

原 著

模型室による室内音場の基礎的研究*

残響室法による吸音率測定に関する実験的研究

佐藤 孝二・子安 勝 (小林理学研究所)

(昭和 32 年 3 月 14 日 受理)

The Effect of Room Shape on the Sound Field in Room

Kozi SATO and Masaru KOYASU

(Kobayashi Institute of Physical Reserach)

(Received March 14, 1957)

In this paper, the results of model room experiments, carried out to determine the effect of the room shape on the steady-state and transient characteristics of the normal modes of vibration, are mentioned.

In order to carry out accurate measurements of absorption coefficient by Sabine formula, the assumption of the diffuse distribution of sound energy in the reverberation chamber must be fulfilled. The absorption coefficient problems have been discussed by many authors, and thus, fairly good explanations on the sound field of the rectangular chamber have been made available up till present. Also, many attempts have been made to obtain the diffuse condition in the chamber (such as, non-parallel walls, cylindrical pillars, rotating vanes, etc.)

But, most of them were merely product of empirical procedures, and it is deemed necessary to investigate more extensively the influence of irregular room shape on the sound field of the reverberation chamber. From this point of views, it was decided to start this work from the basic research of the sound field in the model room.

In the first place, the influence of room shape on the normal modes of vibration was investigated by using the two dimensional models such as shown in Fig.1. The following results were obtained.

(1) At low frequencies, normal modes of vibration existed even the room shape were made adequately irregular.

(2) Sound pressure level at the corner of the room at each normal mode depends on the relative position of loudspeaker and microphone, except in the case of rectangular room.

(3) The standing wave pattern of each normal mode was investigated using the dust figures (The details of this method will be reported before long). Some of the results are shown in Figs.5 and 6. When the parallel plane or symmetry exists in the room shape, the nodal lines still appear regularly. But, as the room shape becomes irregular, the nodal lines of successive normal modes distribute at random in space. Thus, in such an irregular room, the number of normal modes involved in the decay of sound will be irrelevant to the position in the room.

(4) For each normal mode, spatial variation of sound pressure dose not depend on

room shape.

Then, we constructed a three dimensional model of irregular pentagon (Fig.8) and compared with a rectangular room. The results were:

(1) As for the pressure distribution of each normal mode, the results were the same as in the case of two dimensions.

(2) In this irregular room, the variation of decay rate for each normal mode was much smaller than that of a rectangular room (Fig.12). It seems to be reasonable to consider that the well-defined axial mode decrease in such an irregular room.

(3) When the warble tone is used as the sound source, its decay rate becomes the average of those of normal modes involved in its frequency range. At low frequencies, considerable bent of decay curve occurs for rectangular room.

Form these results, it is concluded that a certain irregular room is superior than the rectangular room as a reverbration chamber.

まえがき

最近我国でも劇場，音楽堂，講堂などの音響効果や工場の防音などが大きな問題としてとりあげられるようになった。これら室内の音響処理や音響材料の改良研究にあたって重要なことは，音響材料や器具などについて正確な残響室法吸音率を測定する問題である。

残響室法による吸音率測定については現在まで多数の文献があるが，** もっとも重要な問題点と考えられるのは残響室内の音場についてである。すなわち Sabine などの残響式は前提として，その音場についてつぎの2つの条件を仮定している：

(1) 室内すべての場所に，音のエネルギーが一樣に分布すること。

(2) 室内すべての場所で，音のエネルギーの移動がすべての方向に均等であること。

そこで残響室法で吸音率を求めるときには，このいわゆる均一分布の音場の仮定が成り立つことが根本の必要条件である。

一般に振動数が少くなって音の波長が残響室の寸法に近くなると，その音場は，この仮定を満足しなくなると考えられる。そのために従来の各国

にある残響室では，室の形状，マイクロホンやスピーカーの使い方，さらに試料の配置などについて種々の対策がとられている。ところで，従来の代表的な残響室の多くは，さきの均一音場の条件が現在の波動音響理論の立場から理解される以前に作られたものである。したがって，その対策は経験的にとりあげられたものが多い。

直方体残響室については Hunt などの解析で，その大きさと音場の関係がかなり明らかにされている。しかし，一般の室形を残響室の特性と関連して行った検討は現在まであまりなされていない。最近 Venzke はドイツにある残響室について，その室形と減衰曲線の関係を報告しているが³⁾，この結果だけから，平面壁の不整形室が直方体と同様であると結論することが不十分であると思われる。また二村，柴山は室の形と定常態伝送特性の関係について解析と実験を行っているが，残響室としてはさらに別の面からの考察が望ましい。

このような意味から，われわれは残響室の問題については，根本に戻って室内音場の基礎的な研究から出発することが必要であると考えた。とくに振動数が少いところでは固有振動の数が少くなるので，均一分布の音場との関連が重要な問題になる。

この論文では比較的振動数の少い範囲で，室内音場の定常態，および過渡特性に対する室の形状や大きさの影響をしらべた模型実験の結果を報告

* 詳細は小林理学研究所報告7巻1号(1957)に発表。

** これらの文献については上記報告を参照せられたい。

する。ここでわれわれは、適当な不整形室では室内すべての場所で同程度の数の固有振動が減衰に寄与するようにできることをたしかめた。また、この場合すべての固有振動の減衰の速さのばらつきが直方体よりも少くなる事を明らかにした。

§ 1 . 2 次元模型室実験

1 . 1 使用した模型室の概要

2 次元模型室の形と寸法は Fig.1 に示す 7 種類である (側壁の高さは 5 cm とした)。底と側

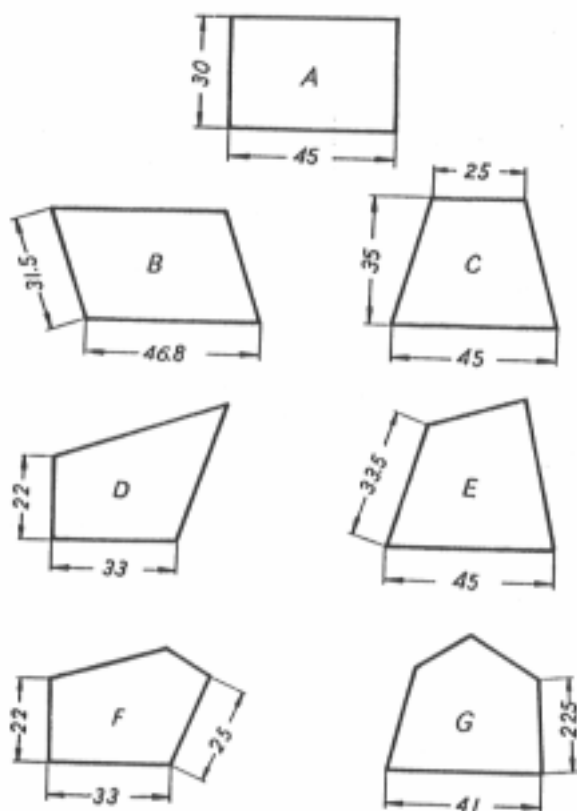


Fig.1. Plan of two dimensional models. size in centimeters.

面の厚さ 3 cm のラワン材でつくり、上面はあとのべる粉末図形をしらべるために厚さ 1 cm のガラス板を使った。各模型の底面積はなるべく一定になるようにしたが、実験装置の都合などで完全に一致させることができなかった。しかし、この実験では同じ振動モードの比較を主として考えたので、面積のある程度のちがいは本質的な問題

にはならないと考えられる。

1 . 2 . 固有振動のスペクトル

固有振動のスペクトルを求めるために発振器の周波数を連続的に変え、スピーカーからの音を模型の側壁にあけた孔から室内に入れた。他の点に固定したマイクロホン (クリスタル・レシーバーを使った) で受けた音圧を増巾器を通してレベル記録器に記録した。

スピーカーはドライバー・ユニットに長さ 30 cm の管 (その中にアルミ線を密につめた) をつけ、先端にあけた小孔から模型室に音を入れ、反作用がなるべく少なくなるようにした。スピーカーとマイクロホンは室のちがった隅におき、各模型室についてその位置を交換したいくつかの組合せでスペクトルを測定した。

各模型室に対する固有振動のスペクトルの 1 例が Fig.2 である。図の最下段の尺度は、面積のちがいを補正するためにとった無次元周波数 μ で、振動数 ν との関係は

$$\mu = \frac{\sqrt{S}}{c} \nu \quad (1)$$

である。ここで S は底面積、 c は音速である⁴⁾。この図では比較に便利のように、各模型室についてスペクトルの横軸を μ について一致させた。

(i) 平行四辺形、梯形室の固有振動数

平行四辺形と梯形は矩形からのもっとも簡単な変形なので、その固有振動数の変化は一般の変形の基礎になると考えられる。また、このときには Freshbach などの摂動法による計算が比較的簡単にできるので、それとの比較も行った。

Fig.3(a) に示す変形をしたとき、固有振動モード $N(n_x, n_y)$ の振動数 ν_N は次式で与えられる⁵⁾

$$\nu_N^2 = \nu_{N0}^2 - \frac{c^4}{16\pi^4} \sum' \frac{A_{KN}^2}{\nu_{K0}^2 - \nu_{N0}^2} \quad (2)$$

ν_{N0}, ν_{K0} はもとの矩形の $N(n_x, n_y), K(k_x, k_y)$ モードの固有振動数で、第 2 項の和は $K = N$

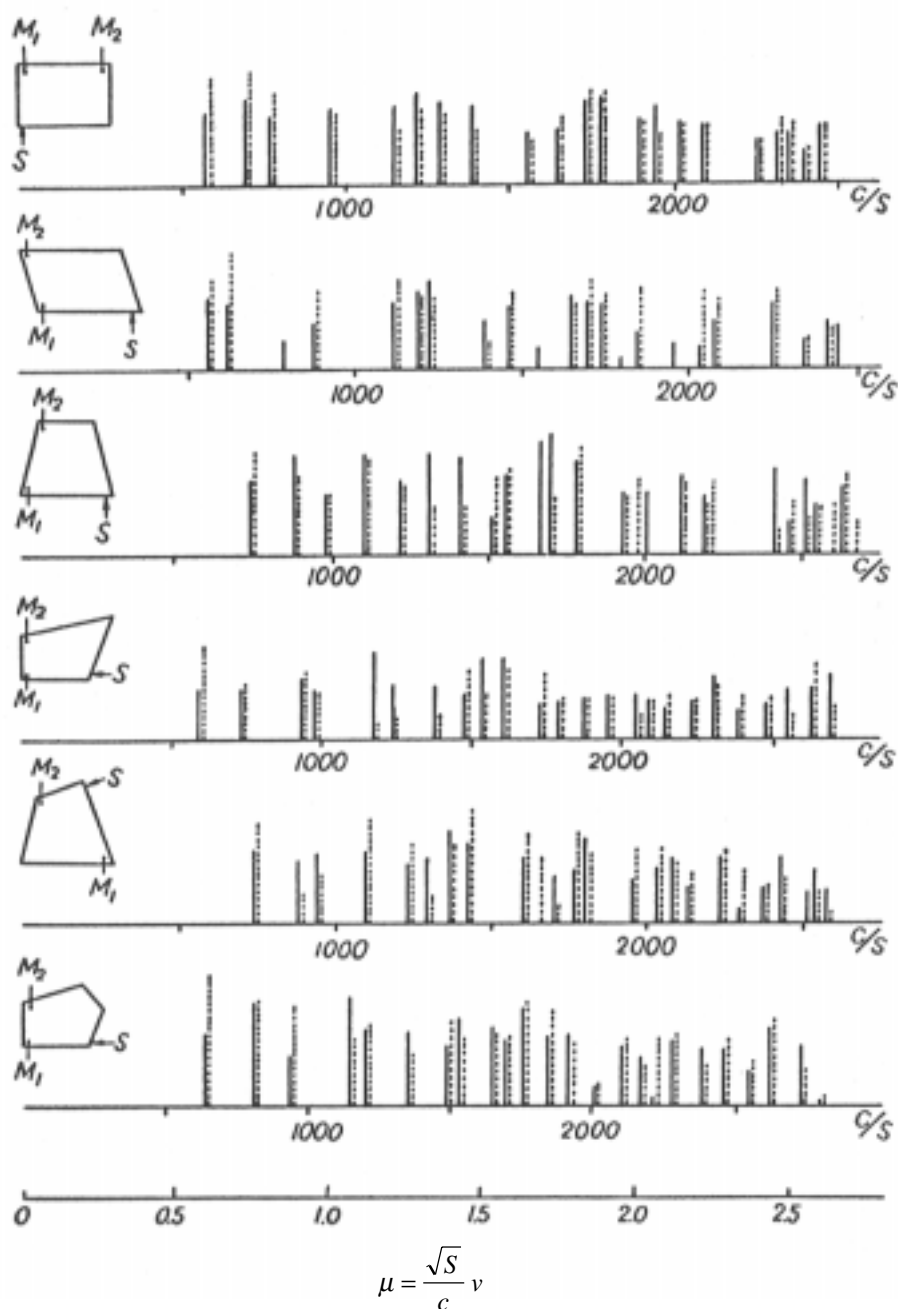


Fig. 2. Spectrum of normal mode of vibration.
microphon position : - M_1, \dots, M_2

をのぞいたものである。Bolt⁶⁾などは梯形について計算しているが、ここではさらに平行四辺形について A_{KN} を求めると

$$A_{KN} = (-1)^{\frac{k_x + k_y + n_x + n_y - 2}{2}} \cdot 4\alpha M_K M_N \times \left\{ \left(\frac{b}{a} \right)^2 \frac{n_x^2 (k_y^2 + n_y^2)}{(k_y^2 - n_y^2)^2} - \frac{n_y^2}{k_y^2 - n_y^2} \right\} \quad (3)$$

となる。ここで

$$M_N = \left\{ \frac{(2 - \delta_{0n_x})(2 - \delta_{0n_y})}{4ab} \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad \delta_{0n} = \begin{cases} 1 & n=0 \\ 0 & n \neq 0 \end{cases}$$

$\alpha = \tan \theta$, $2a, 2b$ はもとの矩形の両辺の長さである。またこのときには k_x, k_y は n_x, n_y に対して梯形とはちがったつぎの組合わせをとる

n_x	k_x	n_y	k_y
遇	奇	遇	奇
奇	遇	奇	遇

θ による固有振動数の変化を (2), (3) 式から計

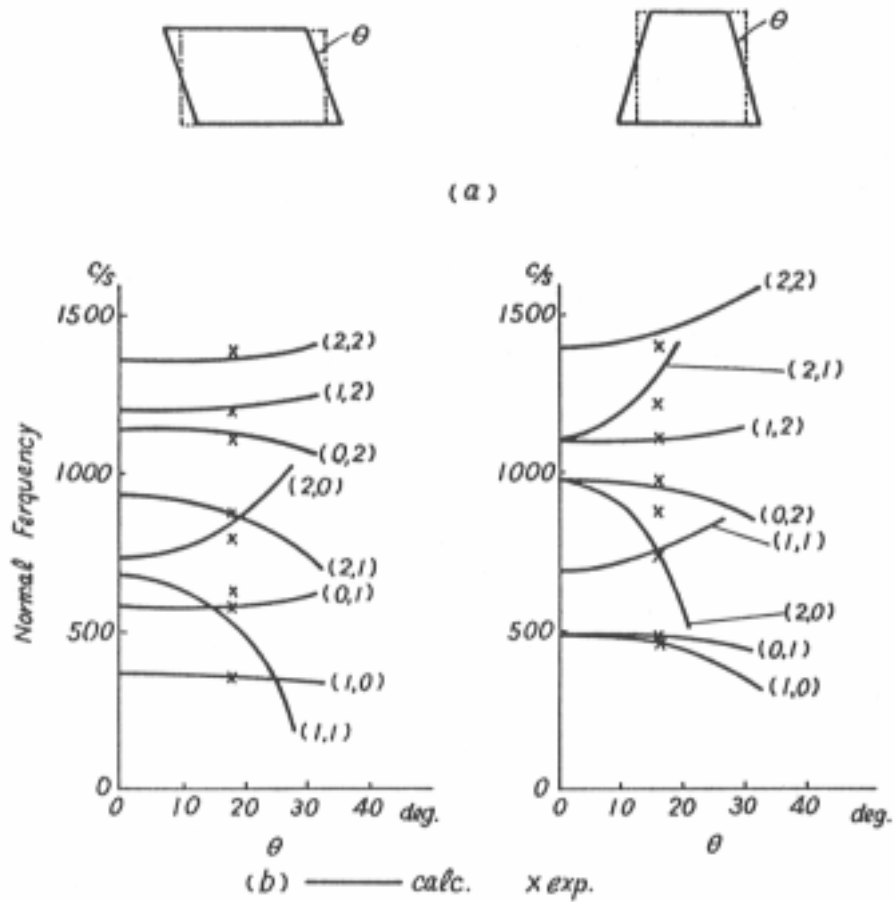


Fig. 3. Normal Frequencies of parallelogram and trapezoid

算し実験と比較したのが Fig.3(b)である。

いくつかの固有振動では計算と実験の不一致が大きく、摂動法による近似が成りたたなくなことを示しているが、変化の傾向を知ることはできる。

図をみると、モードによってその振動数が短形のとくとほとんど同じものと、かなり変化するものがある。平行四辺形、梯形では Fig.3(a)の変形をしても 1 組の 2 辺間の距離はもとの矩形と同じである。この 2 辺に平行に節線ができるものや、平行な節線の数が垂直方向のそれよりも多いモードに対する固有振動数は変化が少ない。

短形で 1 方向のみに節線ができるモードは、その節線に垂直な方向に往復する平面波によるものであるから、変形してもその 2 辺間の距離が変わらないときには固有振動数にもほとんど影響がないと考えてよい。

(ii) 相隣る固有振動の間隔の分布
つぎに室形による固有振動の間隔の分布の差を、比較しやすいように Bolt⁴⁾ の frequency

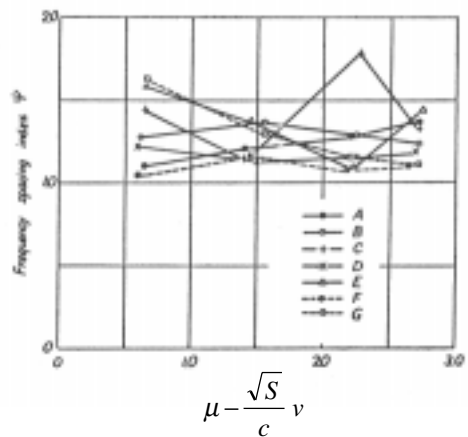


Fig. 4. Frequency distribution of normal mode (expressed by frequency spacing index)

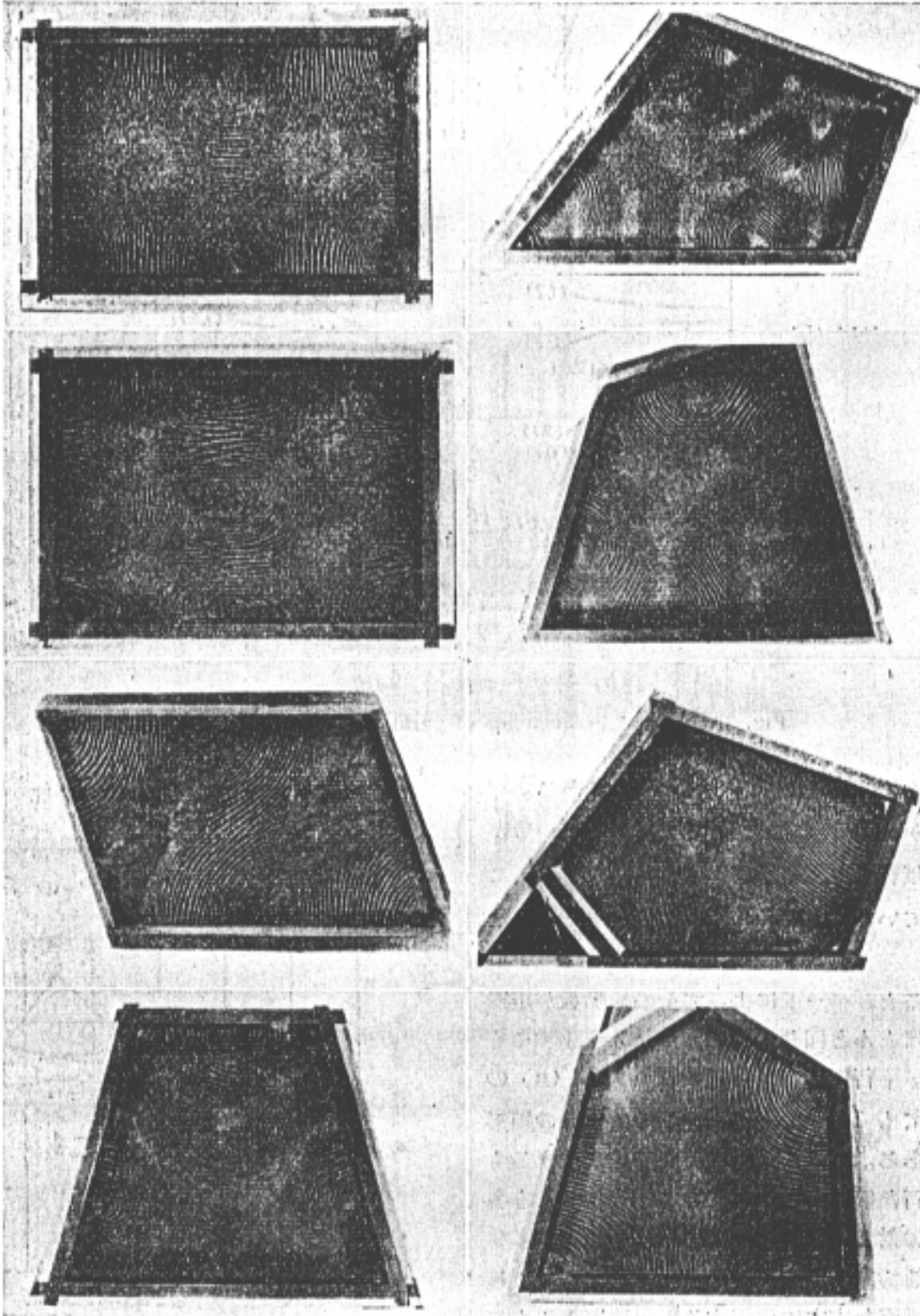


Fig. 5. Dust figures of normal modes of vibration.

spacing index ψ によって整理したのが Fig.4 である。 ψ はさきの無次元周波数 μ を使って次式で与えられる。

$$\psi = N \sum_{\mu_a}^{\mu_b} \delta_N^2 / (\mu_b - \mu_a)^2 \quad (4)$$

ここで N は振動数 μ_a と μ_b の間にある固有振動の間隔の数, $\delta_N = \mu_{N+1} - \mu_N$ である。固有振動が等間隔に分布するときには $\psi = 1$ となる。これから模型 D, F などがすべての範囲で $\psi = 1$ にもっとも近いことがわかる。非対称多角形でも E, G など縦横の長さが同程度のときには固有振動がいくつかのグループに集まる傾向がある。もちろんこれは 1 例で, 例えば短形でも縦横の長さの比を変えれば分布も変わってくる。

1.3. 固有振動の振動モード (節線の位置)

固有振動の節線の位置などをしらべるためには, 従来はマイクロホン動かして音圧分布, または位相の反転から求めた⁷⁾。これは部屋が不整

形で節線が複雑になるとかなり厄介になり, また 1 つのモードをしらべるのにも多くの時間を要する。そこでわれわれは, 粉末図形によってその振動モードをしらべた。実験方法や一般的な結果の詳細は別に報告する予定であるので, ここではこの模型実験に使った結果についておべる。

模型室の床にコルクの粉末をまき, 側壁にあけた孔に直接ホーン・スピーカー・ユニットをつけて音を入れる。振動数が室の固有振動に一致すると粉末が動きだして縞図形になる。このときの図形は音圧極小の位置を中心にできることがわかったので, これからだいたい節線の位置を簡単に直視することができる。

この方法で測定した固有振動モードの粉末図形の写真の 1 例が Fig.5 である。またこれらの写真から, 室の形による節線の変化を模型的に Fig.6 に示した。

平行四辺形や梯形など平行面や対称性があると節線の変化にも規則性がある。これに対して室の

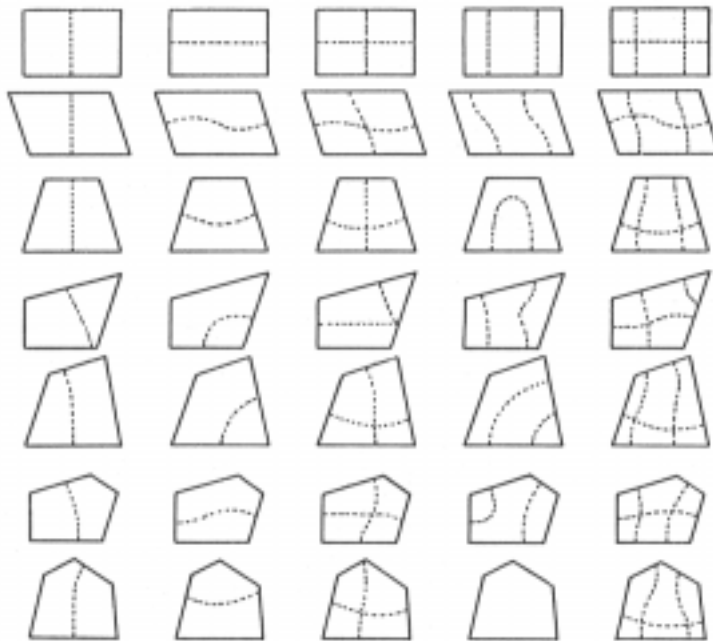


Fig. 6. Schematic representation of nodal lines from dust figures.

形が不整形になるほど節線は複雑になっている。これは音場の一様性をうるために重要なことと考えられる。音を止めてからの音場はそのとき励振された固有振動の減衰の重ねあわせで与えられる⁸⁾。短形のようにその節線が規則的で, いくつかの固有振動の節線が重なってくると, 室内の場所によって減衰にあずかる固有振動が非常にちがってくる。これに対して室が不整形で節線の位置が不規則になると, 平均的に室内どここの位置でも, 同程度の固有振動が減衰波形のなかに含まれることになる。

1.4. 固有振動の音圧分布

スペクトルの測定と同じ方法で音を模型室内に入れ、室内の音圧を探音管を通してマイクロホンに導き、これを動かして音圧分布を測定した。

各模型について、振動数の少ない範囲でのいくつかの固有振動の音圧分布が Fig.7 である。図にはそれぞれマイクロホンの移動方向と、粉末図形で求めた節線の位置を示した。

短形以外の室では隅によって音圧がちがっている。これは粉末図形で節線が非対称になって隅の近くにくることがあるのからも予想された。つぎに、音圧分布の極大極小値の比は、室の形の変化に対してははっきりした差はみとめられなかった。すなわち、室が不整形になって節線が不規則になっても、その形できまる各固有振動の音圧分布のするどさは変わらないことを示している。これは Bolt が短形からわずかに変形したときの実験結果⁷⁾と同様であるが、いまの実験のように、極端な不整形室でも、振動数が少ないところでは同様な結論が拡張できることがたしかめられた。

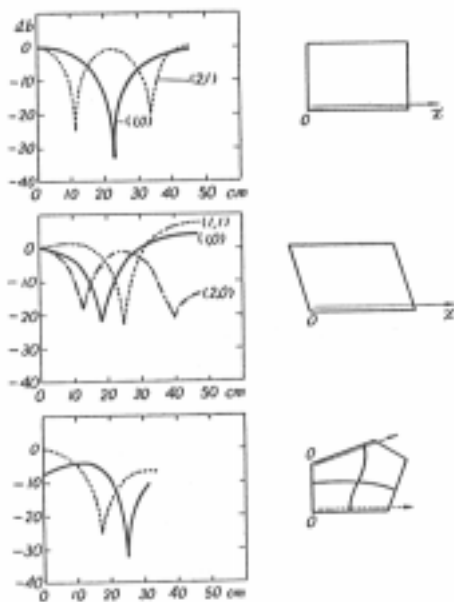


Fig. 7. Pressure distribution of normal mode.

§ 2. 3次元模型室実験

2.1. 3次元模型について

2次元模型実験の結果を基礎にして3次元の不整形模型室をつくり、これと直方体との音場の比較実験を行った。

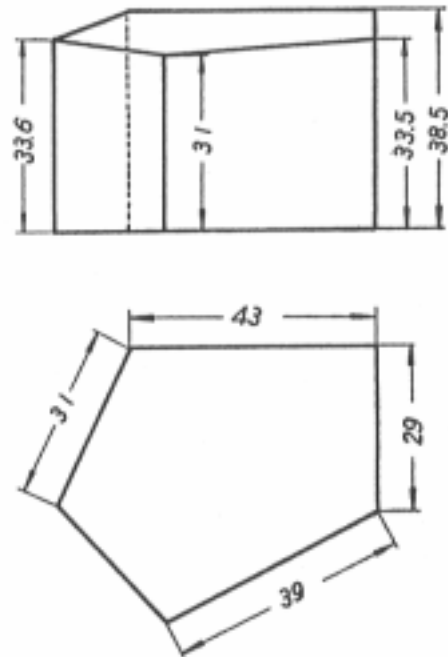


Fig. 8. Three - dimensional model with non - parallel walls. size in centimeter.

不整形室の平面形は Fig.1 の模型 F を基礎にした非対称五角形で、その形と寸法は Fig.8 の通りである。またこれと比較する直方体として底面積と容積の等しい直方体模型 (48×37×35 cm³) と、これと容積寸法比ともちがった模型 II (125×75×50cm³) の2種類をつくった。

2.2. 音圧分布

(i) 純音による音圧分布

不整形と直方体 I について、底面にそってこれに平行な面上での固有振動の音圧分布の1例が Fig.9 である。図では音圧分布の音圧最大の位置から2デシベルおきにとった等音圧線で示した。また図の点線は音圧極小の位置(節線)である。節線の附近では等音圧線が接近してくるので、10

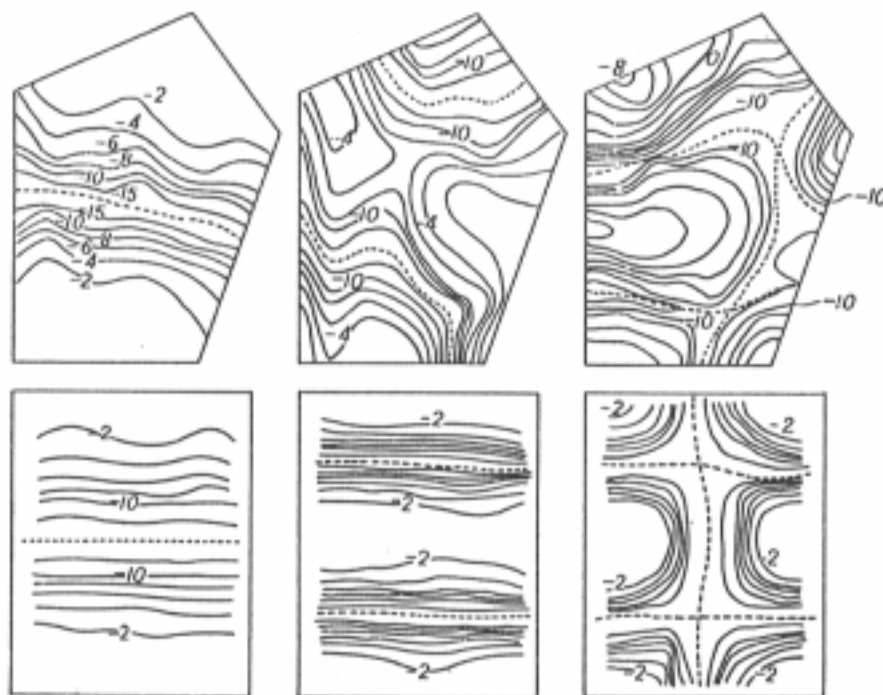


Fig. 9. Sound pressure distribution of normal modes.
figures show relative level in decibel.

デシベル以下は 15, 20 デシベルの線と節線のみを示した。音圧の極大極小値の比は, 2 種類の模型室いずれの場合にも 30 デシベルから 40 デシベルになった。

すなわち, ただ 1 つの固有振動のみが励振されて他の固有振動の影響がほとんどないとみなされるときには, 音圧の場所による変化は大きく, 部屋の形には関係しないことがわかった。これは 2 次元模型室での簡単な音圧分布の測定からも予想された通りである。

(ii) 震音による音圧分布

つぎに, 震音でいくつもの固有振動が同時に励振されたときの音圧分布をしらべた。ここで直接の目的とする残響室の大きさは, この模型の各辺を 10 ~ 20 倍程度 (容積 250 ~ 500 m³) にすることが必要であると考えたので, 震音の中心周波数は 1000 ~ 2000 サイクルとした。

1 例として, 1260 サイクルを中心にした震音で, 不整形室の音圧分布と直方体 I のそれを比較したのが Fig.10 である。不整形室の音圧が場所によって複雑に変化しているのに対して, 直方体

では音圧分布はほぼ対称的であり, 中央で音圧が最小になる。ただ音圧の変化範囲は室の形による大きな差はなく, 不整形室で場所による変化が数デシベルであるのに対して, 直方体でも 10 デシベル程度になっている。この値は純音による各固有振動の音圧分布にくらべてはるかに小さく, 震音で音場が平均化されていることを示している。

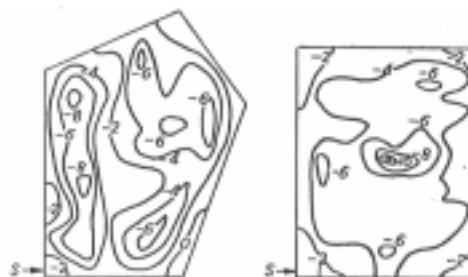


Fig.10. Sound pressure distribution.
sound source: warble tone
 $v_0 = 1260$ c/s, $\Delta_t = 250$ c/s.

2.3. 減衰 (曲線) に対する室形の影響

(i) 各固有振動の減衰曲線

不整形模型室と直方体 II について純音によって各固有振動数の減衰の状態をしらべた。振動数

の少ないものから順に記録した 1 例が Fig.11 である。

直方体の容積は不整形室のほぼ 8 倍になるので、直方体のある振動数附近に対応する不整形室のそれは、前者の振動数の 2 倍になると考えてよい。そこで Fig.11 や 2 つの模型室の減衰を比較するときには、直方体の振動数の 2 倍を不整形室の振動数と対応させた。

つぎに、この記録から各減衰曲線の減衰の速さを求めたのが Fig. 12 である。ここで直方体の容積が大きいためにその残響時間が平均的に約 2 倍になる（減衰の速さで 1/2 になる）ので、直方体では縦軸の尺度を 2 倍に拡大して比較しやすいようにした。

2 つの模型室の結果から明らかなのは、振動数の少しいくつかの固有振動をのぞいたすべてについて、不整形室の減衰の速さのばらつきが直方体のそれにくらべて、はるかに小さくなっていることである。すなわち、不整形室で 700 サイクル以上では、減衰のもっとも速いものと遅いものとの比がほぼ 1.5 倍になっている。これに対して直方体では 1000 サイクル（これは不整形室では 2000 サイクルに対応する）程度までに極端に減衰のおそい固有振動が含まれている。

直方体でとくに減衰のおそい固有振動は、いずれも相対する 1 組の壁の間を往復反射する音波による固有振動（*axial mode*）か、またはこれに近いものに対応する。これに対して、この不整形室のように平行壁のない非対称室では、すべての固有振動に対する音波について壁の間を反射する平均的な距離の差が小さくなるとみなされるた

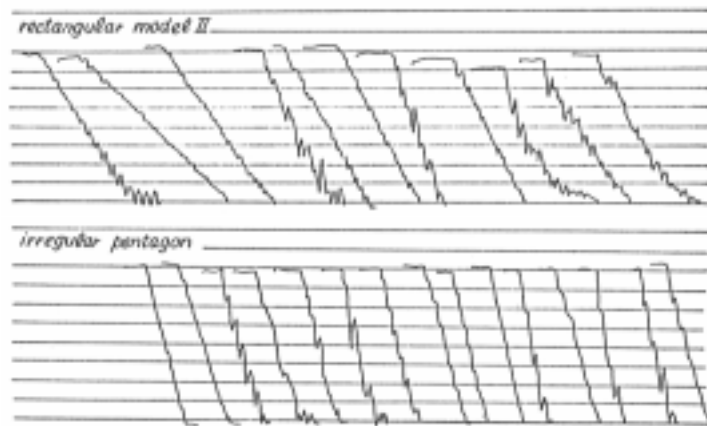


Fig. 11. Decay curves for each normal mode.

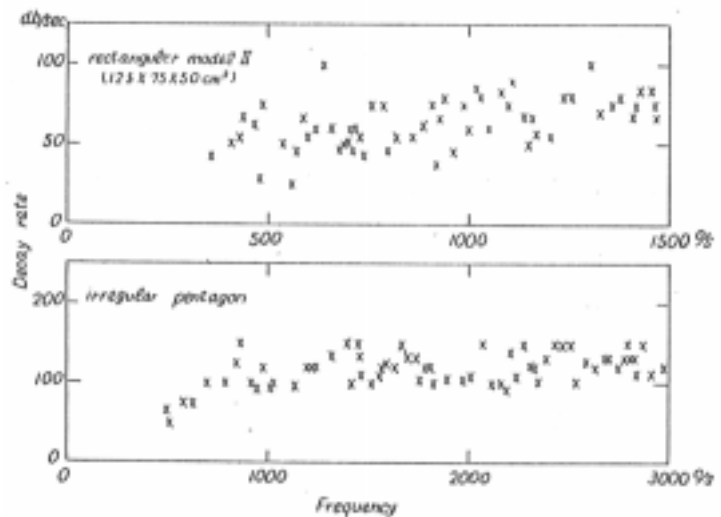


Fig. 12. Decay rate for each normal mode.

めに、その残響時間のばらつきが少くなると考えられる。

(ii) 震音による減衰曲線

つぎに 1260, 2650 サイクル（直方体 II では 620, 1260 サイクル）を中心にした震音を使って減衰曲線を測定した。これから 2 種類の模型室について減衰の速さを求めると、第 1 表の通りである。これをさきの純音による測定（Fig.12）とくらべてみるとだいたい震音の変化範囲内の各固有振動の減衰の平均になっている。ただ不整形室で

1260 サイクルを中心としたとき、減衰がほぼ対数的になるのに対して、直方体でこれに対応する 620 サイクルのときには減衰曲線が折れ曲がって、減衰の速さがはじめと終りでちがってくる。これは、この範囲に極端に減衰のおそい固有振動が含まれているためである。

第 1 表 震音を音源としたときの減衰の速さ

不 整 形 室		直 方 体 室 II	
振 動 数	減 衰 の 速 さ	振 動 数	減 衰 の 速 さ
2650 ± 300 サイクル	120db/sec.	1260 ± 150 サイクル	67db/sec.
1260 ± 250	109	620 ± 120	$\left\{ \begin{array}{l} 50 (0 \sim -15 \text{ db})^* \\ 27 (-15 \text{ db 以下}) \end{array} \right.$

* 定常状態 (0db) から -15db までと、それ以下の減衰の速さがちがうことを示す。

む す び

残響室法で吸音率を測定するときもっとも重要なことは、いわゆる均一音場の実現ということである。そのために我々はまず室内の音場に対する室の形状や大きさの残響をしらべるために、模型室による実験を行った。

ここで基本的な考察の対象にしたのは室内の固有振動に対する室形や大きさの関係である。その実験結果を要約すると

(1) 室の形をどのように不規則にしても、その形できまる固有振動が存在し、その各固有振動については音圧分布のするどさなどは直方体のときと変わらない。

(2) ただ室の形が適当な不整形になると固有振動の節線が複雑に分布するために、室内すべての場所で減衰に関係する固有振動の数がだいたい平均化されてくる。

(3) この場合には、比較的振動数の少いところから各固有振動の減衰の速さのばらつきも小さくなる。

以上のような実験結果から、我々は適当な不整形室にすることが、少くとも同容積の直方体より

も、残響室として必要な音場をうるのに有利な方法の一つであり、また十分に満足な結果が期待できると考えた。

この研究のうち粉末図形の実験に、東大理工学研究久保啓一、高田隆次、長谷川清一の諸氏、学習院大学学生中村俊一、瀬戸衣子両君の協力をえたことを感謝する。

文 献

- 1) F.V.Hunt, L.L.Beranek and D.Y.Maa: J. Acoust. Soc. Amer. 11(1939)80
- 2) G.Venzke: Acustica 6(1956)2
- 3) 二村忠元, 柴山乾夫: 日本音響学会誌 10 (1954)245,250
- 4) 3次元の場合について R.H.Bolt: J. Acoust. Soc. Amer. 19(1947)79
- 5) H.Feshbach and A.M.Clogston: Phys. Rev. 59(1941)189
- 6) R.H.H.Bolt, .Feshbach and A.M.Clogston: J. Acoust. Soc. Amer. 14(1942)65
- 7) R.H.Bolt: J. Acoust. Soc. Amer. 11(1939) 184
- 8) V.O.Knudsen: J. Acoust. Soc. Amer. 4 (1932)20