第　八　章

建　築　音　響

文化生活を営む社会において，音響工学が最も密接に生活と関係するのは，建築物内の音響的処理の問題であろう．この種の問題は寺院や王宮その他の大規模な建築物に関連してかなり古くから取扱われて来たもののようであるが，今世紀の当初頃に至るまでは未だ幼稚な段階をでなかったようである．しかし，波動理論および音響理論が発達し，音響現象に対する理解が深まる一方，社会生活が複雑となり，多数の聴衆に音を伝えねばならぬ必要や，不必要な音響を遮断せねばならぬ要求などが生ずるようになり，建築物内の音響状態を欲するままに処理しようとする傾向が強まって来た．ことに大きな講堂[1]や劇場，あるいは会議場などは，音響状態がよくなければその機能を発揮できないし，また音楽堂や放送および録音スタジオなどは，それぞれの目的に適した音響特性を持っていなければ良い効果は期待できない．さらに作業場や事務室あるいは居室なども，現代のような喧騒な都会の中では，特に音響的の処理を施さないとその機能に支障を来す場合が多い．このような必要性から，建築音響に関する音響工学的研究が20世紀の当初に始められ，過去半世紀の間に著しい進歩を遂げて現代に至った．しかし，建築物の音響的処理という問題は，上記のように消極的な要求が多かったので，他の音響機器のように音響学の中心的問題とはならずに，むしろ建築学の一部門として，地味に発達して来た観がある．しかし，電気音響技術の進歩に伴ない，放送や録音用のスタジオの音響特性を電気通信工学技術者が処理しなければならない必然性を生じ，その結果建築音響に関する新しい研究問題は通信工学の分野において行われるような傾向を生じて来た．

建築音響に関する問題は，二つに分けて考えられる．一つは**雑音の遮断**であり，他は**室内音響調整**である．この二つは全く独立な問題であって，場合によっては互に相容れない条件を持っていることさえある．しかるに，多くの場合，両者を混同して考える傾向におちいりやすいことは，注意せねばならない．

8・1　遮音・防振

建築物内の騒音レベルを低くするには建築物の外から侵入してくる音響を遮断すると同時に，その建築物内で発せられる音による音圧レベルを抑圧せねばならない．外来音を遮断することを**遮音**[2]と

(1)　auditorium
(2)　sound insulation

呼び，内部音源による音圧レベルを抑圧することを**防音**と呼ぶことにする．[3] 遮音の程度は建築構造と密接な関係を持ち，特に遮音を重要視する場合には遮音構造および防振構造を採用する場合がある．一方防音は室内音響調整と密接に関連している．よってまず遮音および**防振**[4]について述べることにする．

普通の建物内でその機能に障害を及ぼさない程度の騒音レベルは**第8・1表**に示す通りである．したがって都市の街路[5]や交通機関および工場[6]などに近接した建物内の騒音レベルを必要な程度にまで低下させるには，かなりの遮音を行わねばならぬ場合が多い．しかし，音波を完全に遮断するには完全反射壁を設けるか，透過波に急激な減衰を与えるかの何れかしかない．しかし有限の厚さの壁はやはり音波の伝播路となり，境界面を透過した音波がこの壁を通りぬけて建物内に侵入し得るし，また壁体自身が**板振動**[7]を生じて建物内に音波を輻射することがある．境界面の透過係数は境界面の両側の媒質の音響インピーダンスの比に関係し，壁体内を通過する音波の減衰は粘性抵抗その他の内部損失に関係し，板振動は壁体の面積密度とその固有振動数とに関係する．したがって，十分な遮音を行うには，遮音壁表面の透過係数を極力小さくし，かつ壁体内を通過する音波になるべく大きな減衰を与えると共に板振動を生じ難いようにしなければならない．

第8・1表（a）　日常生活における騒音レベル．
(U.S. Nat. Bur. Stds.).

phon		
160		ジェットエンジンの近傍
130		耳が痛くなり，耐えられなくなる限界
120		最大可聴限界（振動数によって異なる） 飛行機のプロペラから約 6 (m)
110		高速度で走る急行列車の近傍
100		
90		
80		ニューヨークの地下鉄 貨物自動車（5〜15 (m)）
70		
60	日常会話	普通の交通頻繁な街路 百貨店，やかましい事務室
50	日常会話	普通の食堂の騒音 普通の事務室
40	日常会話	普通の居室やアパートの中の静かなラジオ音楽
30		
20		ささやき (1.3 (m))
10		そよ風に鳴る木の葉の音
0		最小可聴限界

第8・1表（b）　日常生活を快適にするのに必要な騒音レベルの最大許容限界．

室の種類	騒音レベル (phon)
放送，録音用スタジオ	25〜30
音楽演奏室	30〜35
演劇場	30〜35
病院	35〜40
講堂・教室	35〜40
会議室・小事務室	40〜45
住宅	35〜40
大事務室	50〜55
食堂	50〜55
工場	45〜70

（3）　この定義は便宜的なものである．

8・1・1　壁体の音響透過および伝達

厚さ d(m) なる壁が存在する空間内を，壁に向って**垂直に入射**する平面波が，壁体を透過する様子を解説しよう．**第8・1図**のように壁表面を原点として音波の進行方向を軸 z とし，領域を（1），（2），（3）と分けて，入射波の速度ポテンシャルを

（1）　$$\phi_i^{(1)} = \phi_0^{(1+)} e^{ik_1^z - iwt},$$

壁面の反射波の速度ポテンシャルを

（2）　$$\phi_r^{(1)} = \phi_0^{(1-)} e^{-ik_1^z - iwt},$$

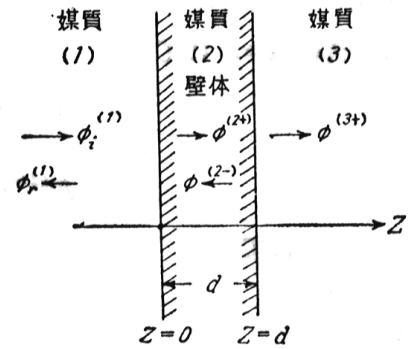
壁体内の速度ポテンシャルを

（3）　$$\phi^{(2)} = (\phi_0^{(2+)} e^{ik_2^z} + \phi_0^{(2-)} e^{-ik_2^z}) e^{-iwt},$$

透過波の速度ポテンシャルを

（4）　$$\phi^{(3)} = \phi_0^{(3+)} e^{ik_3^z - iwt},$$

ここに



第8・1図

（5）　$$k_j = \frac{\omega}{c_j} = \frac{2\pi}{\lambda_j} \qquad (j=1, 2, 3),$$

c_j は (j) 領域内の音波の伝播速度と表わせば，領域（1）内の音圧 $p^{(1)}$ と粒子速度 $\dot{\xi}^{(1)}$ は

（6）　$$p^{(1)} = -i\omega\rho_{01}(\phi_0^{(1+)} e^{ik_1^z} + \phi_0^{(1-)} e^{-ik_1^z}) e^{-i\omega t}$$
$$= (p_0^{(1+)} e^{ik_1^z} + p_0^{(1-)} e^{-ik_1^z}) e^{-iwt} \qquad (\mathrm{Pa}),$$

（7）　$$\dot{\xi}^{(1)} = -ik_1(\phi_0^{(1+)} e^{ik_1^z} - \phi_0^{(1-)} e^{-ik_1^z}) e^{-iwt}$$
$$= \frac{1}{Z_0^{(1)}}(p_0^{(1+)} e^{ik_1^z} - p_0^{(1-)} e^{-ik_1^z}) e^{-iwt} \qquad (\mathrm{m/s}),$$

領域（2）内の音場は

（8）　$$p^{(2)} = -i\omega\rho_{02}(\phi_0^{(2+)} e^{ik_2^z} + \phi_0^{(2-)} e^{-ik_2^z}) e^{-iwt}$$
$$= (p_0^{(2+)} e^{ik_2^z} - p_0^{(2-)} e^{-ik_2^z}) e^{-iwt} \qquad (\mathrm{Pa}),$$

（9）　$$\dot{\xi}^{(2)} = ik_2(\phi_0^{(2+)} e^{ik_2^z} - \phi_0^{(2-)} e^{-ik_2^z}) e^{-iwt}$$
$$= \frac{1}{Z_0^{(2)}}(p_0^{(2+)} e^{ik_2^z} - p_0^{(2-)} e^{-ik_2^z}) e^{-iwt} \qquad (\mathrm{m/s}),$$

領域（3）内の音場は

（10）　$$p^{(3)} = -i\omega\rho_{03}\phi^{(3+)} e^{ik_3^z - iwt}$$
$$= p_0^{(3+)} e^{ik_3^z - iwt} \qquad (\mathrm{Pa}),$$

（11）　$$\dot{\xi}^{(3)} = -ik_3\phi_0^{(3+)} e^{ik_3^z - iwt}$$

（4）　振動防止,遮音すべき音の振動数が特に低い場合をいう．
（5）　都会の街路騒音は平均 80 phon 位，最大 100 phon 程度に達する．**9・2**参照．
（6）　工場内では 120 phonを越えるような場合もある．
（7）　panel vibration

$$= \frac{1}{Z_0^{(3)}} p_0^{(3+)} e^{ik_3 z - iwt} \qquad (\mathrm{m/s}),$$

ただし

(12)
$$Z_0^{(j)} = \frac{\omega \rho_{0j}}{k_j} \qquad (\mathrm{Pa \cdot s/m}),$$

ρ_{0j} は第１媒質の密度 $(\mathrm{kg/m^3})$, $Z_0^{(j)}$ は第 j 媒質の音響特性インピーダンスである．

境界条件は $z = d$ にて

(13)
$$p_0^{(2+)} e^{ik_2 d} + p_0^{(2-)} e^{-ik_2 d} = p_0^{(3+)} e^{ik_3 d},$$
$$p_0^{(2+)} e^{ik_2 d} - p_0^{(2-)} e^{-ik_2 d} = \frac{Z_0^{(2)}}{Z_0^{(3)}} p_0^{(3)} e^{ik_3 d},$$

および $z = 0$ にて

(14)
$$p_0^{(1+)} + p_0^{(1-)} = p_0^{(2+)} + p_0^{(2-)},$$
$$p_0^{(1+)} - p_0^{(1-)} = \frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}} (p_0^{(2+)} - p_0^{(2-)})$$

と表わせるから，**壁表面の音圧反射係数**は

(15)
$$R^{(12)} = \frac{p_0^{(1-)}}{p_0^{(1+)}} = \frac{(1-Z_0^{(12)})(1+Z_0^{(23)}) + (1+Z_0^{(12)})(1-Z_0^{(23)}) e^{i2k_2 d}}{(1+Z_0^{(12)})(1+Z_0^{(23)}) + (1-Z_0^{(12)})(1-Z_0^{(23)}) e^{i2k_2 d}},$$

壁体の音圧透過係数は

(16)
$$T^{(13)} = \frac{p_0^{(3+)}}{p_0^{(1+)}} = \frac{4e^{i(k_2 - k_3)d}}{(1+Z_0^{(12)})(1+Z_0^{(23)}) + (1-Z_0^{(12)})(1-Z_0^{(23)}) e^{i2k_2 d}},$$

ここに

(17)
$$Z_0^{(jl)} = \frac{\rho_{0j} k_l}{\rho_{0l} k_j} = \frac{Z_0^{(j)}}{Z_0^{(l)}}$$

は**インピーダンス比**である．特に領域（1）と（3）とが同一煤質で満されている場合には

$$Z_0^{(1)} = Z_0^{(3)},$$
$$k_1 = k_3$$

と置けるから，（15）と（16）より

(18)
$$R^{(12)} = \frac{(Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)}) + (Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(1)} - Z_0^{(2)}) e^{i2k_2 d}}{(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)}) + (Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(1)} - Z_0^{(2)}) e^{i2k_2 d}},$$
$$T^{(13)} = \frac{4Z^{(2)} Z^{(1)} e^{i(k_2 - k_1)d}}{(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)}) + (Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(1)} - Z_0^{(2)}) e^{i2k_2 d}}$$

となる．

壁体内では音波の減衰があるから

(19)
$$k_2 = \alpha_2 + i\beta_2, \qquad \alpha_2 = \frac{2\pi}{\lambda_2} = \frac{\omega}{c_2}$$

と表わされる場合が多い．しかし

(20)
$$e^{i2k_2 d} = e^{-2\beta_2 d} (\cos 2\alpha_2 d + i \sin 2\alpha_2 d)$$

$$
= \begin{cases}
+e^{-2\beta_2 d}, & d = n\dfrac{\lambda_2}{2}, \quad (n=0,1,2,\cdots), \\
-e^{-2\beta_2 d}, & d = (2n+1)\dfrac{\lambda_2}{4}, \quad (n=0,1,2,\cdots), \\
+ie^{-2\beta_2 d}, & d = \left(n+\dfrac{1}{4}\right)\dfrac{\lambda_2}{2}, \quad (n=0,1,2,\cdots), \\
-ie^{-2\beta_2 d}, & d = \left(n-\dfrac{1}{4}\right)\dfrac{\lambda_2}{2}, \quad (n=1,2,3,\cdots)
\end{cases}
$$

と表わされるから　$2\beta_2 d \ll 1$ の場合には（20）は ± 1 または $\pm i$ となる．よって

$e^{i2k_2 d} \approx 1$ の場合には

（21）

$$
R^{(12)} = 0,
$$

$$
T^{(13)} = \left(\frac{2}{1+\dfrac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}} \right) e^{ik_1 d},
$$

$$
d = n\frac{\lambda_2}{2}, \qquad (n=0,1,2,\cdots)
$$

となり，壁表面における音圧反射係数は消滅し，ほとんど完全な**無反射状態**となる．また

$e^{i2k_2 d} \approx 1$ の場合には

（22）

$$
R^{(12)} = \frac{Z_0^{(2)}+Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}-Z_0^{(1)}} = \frac{1+\dfrac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}}{1-\dfrac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}},
$$

$$
T^{(13)} = -\frac{2Z_0^{(2)}Z_0^{(1)}}{(Z_0^{(2)}-Z_0^{(1)})^2} e^{-ik_1 d} = -\frac{2\dfrac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}}{\left(1-\dfrac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}\right)^2} e^{-ik_1 d},
$$

$$
d = (2n+1)\frac{\lambda_2}{4}, \qquad (n=0,1,2,\cdots)
$$

となるから，もしも　$Z_0^{(1)} \ll Z_0^{(2)}$ であれば

（23）

$$
R^{(12)} \Rightarrow 1,
$$

$$
T^{(13)} \Rightarrow 0
$$

となって，ほとんど**完全反射**の状態となる．したがって，壁体内の減衰が無視されるような厚さの壁に音波が垂直に入射する場合には，音波の壁体内の波長　λ_2 と壁厚　d　との関係によって，完全反射状態（遮音状態）あるいは無反射状態（透過状態）になる．よって特定の振動数の雑音の遮音を十分に行うには壁厚を　$\dfrac{\lambda_2}{4}$　の奇数倍とし，かつ壁体の音響特性インピーダンス　$Z_0^{(2)}$　を媒質の特性インピーダンス $Z_0^{(1)}$ に比して十分大きくすればよく，また広い振動数帯域にわたって遮音を行うには壁厚を十分に厚くして　$2\beta_2 d$ を大きくし，減衰を十分に与えると同時に $Z_0^{(2)}$を $Z_0^{(1)}$　に比して十分大きくせねばならない．

なお（18）にて　$Z_0^{(2)} \gg Z_0^{(1)}$ とした場合には

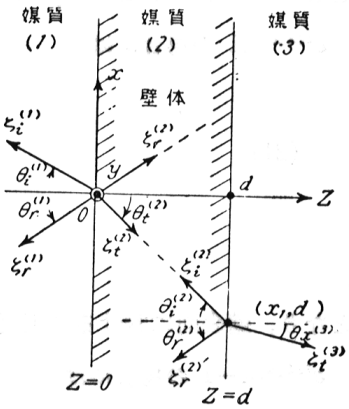
$$R^{(12)} = \frac{\left\{1-\left(\frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}\right)^2\right\}(1-e^{-2\beta_2 d - i2\alpha_2 d})}{\left(1+\frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}\right)^2 - \left(1-\frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}\right)^2 e^{-2\beta_2 d - i2\alpha_2 d}} \Rightarrow +1\,,$$

(24)

$$T^{(13)} = \frac{4\frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}} e^{i(k_2-k_1)d}}{\left(1+\frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}\right)^2 - \left(1-\frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}}\right)^2 e^{-2\beta_2 d - i2\alpha_2 d}} \Rightarrow 0$$

となり完全反射状態となる．

次に平面波が壁表面に**斜に入射**する場合の反射係数および透過係数を求めて見よう．壁の表面 $z=0$ 上の一点を座 O 標原点として**第8・2図**のような座標軸 (x, y, z) を考える．一次入射平面波が O 点に向って到来する方向を $\theta_i^{(1)}$，O 点から反射される方向を $\theta_r^{(1)}$，透過波が進行する方向を $\theta_t^{(2)}$ とし，それぞれの方向に O 点から測った距離を表わすパラメーターを $\zeta_i^{(1)}, \zeta_r^{(1)}$ および $\zeta_t^{(2)}$ とする．また $z=d$ 面上で入射波が到来する方向のパラメーターを $\zeta_i^{(2)}$，入射角を $\theta_i^{(2)}$ とし，反射波が進行する方向のパラメーターを $\zeta_r^{(2)}$，反射角を $\theta_r^{(2)}$ とし，透過波が進行する方向のパラメーターを $\zeta_t^{(3)}$，透過角を $\theta_t^{(3)}$ とすれば，$(x=0, z=0)$ 点における音波の速度ポテンシャルは**第8・3図**を参照して



第8・2図

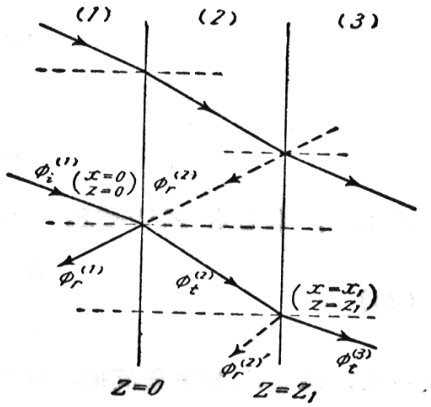
(25)
$$\phi_i^{(1)} = \phi_{i0}^{(1)} e^{-ik_1\zeta_i^{(1)}},$$
$$\phi_r^{(1)} = \phi_{r0}^{(1)} e^{ik_1\zeta_r^{(1)}},$$

(26)
$$\phi_t^{(2)} = \phi_{t0}^{(2)} e^{ik_2\zeta_t^{(2)}},$$
$$\phi_r^{(2)} = \phi_{r0}^{(2)} e^{-ik_2\zeta_r^{(2)}},$$

ただし

(27)
$$\zeta_i^{(1)} = x\sin\theta_i^{(1)} - z\cos\theta_i^{(1)},$$
$$\zeta_r^{(1)} = -x\sin\theta_r^{(1)} - z\cos\theta_r^{(1)},$$

(28)
$$\zeta_t^{(2)} = -x\sin\theta_t^{(2)} + z\cos\theta_t^{(2)},$$
$$\zeta_r^{(2)} = x\sin\theta_r^{(2)} + z\cos\theta_r^{(2)}$$



第8・3図

と表わされ，また $(x=x_1, z=d)$ 点における音場は

(29)
$$\phi_i^{(2)} = \phi_{i0}^{(2)} e^{-ik_2\zeta_i^{(2)}},$$
$$\phi_r^{(2)'} = \phi_{r0}^{(2)'} e^{ik_2\zeta_r^{(2)'}},$$

(30)
$$\phi_t^{(3)} = \phi_{t0}^{(3)} e^{ik_3\zeta_t^{(3)}},$$

ただし

(31)
$$\zeta_i^{(2)} = (x-x_1)\sin\theta_i^{(2)} - (z-d)\cos\theta_i^{(2)},$$
$$\zeta_r^{(2)} = -(x-x_1)\sin\theta_r^{(2)} - (z-d)\cos\theta_r^{(2)},$$

(32)　$$\zeta_t^{(3)} = -(x-x_1)\sin\theta_t^{(3)} + (z-d)\cos\theta_t^{(3)},$$

(33)　$$\theta_t^{(2)} = \theta_i^{(2)}$$

と表わされる．よって　$z=d$　面上の音圧は

(34)
$$p_i^{(2)} = p_{i0}^{(2)} e^{-ik_2(x-x_1)\sin\theta_i^{(2)} + ik_2(z-d)\cos\theta_i^{(2)}},$$
$$p_t^{(2)}(z_1) = p_{r0}^{(2)}(z_1) e^{-ik_2(x-x_1)\sin\theta_r^{(2)} - ik_2(z-z_1)\cos\theta_r^{(2)}},$$
$$p_r^{(3)} = p_{t0}^{(3)} e^{-ik_3(x-x_1)\sin\theta_t^{(3)} + ik_3(z-z_1)\cos\theta_t^{(3)}},$$

その面上の粒子速度は

(35)
$$\begin{cases} \dot{\xi}_i^{(2)} = -\dfrac{k_2}{\omega\rho_{02}} p_{i0}^{(2)} e^{ik_2(x-x_1)\sin\theta_i^{(2)} + ik_2(z-d)\cos\theta_i^{(2)}}, \\ \dot{\xi}_r^{(2)} = +\dfrac{k_2}{\omega\rho_{02}} p_{r0}^{(2)}(d) e^{-ik_2(x-x_1)\sin\theta_r^{(2)} + ik_2(z-d)\cos\theta_r^{(2)}}, \\ \dot{\xi}_t^{(3)} = \dfrac{k_3}{\omega\rho_{02}} p_{t0}^{(3)} e^{-ik_3(x-x_1)\sin\theta_t^{(3)} + ik_3(z-d)\cos\theta_t^{(3)}} \end{cases}$$

と表わされ，透過波の連続条件は，$(x=0,\ z=0)$ 点に入射した音場が $\zeta_t^{(2)}$ に沿って $(x=x_1,\ z=d)$ 点に到達することから

(36)　$$p_i^{(2)}\Big]_{\substack{x=x_1\\ z=d}} = p_{t0}^{(2)} e^{ik_2\zeta_t^{(2)}}\Big]_{\substack{x=x_1\\ z=d}}$$

でなければならぬ．よって（34）と（28）を用いて（36）を計算すると

(37)　$$p_{i0}^{(2)} = p_{t0}^{(2)} e^{-ik_2 x_1 \sin\theta_t^{(2)} + ik_2 d\cos\theta_t^{(2)}},$$

ただし

(38)
$$x_1 = d\tan\theta_t^{(2)},$$
$$x_1\sin\theta_t^{(2)} + d\cos\theta_t^{(2)} = d(\tan\theta_t^{(2)}\sin\theta_t^{(2)} + \cos\theta_t^{(2)}) = \frac{d}{\cos\theta_t^{(2)}}.$$

$z=d$　面上の境界条件は

(39)
$$\begin{cases} p_i^{(2)} + p_r^{(2)} = p_t^{(3)}, \\ -\dot{\xi}_i^{(2)}\cos\theta_i^{(2)} - \dot{\xi}_r^{(2)}\cos\theta_r^{(2)} = \dot{\xi}_t^{(3)}\cos t^{(3)}, \end{cases}$$

または

(40)
$$\begin{cases} p_{i0}^{(2)} e^{-ik_2(x-x_1)\sin\theta_i^{(2)}} + p_{r0}^{(2)} e^{-ik_2(x-x_1)\sin\theta_r^{(2)}} = p_{t0}^{(3)} e^{-ik_3(x-x_1)\sin\theta_t^{(3)}}. \\ p_{i0}^{(2)}\cos\theta_i^{(2)} \cdot e^{-ik_2(x-x_1)\sin\theta_i^{(2)}} - p_{r0}^{(2)}\cos\theta_r^{(2)} \cdot e^{-ik_2(x-x_1)\sin\theta_r^{(2)}} \\ \qquad = \dfrac{Z_0^{(2)}}{Z_0^{(3)}} p_{t0}^{(3)}\cos\theta_t^{(3)} \cdot e^{-ik_3(x-x_1)\sin\theta_t^{(3)}} \end{cases}$$

と書かれるが，（40）が　$(x-x_1)$ に無関係に成立するためには，

(41)　$$k_2\sin\theta_i^{(2)} = k_2\sin\theta_r^{(2)} = k_3\sin\theta_t^{(3)}$$

が成立せねばならぬ．よって

(42)
$$\begin{cases} \theta_i^{(2)} = \theta_t^{(2)}, \\ \sin\theta_t^{(3)} = \dfrac{k_2}{k_3}\sin\theta_t^{(2)}. \end{cases}$$

しかして（40）が成立するためには

(43)
$$\begin{cases} p_{i0}^{(2)} + p_{r0}^{(2)} = p_t^{(3)}, \\ p_{i0}^{(2)} - p_{r0}^{(2)} = Z_0^{(23)'} p_{t0}^{(3)}. \end{cases}$$

ここに

$$Z_0^{(23)'} = \frac{Z_0^{(2)}\cos\theta_t^{(3)}}{Z_0^{(3)}\cos\theta_t^{(2)}}.$$

よって（43）より

(44)
$$p_{t0}^{(2)}(d) = \frac{1}{2}(1+Z_0^{(23)'})p_{t0}^{(3)} e^{-i(k_2 d/\cos\theta_t^{(2)})},$$
$$p_{r0}^{(2)}(d) = \frac{1}{2}(1-Z_0^{(23)'})p_{t0}^{(3)} e^{-i(k_2 d/\cos\theta_t^{(2)})}$$

を得る.

次に　$z=0$　面上の音圧は

(45)
$$p_i^{(1)} = p_{i0}^{(1)} e^{-ik_1 x\sin\theta_i^{(1)} - ik_1 z\cos\theta_i^{(1)}},$$
$$p_r^{(1)} = p_{r0}^{(1)} e^{-ik_1 x\sin\theta_r^{(1)} - ik_1 z\cos\theta_r^{(1)}},$$

(46)
$$p_t^{(2)} = p_{t0}^{(2)}(0) e^{-ik_2 x\sin\theta_t^{(2)} + ik_2 z\cos\theta_t^{(2)}},$$
$$p_r^{(2)} = p_{r0}^{(2)}(0) e^{-ik_2 x\sin\theta_r^{(2)} - ik_2 z\cos\theta_r^{(2)}}$$

と表わされ，粒子速度は

(47)
$$\dot{\xi}_i^{(1)} = -\frac{k_1}{\omega\rho_{01}} p_{i0}^{(1)} e^{-ik_1 x\sin\theta_i^{(1)} + ik_1 z\cos\theta_i^{(1)}},$$
$$\dot{\xi}_r^{(1)} = \frac{k_1}{\omega\rho_{01}} p_{r0}^{(1)} e^{-ik_1 x\sin\theta_r^{(1)} + ik_1 z\cos\theta_r^{(1)}},$$

(48)
$$\dot{\xi}_t^{(2)} = \frac{k_2}{\omega\rho_{02}} p_{t0}^{(2)}(0) e^{-ik_2 x\sin\theta_t^{(2)} + ik_2 z\cos\theta_t^{(2)}},$$
$$\dot{\xi}_r^{(2)} = -\frac{k_2}{\omega\rho_{02}} p_{r0}^{(2)}(0) e^{-ik_2 x\sin\theta_r^{(2)} + ik_2 z\cos\theta_r^{(2)}}$$

と表わされ，反射波の連続条件は

(49)
$$p_{r0}^{(2)}(0) = p_{r0}^{(2)}(d) e^{ik_2\zeta_t^{(2)'}}\Big]_{\substack{z=0\\x=0}}$$
$$= \frac{1}{2}(1-Z_0^{(23)'})p_{t0}^{(3)} e^{i(2k_2 d/\cos\theta_t^{(2)})},$$

(50)
$$p_{t0}^{(2)}(0) = p_{t0}^{(2)}(d) e^{ik_2\zeta_t^{(2)}}\Big]_{\substack{x=0\\z=0}} = \frac{1}{2}(1+Z_0^{(23)'})p_{t0}^{(3)}$$

となり，　$z=0$　面上の境界条件は

(51)
$$\begin{cases} p_i^{(1)} + p_r^{(1)} = p_t^{(2)} + p_r^{(2)}, \\ -\dot{\xi}_i^{(1)} \cos\theta_i^{(1)} - \dot{\xi}_r^{(1)} \cos\theta_r^{(1)} = \dot{\xi}_t^{(2)} \cos\theta_t^{(2)} + \dot{\xi}_r^{(2)} \cos\theta_r^{(2)}, \end{cases}$$

または

(52)
$$\begin{cases} p_{i0}^{(1)} e^{-ik_1 x \sin\theta_i^{(1)}} + p_{r0}^{(1)} e^{-ik_1 x \sin\theta_r^{(1)}} = p_{t0}^{(2)} e^{-ik_2 x \sin\theta_t^{(2)}} + p_{r0}^{(2)} e^{-ik_2 x \sin\theta_r^{(2)}}, \\ p_{i0}^{(1)} \cos\theta_i^{(1)} e^{-ik_1 x \sin\theta_i^{(1)}} - p_{r0}^{(1)} \cos\theta_r^{(1)} e^{-ik_2 x \sin\theta_r^{(1)}} \end{cases}$$
$$= \frac{Z^{(1)}}{Z^{(2)}} \left(p_{t0}^{(2)} \cos\theta_t^{(2)} e^{-ik_2 x \sin\theta_t^{(2)}} - p_{r0}^{(2)} \cos\theta_r^{(2)} e^{-ik_2 x \sin\theta_r^{(2)}} \right)$$

となる．(52) が x に無関係に成立するためには

(53)
$$k_1 \sin\theta_i^{(1)} = k_1 \sin\theta_r^{(1)} = k_2 \sin\theta_i^{(2)} = k_2 \cos\theta_r^{(2)}$$

が成立しなければならぬ．よって

(54)
$$\begin{cases} \theta_i^{(1)} = \theta_r^{(1)} = \theta^{(1)}, \\ \theta_i^{(2)} = \theta_r^{(2)} = \theta^{(2)}, \end{cases}$$

(55)
$$\sin\theta_t^{(2)} = \frac{k_1}{k_2} \sin\theta_i^{(1)}.$$

しかして（52）が成立するためには

(56)
$$p_{i0}^{(1)} + p_{r0}^{(1)} = p_{t0}^{(2)} + p_{r0}^{(2)},$$
$$p_{i0}^{(1)} - p_{r0}^{(1)} = Z_0^{(12)'} \left(p_{t0}^{(2)} - p_{r0}^{(2)} \right),$$

ここに

$$Z_0^{(12)'} = \frac{Z_0^{(1)} \cos\theta^{(2)}}{Z_0^{(2)} \cos\theta^{(1)}}.$$

よって（44）と（56）より音圧反射係数を求めると

(57)
$$R^{(12)} = \frac{p_{r0}^{(1)}}{p_{i0}^{(1)}} = \frac{(1-Z_0^{(12)'})(1+Z_0^{(23)'}) + (1+Z_0^{(12)'})(1-Z_0^{(23)'}) e^{i(2k_2 d/\cos\theta^{(2)})}}{(1+Z_0^{(12)'})(1+Z_0^{(23)'}) + (1-Z_0^{(12)'})(1-Z_0^{(23)'}) e^{i(2k_2 d/\cos\theta^{(2)})}},$$

音圧透過係数は

(58)
$$T^{(13)} = \frac{p_{t0}^{(3)}}{p_{i0}^{(1)}} = \frac{4}{(1+Z_0^{(12)'})(1+Z_0^{(23)'}) + (1-Z_0^{(12)'})(1-Z_0^{(23)'}) e^{i(2k_2 d/\cos\theta^{(2)})}}.$$

特に

(59)
$$Z_0^{(1)} = Z_0^{(3)}$$

なる場合には

$$R^{(12)} = \frac{\left\{ (Z_0^{(2)} \cos\theta^{(1)})^2 - (Z_0^{(1)} \cos\theta^{(2)})^2 \right\} (1 - e^{i(2k_2 d/\cos\theta^{(2)})})}{(Z_0^{(2)} \cos\theta^{(1)} + Z_0^{(1)} \cos\theta^{(2)})^2 - (Z_0^{(2)} \cos\theta^{(1)} - Z_0^{(1)} \cos\theta^{(2)})^2 e^{i(2k_2 d/\cos\theta^{(2)})}},$$

(60)
$$T^{(13)} = \frac{4 Z_0^{(1)} Z_0^{(2)} \cdot \cos\theta^{(1)} \cdot \cos\theta^{(2)}}{(Z_0^{(2)} \cos\theta^{(1)} + Z_0^{(1)} \cos\theta^{(2)})^2 - (Z_0^{(2)} \cos\theta^{(1)} - Z_0^{(1)} \cos\theta^{(2)})^2 e^{i(2k_2 d/\cos\theta^{(2)})}}.$$

この結果は $\cos\theta^{(j)}$ の項が加わっているだけで，(18) と全く同形である．よって

(61)
$$e^{i(2k_2 d/\cos\theta^{(2)})} = \pm 1$$

の場合に無反射状態または完全反射状態を生ずる．しかし

(62)
$$\cos\theta^{(2)} = \sqrt{1-\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}\right)^2}$$

であるから，(61) が成立するためには

(63)
$$e^{-2\beta_2 d/\sqrt{1-(\lambda_2/\lambda_1)^2\sin^2\theta^{(2)}}}\left[\cos\frac{2\alpha_2 d}{\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}\right)^2}} + i\sin\frac{2\alpha_2 d}{\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}\right)^2}}\right] = \pm 1$$

より

(64)
$$\frac{2\beta_2 d}{\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}\right)^2}} \ll 1$$

にしてかつ

(65)
$$d = n\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}\right)^2}\,\frac{\lambda_2}{2}, \qquad n = 0, 1, 2, \cdots$$

のときに (61) は $+1$ となり，また (64) が成立して，かつ

(66)
$$d = (2n+1)\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}\right)^2}\,\frac{\lambda_2}{4}$$

のときに (61) は -1 となる．このことは壁体を透過する音波に対する**実効的の壁厚**が

(67)
$$d_e = \frac{d}{\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}\right)^2}} \qquad (\mathrm{m})$$

となっていることを意味している．よって $\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}$ が１に近い状態になるような音波に対して，実効的の壁厚は非常に厚くなり，したがって遮音効果は大きくなる．また $\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\sin\theta^{(1)}$ が１より大きくなるような場合には壁表面で全反射を生じ，音波は壁を透過しなくなる．すなわち**全反射臨界角**は

(68)
$$\sin\theta_c^{(1)} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{c_1}{c_2}$$

で与えられる．

以上の解析には，壁体全体が板振動をする場合は考えに入れていない．壁体は音波の媒質の作用をする弾性体であると考えている．このような条件の下で遮音を十分に行うには (60) の $R^{(12)}$ を１に近づけ $T^{(12)}$ を０に近付ければよく，それには壁体の密度 $\rho_{02}\,(\mathrm{kg/m^3})$，音波の伝播速度 $c_2\,(\mathrm{m/s})$ および音響特性インピーダンス $\rho_{02}c_2\,(\mathrm{Pa\cdot s/m})$ を適当に選べばよい．**第８・２表**には壁体に用いられる材料の音響定数が示されている．なお壁体のような固体中を伝播して空中に輻射される音波を**面体音**という．

８・１・２　遮音・遮音度

外来音に対する壁体の遮音の度合を数量的に表わすには壁体の外側の表面の音響エネルギー密度 $U_0\,(\mathrm{J/m^3})$ と壁体の内側の音響エネルギー密度 $U\,(\mathrm{J/m^3})$ との比 U_0/U を用いるのが便利であり，

これを**壁体の遮音度**[1]と呼び，デシベルで表わす．

壁体の両側の音場のエネルギー分布が一様であり，かつ定常状態にあるものとすると，壁体の外表面の S_1 なる面積に１秒間に入射する音響エネルギー流は

第8・2表　種々の物質の音響定数．

物質名	音（縦波）の伝播速度 c (m/s)	密度 ρ_0(kg/m³)	音響特性インピーダンス $Z_0=\rho_0 c$ (Pa・s/m)
空気 (1.013 bar, 20°C)	344	1.205	415
ゴム (vulcanized, 0°C)	54	920	0.05×10^6
〃 (black, 50°C)	31	920	0.028×10^6
コルク	480	240	0.12×10^6
羊皮 (sheep skin)	471	900	0.42×10^6
楡 (elm) 材	1 040	540	0.56×10^6
水	1 461	1 000	1.5×10^6
海水（塩分 3％）	1 504	1 030	1.5×10^6
松材，檜材	3 322	40～70	0.2×10^6
紙：ピンと張った羊皮紙	2 198	1 000	2.2×10^6
ピンと張った薄葉紙	1 989	900	1.8×10^6
砂	2 000±600	1 600	3.2×10^6
コンクリート	2 000～1 600	1 800～2 450	3.65×10^6
トネリコ (ash)(繊維の方向)	4 670	850	4×10^6
岩石	2 500±700	2 600	6.5×10^6
煉瓦	3 652	2 000	7.3×10^6
大理石	3 810	2 600	9.9×10^6
花崗岩	3 950	2 700	11×10^6
アルミニウム	5 105	2 710	13.8×10^6
鉛	1 322	11 300	15.0×10^6
水銀	1 407	13 600	19.1×10^6
ガラス：フリントガラス	5 950	2 900～5 900	26.2×10^6
	4 000	3 000	12×10^6
クラウンガラス	5 000	2 500	12.5×10^6
窓ガラス	5 400		
	5 190		
銀	2 678	10 500	28×10^6
真鍮 (7：3)	3 850	8 400～8 700	30.4×10^6
金	1 743	19 300	33.6×10^6
銅	3 900	8 930	34.8×10^6
	3 560	8 900	31.6×10^6
鋼	4 990	7 800	39.0×10^6
鉄	5 130	7 900	40.5×10^6
ニッケル	4 973	8 750	43.0×10^6
マグネシウム	4 620	17 400	80×10^6
石綿		2 100～2 800	

（八木：音響科学，第６篇）

(1) noise-reduction factor of wall

(69)　$$\overline{W}_0 = \frac{c}{4} S_1 U_0 \qquad (\mathrm{W})$$

であるから，[2] 壁体のこの部分の音の**透過度**[2] を $\tau_1 S_1$ と表わせば，S_1 なる部分を透して壁体の内部に輻射される音響エネルギー流は

(70)　$$\overline{W}_{i1} = \frac{c}{4} \tau_1 S_1 U_0 \qquad (\mathrm{W}).$$

よって壁体の内部に輻射される全音響出力は

(71)　$$\overline{W}_i = \frac{c}{4} U_0 \sum_i \tau_i S_i \qquad (\mathrm{W})$$

となる．ここに τ_1 は騒音場 U_0 にさらされている幾つかの壁体の内の第 i 番目の壁体の音の**透過係数** S_i[4]，は τ_i なる透過係数を有する部分の表面積であり，Σ はU_0 なる強さの音場にさらされている壁体の全表面積にわたって集計することを表わす．

壁体で囲まれた内側の空間の容積を $V(\mathrm{m}^3)$，その壁表面の S_j なる面積の部分の**吸音率**[5] を α_j とするとき，V なる空間内に一様に分布した音場のエネルギー密度 U は

(72)　$$V\frac{dU}{dt} = \overline{W}_i - \frac{c}{4} U \sum_j \alpha_j S_j \qquad (\mathrm{W})$$

を満足せねばならぬ．この解は**8・2** に示してあるが，定常状態の場合には（72）の左辺は消滅するので，その解は

(73)　$$U = \frac{4}{c}\frac{\overline{W}_i}{\sum_j \alpha_j S_j} = \frac{\sum_i \tau_i S_i}{\sum_j \alpha_j S_j} U_0$$

となり，遮音度は

(74)　$$L = 10\log\frac{U_0}{U} = 10\log\frac{\sum_j \alpha_j S_j}{\sum_i \tau_i S_i} \qquad (\mathrm{dB})$$

と表わされる．[6] ここにS_i は遮音すべき音源の音場にさらされている壁体の表面積を表わし，S_j は遮音された空間を囲む壁の表面積を表わしている．なお S なる面積の遮音壁が一様に τ なる透過係数を有する場合に

(75)　$$10\log(1/\tau) = L + 10\log S - 10\log\sum_j \alpha_j S_j \qquad (\mathrm{dB})$$

を壁体の**透過損失**[7]と呼び，また $\sum_j \tau_i S_i$ を遮音壁の**全透過度**，[8] $\sum_j \alpha_j S_j$ を空間を囲む壁面の**全吸音力**[9] という．

壁体材料の透過損失 $10\log(1/\tau)$ と面積 S とが与えられた場合に遮音度を求める例を次に示しておく．

（2）　8・2の（9）参照.
（3）　transmittance
（4）　coeffcient of sound transmission, または acoustic transmittivity
（5）　8・2参照.
（6）　Vern O.KNUDSEN and Cyril M.HARRIS ;"Acoustical Designing in Architecture" John Wiley & Sons Inc.,New York,1950.
（7）　transmission loss
（8）　total tlansmittance
（9）　total absorption

(例 1)

遮音壁体	面積 S	透過損失 $10\log(1/\tau)$	透過係数 τ	透過度 τS
	(m²)	(dB)		
20(cm) 厚煉瓦壁，プラスター塗	120	54	0.40×10^{-5}	0.48×10^{-3}
15(cm) コンクリート屋根スラブ，プラスター塗	55	50	1.0×10^{-5}	0.55×10^{-3}
窓	14	28	1.6×10^{-3}	22.4×10^{-3}
扉	2.0	35	0.32×10^{-3}	0.64×10^{-3}
全透過度 T	——			24.07×10^{-3}
全吸音力 A	37.0			

遮音度 $L=10\log(A/T)=10\log(1.54\times10^{3})=31.7$ dB

(例 2)

遮音壁体	面積 S	透過損失 $10\log(1/\tau)$	透過係数 τ	透過度 τS
	(m²)	(dB)		
33(cm) 煉瓦壁，片面プラスター塗	7.35	57	0.2×10^{-5}	1.47×10^{-5}
窓	1.4	28	1.6×10^{-3}	2.24×10^{-3}
全透過度 T	——			2.255×10^{-3}
全吸音力 A	6.5			

遮音度 $L=10\log(A/T)=10\log(2.88\times10^{3})=34.6$ dB

(例 3)

遮音壁体	面積 S	透過損失 $10\log(1/\tau)$	透過係数 τ	透過度 τS
	(m²)			
10(cm) 粘土タイル壁，両面プラスター塗	6.4	44.0	4×10^{-5}	0.256×10^{-3}
扉	2.0	35.0	0.32×10^{-3}	0.64×10^{-3}
全透過度 T	——			0.896×10^{-3}
全吸音力 A	6.5			

遮音度 $L=10\log(A/T)=10\log(7.25\times10^{3})=38.6$ dB

壁体が**板振動**をする場合には，壁体自身が振動板の作用をするので，壁面から音が輻射伝達される．したがって，遮音壁は外来音波や外来振動によって板振動を生じてはならない．しかし壁体は，それ自身の構造で定まる固有振動数を持っているから，外来音の振動数と壁面の固有振動数とが共鳴すると容易に板振動を生ずる．遮音壁の板振動を防止するには，壁の単位面積あたりの質量を大きくしなければならないことが実験的に知られていて，壁の１平方メートル毎の質量を $M_0\,(\mathrm{kg/m^2})$ とすると，壁の板振動によって伝達される音の透過損失は全帯域雑音に対して実験的に

(76)
$$10\log\frac{1}{\tau}=14.2\log M_0+5.5 \quad (\mathrm{dB})$$

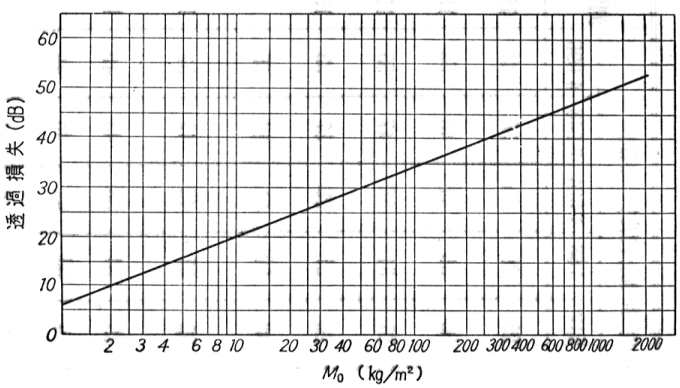
第 8・3 表 種々の材料の透過損失 10 log (1/τ)(dB).

遮音材料および構造体	厚さ d (cm)	面積密度 M_0 (kg/m²)	各振動数における透過損失 10 log (1/τ)(dB) 平均	128	192	256	384	512	768	1024	2048	4096	測定年
木製扉，周辺にゴム紐充塡，下にフェルトを垂らす	6.35	61	30	30	30	30	29	24	25	26	37	36	1939
木製二重扉 0.9×2.22 (m²)，周辺にゴム紐充塡	6.7	33.2	35	29	33	33	32	36	34	34	41	40	1954
2 吋ガラス繊維板単層壁	5.0	26	30	27	25	23	25	27	29	34	39	41	1950
アルミニウム板単層壁	0.0635	1.7	16	—	—	18	—	13	—	18	23	25	1928
亜鉛メッキ鉄板単層壁	0.073	5.9	25	—	—	25	—	20	—	29	35	32	〃
ベニヤ板(3枚張り)単層壁	0.32	2.54	20	—	—	19	—	18	—	22	27	26	〃
同　上　単層壁	0.64	3.57	22	—	—	21	—	21	—	26	26	22	〃
木繊維板　単層壁	1.28	3.67	22	—	—	22	—	20	—	24	21	27	〃
建築紙　単層壁	—	0.078	2	—	—	1	—	2	—	2	3	4	〃
ガラス板 (A)　単層壁	0.32	7.8	28	—	—	26	—	27	—	31	33	29	〃
同　上 (B)　単層壁	0.64	17	32	—	—	33	—	31	—	34	34	32	〃
甘蔗繊維板 (セロテックス) 〃	1.1	3.23	21	—	—	22	—	17	—	23	27	26	〃
鉛　板　単層壁	0.32	40	32	—	—	31	—	27	—	38	44	33	〃
同　上　単層壁	0.16	19	32	—	—	32	—	33	—	32	32	32	〃
中空コンクリートブロック壁 8″×8″×12″ 8″×4″×16″ 併用	30	386	49	47	49	43	43	46	50	53	54	56	1952
中空多孔性タイルブロック壁，軽石とポルトランドセメントで作る．4″×8″×16″ 両面に 1/2″ 厚の粉末石膏プラスター塗	—	123	37	32	32	34	34	36	36	39	42	52	1939
上と同じ壁の片面のみにプラスター塗	—	100	35	31	27	27	36	35	33	36	40	47	〃
同上の壁，プラスターなし	—	76	11	8	8	5	7	9	12	14	18	17	〃
中空粘土タイルブロック壁，厚さ 1″，4″×12″×12″ ブロック，両面 1 (cm) 石膏プラスター塗	—	123	38	29	34	38	35	36	36	39	48	51	1941
中空石膏タイルブロック壁，7.6 (cm) 厚，両面に粉末石膏プラスター 1.2 (cm) 塗	—	106	39	38	34	34	38	36	39	42	48	45	1950
煉瓦壁	30	590	53	45	49	44	52	53	54	59	60	61	1951
金網 (ラス) の両面に石膏パーライトプラスターを塗った壁	5	43	33	37	35	20	26	31	29	32	41	45	〃
同上　両面に粉石膏プラスターを塗った壁	5	88	38	35	38	28	37	34	36	40	48	50	〃
1 吋厚石膏板 2 枚貼り合せ壁	2.54	22	30	24	23	29	32	31	33	32	30	34	1942
同上　4 枚貼り合せ壁	10	43.5	37	28	35	32	37	34	36	40	38	49	1949

遮音材料および構造体	厚さ d (cm)	面積密度 M_0 (kg/m²)	各振動数における透過損失 10 log (1/τ) (dB) 平均	128	192	256	384	512	768	1 024	2 048	4 096	測定年
2.1 (cm) 冷間圧延鋼チャンネル 56 (cm) 間隔，ラス1枚張り両面に石膏パーライトプラスターを塗った壁	3.8	36	33	28	36	32	31	29	29	30	38	41	1950
2.1 (cm) チャンネル 40 (cm) 間隔，ラス紙張り，両面に粉末石膏プラスターを塗った壁	5	—	40	38	37	34	33	36	36	41	48	56	1935
2.1 (cm) チャンネル 30 (cm) 間隔，ラス張り，粉末石膏プラスターを塗った壁	5	92	36	35	33	22	32	31	31	38	47	55	1939
1″×3″ 角木柱，間隔 16″ の両外面に 6 (mm) ベニヤを貼り付けた壁	8.8	12.2	24	16	16	18	20	26	27	28	37	33	1943
1″×3″ の両表面のベニヤ板の上に石膏板 (1/2″ 厚) を貼り付けた壁	14	34	46	40	37	39	45	48	50	51	54	55	〃
2″×2″ 角木柱間隔 40 (cm) の片面に 6 (mm) ベニヤ，他面に 1/2″ 石膏板を貼ったもの2組を石膏板を中心にして重ねた三重壁	13	39	35	18	25	29	31	32	37	42	49	51	1944
2″×2″ 木柱間隔 40 (cm)，両面に 9 (mm) ベニヤ貼付，表面に木綿布を張った壁	—	22.5	37	15	20	28	33	29	34	38	43	40	1940
同上，中空部に木綿を充塡した壁	—	23.4	35	14	27	33	37	34	39	42	46	44	〃
ラスの上に 2.1 (cm) 厚の粉末石膏プラスター壁を張ったものを二重に作り，8.2 (cm) の鋼柱と特殊のバネで連結した二重壁	—	93	55	50	52	52	59	55	56	56	52	60	1950
鉄筋コンクリートスラブ床	10	260	47	37	33	36	44	45	50	52	60	67	1948
同上床の片面に 4 cm 厚のアスファルト塗	14	310	51	38	38	40	44	49	52	56	66	72	—
鉄筋コンクリートスラブ床 (10 cm 厚) の下面に 2 (cm) の空隙をもってラスを張り，2.2 (cm) 厚の粉末石膏プラスター塗 (間柱間隔 37 cm) 二重天井	—	300	43	39	38	39	39	39	40	42	50	60	1947
同上床の上面にしっくい 2.5 (mm)，寄木床 (1.5 cm 厚) を付ける	—	320	49	43	44	44	43	44	48	52	58	66	〃

なる実験式で与えられる．なおこれを図示すると**第8・4図**のようになる．また種々の建築用壁体の面積密度 M_0 と透過損失とを実測した結果を**第8・3表**に示しておく．[10]

建築物内の騒音レベルを低下させるには遮音壁を設ければよいことは，以上の結果から明らかであろう．しかし遮音壁に要求される遮音度が大きくなると（たとえば 60(dB)），壁の厚さが莫大なものとなり，その重量や費用の点で困難に直面する場合がある．ことに，床や天井にも十分な遮音度を持たせようとする場合にこのような困難を生じやすい．このような場合には二重壁を用いたり，あるいは二重壁の間に音波の減衰の大きな物質を充塡したり，二重壁の間にスプリングを挿入して振動遮断をしたりして，重量をなるべく少なくして遮音度の大きくなるような方法を講じなければならない．余り厚くない遮音壁と制動振動板との組合わせなどは有効な一例である．



第8・4図　壁の板振動によって伝達される音の透過損失

遮音構造に関係して重要な問題は**窓**と**換気ダクト**および**配管**の遮音である．出入口の遮音は遮音扉を二重に用いれば大抵の場合は満足な結果が得られるが，窓の部分はガラスを用いなければならぬので，構造に十分の注意を払わないと十分な遮音度が得られない．普通は平行しない二重ガラスまたは三重ガラスを用い，かつガラスが板振動を生じないように大きさと厚さおよび取付法に注意し，かつガラスと窓枠との間および枠の周囲に細隙が生じないように工作する．換気ダクトは送風機の発する騒音を伝達したり，空気の吹出口または吸入口の風速が過大なために音響を発したり，隣室の音がダクトを通して侵入してきたり，あるいはダクトが通っている途中の場所の騒音が侵入したりする．したがって送風機の騒音の低減，ダクトの吹出口の風速の調整，ダクト壁の遮音，他の室に通ずるダクトの分岐の仕方などに十分注意せねばならない．また水道管その他の配管は非常によく音を伝えるから，音響を遮断しなければならぬ場合には特殊の機構を用いなければならぬ．壁の遮音については**川島**[11]～[20]の

(10)　"Sound Insulation of Wall and Floor Constructions" U.S.Department of Commerce National Bureau of Standards Building Materials and Structures Report 144, Feb.1955.
(11)　池谷（定雄）(川島): "壁体を透過する音について"建築雑誌. 第 45 集, 第 548 号. 1931年 8 月.
(12)　佐藤（武夫), 川島（定雄): "音響透過に関する理論"建築雑誌, 第 48集, 第 584 号, 1934 年 4 月.
(13)　佐藤（武夫), 川島（定雄), 三木（昭): "音響透過に関する実験"建築雑誌, 第 48 集, 第 584 号, 1934 年4月;同第 49 集, 第 548 号, 1935 年4月；建築学会論文集, 第 1号, 1936 年3月.
(14)　川島（定雄): "振動系列における連繋媒体の役割（防震, 防振, 防音構造への一示唆）"建築学会論文集, 第 5 号, 1937 年 5 月.
(15)　川島（定雄): "版の音響透過機構について"建築学会論文集, 第10号.
(16)　川島（定雄): "建築物の微振動測定"建築学会論文集, 第 11 号, 1938 年11月.
(17)　川島（定雄): "版の種々なる振動様式とその遮音値"建築学会論文集, 第15 号, 1939 年11月.
(18)　川島（定雄): "壁体の遮音について"建築学会論文集, 第 17 号, 1940 年 4 月.
(19)　Sadao KAWASHIMA: "Sound Prevention Mechanism of Nonporous Materials" J. A. S. A., Vol.12.No.1, p.75－82,July 1940.
(20)　川島（定雄): "二重版の音響伝達損失"建築学会論文集, 第 21号, 第 25 号, 1942 年 4 月.

行った一連の興味ある研究がある．

8・1・3　防　振

回転機械類を運転したときに発生する低周波振動が建築構造体に伝達され，固体音として伝播する場合には，適当な板振動が生ずるような構造体のある室内に音響および振動を発生し，振動源から遠くはなれた室内の騒音レベルおよび振動レベルを異常に高めることがある．あるいは足音とか街路の交通機関などの振動が騒音および振動レベルを高める場合もある．このような現象を防止するには，振動発生源に**防振機構**を施したり，また固体音の伝達を遮断するような構造を採用したり，あるいは特定の室を**浮構造**[21]にしたりする．

防振機構は回転機械のような振動発生源から床面に伝えられる起振力をなるべく小さくするように柔軟な弾性体で振動源全体を支持する機構であって，ゴム，フェルト，コルク，バネなどが用いられる．しかし建築材料としての使用の容易さ，材料の疲労，弾性などの点で現今は**防振ゴム**が盛んに使用されるようになった．防振機構の持つスティフネスを $K\,(\mathrm{N/m})$，この防振機構を質量 $M\,(\mathrm{kg})$ なる振動源に装備したときの振動源全体の固有振動角速度を $\omega_0\,(\mathrm{rad/s})$，その減衰率を $\tau\,(\mathrm{s})$ とすると，振動源の振動角速度が $p\,(\mathrm{rad/s})$ なる場合に，防振機構を装備したときとしないときの床面に伝達される起振力の大きさの比は

$$T_v = \frac{\sqrt{1+\dfrac{4p^2}{\omega_0^4\tau^2}}}{\sqrt{\left(1-\dfrac{p^2}{\omega_0^2}\right)^2+\dfrac{4p^2}{\omega_0^4\tau^2}}} \qquad \begin{cases} <1 & \left(\dfrac{p}{\omega_0} > \sqrt{2}\right), \\ >1 & \left(\dfrac{p}{\omega_0} < \sqrt{2}\right), \end{cases} \tag{77}$$

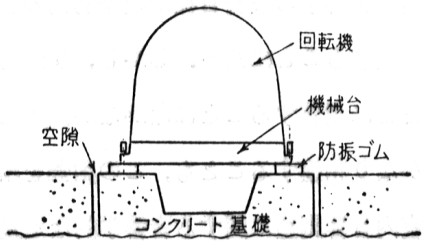
$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

で与えられる．これを**振動伝達率**といい，振動伝達を少なくするには T_v の小さいことが望ましいが，通常は p/ω_0 を２～３程度に選ぶ．[22]

浮構造は室全体を建築物の構造体から絶縁して防振構造とすることをいい，防振ゴムやフェルトなどを用いて，床や壁を周囲の構造体から振動的に絶縁し，天井も吊天井として絶縁構造とする．放送や録音用のスタジオにはこのような構造が必要である．室を浮構造とするためのスティフネスは，室全体の質量と関連して定めねばならぬが，固有振動数との関係は（77）を用いればよい．また回転機械などを据付ける床を浮構造として構造体の床と絶縁し振動の伝達を防止する場合もある．

8・1・4　遮音溝造・防振構造

実際に建築物の遮音および防振を行うには，それぞれの場合に応じて色々な方法が講じられている．したがってここでその全てを網羅することはできないが，既に述べた原理にしたがって遮音および防振を行う例を示しておく．

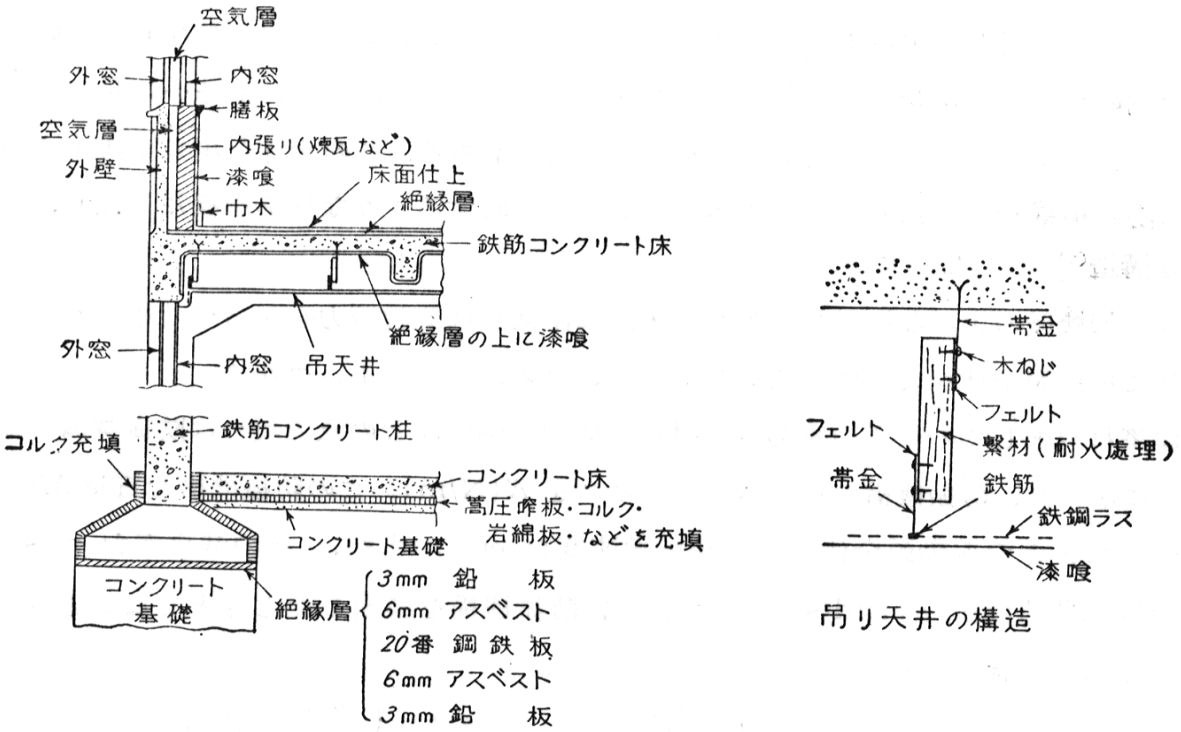


防振ゴムおよび浮構造を併用．
第8・5図　振動源の防振構造．

遮音壁は第８・２表および第８・３表を用いて容易に設計す

(21)　floating
(22)　伊藤：”騒音制御工学”前掲

ることかできるから，ここでは論じないことにし，固体音および振動を遮断する構造の例を示す．**第8・5図**は回転機械などの振動が建築物の構造体に伝わらぬように，防振ゴムを用い，かつ土台を浮構造として構造体から絶縁した例である．**第8・6図**は鉄筋コンクリート構造内の固体音の伝達を防止す



第8・6図　鉄筋コンクリートの固体音遮断の例.

る一例であって，内壁は面積密度の大きい壁材料を外壁と絶縁して作り，室は二重ガラスとし，内側のガラスと外側のガラスとの厚さを違わせ，床面には絶縁層を設け，天井は吊天井として音響の伝達を阻止しているが，一方柱の根本にも5層からなる特殊の音響絶縁層を設けている．この他に水道管などが壁を貫通する所は，構造体と管との間に絶縁物を充塡することが必要であって，また管を伝わる固体音を阻止するために，管の途中に音響波動インピーダンスの異なる材料で作った管を挿入したりすることもある．

8・2　室内音響の古典理論

建築音響学の最終目標は建築物内の音響状態を設計者の意図するままに調整できるような設計理論を確立することにある．しかし，建造物内の音響状態は非常に複雑な様相を呈するので，これを思うがままに調整することはなかなか困難な問題である．また最もよいという音響状態が個人個人によってかなり相違することも，この困難を増す大きな原因となっている．

室内音響調整に関する音響学的な定量的の研究は **W.C.SABINE**[(1)]（1896）によって端緒を見出され，壁面の吸音率と残響時間との間の古典的理論が提示された．その後大した発展を見ずに20年ば

（1）　Wallace C.SABINE：”Collected Papers on Acoustics”Harvard Univ.Press,1922.

かりを経過したが，**SCHUSTER** と **WAETZMANN** [2]，**STRUTT** [3] などによって理論的研究が始められ，**KNUDSEN** [4]，**HUNT** [5] その他による実験的研究と相まって現代の室内音響理論の端緒が開かれ，**MORSE** [6] によって室内音響現象の波動理論的解析が行われるに至って，室内音響現象の様相がかなり明らかに把握されるに至った．これと平行して壁面の吸音機構が次第に明白となり，壁面の構造と吸音との関係が見出されるようになったので，現在では室内の音響状態の調整をかなり自由に行えるようになった．

室内音響学とは壁面で囲まれた空間内の音波の定常状態ならびに過渡状態の特性を研究する学問である．このような問題は空洞内の波動現象としてかなりよく研究されているように思われるが，多くは波長に比して小さい剛壁空洞に限られていて，室内音響現象に現われるような広い振動数範囲にわたる波動現象を詳細に研究することは，現象が非常に複雑化するために困難な場合が多い．殊に壁面が剛体でない室内の音響波動現象は非常に複雑な様相を呈し，その定常状態の特性でさえ容易に解析することはできず，まして過渡状態の解析は非常に難解なものとなる．このように現象自身が非常に複雑性を帯びているので室内の音響状態を調整することは簡単には解決されない場合が多い．過去において建築物の音響状態は建物ができるまでは何とも予測できないと工匠を歎かせた原因もこのあたりにある．

8・2・1　幾何音響学的室内音響理論

SABINE 以前における室内音響の研究は定性的にしか行われていなかったし，また大して見るべき成果もない．ただ **HENRY** [1] が実験的観察に基礎をおいて反響 [2]，残響 [3]，共鳴，室の形などについて定性的に論じているのは重要な記録である．この時代の物理学研究者，特に **TYNDALL** や **RAYLEIGH** は室内音響に関係ある問題の所在は認めていたようであるがこれを詳しく研究はしなかった．

W.C.SABINE は Harvard 大学の Fogg Art Museum の講堂が新築されたときに，その音響状態を改善するために基礎的研究から出発し，巧みな実験と理論的考察とによって残響理論を確立した．**SABINE** はオルガン管を音源とし，耳を受音器とし，吸音材料には座席用クッションを用いて

---

(2)　K.SCHUSTER and E.WAETZMANN：”Uber den Nachhall in geschlossennen Raumen” Ann. d.Physik,Vol.1,p.611,1929.
(3)　M.J.O.STRUTT:”On the Acoustics of Large Rooms”Phil.Mag.,Vol.8,p.236-250,1929.
(4)　V.O.KNUDSEN:”Architectural Acoustics”John Wiley and Sons,1932.
V.O.KNUDSEN:”Resonance in Small Rooms”J.A.S.A..Vol.4,p.20-37,1928.
V.O.KNUDSEN:”Recent Development in Architectural Acoustics”Rev.Mod.Phys.,Vol.6, No.1,1924.
(5)　F.V.HUNT:”Investigation of Room Acoustics by Steady State Transmission Measurement” J.A.S.A.,Vol.10,p.216,1939.
F.V.HUNT, L.L.BERANEK,and D.Y.MAA:”Analysis of Sound Decay in Rectangular Rooms”J.A.S.A.,Vol.11, p.80,1934.
(6)　Philip M.MORSE and Richard H.BOLT:”Sound Waves in Rooms”Rev.Mod.Phys., Vol.16,No.2, 1944.
(1)　Joseph HENRY:”Acoustics Applied to Public Building”Smithsonian Reports,1854, 1856.
(2)　echo
(3)　reverberation

音源が停止してから音響が減衰して聞えなくなるまでの時間を秒時計[4]で測定して実験を行った．このように現在から見れば全く不完全な測定によって求められた残響理論が，その後 50 年間にわたって室内音響設計の基本法則として広く用いられているということは，**SABINE** の得た結果が彼の行った実験に備わっていた条件の下ではかなり普遍的な理論であるとみなすことができよう．したがって，このような条件をともなわない場合には，**SABINE** の残響理論が全く成立しないことが，過去 20 年間に確かめられている．**SABINE** がこのような実験の結果得た結論は

（i） 残響が聞える時間は講堂内のどの位置でも大体等しい，

（ii） その時間は音源の位置によってほとんど変らない，

（iii）吸音材が残響時間を短縮させる効能は，吸音材を置く場所によっては余り変らない

というものであり，彼はこの結論にもとづいて残響理論を展開した．しかしこのような結論は実験の方法とその実験を行った室の条件とに由来するものであって，もしも高速度レベル記録器を用いたならば音の強さが場所に関しても時間に関しても大きく変動することを認めたであろう．耳は音の強さを平均化する特性があるために，音の強さの空間的時間的の変化を滑らかにしてしまい，**SABINE** に幾何音響学的の像を与えたのであろう．さらに他の色々の室について実験したならば，またこのような結論は得られなかったであろう．

吸音体の標準として **SABINE** は**開放窓**を用い，これを完全吸音体と考えその吸音率を１とし，多数の吸音材をこの窓の面積と比較して測定している．すなわち，ある面積の吸音材と等しい残響時間を与えるような開放窓の面積によってその材料の吸音率を表わす．この標準は，窓が小さくなると回折現象のために測定誤差を生ずるが，きわめて小さくなるまでは，誤差が**SABINE** の実験の精度に影響するようにはならない．

幾何音響学的残響理論とは，あたかも幾何光学のように，音源から輻射された音波は障害物に衝突するまで直進し，衝突すると幾何光学の法則にしたがって反射散乱するものと考えて，室内に分布する音響エネルギーの消長を理論づけたものである．統計論的な方法を適用するために次の仮定を設けて単純化する．すなわち

（i） 任意の瞬間に音響エネルギーは室内全体に**一様に拡散分布**[5]する．

（ii） 音は全方向に等しい確率で伝播する，

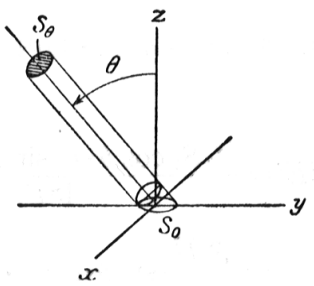
（iii）壁面は連続的に音を吸収する．

この仮定の下では，音場は完全に幾何光学的な像としてうつる．音響エネルギーは線[6]となって直進し，一切の波動現象は無視される．このような仮定は **SABINE** の測定の精度の範囲においてのみ正しいものである．幾何音響学的残響理論は

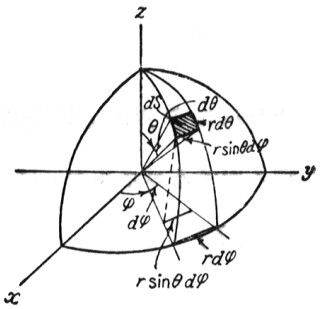
（4） chronograph
（5） uniform diffuse distribution
（6） ray

（1）　［室内音響エネルギーの増加する速度］＝［音源の音響エネルギー輻射速度］
－［壁面で音響エネルギーを吸収する速度］(W)

と表わされる．いま室内に一様に分布している音響エネルギーの分布密度を $\overline{U}(\mathrm{J/m^3})$，室の容積を $V(\mathrm{m^3})$，壁の全表面積を $S(\mathrm{m^3})$，壁の吸音率を α，音源の音響出力（音響エネルギー輻射速度）を $\overline{W}_0(\mathrm{W})$ とすると，室内に分布している全音響エネルギーは $\overline{U}V(\mathrm{J})$，音響エネルギーの増加速度は $V\dfrac{dU}{dt}$ (W)，壁面のエネルギー吸収速度は［1秒間に壁の単位面積に入射する音響エネルギー］$\times\alpha S(\mathrm{W})$ と表わされる．



第8・7図



第8・8図

壁面上の S_0 なる面積に法線と θ なる角をなす方向から入射する音波の波面の断面積は（**第8・7図**）

（2）　$S = S_0\cos\theta$,

また球座標を用いて半径 r なる球面上の微小面積を表わすと（**第8・8図**）

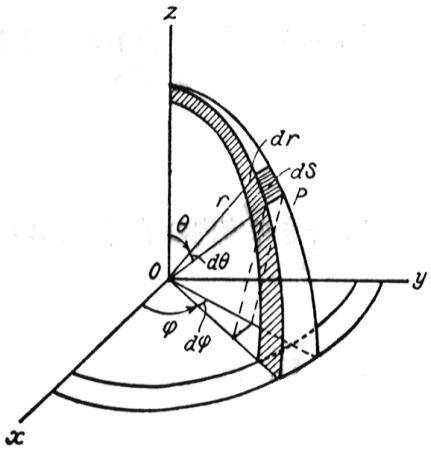
$$dS = r^2\sin\theta\cdot d\varphi\cdot d\theta,$$

原点 O から r だけはなれた球面上の微小体積は（**第8・9図**）

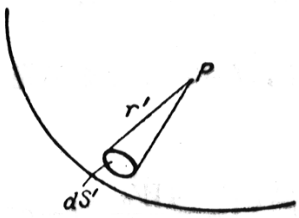
（3）　$dV = dS\cdot dr = r^2\sin\theta\cdot d\varphi\cdot d\theta\cdot dr$

であるから，dV 中の音響エネルギ - は

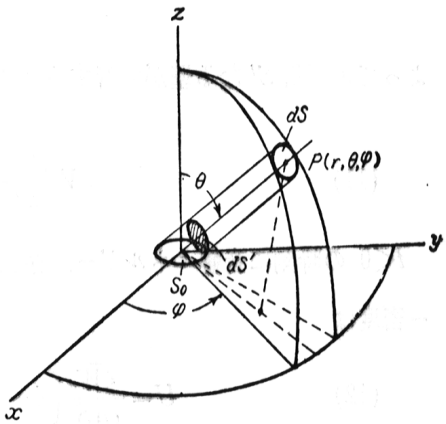
（4）　$dE = \overline{U}\,dV$　(J).



第8・9図



第8・10図



第8・11図

完全に拡散された状態では空間の1点を通過するエネルギー流の方向はすべて方向に均等に分布していると考えられる．したがってある時刻に dV 中にあったエネルギー $\overline{U}\,dV$ は $t=\dfrac{r'}{c}$ なる時刻の後には r' なる球面を通してすべての方向に均等に拡散されると考えられる．したがって r' 球

面上の dS' なる表面積を貫いて r' 方向に流れるエネルギーは（**第8・10図**）

（5）　$$dE_{r'} = \overline{U}\,dV \cdot \frac{dS'}{4\pi r'^2} \qquad (\mathrm{J}).$$

よって**第8・11図**にて　P 点にあった $\overline{U}\,dV$ なるエネルギーの内で O 点の所の dS' なる面積を通過するものは

（6）　$$dE' = \overline{U}\,dV\,\frac{dS'}{4\pi r^2} = \overline{U}\,dV\,\frac{S_0\cos\theta}{4\pi r^2} \qquad (\mathrm{J}),$$

すなわち P 点の dV なる体積内にあるエネルギーの内，$t = \dfrac{r}{c}$ と $\dfrac{r+dr}{c}$ との間の時刻に S_0 上に入射するエネルギーは

（7）　$$dE' = \frac{\overline{U}S_0\cos\theta \cdot r^2\sin\theta \cdot d\theta \cdot d\varphi \cdot dr}{4\pi r^2}$$
$$= \frac{S_0\overline{U}}{4\pi}\sin\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta \cdot d\varphi \cdot dr \qquad (\mathrm{J}).$$

よって $\dfrac{dr}{c}$ なる時間にすべての方向から S_0 上に入射するエネルギーは

（8）　$$\delta E = \frac{S_0\overline{U}}{4\pi}\int_0^{2\pi}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\sin\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta \cdot d\varphi \cdot dr \qquad (\mathrm{J}).$$

したがって１秒間に S_0 上に入射するエネルギー流は

（9）　$$\overline{W}_i = \frac{S_0\overline{U}}{4\pi}\int_0^c dr\int_0^{2\pi}d\varphi\int_0^{\frac{\pi}{2}}\sin\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta = \frac{S_0\overline{U}c}{4} \qquad (\mathrm{W}),$$

壁の単位面積に入射するエネルギー流密度は

（10）　$$\overline{w} = \frac{\overline{W}_i}{S_0} = \frac{\overline{U}c}{4} \qquad (\mathrm{W}/m^2).$$

よって表面積 S' なる壁が吸音するエネルギー流は $\dfrac{\overline{U}c}{4}\alpha S'$ (W)となり，エネルギーの平衡の式（1）は

（11）　$$V\frac{d\overline{U}}{dt} = \overline{W}_0 - \frac{\overline{U}c}{4}\alpha S.$$

$t < 0$ の時刻に音響エネルギーが存在せず，$t = 0$ で音源が発音し始めたときの室内の音響エネルギー密度は

（12）　$$U = \frac{4\overline{W}_0}{c\alpha S}\left[1 - e^{-\frac{c\alpha S}{4V}t}\right] = \frac{4\overline{W}_0}{c\alpha S}\left[1 - e^{-kt}\right] \qquad (\mathrm{J/m^3}).$$

また音源が停止した後の室内の音響エネルギー密度は

（13）　$$\overline{U} = \frac{4\overline{W}_0}{c\alpha S}e^{-kt} \qquad (\mathrm{J/m^3}),$$

（14）　$$k = \frac{c}{4V}\alpha S$$

で与えられる．**残響時間**は音の強さが 60 (dB) 減衰するまでの時間で表わせられるから

(15)　$$T = \frac{4V}{c\alpha S}\left[\ln 10^6\right] \approx 0.161\frac{V}{\alpha S} \qquad (\mathrm{s})$$

となる．

室内音響エネルギーの時間的変化が指数函数的に単調に変化するという（12）または（13）の表現が幾何音響学的仮定に起因する結果であって，逆にこのような変化をする音場は完全な拡散状態にあると見なすことができる．完全な拡散状態の仮定が成立する場合には（15）によって残響時間が定義され，あるいは**壁面の吸音力**[7]を

(16)　$$\alpha S = 0.161\frac{V}{T} \qquad (\mathrm{m}^2)$$

と表わすことができる．またこのような条件の下では室内の**音圧尖頭値と音響出力との関係**が

(17)　$$p = \sqrt{2\rho_0 c^2 \overline{U}} = \sqrt{8\rho_0 c\overline{W}_0/\alpha S} \qquad (\mathrm{N/m^2})$$

で与えられる．また完全な拡散状態の下では**壁面の吸音率** α は（16）より

(18)　$$\alpha = 0.161\frac{V}{ST} \qquad (\text{数値})$$

と定義される．したがって **SABINE** の定義する吸音率は完全な拡散状態の室内にて残響時間を測定することによって求めることができる．

8・2・2　室内音響状態を表わす基準

室内の音響状態の良さを表わす基準は，個人の主観をともなうために，一概に定めることは困難であるが，従来建築音響技術者の間に用いられているいくつかの基準がある．

室内の音響状態を表わす重要なパラメータは残響時間である．**残響**というのは，音源が停止した後に室内の音場の平均自乗音圧が**単調に減衰**して行くものをいう．ここに単調に減衰することが重要な条件であって，もしも減衰の途中で不整に突出する部分があると，この部分は**反響**として認識される可能性がある．反響は室内音響状態を悪くする要素の一つとされていて，反響の生じないことが良好な音響状態の一つの必要条件である．

音源が停止した後の過渡波形が指数函数的に単調に減衰しないで，**不整過渡波形**を生ずる場合に，これが反響として認識される限界は反響音の到達時刻が直接音より約 50 ms 以上おくれることである．したがって 50 ms 以内に到達する不整過渡波形は孤立した反響としては認められず，むしろ残響として認識される．したがって直接音と反響音との音波の通路の差が約 17 m 以上相違しなければ反響音は認められないことになる．よって**反射壁**を利用しようとする場合には，音源と受音点

---

(7)　sound absorption,SABINE は $1\,\mathrm{m}^2$ の開放窓の吸音力を単位として採用したが，現在は１平方フィートの吸音力を１sabine という．

$1\ \text{sabine} = 1\ \mathrm{ft}^2 = 0.0929\ \mathrm{m}^2$,　$1\,\mathrm{m}^2 = 10.764$ sabines .

(1)　この通路は１回反射のみを考えて十分な場合が多い．特別な場合には２回，３回の反射が反響として現われることがある．（次頁脚注）

の間に考えられるすべての音波の通路[1]の間に 17 m 以上の差を生じないようにすることが必要であり，特に室の後壁からの反射は最も反響音を生じやすいから，十分に注意せねばならぬ．

広い座席に一様に音を伝えねばならぬ場合には音源からの直接音だけでは不十分なことが多い．したがって天井や側壁または演壇後方の反射壁を利用せねばならない．このような場合に，聴取位置によっては直接音よりも，ある反射壁からの反射音が強く聞えて音源の方向が反射壁の方向であるかのような感じを生ずることがある．これを避けるためには同一聴取位置に常に２～３箇所の反射音が到達するように反射壁面を配置すれば良いのであるが，余り多くの反射音が重畳されると音色が濁った感じになるおそれがある．

硬い壁面を平行に対向させることは避けねばならない．平行な反射壁が対向している場合には音波がこの間を何度も往復して異常現象を生ずる．たとえば対向壁の中間で衝撃音[2]を発すると，これが何回も往復していわゆる**鳴き龍現象**[3]を生ずるし，また定常状態の音に対して鋭い共鳴を生じ，したがってその共鳴周波数の音の残響時間が異常に長くなる．室の両側壁，床面と天井，演壇の背後と室の後壁の間にはこの現象が生じやすい．

残響時間の長さは室の音響特性と密接に関係している．しかしその長さの最適値は室の使用目的によってかなりの相違を示し，ことに**残響時間の周波数特性**は室の音響状態を決定する重要な要素である．残響時間の最も短いことを必要とする室は**防音無響室**である．これは音響測定などを行うのに使用する室であり，外来音を完全に遮断すると同時に内壁面は完全な吸音壁であることが要求され，室内の残響時間が０であることを理想とする．しかしこのような室は余り残響が少ないので耳に異様な感じを与え，居住には適さない．また普通の居室や事務室のように，余り騒音レベルの上昇することを望まない室は，壁面を吸音性にして残響時間を短くする方がよい．しかしこの場合に注意せねばならぬことは室の固有振動を十分に制動せねばならぬことである．特に低周波音の固有振動が十分に制動されない場合には非常に居心地の悪い室になる．したがって，壁面は十分低周波まで吸音するように造らねばならない．小さな居室なら残響時間は 0.5 s 程度以下でよいし，事務室などもこれに準じてよい．

残響特性によって室の特性が大きく影響を受けるのは講義室，講堂，劇場，音楽堂および放送録音スタジオなどである．これらの室は，音響特性が悪ければ，その室の機能を失うに至るであろう．しかして，従来の建築音響設計もこれらの室の設計を目標として進展してきた．これらの室では音声や音楽をよく伝達することが必要である．しかして残響時間が適当でない場合には，音が小さすぎて聞えにくかったり，音がひびきすぎて不明瞭になったりして，満足な伝達が行われない．したがって，従来から経験的に割り出された色々の基準が提案されている．

講義室[4]や**講堂**[5]のように主として会話（音声）を伝える目的の室の音響特性を表現するパラメー

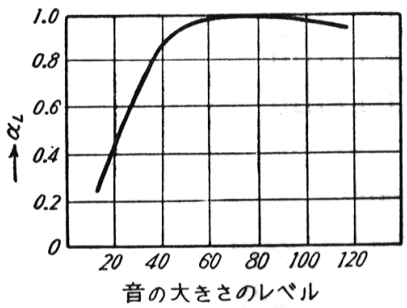
（2）　手を打つようなことでよい．
（3）　flutter echo
（4）　lecture room
（5）　auditorium

タの一つとして**明瞭度**[6]が用いられる．ある講堂の明瞭度とは，明瞭度試験を行うことによって発声者の発する意味を持たない**音**[7]または**音節**[8]の何パーセントを聴取者が正確に聴取したかを示す数値である．したがって明瞭度試験を行うには，われわれが日常会話に使用するすべての音または音節を，特定の意味を持たないように組合せた明瞭度試験用の音表を使用し，特定の人が演壇の位置で発音し，講堂内の各位置に配置された聴取者がそれを書取り，その集計から明瞭度を算出する．この場合，発声者の個性や聴取者の個性を消去するためにかなりの回数の試験を行わねばならない．なお記憶や熟練の影響も注意深く除去しないと信頼のできる明瞭度が得られない．

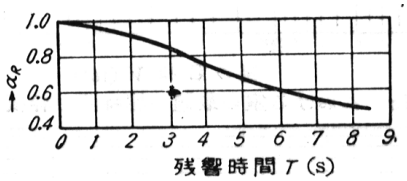
室の明瞭度と音響物理的な条件との関係は KNUDSEN[9]によって与えられ，明瞭度を $A(\%)$ とすると

(19)　$$A=96\alpha_L\alpha_R\alpha_N\alpha_S$$

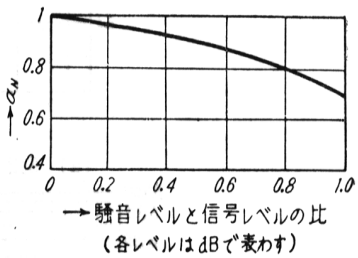
と表わされる．ここに α_L は音の大きさのレベル[10] L に関係する因数で**第8・12図**のような形であり，α_R は室の残響時間 T に関係し，**第8・13図**のようになり，α_N は室内の騒音の SN 比 N に関係し**第8・14図**のような形を有し，α_S は室の形に関係する因数である．これを見ると，音の大きさの



第8・12図



第8・13図



第8・14図

レベルが 80 phon 以下の場合にはレベルの高いほど明瞭度は増加するが，80 phon を越えるとレベルの高いほど明瞭度は低下し始めることが示されている．すなわち，音の大きさは小さくても良く聞えないが，大きすぎても良く聞えない．騒音レベルが増加すると明瞭度が低下することはもっともなことであるが，残響時間が増加すると明瞭度が低下することは注意せねばならない．残響が長い場合には，順次に発せられる音が前の音と重畳するために聞きにくくなり，混乱を生じたり，または前に発した音の残響によって新しく発せられる音が隠蔽されたりして明瞭暖が低下することになる．

一方において，室内の定常状態の音圧実効値は（16）と（17）とより

(20)　$$P=\sqrt{\frac{4\rho_0 c\overline{W}_0 T}{0.161V}}=5.0\sqrt{\rho_0 c\overline{W}_0\frac{T}{V}}\qquad(\mathrm{Pa})$$

---

(6)　articulation

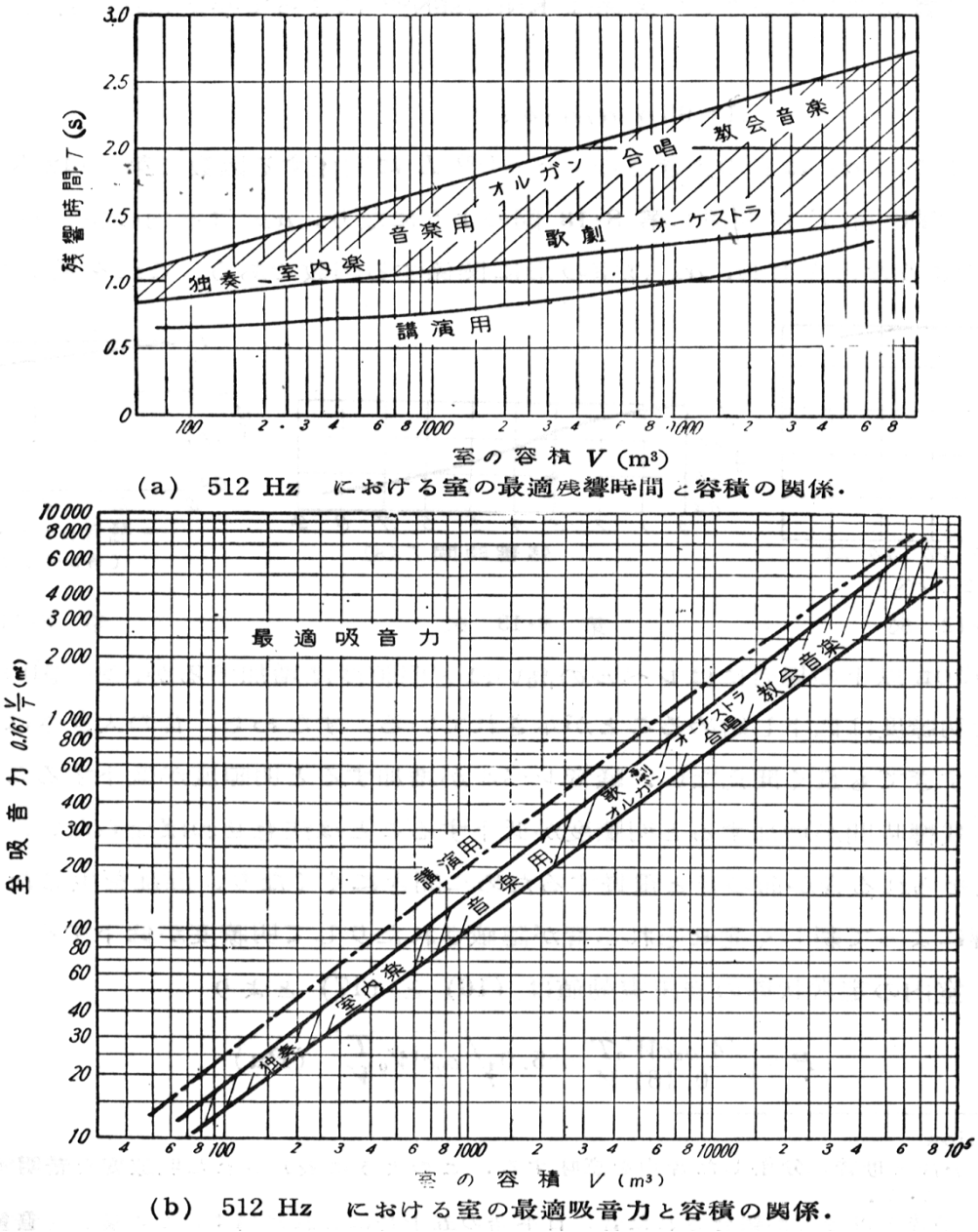
(7)　sound, 子音と母音に分解した音声を意味する．このように表わされた明瞭度を**音明瞭度** sound articulation という．

(8)　sylable, 子音と母音とが組合された音，日本語の五十音はこれに属す．この場合を**音節明瞭度** sylable alticulation という．
V.O.KNUDSEN:”Architectutal Acoustics”前掲.

(10)　loudness level

と表わされ，残響時間 T の平方根に比例して増加する．したがって一定の容積の室にて α_L と α_R の積が最大となるような**最適残響時間**[11]が存在する可能性が生ずる．KNUDSEN は 512 Hz における最適残響時間と室の容積との関係を**第8・15図**のように提案している．これは会話の場合と音楽の場合を別々にし，しかも音楽の種類によって多少の相違を必要とすることを示している．なお明瞭度の聞えの良さとの対応を**第8・4表**に示しておく．

室の形に関係する因数 α_s については余りはっきりしたことが知られていないが，普通の矩形の室の場合には $\alpha_s \approx 1$ であり，大きな講堂とか不適当な曲壁面のある室では $\alpha_s \approx 0.9$ 位となり，また



(a)　512 Hz　における室の最適残響時間と容積の関係．

(b)　512 Hz　における室の最適吸音力と容積の関係．

第8・15図

(11)　optimal reverberation time

小さい室で適当な反射板がある場合には $\alpha_s \approx 1.05$ 位になることもある．

音楽に対する室の良さの基準を定めることは非常に困難であって，未だに確定されていない．ただ基本的な条件は

音の大きさが適当であること，
騒音レベルの低いこと，
周波数ヒズミや振幅ヒズミを生じないこと，
中音部に対し低音部と高音部が適当にバランスすること，
音楽的な要素を失わない範囲で断続音の分離の良いこと，
適当な残響によってうるおいのある豊かなひびきを有すること，
幾つかの音が適当に融合すること

などである．これに対して従来いわれていることは

（i） テンポの速い軽い音楽や錯雑した音楽には残響時間の短かい室が適するが，ゆったりした流れるような音楽には残響時間が長い方が良いとか，

（ii） すべての周波数成分の残響が同時に可聴限界以下となるように残響時間周波数特性を調整するとか（**KNUDSEN**），

（iii）すべての周波数成分の残響音の大きさのレベルが等傾斜で減衰するよう残響時間周波数特性を調整するとか（**MAC NAIR**[12]），

（iv） 残響の周波数特性を平坦にし，音波を拡散させるような不規則な壁面を持たせるとか（**HANSON**[13]），

（v） 適当な形の室の壁面に凹凸をつけて拡散を良くさせる（**MAX-FIELD**）[14]

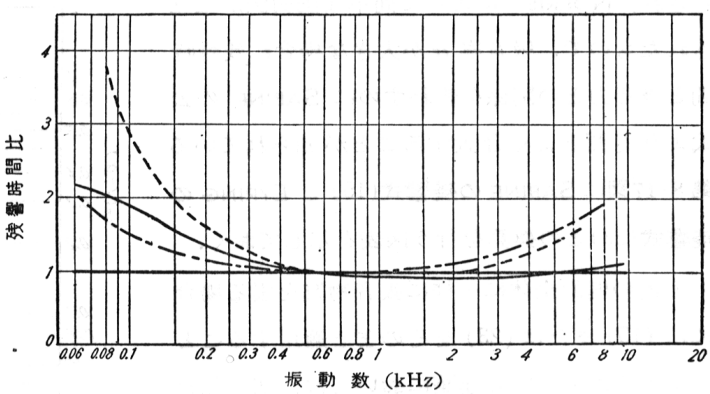
というようなことである．なお，**MAXFIELD** は室の**有響度**[15]を

$$L = K\frac{d^2T}{V} \tag{21}$$

と定義している．ここに d は音源と聴取者との距離，K は定数であ

第8・4表

明瞭度 A	聴取状態
96%	完全聴取
85～96	十分満足に聴取できる
75～85	満足に聴取できる
65～75	注意していれば話を理解することができる
65 以下	満足な聴取ができない



平坦な特性，
MACNAIR の話声に対する規準特性，
KNUDSEN の話声に対する規準特性，
KNUDSEN の音楽に対する規準特性．

第8・16図　512 Hz における残響時間を規準とした最適周波数特性．

(12) W.A.Mac NAIR:"Optimum Reverberation Time for Auditoriums" J.A.S.A.,Vol.1,p.242, 1930.
(13) R.L.HANSON："Liveness of Rooms" J.A.S.A.,Vol.3, p.318, 1932.
(14) J.P.MAXFIELD and C.C.POTWIN："A Modern Concept of Acoustical Design" J.A.S.A., Vol.11, p.48, 1939.
(15) liveness. $L = \overline{w}/\overline{w}_0$, $\overline{w} = c\overline{U}/4 = \overline{W}_0/\alpha S = 6.2T\overline{W}_0/V$, $\overline{w}_0 = \overline{W}_0/(4\pi d^2)$, $K \approx 78$.

る．**第8・16図**には最適残響時間周波数特性として提案された種々の形を示しておく．

8・2・3　残響時間と吸音率

SABINE の残響理論にしたがうと，壁面の吸音率が１の場合に残響時間は０に収斂せずに一定値に止まる．このようなことは，**SABINE** の定義した吸音率の意味と矛盾する．この矛盾の生じた原因は，壁面が音響エネルギーを連続的に吸収すると仮定したことにある．これに対して，音波の波頭面を**音響エネルギー塊よりなる粒子**と考え，この粒子が $c\,(\mathrm{m/s})$ の速度で飛行しながら，壁面に衝突する度毎に α だけが吸音され $(1-\alpha)$ だけが反射されると考え，粒子の**平均自由行程**を **SABINE** の理論の場と同じく $4V/S$ とすると，$t\,(\mathrm{s})$ 間の**衝突回数**は $Sct/4V$ となる．よって初め $\overline{w}_0\,(\mathrm{W/m^2})$ であった音響エネルギー流密度は t なる時刻の後には

(22)
$$\overline{w}=\overline{w}_0(1-\alpha)(1-\alpha)\cdots=\overline{w}_0(1-\alpha)^{Sct/4V}$$
$$=\frac{c}{4}\overline{U}_0\exp\left[\left\{\frac{Sc}{4V}\ln(1-\alpha)\right\}t\right]\qquad(\mathrm{W/m^2})$$

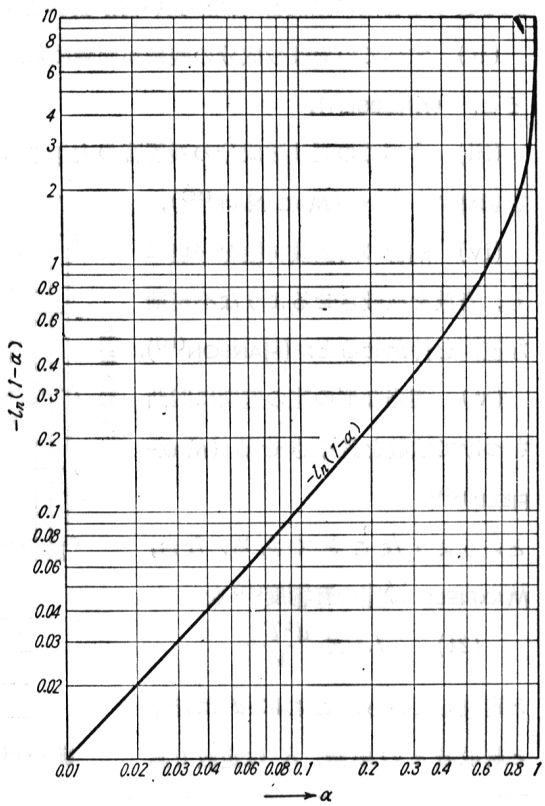
となる．よって 60 dB 減衰するまでの時間は

(23)
$$T=\frac{0.161\,V}{-S\ln(1-\alpha)}\qquad(\mathrm{s})$$

と表わされる．この結果は**EYRING** [1] によって提示され，**NORRIS** [2] によって簡単な証明法が確立されたもので，吸音率 α が大きな場合に残響時間と吸音力との関係を表わすのに **SABINE** の公式より実測とよく合致することが知られている**第8・17図**に**SABINE の残響式**（15）と**EYRING** の**残響式**（23）との換算を行う図表を示しておく．

室内の壁面全体に一様に吸音物質を張る場合には（15）または（23）をそのまま適用することができるが，実際の建築においては，部分部分に異なる壁を用いる場合が多く，このような場合には，α_j なる吸音率を持った壁面積が $S_j\,(\mathrm{m^2})$ だけ存在するものとすれば，室の**平均吸音率**は

(24)
$$\alpha_m=\frac{\sum\alpha_j S_j}{\sum S_j}$$



第8・17図　α と $-\ln(1-\alpha)$ との関係.

---

(1)　C.F.EYRING:"Reverberation Time in Dead Rooms" J.A.S.A., Vol.1, p.217-241, 1930.
(2)　R.F.NORRIS:"A Derivation of the Reverberation Formula" Apendix II in "Architectural Acoustics" by V.O.KNUDSEN.

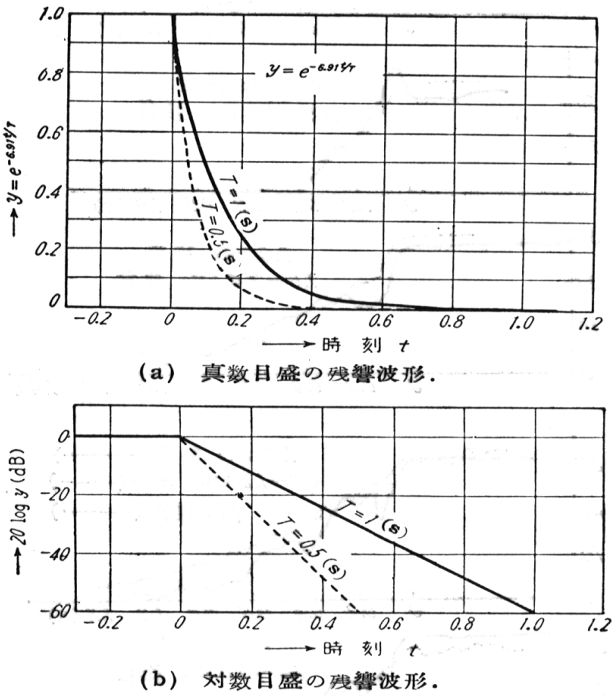
であるから，(15) または (23) の α の代りに α_m のを用いればよい．

壁の吸音以外に空気中を音が伝播する間の損失をも考慮に入れた残響式が **KNUDSEN** [3] によって提示され

$$T = \frac{0.161\,V}{-S\ln(1-\alpha)+4\beta V} \quad (\mathrm{s}) \tag{25}$$

と表わされる．ここに β は空気中を伝播する平面音波の減衰定数 [4] であり，周波数，温度および湿度によっても変る．

残響時間を測定するのに，**SABINE** は耳と秒時計とを用いたが，電気音響測定技術が採用されるようになってからは，マイクロホンで受音して残響波形を記録し，残響波形の傾斜から残響時間を算出するようになった．残響波形を記録するには**電磁オシログラフ** [5] と写真機を使用したり，特殊の自動スイッチを用いて音圧がある一定のレベルから次の一定のレベルまで減衰する時間を記録する方法 [6] を用いたり，あるいは**高速度レベル記録器** [7] とか**ブラウン管オシログラフ**を用いる．この場合に，音場が **SABINE** のいう完全な拡散状態となっていれば，残響波形の包絡線は**第 8・18 図 (a)** のように指数函数にしたがって減衰する筈であるから，記録装置の縦軸がマイクロホン出力の対数に比例するように対数圧縮器を用い，記録体（写真フィルムまたは記録紙またはブラウン管の輝点）を一定速度で走行させれば，残響波形は**第 8・18 図(b)**のような直線形となる筈である．しかし実際に測定すると残響波形は直線とはならずに**第 8・19 図**に示すように色々な不規則波形となる．この不規則な残響波形の内で，細かい不規則変化をしながら平均値が指数函数的に減衰するものは，大ざっぱに見れば拡散状態にあると



第 8・18 図

---

(3) V.O.KNUDSEN: "Absorption of Sound in Air" J.A.S.A.,Vol.3, p.126, 1931. "Measurement of Sound Absorption in a Room " Phil.Mag., Vol.5, p.1240, 1928.

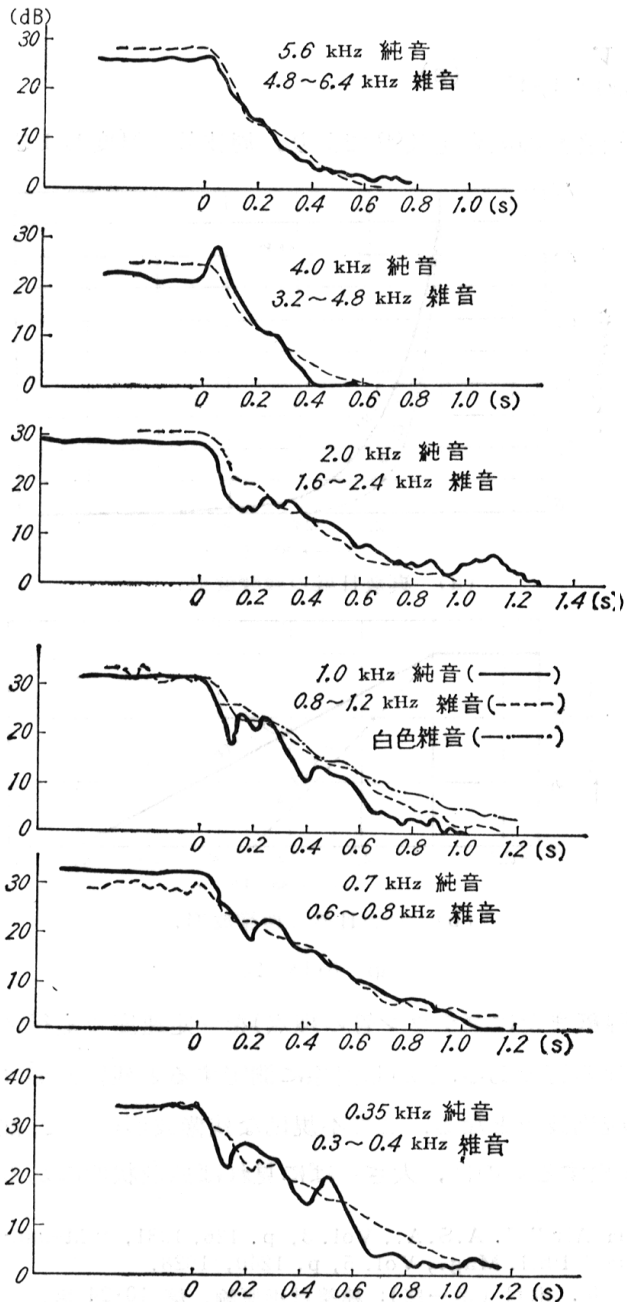
(4) 通信工学ハンドブック，1862 頁，丸善，1957 年．木村(幸一郎): 建築計画原論．第 10・24 図，共立出版社，1959 年，**9・4** の第 9・14 図参照．

(5) V.O.KNUDSEN :"Architectural Acoustics" 前掲．1932.

(6) F.V.HUNT, L.L.BERANEK and D.Y.Maa :"Analysis of Sound Decay in Rectangular Rooms" J.A.S.A.,Vol.11, p.80, 1939.

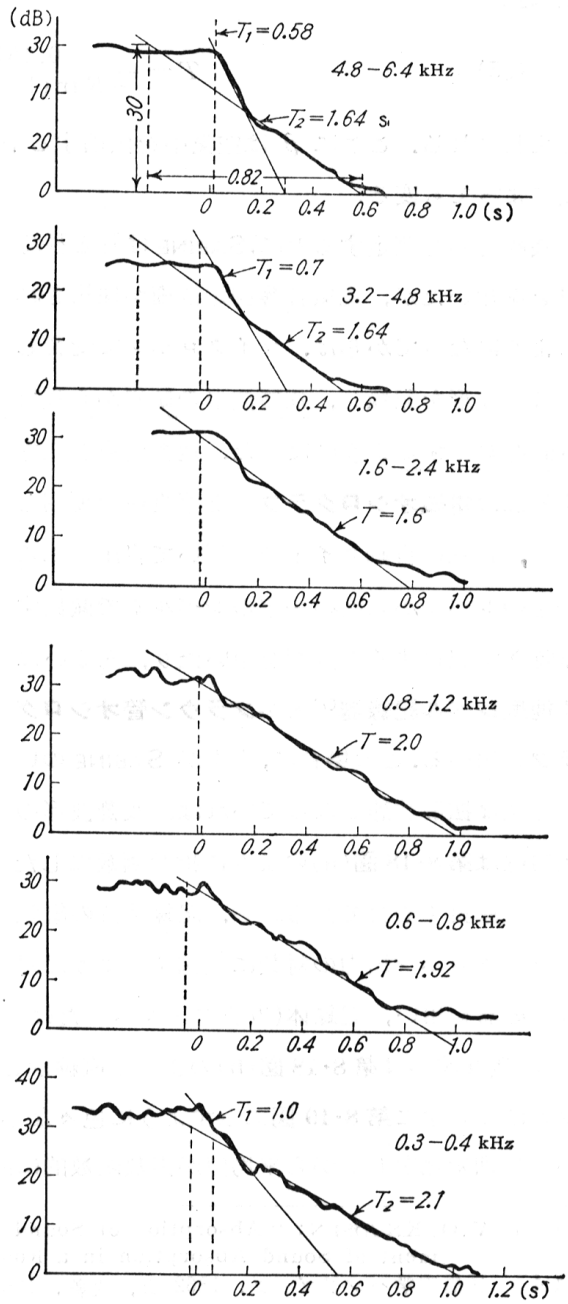
(7) G.T.STANTON, F.C.SCHMIDT and W.J.Brown :"Reverberation Measurements in Auditoriums " J.A.S.A., Vol.4, p.95-105, 1934.
E.C.WENTE, E.H.BEDELL and K.D.SWARTZEL :"Higb Speed Level Recorder for Acoustic Measurement" J.A.S.A., Vol.6, 1935.
E.C.WENTE :"Acoustical Instrument" J.A.S.A., Vol.7, 1935.

見なすことが出来るが，著しい凸凹の生じている場合には減衰曲線を平均するような直線を見出すことが困難となるし，また減衰曲線の平均値の傾斜が途中で変化し，対数目盛の減衰波形に屈折を生ず



室の寸法は 32.5×24×22.5 m³，
音源の中央，高さ 10 m の点にあり，マイクロホンは中央より 4 m，高さ 1.88 m の位置にある．
記録は NEUMANN の高速度レベル記録器を用い，記録針の速度は約 200 dB/s である．なお 1 kHz の図に全周波数帯域の白色雑音の残響波形を示してある．
実線は純音，点線は帯域雑音を用いた場合を示す．

第8・19図　大きな室内の1点の残響波形の一例．



第8・20図　残響波形より残響時間を求める例．