機械騒音低減の研究*

福田 基 **
Motokazu FUKUDA

Key Words: Sound, Acoustic Radiation from Vibrating Surface, Muffler, Machine Noise Reduction, Review

1. はじめに

音が小さい、できれば音の無い機械を設計することは機械工学の夢である。しかし、明治以来の機械工学の学問体系の中では、騒音は等閑視されており、設計工学として体系化されているとはいえないのが現状である。

著者が騒音の研究に取組みはじめてからすでに30年以上になるが、最初の著書⁽¹⁾の執筆のときにも、一つひとつの式を創造しつつ筆をすすめる有様であった。その後、著書も数冊になり^{(1)~(5)}、また日本機械学会での騒音関係の分科会主査としての仕事も10数年に及ぶに至った^{(6)~(10)}。最近では機械工学における騒音研究者の数も増加し、層も厚くなり、多くの論文が発表されるようになってきている。

本稿では、著者の最近の研究を中心に、機械騒音低減の研究と展望について述べることにする。

2. 機械の騒音発生とその低減

機械から発生する騒音は、大別すると固体音と空気音に分類することができる。

固体音は、機械内部における燃焼衝撃、打撃、接触、回転変動、電磁的変動等によって波動が生じ、この波動が瞬時に機械の全表面に伝播して各表面の固有振動数との共鳴現象を誘起して大きな騒音となることが多い。

面の代表寸法が波長に比して大きいほど共鳴による放射音のパワーも増大する。バイオリンなどの弦楽器で、弦だけでは音は小さいのに胴をつけると音が大きくなるのはこのためである。また面が大きくなると指向性が低音域から高音域にわたって生じるようになり、メガホンやスピーカはこの原理によるものである。

空気音は直接空気中に振動(乱れや渦)が生じるこ

とによる騒音で、吸気音、排気音、吐出し音、噴流音などに分類される。管楽器は空気音の代表的な一例で、管の入口にカルマン渦を形成して空気柱で共鳴させる方式(フルート等)と、渦ではなくリード(舌)を振動させて空気柱で共鳴させる方式(クラリネット等)に大別されるが、機械や消音器の中でもこのような共鳴機構で大きな音を出しているものが多い。

機械の場合は楽器とは逆に、音を出さないほど良い設計であるが、楽器の原理の裏返しのものであり、良い楽器を設計するための理論の逆が、低騒音機械の設計理論である。

3. 固体面からの放射騒音と低減

3.1 衝撃と振動騒音応答⁽¹¹⁾ 多くの機械では、1サイクルの間に数多くの大小の加振力や衝撃が作用しているのが普通である。これに対応して振動や騒音が時間的に変動しつつ発生し、繰返されている。

図1は、ある機械の表面の振動と騒音の同時記録の一例で、原波形と1%狭帯域周波数分析で示してい

図1 壁面振動の各帯域周波数成分と騒音の時間的経過

* 原稿受付 昭和58年4月13日。

** 正員、山口大学工学部 (〒755 宇部市常盤台)。

1600 rpm, 1/3 load, Ign. timing 20°C A.T.D.C.

図2 エンジンの燃焼室内圧力、各部振動、放射音の時間的経過

1600 rpm, 1/3 load, Ign. timing 20°C A.T.D.C.

図3 エンジンの各部表面振動と騒音の1/3オクターブ成分の時間的経過

る。図でわかるように、定常的に発生する周波数成分と、一時的に発生し消滅する非定常的な周波数成分があるが、どの衝撃によってどの周波数成分が応答するかについて、この手法での解析が必要である。

図2は、あるエンジンの振動と騒音の全体量の時間経過の記録で、上から燃焼室内圧力、シリンダヘッド、シリンダ、クランクケースの各中央部の振動と騒音（吸排気音を除く）を示している。これによって、どの時期に、どの位置の振動や騒音が大きく発生するかについて知ることができる。

図3は、図2のそれぞれについて周波数分析をしたもので、さらに詳細に実態を解析することができる。

図4は、図2の最下段に示す騒音について、その時間的経過を①から⑧までの短い時間区間に分割し、それぞれの区間にどのような周波数成分が含まれているかを分析したもので、著者らはこれを部分分析と称している。

以上のような解析手法によって、最近振動や騒音の発生メカニズムを次第に明らかにすることができるようになった。

3.2 振動面からの放射音圧

3.2.1 単純な振動モードの場合⁽¹²⁾ 円板がピストン振動をしている場合、板全体からの放射音のパワーは $ka \gg 1$ では

$$W = \rho c s u_e^2 \dots \dots \dots (1)$$

として容易に計算することができる。ここで、 ρ は空気密度、 c は空気中の音速、 s は板の面積、 a は半径、 k は波長定数で $k = 2\pi f/c$ (f は周波数)、 u_e は振動速度（実効値）である。

円板がピストン振動でなくとも、その中心に振動に腹があるような単純な振動モードの場合には、例えばその中心部の u_e を測定して

$$W = x \rho c s u_e^2 \dots \dots \dots (2)$$

のように表すことができる。 x は放射係数である。放射音のパワーレベルを L_w (re. pW) dB、振動加速度レベルを L_v (re. $10 \mu\text{m/s}$) dB、 f を Hz、 s を m^2 とすると、大気中の L_w は

$$L_w = 10 \log x + L_v - 20 \log f + 10 \log s + 30 \text{ dB}$$

$$\dots \dots \dots (3)$$

また音の強さ I とパワー W との間には、円板中心から測定点までの距離を r 、円板中心から円板上の一点までの距離を a_x とすると

$$I = \int_s \frac{W}{2\pi(r^2 + a_x^2)} ds \quad \dots\dots\dots (4)$$

の関係があるから、音圧レベル L_P (re. 20 μ Pa) dB は

$$L_P = 10 \log x + L_v - 20 \log f + 10 \log \left[\ln \left\{ 1 + \left(\frac{a}{r} \right)^2 \right\} \right] + 27 \quad \text{dB} \quad \dots\dots (5)$$

$a \ll r$ では

$$L_P = 10 \log x + L_v - 20 \log f + 20 \log \frac{a}{r} + 27 \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (6)$$

多くの実験によって周波数ごとに L_v と L_P (又は L_w) を測定すると、これより $10 \log x$ の周波数特性を求めることができる。この特性は低音域で極めて小さく、周波数の増加に従って増大し、 $ka \gg 1$ で一定値に近づく形になる。

x のかわりに角周波数 ω を用い

$$\mu = x/\omega^2 \quad \dots\dots\dots (7)$$

として

$$W = \mu \rho c s a^2 \quad \dots\dots\dots (8)$$

と表す整理方法も考えられる。

3.2.2 複雑な振動モードの場合⁽¹³⁾ 機械の表面は、多くの場合には複雑なモードの振動をしていることが多い。そこで、広い面を微小部分に分割し、その分割面の一つひとつはピストン振動をしていると考え、それぞれの面から放射される音圧を空間で合成することによって放射音を予測することができる。

図4 図2の騒音の時間別部分分析

速度ポテンシャルを ϕ 、微小面積を ds 、速度振幅を u 、観測点までの距離を r とすると、音圧 p は

$$p = j\rho\omega\phi \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、

$$d\phi = (uds/2\pi r) \exp j(\omega t - kr) \quad \dots\dots\dots (10)$$

で表される。分割面を波長に比して十分に小さくすれば、点音源として扱うことができる。

放射音が定常音の場合には、このように音圧合成が可能である。図5は、振動板(厚さ1.8mm鋼板)の振動モードを測定値と、放射音の空間分布(測定値と計算値)の例であり、比較的に精度よく音圧レベルを予測することが可能である⁽¹³⁾。また図6は、振動板中心上方1mの位置の音圧レベルの周波数特性の測定値(線)と計算値(○印)との比較で、比較的によく一致している⁽¹³⁾。

3.3 振動面からの放射音のパワー⁽¹³⁾ 図1の(1)や(3)のような定常音については3.2節に述べた計算法が適用されるが、(2)や(4)のような成分の音については適用できない。この非定常性は分析帯域幅(バンド幅)によって生ずるものである。

このように振幅は時間的に変化をするが、しかしその時間平均値が一定である振動成分については、放射面の全面積を s 、速度振幅の時間的・空間的平均値を $\langle u_b \rangle$ とすると、その周波数帯域における放射音のパワー W_b は次式で表される。

$$W_b = \rho c s \langle u_b^2 \rangle \quad \dots\dots\dots (11)$$

上式の σ は放射効率で、さきに示した x や μ と本質的には同じである。 σ の値については筆者らは次式を提案している⁽¹³⁾。

$$\sigma = \frac{k^2 \Delta S_f}{2\pi + k^2 \Delta S_f} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 $f > (\pi/s)\sqrt{D/\rho_e h}$ のとき

$$\Delta S_f = \frac{\pi}{f} \sqrt{\frac{D}{\rho_e h}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$f \leq (\pi/s)\sqrt{D/\rho_e h}$ のとき

$$\Delta S_f = s \quad \dots\dots\dots (14)$$

なお、 D は振動板の剛性 ($El^3/12(1-\nu^2)$)、 ρ_e は板の密度、 h は板厚である。

この考え方によると、剛性が低く密度が大きい材料、例えば鉛のような材料は、音の放射効率が小さいということになる。

図7は、各種材料の振動板について調べた放射効率の計算値で、図8はこれを用いた放射音のパワーレベルの計算値と測定値の例である⁽¹³⁾。

3.4 音源のエンクロージャ⁽¹²⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾ 低騒音機械の実現のためには、密閉(エンクロージャ)が最も有効

的である。

エンジンでも、冷蔵庫のように囲うことによって、ほとんど音が聞こえないように設計することも不可能ではない。しかし、単に囲えば音が下がるという訳にはいかない。

いまパワーレベル L_w (dB) の音源が自由空間に置かれていたとすると、距離 r はなれた点の音圧レベル L_P は

$$L_P = L_w + 10 \log \frac{1}{4\pi r^2} \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (15)$$

また、この音源を十分に大きなパッケージで囲ったとすると、同じ点の音圧レベル L'_P は次式のようになる。

$$L'_P = L_w + 10 \log \left\{ \frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S_w \bar{\alpha}} \right\} \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (16)$$

すなわちエンクロージャによってパッケージ内部の音圧は上昇し、その上昇分のレベル ΔL (dB) は

$$\Delta L = 10 \log \left\{ 1 + 16\pi r^2 \frac{1-\bar{\alpha}}{S_w \bar{\alpha}} \right\} \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (17)$$

となる。ここで、 $\bar{\alpha}$ はパッケージ内部の平均吸音率、

S_w はパッケージ内部の総壁面積 (m^2) である。

このように密閉によって音圧は上昇するので、その分だけ吸音性能を上げる必要があり、また内部で消音機構を付加することが必要である。

密閉やカバーを付けるとき大切なことは、機械の振動がこれらの板に伝わらないように振動絶縁をすることである。また、密閉された空間内部では一般に温度が上昇するから、その冷却が必要である。この際、空冷式と水冷式の2種類があるが、前者は冷却空気の出入口が必要であり、またその部分に消音器をつけることが必要である。むしろ水冷式にして循環させる方がよい場合が多い。

4. 開孔部からの放射騒音と低減

4.1 噴流騒音とその低減⁽¹⁶⁾ 開孔部からの噴流の速度が極めて速い場合、例えばジェット機の噴流のような場合には、音源部は開孔端ではなく背後に円すい状に形成されるせん断面である。Lighthill によれば亜音速流では音響パワーは流速の8乗に比例するといわれている。

したがって、ジェット音を低減する方法の一つは、燃焼による高速の排気噴流の周囲を未燃焼圧縮空気の

図 5 振動モードの測定値と放射音の計算値および測定値

噴流で取り囲み、静止空気との相対速度を小さくすることが最も肝要である。これを多重にすると更に音は小さくなるであろう。

4.2 消音器

4.2.1 気流の影響がない場合^{(17)~(26)} 空間で音波を遮断するには、音源と受音点との間に障壁を立てればよい。壁に当たった入射音の一部は反射音となり、このため透過音は小さくなる。

管路の中でこれと同じ作用をさせるために遮音壁のかわりに空洞部を設ければよいという発想から生まれたのが TL (transmission loss) 理論⁽¹⁸⁾である。ただしこの場合、遮音壁と同様に入射波と反射波と透過波の三つの波を考えるとすれば、透過側の管路(尾管)は無反射端としなければならない。

しかし、実際の消音器では尾管は無反射端ではない。このことから著者が25年前に提案した理論が Att (attenuation) 理論⁽¹⁷⁾である。この理論は昭和35年に論文集⁽¹⁹⁾に紹介し、さらに体系化して昭和44年に学会誌⁽²⁵⁾に技術論文として発表している。

いま、消音器の内部を通過するのは音波だけで、気

流の影響も壁面の振動もなく、また壁面からの音波の透過もないものと仮定する。

図10において、消音器がついていないときの空間の一点(受音点)の音圧レベルを L_p' とし、消音器をつけることによって同一関係位置の点で L_p になったとする。尾管端における放射抵抗と体積速度をそれぞれ R と U で表し、消音器を付けないとき R' 、 U' と表すると、 L_p' と L_p の差すなわち消音量は

$$Att = 10 \log \frac{(U')^2 R'}{(U)^2 R} \text{ dB} \dots\dots\dots (18)$$

この Att は、管端の先に消音器を付けたときとはずしたときの音圧レベルの差とすれば、IL (insertion loss) と記してもよい。

この定義から多くの消音器の理論式が、以下のようになされることになる。

(1) 低周波数用消音器 音波の波長が消音器の寸法に比して十分に大きいような低音域の音波については、空洞はばねとして、尾管は質量として一体的に

図6 放射音圧レベルの計算値と測定値

図7 板厚および材質による放射効率の計算値

図8 放射音のパワーレベルの周波数特性の計算値と測定値

作動するから、集中定数理論として次式が導かれる⁽²⁵⁾。

$$IL = 20 \log \left| 1 - k^2 \frac{V l_0}{s} \right| \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 V ：空洞部容積、 l_0 ：尾管長、 s ：尾管内断面積、 k ：波長定数である。

(2) 中周波数用消音器 消音器の空洞部を通過する音波が平面波であるような周波数域においては分布定数理論が成り立つ。空洞部の長さを l 、断面積を S 、尾管長を l_0 、断面積を s とすると、 IL は近似的に

$$IL = 20 \log \left| \frac{S}{s} \frac{\sin kl \sin kl_0}{\cos kl_{i1} \cos kl_{o1}} \right| \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (20)$$

から求められる⁽²⁵⁾。ここで、 l_{i1} は入口管からの挿入長、 l_{o1} は尾管からの挿入長である。

$l_{i1} = l_{o1} = 0$ なら、著者が昭和 35 年に発表⁽¹⁹⁾したように

$$IL = 20 \log \left| \frac{S}{s} \sin kl \sin kl_0 \right| \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (21)$$

厳密式は文献(25)に示されているが、これによると計算式と測定値の比較は、図 9 のようによく一致している。しかし、平面波が成立しないような形状や周波数範囲や気流の影響が大きい場合には、その分だけ合わないで、設計上留意が必要である。

(3) 高周波数用消音器 消音器の空洞部の内径が波長よりも大きい場合には、平面波が成り立たなくなる。消音器の空洞部の内径よりも波長が小さい高音域の音波は拡散音場となり、 IL は近似的に

$$IL = 10 \log \frac{\bar{\alpha} S_w}{s} \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (22)$$

ここで、 $\bar{\alpha}$ ：空洞内平均吸音率、 S_w ：空洞内部全表面積、 s ：出口孔面積である。

4・2・2 気流の影響がある場合⁽²⁷⁾ 音源から管路内を伝搬する音波が気流を伴うとき、その管路におけるマッハ数を M_i 、空洞内におけるマッハ数を M_L 、波長定数を $k_i = k/(1 - M_i^2)$ 、 $k_L = k/(1 - M_L^2)$ とすると、さきに述べた消音効果の式(21)は、きわめて近似的には次式のように変形される。

$$IL = 20 \log \left| \frac{S}{s} (1 - M_L^2) \times \sin k_L l \sin k_L l_0 \right| \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (23)$$

上式は M の一次の項を無視しているので、この点を考慮する必要があるが、しかし近似による誤差以上に大きいのは気流による発生音である。

著者らは、気流による発生音の音圧レベル L_f の式

を次式で表示した。

$$L_f = 10 \log |10^{L_h/10} - 10^{(L_h' - (L_i' - L_i)/10)}| \quad \text{dB} \quad \dots\dots\dots (24)$$

ここで、気流音の発生が無視できない高速気流の場合、消音器を付けなときと付けたとき管端から同一関係位置の音圧レベルがそれぞれ L_h' 、 L_h で、気流音の発生が十分に無視できる低速気流の場合の同様の音圧レベルがそれぞれ L_i' 、 L_i である。

本式を用いて消音器の空洞内の各部の音圧を調べた結果は、尾管入口部における音圧が最も大きいことが認められた。

各種形状の消音器で比較すると、空洞長がある長さより短くなると気流音が急増し⁽²²⁾⁽²⁷⁾、また空洞径が大きい場合も同様に気流音が増す⁽²⁷⁾ことから総合的に判断すると、入口管端からの噴流による尾管入口部の乱れによって尾管が管楽器的な増幅作用をするのではないかと考えられる。

気流を伴う場合の消音器の IL 理論式の確立と、気流発生音の設計式の確立は、国内では著者らと小幡ら⁽²⁸⁾のグループが研究しているが、今後の研究課題の一つである。

図 9 式(18)を用いた消音量の周波数特性の計算値と測定値⁽²⁵⁾

5. あとがき

騒音に関する最近の研究動向としては、音響インテンシティ法による発生源探査法⁽²⁹⁾のほか音響ホログラフィ法⁽³⁰⁾、機械インピーダンス法⁽³¹⁾、有限要素法⁽³²⁾、クロススペクトル法⁽³³⁾⁽³⁴⁾などの各種の解析手法や、騒音対策事例の多くの研究が展開されている。

あらゆる機械の分野で騒音と騒音低減へのアプローチへの試みが活発になっていることは好ましいことではあるが、研究報告が多い割合には散発的できめ手に乏しく、学問としての体系化が今後の課題である。機械は必ず騒音を伴い公害にもなりやすく、今後騒音は機械工学における重要な一分野となるべきであろう。

本稿では、筆者の専門分野の中でとくに機械騒音低減の際の基本である固体音と空気音の分野を中心に述べたが、稿を終えるにあたり著者の研究室において研究の推進役の活動をしている小嶋直哉助教授に特に感謝の意を表する次第である。なお機械騒音に関する研究論文の外国文献について数百編^{*1}が著者らによってまとめられているが、協力者の各位にも謝意を表す。

文 献

- (1) 福田・奥田, 機械の騒音とその対策, (昭 42), 共立出版.
- (2) 福田・奥田, 騒音対策と消音設計, (昭 48), 共立出版.

*1 本稿では割愛したが希望者には頒布することも可能。

- (3) 福田, 騒音防止工学, (昭 51), 日刊工業新聞社.
- (4) 福田・ほか 4 名, 環境工学概論, (昭 55), 培風館.
- (5) 守田・ほか 20 名, 騒音・振動対策ハンドブック, (昭 57), 技報堂.
- (6) 福田, 機誌, 73-623 (昭 45), 1594.
- (7) 福田, 機誌, 76-653 (昭 48), 567.
- (8) 福田, 機誌, 80-700 (昭 52), 260.
- (9) 福田, 機誌, 83-736, C (昭 55), 337.
- (10) 福田, 機誌, 85-769 (昭 57), 1428.
- (11) 小嶋・ほか 2 名, 機論, 47-418, B (昭 56), 1125.
- (12) 福田・ほか 2 名, 機論, 44-377 (昭 53), 260.
- (13) 小嶋・ほか 2 名, 機論, 46-411, C (昭 55), 1355.
- (14) 福田・城戸, 機論, 44-377 (昭 53), 271.
- (15) 福田・ほか 2 名, 機論, 44-384 (昭 53), 2851.
- (16) 福田, 音響学会誌, 38-5 (昭 57), 262.
- (17) 福田, 機講論, (昭 32-10), 53.
- (18) Davis, D.D., ほか 3 名, *NACA Tech. Rep.*, 1191 (1954).
- (19) 福田, 機論, 26-168 (昭 35), 1167.
- (20) 福田, 文献(19)の 1174 ページ.
- (21) 福田・ほか 2 名, 機論, 26-171 (昭 35), 1667.
- (22) 福田, 機論, 28-192 (昭 37), 966.
- (23) 福田, 機論, 29-198 (昭 38), 415.
- (24) 福田・和泉, 機論, 34-263 (昭 43), 1294.
- (25) 福田・奥田, 機誌, 72-604 (昭 44), 603.
- (26) 福田・ほか 3 名, 機論, 38-307 (昭 47), 611.
- (27) 福田・ほか 2 名, 機論, 48-432, B (昭 57), 1586.
- (28) 小嶋・平田, 音響学会誌, 34-9 (昭 53), 532.
- (29) Chung J. Y., *J. Acoust. Soc. Am.*, 64-6 (1978), 1613.
- (30) 梅沢, 自動車技術, 35-12 (昭 57), 1402.
- (31) Watanabe, Y., *Int. J. Vehicle Des.*, 2-3 (昭 57), 276.
- (32) Sung S. H., *SAE Paper*, 810397 (1981).
- (33) 福田・ほか 3 名, 機講論, No. 815-1 (昭 56-3), 88.
- (34) 福田・ほか 3 名, 文献(33)の 109 ページ.