

直方体構造の板面振動による放射音場及び音場の可視化

その他（別言語等） のタイトル	Sound Field Produced by the Vibration of a Rectangular Solid Structure and Sound Visualization
著者	西田 公至
雑誌名	室蘭工業大学研究報告．理工編
巻	10
号	4
ページ	545-554
発行年	1982-11-30
URL	http://hdl.handle.net/10258/3736

直方体構造の板面振動による放射音場及び音場の可視化

西 田 公 至

Sound Field Produced by the Vibration of a Rectangular Solid Structure and Sound Visualization

Kohshi Nishida

Abstract

The purpose of this paper is to clear the sound field made by a vibrating rectangular solid structure experimentally and theoretically.

In the calculation of the sound field, it is assumed that the sound emitted by each plate of a vibrating rectangular solid structure is propagated in the half space divided by an infinite plane involving a plate and that the diffraction and reflection effects of the sound can be neglected. It is further assumed that each plate conforms to the same deflection as in the case of a rectangular plate with simply supported edges. The measurement of the distribution of sound pressure levels in the sound field was performed by using a sound visualizing device. The device consists of the electric circuit system to switch three colored light emitting diodes attached to the microphone according to the magnitude of the sound pressure level, a microphone automatic scanning device and a photographing set.

As results, the calculated distribution of sound pressure levels around the vibrating solid structure agreed fairly well with the experimental results. Moreover, the vibration modes of a plate were identified with both the experimentally visualized and the calculated distribution of sound pressure levels in the very near field above the plate.

1. は じ め に

最近、機械騒音の低減化の問題が機械の性能向上及び公害防止の面から大きな問題となっており、機械騒音に対するより効果的、根本的な対策が要求されている。騒音防止対策としては騒音伝搬防止対策と騒音発生源対策とが考えられるが、後者の方がより根本的な対策といえる。騒音発生源対策を考える場合には、音源からの騒音発生機構及び形成される周囲空間の音場の特性を明確に把握する必要がある。機械騒音の発生原因の主なものとして、機械構造要素の振

動に基づくものがある。

本研究は、一般的に機械構造にみられる箱形構造要素や建設機械等のエンジンの周囲に用いられている密閉遮音構造としてのエンクロージャ等の振動騒音特性を設計段階で予測可能とするための基礎として、音源を内蔵する直方体構造の各板面の振動により周囲空間に形成される音場を理論と実験の両面から比較検討したものである。音場の理論計算では、無限剛壁内に置かれた板の振動による音場を各面について重ね合わせる簡単な手法を用いたが、比較的良好に直方体構造の板面振動による周囲音場を推定しうる結果が得られている。また、音圧レベル分布を可視化するために試作した LED 走査式自動音場可視化装置¹⁾²⁾を用いて、直方体構造の周囲音場を可視化した結果、この可視化装置による測定方法は、音波の回折、指向性及び複雑な板面振動モードなどの測定に、また、音源の推定に有効な方法であることが明らかとなった。

主 な 記 号

j : 虚数単位	α : x 軸との方向角 [rad]
k : 波長定数	β : y 軸との方向角 [rad]
p : 音圧 [P_a]	γ : z 軸との方向角 [rad]
P_e : 実効音圧 [P_a]	ξ_0 : 振動変位振幅 [m]
P_r : 実効音圧の基準値 [P_a]	$\dot{\xi}_0$: 振動速度振幅 [m/s]
r : 原点から空間点までの距離 [m]	ρ : 空気密度 [kg/m^3]
\mathbf{r} : 空間点の位置ベクトル	φ : 位相角 [rad]
\mathbf{R} : 板面上の面素の位置ベクトル	ϕ : 速度ポテンシャル
s : 面積 [m^2]	ω : 角振動数 [rad/s]
t : 時間 [s]	

2. 放射音場の理論

直方体構造の各面の振動により形成される音場の計算には次のような仮定を設ける。

- 1) 各面からの音は、その面を含む無限剛壁で仕切られる半空間にのみ放射され、空間のある点における速度ポテンシャルは各面による速度ポテンシャルの和として求められる。したがって、音の回折及び反射の影響は無視する。
- 2) 直方体構造の各面の速度振幅を与える振動変位曲面の近似曲面として次の2つの場合を仮定する。すなわち、
 - (a) 周辺支持板の規準モードの振動変位曲面。
 - (b) 両端固定ばりの規準モードの合成振動変位曲面。

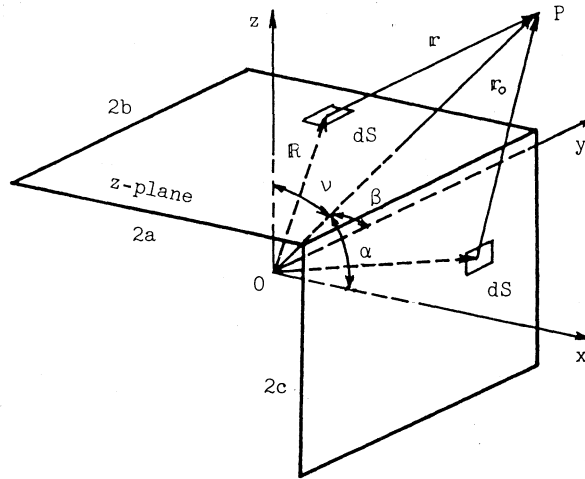


図-1 放射空間の座標系

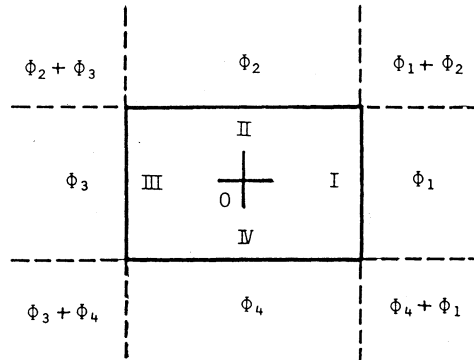


図-2 音場の速度ポテンシャルの重ね合せ

無限剛壁の一部に取り付けた振動板による放射音場の速度ポテンシャルは、 図-1 に示す z 面について、

$$\phi = \int_s \frac{\dot{\xi}_0(x, y)}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr + \varphi)} ds \quad (1)$$

と表わされる³⁾。各面についての速度ポテンシャルも基準面に対する位相差を考慮して同様に表わされ、任意の点 P における速度ポテンシャル ϕ は図-2 に示すような重ね合せとなる。速度ポテンシャルが求まるとその点における音圧及び音圧レベル (SPL) が次式により求まる。すなわち、

$$p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2)$$

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{P}{P_r} \quad (3)$$

ただし、 $P_r = 2 \times 10^{-5} [P_a]$ 。

2-1 周辺支持板の振動変位曲面による音場

図-1 において、 z 軸に垂直な板の周辺支持による振動での振動速度振幅は次式で表わされる。すなわち、

$$\dot{\xi}_0 = j\omega A \sin \frac{m\pi(x+a)}{2a} \sin \frac{n\pi(y+b)}{2b}, \quad (4)$$

ここに、 A は定数で、また m, n は任意の整数で振動モードの次数を表わす。微小面素 dS から P 点までの距離 r は、

$$r = |\mathbf{r}| = |\mathbf{r}_0 - \mathbf{R}| = \sqrt{r_0^2 - 2r_0(x \cos \alpha + y \cos \beta + z \cos \gamma) + x^2 + y^2 + z^2} \quad (5)$$

と表わされるから、 z 面の振動による P 点での速度ポテンシャルは (1), (4), (5) 式より、

$$\begin{aligned} \phi = & \frac{j\omega A e^{j(\omega t + \varphi)}}{2\pi} \int_s \sin \frac{m\pi(x+a)}{2a} \cdot \sin \frac{n\pi(y+b)}{2b} \cdot \\ & \times \frac{e^{-jk\sqrt{r_0^2 - 2r_0(x \cos \alpha + y \cos \beta + z \cos \gamma) + x^2 + y^2 + z^2}}}{\sqrt{r_0^2 - 2r_0(x \cos \alpha + y \cos \beta + z \cos \gamma) + x^2 + y^2 + z^2}} dS \end{aligned} \quad (6)$$

と求まる。ここで原点 0 から P 点までの距離 r_0 が板の大きさに比べて、かなり大きい遠距離での音場を考えると (6) 式は次式のように近似される。すなわち、

$$\phi = \frac{j\omega A e^{j(\omega t - kr_0 + kz \cos \gamma + \varphi)}}{2\pi r_0} \int_{-a}^a \sin \frac{m\pi(x+a)}{2a} e^{jkx \cos \alpha} dx \cdot \int_{-a}^b \sin \frac{n\pi(y+b)}{2b} e^{jky \cos \beta} dy \quad (7)$$

となる。(7) 式は容易に積分可能である。

2-2 両端固定ばりの合成振動曲面による音場

直方体構造の各面が振動しているときの各面の周辺の境界条件は、溶接結合の場合には周辺支持より、むしろ周辺固定に近い。しかし、周辺固定の場合の板の振動変位曲面を与える解は現在得られていないので、ここでは両端固定ばりの合成振動変位曲面を周辺固定の場合の近似曲面として用いることにした。図-1 での z 面について振動速度振幅を求めると、

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_0 = & j\omega B [\{\sinh(2\mu_m a) - \sin(2\mu_m a)\} \{\cosh \mu_m(x+a) - \cos \mu_m(x+a)\} \\ & - \{\cosh(2\mu_m a) - \cos(2\mu_m a)\} \{\sinh \mu_m(x+a) - \sin \mu_m(x+a)\}] \\ & \times [\{\sinh(2\mu_n b) - \sin(2\mu_n b)\} \{\cosh \mu_n(y+b) - \cos \mu_n(y+b)\} \\ & - \{\cosh(2\mu_n b) - \cos(2\mu_n b)\} \{\sinh \mu_n(y+b) - \sin \mu_n(y+b)\}] \end{aligned} \quad (8)$$

となる。ここに B は定数。 $2\mu_m a$ 及び $2\mu_n b$ は振動数方程式、 $1 - \cosh x \cdot \cos x = 0$ の根で 1 次、2 次の値はそれぞれ、4.730, 7.853 となる。(1), (5), (8) 式より、任意の点の速度ポテンシャル ϕ が求まり、さらに (2), (3) 式より音圧 p 及び音圧レベル SPL が求まる。原点 0 から P 点までの距離 r_0 が板の大きさに比べて、かなり大きい遠距離での音場は次式の

ように近似できる。すなわち、

$$\begin{aligned} \phi = & \frac{j\omega B}{2\pi r_0} e^{j(\omega t - kr_0 + kz \cos \tau + \varphi)} \\ & \times \int_{-a}^a \left\{ \frac{C-D}{2} e^{\mu_m(x+a)} + \frac{C+D}{2} e^{-\mu_m(x+a)} - C \cos \mu_m(x+a) + D \sin \mu_m(x+a) \right\} e^{jkx \cos \alpha} dx \\ & \times \int_{-b}^b \left\{ \frac{C'-D'}{2} e^{\mu_n(y+b)} + \frac{C'+D'}{2} e^{-\mu_n(y+b)} - C' \cos \mu_n(y+b) + D' \sin \mu_n(y+b) \right\} e^{jky \cos \beta} dy \end{aligned} \quad (9)$$

ただし、 $C = \sinh(2\mu_m a) - \sin(2\mu_m a)$, $D = \cosh(2\mu_m a) - \cos(2\mu_m a)$
 $C' = \sinh(2\mu_n b) - \sin(2\mu_n b)$, $D' = \cosh(2\mu_n b) - \cos(2\mu_n b)$.

3. 音場の可視化

音場を可視化する方法としては、音響ホログラフィ⁴⁾やレーザホログラフィ⁵⁾等が研究されているが、前者はコンピュータによる回折計算を行なうため装置が大がかりになる。また後者では媒質として空気が利用できないという問題がある。

本研究では音場の音圧レベル分布を自動的に連続して測定するための装置として、LED 走査式自動音場可視化装置を試作した。この装置は3色の発光ダイオード (LED) を取り付けた

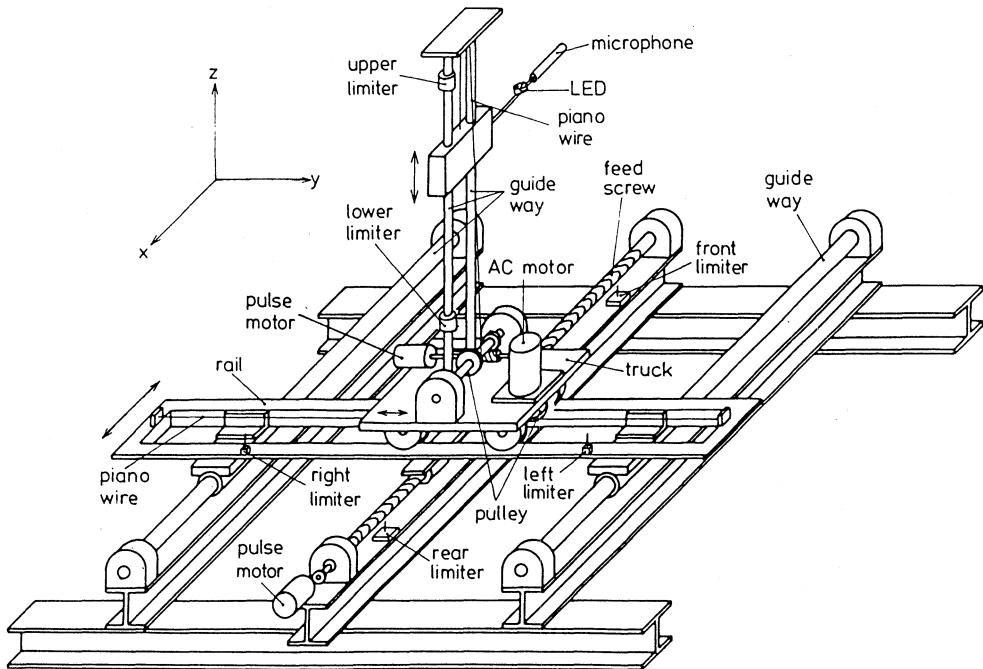


図-3 LED 走査式自動音場可視化装置

マイクロホンを直交する3軸方向に走査させるためのマイクロホン自動走査装置, 5 dB ほどの音圧レベルの大きさに従って反復点滅する3色の発光ダイオードの光の流れを記録するための写真撮影装置及び制御装置から成っている。LED 走査式自動音場可視化装置の概略を図-3に示す。

4. 実験装置及び実験方法

実験に用いた直方体構造は厚さ 6 mm の鋼板製で, 外形寸法 250×300×350 mm の溶接構造であるが, 底面のみ厚さ 19 mm の鋼板でボルト結合となっている。図-4 に示すように, 直方体構造はターンテーブルの上に設けられた架台上に防振ゴムを介して取り付ける。直方体構造の加振は内部に設けたスピーカーによる正弦波空気加振の方法によった。加振装置は外形寸法 160×170×200 mm の合板製スピーカーエンクロージャの向い合った側面に, スピーカーを2個取り付けられた構造となっており, その支持柱は架台に固定されている。

直方体構造の各板面の振動により形成される音場の音圧レベル分布の測定は計算結果と比較

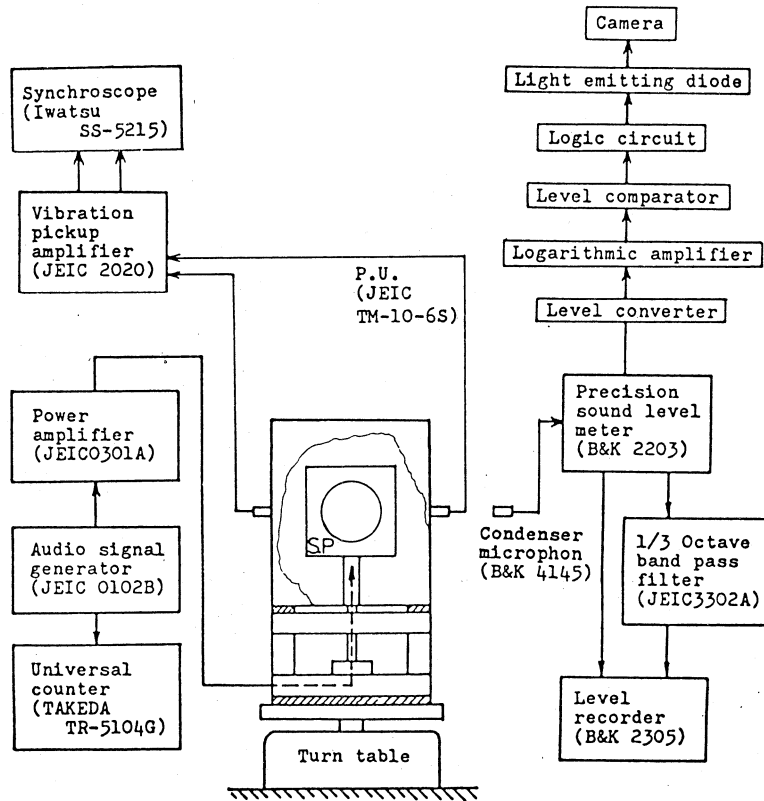


図-4 音圧レベルと振動の測定系

するために、直方体構造の中心を通る水平面内において、中心から等距離の位置でターンテーブルを回転させながら行なう。また計算に用いるデータを得るために、各振動面の基準面からの位相差及び速度振幅を測定する。さらに、音場の可視化装置により周囲の音圧レベル分布の可視化を行なう。以上の音圧レベル及び振動の測定系を図-4 に示す。

5. 結果及び考察

直方体構造の中心を通る水平面内で、中心から等距離における音圧レベル分布の測定結果と計算結果及び各面の振動モードの概略を、測定された共振振動数が 312 Hz, 475 Hz の場合について、図-5, 図-6 に示す。計算結果は数値積分により求めたものである。図中の計算結果 (i) は板面の振動変位曲面を周辺支持板の規準モードの変位曲面で近似した場合であり、(ii) は両端固定ばりの合成振動変位曲面で近似した場合である。また (iii) は (ii) の場合について、遠距離音場として近似積分を行なった結果を示している。共振振動数 312 Hz の場合、 $r_0=300$ mm では測定値と計算値とがかなりよく一致している。特に (ii) の値が測定値とよく一致している。(i) は少し大きめであるが、これは板周辺の境界条件が周辺支持よりも周辺固定に近いためであろう。また、(iii) の値が (ii) の値よりずれているのは、(iii) の値が遠距離音場の近似式によって求めたものであり、そのための誤差によるものである。 $r_0=1000$ mm と距離が大きくなると、特に 90° , 270° 方向では計算値が測定値よりも大きくなり、 0° , 180° 方向でやや小さくなっている。これは、312 Hz で共振状態となる II, IV 面の音が I, III 面の方へ回折する割合が、その逆の場合よりも大きくなるためと思われる。 $r_0=1000$ mm では (iii) の値

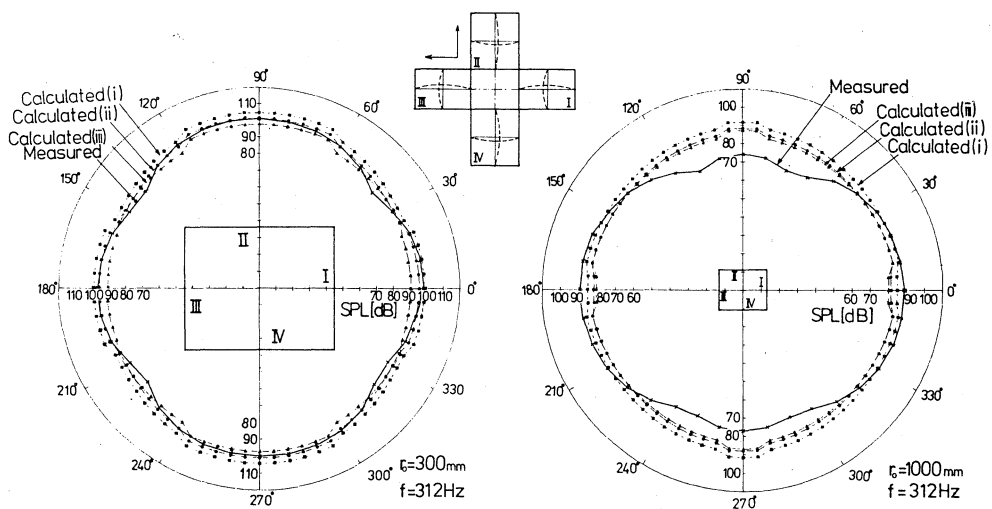


図-5 直方体の中心を通る水平面内で中心から等距離での SPL の計算値と実測値 (312 Hz)

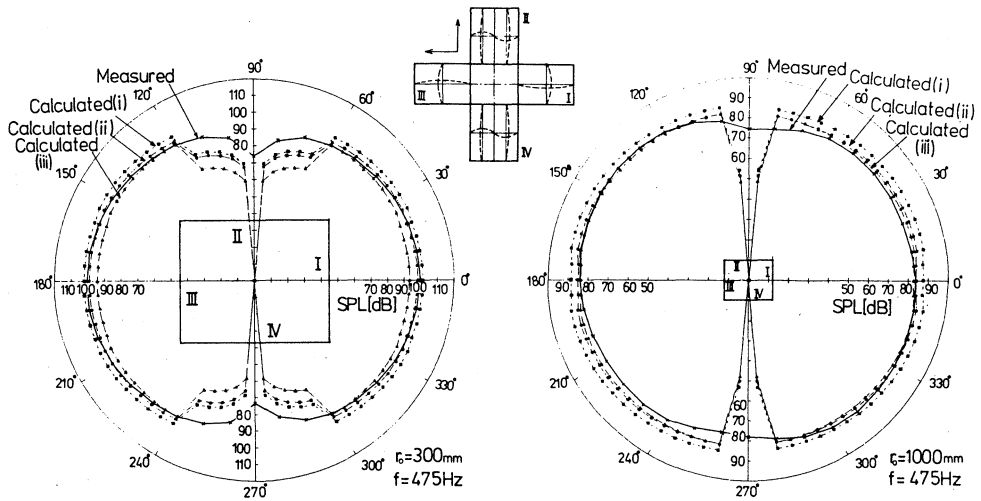


図-6 直方体の中心を通る水平面内で中心から等距離での SPL の計算値と実測値 (475 Hz)

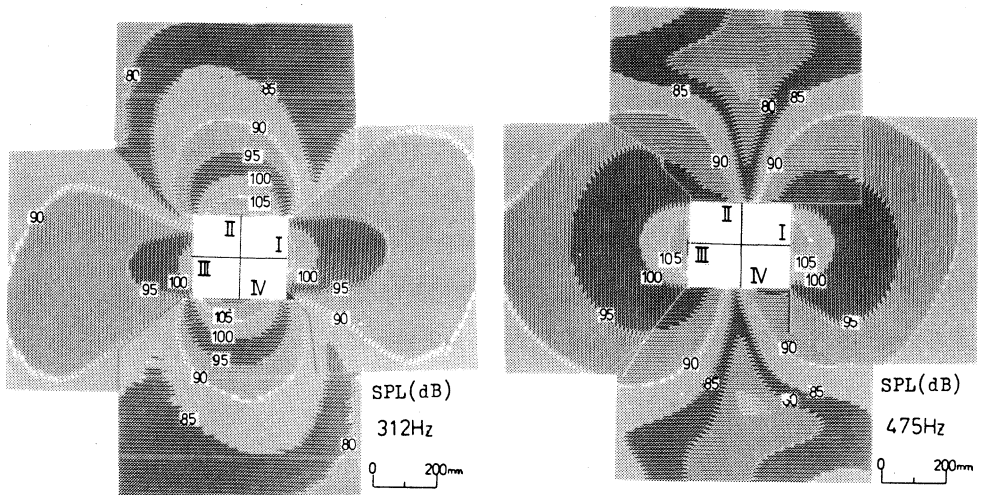


図-7 直方体の中心を通る水平面内における音圧レベル分布の可視化

が (ii) の値とほぼ一致していることがわかる。したがって、 $r_0=1000\text{ mm}$ 程度になると遠距離音場の近似積分が有効となることがわかる。

次に共振振動数 475 Hz の場合には、II, IV 面が2次の振動モードで振動しており、II, IV 面に生ずる節の方向で計算値と測定値との間に大きな差が生じている。これは板の振動モードを規準モードで近似して計算したために、節の方向では音圧が0となるが、実際には回折の影響があり、また、直方体構造の製作上の不均一性の影響があるためである。節の方向を除けば、 $r_0=300\text{ mm}$ の場合、計算値と測定値とはよく一致している。 $r_0=1000\text{ mm}$ では、II, IV 面の節方向近傍の誤差の程度が小さくなっているが、距離の増大に伴う回折の影響によるものと

思われる。その他の方向では計算と測定値とは、やはり、かなりよく一致しているとみられる。

直方体構造の中心を通る水平面内での音圧レベル分布を可視化記録した結果を図-7に示す。共振振動数 312 Hz と 475 Hz についての結果から、音圧レベル分布の状態、各面の振動モード及び音場の指向性など振

動する直方体構造の周囲に形成される音場の特徴を明確に把握することができる。また、図-8は振動している直方体側面上 10 mm の距離で板面に平行に走査した音圧レベル分布を示している。この結果から可視化装置を用いることにより、非接触で板の振動モードを測定することが可能であることがわかる⁹⁾。

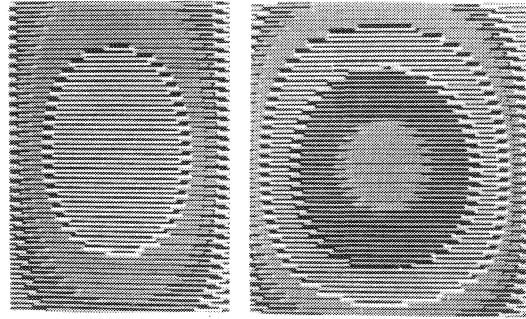


図-8 直方体構造側面上の音圧レベル分布

6. おわりに

直方体構造の各板面の振動により周囲空間に形成される音場の音圧レベル分布を、無限剛壁内の板面振動による放射音場の理論を基礎とし、板面の振動変位曲面を周辺支持板及び両端固定ばりの振動変位曲面で近似して求め、実測値との比較検討を行なった。さらに試作したLED走査式自動音場可視化装置を用いて、直方体構造の各板面振動により形成される音圧レベル分布の可視化を行なった。以上の結果から次のような結論が得られた。

- 1) 直方体構造の各板面が1次の振動モードで振動している場合には、中心からの距離が大きくなるにつれ回折の影響がみられるが、音圧レベル分布の計算結果と測定結果とは、全体的にかなりよい対応を示している。このことから用いた計算方法により、直方体構造物の周囲音の状態を推定することができる。
- 2) 板面が2次の振動モードで振動している場合には、直方体構造の中心からみた節の方向で音圧レベルが低下する。このことは理論から明らかであり、回折の影響があるため、この方向では計算値と測定値とに大きな差ができる。しかし、他の方向ではよい対応を示している。
- 3) 直方体構造の板面振動の近似振動変位曲面としては、両端固定の合成ばりを用いた方が周辺支持板の場合よりも近似度がよい。
- 4) LED走査式自動音場可視化装置により音圧レベル分布の可視化を行なうと音圧レベル分布の状態、音場の指向性、音波の回折の状態など音場の特徴を明確に把握することが

でき、さらに、非接触で板面の振動モードを知ることができる。

文 献

- 1) 飛瀬 修・西田公至: 昭和 56 年度精機学会春季大会学術講演論文集 p. 245.
- 2) Nishida, K. Tobise, O.: Bull. Japan Soc. of Prec. Engg., 15, (4) 267 (1981).
- 3) E. Skudrzyk: The Foundation of Acoustics, p. 594 (Springer-Verlag, N. Y. 1971).
- 4) たとえば, 梅沢清彦: 機械の研究 30, (3) 359 (1978).
- 5) たとえば, 古賀達蔵: 機械の研究 29, (10) 1161 (1977).
- 6) 飛瀬 修・西田公至: 昭和 55 年度精機学会秋季大会学術講演論文集 p. 231.