

船体振動による水中放射音の基礎的研究

(第 6 報 実験例)

正員 岩 崎 洋 一* 正員 河 辺 寛*
正員 眞 能 創* 正員 別 所 正 利*

Fundamental Studies on Underwater Sound Radiated from a Vibrating Ship Hull
(6th Report An experimental example)

by Youichi Iwasaki, *Member* Hiroshi Kawabe, *Member*
Hajimu Mano, *Member* Masatoshi Bessho, *Member*

Summary

In the present report, we carry out an experiment in acoustic radiation problem with the 2-dimensional full submerged circular cylindrical shell, and compare its results with the theoretical solutions which were calculated in the preceeding report.

In order to compare with the 2-dimensional theoretical solutions, we separate the experimental cylinder model into 3 parts to exclude the 3-dimensional effects, put an exciter in the middle part of the model with watertight condition.

We could get a clear vibrational mode of the cylinder in the low frequency experiment, and measure the radiational sound pressure accurately.

Prior to the experiment in the anechoic tank, we carried out the vibration experiment in air, verified the eigenfrequency and the shape of vibration mode of the cylinder.

1. 緒 言

本報では、2次元全没円筒殻の放射音響問題に対する実験の方法と、その解析法について述べ、前報までに求められた理論計算結果と比較して検討、考察を行う。

従来、空気中での構造物の振動に関する音響実験は数多く行われており、特に最近では機械工学や航空工学、建築工学等の分野で、エンジンからの放射音や室内騒音あるいは防音材等の研究として、無響室等を用いた実験が幅広く行われている¹⁻³⁾。一方、流体中(水中)での音響実験は、音波の減衰が空気に比べて非常に小さいため、水槽での実験では側壁や底面からの反射音が大となり、それによる干渉効果が現われる。このため一般に無響水槽と呼ばれるものは側壁や底面にゴムや木製の吸音板を設置しているが、その効果は周波数が数 kHz 以上にならないと有効とはならない場合が多い。また音波の減衰は低周波になるほど小さくなるため、限られた大きさの無響水槽で実験を行う場合には少なくとも数 kHz 以上の高周波で実験を行わないと精度の良い測定が不可能であると言われている。ところが

構造物を振動させてある振動モードを作り出し、その時の放射音を測定するような実験の場合、明確な振動モードを出すためにはどうしても低周波域での実験が必要となり、上記の制約に相反することになる。さらには流体中での起振器等の水密方法や構造物のモデル化等もこの種の実験を困難にする要因となっている。これらのことから、流体中における構造物の振動に関する放射音の実験は、若干の例⁴⁾を除いては過去にほとんど見かけられない。

そこで、本報においては、以降に述べるように起振器を水密状態で構造物内に設置し、しかも2次元理論解析解と比較をするために3次元影響を極力除外する方法を考案し、低周波域での実験で明確な振動モードを作り出し、なおかつ精度の良い音圧測定を行うことに成功した。なお、水槽実験に先立ち、空気中での起振実験を行い共振周波数とたわみ振動モード形状の確認を行った。

2. 実験装置及び実験方法

2.1 空気中起振実験

Fig. 1 に示すような鋼管(配管用炭素鋼鋼管 SGP175A, ヤング率 $E=2.0 \times 10^{11} \text{ kg/ms}^2$, ポアソン比 $\nu=0.3$, 密度 $\rho_s=7850.0 \text{ kg/m}^3$)の内部に動電型起振器を取り付け、全体を

* 防衛大学校

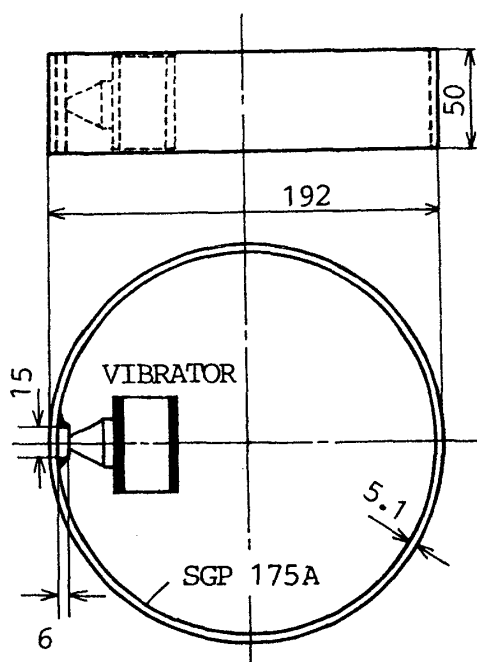


Fig. 1 Model shape and dimensions

柔かなスポンジ上に載せて安定させた。そして外部発振器により正弦波信号を発振させ、アンプを通して起振器を作動させた。このとき起振器内部の加速度計及び出力計並びに円筒殻に直接接触させた加速度ピックアップを、アンプを介してモーダルアナライザー装置に取り込み、その信号を解析した。このときの計測装置の概略を Fig. 2 に示す。実験方法は2とおりに行った。まず最初にパワーアンプ内蔵のランダム発振器により起振器を作動させ、モーダル解析により周波数—変位の応答曲線を求めて共振周波数の値を求めた。次に、2次から5次までのモードの共振周波数で起振器を定常振動させ、そのときの円筒殻上の加速度を加速度ピックアップで全周36点について測定し、たわみ振動モードを確認した。

2.2 水槽実験

実験は防衛庁技術研究本部第5研究所の無響水槽（長

さ×幅×深さ=15×9×8 m, 側壁及び底面は吸音ゴム付）で実施された。本来、円筒殻からの2次元放射状態をシミュレートする場合には、無限長さの円筒殻に対して起振力が長さ方向に一樣なモデルを考えなければならない。ところが実際には、細長い円筒殻の内部に長さ方向にわたって一定の起振力を与えることは工作上可能とはいえない。また Boisch ら⁴⁾の方法のように、円筒殻内部の一点のみに起振力を与えれば、円筒殻の長さ方向に垂直な方向のたわみが出てきて、どうしても2次元放射状態が再現できないという欠点がある。そこで、今回は起振力の作用する円筒殻を他の円筒殻から切り離して独立させた。これにより上下の円筒殻の振動は、円筒殻が長さ方向に連続である場合に比べて極力押さえることができ、それによる流体中任意の点での3次元干渉効果はほとんど考慮に入れずに済むことになる。従って起振力の作用する輪切りの円筒殻のみの振動により、音波は無限流体中に3次元的に球面放射してゆくが、起振点を含む水平面内のみ着目すればそこでは音波の放射は定性的には2次元放射状態となっているとみなすことができる。

Fig. 3 に示すように、空気中の起振実験で用いた有限円筒殻の上下を同径の円筒殻（下部はフランジで防水処置）でパッキンを介してはさみ込み4本の丸棒を用いて締め付け組み立てた後、円筒殻どうしの接合部をシリコン系シーリング剤を用いて防水処置を施した。そしてシーリング剤が固まった後（3時間）、水槽レール上の台車に固定された回転装置（上下移動及び360度回転）にセットし、起振部の水深が1 m となるように調節した。この状態で4本の丸棒のネジを外して、なるべく起振部の円筒殻のみの振動するようにし、極力上下の円筒殻の振動による3次元影響を消去するようにした。こうして、無限長さの全没円筒殻による2次元放射状態を定性的にシミュレートした。この場合、円筒殻どうしの接合部にかかる圧力が小となるように、円筒殻の自重と水による浮力はほぼ平衡するように寸法を設計した。また後に明らかになったが、シリコン系シーリ

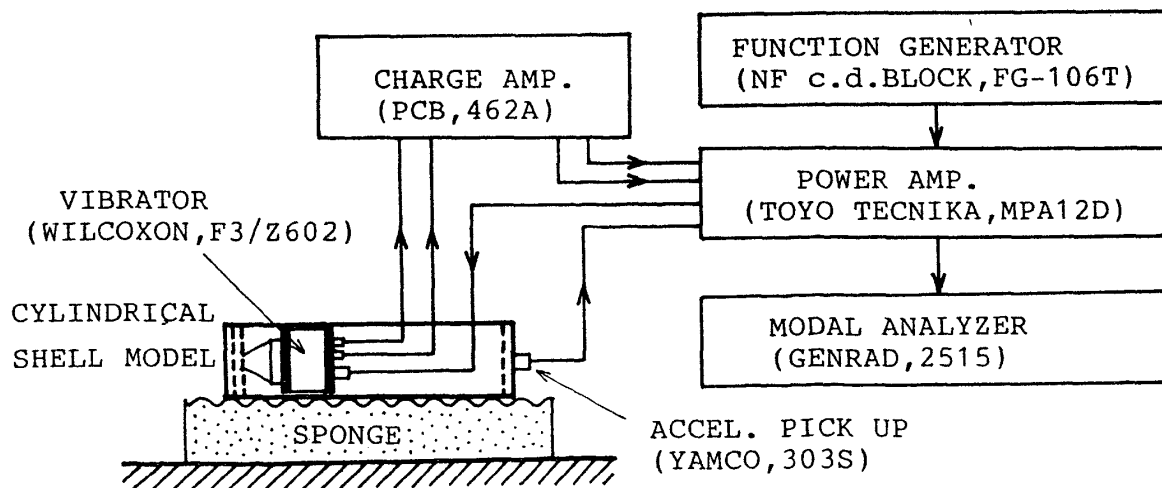


Fig. 2 Experimental apparatus in the air

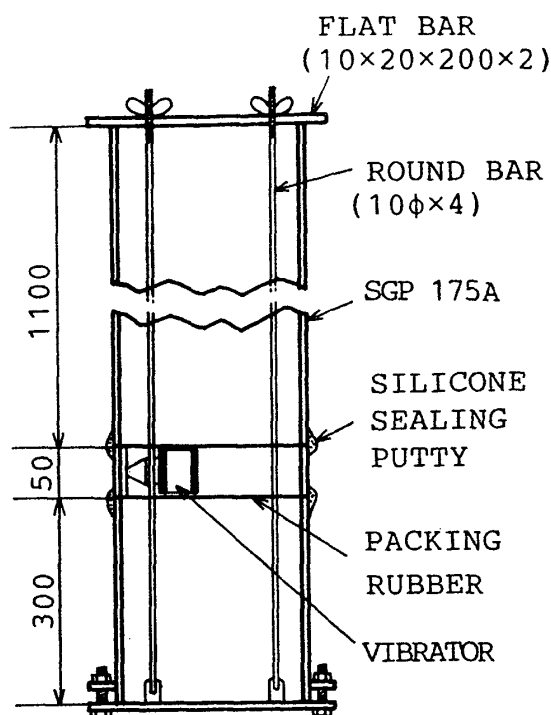


Fig. 3 Model set up

ング剤の水密性及び密着性が予想以上に良好で、4本の丸棒は最初から必要無いこともわかった。

測定は起振器と同水深の水平面内にハイドロフォンを位置し、それからの信号をアンプを通してフィルターにかけ、オシロスコープで直接音波の振幅を読み取るのと同時に、フィルターからの信号の振幅をレベルレコーダーでプロッ

トさせた。このときの計測装置の概略を Fig. 4 に示す。

実験方法は空気中起振実験と同様2とおりの方法で行った。まず、周波数に対する音圧の応答曲線を求めるために、起振器から 0.05 m の位置にハイドロフォンを固定し起振周波数を低周波 (200 Hz) から高周波 (8 kHz) に変化させて、そのときの音圧を測定した。次に全没円筒殻から放射される音波の指向性を求めるために、代表的な周波数で起振器を定常振動させ、回転装置を 360 度回転させてそのときの音圧を測定した。このとき起振点とハイドロフォンとの距離は、 $d=0.05, 0.5, 1.0, 2.0\text{m}$ の4とおりで測定を行った。なお、水面反射による鏡像効果を除去するため、水面反射防止板を製作し、円筒殻とハイドロフォンの間の水面に浮かべた。これは、木製(米松)のクサビ(90×90×300 mm) 総計 120 本をベニヤ板(1×1 m) に並べてエポキシ系接着剤で接着させたもので、吸音効果を高めるために実験開始日の 10 日前から没水させて含水率を上げた⁵⁾。なお、実験では、この水面反射防止板のある場合と無い場合で比較したが、起振点とハイドロフォンの距離が 1.0 m 以上で、かつ周波数が 1500 Hz 以上(音波長 λ が 1.0 m 以下)において効果のあることが確かめられた。

3. 実験解析法

ハイドロフォンから得られた音響信号はアンプ及びフィルターを通してオシロスコープ上で確認した。ハイドロフォンの受波感度を M 、アンプ及びフィルターのゲインを G 、オシロスコープ上の出力を V とすれば、ハイドロフォ

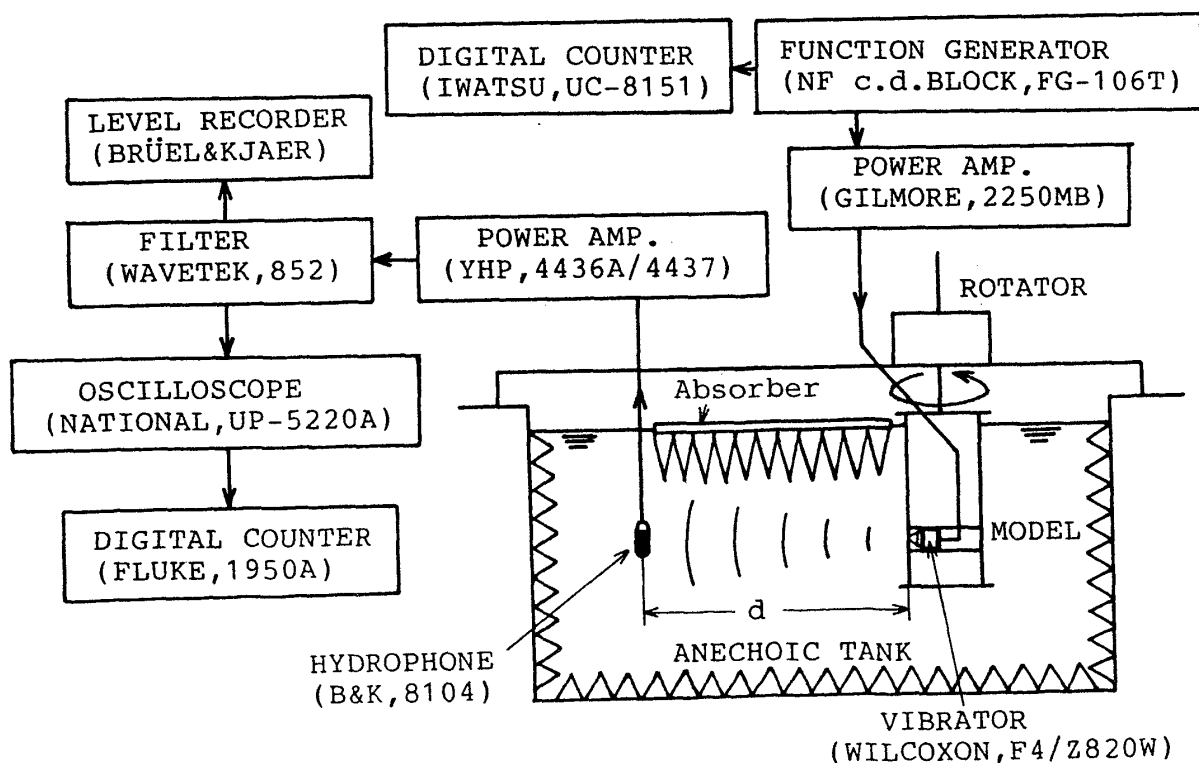


Fig. 4 Experimental apparatus in the anechoic tank

ンの位置での実際の音圧 p (dB) は次式で表わされる。

$$p = V - M - G \quad (1)$$

ここに、

$$V = 20 \log(V_0/\sqrt{2}) \quad (2)$$

V_0 : オシロスコープ上の片振幅

ハイドロフォンの受波感度は、相互校正法により計測された常備データが有り、それを用いて、

$$M = -206.4 \text{ (dB re } 1 \mu\text{Pa)} \quad (3)$$

とした。またアンプ及びフィルターのゲインはそれぞれ、

$$G_{\text{Amp}} = 40 \text{ (dB)} \quad (4)$$

$$G_{\text{Filt}} = 20 + 20 \text{ (dB)} \quad (5)$$

であった。

このオシロスコープによる測定と平行して入力信号を直接音圧レベルに直して dB 表示するレベルレコーダーでデータをプロットした。プロットしたデータは、イメージスキャナー (NEC PC-In501) により、240 ドット/inch の精度でラムディスクに記憶させた後、パーソナルコンピュータ (NEC PC-9801 Vm2) を用いて x - y 座標に変換し、データフロッピーに記録した。

次に、水中音速は次式⁶⁾により計算して求めた。

$$c = 1403.0 + 5.0t - 0.06t^2 + 0.0003t^3 \quad (6)$$

ここに、 t : 水温($^{\circ}\text{C}$)

実験当日の水温は 17.2°C より、 $c = 1472.8 \text{ (m/s)}$ とした。

4. 実験結果及び理論計算値との比較・考察

4.1 空気中起振実験

Fig. 5 に周波数に対する円筒殻の変位を示す。横軸は周波数、縦軸は起振点での円筒殻変位を無次元化したものを対数表示で示した。点線が実験結果、実線が理論計算値で、両者を相対的に比較した。理論計算値は形状が同筒殻であるので、第1報⁷⁾の理論解析による計算を行った。なお、実験結果の方は、起振器の出力の周波数特性を考慮して補正

してある。計算に用いた諸定数は以下とした。

いた諸定数は以下とした。

円筒殻半径 : $a = 0.093 \text{ (m)}$

円筒殻板厚 : $t = 0.0051 \text{ (m)}$

円筒殻ヤング率 : $E = 2.0 \times 10^{11} \text{ (kg/ms}^2\text{)}$

円筒殻ポアソン比 : $\nu = 0.3$

円筒殻密度 : $\rho_s = 7850.0 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

流体密度 (水槽実験) : $\rho = 1000.0 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

〃 (空気中実験) : $\rho = 1.0 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

起振範囲 : $d\theta = \pi/18 \text{ (rad)}$

図から 700 Hz 以下の低周波域を除いては、実験結果と理論計算値は良好な一致を示している。200 Hz 以下の不一致の原因は、この周波域では円筒殻の振動モードが剛体移動となっているため対応する復元力が存在せず、実験結果及び計算値とも意味が無い範囲であるためである。また 200~700 Hz の 2 次モード (Fig. 6 参照) 付近の不一致の原因は、実験誤差によるものと思われるが、傾向としては共振点の周波数は一致していることがわかる。さらに共振周波数の精度を確かめるために、Table 1 に実験結果と理論計算値の代表的なモードの共振点を比較した。両者の誤差は 3% 以下であり、本理論計算が精度良く現象の予測をしていることがわかる。次に 2 次~5 次の共振点でのたわみ振動モードを Fig. 6 に示す。実線が理論計算値、白丸が円

Table 1 Comparison of eigenfrequencies in the air between experimental results and theoretical solutions

mode	Experimental (Hz)	Theoretical (Hz)	Error (%)
2	380	385	1.30
3	1070	1094	2.19
4	2060	2089	1.39
5	3350	3388	1.12
6	4870	4955	1.72

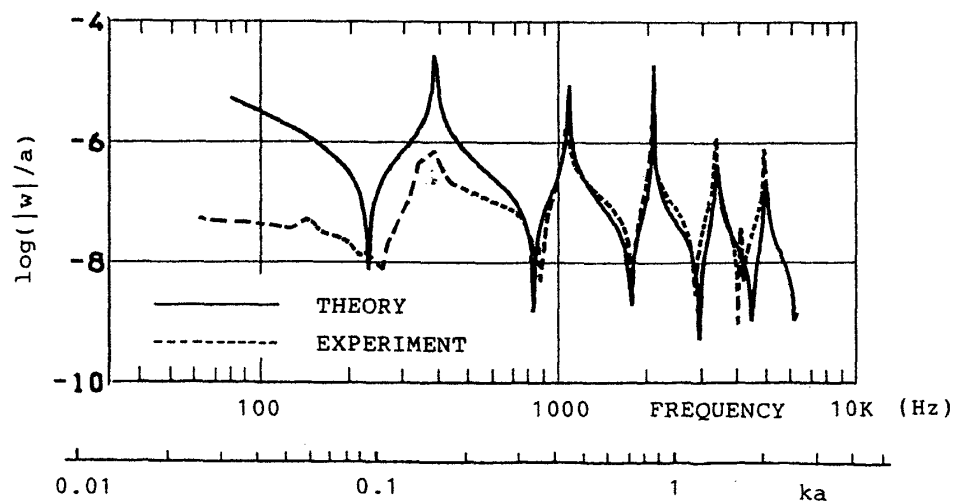


Fig. 5 Comparison of shell deflection amplitude at exciting point between experimental results and theoretical solutions

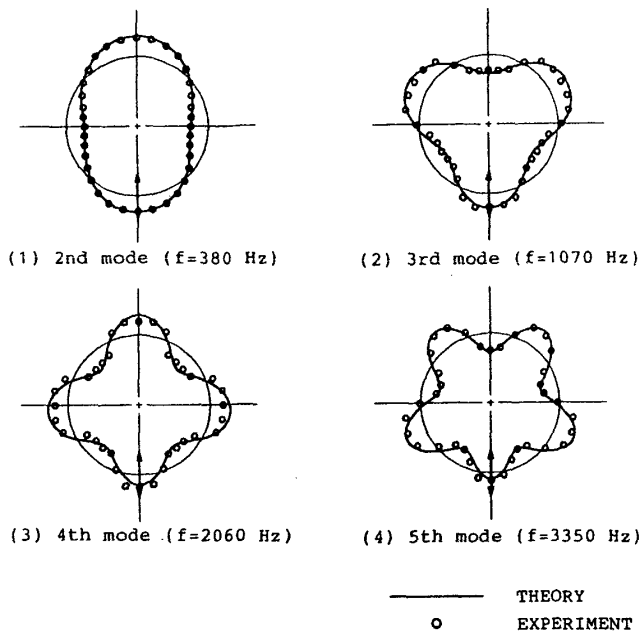


Fig. 6 Comparison of deflection modes between experimental results and theoretical solutions

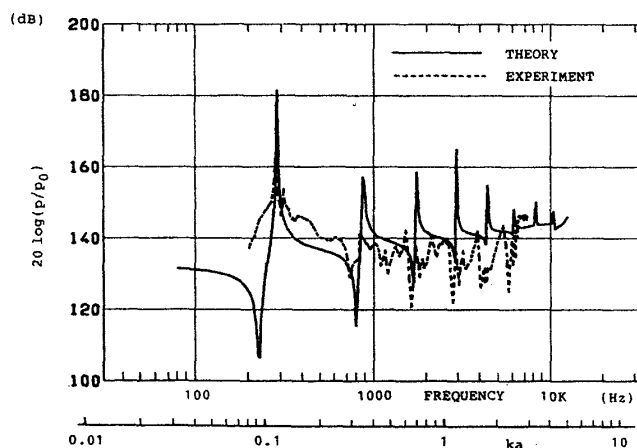


Fig. 7 Comparison of sound pressure level between experimental results and theoretical solutions

筒殻の全周 36 等分点のたわみ変位実験結果である。なお、変位量はいずれも正規化されている。起振点は矢印の位置である。図のように理論と実験は良く一致しており、かつ 2 次～5 次のモードがきれいに現われていることが確認できた。

4.2 水槽実験

Fig. 7 に周波数に対する音圧の変化を示す。横軸は周波数、縦軸は音圧を 1 マイクロパスカル基準の dB で表わした。横軸には無次元化した波数 ka も並記した。測定点は起振点と同じ水深で、距離 $d=0.05\text{m}$ の場所で測定した。点線が実験結果、実線が理論計算値で、両者を相対的に比較した。なお実験結果の方は起振器の出力の周波数特性を考慮して補正してある。最低次の 2 次モード及び 3 次モードの共振点のピークが明瞭に現われている。3 次モードより高

周波数ではピークの点が多く出てきており、これらのそれぞれがどのようなモードの共振点にあるかは判定が不可能だった。しかし、理論計算値の 4 次及び 5 次モードの共振点付近に現われているピークの点を調べてみると、明らかに 4 次及び 5 次の振動モードをしていることがわかった。なお、6 次以上の共振点を実験で判別することは不可能であった。また、空气中実験の結果と比較すると、流体による付加水質量の影響による共振周波数の低下も理論計算値と良く一致することが確認できた。3 次元影響について考えると、実験に用いた円筒殻と同板厚の無限平板の片面接水時の板の曲げ波長は、第 5 報の 3.2 の計算から $f=10\text{kHz}$ の場合でも高々 $\lambda_b=0.07\text{m}$ であり、有限円筒殻の長さ 0.05m よりも大となるので、今回実施した周波数範囲では問題は無いと考えられる。

次に共振周波数の精度を調べるために、Table 2 に実験結果と理論計算値の代表的なモードの共振周波数を比較した。なお実験では各モードの共振周波数はそのときの近場 ($d=0.05\text{m}$) での音圧の分布を調べて決定した。理論計算値の方は起振器による影響質量は考慮していないが、Table のように両者の誤差は小さい。この原因は、円筒殻の振動は 2 次元であるのに対し音場である流体は 3 次元なので、流体による付加質量が見かけ上減少し、そのため結果的に 2 次元理論計算値に一致したものと考えられる。

次に、Fig. 8～Fig. 17 に代表的な周波数について円筒殻回りの音圧分布すなわち指向性を、実験結果と理論計算値とで比較した。周波数は $f=200, 277, 500, 838, 900, 1720, 2000, 2809, 3000, 5000\text{Hz}$ の 10 とおとし、その各々について円筒殻表面から $d=0.05, 0.5, 1.0, 2.0\text{m}$ の 4 とおりの距離での音圧分布を示した。破線が実験結果、実線が理論計算値である。なお、起振点の位置は $\theta=0(\text{rad})$ で、放射方向の 1 目盛りは 10dB を表わし、両者の音圧分布の形状を正規化して比較を行った。

周波数 $f=200\text{Hz}$ の場合、音波長が $\lambda \approx 7\text{m}$ と大きく、減衰が小さいので壁面等からの反射音のためにそれほど精度を期待していなかったが、図のように、近場の $d=0.05\text{m}$ 以外ではほぼ理論計算値と同様の Dipole 特性の指向性が得られた。次に 2 次モードの共振点である $f=277\text{Hz}$ の場合では、 $d=0.05, 0.5\text{m}$ で非常に良好な一致が見られた。この場合、音波長は $\lambda \approx 5\text{m}$ であり、音波長の $1/100$ の場所の d

Table 2 Comparison of eigenfrequencies in the water between experimental results and theoretical solutions

mode	Experimental (Hz)	Theoretical (Hz)	Error (%)
2	277	275	0.71
3	838	832	0.72
4	1720	1698	1.30
5	2809	2818	0.32

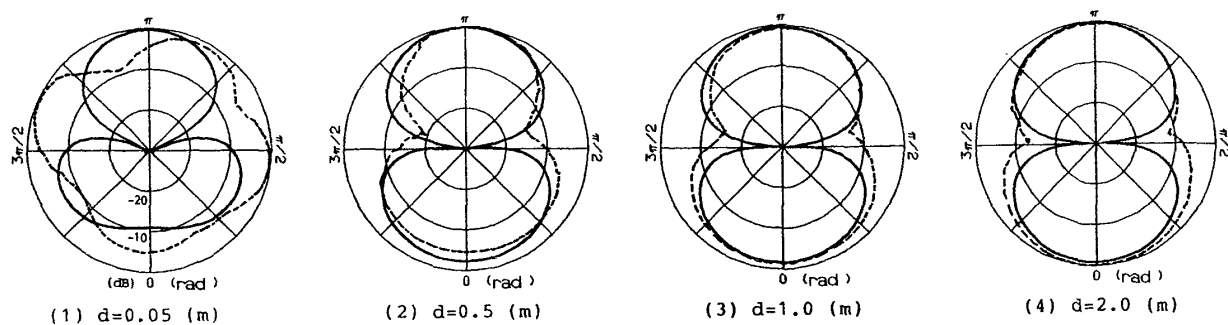


Fig. 8 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=200$ Hz)

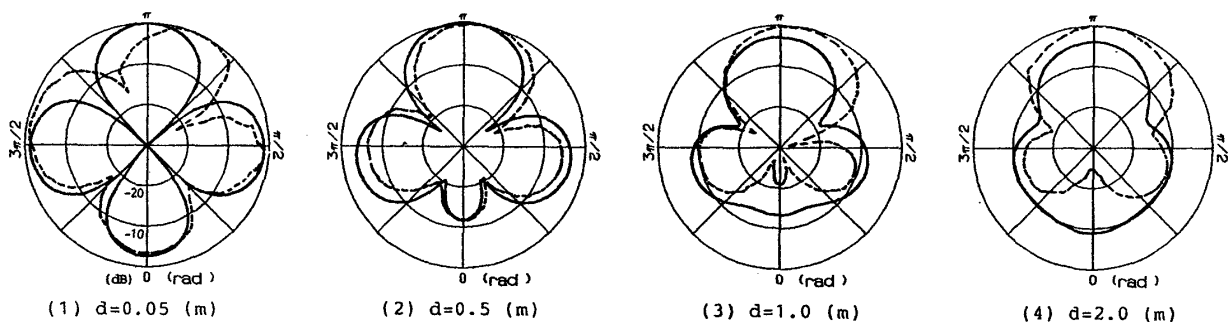


Fig. 9 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=277$ Hz)

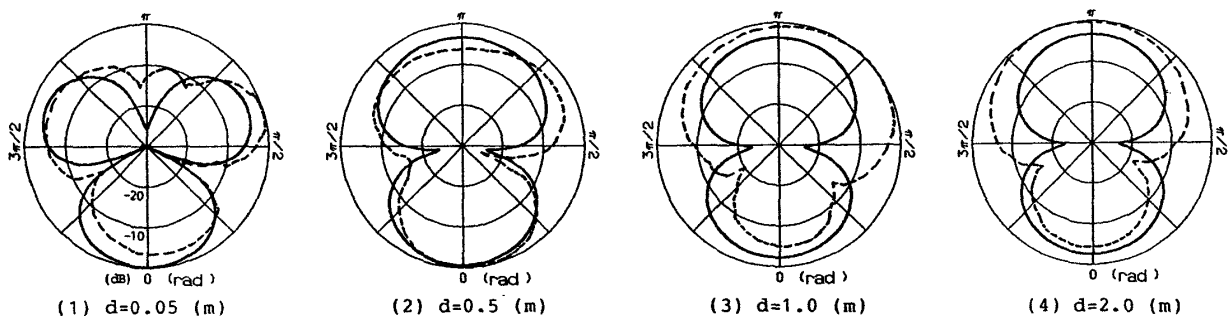


Fig. 10 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=500$ Hz)

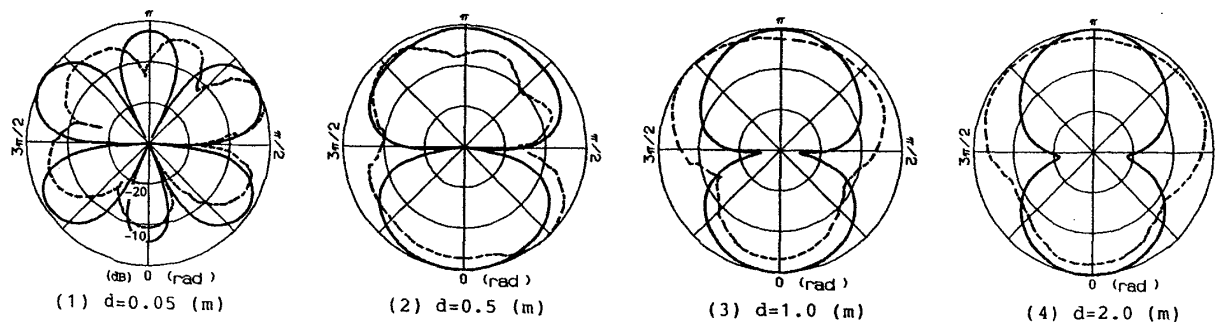


Fig. 11 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=838$ Hz)

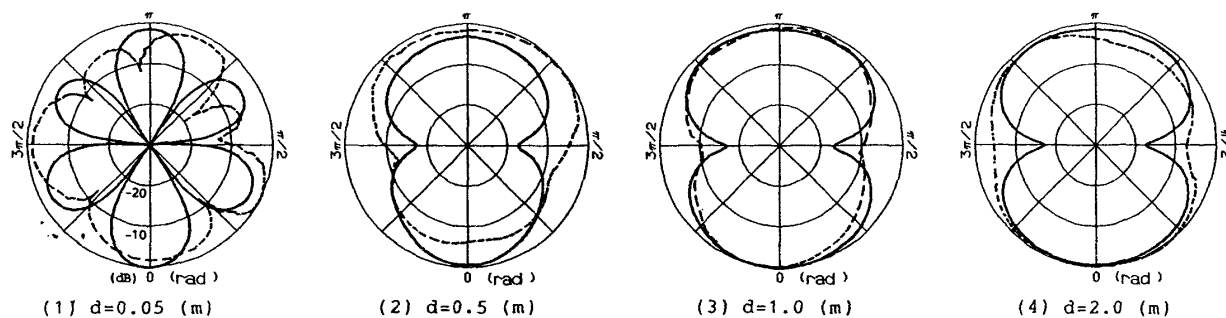


Fig. 12 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=900$ Hz)

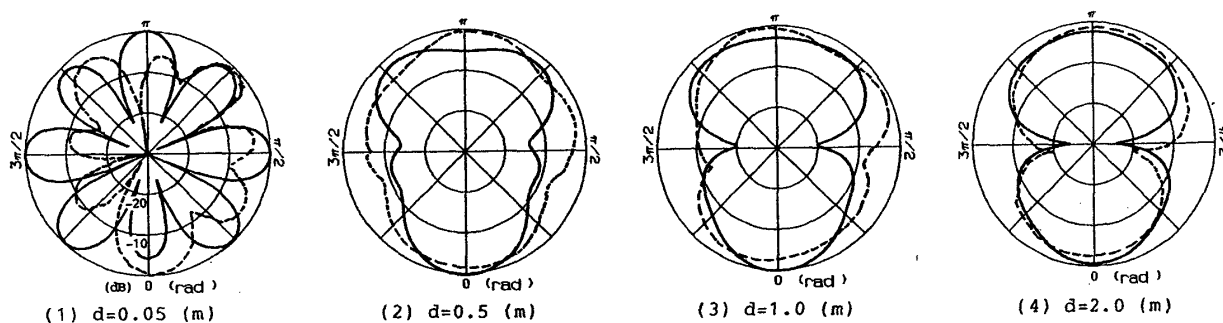


Fig. 13 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=1720$ Hz)

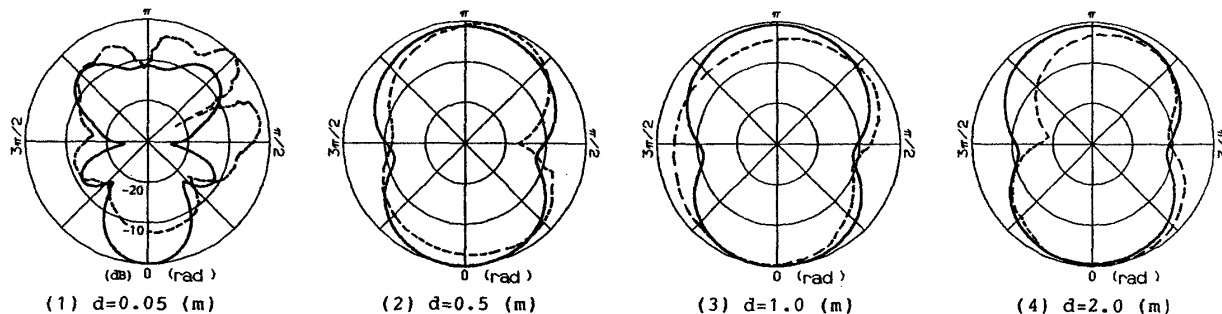


Fig. 14 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=2000$ Hz)

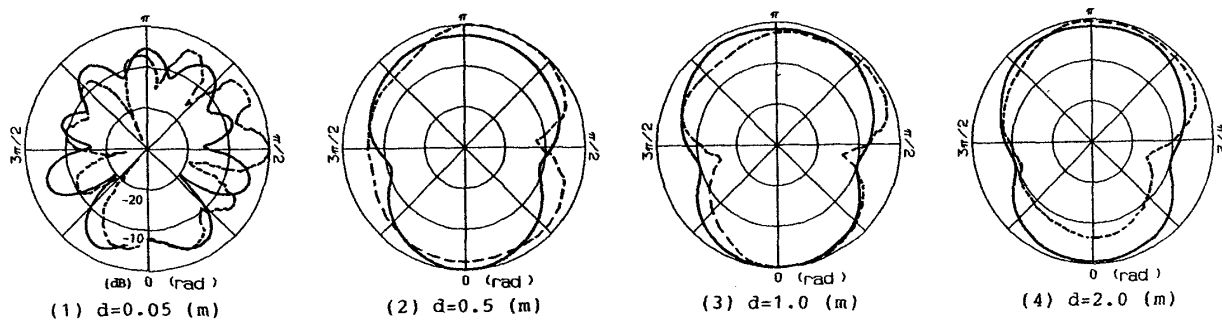


Fig. 15 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=2809$ Hz)

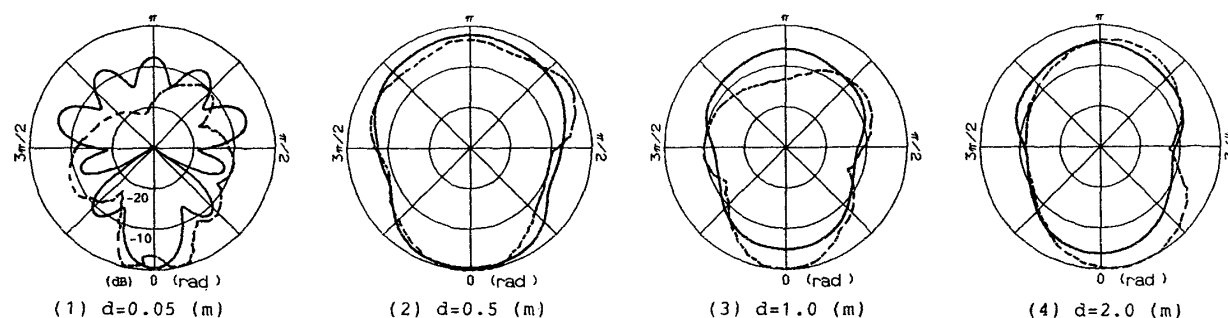


Fig. 16 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=3000$ Hz)

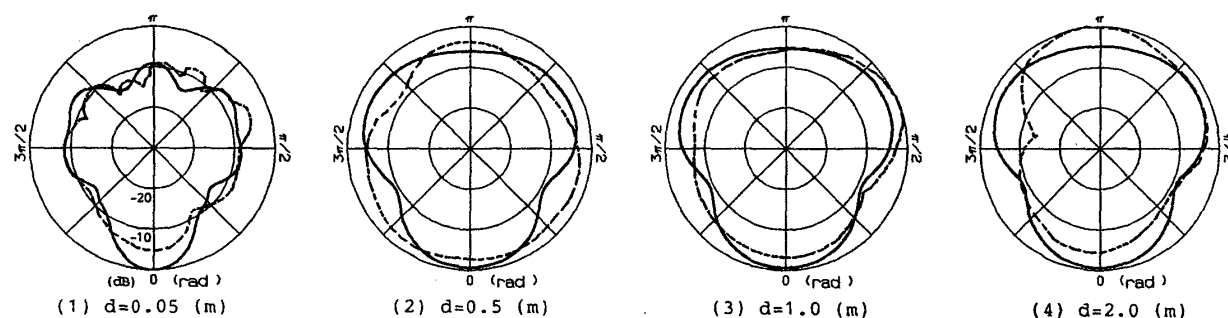


Fig. 17 Comparison of normalized sound pressure distribution between experimental results and theoretical solutions ($f=5000$ Hz)

$d=0.05$ m では図のような振動モードの形状がそのまま音圧分布となることがわかる。しかし、音波長の $1/10$ 付近 ($d=0.5$ m) ではすでに位相の干渉により、指向性は変化していることもわかる。 $f=500$ Hz の場合、振動モードは 2 次と 3 次の間であるが、実験結果と理論計算値の一致は良好である。 $f=838$ Hz は 3 次モードの共振点であり、音波長は $\lambda \approx 2$ m である。 $d=0.05$ m の理論計算値では 3 次モードに対応する 6 個の山が現われており、それに対して実験結果も 6 個の山が出て対応している。ただし、実験結果の方は $\theta=\pi$ 付近の山が若干ずれているが、この現象はすべての周波数について認められており、本実験に用いた円筒殻自身の工作上の非対称性あるいは円筒殻セットの接着部のシリコン系シーリング剤の不均一が原因と考えられる。 $f=900$ Hz は振動モードは 3 次と 4 次の間である。 $d=1.0, 2.0$ m で Dipole 特性が現われている。 $f=1720$ Hz は 4 次モードの共振点で、音波長は $\lambda \approx 1$ m である。 $d=0.05$ m 以上の所では既に Dipole 特性が現われている。実験と理論計算値の一致も概ね良好である。 $f=2000$ Hz の場合も $f=1720$ Hz とほぼ同じ傾向を示している。 $f=2809$ Hz は 5 次モードの共振点であり、音波長は $\lambda \approx 0.6$ m である。音波長の $1/10$ の場所の $d=0.05$ m での音圧分布は、理論計算値を見るとかろうじて振動モードの形状を表わしているが、実験結果の方も 10 山の振動モードを再現している。なお、理

論計算値は実験における共振点の周波数 ($f=2809$ Hz) を使ったため、山が 9 個しか出ていない。理論計算による共振周波数である $f=2818$ Hz (Table 2 参照) で計算をすれば山が 10 個出ることから、高周波になるほどわずかに周波数のずれで振動モードが変化することがわかる。また無次元化した波数 ka は 1.1 で、この周波数付近から遠場の指向性は Dipole 特性ではなくなる。 $f=3000$ 及び 5000 Hz は、音波長がそれぞれ $\lambda \approx 0.5$ m 以上では音圧レベルが非常に小さくなったので、実験の精度は全般的に悪く、理論計算値との一致もあまり良くなかった。

全体を通しては、第 1 報でも述べているように、音波長の $1/10$ 以下の近場においては、円筒殻の振動モードがそのまま指向性として現われるが、それより離れた場所では指向性は変化し始め、音波長以上の所では遠場の特性、すなわち今回の実験のような低周波領域ではいずれも Dipole 特性となっていることが、実験の上からも確認できた。

5. 結 論

本報では、2 次元全没円筒殻の放射音響問題に対する水槽実験を行い、前報までの理論計算値と比較して以下の結果を得た。

- (1) 本理論計算により、流体中の構造物の相互連成振動問題及びそれから放射される音響問題を精度良く

予測できることがわかった。

- (2) 音波長の 1/10 以下の近場においては, 第 1 報で述べたように振動モードに対応した音圧分布が現われることが実験から確認できた。
- (3) 音波長以上の遠場においては, 第 1 報で述べたように $ka < 1$ の場合, 振動モードに関係無く Dipole 特性の音圧分布が現われることが実験から確認できた。

そして, 従来困難とされてきた, 流体中の構造物の 2 次元放射音響問題に対する実験の手法を確立し, 精度の良い計測が可能であることを確認した。

最後に, 本研究の遂行にあたり, 貴重な御討論をいただいた防衛大学校応用物理学教室菊池年晃教授及び防衛庁技術研究本部第 5 研究所吉川茂博士, 並びに実験に際し有益な御助言をいただいた同第 5 研究所兵藤孝義技官, 実験装置の製作に御協力いただいた横須賀造修所工作部岩川国男 2 等海佐以下多くの方々に対し, 感謝の意を表します。

なお, 本研究の諸計算は防衛大学校共同利用計算機 HITAC M-680 H を使用したことを付記する。

参考文献

- 1) 長池 勝, 長松昭男外: 内燃機関の振動と騒音に関

する基礎的研究(第 2 報, 第 3 報), 日本機械学会論文集(C 編), 第 49 巻, 第 448 号(昭和 58 年 12 月), p. 2116-2124, 第 52 巻, 第 476 号(昭和 61 年 4 月), p. 1240-1247.

- 2) 中園与一: 同軸二重ジェット騒音源に関する実験, 日本音響学会誌, 第 39 巻, 第 6 号(1983), p. 367-373.
- 3) 橘 秀樹, 畑中 尚, 村石喜一: 壁の透過音に対するラウドネス評価, 日本建築学会計画系論文報告集, 第 358 号(昭和 60 年 12 月), p. 1-8.
- 4) Boisch, R. and Guicking, D.: Schallabstrahlung von dickwandigen Stahlzylindern in Wasser, *Acustica*, Vol. 45(1980), p. 322-339.
- 5) 実吉純一, 菊池喜充, 熊本乙彦 監修: 超音波技術便覧, 日刊工業新聞社(昭和 43 年), p. 472.
- 6) Kinsler, L. E. and Frey, A. R.: *Fundamental of Acoustics*, 2nd Ed., John Wiley & Sons Inc., New York, London(1962), p. 115.
- 7) 真能 創, 別所正利, 河辺 寛, 岩崎洋一: 船本振動による水中放射音の基礎的研究(第 1 報半没円筒殻), 日本造船学会論文集, 第 159 号(1986), P. 184-192.