

異径管を有する圧縮機吐出管の圧力脈動

Studies on the Pulsation in Compressor Discharge Line with an Expanded Part

大 谷 巖* 山 田 栄**
Iwao Ōtani Sakae Yamada

内 容 梗 概

往復動圧縮機の配管内の圧力脈動は、配管、構造物、基礎の振動を誘起し、さらに圧縮機のパフォーマンスにも影響を及ぼすので配管内の圧力脈動を小さくすることが要求される。

本報告は単動単シリンダの実験機の吐出し配管を用い、脈動を減らす目的で管の途中のいろいろな位置に直径および長さの異なる異径管をそう入し、各場合に圧縮機の回転数を変えて共振を起こさせ、管長に沿う圧力脈動についての実験結果を述べるとともに理論的考察により、管内の定常波の振幅を図式的に求める方法を示した。

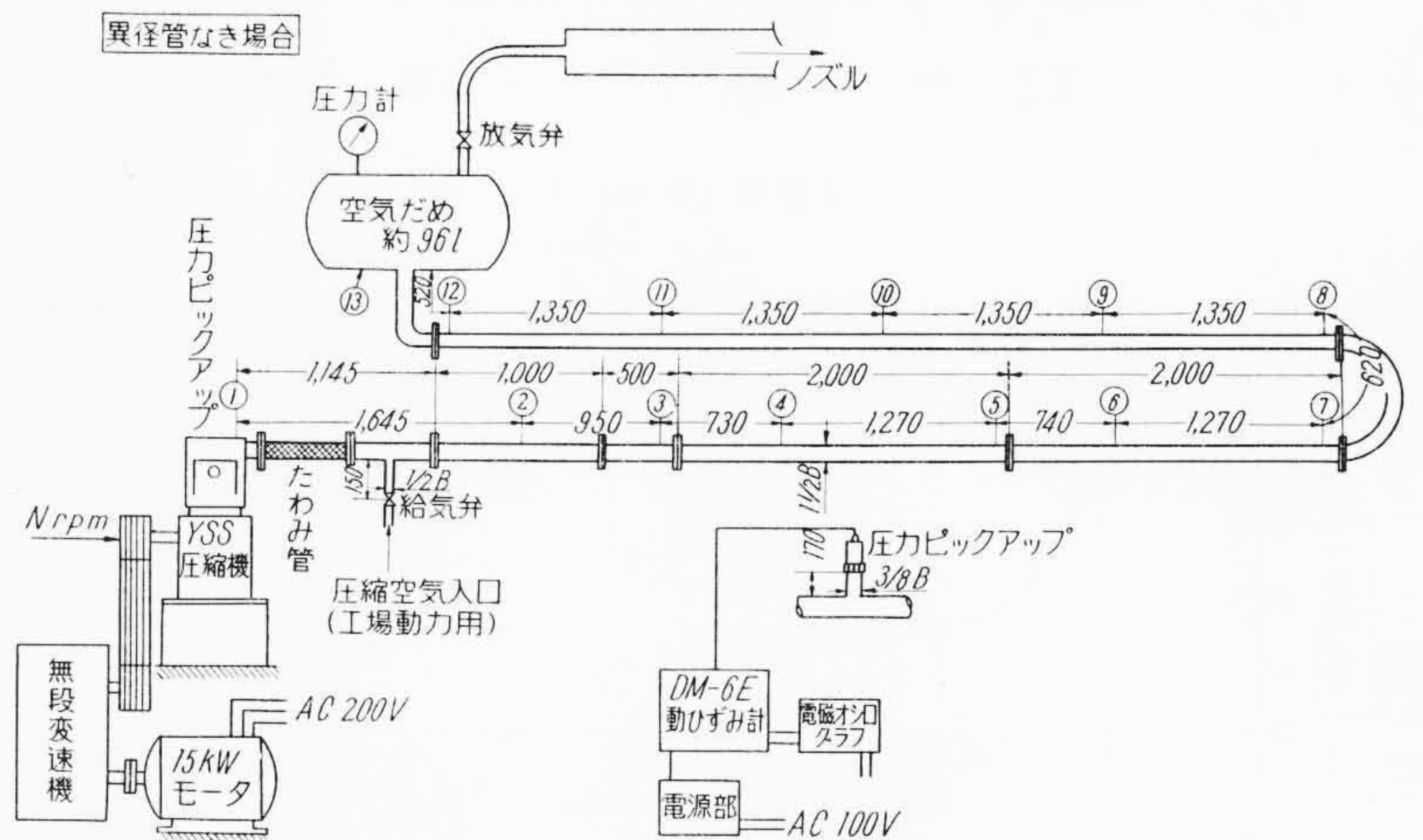
なおアナログ電子計算機により、配管系のシミュレーションも行なったので、それについても述べる。

1. 緒 言

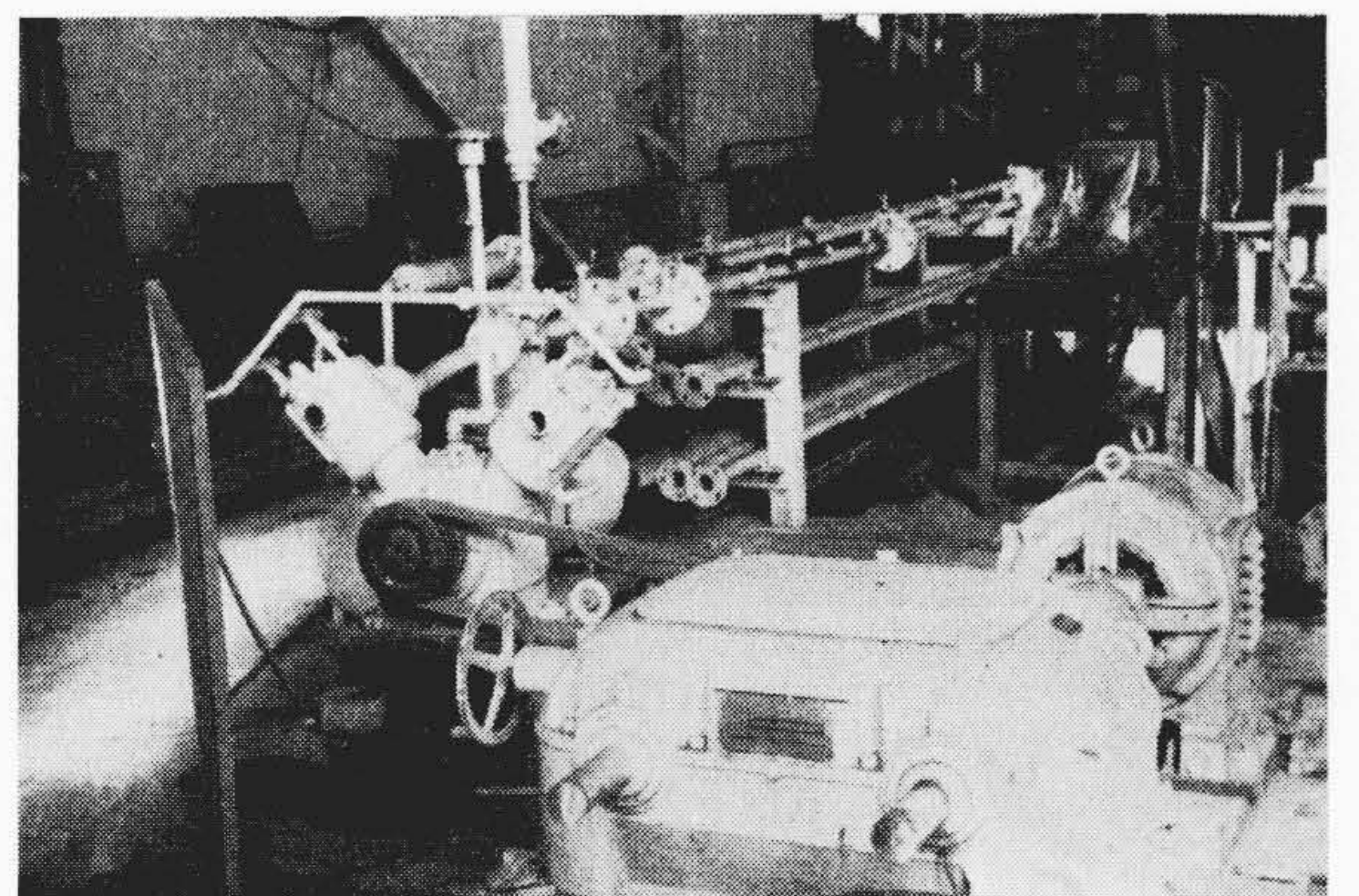
往復動圧縮機の間欠的な吸い込みまたは吐き出しによってその配管内に起こる圧力脈動は配管が共振した場合に著しく大きくなる。共振時には配管、構造物、ときには基礎の振動さえも大きくなり、さらに圧縮機の体積効率や所要電力にも影響を及ぼすので、共振時にも脈動を大きくしないような対策が要求される。従来から圧力脈動を減少させるのに管の途中に緩衝タンクのそう入が実施されている。しかし管内圧力が高い場合にはタンクの板厚が大きくなり不経済である。このタンクの代わりに比較的安価な異径管をそう入してタンクと同様な緩衝効果が得られれば有利である。圧縮機吐出口のすぐ近くに設けた試験用空気槽内のところで、圧力脈動の振幅の計算式(1)があるが、長く連なった管路の途中をふくらませたりあるいは小さいタンクをそう入した場合の緩衝効果を実験した文献は見当たらないようである。このため筆者らは単動単シリンダの実験用圧縮機(シリンダ直径 $100\phi \times$ ストローク 90)を用い $1\frac{1}{2}B$ の長い吐出管の種々の位置に、直径および長さの異なる異径管ならびにタンクをそう入して管内の空気を正弦波に励振させた場合の圧力脈動の分布を測定して緩衝効果を調べた。紙面の都合上ここでは長さ 1m の異径管の実験結果および一般的な異径管を含む系の解析結果を報告する。

2. 実 験 装 置

本実験の異径管をそう入しない配管の概要を第1図および第2図に示す。 $1\frac{1}{2}B$ のガス管の一端を90度V形圧縮機の一つのシリンダの吐出室に結合し、他端を約96lの吐出タンクに結合した。第1図の①～⑬の各点にコックを介して抵抗線式圧力ピックアップを取り付けて管内の圧力変動を測定した。管内の平均圧力を上昇させるため別の空気源から圧縮空気を管内に送り込んだ(ただしこの圧縮空気を送る分岐管が管内の脈動に影響しないように分岐管内径は十分細くし給気弁を本管に接近して取り付けた)。管と圧縮機とはたわみ管で連結し、圧縮機の振動が配管に伝わらないようにし、同時に管の取り替えを便利にした。圧縮機の吐出弁を取り除き、かつ吸込弁を閉そくして管内の空気を押し引きするだけにした。このようにすると高次の波形が表われないので、実験結果を解析するのに便



第1図 配管系の概略



第2図 配管系の概観

利である。圧縮機の回転数は無段変速機と15kWの電動機により800～1,600 rpmに変化させた。異径管をそう入した配管を第3図A, BおよびCに示す。異径管は長さが1mで管系が2B, 3Bおよび4Bの管を用いた。

3. 実 験 結 果

3.1 共振回転数の測定

圧縮機の回転数を変化してゆき管内の脈動が増大して圧縮機の吐出室(第1図および第3図の①点)の圧力振幅が極大になるときの

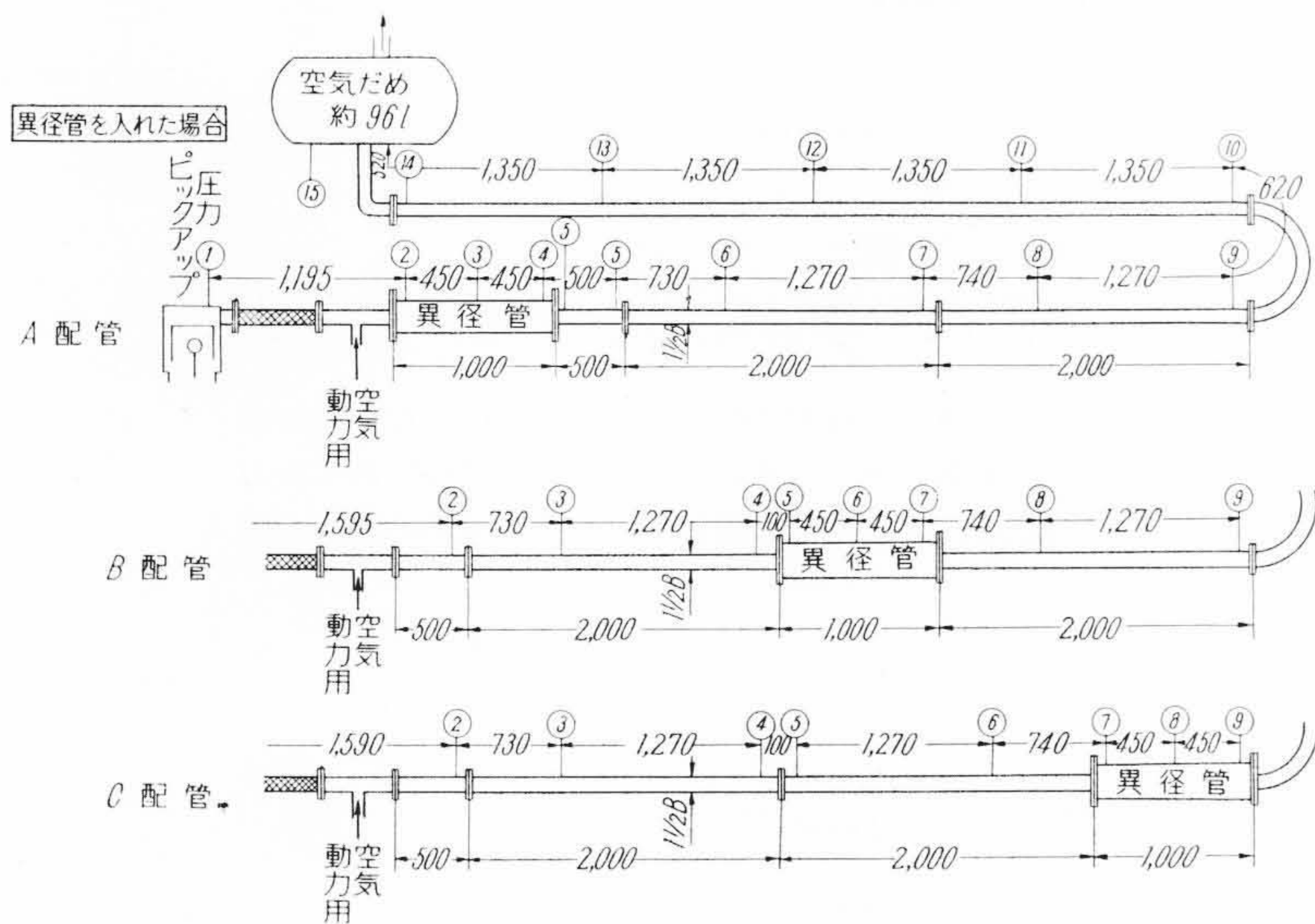
* 日立製作所川崎工場 工博

** 日立製作所川崎工場

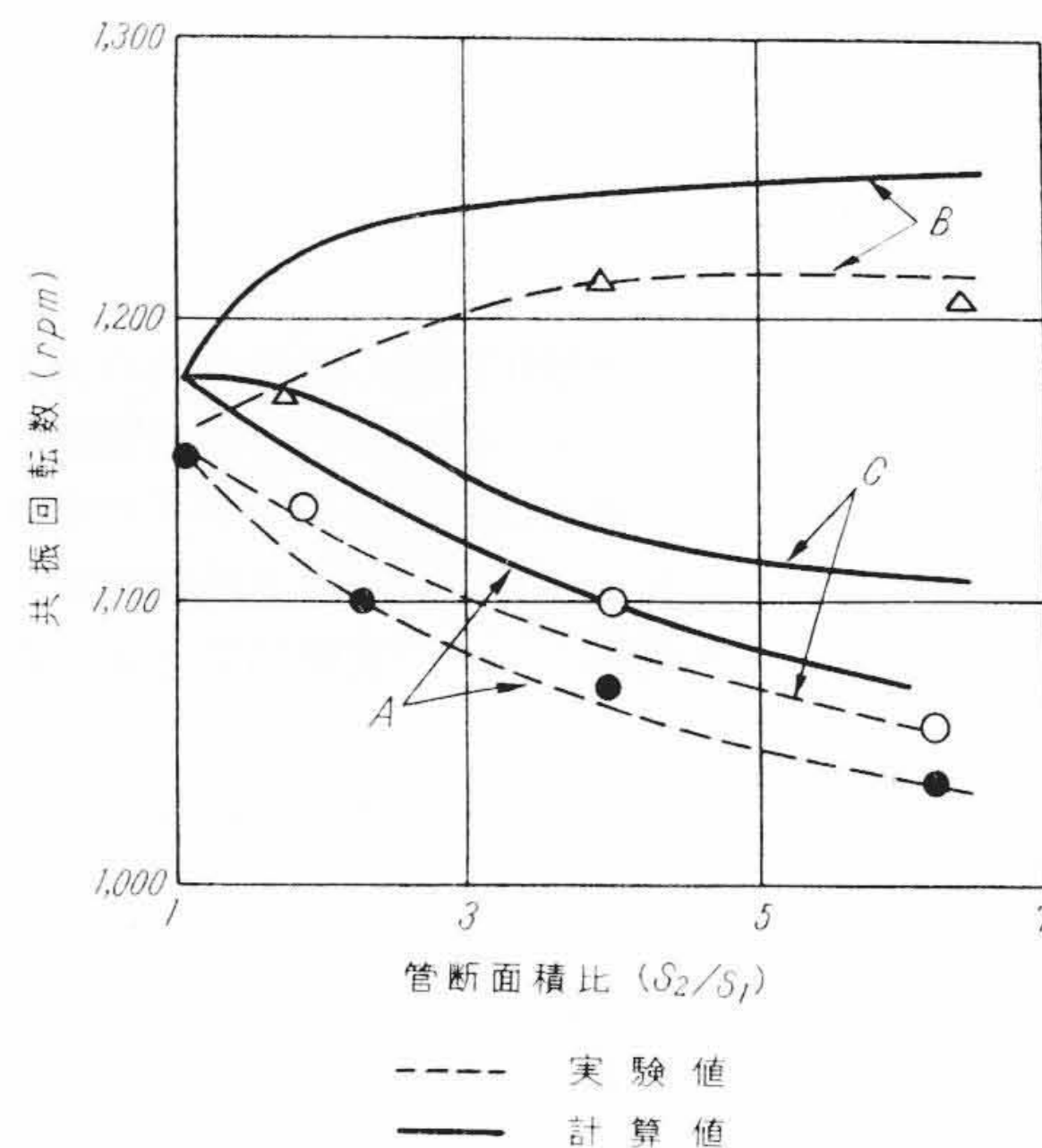
回転数を共振回転数とした。一般に脈動の振幅は管内平均圧力によって変わるので管内の平均圧力は常に $1 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ に保って測定した。共振回転数の測定結果を第 1 表に記す。

この共振回転数を管断面積比 s_2/s_1 を横軸にとって示すと第 4 図

の点線のようになる。ただし s_1, s_2 はそれぞれ本管および異径管の内径である。管 A および C では s_2/s_1 の増大に伴い共振回転数は低下し、管 B では逆に上昇することがわかる。図中の点線は後述の理論式 (14) を用いて計算した結果を示す。実験の曲線と傾向はよく一



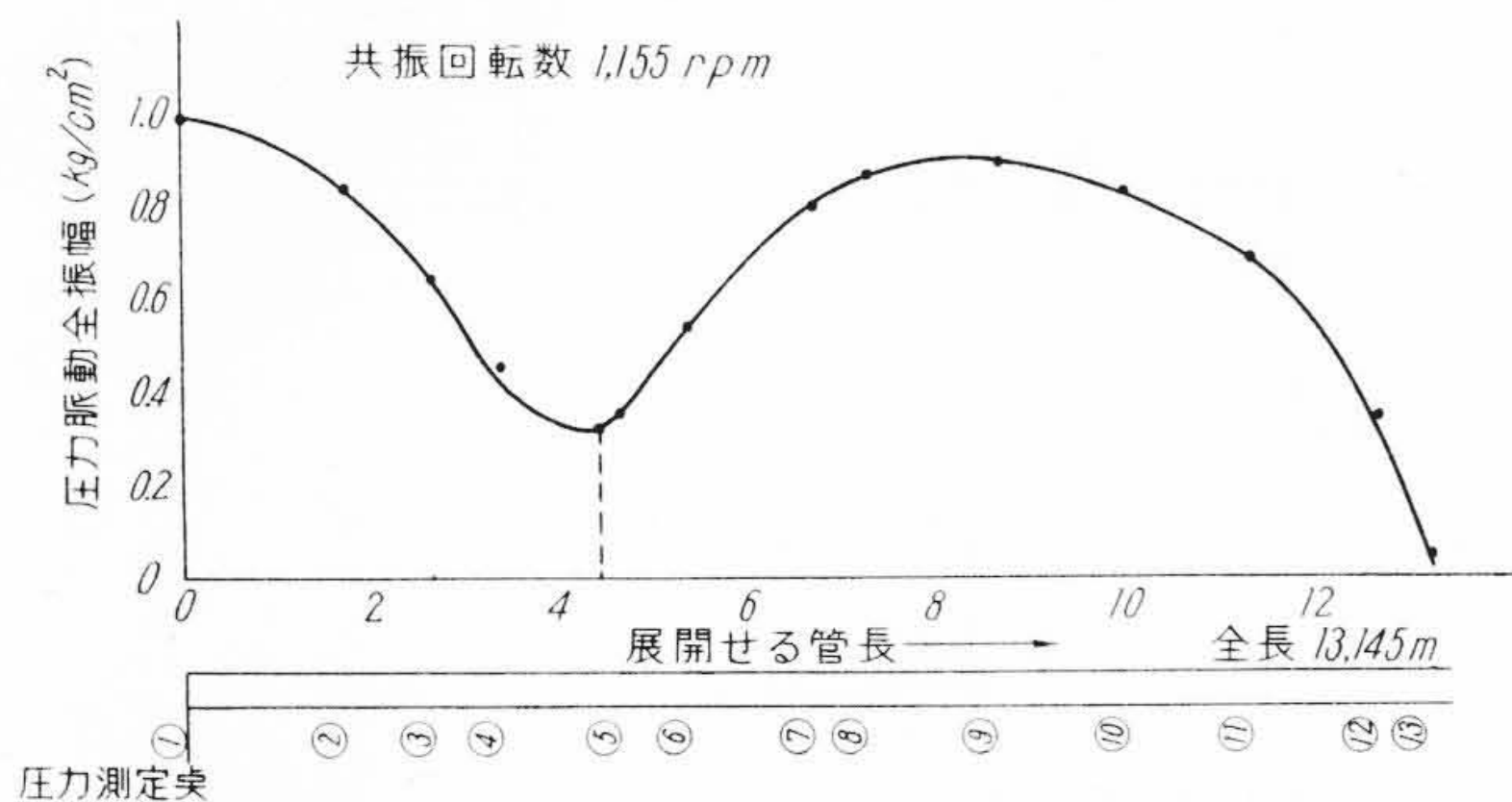
第 3 図 異径管 (1 m) そう入図



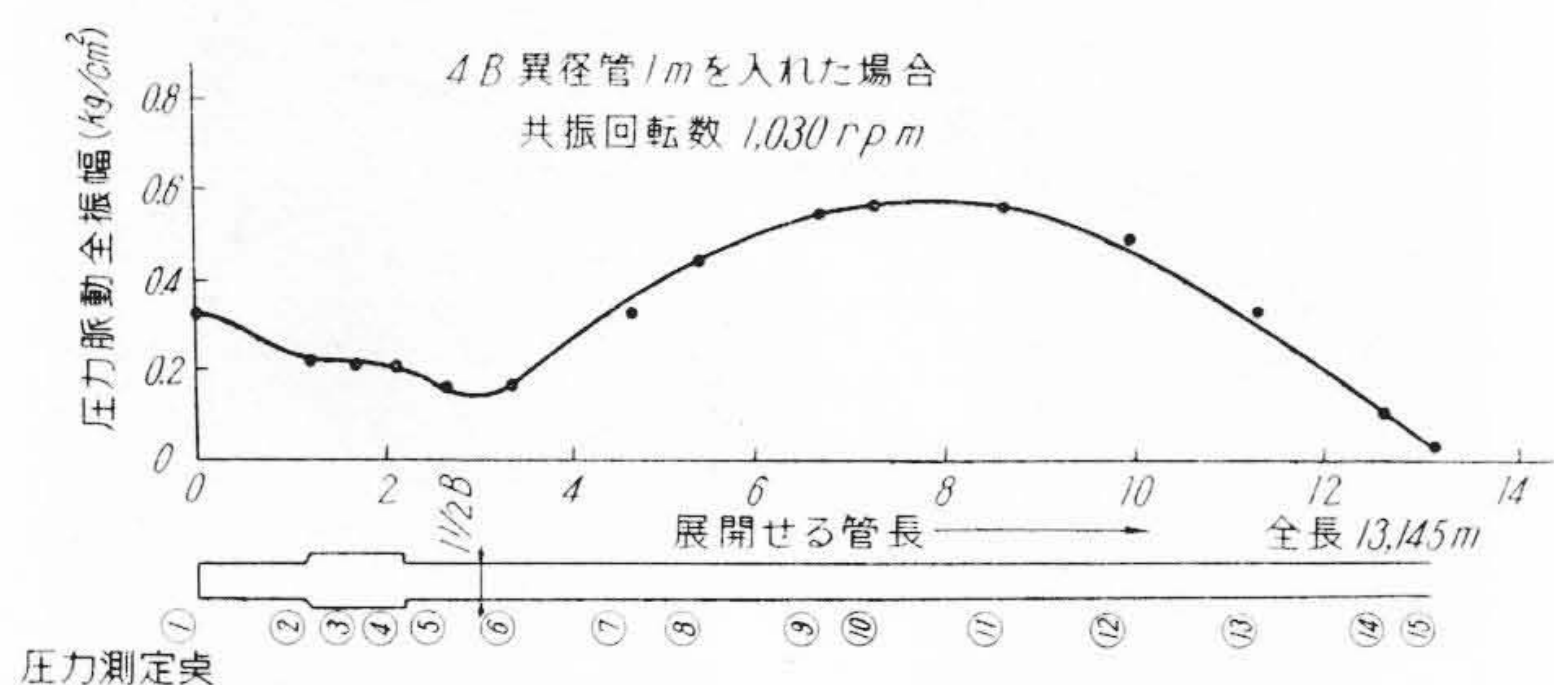
第 4 図 管断面積比と共振回転数

第 1 表 実測の共振回転数 (rpm)

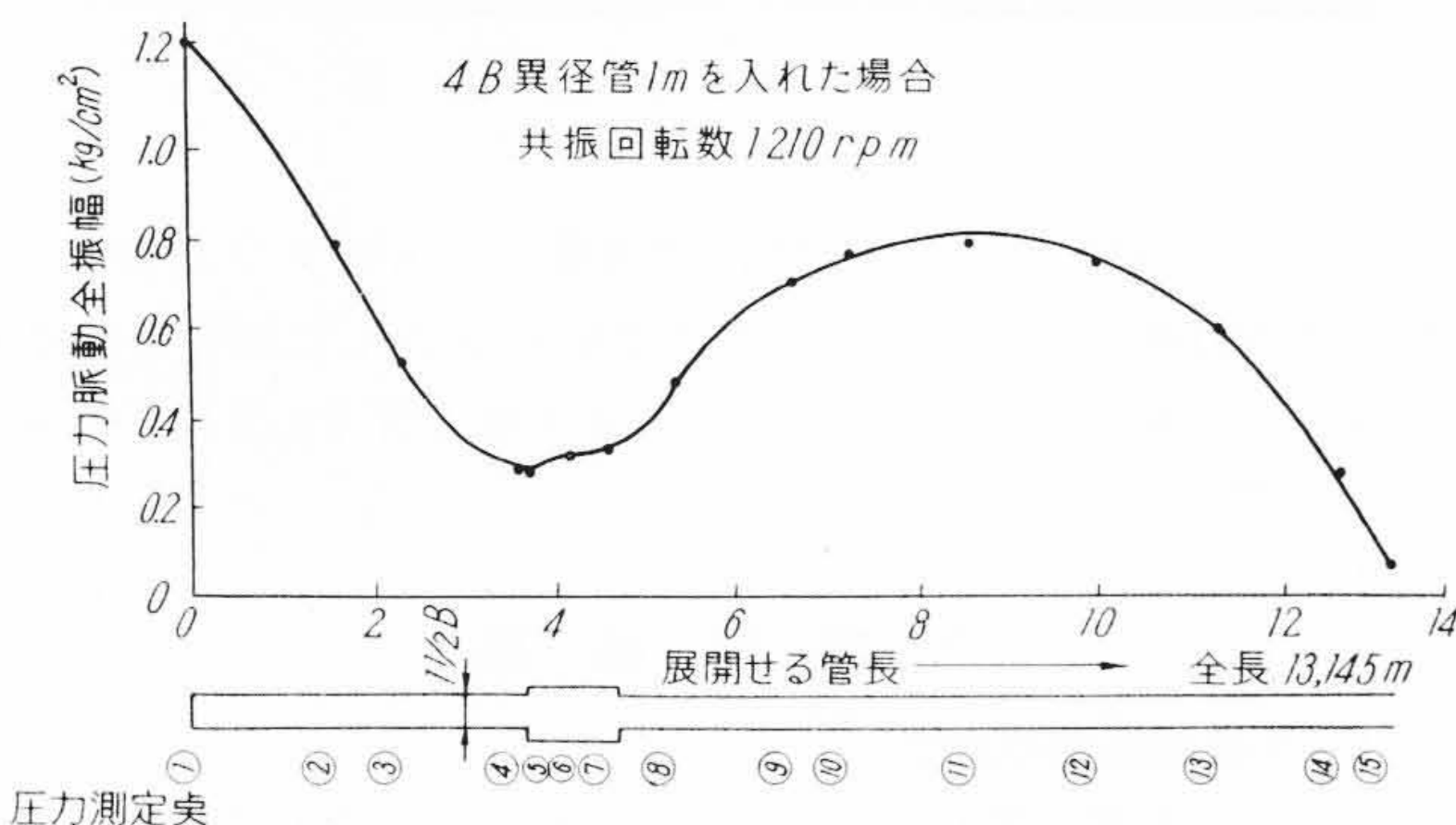
異径管の径 配 管	2 B	3 B	4 B	異径管なし
A	1,110	1,080	1,030	1,155
B	1,170	1,210	1,210	
C	1,135	1,100	1,050	



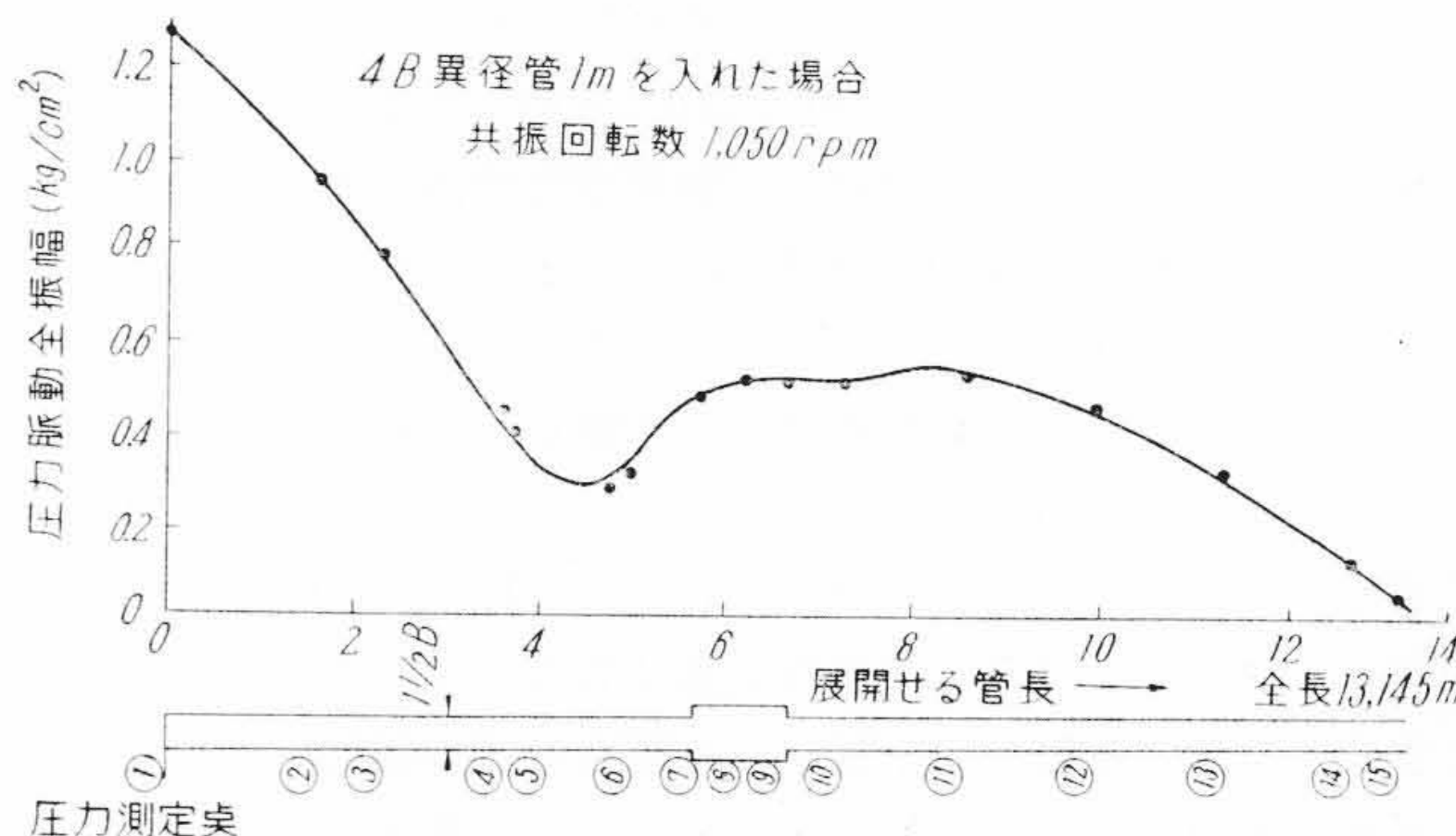
第 5 図 異径管をそう入しない場合の圧力振幅分布図



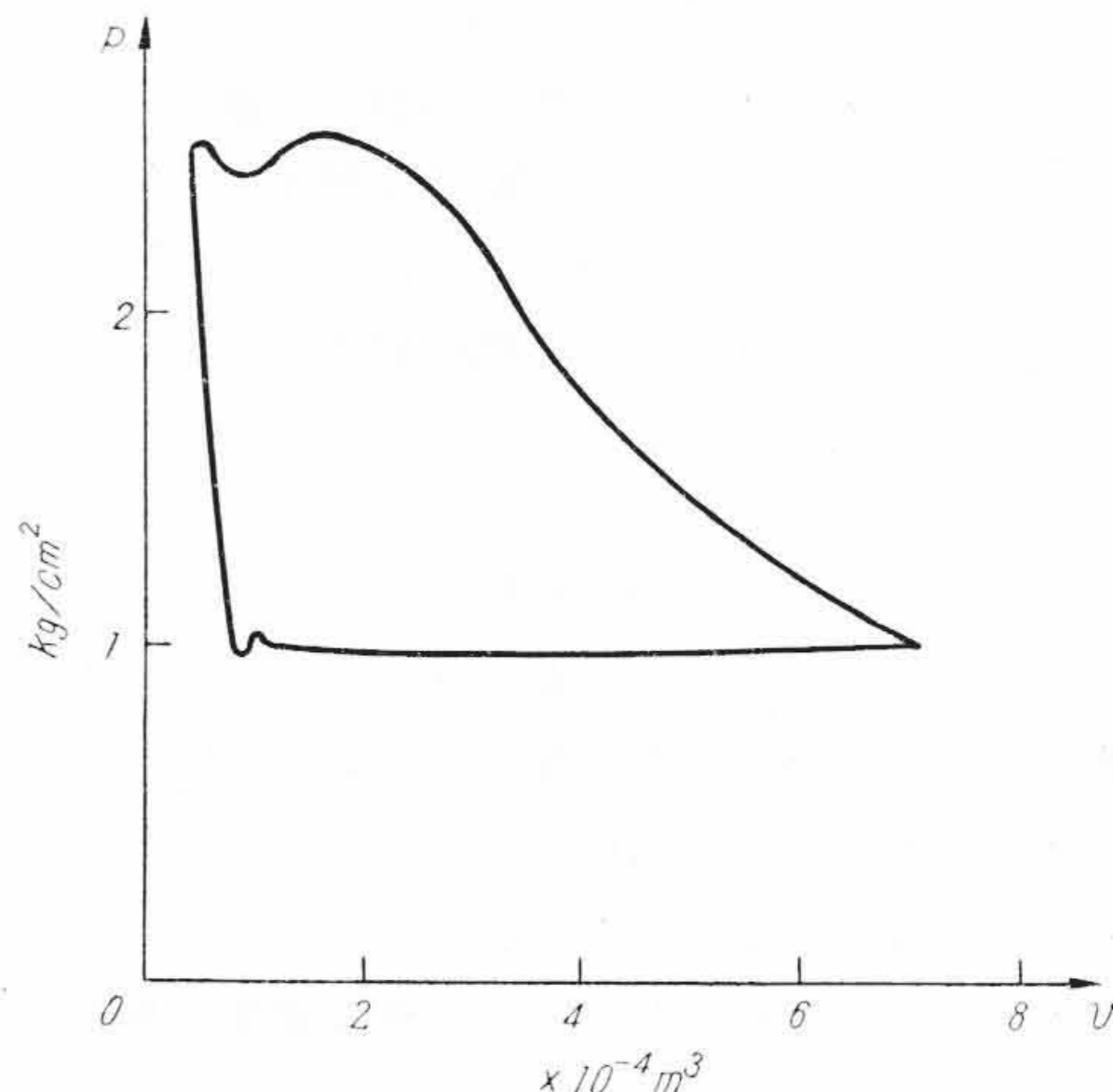
第 6 図 A 配管の圧力振幅分布図



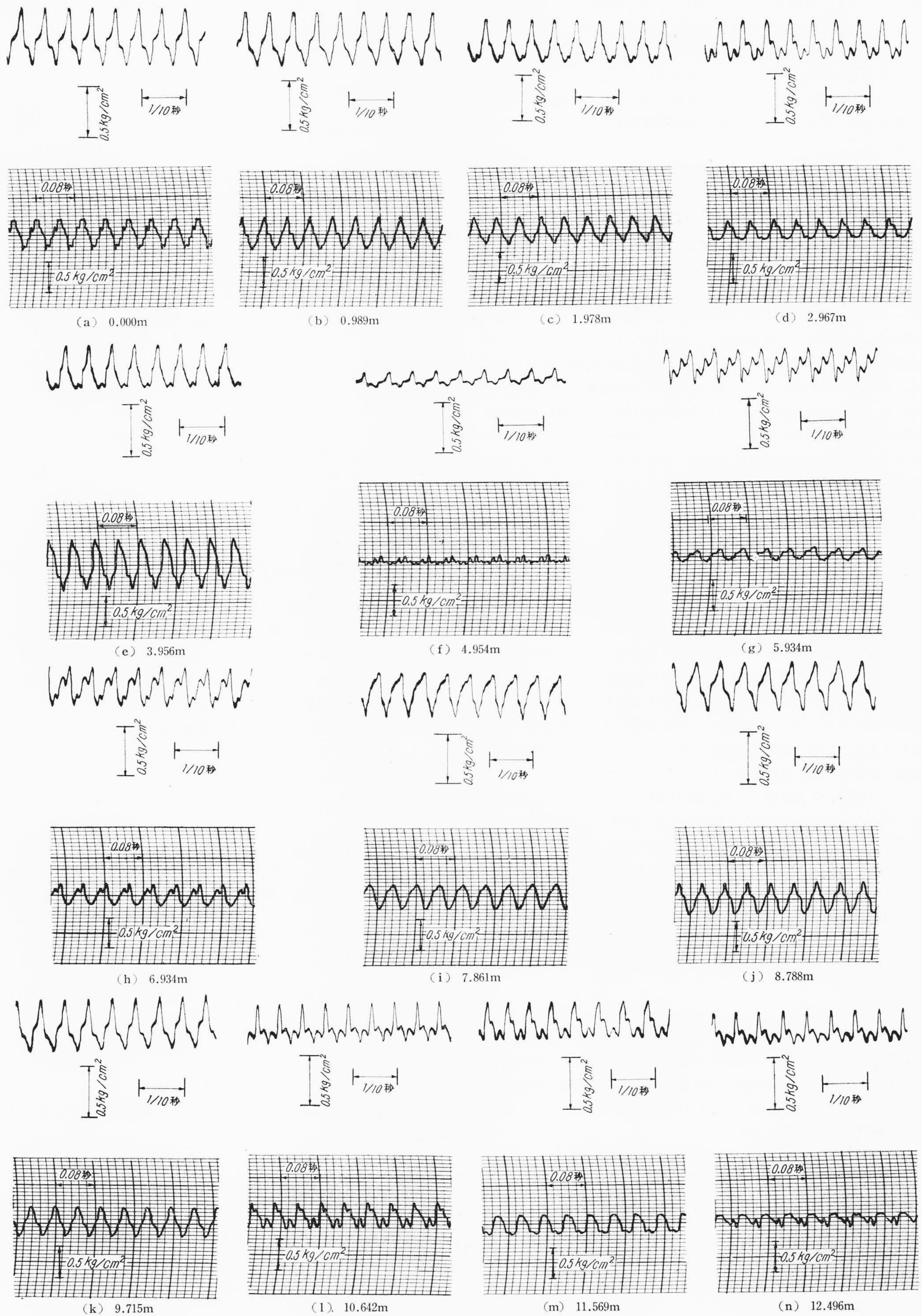
第 7 図 B 配管の圧力振幅分布図



第 8 図 C 配管の圧力振幅分布図



第 9 図 アナコンによる指圧線図



第10図 アナコンによる圧力脈動計算例

致しているが、実験値よりも約 30 rpm 高く表われている。これは
 (1) 圧縮機シリンダの吐出弁を取りはずしピストンで押し引き
 させたので、圧縮機のシリンダ自体が配管系の一部となっている
 ものと思われるが計算ではこれを無視したこと。

(2) 管には圧力ピックアップを取り付けるため十数個の小さい
 管座が設けてあり、これが管内気柱の質量を大きくする役割をす
 ること。

が原因と思われるが(1)が主因であろう。

3.2 共振時における圧力振幅の分布

共振時において管に沿っての圧力振幅の分布を測定した結果の代
 表例として 4 B 異径管の曲線を第 5~8 図に示す。これらの図は横
 軸に圧縮機から各測定点までの管長をとり、縦軸に圧力脈動の全振
 幅をとってある。これらの曲線からわかるように、管内には二次の
 モードの定常波が形成されている。そして異径管をそう入しない
 (第 5 図)を基準にして比較すると、第 6 図の A 配管では吐出室の圧
 力振幅が著しく減じ、管内全域における圧力の振幅も減少してい
 る。しかるに第 7 図においては吐出し室の圧力振幅はむしろ増大し
 ている。最後に第 8 図では吐出し室の脈動は増大し、異径管以後の
 管内圧力振幅は顕著に減少している。これは異径管そう入位置が異
 なれば、圧力脈動の緩衝効果が大きく変化することを意味し、そう
 入位置が悪いとむしろ本管よりも悪くなることさえあることを示し
 ている。

4. アナログ電子計算機による圧力脈動の計算

圧力脈動の計算をアナコンで行なうことに着手し、日立製作所中
 央研究所の協力を得て、本実験の配管系の計算を行なったのでここ
 に記す。

圧縮機に D 配管を取り付けて共振させたとき、シリンダ内圧力変
 化の計算結果を、X-Y 記録計を用いて、X 座標にはシリンダとピス
 トンで囲む体積を Y 座標にはシリンダ内圧力をとって描かせ、これ
 を第 9 図に示す。ただし圧縮比は 2、圧縮機のシリンダ端間げき容
 積比は 5% である。圧縮機の吐出行程において、シリンダ内圧力は
 脈動の影響を受け、吐出圧力よりもかなり高くなっている。

次に D 配管の圧力脈動の計算を第 10 図に示す。写真には配管に
 沿ってほぼ等間隔に 14 個の点の圧力脈動を計算し、記録した値が示
 してある。同時に実験データも並べて載せてある。写真は下側がア
 ナコンによる計算、上側が実験結果である。また写真の下に記入し
 た数値は圧縮機から、管に沿った測定点までの距離を示す。これら
 の写真を比較すればわかるように、波形および脈動振幅はかなりよ
 く一致している。このようにアナコンを使用すれば、複雑な配管系
 の計算や、高次の振動の共振などの計算も容易に行なうことがで
 きる。

5. 理論的考察および図式解法

異径管を含む管系の圧力振幅の分布を考察してみよう。管断面積
 S 、長さ l なる管の入口から x の位置における管内空気の質量流量
 を ξ 、圧力の微小変化を dp とし、これらを複素関数で表わすと摩擦
 のない場合次の式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} dp &= dp' \cos \frac{\omega}{a} (l-x) - j \xi' Z_0 \sin \frac{\omega}{a} (l-x) \\ \xi &= -dp' \frac{j}{Z_0} \sin \frac{\omega}{a} (l-x) + \xi' \cos \frac{\omega}{a} (l-x) \end{aligned} \right\} \dots\dots (1)$$

ここに dp' および ξ' は管の出口端の圧力脈動および流量振幅、 Z_0
 は管の特性インピーダンスと呼ばれるもので、

$$Z_0 = -\frac{a}{s} \dots\dots\dots (2)$$

で表わされる。 a は音速、 ω は強制力 (圧縮機の吐出流量) の角速
 度、 j は $\sqrt{-1}$ である。

$l-x=x'$ とすると (1) 式は

$$\left. \begin{aligned} dp &= dp' \cos \frac{\omega}{a} x' - j \xi' Z_0 \sin \frac{\omega}{a} x' \\ \xi &= -dp' \frac{j}{Z_0} \sin \frac{\omega}{a} x' + \xi' \cos \frac{\omega}{a} x' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

管の出口端のインピーダンスを Z_D とすると

$$Z_D = \frac{dp'}{\xi'} \dots\dots\dots (4)$$

であるからこれを (3) 式に代入して変形すると

$$\left. \begin{aligned} dp &= dp' \left(\cos \frac{\omega}{a} x' - j \frac{Z_0}{Z_D} \sin \frac{\omega}{a} x' \right) \\ \xi &= \xi' \left(-j \frac{Z_D}{Z_0} \sin \frac{\omega}{a} x' + \cos \frac{\omega}{a} x' \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

あるいは

$$\frac{Z_D}{Z_0} = -j \tan \theta_D$$

とおくと

$$\left. \begin{aligned} dp &= \frac{dp'}{\sin \theta_D} \sin \left(\frac{\omega}{a} x' + \theta_D \right) \\ \xi &= \frac{\xi'}{\cos \theta_D} \cos \left(\frac{\omega}{a} x' + \theta_D \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

インピーダンス Z は

$$Z = \frac{dp}{\xi} = Z_0 \tan \left(\frac{\omega}{a} x' + \theta_D \right)$$

$\frac{\omega}{a} x' + \theta_D$ は音響理論で位置角といっている。

(6) 式の関係を使って第 11 図の管に沿っての圧力振幅を次のよ
 うにして求めることができる。ただし配管の出口端は大きい吐出タ
 ンクに結合されており、 $dp_4=0$ とみなす。したがって管端のインピ
 ーダンス $Z_D=0$ 、位置角 $\theta_D=0$ であるとする。

管 CD 内の任意の点の圧力脈動振幅は (6) 式から

$$\begin{aligned} dp &= \lim_{\theta_D \rightarrow 0} \frac{dp_4}{\sin \theta_D} \sin \left(\frac{\omega}{a} x_3 + \theta_D \right) \\ &= -j Z_{01} \xi_4 \sin \frac{\omega}{a} x_3 \\ &= j \frac{a \xi_4}{s_1} \sin \frac{\omega}{a} x_3 \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

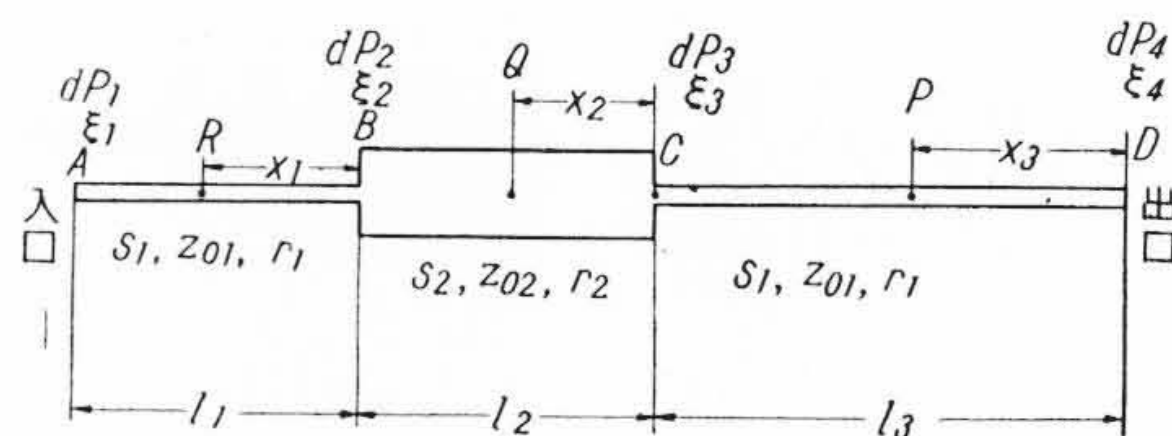
上式の $Z_{01} = -a/s_1$ は管 CD の特性インピーダンスである。同様に
 して

$$\xi = \xi_4 \cos \frac{\omega}{a} x_3 \dots\dots\dots (8)$$

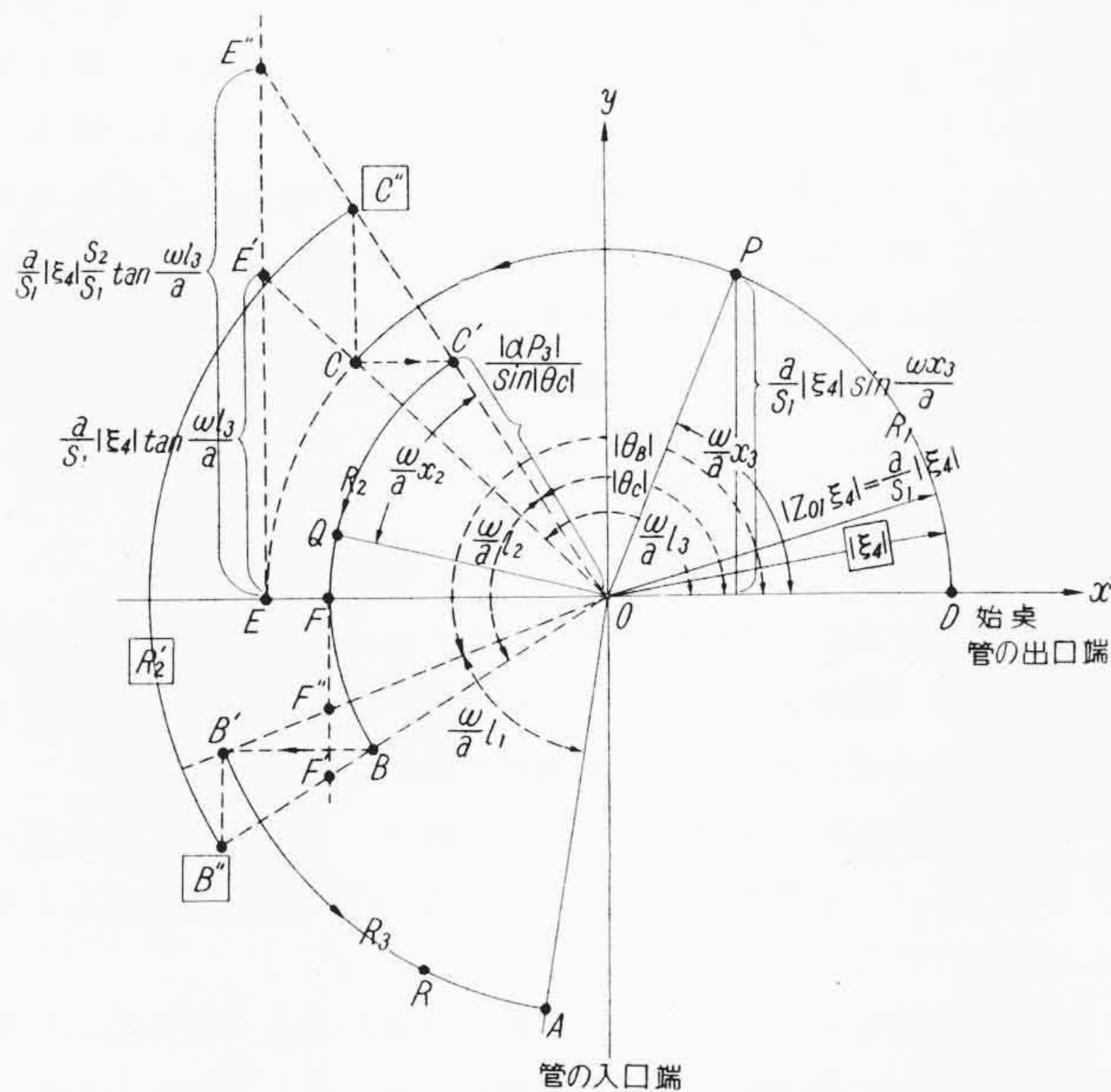
振幅をみるために (7)、(8) 式から係数の絶対値をとって示せば

$$\left. \begin{aligned} |dp| &= \frac{a}{s_1} |\xi_4| \sin \frac{\omega}{a} x_3 \\ |\xi| &= |\xi_4| \cos \frac{\omega}{a} x_3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

次に異径管 BC の圧力振幅を求める。まず点 C のインピーダンス
 Z_C は (7)、(8) 式に $x_3=l_3$ とおいて



第 11 図 異 径 管 そ う 入 図



(□内の図解は流動振幅の解法を示す)

第12図 位置角による圧力分布の図式解法

$$Z_C = \frac{dp_3}{\xi_3} = j \frac{a}{s_1} \tan \frac{\omega}{a} l_3$$

次に異径管 BC に属する点 C の位置角は (6) 式から、異径管の特性インピーダンスを $Z_{02} = -a/s_2$ とすると

$$\theta_C = \tan^{-1} \frac{Z_C}{-jZ_{02}} = \tan^{-1} \left\{ \frac{s_2}{s_1} \tan \frac{\omega}{a} l_3 \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

よって管 BC 内の任意の点 Q の圧力および流量振幅は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} |dp| &= \frac{|dp_3|}{\sin \theta_C} \sin \left(\frac{\omega}{a} x_2 + \theta_C \right) \\ |\xi| &= \frac{|\xi_3|}{\cos \theta_C} \cos \left(\frac{\omega}{a} x_2 + \theta_C \right) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

最後に管 AB 内の圧力振幅を求める。まず点 B におけるインピーダンス Z_B は

$$\begin{aligned} Z_B &= \frac{dp_2}{\xi_2} = Z_C \cot \theta_C \tan \left(\frac{\omega}{a} l_2 + \theta_C \right) \\ &= j \frac{a}{s_2} \tan \left(\frac{\omega}{a} l_2 + \theta_C \right) \end{aligned}$$

次に管 AB に属する点 B の位置角 θ_B は

$$\theta_B = \tan^{-1} \frac{Z_B}{-jZ_{01}} = \tan^{-1} \left\{ \frac{s_1}{s_2} \tan \left(\frac{\omega}{a} l_2 + \theta_C \right) \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

よって AB 間の任意の点 R の圧力および流量振幅は次式で与えられる。

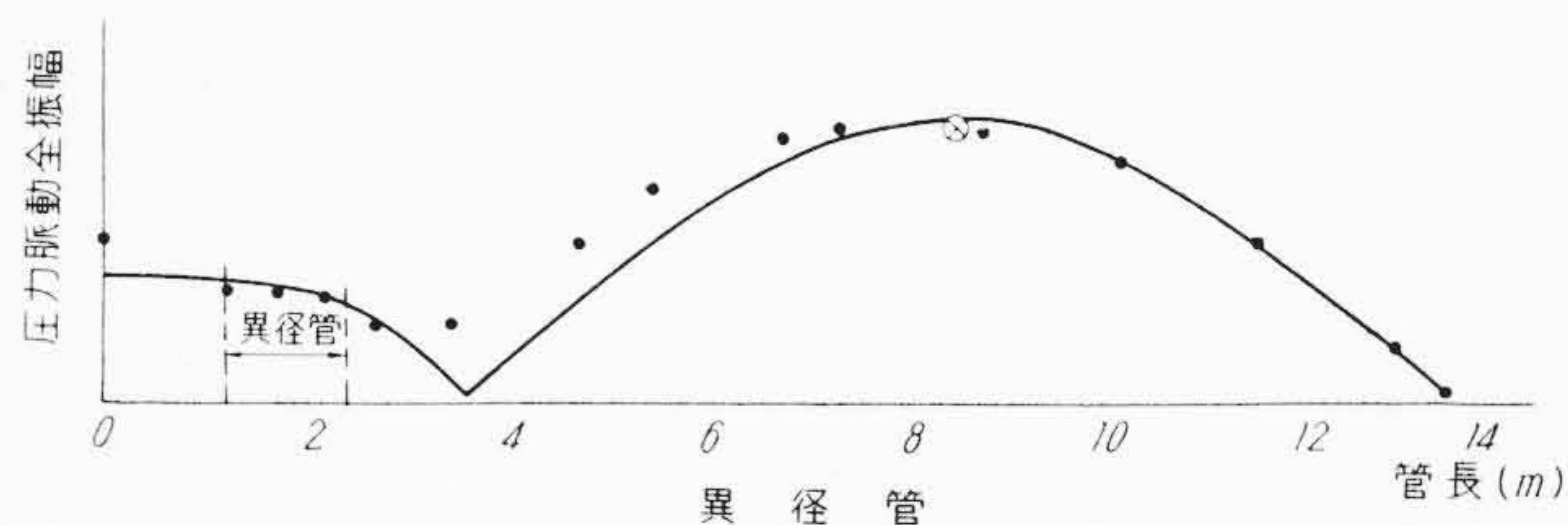
$$\left. \begin{aligned} |dp| &= \frac{|dp_2|}{\sin \theta_B} \sin \left(\frac{\omega}{a} x_1 + \theta_B \right) \\ |\xi| &= \frac{|\xi_2|}{\cos \theta_B} \cos \left(\frac{\omega}{a} x_1 + \theta_B \right) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (13)$$

さらに入口端の dp_1 , ξ_1 は上式の x_1 を l_1 とおいて求められる。

吐出管が共振するのは dp_1 が最大になるときであり、(13)式から

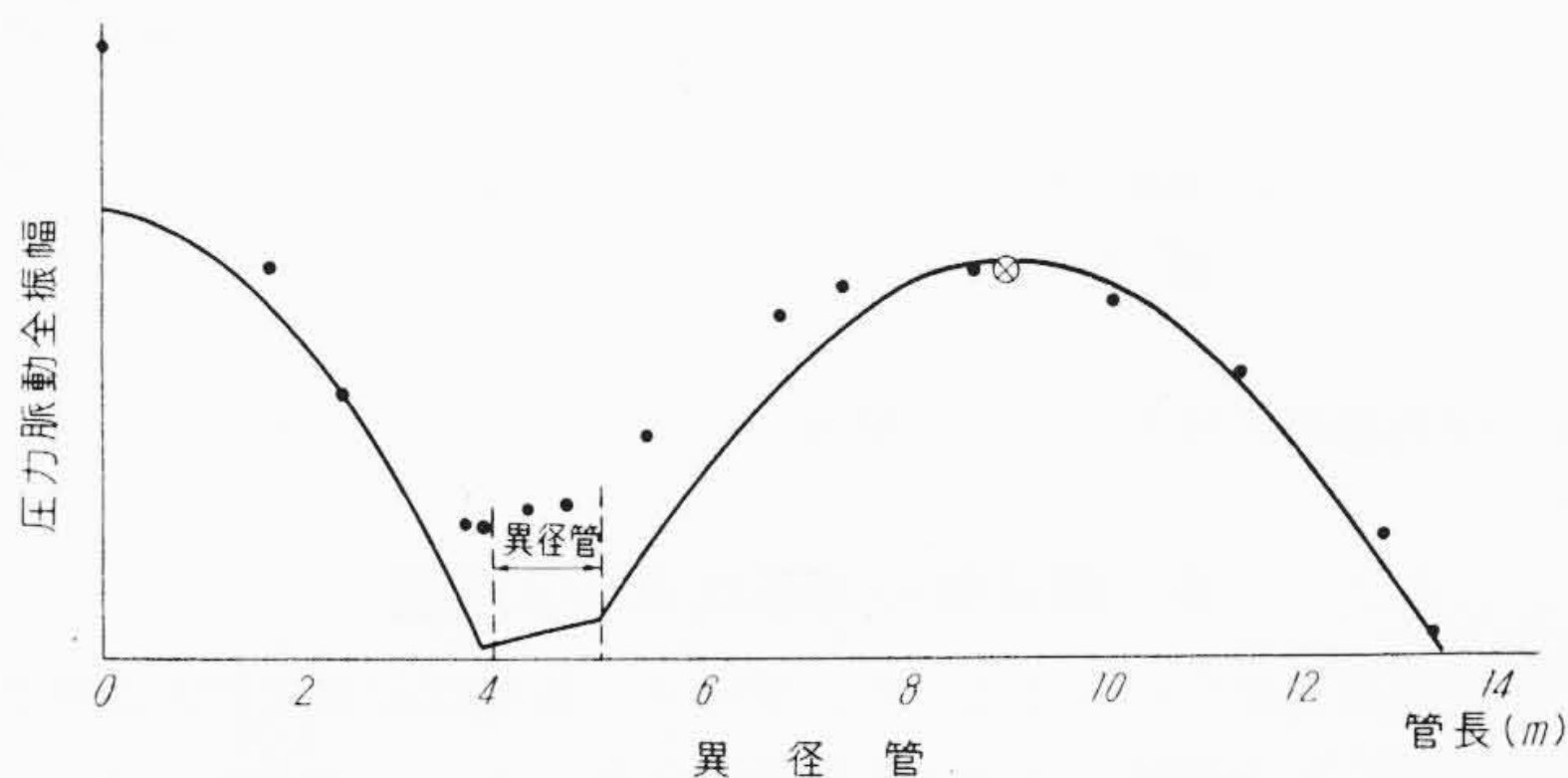
$$\begin{aligned} \tan^{-1} \left\{ \frac{s_1}{s_2} \tan \frac{\omega}{a} l_1 \right\} + \frac{\omega}{a} l_2 + \tan^{-1} \left\{ \frac{s_2}{s_1} \tan \frac{\omega}{a} l_3 \right\} \\ = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2}, \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

がその条件である。本実験では二次のモードの共振が現われている



A 配管, 4 B 異径管そう入, •印は実験値を示す

第13図 圧力振幅分布計算例



B 配管, 4 B 異径管そう入, •印は実験値を示す

第14図 圧力振幅分布計算例

ので上式の右边が $\frac{3}{2}\pi$ のときである。

上記(9), (11)および(13)式の計算を図上で行なう方法を考案したので以下これを説明する (第12図参照)。

まず $\frac{a}{s_1} |\xi_4|$ を半径とする円を描き、この円上の始点 D から角 $\frac{\omega}{a} x_3$ だけ進んだ点 P をとれば、その y 座標 $\frac{a}{s_1} |\xi_4| \sin \frac{\omega}{a} x_3$ は (9) 式の $|dp|$ になる。また点 D から角 $\frac{\omega}{a} l_3$ だけ進んだ点 C の y 座標は $|dp_3|$ である。

OC の延長と点 E に立てた接線との交点を E' とすると、 $EE' = \frac{a}{s_1} |\xi_4| \tan \frac{\omega}{a} l_3$ である。この接線上に、 $EE' = \left(\frac{s_2}{s_1} \right) EE'$ なる点 E'' をとると、 $EE'' = \frac{a}{s_1} |\xi_4| \frac{s_2}{s_1} \tan \frac{\omega}{a} l_3$ となるから、 $\angle DOE''$ は (10) 式の θ_C になる。C から水平線を引き、OE'' との交点を C' とすると、 $OC' \sin \theta_C = OC \sin \frac{\omega}{a} l_3 = |dp_3|$ が成立するので、 $OC' = \frac{|dp_3|}{\sin \theta_C}$ になり点 C' は異径管に属する点 C に相当する。

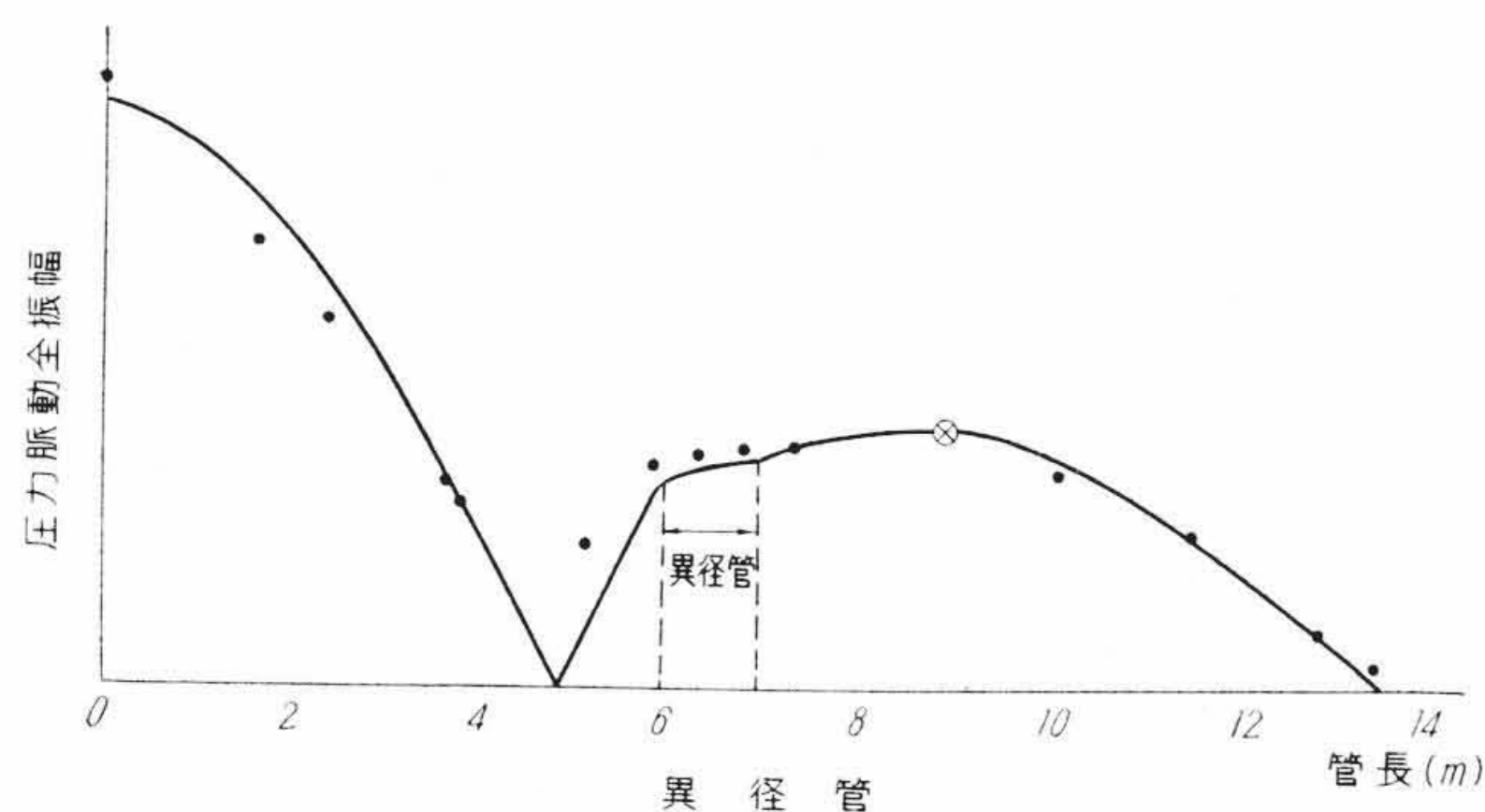
OC' を半径とする円 R_2 上に角 $\frac{\omega}{a} x_2$ だけ進んだ点 Q をとれば、その y 座標は

$$\begin{aligned} OC' \sin \left(\frac{\omega}{a} x_2 + \angle DOE'' \right) \\ = \frac{|dp_3|}{\sin \theta_C} \sin \left(\frac{\omega}{a} x_2 + \theta_C \right) \end{aligned}$$

となり、これは (11) 式の $|dp|$ を与える。また角 $\frac{\omega}{a} l_2$ だけ進んだ点 B の y 座標、 $OC' \sin \left(\frac{\omega}{a} l_2 + \theta_C \right)$ は $|dp_2|$ を与える。以下管 AB に対しても、同様な手順により、図中矢印を付した作図により点 B', R_3 を経て A に至れば、円 R_3 が管 AB 内の圧力振幅を示す。かくして描いた円 R_1, R_2, R_3 の y 座標は全管系の圧力振幅を与えるから、この図式解法を用いることにより脈動の大きい部分を容易に知ることができる。なお管系が共振する場合には、図の終点 (第12図の点 A) は y 軸上にくる。

他方流量振幅についても同様な方法で図式的に解くことができる。図の □ で囲んだ記号が流量振幅の解を示している。

さて上記の図式解法を用いて本実験の第5~8図の 4 B 異径管をそう入した配管 A, B, C の場合を計算すると圧力振幅の分布は第13, 14図および第15図のようになった。図中には前出の実験値も記入してある。両者の比較をするために、図中の⊗印の点における計算の圧力振幅を実験の圧力振幅に一致させて描いてある。両者の圧力分布はきわめてよく一致している。それゆえ本図式計算によ



C 配管, 4 B 異径管そう入, •印は実験値を示す
第 15 図 圧力振幅分布計算例

り、圧力振幅の分布を十分な精度で予知することができる。

6. 異径管の適正なそう入位置

前章の各式からわかるように、管内圧力振幅は位置 x の正弦関数であるから圧力振幅の大小は正弦項の係数の大小で決まる。よって異径管の前後の圧力振幅の増減を調べるためには、この係数の比をとればよい。

第 11 図の管 AB と管 CD の係数の比は、式 (9) と式 (13) により

$$\begin{aligned} \frac{\frac{|dp_2|}{\sin \theta_B}}{\frac{a|\xi_4|}{s_1}} &= \frac{\frac{|dp_3|}{\sin \theta_C}}{\frac{a|\xi_4|}{s_1}} \cdot \frac{\sin \theta_B}{\sin \theta_C} \\ &= \sqrt{\left(\frac{s_1}{s_2}\right)^2 \cos^2 \frac{\omega}{a} l_3 + \sin^2 \frac{\omega}{a} l_3} \\ &\quad \times \sqrt{\left(\frac{s_2}{s_1}\right)^2 \cos^2 \left(\frac{\omega}{a} l_2 + \theta_c\right) + \sin^2 \left(\frac{\omega}{a} l_2 + \theta_c\right)} \\ &\quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

異径管を出たあとの緩衝効果を最大にするには、(15) 式を最大にするのがよい。本実験では異径管が元管に比べ太いので $s_2/s_1 > 1$ 、よっ

て、まず (15) 式右辺の第 1 項を $\frac{\omega}{a} l_3 = 0, \pi, 2\pi, \dots\dots$ 、第 2 項を $\frac{\omega}{a} l_2 + \theta_c = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, \dots\dots$ に選んで最大にすればよい。異径管の長さはできるだけ短くしたいから、 $\frac{\omega}{a} l_2 = \frac{\pi}{2}$ 、あるいは $l_2 = \frac{\pi}{2} \frac{a}{\omega} = \frac{\lambda}{4}$ が最適な長さである。ただし λ は波長。これを具体的にいえば、開放端から $1/2$ 波長の整数倍の位置に長さが $1/4$ 波長の異径管の末端をおくようにそう入するのがよい。このようにそう入したときの管 CD 内の最大圧力振幅は管 AB 内のその s_1/s_2 倍に減少する。

7. 結 言

圧縮機の配管系の圧力脈動を研究するために、一様な管の間に直径の異なる管（異径管）をそう入した場合の管系の固有振動数および脈動の緩衝効果を調べこれを理論的に解析した。その結果

(1) 共振回転数は異径管の大きさ、長さ、およびそう入位置が与えられれば、音響理論式 (14) によってかなり正確に計算しうるということが知られた。

(2) 異径管をそう入して共振を起こさせた場合、管に沿った圧力振幅の分布は異径管のそう入位置によって著しく変化した、これは理論的にも説明することができた。そして異径管を出たあとの圧力振幅を最小にするには開放端から $m/2\lambda$ の位置に $1/4\lambda$ の異径管の末端がくるようにおくのがよい。逆に圧縮機吐出口の圧力脈動振幅を最小にするには、開方端から $(2m+1)/4\lambda$ の位置に長さが $1/4\lambda$ の異径管の末端がくるようにそう入するのがよいことが明らかになった。

(3) 上記の異径管をそう入したときの圧力脈動の分布を簡単な図式計算によって求める方法を示した。

終わりに本研究の各種の実験および計算に協力された、日立製作所川崎工場、三橋、鈴木両君に対し深甚の謝意を表する。

参 考 文 献

(1) 藤井：機械学会誌，52-363 (1949-3)

Vol. 22

日 立 造 船 技 報

No. 3

- 超大形油送船の横強度に関する研究 (第 2 報, 実験結果の解析)
 - プロペラ後流の速度場について (第 2 報)
 - 機械室用通風機の騒音について
 - YND 鋼の工作および溶接に関する研究
 - 放電加工改良の基礎的研究 (II)
- 加工作用の検討(その 2)——

- 鋼板の常温曲線加工に対するショットプラスト加工の影響について
- 外径研削時間算定基準の研究
- ドリル穴あけ上の諸問題について
- 重荷重、極低速摩擦条件下における潤滑について
- 若戸大橋塔柱架設工事概要報告

日立造船株式会社技術研究所
大阪市此花区桜島北之町