板送風機では電動機などの駆動装置が連結されているため、駆動装置の小型化が実現しなければ全体としての小型化が実現しない。(2)多板送風機の回転つりあわせ、連結軸の芯出しの条件が超高速回転によって極端にきびしくなる。したがって軸長をできるだけ短くし、カップリングの使用を除去する必要がある。これらの問題を打開するため従来の多板送風機の構造、作動方法を大幅に改良した新型多板送風機を考案し、その構想に基づいて試作し実証実験を行った。

またこの新型多板送風機を構造・作動原理などの特徴から誘導多板送風機と命名した。



図 2・10・3

この誘導多板送風機（図2・10・3）は、(1)低騒音（排圧がほぼ同一の既存の掃除機用ファンの騒音と比較すると約10dB騒音が低い）、(2)全体が小型で、しかもメンテナンスフリーで耐久性が大きい。(3)超高速回転が可能である。(4)ポンプとしても使用が可能であり、粘性の大きな液体ほど有利であるなどの結論を得た<sup>19),20)</sup>。

### 2・3 低騒音翼による軸流送風機の騒音防止

種々の形式の送風機のなかで軸流送風機は最も効率が優れているが、騒音が大きいのが最大の欠点である<sup>14),16),18)</sup>（各種の形式の送風機の中で騒音が最大）。そのため軸流送風機の性能、機能を損うことなく騒音の低減化が実現できればきわめて有利である。軸流送風機の騒音が他の形式の送風機より大きな理由の一つに軸流送風機の動翼と静翼の干渉音の発生が大きいことがあげられる。この動翼と静翼の干渉音を低くするためには動翼と静翼を離す方法が考えられる。しかし動翼と静翼との間隔を大きくすると騒音は低下するが同時に送風機の性能も低下する。動翼と静翼との干渉音を低くする他の方法は翼を傾斜させることである。翼を傾斜させる方法には、翼を送風機の駆動用回転軸の長さ方向へ傾斜させる方法と回転軸に対して直角な面内に傾斜させる方法が考えられる。しかし前者は、動翼と静翼との間隔を離すことと結局同じことになるから、送風機の騒音の低下と同時に送風機の効率の低下が起る。後者すなわち動翼と静翼を駆動軸に対して直角な面内で傾斜し動翼と静翼との交差角を変える方法は、前者とは異なり研究例がなく騒音と送風機性能との関連性については不明であった。

そこで静翼を駆動軸に対して直角な面内に湾曲または傾斜し動翼と静翼の交差角を変える方法により騒音と全圧効率がどのように変化するか、騒音軽減上望ましい結果が得られるか否かについて実験検討した<sup>20)</sup>。その結果、(1)比音響パワーレベルの値がかなり低くなる（流量係数が0.08近辺で比音響パワーレベルの値が約4dB下がる。また0.26近辺で約9dB下がる）。(2)全

圧効率が改善される（流量係数が0.26近辺で全圧効率が約10%向上する）、などが明らかとなり騒音軽減上傾斜静翼の使用が望ましいことが明らかになった<sup>20)</sup>。

さらに動翼を回転方向へ湾曲または傾斜させ動翼と静翼との交差角を大きくする軸流送風機を試作し実験した。その結果、騒音をより大きく低減させると同時に送風機性能を一層向上させることができることを明らかにした。すなわち(1)比音響パワーレベルの値がかなり低くなる（3~10dB）、(2)全圧効率が改善される（約10%）、(3)流量係数、圧力係数の値がかなり改善される、などが明らかとなり、騒音軽減上傾斜静翼と動翼傾斜を複合させることが騒音低減及び効率の改善にきわめて望ましい結果が得られることを明らかにした（流量係数が0.08~0.3の範囲にわたって、音響パワーレベルの値を4~11dB低減することができることを明らかにした<sup>20)</sup>。また同翼について特許取得した。

### 2・4 回転数制御による軸流送風機の騒音防止

送風機の回転数と放射騒音の間にはいわゆる指数乗則なるものが存在しているが、これはダクト長さ、ダクト径、ポス比などの幾何学的形状や発生音のダクトモードも含めたダクト開口端からの放射特性を無視したきわめて雑な法則である。したがって、この指数乗則で予見される放射騒音の値は常に10dB程度以上の誤差を含む。それは単に指数乗則の精度がよくないということよりも、送風機から放射される騒音の現象そのものが指数乗則に示されるような単純なものではなく、放射騒音そのものが10dB程度以上の変化を容易に起す複雑な現象であるということである。

在来の送風機に対する騒音対策技術において等閑視されていた二つの大きな誤りは、(1)送風機の回転数がわずかに変動しても放射騒音はそれほど変化しないと考えられていたこと、(2)消音器を取り付けることによって送風機の騒音は解決すると考えられていたことである。

それに対して送風機の回転数が10rpm程度

以下のわずかな変化によっても（在来の送風機では負荷の変動によって容易に 10rpm 程度の変動は起っている）放射騒音は 10dB 程度以上の変動をするものであることを明かした。また理論計算によってその妥当性を明らかにした。さらにその現象を利用して送風機の回転数を制御することにより送風機騒音を低減する手法として国内特許及び米国特許を取得した。この手法はダクトを備えた送風機において、翼車の回転数をあらかじめ任意に設定した回転数範囲内においてわずかずつ変化させ、各回転数における騒音を順次変化させ、各回転数における騒音を順次検出して、それらの測定値の比較により回転数範囲内において最も騒音が低くなる回転数を検知し、その回転数を保つように制御しながら翼車を駆動することにより、その送風機における騒音の発生を自動的に制御するものである（図2・10・4、2・10・5）。

送風機に消音器をつける場合吸収型消音器では、送風機騒音における卓越周波数音に対して

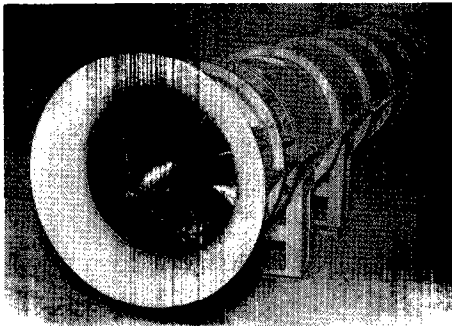


図 2・10・4

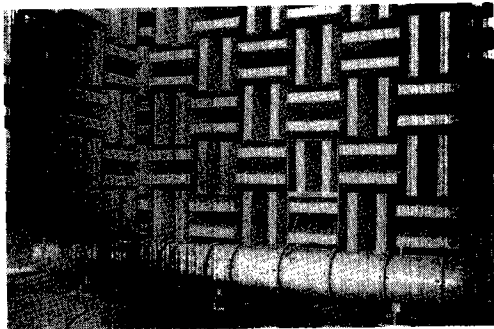


図 2・10・5

効果がなく、その他の形式の消音器では流れに対して抵抗となるから、送風機の効率を低下させる欠点がある。したがって、回転数制御による騒音の低減方法は、そのような欠点をもっていないのできわめて優れた方法である。

## 2・5 位相制御ドライブシステム（電動）による往復圧縮機の騒音振動の防止

公害となる機械の振動を防止する方法として機械の弾性支持、つり基礎、防振溝、防振壁の設置などがある。しかし、弾性支持は機械自体の動揺をきたし、また他の方法は工事が大掛かりになるなどの問題がある。そこでそれらの欠点を回避した新しい防振技術を考案し、実証試験を行った。その方法は電動機で駆動される複数の振動機械、例えば往復圧縮機などにおける振動の位相のずれを着目地点において振動が逆位相となって互いに打ち消されるように設定し、振動機械の負荷変動にともなう位相のずれの変動を検出して、常に着目地点の振動の大きさが最小になるように、その位相を制御することを特徴とする位相制御ドライブシステムによる振動防止方法である。

実証試験の結果、アンバランス・ウエイト付きの振動機械ではこの方法によって70dB（軽震程度）の床振動を52dB（無感程度）へ引き下げることに成功した<sup>21), 23)</sup>。往復圧縮機についてはこの方法により回転数×2の周波数音を14dB、基礎定盤上の振動レベルを8~12dB低減できることを実証試験によって確認した<sup>23)</sup>。また、同手法について特許を取得した。

## 2・6 往復圧縮機から発生する超低周波空気振動の防止

位相制御ドライブシステム（電動）手法を応用して、往復圧縮機から発生する超低周波空気振動の発生防止方法を考案し実証試験（図2・10・6）を行った。往復圧縮機は基本的に超低周波空気振動を発生しやすい機械であり、いったん超低周波空気振動を発生してしまうと、超低周波空気振動の波長がきわめて長いことから、

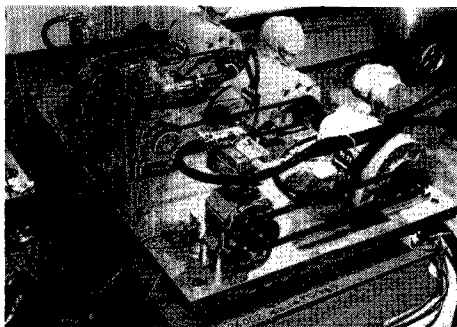


図 2・10・6

防止はきわめて難しい。一般には1/4波長の長さをもったサイドブランチ型サイレンサを何本も取り付けることになるが、周波数の微妙な変動によってそれらのサイレンサが正常に機能しなくなる場合もあり、従来の方法とは異なったより優れた防止方法を考案開発することが必要であった。本発明は、往復圧縮機から超低周波空気振動が発生するメカニズムが吸排気弁の開閉によって発生し、配管内を音速で伝搬する圧力パルスが各々の配管系の長さの違いから不等間隔パルス列となって大気中に放出されることが、超低周波空気振動が発生する原因であることに着目し、位相制御ドライブシステムの手法を応用して、等間隔パルス列へ強制的に変換してやることにより超低周波空気振動の発生を防止しようとするものである。実証試験の結果、きわめて優れた超低周波空気振動の防止効果が確認された。すなわち、この超低周波空気振動の発生防止方法を往復圧縮機へ適用することにより、防止対策がきわめて困難であった超低周波空気振動を5~10dB低減することができることが明かとなった<sup>24)</sup>。

### 3. プレス騒音・振動

工場騒音及び振動が公害問題として社会的に大きく取り上げられ始めたのは昭和40年代であった。この時期に至って、それまでの経済高度成長のひずみとして全ての分野における公害問題が深刻化した。昭和42年に公害対策基本法、

昭和46年に環境庁発足など矢つぎばやに公害への対応が行われた。昭和47年のローマクラブにおいて成長の限界が議論され、翌48年には我々は第一次石油ショックを経験した。エネルギー問題の重要性についてあらためて認識させられたのである。昭和50年代からは世界的不況に伴い、低成長時代が始った。人間性回復の時代であり、生活環境に対する人々の認識の変化のきざしがようやく見え始めた時代であった。さらに全地球的規模においてこれが真剣に議論されるまでに時間はかからなかった。それは、国連環境特別委員会最終会議報告書「共有の未来」(昭和62年2月)として実を結び、今後さらに努力が重ねられるであろう。本研究は上のような時代背景のもとに「低騒音プレスの開発に關係する研究」として昭和45~54年にわたって行い、その後を受けて経常研究としてプレス騒音・振動の基礎的研究を昭和61年度まで行った。その結果を3・1~3・3に記述する。

#### 3・1 加工条件と音

騒音現場の既存のプレスに対する騒音低減を念頭に置き、種々の加工条件と打抜き音との関係を調べた。

プレス打抜きにおける主要な音は、(1)パンチと板の衝突時、(2)プレスに蓄えられたひずみエネルギーの板破断に伴う瞬間的な解放時、(3)板をパンチから分離する時、の3時点において生ずる。板材やブランクの搬出入に伴う空気音や衝突音のような付随的な音にはここでは触れない。

実験の結果でも、また、実際に工場現場へ行き実測した結果でも、(2)の音が通常最大であることが示された。以下、この音について記述する。

プレス周囲の音圧分布及び距離減衰の調査から加工部近傍はあたかも近似的に点音源と見なせるほど際立った見かけ上の音源であることがわかった。そこで、加工部近傍の音とプレス周囲の音を代表してボルスタから1mの地点の音を一貫して測定することとした。これらに対す

る、(a)ストローク数、(b)パンチ食込み量、(c)プレス負荷、(d)被加工材の材質、厚さ、長さ、(e)パンチ・ダイ間クリアランス、などの影響を調べた。

まず、音のレベルはストローク数及び通常使用される食込み量にほとんど関係しないことから、音のレベルはパンチ変位一荷重特性、特に板破断後の荷重の瞬間的な落下量に大きく影響されることがわかった。半抜きにならない極限の食込み量の場合は、プレスが受けたひずみエネルギーのかなりの部分がブランクの板からの分離のために消費されるので、音のレベルは確かに小さくなる。しかし、半抜きの危険が高く、実用されないのはいうまでもない。

プレス負荷を変化させるために、(1)二次せん断が生じない条件下で板厚を変化させる、(2)せん断長さを変化させる、の二つの方法を実施した。これら両者の場合ともに、音のレベル[dB(AI)]はプレス負荷の増加とともに直線的に増加することがわかった。材質についての実験結果からは破断開始荷重が大きい、あるいは脆性の度合の大きいほど音が大きくなるとがわかった。他方、板厚を増加させると相対クリアランスが減少するため、二次せん断を生じ、音はかえって小さくなる現象が生じた。板の長さの変化に対して音のレベルはほとんど変わらなかった。これは、板の音がダイ切刃近傍の局部的な衝撃振動によるためである。音のレベルはクリアランス10%付近のある値で極大値を示した<sup>27)</sup>。実用クリアランスは数%~10%である。したがって、上の事実は、実際によく用いられるクリアランスは実は音の比較的大きくなる場合であるという皮肉な結果を示す。製品に対する精度などの条件と音とを同時に考えるならクリアランスはできるだけ小さいほうが望ましい。

プレス打抜き加工現場においては、上に記述した(a)~(e)を加工条件の許す限り騒音が低くなるように最適設定すればよい。

### 3・2 プレスの振動と音

振動を加速度で評価することとし、プレス表

面各部の加速度の時間的変化を測定・記録し、音圧と合せFFTにより周波数解析を行った<sup>28)</sup>。また、有限要素法によりプレスの振動解析を行い、音響パワーなどを求めた<sup>29)</sup>。

周波数解析結果によると、プレス騒音の成分の周波数帯域は数十~数千 Hz である。また、プレス本体の主要な振動成分は 1000Hz 以下に含まれ、大抵の小型プレスでは数百 Hz の基本的なプレス本体の振動周波数を持つことがわかった。加工時のプレス各部の加速度振動と音との相関を調べ、また、実際の加工と類似させるため、ボルスタとスライド間に加振機を設置し、プレス加振を行い、プレス各部の振動を測定し、周波数伝達関数などを計算した。その結果、音のいくつかの成分については、その音源と考えられる場所を見つけることができた。たとえば、プレス本体の主要な構成部材であるボルスタは基本振動数の音の主音源であるし、スライドなどは比較的低周波音の音源であることがわかった。フライホイールや操作盤などの薄い板で作られた部材も有力な音源であることが示された。1000Hz 以上の成分は板と金型近傍の衝撃的振動によるものが多いことが判明した。これらの振動による音はプレス本体に起因する音と同じく、ブレードスルーを小さくすれば小さくなる。しかし、ブレードスルーが少しでも残っていれば、板と金型近傍の衝撃的振動による音は十分大きなものになる。したがって、金型に対する騒音対策は重要である。

55トンプレスモデル化し、必要なパラメータ(各部材の弾性定数、減衰率など)を与えて有限要素法によりプレス各部材の振動解析を行い、放射係数を1として表面からの音響パワーを計算した。その結果、音の各成分の音源と各部材からの音の大きさの傾向は実験的に得られたものにほぼ一致した。ただし、実験ではもっぱら騒音レベルを測定したが、計算では音響パワーを求めた。計算によれば、プレス側面フレームからの音響パワーはかなり大きいことを示したが、実際にはプレス側面フレームの表面近くの音のレベルはそれほど大きくないなど、多

少のくいちがいが見られるとはいえ、計算にあたって、プレスモデル化とパラメータの正確な決定を行えば、有限要素法も有力であることがわかった。

### 3・3 プレス騒音低減への指針

#### 3・3・1 プレス構成要素と音

低騒音プレス設計上の指針を得ることを目的として次の実験を行った。まず、プレス構成要素であるスライドの重量、ボルスタの厚さ、コンロッドの剛性、フレーム剛性などを定量的に変えることが可能な実験用プレスを試作した。

このプレスを用いてプレス構成要素のパラメータを定量的に変えつつ厚さ1mmのSPCC-4B板から40mmの丸穴4個をストローク数100~300spmで打ち抜き、騒音の変化を変えた<sup>30)</sup>。

- 1) スライドの重量を92kg増加した結果、騒音レベルの低下約3dBを得た。
- 2) ボルスタの厚さを36, 60, 84mmと変えたところ、厚さ値の順に騒音レベルは低く、84mmの場合、36mmの場合より約3dB低い騒音レベルを得た。
- 3) フレーム剛性を4倍に増加させても至近音はほとんど変わらず、1m音は約2dB増加した。今の場合一般的な考え方とは逆となった。すなわち、プレスの構造によっては柔構造の方が剛構造よりも発生音が低い場合もあることを示す。
- 4) コンロッドの断面積を4021, 3000, 2000mm<sup>2</sup>に変えて打抜き騒音を測定した。断面積が2000から4021mm<sup>2</sup>になると約3dBの騒音レベルの低下が得られた。

これらの結果は各部材の重量、形状などの数倍程度の変更では十分な騒音低減は得られないことを示している。しかし、これらの部材の色々な組み合わせについて調べたところ、最大6dBの騒音レベルの減少を得た。このことはプレス設計にあたって、十分留意すればかなり低騒音のプレスを実現できることを示す。

#### 3・3・2 騒音対策

3・3・1では設計指針を示すために、プレス構

成部材の重量・形状などの変更の騒音レベルに及ぼす影響について述べた。ここでは既存プレスの騒音対策を念頭におき、実験室的に試みた二、三の対策ないし工夫<sup>31)</sup>について述べる。

1) ウレタンゴムのノックアウトの利用：パンチ先端中央に穴をあけ、ウレタンゴム円筒を埋めこみ、ゴム先端を2mm突出させ、20トンプレスにより厚さ1mmのSPCC板より直径40mmの丸穴を打ち抜いた。打抜きにあたっては食込み量をできるだけ小さくして行った。この結果、通常の打抜きに比べて荷重時間が5割増し、破断開始荷重は1/3程度に減少し、ブレークスルー時の荷重落下速度も小さくなった。このため、至近音で20dB、1m音で14dBという大きな騒音減少が実現された。

2) 可動ストリップの利用：パンチの周囲をウレタンリングで囲み、加工時に板押えを兼ねさせるため、その先端を2mmほど突出させる。これによって板の振動を抑えることができるので、打抜き音よりもストリップ音が大いような場合に効果があると考えられる。55トンプレスを用いて1mmの厚さのSPCC-4B板から直径40mmの丸穴を打ち抜いた場合、ストリップ音について至近音は25dB、1m音は11dB減少した。しかし、打抜き音については至近音も1m音も1~3dBの減少にとどまった。

3) 油圧緩衝金型：板の破断による極めて急激なプレス負荷の落下を防ぐために油の粘性抵抗と重ね板ばねを利用した装置を試作した。主体は円筒とこれを高粘性油を満たした僅かのすきまを介して囲む円筒スリーブよりなる。円筒とパンチプレートとの間には重ね板ばねが存在する。板の破断の前に外側の円筒スリーブを停止させ、降下する内側の円筒との間に急激なずれを生じさせ、粘性抵抗力を発生させると同時に重ね板ばねも作用するようにする。55トンプレスを用いて厚さ1mmのSPCC-4B板材から直径130mmの丸穴を打ち抜いた。その結果、1m音に対し、粘性抵抗による騒音減少効果として3dB、重ね板ばねの効果として6dBの減少

が得られた。至近音に対しては両方の効果を合わせて1～2 dB程度の減少しか得られなかった。これは設計上の理由から緩衝力（粘性抵抗力+ばね力）の作用点がパンチプレートの両端に近い点であったので、緩衝力の発生によって作用点の振動は抑えられたがパンチ先端の振動はパンチプレートの曲げ振動などのため増加し、ブレークスルーの減少効果は相殺されてしまったためである。

これまでに述べてきた実験室的ないくつかの騒音減少手段はそれぞれ使用条件を整えれば、実用化することができる。プレス騒音はプレス本体からの発生音と加工部の特に板の衝撃的な振動による音との和である。従来、関係者はどうしてもどちらか一方に片寄りがちであったが、両方を同時に防ぎ、さらにこれに加えて、板の搬出入にともなう付随的な音も同時に解決することによってかなりの騒音低減を実現することができる。

#### 4. 地面振動・衝撃振動

昭和42年に公害対策基本法が制定された時点から、典型的7公害の一つとしてあげられ、騒音とならんで引き合いに出されるものに振動公害がある。当時、工場・作業所の機械の運転や陸上交通機関の運行などに伴う振動の苦情件数は年を追って増加しており、早急に規制法の制定、防止技術の確立が求められていた。しかし公害振動には多くの特異な側面があり、規制や対策を図る上で解決を要する問題点があった。すなわち、公害振動の評価法の確立、測定器・測定法の規格化、地面振動の伝搬現象の解明、発生源対策、などである。

当所では早くから、社会的要請に応えるため上記のような問題に係わる研究を行ってきた。

##### 4・1 人体の振動応答

公害振動の規制や対策を行う第一歩として、振動を何で評価するかが重要となる。すなわち、公害振動を対象とした場合、物理量より

も、感覚量を考慮したものを計測量とすることが考えられ、その際には、人体の振動応答が重要な役割を果す。当所では、「人体の振動応答の研究」をテーマとし、人間の振動感覚、乗心地、振動環境下における作業能率の低下・人体の等価力学系などの解明を目的として研究が行われた（昭和39年度～41年度）。

この研究では鉛直振動を対象とし、人体各部の加速度応答及び振動入力点の動荷重応答の周波数特性を求め、人体の鉛直方向の主要固有振動数、共振倍率の緊張弛緩による差、入力振幅依存性などを明らかにするとともに、人体の振動特性を簡単な力学モデルで近似表示した<sup>32)</sup>。

##### 4・2 地面振動の野外実験

昭和41年度～49年度にわたり、「機械騒音振動防止技術に関する研究」が実施されたが、その一環として、昭和42年度から公害振動の研究が開始された。東村山分室に野外実験用起振機、移動式落下衝撃試験機（図2・10・7）及び野外用実験設備をととのえ、種々の公害用振動計を用いて地面振動の測定を行ったところ、測定値間にかかなりのバラツキが生じ、測定上大きな問題があることが明らかとなった。



図 2・10・7 移動型落下衝撃試験機

#### 4・2・1 地面振動の計測技術

当時、公害用振動計は圧電型、歪型、動電型などの種々の方式のものが、規格もなく使用されていた。そこでまず、メーカー及び方式の異なる公害用振動計を用い、地面振動の測定値のバラツキをより詳細に調べることによりその原因を追求するとともに、バラツキをなくすための改善策としてコンクリート台を用いることの効果が調べられた<sup>33)</sup>。

この実験の結果、機種、振動源の加振方向、速度、加速度の如何を問わず、垂直方向よりも水平方向の測定値のバラツキが大きく、コンクリート台の使用により、若干改善されることがわかった。また、バラツキが生じる理由として、測定方式の違いによる他、振動ピックアップの質量と土のばね効果による共振系の影響が考えられ、正確な測定値を得ることのできる測定台の開発と上述の共振系の解明の必要性が指摘された。

測定台についてはその後、図 2・10・8 に示す

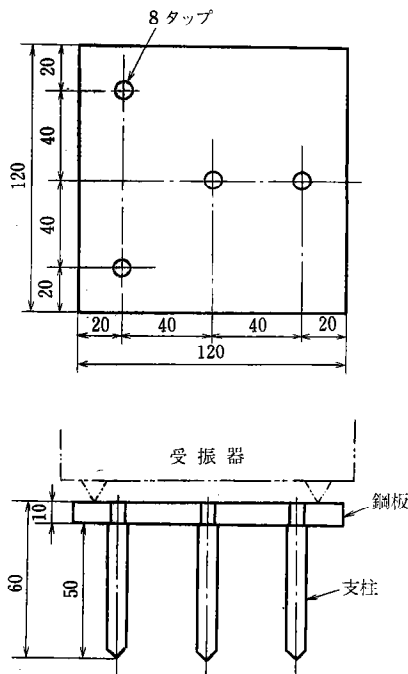


図 2・10・8 公害用振動測定台

ような、ポータブルかつ実用的な形で提案された。この測定台を用いた種々の実験を通じて、垂直・水平の方向に関係なく、極めて安定な測定値が得られること、公害振動で問題とされる周波数域で、測定台上ピックアップは地面振動に追従可能であることが示された<sup>34)</sup>。

一方、地面振動の測定におけるピックアップの接地共振の問題解決のため、土のばね・減衰効果に関する基礎的実験、解析が行われた。すなわち、振動ピックアップの模型を地表面上に設置し、これを垂直及び水平方向に加振して応答を測定することにより、土のばね・減衰効果を求めるとともに、土をばね・ダッシュポットで表す近似式を求め、測定結果と比較・検討した。その結果、土とピックアップの接触圧、土の粘性の影響はあるものの、ばね定数、減衰係数の近似式は極めて実用的であることが示された<sup>35), 36)</sup>。

公害用振動計については、日本音響学会が、公害振動計測器の標準化に関する東京都の委託研究を実施し、昭和44年度に振動レベル計規格案を作成したのを端緒とし、振動レベル計 (JIS C 1510—1976)、振動レベル測定方法 (JIS Z 8735—1981) と規格化されてきた。当所ではこれら委員会に参画し、研究の成果が反映されてきた。

#### 4・2・2 地面振動の防止技術

上述の測定精度改善のための研究の後、地面振動の伝搬現象の解明と防止方法の研究が進められてきた。

a) 自動車走行時の地面振動 経済成長期における産業活動の活発化に伴い、陸上交通機関には輸送量の増大と輸送速度の向上が強く要望され、交通路線の新設ならびに整備増強と自動車の大型化、性能向上がなされてきた。このため、道路交通振動は社会問題の一つとなったが、調査・測定データは少なかったため、自動車の走行条件の地面振動へ及ぼす影響が調べられた (昭和48年度～49年度)。

この実験から、自動車走行時に発生する地面振動を低減するには、路面の平滑度をあげ剛性

を強靱にするのが効果的である他、低速走行やタイヤの空気圧を減らすのが有効である、などが明らかにされた<sup>37)</sup>。

**b) 溝による地面振動防止** 昭和50年度～52年度にわたり、「騒音・振動の伝搬防止技術に関する研究」が実施され、その一環として溝の地面振動の伝搬防止効果が野外実験で調べられた。この実験は、先行して行われた模型実験（後述）に続けて、東村山分室構内で行われたもので、コンクリート制模擬基礎を衝撃振動源とし、深さ1.5mの溝を対象とした。地面振動の垂直成分は、かなり広い領域で大略10dB程度の振動低減効果が得られた反面、水平成分に対してはほとんど効果がなかった<sup>38)</sup>。

**c) 定常振動の放射制御** 昭和51年12月に振動規制法が施行され、防止対策の確立は急務となった。「機械の地面振動防止技術に関する研究」はこのような情勢の中で、製品科学研究所との共同研究で、昭和52年～55年度に実施された。この中で、定常振動の放射制御の研究においては、定常振動を発生する2台あるいは数台の機械を対象として、機械の設置間隔を適当に選定するとともに、運転条件を負荷の変動に応じて関連制御することにより、地面振動の放射指向性を積極的に改変する。これにより、特定方向への放射指向性による振動の伝搬量を相殺させ、地面振動の低減・遮断を図り、公害振動の防止を目指した。本方式による防振対策は、低振動数を発生する機械に対し有利と考えられた。

上述の目的に沿って、野外実験が東村山分室構内で行われた。すなわち、位相制御で運転可能な2台の加振機を振動源とし、それらの設置間隔や加振周波数を変え、指向性制御による振動低減効果を調べた。振動源の応答特性、地盤の不均質性などの関係で振動源の位相を適切に制御する必要はあるが、本方式は特定方向の振動制御に極めて有効であることが確認された<sup>39)</sup>。

その後、筑波への移転に伴い、第二センターに実験場が整備され、「衝撃振動防止技術に関する研究」（昭和57年度～61年度）において、地面振動の伝搬現象解明のための野外実験が行

われてきた。

#### 4・3 地面振動の模型実験

地面振動の伝搬現象には、地盤の構造、土質及び動特性などが関係するが、地盤のこれら特性は場所により異なる上、振動伝搬の理論的扱いも極めて複雑なため、現象の解明は容易ではない。そこで、地盤の最も単純化されたモデルを用いて、定常振動、衝撃振動の伝搬特性の解明及び伝搬防止法の検討が実施されてきた。単純化されたモデルであるので、結果をそのまま野外地盤に適用できるものとは考えられないが、条件を容易に変えられる室内実験であるため、現象をより詳しく追求することが可能となるなどの利点がある。模型実験は、前述の野外実験とほぼ並行して実施されてきた。

##### 4・3・1 伝搬防止技術

「騒音・振動の伝搬防止技術に関する研究」の一環として、溝や壁の振動遮断効果を調べるための模型実験が実施された（昭和50年度～52年度）。地盤モデル材料として、始めにゼラチンゲルが用いられ、ゲル中の波動の伝搬現象と、溝の波動伝搬への影響を、光弾性装置と高速度カメラの組み合わせにより観察し、溝の底部に直接到達する波動は、そこを新たな振動源としてあらゆる方向に波動を放射させ、その一部が溝の後方へ伝搬することを明らかにした。

次に、アクリルアミド系のグラウト剤をゲル化したものを地盤モデルとし、溝の振動遮断効果を調べるとともに、実験結果と半無限弾性体中へ放射される波動の理論値を比較することにより、溝の振動遮断のメカニズムを提案した。さらにその結果を基に、防振上効果的な溝の配置法を明らかにした<sup>40)</sup>。

それまでに使用した地盤モデル材料は、長時間放置すれば特性が変わるという欠点があり、扱いには注意が必要であった。その後調査で、シリコンゴムにはそのような欠点がない上、温度変化による特性変化がない、内部減衰機構も土と同じ履歴減衰型であることから、地盤モデル材料に適していることがわかり、以後シリコン

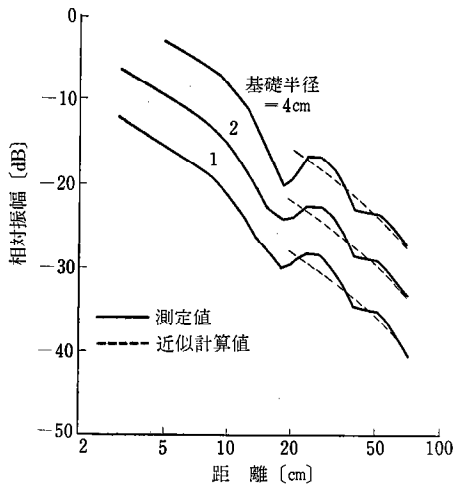


図 2-10-9 模型地盤の距離減衰測定例

ゴムを地盤モデルとして実験を進めてきた。

#### 4・3・2 定常振動の放射特性

「機械の地面振動防止技術に関する研究」における野外実験と並行し、模型実験が行われたが、そこでは主として定常振動の放射特性、伝搬特性が調べられた（昭和53年度～55年度）。

地盤モデルは、均質、一様な半無限体とみなせるものであるが、定常振動の伝搬特性は図2・10・9に示すように単純なものではない。振動源近くの領域では実体波の、振動源から十分遠い領域でレイリー波の伝搬特性を示し、その中間は実体波からレイリー波に移る過渡の領域とみなせる。また、波動がレイリー波のモードになるのは、振動源から大略2～2.5波長以上の領域であること、長方形基礎から放射されるレイリー波には指向性があること、などがわかった。一方、これら模型実験を基に、公害振動で問題となるレイリー波の近似理論式を求め、その妥当性と適用性が明らかにされた<sup>41)</sup>。

#### 4・3・3 機械基礎の動的設計

昭和57年度から5年計画で、「衝撃振動防止技術に関する研究」が開始された。この研究は、工場振動で最も問題視されている鍛造機械の防振装置の開発を中心課題とし、衝撃振動防止対策を積極的に進めるために、機械・基礎・地盤の三諸元を有機的に結びつけた、総合的視

野に立った防止技術の確立を目的とした。これに従い、機械基礎の動的設計法の確立を目指した項目を設定した。従来の基礎の防振設計は、単に基礎の動的応答量を小さくする観点から進められてきたが、公害振動は、例えば工場敷地境界の振動レベルで規制されるのであるから、従来の設計法では十分でなく、地盤振動を小さくする観点からの基礎設計法の確立が必要とされた。

上述の目的に沿って2層地盤モデルが作成され、剛基礎底面下の複素剛性、定常振動及び衝撃振動の発生・伝搬特性などが測定、解析されてきた。また、半無限地盤モデルを用い、水平及び回転方向に振動する基礎から放射される定常振動を測定するとともに、レイリー波及びSH波に基づく地盤振動の近似伝達関数を求め、その妥当性を明らかにした<sup>42)</sup>。さらに、模型基礎をパルス状に加振することにより伝搬する衝撃振動を、近似ではあるが容易にシミュレートする方法を提案し、その有効性を確めた。これらの研究成果を用い、定常振動機械及び衝撃振動機械を振動源とする基礎の振動と地盤の振動の定量的関係を調べ、基礎諸元や地盤特性の地面振動への影響を明らかにした。

#### 4・4 能動制振方式

##### 4・4・1 定常振動の抑制

従来の振動公害対策を振動発生源対策の観点より総括すると、基本的には振動機械をコイルばね、皿ばね、空気ばねなどの弾性体で支持することにより、力伝達率の減少を図ることで振動公害防止対策を講じようとする弾性支持法に尽きるといえる。本手法は、ばね支持という簡単な機構で実現できる反面、その適用に当たっては、機械自体を弾性支持することにより、機械自体が大きく振動するため、加工精度、作業能率、機械寿命の低下をひき起すばかりでなく、ひいては逆に振動公害源、とりわけ低周波振動公害源にすらなり得るという、極めて不都合な欠点を有している。さらに、機械自体の振動が許容されない場合、本手法を適用することはでき

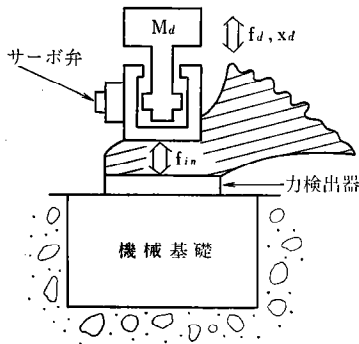


図 2・10・10 能動制振方式原理図

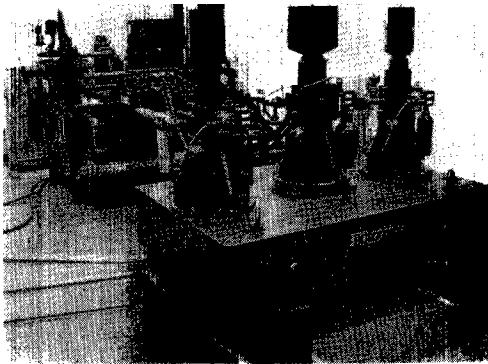


図 2・10・11 能動制振系実験装置

ず、それに代わる手法の開発が望まれていた。

そこで、昭和52年～55年度に実施された定常振動の放射制御の研究の一環として、従来の弾性支持法に代え、機械の剛体支持を可能とし、かつ高性能な制振機能を有する能動制振法の開発に着手した。

図 2・10・10 は加振力  $f_{in}$  を抑制するために、接触部に作用するように設置された能動制振器の原理図を示している。すなわち、加振力が接触部に設置された力センサで検出される信号、または加振力を直接検出することで得られる信号を、補償回路を通じて能動制振器にフィードバックないしはフィードフォワードし、付加質量  $M_d$  を駆動することで得られる慣性力  $f_d$  を利用して、加振力  $f_{in}$  を抑制しようとするものである。図 2・10・11 は能動制振系を実現するために試作された実験装置を示している。

制御系の設計法に当っては、まず系の安定性を重視する立場から、フィードフォワード法の

適用が試みられた。その結果、このような単純な制御方式を用いても、例えば4000～8000Nの加振力が10～40Nにまで抑制されることが実験的に確かめられた。

つぎに、外乱の影響や感度、制御効果などを考慮するとともに、系の巨大化、複雑化への対応を考えに入れ、直列補償形フィードバック方式の観点より、システムチックな系の最適設計法を明らかにした。この際に、定量的な設計法を進める上で必要な評価指数としては、人体が最も感知しやすいとされる上下振動数領域4～8 Hz に重み付けをした加振力抑制効果指数を提案した。

ところで、従来の弾性支持法の持つ制振機能が高域遮断特性であるのに対し、剛性支持を可能とする能動制振方式は高域濾過特性であるといえる。そこで、本研究では弾性支持法の高域遮断特性及び能動制振法の低域遮断特性を取り入れ、かつ弾性支持法で現れる共振ピークをサーボダンパ方式で抑制することで、広範囲な周波数領域での加振力伝達率を抑制するハイブリッド制振法を提案し、本方式の制振機能を理論かつ実験の両面から明らかにした。その結果、1～1000Hz の全域で力伝達率に抑制効果を得た。また、三次系という比較的簡素な制御要素を適用することで、例えば5 Hz で30dB以上の抑制が可能となった。

#### 4・4・2 衝撃振動の抑制

昭和57年度～61年度において実施された衝撃振動防止技術に関する研究では、当所において開発された能動制振方式を、工場内で最も問題視されている鍛造機械に応用し、無公害かつ高効率を志向した低振動鍛造機械が開発された<sup>46), 47)</sup>。この場合、前節で対象とした定常振動とは異なり、強烈な衝撃力に伴う衝撃振動を取り扱うことから、当初かなりの困難性が予想されたが、結果的にはフィードフォワード法及びフィードバック法の特徴を兼ね備えた極零制振法を提案することで所期の目的が達成され、低振動鍛造機械のプロトタイプ MEL FORGE (図2・10・12) を試作するに至った。



図 2・10・12 低振動鍛造機械 (MEL FORGE)

### 発 表 論 文

- 1) 藤本, 排気消音器の音響特性, 機械試験所報告, 64 (1967).
- 2) 藤本, 北田, 桜井, 間欠空気流による排気消音器の消音効果に関する実験, 機械技術研究所報告, 74 (1971).
- 3) 藤本, 排気消音器の間欠気流実験, 日本音響学会誌, 21-11 (1971), 568~578.
- 4) 藤本, 自動車の車外騒音について, 公害, 2-2 (1964-4), 47~53.
- 5) 藤本, 北田, 腔内内燃機関騒音の要因分析, 機械技術研究所所報, 30-4 (1976), 19~27.
- 6) 桜井, 北田, 藤本, 木工用手押カンナ盤の騒音, 機械技術研究所所報, 25-4 (1971), 147~155.
- 7) 桜井, 藤本, 木工丸鋸盤の騒音, 機械技術研究所所報, 27-6 (1973), 6~16.
- 8) 北田, 藤本, 障壁のしゃ音効果の模型実験, 機械技術研究所資料, 63 (1974).
- 9) 藤本他, 騒音・振動の伝搬防止技術に関する研究, 50年度公害特別研究報告書 (51.7), (64-1)~(64-5).
- 10) 北田, 藤本, 水膜の遮音効果, 機械技術研究所所報, 31-4 (1977), 177~185.
- 11) 藤本他, 騒音・振動の伝搬防止技術に関する研究, 51年度公害特別研究報告書 (52.6), (65-1)~(65-6).
- 12) 岡本他, 騒音・振動の伝搬防止技術に関する研究, 52年度公害特別研究報告書 (53.6), (67-2)~(67-5).
- 13) 北田, 鋳造型造機の騒音防止, 機械技術研究所所報, 40-5 (1986), 34~50.
- 14) 原田, ファン騒音に関する研究 (第1報)—自動車機関冷却用軸流型ファン騒音について—, 機械試験所所報, 22-1 (1968), 1~18.
- 15) 原田, ファン騒音, 機械技術協会誌, 20-4, 107~111.
- 16) 原田, 空気機械の騒音, 工業技術, 11-2 (1970), 58~62.
- 17) 原田, 空気機械の騒音防止技術, 産業公害防止技術, (財)日本産業技術振興協会, 技術資料, No. 96 (52.11.30).
- 18) 原田, 空気機械の騒音防止技術, 産業公害と防止技術 (工業技術出版社刊), 249~258.
- 19) 原田, 菊島, ファンの騒音に関する研究 (第2報) —多板ファンの騒音と性能について—, 機械技術研究所所報, 28-5 (1974), 151~160.
- 20) 原田, 軸流送風機の騒音低減に関する一実験, 騒音制御 (日本騒音制御工学会誌), 2-4.
- 21) 原田, モータの回転位相を制御して機械系の振動を防止, 日経メカニカル, 1979, 11, 12, 78~85.
- 22) 原田, 菊島, プロペラファンの騒音の低減に関する実験的研究, 機械技術研究所所報, 33-6 (1979), 294~306.
- 23) 原田, 位相制御ドライブシステム (電動) による振動防止, 日本機械学会論文集 (C編), 47-421 (1981), 1141~1152.
- 24) 原田, 位相制御ドライブシステム (電動) による往復圧縮機の騒音振動及び低周波空気振動の防止, 日本機械学会, 機械の騒音発生機構と低騒音設計手法分科会資料 (昭61.4.14).
- 25) 原田, 騒音振動における技術課題, 機械技術協会会報, 29-1 (1977), 1~4.
- 26) 原田, 音と振動の利用, 騒音制御, 10-4 (1986), 15~19.
- 27) 曾田, 青井, 初鹿野, 伊東, 低騒音プレスの開発に関する研究, 昭和50年度公害防止等に関する試験研究進捗状況報告, 昭和51年7月, 63-1~63-14.
- 28) 曾田, 青井, 初鹿野, 伊東, 低騒音プレスの開発に関する研究, 昭和51年度公害防止等に関する試験研究進捗状況報告, 昭和52年6月, 64-1~63-15.
- 29) T. Sano, K. Hatsukana, K. Aoi and C. Soda, Noise Analysis of a C-frame, Mechanical Press, Proc. Int. M. T. D. R. Conf. 23nd (1986), 55-59.
- 30) 曾田, 青井, 初鹿野, 島村, 低騒音プレスの開発に関する研究, 昭和54年度公防害止等に関する試

- 験研究進捗状況報告, 昭和55年7月, 70-1~70-6.
- 31) 青井, 初鹿野, 佐野, 曾田, プレス騒音の研究 (I)—金型によるプレス騒音の低減—機械技術研究所報, 40-6 (1986).
- 32) 栗山, 五反田, 鉛直振動に対する人体の応答, 日本機械学会前刷集, 158 (1966), 85~88.
- 33) 栗山, 五反田, 公害振動の測定例について, 日本機械学会第233回講演論文集, 1969, 7~10.
- 34) 二井, 五反田, 公害用振動ピックアップの地表への設置について, 日本音響学会誌, 32-8(1976), 490~493.
- 35) 二井, 地表面上に設置した物体の垂直方向振動性状, 日本音響学会誌, 30-12 (1974), 653~661.
- 36) 二井, 地表面上に設置した物体の水平, 回転方向振動性状, 日本音響学会誌, 31-8 (1975), 496~503.
- 37) 五反田, 自動車走行時における地面振動, 機械技術研究所報, 28-5 (1974), 161~170.
- 38) 岡本他, 騒音・振動の伝搬防止技術に関する研究, 環境保全研究成果集 (昭和52年度), 1978, 67-6~67-11.
- 39) 五反田, 指向性合成による定常振動防止, 日本音響学会騒音研究会資料, N-8302 (1983).
- 40) 二井, 衝撃振動の伝搬特性と溝によるシャ断の測定, 日本音響学会誌, 40-9 (1984), 592~600.
- 41) 二井, 垂直方向に振動している円形剛板より放射される定常振動, 日本音響学会誌, 39-10 (1983), 675~682.
- 42) 二井, 水平, 回転方向に振動している基礎より放射される定常振動, 日本音響学会誌, 42-6 (1986), 452~460.
- 43) 田中, 菊島, 能動制振方式による機械の地面振動防止対策 (第1報, フィードフォワード制御方式による加振力抑制), 日本機械学会論文集, 48-433 (昭57-9), 1406~1416.
- 44) 田中, 菊島, 能動制振方式による機械の地面振動防止対策 (第5報, ハイブリッド制振法の実験的検討), 日本機械学会論文集, 51-469 (昭60-9), 2397~2402.
- 45) N. Tanaka, Y. Kikushima, A Study of Active Vibration Isolation. Trans. ASME. Vol. 107, October 1985, 392~397.
- 46) 田中, 菊島, 低振動鍛造機械に関する研究 (第1報, 低振動鍛造方式の原理), 日本機械学会論文集, 51-467 (昭60-7), 1793~1801.
- 47) 田中, 菊島, 低振動鍛造機械に関する研究 (第4報, 極零制振法について), 日本機械学会論文集, 52-480 (昭61-8), 2090~2098.

## 第11章 自動車

機械技術研究所における自動車の研究は非常に古く, 昭和15年に機械試験所として7科1部6係が組織された時の自動車部に始まる。その後, 昭和38年頃までの研究経緯に関しては, すでに昭和38年3月に刊行された機械試験所25年史に克明に記録されているので, ここではそれ以後の25年間にわたる研究経緯について述べる。

自動車に関する研究は非常に多い。ここでは自動車単体に係わるものに限定し, かつエンジン関係を除いた範囲で, その内容を項目として分類すると, 「部品」, 「安全」, 「省エネルギー」の三つに大別される。

「部品」に関しては, ブレーキの摩擦材料の研究やタイヤ特性の研究, あるいはスノースパイクタイヤの研究など, 自動車走行に直接関与する部品の性能向上や開発に主眼をおいた研究が行われた。また, 電子装置の電磁気妨害の研究や自動車用補器など電気・電子関係の部品の公害防止技術や応用技術に関する研究, さらにはシートベルトや自動車用霧灯など安全性に係わる研究などが行われた。

「安全」に関しては, その技術対策に対する考え方に事前対策と事後対策の二つがある。前者については, 各種の自動車用シミュレータの開発や実走行での車間距離計測手法の研究, あるいはロボット操縦車などの研究を通じて, 人間の運転特性の解明が進められた。また, 人間の運転機能をエレクトロニクス技術などで置き換えようと