

高速給気方式に用いられる消音吹出口ユニットについて

勝田 高司・後藤 滋・寺沢 達二

緒言

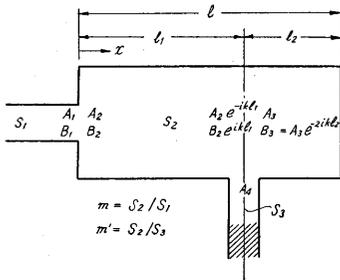
空調用吹出口の性能は室内気流および温度の分布、すなわち、室内空気分布が適正になること、室内騒音レベルが許容値以下になることの二つの条件を満足しなければならない。高速給気方式の場合はダクトからの騒音および減圧弁の発生騒音があるので、とくに騒音制御に注意を払う必要がある。また、高速給気では吹出口ユニットとして、減圧弁、消音箱および吹出口よりなるものあるいは減圧弁、消音箱と吹出口との間にノズルまたはオリフィスを設けて、2次空気を吸引してディフューザより吹き出すものなどが使用される。

ここでは、それら減圧弁および吹出口ディフューザの発生騒音ならびに消音箱の消音特性を明らかにし、ユニットの合理的取扱いについて述べる。

1. 消音吹出口ユニットの消音特性

1) 内貼のない箱形消音器

消音箱として空洞の箱を用いてもキャビティの音響フィルタとしての効果によって減衰のえられることは前に述べた¹⁾。さらに実用の形に近く、箱の入口、出口を直交させ、出口を箱長手の中間位置に取り付け



第 1 図

た場合の減衰特性は次のようである。

理論式は前報同様 Davis, D. D. 外の方法³⁾により、第1図に示すような形に対して次のようになる。

$$\begin{aligned} \text{透過損失 (T.L.)} &= 10 \log_{10} \left\{ \left[R \left(\frac{A_1}{A_4} \right) \right]^2 + \left[I \left(\frac{A_1}{A_4} \right) \right]^2 \right\} \\ &+ 10 \log_{10} \frac{m'}{m} \text{ (dB)} \dots\dots\dots(1) \end{aligned}$$

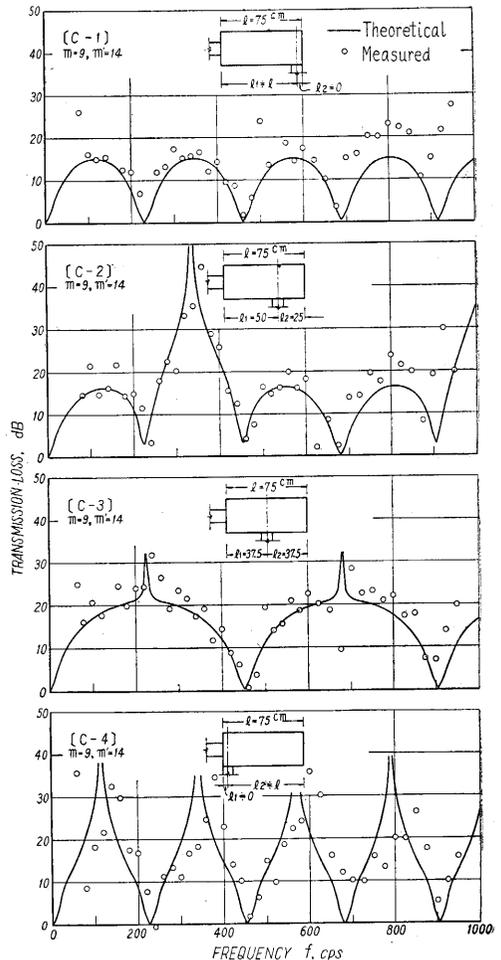
$$\begin{aligned} \frac{A_1}{A_4} &= \frac{1}{2} \left[\left(1 + \frac{m}{m'} \right) \cos kl_1 - \tan kl_2 \sin kl_1 \right. \\ &\left. + i \left\{ m \tan kl_2 \cos kl_1 + \left(m + \frac{1}{m'} \right) \sin kl_1 \right\} \right] \dots\dots(2) \end{aligned}$$

ただし、 A_1, A_4 = 入口入射波および出口透過波の大きさを表わす常数、また、 R および I はそれぞれ () 内の実数部および虚数部を示す。 $m = S_2/S_1, m' = S_2/S_3, S_1, S_2, S_3$ = 入口、箱 (キャビティ) および出口の断面積、 $k = 2\pi f/c, f$ = 周波数、 c = 音速。

いま、 $l_1 = l, l_2 = 0$ とすると、入口出口が直列のときの T.L.²⁾ と一致し、また $l_1 = 0, l_2 = l$ のとき

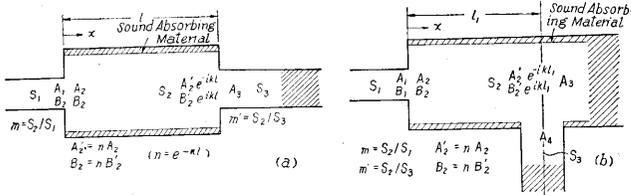
$$\frac{A_1}{A_4} = \frac{1}{2} \left[\left(1 + \frac{m}{m'} \right) + im \tan kl \right] \dots\dots\dots(3)$$

となり、箱長手方向の共鳴が主となる。



第 2 図

$m = 9, m' = 14$ の場合について、出口取付け位置による減衰特性の変化をみたのが第2図である。[C-1]は入口と出口が両端にあるとき、[C-2]は箱長手の中間に出口のあるときで、 l_2 の長さによってきまる特定の周波数で共鳴をおこし、その部分で減衰が著しく大になる。[C-3]は長手中央に出口を設けたときで、箱長さによる特性と共鳴とが重なり、大きい減衰を示す。[C-4]は出口を手前端に付けたときで、共鳴効果のみによる特異な特性



第 3 図

となる。

2) 内貼つき箱形消音器

第 3 図 (a) は出口が箱の端部にあるとき、(b) は出口が箱の中間にあり、箱の一端が無反射端のときで、それぞれ箱は吸音材を内貼し、出口は無反射端とするときの条件を示す。

条件 A にたいして透過損失 T. L. の理論式は

$$T. L. = 10 \log_{10} \frac{1}{16} \left\{ \left(\frac{1}{n} C_1 + n D_1 \right)^2 \cos^2 kl + \left(\frac{1}{n} C_1 - n D_1 \right)^2 \sin^2 kl \right\} + 10 \log_{10} \frac{m'}{m} \text{ (dB)} \dots\dots\dots (4)$$

$$C_1 = \left(1 + \frac{m}{m'} \right) + \left(m + \frac{1}{m'} \right) \dots\dots\dots (5)$$

$$D_1 = \left(1 + \frac{m}{m'} \right) - \left(m + \frac{1}{m'} \right)$$

$n \ll 1$ のとき

$$T. L. = 10 \log_{10} \frac{1}{16} \left\{ \left(1 + \frac{m}{m'} \right) + \left(m + \frac{1}{m'} \right) \right\}^2 + R_L + 10 \log_{10} \frac{m'}{m} \text{ (dB)} \dots\dots\dots (6)$$

条件 B にたいしては

$$T. L. = 10 \log_{10} \frac{1}{16} \left\{ \left(\frac{1}{n} C_2 + n D_2 \right)^2 \cos^2 kl_1 + \left(\frac{1}{n} C_2 - n D_2 \right)^2 \sin^2 kl_1 \right\} + 10 \log_{10} \frac{m'}{m} \text{ (dB)} \dots\dots\dots (7)$$

$$C_2 = \left(1 + m + \frac{m}{m'} \right) + \left(1 + m + \frac{1}{m'} \right) \dots\dots\dots (8)$$

$$D_2 = \left(1 + m + \frac{m}{m'} \right) - \left(1 + m + \frac{1}{m'} \right)$$

ここに、

$$C_2 \gg D_2, \therefore \frac{1}{n} C_2 \gg n D_2$$

よって、 D_2 の項を省略して

$$T. L. = 10 \log_{10} \frac{1}{16} \left\{ \left(1 + m + \frac{m}{m'} \right) + \left(1 + m + \frac{1}{m'} \right) \right\}^2 + R_L + 10 \log_{10} \frac{m'}{m} \text{ (dB)} \dots\dots\dots (9)$$

ただし、 $R_L = 10 \log_{10} (1/n)^2$: 箱長手方向に内貼ダクトとして働く減衰量で次式⁴⁾より求める。

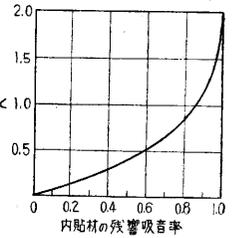
$$R_L = K \frac{P}{S_2} l_1 \text{ (dB)}, K = 4.34 \frac{1}{N} \dots\dots\dots (10)$$

ここに、 P =内貼消音箱の断面周長、 S_2 =同断面積、 l_1 =同長さ、 N =定常波管法で吸音材の音響インピーダ

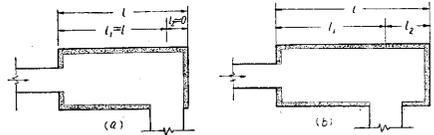
ンスを測定する際の音圧の最大最小比 P_{max}/P_{min} .

K の値を残響吸音率 α に対して表わしたものが第 4 図である⁵⁾.

内貼効果のごく少ないところでは、(4)式によらなければならないが、実用上は(6)、(9)式を用いればよい。

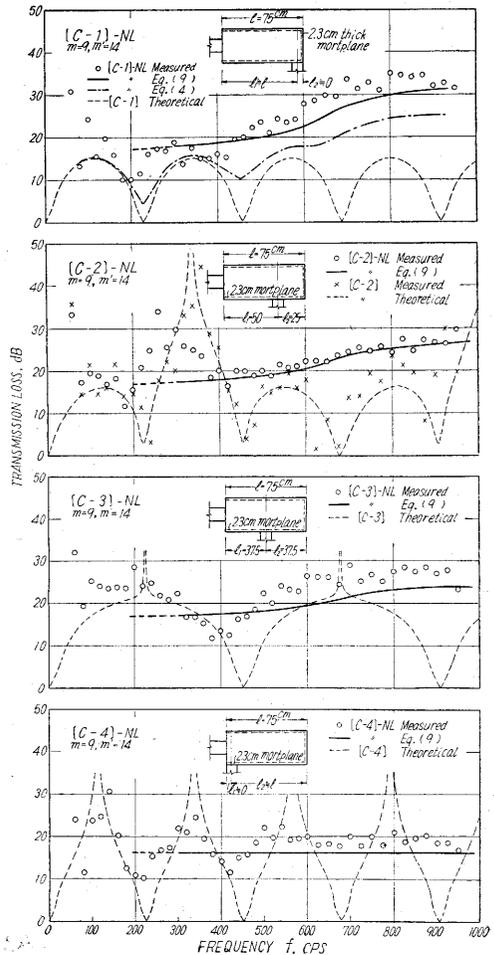


第 4 図



第 5 図

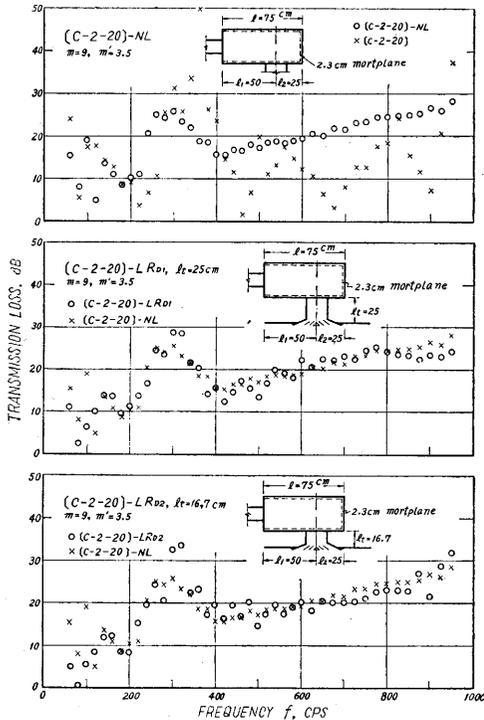
第 5 図 (a) の形について、内貼の吸音が十分でない範囲では条件 A、吸音が十分大きい範囲では条件 B になると考える。また (b) の形については、 l_2 側の吸音は一般に大きくなるので、条件 B に相当すると考える。



第 6 図

前記 [C-1]~[C-4]に内貼したときの減衰特性を第6図に示す。[C-1]-NL では吸音率の低い0~400 cps 程度までは、(4)式に近いが、これより高い周波数では吸音率が急激に増大し、T.L.は(9)式に沿うようになる。[C-2]-NL~[C-4]-NL についても同様で、低周波域での共鳴効果のがこり、約450 cps以上の周波数域では(9)式の値に一致する。したがって、実用上は吸音効果のごく小さい周波数域では内貼なしの理論式(1)により、吸音効果の大きくなる範囲では(9)式によって全体の傾向を知ることができる。

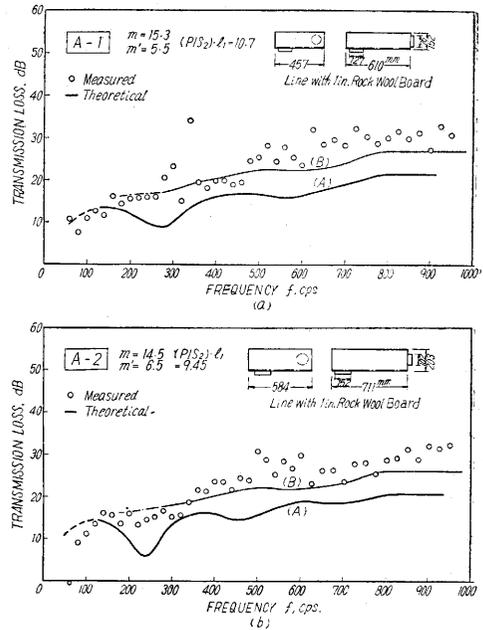
とくに高音域の減衰を大にしたいときは、出口を遠端に取り付け $(P/S_2) \cdot l_1$ を大にする。また低音の減衰を望むときには、箱長手の中間に取り付け、 l_2 の長さを適当にとる。また[C-3]-NLのごとく長手中央に出口をとれば、かなりの低周波域からほぼ一様に大きい減衰がえられる。



第 7 図

3) 消音吹出口ユニット

実際の吹出口ユニットでは、出口は必ず開放され、開放端にはエア・ディフューザなどが取り付けられる。出口が開放される場合、開放端による音の反射があるため、一般には音響フィルタの特性は尾管長によって大きく影響される。しかし内貼消音箱の場合には、第7図に示すように出口が開放端になっても、これが無反射端のときとほとんど変わりなく、わずかに100 cps付近のみが不利となる程度である。したがって、内貼箱形消音ユニ



第 8 図

トの減衰特性は出口無反射端としたときの消音箱の特性で表わすことができる。100 cps 付近については、吸音効果がほとんどないので、開放端による影響をうけて減衰がえられなくなる。これには出口管の長さ l_1 が大きいほど有利である。

また、開放端にエア・ディフューザを取り付けても、これがない単純開放端の場合と実用上音響的差異はないと見なせる⁶⁾。

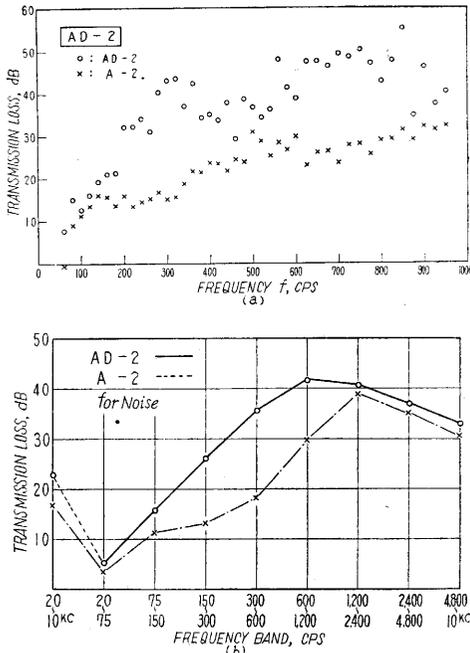
第8図(a), (b)は大小の消音箱で、 $m, m', (P/S_2) \cdot l_1$ が大差なければ、T.L.は理論値あるいは測定値ではほとんど変わらない例である。

前掲の内貼消音箱(A-2)の内部に2枚のバッフルを入れた場合(AD-2)の減衰特性は第9図(a), (b)のようになり、バッフルのないものに比べて相当の効果をしめす。バッフルによる効果は75~150 cps ないし1,200~2,400 cpsの間で特に著しく、5~15 dB 増加する。しかし1,200~2,400 cps以上の高周波域ではほとんど効果がない。内貼つき消音箱のT.L.の最大値はバッフルの有無にかかわらず、1,200~2,400 cps付近である。以上において出口はすべて開放端ディフューザ付きである。

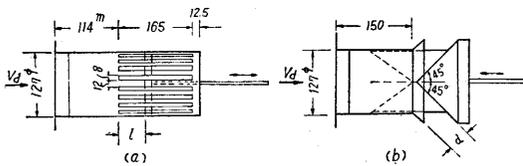
2. 吹出口ユニット各部の気流による発生音

1) ダンパ

円孔あるいはスリットから空気が吹き出すときの発生騒音は、吹出速度が2倍になると発生音のパワー・レベルPWLは約15 dB高くなり、また孔径あるいはスリット幅が狭く相互の間隔が十分のときには、高周波域でレベルに極大値が表われる⁷⁾。しかし、間隔が狭いとき、またスリット幅などが大のときには高周波域のピークが



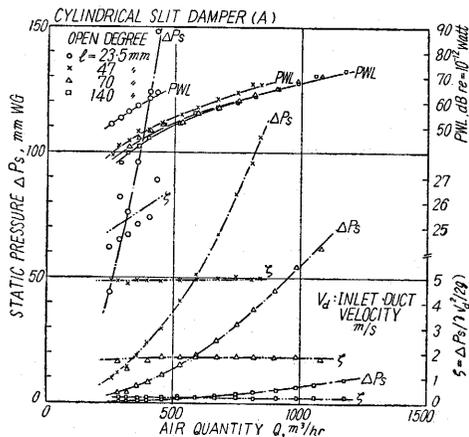
第 9 図



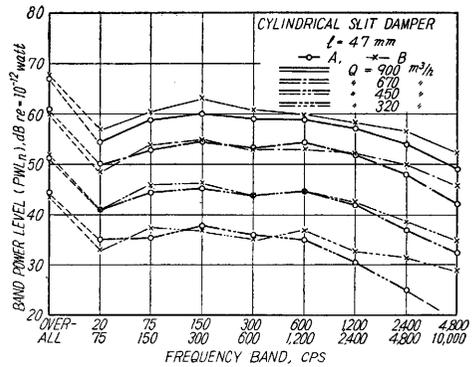
第 10 図

なくなる。第10図(a)のようにスリットを円筒状に並べたダンパについてPWL等を測定した結果は次のようである。

風量とダンパ入口における静圧および発生音のPWLとの関係は第11図のごとくで、PWLはダンパ開度によってあまり変わらない。開度は図中の l で示す。また、一定開度での風量と発生音のバンド・パワー・レベルPWL。

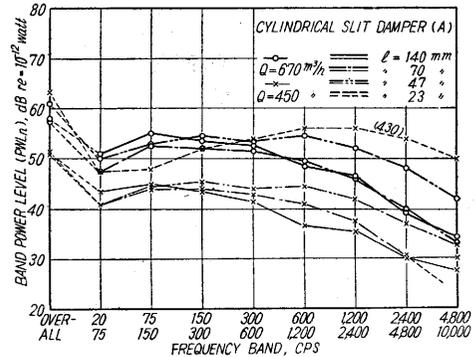


第 11 図



第 12 図

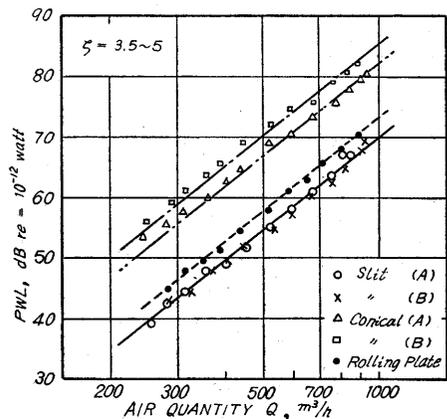
との関係は第12図のようで、風量による周波数特性の変化は比較的少ない。一定風量で開度(静圧)を変えると第13図のようになり、開度が小になるにつれて高周波成分の割合が増加する。スリット幅4mm、内法間隔6mmの場合にもほとんど似た特性を示す。



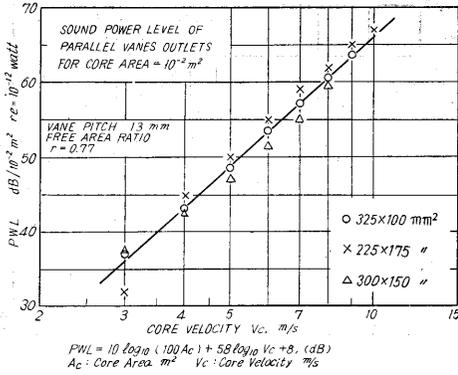
第 13 図

第10図(b)に示したようなこま形ダンパについても同様なことがいえるが、周波数特性は300~1,200 cpsにピークをもつ山形をなす。回転板ダンパもこれに似ているが、開度によるPWLの変化が大きい。

以上の各形式のダンパにつき、静圧のほぼ等しい開度



第 14 図



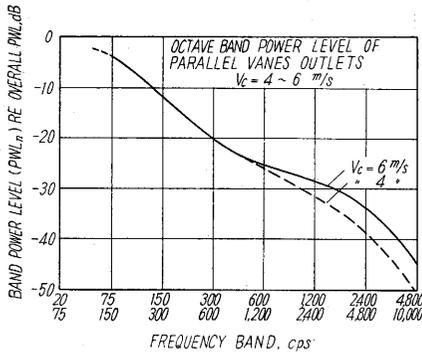
第 15 図

($\zeta=3.5\sim 5$) における PWL を比較したのが第14図である。円筒形スリット・ダンパの PWL がもっとも低く、いずれも風量2倍ごとに PWL が15dB 増加する直線で表わされる。

2) エア・ディフューザ

a. 平行べーン吹出口 発生騒音の PWL (吹出口総面積 A_c $10^{-2} m^2$ 当たり) と吹出し面速度 V_c (m/s) との関係は第15図のごとくなり、3種の大きさにつきほとんど一致している⁷⁾。したがって、総面積 A_c (m^2) にたいする PWL は次式で表わされる。

$$PWL = 10 \log_{10}(100 A_c) + 58 \log_{10} V_c + 8 \text{ (dB)} \dots\dots (11)$$



第 16 図

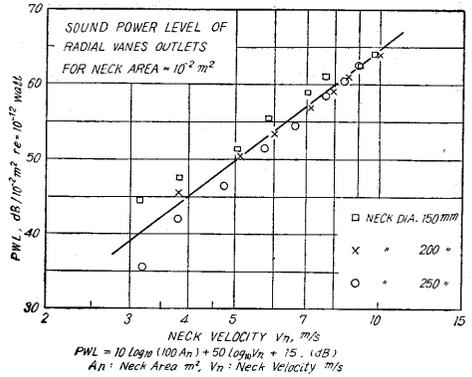
吹出口近傍における周波数特性の測定値⁷⁾より、面速度 $V_c=4\sim 6$ m/sec の範囲について、相対バンド・パワー・レベルを推定したのが第16図である。

b. ラジアル・べーン吹出口 3種の大きさの吹出口について、発生騒音の PWL (首面積 $10^{-2} m^2$ 当たり) と首速度 V_n との関係は第17図のごとくで、3者はほぼ等しい。周波数特性⁷⁾は首速度およびサイズにより、75~150 cps ないし 150~300 cps のバンドにピークをもつ山形をなす。首速度 $4\sim 6$ m/sec について、平均の相対バンド・パワー・レベルを推定したのが第18図である。

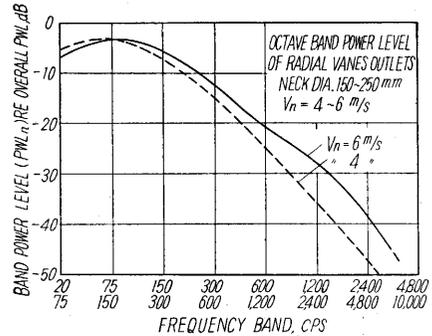
$$PWL = 10 \log_{10}(100 A_n) + 50 \log_{10} V_n + 15 \text{ (dB)} \dots\dots (12)$$

ただし、 A_n = 首面積 m^2 , V_n = 首速度 m/sec.

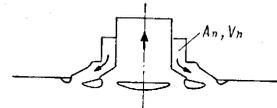
c. 輪形吹出口 第19図に示すような輪形吹出口 (首



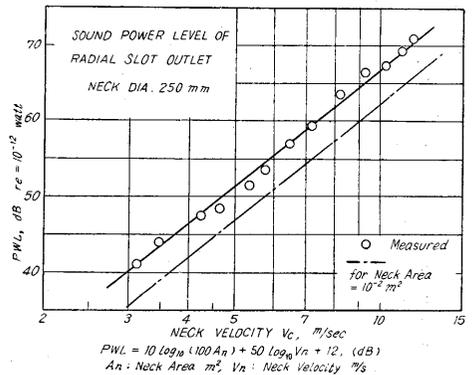
第 17 図



第 18 図



第 19 図



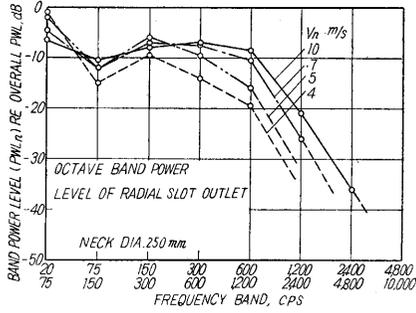
第 20 図

径 250 mm) による発生騒音の PWL と首速度 V_n との関係は第20図のようになり、相対バンド・パワー・レベルは第21図である。

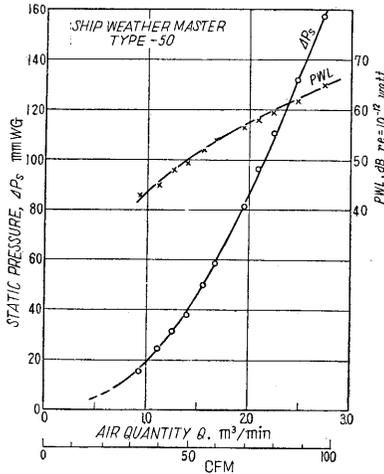
$$PWL = 10 \log_{10}(100 A_n) + 50 \log_{10} V_n + 12 \text{ (dB)} \dots\dots (13)$$

ただし、 A_n = 首面積 m^2 , V_n = 首速度 m/sec

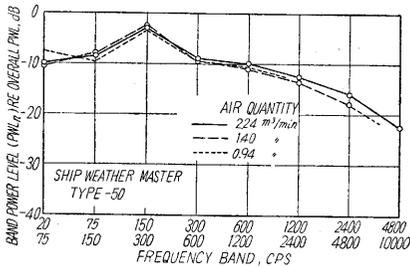
d. 誘引吹出口 誘引吹出口の例として、入口径=75 mm ϕ , ノズル=12.5 mm ϕ 口径 \times 6個, 吹出口=45 \times 8 cm²(べーン間隔 13 mm) 冷却コイルを内蔵するユニット



第 21 図



第 22 図



第 23 図

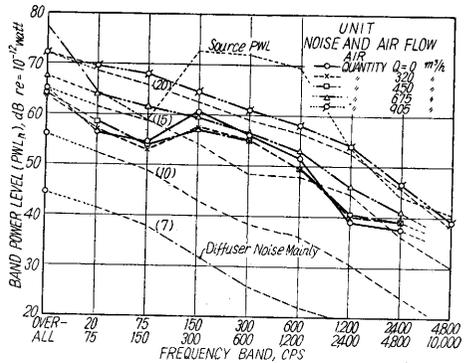
につき、入口静圧、風量と発生騒音の PWL の関係は、第22図のようである。また、相対バンド・パワー・レベルは第23図である。

3. 送風時における吹出口ユニットの総合性能

1) 送風時の消音効果

送風時にも無風時の消音特性が適用できるかを検証するための実験を行なった。

消音箱およびディフューザよりなる消音吹出口ユニットでは、送風時ディフューザ以外の発生騒音は無視されよう。上記ユニットに送風した場合にユニットから室内に放射される騒音が、無風時のユニット上流の騒音の消音箱で減衰され、開放端より放射されるものと、ディフ



第 24 図

ューザ発生音との合成音であるならば、消音ユニットの減衰量は無風時のそれであるといえる。

消音吹出口ユニットに送風すると同時に、ダクト系の途中にスピーカを駆動して騒音を送り込み、測定室内に放射される音響パワーを各風量につき測定した結果が第24図である。まず、ユニットを付けないときにスピーカ騒音の室内に放射されるパワーが点線である。次にユニットをとりつけ、風量 $Q=0$ の状態の PWL が実線である。これにたいして、順次に風量を上げていった場合の PWL をみると、 $Q=320, 450 \text{ m}^3/\text{h}$ とでは、ほとんど $Q=0$ の場合と変わりなく、ディフューザ発生音の影響はない。 $Q=670 \text{ m}^3/\text{h}$ では $75\sim 150 \text{ cps}$ 以下および $1,200\sim 2,400 \text{ cps}$ 以上のバンド・PWL が著しく上昇し、ちょうどディフューザ発生音のみによるものとスピーカ音によるものとを合成した値に近い PWL を示す。さらに、 $Q=905 \text{ m}^3/\text{h}$ になると、ディフューザ発生音のみによる場合の特性にほとんど近くなって、スピーカ音の影響はほとんどみられない。

以上より、実用風速の範囲 (20 m/s 程度まで) では、ユニット上流の騒音にたいする減衰効果は無風時のそれと変わらないとしてよい。

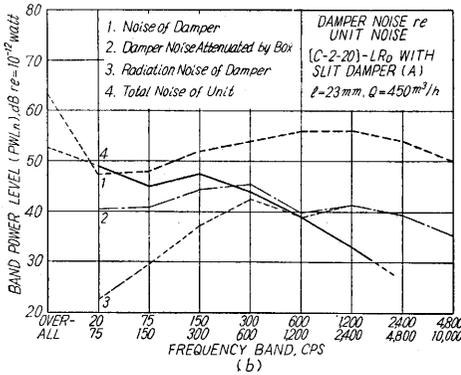
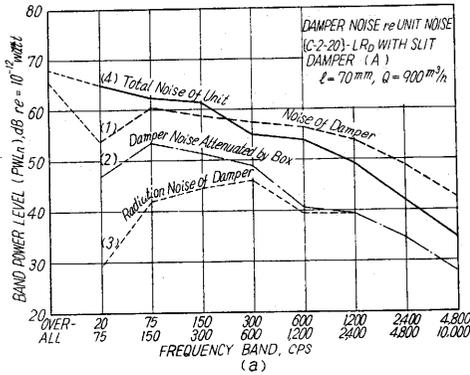
2) ダンパのあるユニット

一般の消音吹出口ユニットは、ダンパ、消音箱およびディフューザよりなる。この場合、送風時ダンパによる発生音は大きいので、消音箱内部に音源があることになる。この場合の消音箱 (内貼空洞) の T.L. は

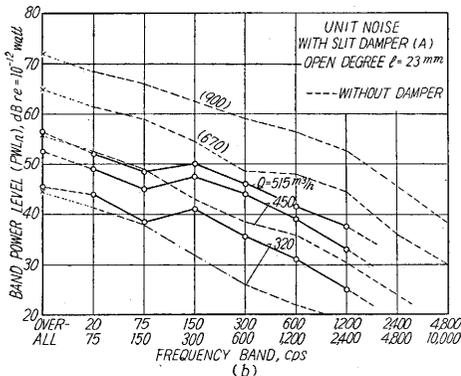
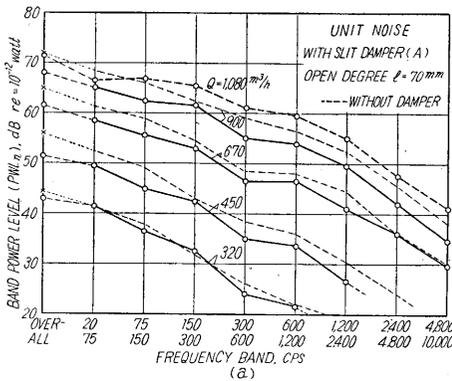
$$T.L. = 10 \log_{10} \frac{(2m' + 1)^2}{4m'} + R_L \dots\dots\dots(14)$$

ただし、 $m' = S_2/S_1$ 、 S_2, S_1 は箱および出口断面積、 R_L はダンパより出口位置までに、内貼ダクト効果によって減衰される量 (10式および第4図参照)。

ダンパ開度により、ダンパの発生音 PWL_n が変わる。開度が大きく、第25図(a)に示すように、ダンパ発生音の箱で減衰され開放端より室内に放射される音響パワーが、ユニットの発生音より 10 dB 以上低ければ、ダンパ発生音はそれに影響なく、ユニット発生騒音はディフ

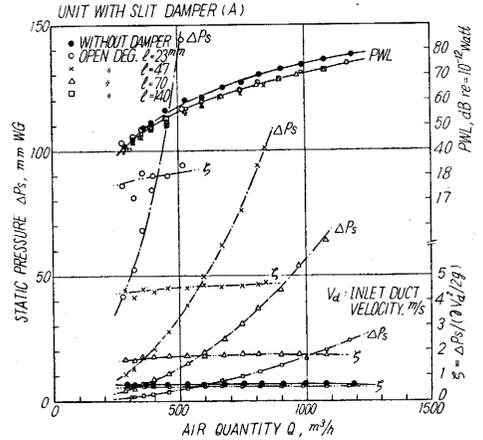


第 25 図



第 26 図

ーザの発生騒音だけということになる(第26図(a)参照). 開度を小さくすると, ダンパ発生音の PWL_n が上がり, 高周波成分を増すので, ダンパ音の減衰され室内に放射されるレベルが, ディフューザ発生騒音に比べて約300cps以上では高くなり, ユニット発生騒音にダンパ音が影響する(第25図(b)および第26図(b)参照). 第27図は上例のユニット([C-2-20]-LR₀に円筒形スリット・ダンパ(A)取付け)の総合特性である. オーバーオール・PWLについては, ダンパ開度による変化がほとんどみられない.



第 27 図

4. 標準型消音吹出口ユニット

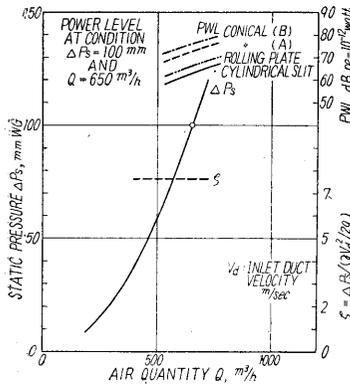
前述のように, 消音箱の減衰能力の最小限度は, ディフューザおよびダンパの発生音によってきめられる. たとえば, 最小ダンパ開度(最大静圧)において, ダンパ発生音の室内放射パワーとディフューザのそれが同等であるとすれば, ユニットの発生騒音はディフューザ発生騒音にたいして3dB増以下となる.

高速給気方式では, 送風機静圧は通常 100~200 mmWGになる. 一方吸込側および装置(調和器その他)の抵抗は 40~60 mmWG程度と見なせるので, もっとも送風機に近い吹出口取付け位置におけるダクト静圧として, 最大 100 mmWG程度を見込めば十分と考えられる. したがってユニットの最大静圧 100 mmWGを対象として最小ダンパ開度(ダンパの静圧もユニットのそれとほぼ同等としてよい)を考える. このときのダンパ音の放射 PWL_n がディフューザ発生音の PWL_n を上まわらないようにする.

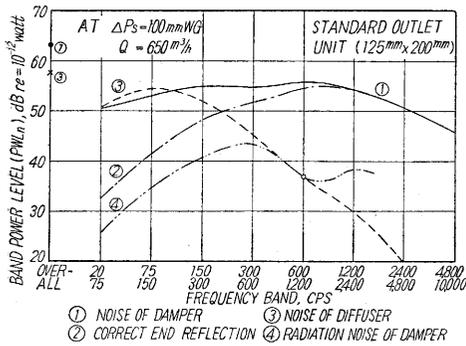
ユニットの入口径 125 mmφ, 出口径 200 mmφとし, 標準的風量として 650 m³/hをとるとき, 上記の条件を満足するユニットは次のようになる.

諸元: $Q=650$ m³/h, $\Delta P_s=100$ mmWG, 入口ダクト風速 $V_d=14.6$ m/s, $\zeta=7.65$, エア・ディフューザ・首速度 $V_n=5.7$ m/s.

5種のダンパにつき, 条件時のPWLを比較すると, 第28図のごとくで, これよりスリット・ダンパを採用す



第 28 図

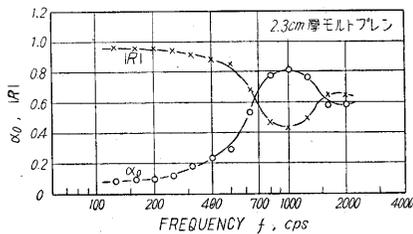


第 29 図

$PWL = 52.5 + 10 \log_{10} 100 A_n = 57.5 \text{ dB}$ (12式より PWL_n を第18図より推定する。

d. 所要減衰量②-③を求め、箱寸法を決める (1,200 cps まで対象)。 $m=9, m'=3.5$ に選び、内貼に 2.3cm モルトプレン (第30図参照) を使用すれば、第1表のように求まる。

同様の方法で、大小の標準型消音吹出口ユニットの系



第 30 図

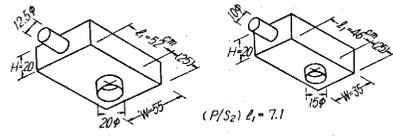
る ($PWL = 63 \text{ dB}$).

a. ダンパの PWL_n を推定する (第29図①).

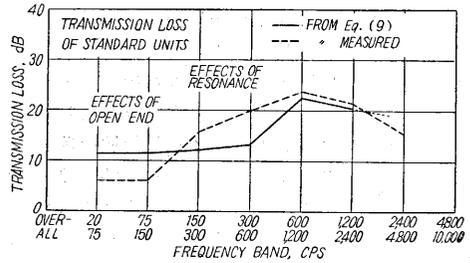
b. 開放端反射補正を差し引く (第29図②).

c. 200 mmφ ラジアル・ベーン・ディフューザの PWL_n (第29図③).

列を求めることができる (第31図参照)。このときユニット上流の騒音にたいする T.L. はほとんど等しく、その系列にたいして特性が定まる (第32図参照)。



第 31 図



第 32 図

第 1 表

周波数 (cps)	300 600	600 1200
所要減衰量 (dB) (14)式第一項 (〃)	6	17.5
所要 R_L (〃)	-0.5	11.0
所要 $P/S_2 \cdot I_1$	-	7.1

$S_2 = 0.11 \text{ m}^3$, 箱高さ $H = 0.2 \text{ m}$ とれば、幅 $W = 0.55$,
 $\therefore I_1 = 0.52 \text{ m}$

謝 辞

本研究に関してご協力いただいた東京新晃工業KKならびに東洋キャリア工業KKに対し深く感謝する。

(1960.4.18)

文 献

- 1) 勝田・後藤・寺沢：生産研究, Vol.10, No.12 (1958), pp. 392/6
- 2) 同上：同上 (速報), Vol.11, No.5 (1959), pp. 123/4
- 3) Davis, D. D. 外：NACA. Rep. No.1192 (1954)
- 4) Br el, P. V.: Sound Insulation and Room Acoustics (1951), pp. 159/65
- 5) 前川純一：建築雑誌, 昭 34.9, p.29
- 6) 後藤 滋：日本音響学会論文集, 昭 35.11, pp.65/6
- 7) 勝田・後藤・寺沢：生産研究 (速報), Vol.10, No.8 (1958), pp. 201/2

正 誤 表 (5月号)

頁	段	行	種 別	正	誤
18	左	4	本 文	磁歪振動子	磁歪み振動子
19	右		第7図説明	同上	同上

表 紙 説 明

写真測量を利用して、大仏像の精密測定を行なった。これは横からみたときの等間隔線図である (本文 37 ページ参照)。