

## 騒音の防止対策技術

子 安 勝\*

騒音の問題は、最終的には防止技術につながるが多い。そこでは、問題に応じて設定された評価基準を超える騒音に対して、適当な防止技術を適用することによって、騒音の影響を低減させることになる。

この場合に、広い意味での騒音対策技術の中には、土地利用計画による騒音の防止なども含まれていることになるが、通常の防止技術の範囲でも具体的な方法には多くの種類がある。したがって、実際の騒音防止においては、問題に応じて適切な防止方法を選定することが成功のキーポイントになるといってよい。

公害の中でも、大気汚染や水質汚濁のように物質による汚染の場合には、防止技術の中心はこれら有害物質を除去するための機器の開発に向けられている。そして対策としては、対象となる物質の種類や量に応じて適当な防止機器を選定し、設置することになる。これに対して騒音の場合には、消音器のように防音防止装置という言葉がそのまま該当するものもあるが、大部分の場合には、多くの方法の中から問題に応じて適当なものをいくつかの選び出して実施することになる。

こうして騒音対策技術は、いくつかの基本的（原則的）な騒音防止方法からの選別と、組合せというソフトウェアの技術になると考えられる。これが騒音対策の重要な特徴であると共に、騒音対策の困難さ、難しさの要因になっているものである。騒音の防止技術についての一般的な解説は、どうしても基本的な技術を並列して記述する形式になりやすい。本稿ではこの段階を一步進めて、全般的な防止技術の中に占める、それぞれの技術の役割を明らかにすることに重点をおくように努めた。

### 1. 騒音防止対策の原則

実際の騒音対策は 特定の対象について行われるものであって、たとえば工場騒音、航空機騒音、鉄道騒音、道路交通騒音、建設工事騒音など、現在公害とし

て主として取上げられているものから、さらには建築設備騒音、一般家庭などの日常生活に伴う騒音まで、その範囲は非常に広い。これらの対象に応じて、防止対策の各論的な内容は異なったものになるが、すべてに共通した形で騒音防止対策の原則を考えてみると、音源対策、伝搬経路対策および受音対策の3つに大別することができる。

(1) 音源対策 音源となる機械などからの騒音の発生を低減させる対策であって、本来はすべての騒音対策の出発点になるものである。適確な音源対策は、それだけで騒音防止の目的を達成することになる例も少なくはない。

従来のがわが国の騒音対策では、一般的にみれば音源対策は比較的軽視されていて、それ以後の対策に重点がおかれてきた傾向がある。これは音源対策の技術的な困難さによることが大きいですが、それと同時に、わが国での騒音問題が公害という面から取上げられることが多く、騒音低減の目標が敷地境界（工場など）や家屋前面（道路、鉄道など）で与えられているために、つぎに述べる伝搬経路対策が摘要されやすいことも要因になっていると考えられる。

これに対して欧米では、騒音問題の重点が作業環境の改善（作業者の聴力保護）におかれてきたので、発生源の比較的近傍での騒音防止対策を要求されることが多く、必然的に音源対策が重視されてきた。こうした傾向は、機械などの性能の1つとして、発生騒音の値の表示（Labelling）を規定する動きの中に現われており、表示方法の規格化が進められている<sup>1)</sup>。これはつぎの段階では排出騒音の規制につながるものであって、すでに欧米では一部の機械について実施の段階になっている。

(2) 伝搬経路対策 これまで多くの場合に、騒音防止対策の中心的な存在になってきた方法であって、騒音対策というتماずこれが想定されるほどに、一般化し、普及している方法である。

確かにこの範囲の対策は、音源に直接手を加える必

\*（財）小林理学研究所

要がないので、特に騒音問題の事後処置、すなわち既設の施設などに対して適用される方法として有効に使われることが多い。しかも適用を誤らなければ、大きな騒音低減効果を期待することができるので、各種騒音防止技術の中での重要な位置を占めてきた。

さきに述べたように、今後の騒音対策では音源対策の比重が大きくなることは間違いないが、それだけで騒音防止の目的が完全に達成されるとは限らない。こうして実際には、音源対策とあわせてこの伝搬経路対策を適用することが必要になる場合が少なくない。

(3) 受音点対策 音源対策や伝搬経路対策を可能な範囲で行っても、まだ騒音防止の目標に到達しない場合、最終的な処置として受音点での対策が行われる。具体的な方法として、この中には空港、鉄道、道路などの周辺にある建築物のしゃ音工事から、工場、作業場などでの作業者の耳栓用に至るまでの多くの方法が考えられる。

### 2. 音源における騒音の防止技術

音源に対して騒音防止技術を適用するときの原則的な手順を図1に示した。現在各種機械設計の中で、発生騒音の低減化が進められている。音源対策の一般論に入るのに先立って、最近における目ざましい成功の例として、ジェットエンジンの騒音低減対策の場合を簡単に紹介しておく。

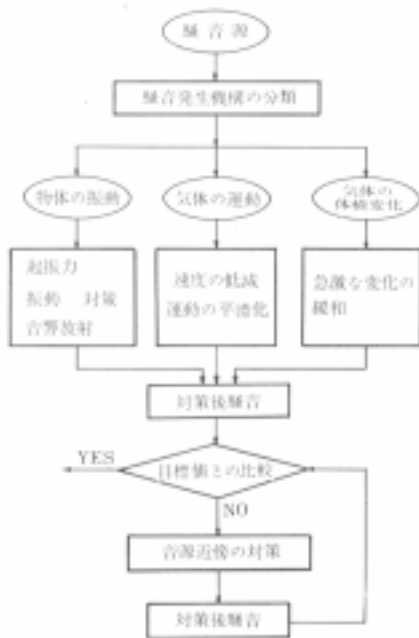


図1 音源対策の基本的な手順

### 2.1 ターボジェットからターボファンへの移行による騒音低減化の成功

ジェットエンジンの開発は、航空機の画期的な発達をもたらしたが、その反面では大きな騒音問題をひき起すことになった。1960年代に入って、民間の定期航空路に就航する航空機の大半がジェット機になるに伴って、空港周辺における騒音が大きな社会問題として取上げられるようになった。1969年にはICAO(国際民間航空機関)で騒音証明制度が提案され、音源としての航空機騒音の低減の目標が与えられた。

ここで示された騒音の限度は、当時実用されていたターボジェットエンジン装備の航空機による騒音よりも10dB以上も低いものであって、音源対策としては非常に難しい要求であった。これを実現させたのは、ターボジェットから高バイパス比ターボファンへの移行であって、これはターボジェットエンジンにおける騒音の発生機構についての基礎的な解析から出発したものである。

すなわち、従来のターボジェットでは図2に示すように、燃烧室から後方に噴出するジェット気流の質量速度がエンジンの推力を規定している。燃烧ガスの温度が高いので、高推力を得るためには気流の速度を速くすることが必要である。一方このジェット気流によって発生する騒音のパワーは、流速の高次の関数になるので、流速の多少の増加が大幅な騒音パワーの上昇をまねくことになった。

これに対して、高バイパス比ファンエンジン(注1)では、燃烧室から噴出するジェット流のエネルギーはほ

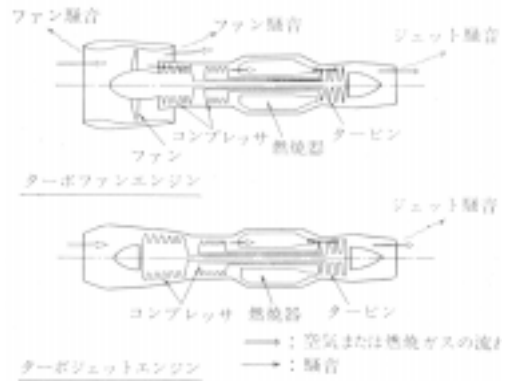


図2 ターボファンとターボジェットエンジンの騒音比較

(注1) ファンによって吸入された空気のうちで、エンジン外周を通して直接に後方に噴射される空気と燃焼室に吸入される空気との比をバイパス比という。バイパス比が5程度以上のエンジンを高バイパス比ファンエンジンという。最近ではバイパス比10程度のエンジンが多くなっている。

とんどファンとコンプレッサを回転させるのに使われる。ファンによって吸入された空気の一部は燃焼室に送られて、燃料と混合されて燃焼に使われるが、大部分の空気はほとんど圧縮されることなく、そのままエンジン外周辺を通過して後方に送られる。この空気が推力の大部分をつくるが、温度が低くターボジェットの噴出ガスに比較して密度が大きいので、ファンエンジンの空気の流速は比較的小さくなる。これがファンエンジンの騒音低減に大きく寄与している。こうしてファンエンジンの開発は、いわゆるジェット騒音を大幅に低減させることに成功したが、そのままでは新しく設けられた大型ファンの回転による騒音が、主としてエンジンの吸込側から放射されて、別の騒音源となってきた。これに対しては、図2に示されるようにエンジンナセルの内面に吸音処理を行うことによって、騒音の低減を実現している。

このようにターボファンエンジンは、それまでのターボジェットにおける騒音発生機構の根本から検討を加えて開発されたもので、しかも燃料消費性能などの面でも大幅の改善が得られたものであって、こうした意味からもファンエンジンの開発は、最近の騒音源対策の中で最も目ざましい成功例といえるであろう。

### 2.2 騒音の発生機構に注目した防止対策

前項のジェットエンジンの例にみられるように、騒音の発生機構にまで遡って防止対策を適用することは一般的な騒音防止技術の出発点になることが多い。各種の騒音発生機構は、3種類に大別して取扱われる。

#### 2.2.1 物体の振動に起因する騒音の発生

この場合の問題は、さらに3つの段階に分けて考えられる。その各段階の内容と、それぞれにおける騒音低減のための技術をまとめて図3に示した。

(1) 物体の振動の原因 物体の振動を発生させる原因としては、衝撃力、回転体の不平衡力、摩擦力あるいは電磁力などが挙げられる。この段階での騒音防止は、振動の原因となる各種の起振力を除去するか、



図3 物体の振動による騒音発生機構と適用される防止技術

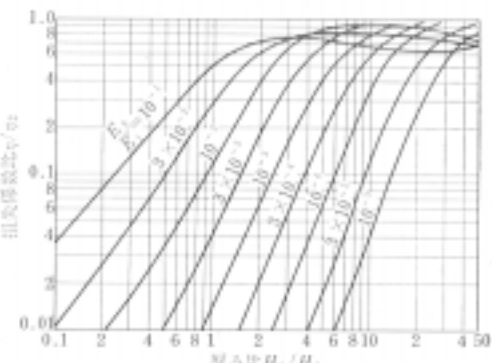
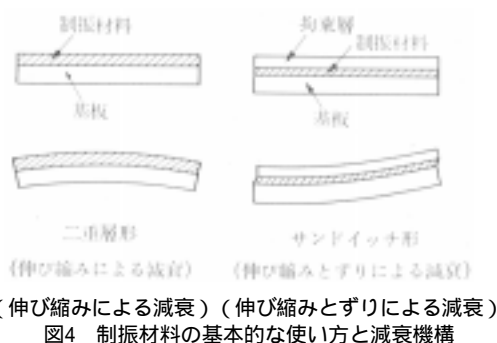


図5 制振材料を二重層形(図4)で使ったときの損失係数(Oberst)  
 $H_1, E_1$ : 基板の厚さとヤング率  
 $H_2, E_2, \eta_2$ : 制振材料の厚さ, ヤング率と損失係数  
 $\eta$ : 合成系の損失係数

あるいは小さくすることによって実現できるものであって、多くの場合に、機械の中での起振力の発生に係る部分の根本的な変更を必要とすることになる。

(2) 物体の振動性状 物体に加えられる起振力に対して発生騒音を小さくするための原則は、まず物体の重量と剛性とを極端に大きくすることであって、こうした方法で騒音の低減に成功した例もあるが、機械などの一般的な設計の中では必ずしも歓迎される方法ではない。

金属板などの振動低減には、制振材料(ダンピング材料)が使われる。制振材料の一般的な使用条件と振動低減の機構とを図4に示した。板に起振力が加えられると、制振材料は図に示されるように、曲げ振動またはずり振動をし、材料の内部損失によって振動エネルギーを吸収する。このときの振動低減効果は、金属板と制振材料とを複合した状態での損失係数  $\eta$  (複素弾性率の虚数部分) によって規定される<sup>2)</sup>。金属板固有の損失係数  $\eta$  は  $10^{-4} \sim 10^{-5}$  の範囲にある。これに対して制振材料として振動低減効果があるのは、複合状態での損失係数で  $\eta > 5 \times 10^{-2}$  程度である。

表1 制振材料の種類

種 類	構 成	主な用途、使用法
防音塗料	タールに石綿, コルク, ヒル石などの粉末充てん材を混入したもの	車両外板などに塗付ける
ゴム系材料	合成ゴムに各種充てん材を混入し, 板状に成形したもの	各種板に接着剤で張付ける
プラスチック系材料	プラスチック基材(塩化ビニール, ビニールアセテートなど)に可塑性と充てん材を混入し, 板状に成形したもの	
ダンピングテープ	金属箔に感圧性接着剤を塗布したもの	航空気体など比較的薄い材料に圧着する

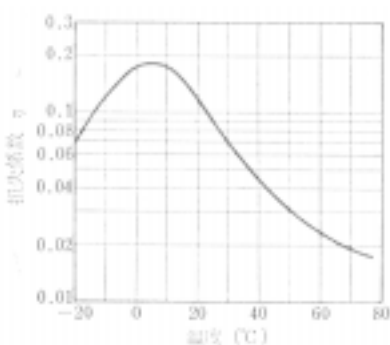


図6 制振材料の損失係数の温度特性例

最も簡単な曲げ振動状態について、基板（金属板）と制振材料それぞれの諸特性と損失係数との関係を図5に示した<sup>3)</sup>。この図から制振材料の適用についての要点を挙げるとつぎのとおりである。

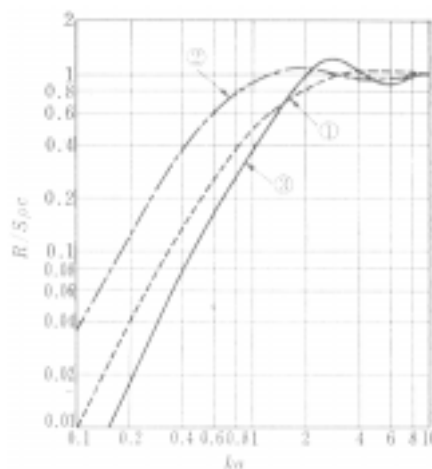
a) 制振材料としては、それ自身の損失係数が大きいだけでなく、ヤング率もなるべく大きいことが望ましい。

b) 制振材料の厚さは、基盤となる金属板の厚さの2～10倍程度が適値となり、それ以上に厚さを増しても損失係数にはほとんど影響がない。

現在制振材料としてつくられている主要な材料をまとめて表1に示した。ゴムあるいはプラスチック系の材料が主体であって、損失係数やヤング率を大きくするために添加物を加えたものが各種製造されている。ゴムあるいはプラスチックが主材料であるために、機械に直接に適用するときには、適用範囲が限定されることは避けられない。最近このほかに防振合金（ダンピングメタル）と称する材料が開発されている<sup>4)</sup>。これはたとえばマンガン銅合金や鉄クロム・アルミ合金などで、機械への直接の適用が期待される。

制振材料は、特にわが国では比較的最近に一般化し

図7 簡単な形状の振動面からの発生騒音に係る放射抵抗  $R$  球 円筒 円板  $a$  : それぞれの半径



てきた材料であるために、実績としてはまだ十分に活用されているとはいえない。これは主として制振材料の適用条件によることであって、実際の使用においてはつぎの事項に留意することが重要である。

a) 振動面の駆動条件：振動面が機械的加振（点加振）される場合や、共振状態の場合には制振材料が有効に適用される。これに対して空気音で加振（ランダムな面加振）されるときには、コインシデンス周波数領域をのぞいて制振材料の効果はない。

b) 温度・周波数特性：制振材料の中には、損失係数の値が温度や周波数によって大幅に変わるものが多い（図6）。そのために、使用温度、周波数に応じて材料を選定することが必要である。

(3) 振動面からの音の放射 振動面全面が一定の振動速度  $V$ （実効値）で、同位相の振動をしているとき、これから放射される騒音のパワー  $P$ （単位時間のエネルギー）は次式で与えられる。

$$(1) \quad P = RV^2$$

ここで  $R$  は放射抵抗と呼ばれる量であって、簡単な形状の振動面についての  $R$  の値は、図7に示すようになる<sup>5)</sup>。ここで  $S$  は振動面の面積、 $\rho$  は空気の密度、 $c$  は空気中の音速度である。また  $k$  は波長定数で、 $a$  は振動面の代表寸法（図の例では半径）である。

$ka < 2$  の範囲では、 $ka$  が小さくなるほど  $R$  の値も小さくなる。これは振動していても音の放射が減少することを示すものであって、騒音対策として望ましいことである。このためには、振動面の寸法をできるだけ小さくすることが必要であって、制振材料や振動しゃ断材料（防振ゴムなど）を活用して、振動が直接に起振力の加わる範囲から拡がらないように処置することが有効になる。

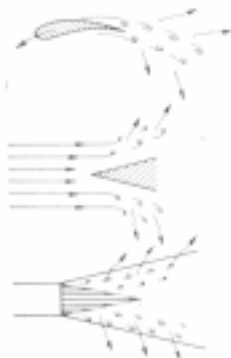


図8 空気力学的(うずによる)騒音の発生機構のさまざま

実際の騒音源では、振動面が全面同位相になっていることはむしろ少ない。この場合には、放射面がランダムな振動をしているとして、さきの(1)式で与えられる値に放射係数を掛けたものが実際に発生する騒音のパワーになるとして取扱われることが多い。放射係数の値は、振動面の材質(密度、ヤング率、損失係数など)、形状および寸法に關係して与えられる<sup>6)</sup>。

### 2.2.2 空気力学的要因による騒音の発生

さきに騒音防止技術の実例として示したジェット機の騒音はもちろんのこととして、送風機、圧縮機、バルブの騒音など、機械類の騒音にはここに含まれるものが多い。この種の騒音の発生機構については、Lighthillの理論が基礎になっているが<sup>7)</sup>、ここでは実際の騒音防止対策の面から簡単に示しておく。

(1) 気流の断続・圧縮 送風機や圧縮機騒音の中での周期音成分の主要因であって、翼の回転によって空気を圧縮したり、圧縮機吐出口から間欠的に放出された空気によって周囲の空気を圧縮したりすることにより音を発生するものである。

この場合の騒音対策は、基本的には機械の動作機構そのものの再検討から出発することが必要であって、極端な場合にはまったく新しい機械の開発、設計によって初めて達成できるものになる。

(2) 気流の乱れ(うず) 静止流体の中での物体の運動や、その反対に静止物体に流体が衝突するときに見えるうずが、騒音の発生原因になるものである。ジェット騒音のように静止流体に高速ガスが噴射されるときも同様である(図8)。

この場合の騒音の発生防止には、まずうずの発生をできるだけ少なくするような流体力学的な考慮が必要である。一般に重要な条件になるのは、流体あるいは物体の運動速度である。気流の乱れによって発生する騒音のパワーは、運動速度によって大幅に変化するので、速度の多少の低減が騒音対策として非常に大きな効果をもつことがある。さきに述べたように、ファンエンジンの開発による騒音低減は、その適例である。

### 2.2.3 気体に急激な体積変化による騒音の発生

爆発、燃焼などに伴って発生する騒音であって、ボイラの燃焼音、内燃機関の排気音などがその例にな

る。また特殊なものとして火花放電による衝撃音なども含まれる。

この場合の騒音対策の原則は、まず発生の原因になる体積変化を起させないことであるが、これはほとんどの場合に機構の根本的な変更を意味する。ただそのほかにボイラの燃焼騒音の場合に、自励振動によって生ずる釜鳴り現象などは、発生源において低減をはかる必要のある問題の1つに挙げられる。

### 2.3 発生源近傍での騒音防止対策

騒音の発生機構についての対策で騒音防止の目的が達成できればよいが、実際には必ずしも十分ではないことが多い。そのためにつぎの段階の騒音対策として騒音源近傍での対策が取上げられる。ここで騒音源近傍という言葉の中には、騒音源と一体になっているが、本来の機能からは不必要であって、騒音防止の目的にあてられている部分が含まれる。

#### 2.3.1 防音カバー

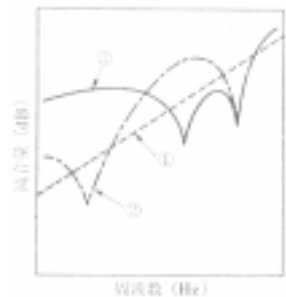
フードあるいはパッケージなどとも呼ばれている。騒音源の周囲をかこむことによって、発生した騒音の伝播を抑制するものである。

(1) 密閉カバー 騒音対策の面では大きな効果が期待できるが、その反面では作業性や内部の温度上昇の処理など、付随した問題で解決しなければならないものが多い。

騒音防止効果に対して最も重要なのは、カバー材料のしゃ音性能である。普通に材料のしゃ音性能は透過損失で与えられているが、防音カバーとして使われるときには、一般に騒音の放射面からカバーまでの距離が音の波長に比較して小さいことが多く、さらにカバー自体の寸法も小さいことが多いので、普通の透過損失データをそのままカバーの設計に適用することはできない。これらの条件を含めた解析から、材料の効果を模型的に示したのが図9である<sup>8)</sup>。ここにみられるように、材料の質量(面密度)のほかに、カバーとして組立てられた状態での剛性がカバーのしゃ音効果を

図9 密閉防音カバーの減音特性に対する材料の影響(面密度一定)

質量法則で考えた仮想値  
剛性が小さいときの実際の値  
剛性が大きいときの実際の値  
図の縦軸(減音量)は、機械の近くの任意の位置での、カバー有無による騒音のレベル差を示す



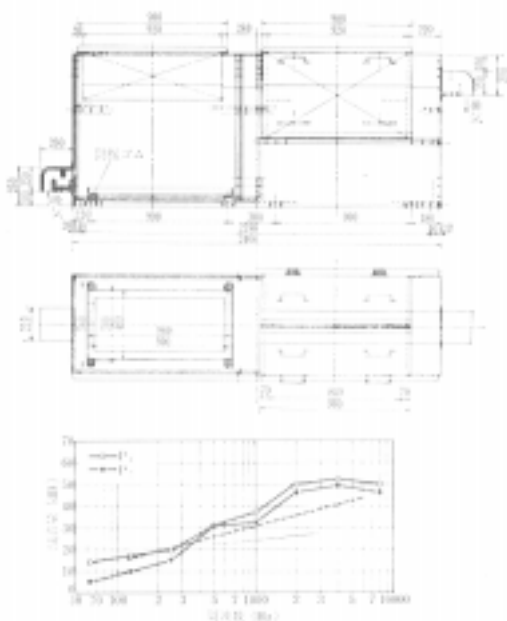


図10 密閉防音カバーの構造と減音特性例  
減音特性図の点線は1.6mm鋼板の透過損失を示す  
 $P_1$ : 機械正面距離1mの位置  
 $P_2$ : 機械正面から45°方向、距離1mの位置

規定する要因になる。実際の小型機械の防音カバーの構造例と性能を図10に示す<sup>9)</sup>。この例では機械の運転によるカバー内の温度上昇を防止するために2ヶ所の開口部を設けて通風を行っている。そしてこの開口部からの騒音放射防止には、あとで述べる消音器を設置する方法をとっている。

(2) 部分防音カバー 機械の中には、機能の面から完全な密閉が難しいことが少なくない。こうした場合には、可能な範囲だけを覆う形式のカバーが使われる。このときにはカバーの範囲や方向によって騒音低減の効果が変るので、設計段階での予想は難しく、実験・試作の手順を経て設計をするのが望ましい。一般的にいて、部分カバーでは実用的な騒音低減効果の最大限度は10dB程度であると考えておくのがよいであろう。

### 2.3.2 防音ラギング

配管やケーシングからの放射騒音の低減に適用されている方法で、図11に示すようにロックウールやグラスウールなどの吸音材料を貼りつけ、その表面を鉄板やモルタルで被覆した構成をとるものである。

この方法は、はじめ保温・保冷など熱のしゃ断使われてきたもので、音響性能についての基礎資料が不足しており、一般的な設計方法は確立されていない。普通に使われている施工方法は、数百ヘルツ以上の騒

図11  
防音ラギングの施工方法例

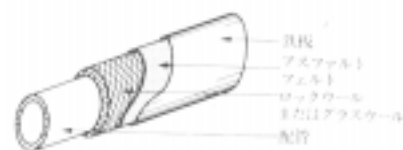
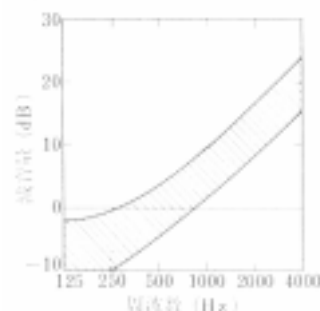


図12 防音ラギングの効果



音低減に役立つものであって、低音域ではかえって放射騒音が大きくなる。図12で減音量が負の値になっている範囲がこれに相当する。低音域での対策が必要な場合には、前項の防音カバーに準じた方法を適用することが考えられる。

### 2.3.3 消音器

空気その他気体や液体の通過には障害にならないで、騒音を低減させる機能をもった装置・要素の総称である。騒音対策の中では、主としてつぎの範囲の問題に適用される。

- (1) 送風機、圧縮機、内燃機関の吸排気騒音防止
- (2) 調節弁、安全弁からの騒音防止
- (3) 防音カバー開口部からの騒音防止
- (4) 建物開口部からの騒音防止

消音器の性能としては、減音量のほかに流体の運動に対する抵抗(圧力損失)が重要な条件になる。一般に減音効果の大きいものは抵抗も大きい傾向があり、消音器の設計では減音量と圧力損失とのバランスをとることが重要になる。

現在実用されている消音器は、つぎの2つの形式およびその組合せからなっている。

- (1) 吸収形消音器 グラスウールやロックウールなどの吸音材料による音エネルギーの吸収作用を中心にした消音器である。この中には直管の内貼や管の曲り部分の内貼なども含まれる。実際の消音器の特性は形式や形状・寸法の詳細、吸音材料の特性などに関係するが、その一般的な傾向を図13に示した。ここにみられるように、吸収形消音器は低音域で大きな減音効果を得るものにはなりにくい。

吸収形消音器の問題点の1つは、吸音材料の使い方

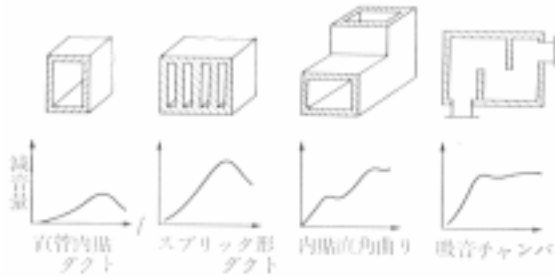


図13 吸収形消音器の代表的な形式と減音特性

である。グラスウールやロックウールなどを使った場合に、気流の条件によっては材料の飛散を防止するために、表面の保護を必要とすることが多い。流速に応じた保護構造の例を図14に示しておく<sup>10)</sup>。

(2) リアクティブ形消音器 管の音響インピーダンス変化を利用して音を発生源側に反射させる形式の消音器で、各種のものが製造市販されている。内部の構造には各社それぞれの特徴があるが、原則は(1) 管の断面積変化(拡張室形)、(2) 共鳴構造のそう入(共鳴器形)の2形式およびその組合せになっている。基本となる要素の特性の傾向を図15に示す。

吸収形、リアクティブ形消音器のいずれの場合にも実際に適用する機種を選定には減音量のデータが参考にされる。普通にこうしたデータとして与えられているのはスピーカ実験の結果が多いが、流速などの条件によっては、実際の効果がスピーカ実験から予想されるものとは大幅に違うことがあるので、データの適用

最高流速	構造
8 m/s	多孔質材料 (素材の上)
10	多孔質材料 (表面コーティング)
25	みなみき金属板 (開口率25%) 多孔質材料
40	みなみき金属板 グラスクロス 多孔質材料
60	みなみき金属板 ワイヤメッシュ グラスクロス 多孔質材料
100	みなみき金属板 みなみき波板 ワイヤメッシュ グラスクロス 多孔質材料

図14 気流中での多孔質材料表面保護構造(L.L.Beranck)

図15 リアクティブ形消音器の基本形式と減音特性

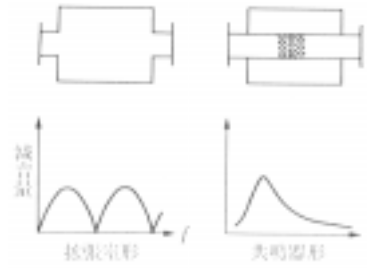
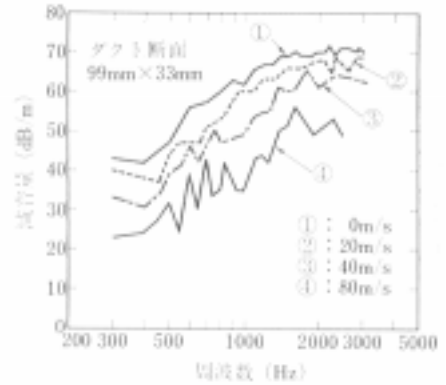


図16 吸音材料内貼ダクトの減音量に対する気流の影響 (Meyer)



方法についての注意が必要である。流速による減音特性の変化の例を図16に示しておく<sup>11)</sup>。

### 3. 騒音の伝搬経路に適用される防止技術

伝搬経路対策の範囲に含まれる防止技術についてもままと同様にいくつかの種類があり、その中からほかの要因、たとえば必要費用などの面からの検討を合せて、適当な1つの方法またはいくつかの組合せを選ぶことになる。そしてこのためには、個別の防止技術の特徴や適用限界などを正確に理解しておくことが重要な前提になる。

#### 3.1 音源からの距離による騒音低減の利用

通常の防止技術という概念からは多少はずれるが、騒音の発生源を遠く離すことは、最も簡単でしかも確実な方法の1つである。特に騒音源となる施設を新設するとき有効であって、鉄道や道路沿線に設置が計画されている環境緑地帯は、その適用例になる。

(1) 拡散減衰 距離による騒音減衰の中心になるものであって、騒音源から放射された音が拡がりながら伝搬するための減衰を意味する。したがって、特に発生源の近くでの減衰特性は、音源の形状・寸法に関係するものになる。厳密な減衰特性は各音源ごとに求められるものであるが、騒音の予測などの場合に簡単には音源を点音源、線音源、面音源のいずれかで近似して扱われることが多い。この場合の基本的な減

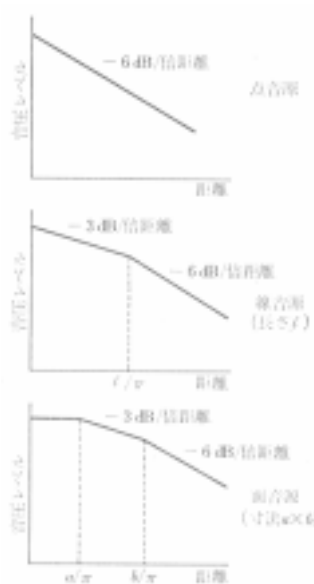


図17 点、線、面音源からの拡散減衰の特性

衰特性を図17に示した。

騒音の減衰特性として倍距離で6dB減衰の関係が使われることが多いが、図に示されるように、一般にこれは音源からかなり離れた領域で成立つものである。

(2) 過剰減衰 実際の騒音伝搬において、特に発生源から数十メートル以上離れた位置では、拡散減衰で予想される以上の

騒音減衰が起こることが多い。その原因として挙げられるのは、地表面の吸収と空気吸収とである。

地表面が草地などである程度の吸音性をもっているときには、その表面に沿って伝播する音は吸収されて減衰をする。従来の騒音予測では、これを無視した取扱いをすることが多いが、特に音源、受音点が地表面近傍(数メートル以下)にあるときには、実際とかなり大きな差異を生ずることがある。

空気吸収は主として酸素の分子吸収によるものであって、特に高周波数域の騒音の減衰効果が大きい。そして減衰係数は温度と湿度(空気中の水蒸気量)に関係することが知られている<sup>12)</sup>。

地表面の吸収や空気吸収による騒音の減衰の場合には、さきの拡散減衰と違って一定距離ごとに一定のデシベル数だけ減衰するもので、遠距離になるほどその影響は大きいことになる。

空気吸収についてはこれまでに多くの研究が行われており、実用的にも十分なデータが与えられている。これに対して、地表面吸収のデータには実用できるものがなく、比較的最近になって活発な研究が行われるようになってきている<sup>13)</sup>。

(3) 異常伝搬 実際の屋外の空気中では風邪や温度の分布があり、しかもそれが時間と共に不規則に変化しているのが普通である。こうした風や温度の分布は音の伝搬速度に影響し、発生源から放射された騒音は屈折して伝搬する。その結果として、方向による騒音伝搬の違いや不規則なゆらぎが現われたり、極端な

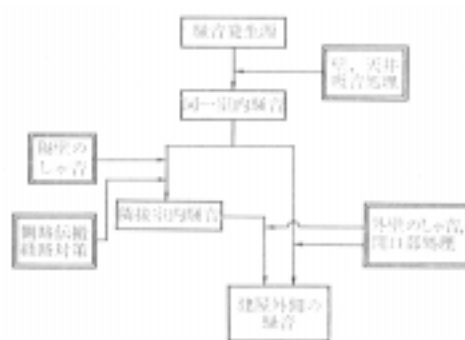


図18 建築的方法による伝搬経路対策の流れ

場合には騒音レベルが異常に低下する領域や、反対に特に大きくなる範囲が現われたりする。

気象条件による騒音伝搬の異常については、その取扱いが非常に困難なためにこれまで研究も少なく<sup>14)</sup>、今後のデータの集積や研究の結果に待たねばならない問題になっている。

### 3.2 建築的な方法による騒音防止技術

騒音源が建屋内に設置されているときには、建築的な方法すなわち建屋内部や外壁にしゃ音・吸音の工法を適用することが、伝搬経路対策として非常に有効な方法になる(図18参照)。実際にはいくつかの方法を組合せて適用されることが普通であるが、ここでは基本的な方法ごとにその要点をまとめておく。

#### 3.2.1 建屋外壁のしゃ音

工場などで騒音源となる機械や作業などが建屋内にあるときに、周辺に対する騒音の伝搬を低減させるために適用される。

(1) 設計基本式 この場合の設計は、建屋内部で発生する騒音と外部における騒音許容値(対策の目標)とが与えられたとき、外壁しゃ音構造として必要な透過損失を算出して行われる。透過損失 $R$ の算出には、次式が使われる。

$$R = L_1 - L_2 - 6 \tag{2}$$

ここで $L_1$ は建屋内側の壁際における音圧レベル、 $L_2$ は建屋外側(距離1メートル程度以内)の音圧レベルであって、対策目標値として与えられるものである。実際に目標値の与えられる位置(敷地境界など)が建屋外壁面から離れているときには、前節3.1で示した拡散減衰特性(図17)を利用して外壁面での音圧レベルを逆算し、これを $L_2$ とすればよい。

(2) しゃ音材料・構造の特性 実際の建屋の構成としては、(2)式で算出された値異常の透過損失をもった材料・構造を選定して使用する。このためには、各種構造についての既存データを利用することが

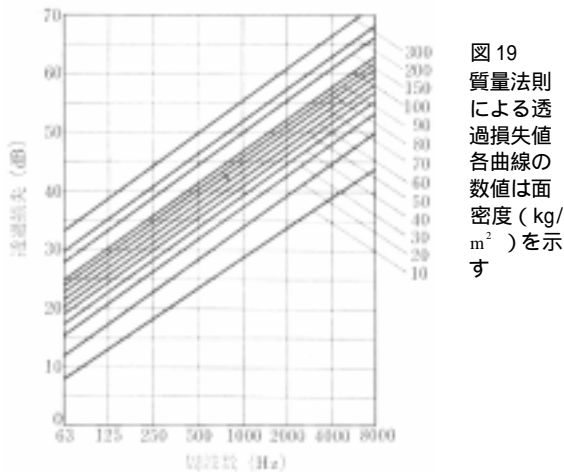


図19 質量法則による透過損失値各曲線の数値は面密度 (kg/m<sup>2</sup>) を示す

できるが、ここでは基礎資料として透過損失特性の原則を示しておく。

しゃ音構造の必要条件は、まず十分な気密性である。この範囲で透過損失を規定する第一の要因は質量法則である。これは透過損失がその面密度（単位面積当りの重量）と周波数との積でまゝであることを示すもので、理論的には次式で与えられる<sup>15)</sup>。

$$R = 20 \log_{10} \left( \frac{\omega m}{2\rho c} \right) - 10 \log_{10} \left\{ \log \left[ 1 + \left( \frac{\omega m}{2\rho c} \right)^2 \right] \right\} \quad (3)$$

ここで $\omega$ は音の角周波数、 $\rho$ 、 $c$ はそれぞれ空気密度および音速、 $m$ は材料の面密度である。 $m$ の値をパラメータとした透過損失の計算値を図19に示した。

実際にはこのほかに材料の曲げ剛性に関係したコインシデンス効果によって、特定の周波数領域で透過損失の低下が起こるが、鉄筋コンクリート壁、ブロック壁、石綿スレートや鋼板など均質一体の材料の透過損失は、近似的には質量法則だけで推定してもよい。実用的な外壁構造用材料の透過損失の例を図20に示した。

質量法則によって大きなしゃ音効果を得るためには、壁の重量が極度に大きくなるのが避けられない。これに対して、比較的軽量で大きな透過損失をもった壁構造を実現する方法として、二重構造などの複合構造が開発されているが、この場合にはしゃ音の機構が複雑になるので、質量法則のように簡単に透過損失特性を推定することは難しい。そのために、構造の選択には実測データを参考にすることが必要であるが、単に一般的な断面構造だけでなく、下地構造やそれに対する取付条件についても注意しなければならない。紙面の都合で複合構造のしゃ音機構、特性の詳細

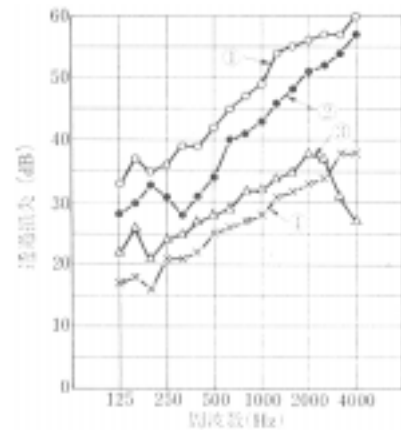


図20 実用的な各種壁構造の透過損失  
重量コンクリートブロック(厚さ100mm)  
両面プラスタ塗  
軽量コンクリート版(厚さ75mm)両面プラスタ塗  
石綿フレキシブル板(厚さ6mm)  
鋼板(厚さ1mm)

には立入ることができないので、必要な場合には文献、資料を参考にされたい<sup>16)</sup>。

(3) 開口部などの対策 実際には建屋外壁のしゃ音を行うときに弱点になりやすいのは、窓、出入口、換気口などの開口部や、各種接合部のすきまからの音の通過である。現実にはこれらの弱点に対する処理の適否が、外壁のしゃ音による騒音防止対策の成否につながる事が多い。こうした意味から外壁のしゃ音を適用するときには、開口部などに対する対策の見通しを先行させることが重要である。

### 3.2.2 建屋内隔壁(間仕切壁)のしゃ音

建物内の一室に設置されている騒音源から発生した騒音が、隣接する室(区画)に伝搬するのを防止するためには、その隔壁のしゃ音によるのが第一の方法である。この中には、騒音防止対策を目的として新しく隔壁を設ける場合も含まれている。

隔壁の設計基本式は、次式で与えられる<sup>17)</sup>。

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log_{10} \frac{S}{A_2} \quad (4)$$

ここで $L_1$ は騒音源のある室内の平均音圧レベル、 $L_2$ は隣接室内の平均音圧レベル(目標値)である。また $S$ は隔壁の面積、 $A_2$ は隣接室の吸音力で室内各部位の吸音率 $\alpha_i$ の部分の面積を $S_i$ としたとき、 $A_2 = \sum \alpha_i S_i$ で算出される。

この場合にも、しゃ音材料・構造や開口部などの問題は外壁の場合と同様であるので省略するが、そのほかに重要なのは側路伝搬(Flanking transmission)の

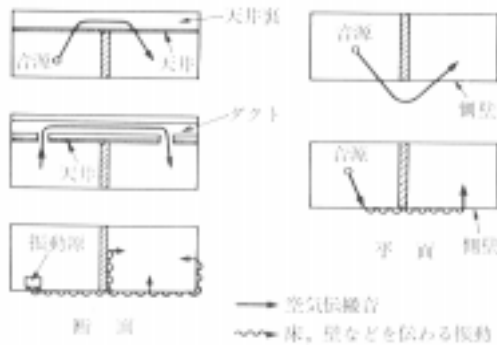


図21 各種側路伝搬経路の例

問題である。これは2室間の直接の隔壁以外の経路で起こる騒音の伝播をいうものであって、そのいくつかの経路の例を図21に挙げておく。側路伝搬の防止対策が不十分であるために、騒音防止の効果が上げられないことは、実際にしばしば起こっていることであって、この対策の中での重要な事項になる。特に中間に振動の形をとって伝わる固体伝搬音の場合には、隣接室だけでなく建物内の離れた区画に対しても影響を与えることがあるので、そのしゃ断処置が必要である。

3.2.3 室内の吸音

室の内面に吸音材料を施工することによって騒音の低減を図る方法である。騒音対策としてこれまで広く使われているが、特に騒音源と同一の室内での騒音対策として重要である。

(1) 設計基本式 室内にパワーレベル  $L_w$  の音源があるとき、これから距離  $r$ (m) の位置の音圧レベル  $L$  は次式で与えられる<sup>18)</sup>。

$$L = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{\bar{\alpha}S} \right] \quad (5)$$

ここで  $Q$  は音源の指向係数といわれる量で、音源自身の放射指向特性と位置に関する。また  $S$  は室内全表面積、 $\bar{\alpha}$  は内面の平均吸音率である。(5)式の右辺第2項  $\log$  の中の第1項は音源からの直接音の寄与を示し、第2項が拡散音成分を与えるもので、ここに吸音の効果が現れる。これが吸音処理の重要な前提であって、この方法で実際に騒音低減効果が得られるのは、直接音の寄与が無視できるような音源から離れた範囲になる。この場合の騒音低減効果は、(5)式の右辺第2項  $\log$  の中の第1項を無視して、平均吸音率  $\bar{\alpha}_1$  および  $\bar{\alpha}_2$  に対する音圧レベル  $L_1, L_2$  の差として近似的に次式で与えられる。

$$(6) \quad \Delta L = 10 \log_{10} \frac{\bar{\alpha}_2(1-\bar{\alpha}_1)}{\bar{\alpha}_1(1-\bar{\alpha}_2)}$$

$\Delta L$  は室の平均吸音率を  $\bar{\alpha}_1$  から  $\bar{\alpha}_2$  にしたときに得

られる音圧レベルの低減量である。 $\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2, \Delta L$  の関係を図22に示す。この図は一般的な吸音処理効果のの限界を与えるものであるが、ここに示されるように、極端に大きな騒音の低減を期待することはできない。ただほかの方法と併用した補助手段としては、しばしば重要な働きをすることになる。

(2) 吸音材料・構造 室内の吸音処理に使用される吸音材料は多くの種類のもが製造されており、その吸音率データなどの資料も整備されているのでここでは省略する。必要な場合には文献などを参照されたい<sup>19)</sup>。

騒音対策に吸音材料を使うときの要点は、対象とする騒音のスペクトルに適合した吸音特性をもった材料を選ぶことである。表2は現在実用されている吸音材料を吸音特性の特徴によって分類したものである。

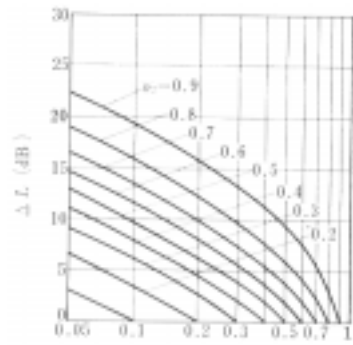
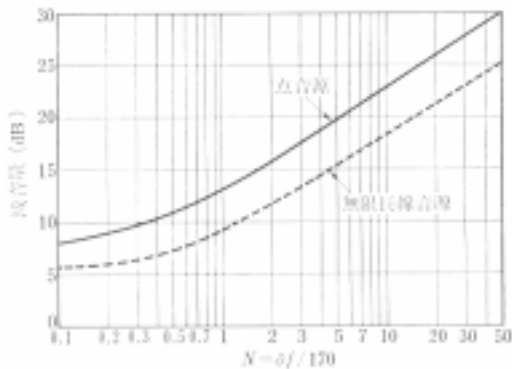


図22 室内の吸音処理による騒音低減量の限界値

表2 吸音材料の特性による分類

騒音領域	概念特性	主要材料
全音域		多孔質材料 (グラスウールまたはロックウール) (厚さ50mm以上、容積吸音率100mm以上)
中高音域		多孔質材料 (厚さ25mm以上、容積吸音率100mm以上) 吹付繊維 (厚さ25mm以上) 多孔質ボード (厚さ25mm以上)
高音域		多孔質材料、吹付繊維 (厚さ15mm以上)
中音域		孔あきボード + 多孔質材料 板 + 多孔質材料
低音域		板HFF 孔あきボード + 多孔質材料



$f$  : 周波数 (Hz)  
 $\delta$  : 回折行路差 (m), 音源から塀の端を通して受音点までの距離と音源・受音点間最短距離との差  
 図23 防音塀による減音量の計算基礎図表

### 3.3 防音塀・シェルタ

最近道路や鉄道などの交通騒音防止対策として、防音塀やシェルタが設置されることが多い。防音塀は以前から工場などの対策に使われてきたものであるが、交通騒音については音源対策をのぞけばほかの対策を避用することが難しいので、これらが実用的な対策の主力になることが多い。

#### 3.3.1 防音塀

音源と受音点との間に防音塀を設置すると、騒音は塀（障壁）の端部で回折して受音点に到達することになり、騒音低減の効果が得られる。

(1) 減音量 この場合の減音量の各種の条件に関係するものであるが、その基礎になるのは点音源に対する障壁の減音量である<sup>20)</sup>。任意の形状の音源については、一般には点音源の集合として求められる。交通騒音の場合には、線音源として取扱われることが多い<sup>21)</sup>。点音源、線音源についての障壁による減音量計算図表を図23に示した。

最近では障壁の厚みが無視できない場合、吸音性防音塀の場合、音源が任意の形状をもっている場合、地表面の吸音性状を考えた場合などにおける障壁の効果について、多くの研究が行われている。

(2) 防音塀材料 基本的には受音点で得られる最大の減音量よりも10dB程度大きな透過損失をもったしゃ音材料であればよい。ただ最近では、一面に吸音性を付加した材料（パネル構造など）が使われることが多い。この場合の吸音性は回折の効果に対しては実用上ほとんど関係がないが、道路などの両側に防音塀を設置する場合や、音源が大きくてしかも塀との距離が小さい場合などには、多重反射によって防音塀の効果が低減するのを防止するのに役立つと考えられ

る。従来こうした吸音性障壁としては、非常に多くの種類の製品が使われてきたが、最近日本道路公団では統一形しゃ音壁を開発制定しており、統一化に向かっていると考えられる。

#### 3.2.2 シェルタ

道路や鉄道線路の側面などを完全に囲んでトンネルのようにした構造である。シェルタが十分な長さをもっていれば、その中心部分では構造の透過損失に相当する程度の騒音減効果が期待されるので、防音塀では騒音防止の目標達成が難しい場合などに適用される。

このシェルタやトンネルでは、両端開口部からの騒音の放射は避けられない。このとき、シェルタの内面が反射性材料で構成されていると、騒音はシェルタ内をほとんど減衰しないで伝搬するために、開口部周辺の騒音は開放構造の場合よりも大きくなる可能性がある。これは内面の吸音処理によって十分に防止できることであって、シェルタ内面の吸音処理は必要条件になることが多い。

## 4. む す び

以上騒音防止のために適用される音源対策と伝搬経路対策の現状を紹介した。騒音対策としてはそのほかに受音点対策があるが、その大部分は伝搬経路対策と類似しているため省略した。

騒音防止技術はその種類や適用場所が非常に多く、しかも多くの場合にはそれらの組合せによって所期の目標を達成することになる。ここではその詳細にまで立入る余地はなく、はじめに意図したような解説にはならなかったが、防止技術の一面としての多様性と、その中での基本的な流れが理解されることを期待する。

### 参 考 文 献

- 1) たとえば現在つぎの草案が審議されている: ISO/DIS 4871, Acoustics-Noise Classification and Labelling of Equipment and Machinery
- 2) 制振材料の特性は、損失係数以外の量で示されることもある。相互の関係については、たとえば守田 栄: 基礎騒音対策ハンドブック (日本音響材料協会編), 22, 技報堂 (1966)
- 3) H.Oberst: Werkstoffe mit Extremen Hoher Innere Dämpfung, Akustische Beihefte, Heft 1, 144/153 (1956)
- 4) たとえば杉本孝一: 日本金属学会会報 14, 491 (1975)
- 5) たとえば Leo L.Beranek: Acoustics, 36, 116, McGraw-Hill Book Co. (1954)
- 6) K.Gosele: Schallabstrahlung von Platten, die zu Biege Schwingungen angeregt sind, Acoustica 3, 243/248 (1953)
- 7) M.J.Lighthill: On Sound Generated Aerody-

- namically I, Proc. Roy. Soc. London, 211(A) 564/587 (1952); Proc. Roy. Soc. London, 222(A), 1/32 (1954)
- 8) R.S. Jackson: Some Aspects of the Performance of Acoustic Hoods, Jour. Sound and Vibration 3, 82/94 (1966)
  - 9) 子安 勝, 山下充康, 大木知子: 防音カバーによる騒音対策実施例, 小林理学研究所報告 16, 5/12 (1966)
  - 10) D.A. Bies: Acoustical Properties of Porous Materials, Noise and Vibration Control (edited by L.L. Beranek), 268, McGraw-Hill Book Co. (1971)
  - 11) E. Meyer, F. Mechel and G. Kurtze: Experiments on the Influence of Flow on Sound Absorption in Absorbing Ducts, J. Acoust. Soc. Am., 30, 165/174 (1958)
  - 12) C.M. Harris: Absorption of Sound in Air in the Audio-Frequency Range, J. Acoust. Soc. Am. 35, 11/17 (1963)
  - 13) T.F.W. Embleton, J.E. Piercy and N. Olson: Outdoor Sound Propagation Over Ground of Finite Impedance., J. Acoust. Soc. Am. 59, 267/277 (1976)
  - 14) U. Ingard: A Review of the Influence of Meteorological Conditions of Sound propagation, J. Acoust. Soc. Am., 25, 405/411 (1953)
  - 15) A. London: Transmission of Reverberant Sound through Single Walls, J. Research Natl. Bur. Standards, 42, 605 (1949)
  - 16) 久我新一: 建築用遮音材料, 技術書院 (1974)
  - 17) たとえば 永田 穂: シャ音, 騒音対策ハンドブック (日本音響材料協会編) 273, 技報堂 (1966)
  - 18) たとえば 子安 勝: 吸音, 騒音対策ハンドブック (日本音響材料協会編) 336, 技報堂 (1966)
  - 19) 子安 勝: 建築用吸音材料, 技術書院 (1972); 吸音材料, 技報堂出版 (1976)
  - 20) 前川純一: 障壁の遮音設計に関する実験的研究, 日本音響学会誌, 18, 187/196 (1962)
  - 21) 山下充康・子安 勝: 線状音源に対する障壁の遮音効果, 29, 207/213 (1973)
-