

# 模型実験による換気口の減音量検討

真藤 利孝 縄岡 好人  
平野 滋

## Study of Attenuation of Noise at Inlet and Outlet by Model Experiments

Toshitaka Shindo Yoshito Nawaoka  
Shigeru Hirano

### Abstract

This paper reports the results of a study made by model experiments on attenuation of noise by silencers for inlets and outlets. The authors used scale models of 1/10 so that the sound sources employed were octave-band noises of 1.25 kHz, 2.5 kHz and 5 kHz corresponding to actual band central frequencies of 125 Hz, 250 Hz and 500 Hz. The actual silencers are so large that they have air flow clearances between 1 meter and 1.5 meters. The target attenuations of noise in the silencers are 10 dBA and 20 dBA at low frequency bands. By means of other experiments, the authors also studied attenuation of noise from an exhaust chimney equipped with gas recovery apparatus. The gas recovery apparatus has no absorbing materials, but is as large as an expansion chamber or a noise attenuation chamber.

### 概要

本報は某工場の建設に当って、工場全体の騒音対策を検討した一部を報告するもので、規模の大きな吸排気用の消音構造を縮尺1/10の模型により、その形と吸音力による減音効果を実験検討した報告である。吸排気の消音構造は125Hzを主成分とした音源に対して10~20ホンの減音が必要であり、換気量の方から1~1.5Mのクリアランスをもった消音構造を考えた。また消音構造ではないが、ガス回収装置を含んだ煙突内の減音量も実験検討し、煙突内を吸音処理した場合の効果についても実験を行ったが、本報では煙突内の吸音処理による効果は割愛し、模型実験に当っての問題点と、今回行った方法を報告する。

## 1. 序

某工場の建設に当り、工場全体の騒音対策の一部として吸排気口からの騒音が大きな問題となったが、この吸排気口が従来用いられているものより規模が大きく、その減音量を推定するのが困難であったことと、規制騒音レベルを確実に守るため、模型実験を行い、吸排気口の消音装置の減音量を求めたものである。

また消音を意図したものではないが、大きなガス回収室（吸音はあまりない）から排気煙突の出口までの減音効果も実験検討した。これは排気用のファンの騒音が大きく（直径2mのファンが10台設置）、ガス回収室内を拡散音場として計算した減音量では10ホン以上目標値をオーバーするので、ガス回収室の形による減音とガス回収設備の形と吸音による効果を期待して行ったものである。

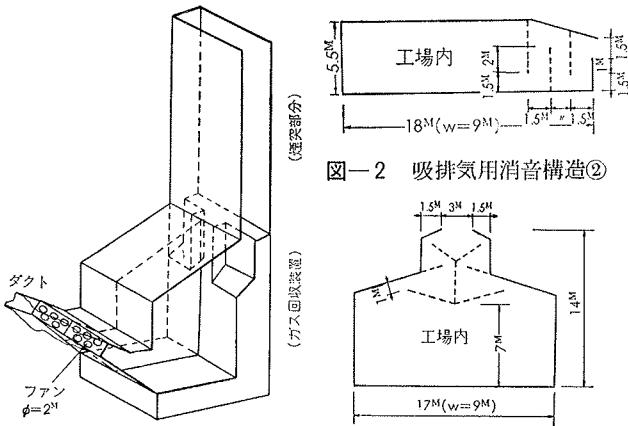
吸排気口が今回の規模の1/5程度のものについてはすでに模型実験による対応や理論的検討も報告してい

るが、模型実験は実物といかに良く一致するかが全てであるので、今回は模型実験の結果と、実験に当っての問題点を報告し、理論的検討は実物の完成を待って実物の実測値とともに報告する。

## 2. 模型実験

今回実験を行った吸排気装置は次の3種である。

- ①ガス回収装置を含んだ排気煙突 図—1  
これは工場の生産過程で生じたガスをファン10台で吸引し、環境対策としての回収装置を通して煙突から排気するもので、騒音源はファンのノイズである。
- ②吸排気用消音構造 図—2  
これは工場建家内の吸排気用の消音装置で、曲がりを中心とした吸収型消音構造である。
- ③工場の排気モニターの消音構造 図—3  
モニターとして自然排気する場合の消音装置で、これも曲がりを中心とした吸収型消音構造である。



図一 ガス回収装置と煙突① 図二 吸排気用消音構造② 図三 モニターの消音構造③

実験は①についてはファンの設置位置に音源としてスピーカーを取り付け、ガス回収装置と煙突部分の減音量を求めたもので、ファンのパワーレベルからの減音量を求めた。

②、③については工場の内部にスピーカーを置き、拡散音場を作り、消音装置の減音量として、内部レベルからの減音量を求めた。

音の減音は形と吸音により得られるが、①については躯体内部はコンクリートにエポキシ樹脂をコーティングして仕上げであり、吸音はガス回収設備以外にはほとんどない。②、③については消音を目的としているので吸音材をはるのを前提としているので吸音は大きなものとなる。したがって①の躯体については形による減音が主目的となり、②、③については吸音による減音が主目的といえよう。

今回の模型実験の模型は種々の条件から縮尺を1/10とし、24mmベニヤで製作したため、②、③については実物がほとんど吸音しないのでペンキ仕上げのベニヤの吸音率が大きすぎ問題となった。

①の場合の測定装置のブロックダイアグラムを図一4に示す。②、③についても同装置である。

測定周波数は実物で、125、250、500Hzに相当する1.25、2.5、5kHzを中心周波数とするオクターブバンドノイズである。

### 3. 模型実験の相似則

模型実験の相似則は次のような条件が必要である。

模型の縮尺を  $1/n$  とすると、

長さ	$L_R/L_M=n$	R: 実物
周波数	$f_M/f_R=n$	M: 模型を表す
吸音率	$(\alpha_R)_{f_R}=(\alpha_M)_{f_M}$	
気体吸収	$(m_M)_{f_M}/(m_R)_{f_R}=n$	
残響時間	$(T_R)_{f_R}/(T_M)_{f_M}=n$	

音圧レベル (SPL) とパワーレベル (PWL) の関係は次式より、 $n=10$  の場合、模型実験で実物と同じ、PWL を使用すれば SPL は実物の  $-20\text{dB}$  となる。

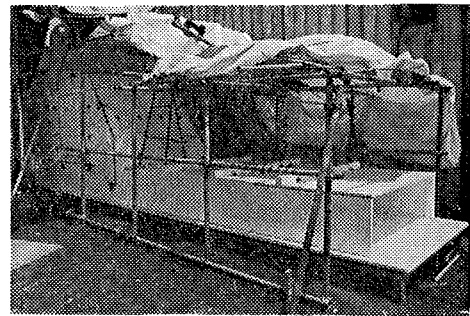
$$\text{SPL}_R = \text{PWL}_R + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r_R^2} \right) + \left( \frac{4}{R_R} \right)$$

$$R = S_R \bar{\alpha}_R / (1 - \bar{\alpha}_R)$$

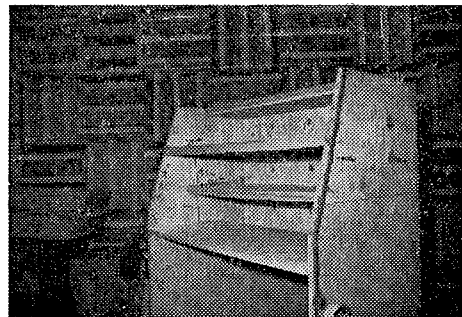
$$r_R/r_M = n \quad S_R/S_M = n^2 \text{ であるから、}$$

$$\text{SPL}_M = \text{PWL}_R + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r_M^2} + \frac{4}{R_M} \right) + 20$$

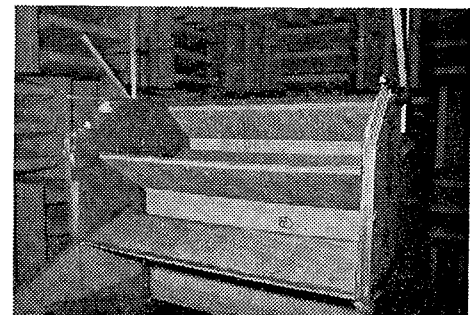
本実験では模型の縮尺は1/10で、本体は24mmベニヤペンキ仕上げ、①のガス回収装置は金属にて製作した。ここで上記相似則を満たすには本体を含めて模型の使用材料の吸音率を実物の吸音率にあわせる必要があるが、①については個々の材料をあわせることは困難であるので、全体の吸音力で相似則を満たすことにした。



写真一 ガス回収装置と煙突



写真二 吸排気用消音構造



写真三 モニター用消音構造

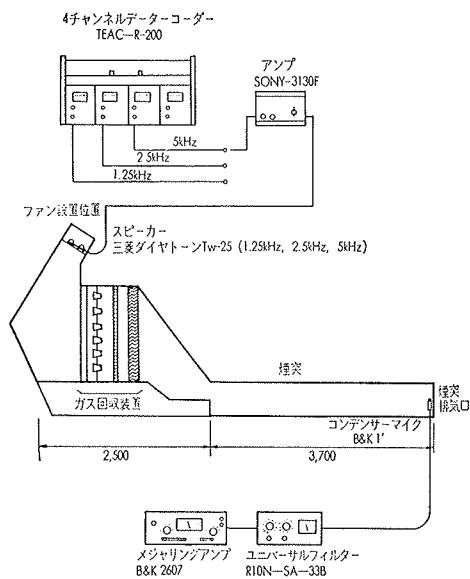


図-4 測定装置ブロックダイアグラム

#### 4. 吸音力相似の検討

②, ③の吸排気口については内貼りする吸音材の吸音率を実物と対応させれば良いが, ①についてはガス回収設備も含めて実物と模型の吸音力を相似させるために次のような測定検討を行った。

- 実物のガス回収装置の吸音力を求めるため, 実物を数ユニット製作し, 残響室 ( $v=218\text{m}^3$ ) で吸音力を測定し, 全装置の吸音力を求めた。
- 実物のコンクリート躯体については吸音率を0.01として, 計算により吸音力を求めた。
- 模型本体(躯体)の吸音力はガス回収装置室の出口を閉じた状態で残響時間を測定して求めた。
- 模型のガス回収装置については小残響室 ( $v=13\text{m}^3$ ) にてその吸音力を測定した。
- 使用スピーカーのパワーレベルは小残響室で一定の入力(実験中はこの入力を保つ)でパワーレベルを求めた。実物ファン10台をスピーカー6個でおきかえた。

以上の結果をまとめて模型と実物の吸音力を整理すると表-1のようになる。

周波数	模型吸音力		実物吸音力 (1/10換算)		模型の超過吸音力	
	ガス回収室	煙突部	ガス回収室	煙突部	ガス回収室	煙突部
1.25 kHz	0.9929	0.6975	0.2182	0.1557	0.7747	0.5418
2.5 kHz	0.8986	0.5792	0.5962	0.1557	0.3024	0.4235
5 kHz	0.8434	0.5014	0.6562	0.1557	0.2814	0.3457

表-1 模型と実物の吸音力 ( $\text{m}^2$  セービン)

この結果を見ると模型の吸音力の方が実物の吸音力より大きくなっており, 測定結果をそのまま減音量と

したのでは模型の超過吸音力により減音量が実物より大きくでる。これは実物のコンクリートの吸音率が,  $\alpha=0.01$ に対して模型のベニヤの吸音率が  $\alpha=0.05$ 程度になっているのに起因する。

この分の補正を行うために今回は超過吸音力相当の吸音をさらに模型内に付加した時の減音量を求め, これを超過吸音力による減音量の増加分とみなして測定結果(吸音を付加しない時の)からこの増加分を引いたものを吸音力を相似したときの減音量と考えた。

実験に当っては, この超過吸音力を壁, 床, 天井に均等になるように付加して測定した。

②, ③の吸排気口については実物と模型が対応する周波数の吸音率が対応すれば良いので, 実物の吸音材をロックウール50mm厚  $80\text{kg/m}^3$  として模型の吸音材をさがした結果, 125Hz相当をウレタンフォーム5mm厚, 250, 500Hz相当をグラスウール12mm厚,  $90\text{kg/m}^3$  にすることによって, ほぼ対応した吸音率が得られた。

実物	材料名	周波数 (Hz)		
		125	250	500
	ロックウール50mm	0.15	0.80	0.98
模型	材料名	周波数 (Hz)		
		1.25k	2.5k	5k
		ウレタン5mm	0.60	0.80
	グラスウール12mm	0.15	0.20	0.30

表-2 内貼材の対応

#### 5. 空気吸収の影響

空気吸収の影響については, 模型実験の測定周波数が5kHz以下であることと②, ③の実験では空気通過距離が短いことにより今回の実験では無視した。

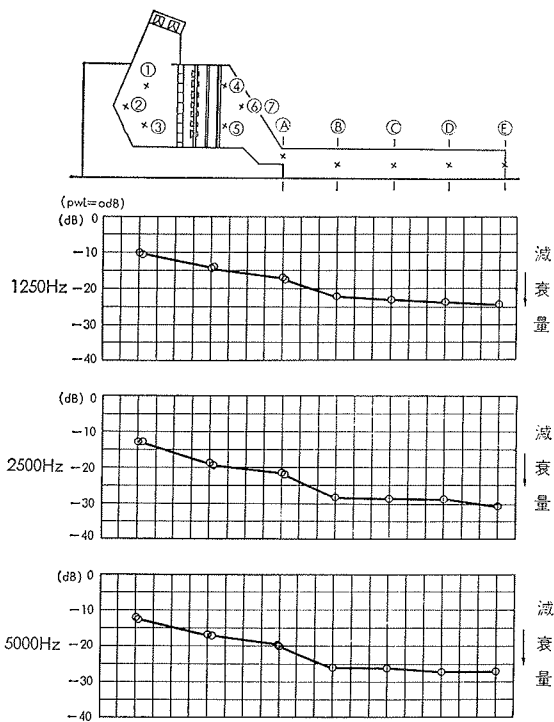


図-5 ガス回収装置と煙突の減音量

ちなみに①のガス回収装置室での影響を見てみると次のようになり、最も影響の大きい5kHzにおいても最大で0.7dBであり、無視しても大きな誤りとならないであろう。

500Hzの  $m=0$  に対して5kHzの  $m=0.01$  (20°60%時) とすると

$$T_M = \frac{0.161V_M}{-S_M \log_e(1-\alpha_M) + 4m_M V_M}$$

$T_M$  = 残響時間

$$V_M = 2.8\text{m}^3 \quad S_M = 14.1\text{m}^2$$

$-S \log_e(1-\alpha_M) + 4m_M V_M = 0.6562 + 0.112$  となるので吸音力比をとって、音圧レベルの変化は最大  $10 \log_{10} 0.7682 / 0.6562 = 0.7\text{dB}$  となる。

### 6. 測定結果

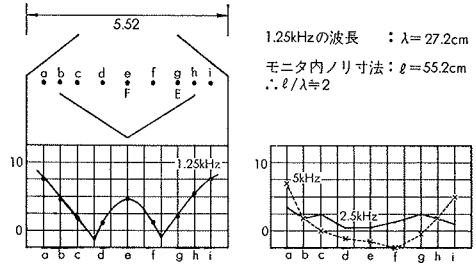
①のガス回収装置を含んだ排気煙突については、ガス回収装置が4段階であるため、これを1段階ずつ加えていき順次測定を行った。個々の測定結果は省略するが、減音量が3dB増えた装置があったので、これを横向き(正位置と直角)に置いた状態で測定したところ、減音はほとんど得られなかったため、この減音は吸音によるものではなく、形による減音と考えられた。また全体の減音量についても吸音による減音より躯体の型による減音が大きいと考えられる。

紙面の制約上、今回は表一1に示した模型の超過吸音力を補正した結果のみを図一5に示す。(超過吸音力による補正量は1.25kHzで4dB、2.5kHzで2.4dB、5kHzで2.8dBである。)

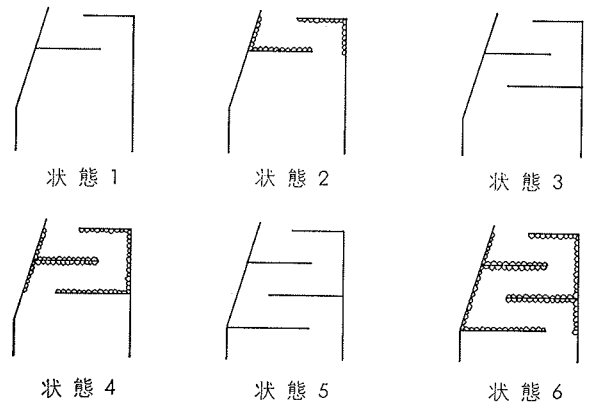
②、③の消音装置については図一6、7に示すように吸排気口は6状態、排気モニターは9状態について

実験を行った。

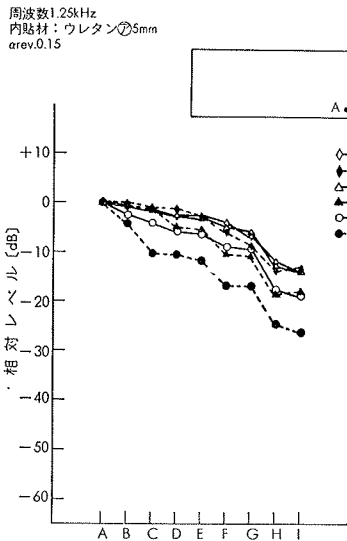
測定結果をグラフにして図一8、9、10、11、12、13に示す。結果は特記のないものは3点の測定値の平均である。結果をみると曲がりの数と吸音材の効果は定性的に表われており、その効果も大きく、どちらの消音器も最大で1.25kHzで20dB以上、2.5kHzで



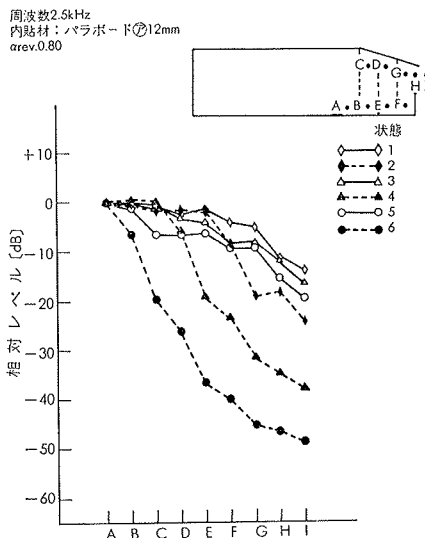
図一14 定在波の検討



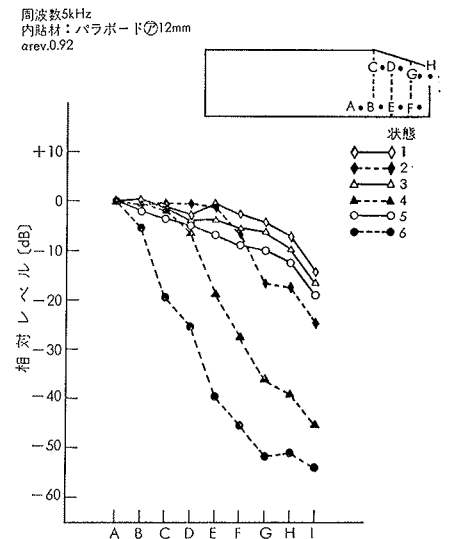
図一6 消音構造の状態



図一8 1.25kHzの減音量



図一9 2.5kHzの減音量



図一10 5kHzの減音量

45dB 程度、5kHz で 55dB 程度の減音が得られている。

結果のうち特異な現象を示しているものとして、③のモニターの結果で 1.25kHz で測定点EよりもFの方がレベルが高くなっている。これは定在波によるものと考えられたので、計算による検討と同時にE、F方向の音圧分布を調べたところ、1.25kHzで2波長の定在波が生じており、音源にオクターブバンドノイズを使用しても定在波が生ずることもあることが判明した。定在波の検討を図-14に示す。

### 7. 結語

今回の模型実験の所期の目的は次のような状態で達成された。①のガス回収装置を含んだ排気煙突は、PWL より 30ホンの減音を得られたので煙突内の吸音は必要としない。②、③についてはそれぞれ10ホンと20ホンの減音が必要であるので、音源の周波数特性より、状態4と状態7とした。

模型実験は実物といかに良く一致するかが全てであるので実物の結果の無い現段階では何ともいえないが模型実験として興味深い問題がいくつかある。

こうした問題点と理論的検討については実物の測定結果が得られた時点で追って報告する。

最後に本報は真藤、平野、縄岡をとりまとめ者として記したが、実験は三宅哲生、東山克美を加えた5名の共同研究である。

### 参考文献

小林理学研究所報告第15巻

空気圧縮機吸気消音室——真藤，子安他

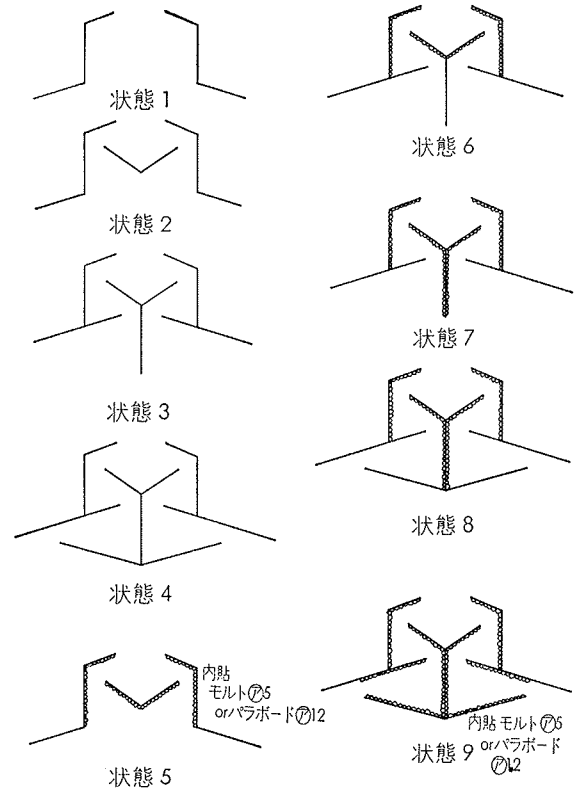


図-7 モニターの消音構造の状態

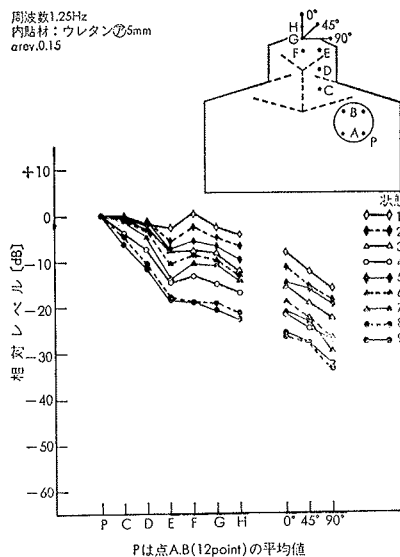


図-11 1.25kHzの減音量

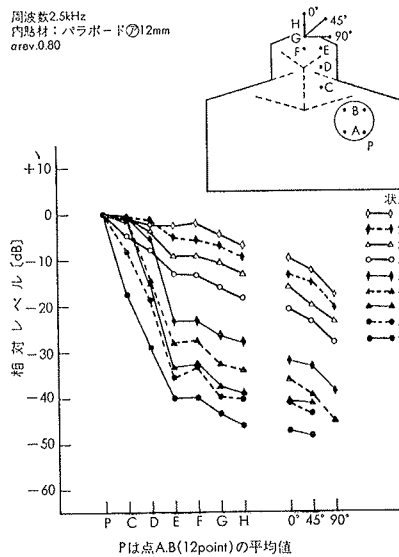


図-12 2.5kHzの減音量

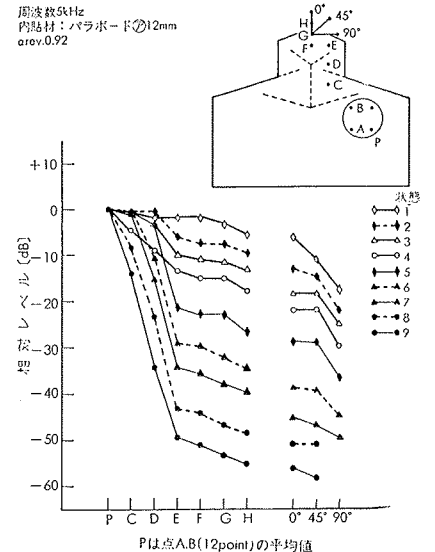


図-13 5kHzの減音量