

ポンプ場の低騒音化計画

——配管系伝搬音(水圧脈動)の低減——

Noise Reduction of the Pumping Plant

——Reduction of the Noise(Pressure Pulsation)in the Pump Pipeline——

ポンプ設備の騒音の一つとして、ポンプより発生する水圧脈動が配管を伝わり外部に出る音があり、低騒音機場の計画に当たっては、この水圧脈動の予測や低減対策の検討を行なう必要がある。

本稿はこのための脈動計算プログラムを紹介し、次に幾つかの低減法についての実験結果、及び上記プログラムによる計算結果を述べた。計算値は実験結果とよく一致し、計算による検討が十分可能であることが分かった。

須藤純男* Sudô Sumio

山田 栄** Yamada Sakae

近藤正道* Kondô Masamichi

1 緒 言

ポンプ場が住宅地域に設置される場合、「騒音規制法」の適用を受け、敷地境界線にて40～45dB(A)の騒音レベル以下とすることを要求される場合が出てきている。このような厳しい騒音規制を満足するためには、建屋を含め各騒音伝搬経路について、防音計画を行なう必要がある。その一つとして、ポンプより発生する水圧脈動が配管(水中)を伝わり、外部に出る騒音の低減は重要課題の一つである。

この騒音は比較的低周波であるためしゃ音が難しく、配管系を伝わる水圧脈動そのものを低い値に抑える必要がある。

低騒音機場の計画に当たっては、この水圧脈動の大きさや分布を予測したり、低減対策法を検討する必要があるが、本稿はこのための計算法及び実験結果について述べる。

2 ポンプ場の騒音と水圧脈動

2.1 ポンプの発生する騒音

ポンプは種々の流体的及び機械的原因により騒音^{1),2)}を発生するが、それらの中で代表的なものとして羽根車とケーシングとの干渉による騒音(羽根通過音)がある。これは羽根の後縁がポリュートケーシングの巻き始め部を通過するたびに

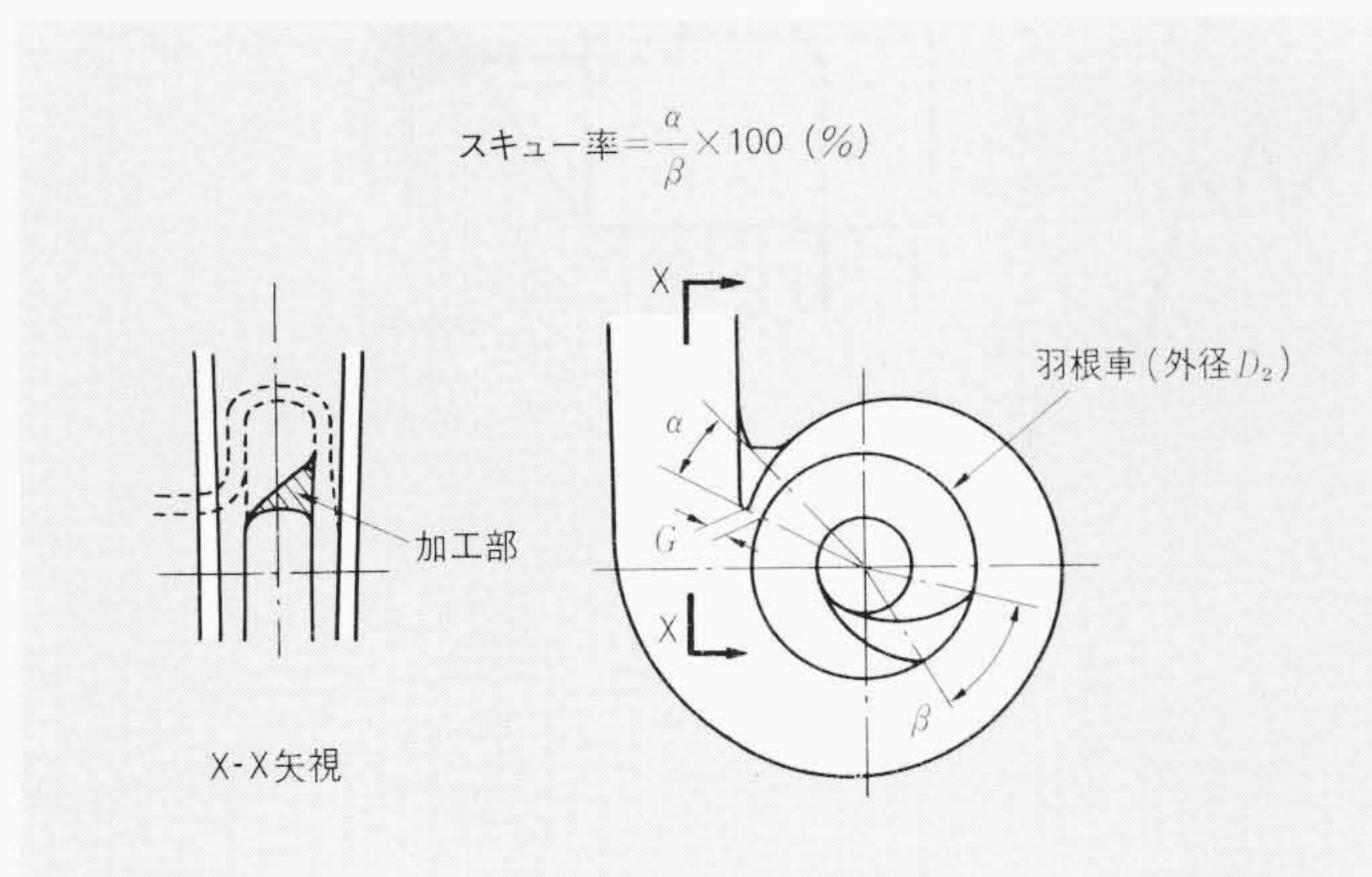


図1 ポリュート巻き始め部と羽根車 ポリュート巻き始め部と羽根後縁との間隙G及びスキュー率の説明図を示す。

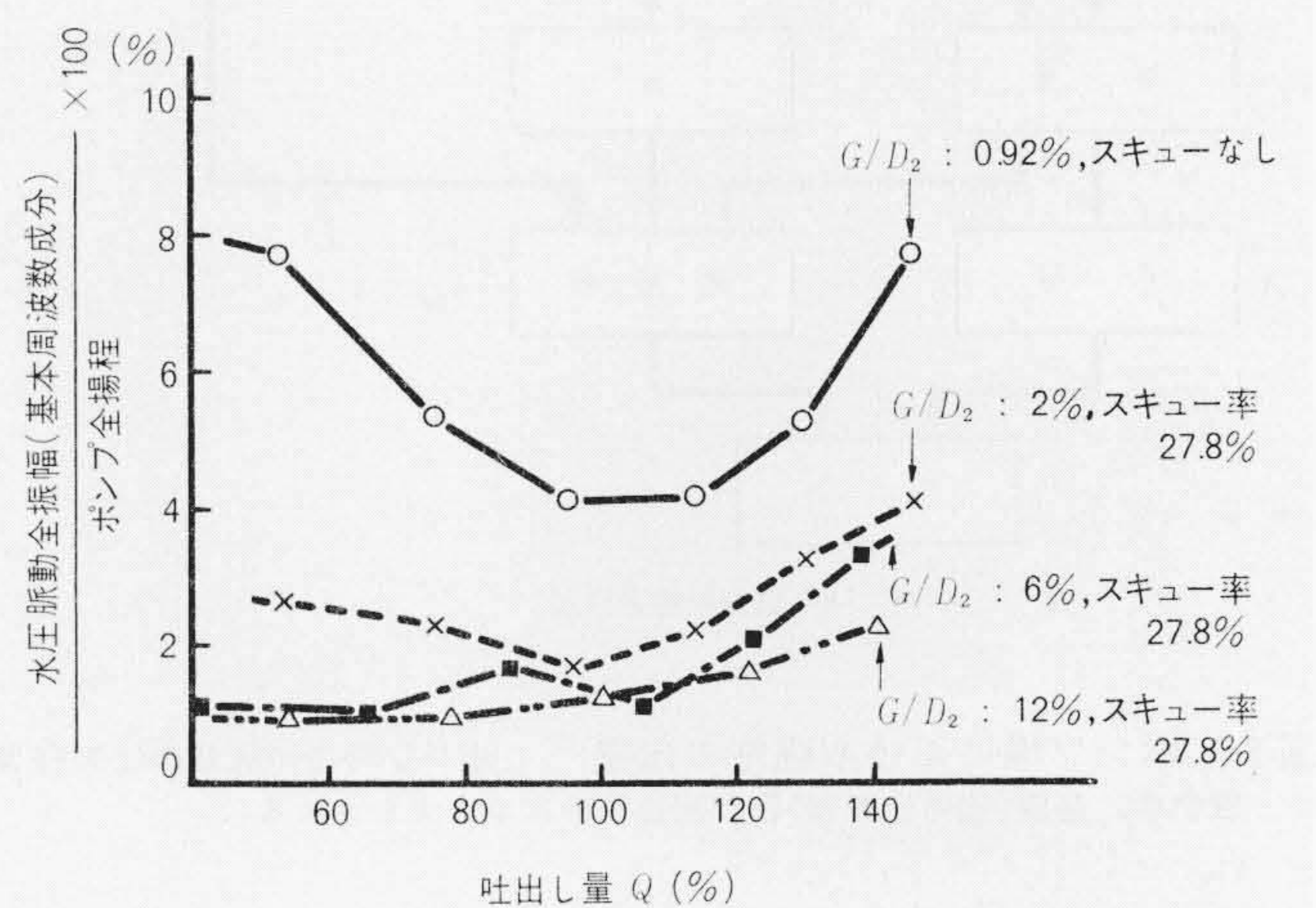


図2 ポリュート巻き始め部形状及び羽根後縁との間隙の影響
G/D₂を大きくし、スキューを付けることにより発生する水圧脈動は大幅に低下する。

水圧変動(脈動)を生ずることによるもので、この水圧脈動は吐出し配管を伝わるため、ポンプだけでなく吐出し配管各所より騒音を放射する。

この水圧脈動の基本周波数 f (Hz) は、

$$f = \frac{Z \times N}{60} \quad \text{.....(1)}$$

ここに、 Z : 羽根車の羽根数

N : 回転速度 (rpm)

となる。

この干渉音を減少させるためには、ポリュート巻き始め部と羽根後縁との距離を大きくすること、羽根後縁あるいはポリュート巻き始め部を斜めにし、後流が同時に巻き始め部を横切らないようにする(スキューを付ける)などの方法がある(図1)。

図2にはこれらの影響を調べた結果の一例を示すが、影響が大きいことが分かる。

* 日立製作所土浦工場 ** 日立製作所土浦工場 工学博士

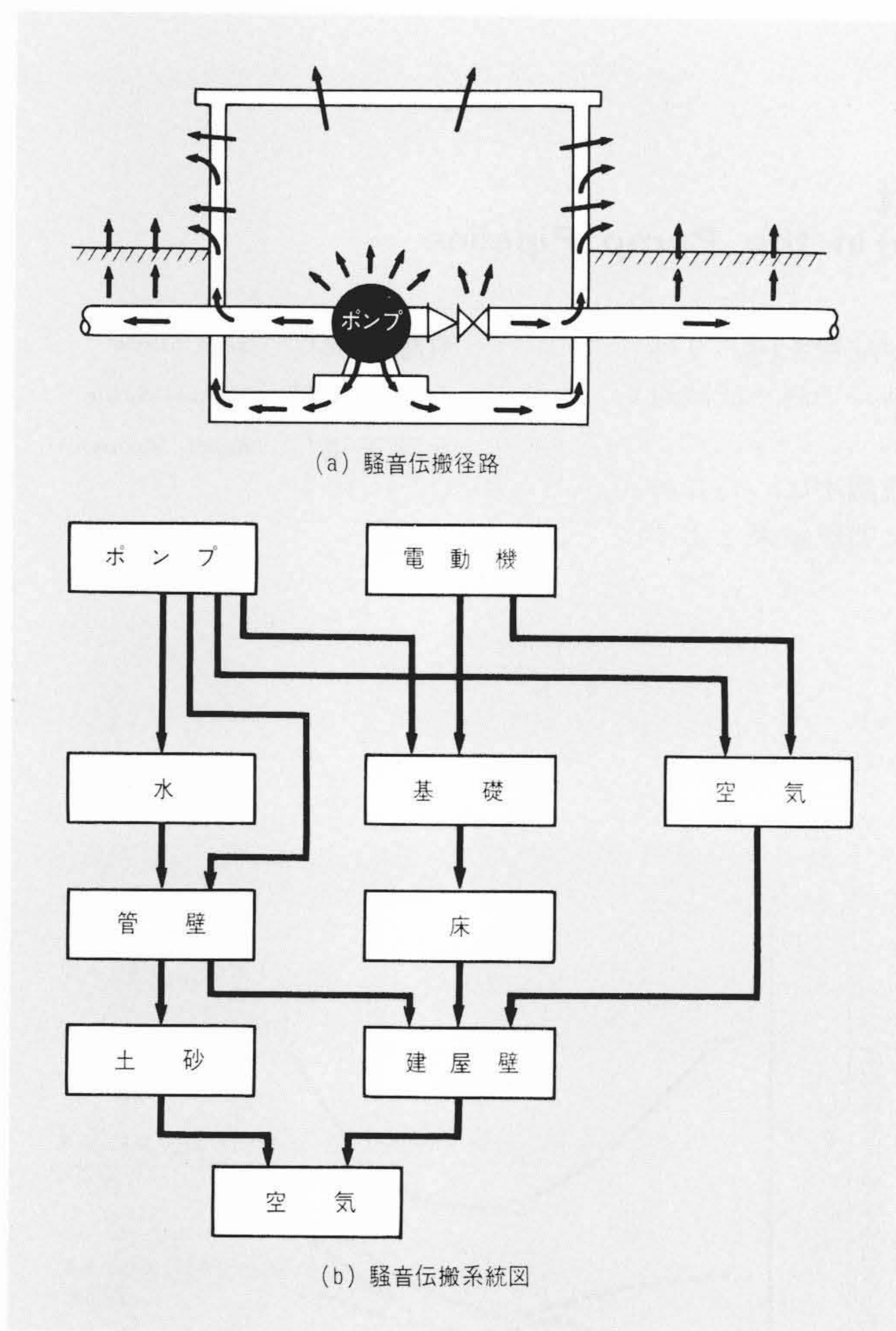


図3 ポンプ場における騒音の伝搬 ポンプ場での騒音の伝搬経路は、空気中、基礎(固体伝搬音)及び配管系の三つに大別される。

2.2 配管系の伝搬音

図3には代表的なポンプ場での騒音の伝搬経路を示す。経路は、空気中、基礎(固体伝搬音)及び配管系の三つに大別されるが、本稿はこれらの中で配管系を伝わる音について述べる。

さてこの音は、管壁を伝わる固体伝搬音と管内の水を水圧脈動の形で伝搬する音とに分けられる。

図4は口径65mmのガス管にポンプで水を流し、無響音室内で管の回りの音圧レベルを測定した結果を示したものであるが、ゴムパイプ挿入により管壁を伝わる音をしゃ音した結果、高周波領域でのレベルが大幅に低下している。しかし、羽根通過音を含む低周波領域では音圧レベルの低下は見られず、これらの音は主として水中を伝搬していることが分かる。したがって、羽根通過音のような低周波音に対しては水圧脈動をしゃ断する必要がある。

図5は某ポンプ場の場外の吐出し配管部において、音圧レベル及び管壁の振動加速度を測定した結果を示すものであるが、羽根通過音の周波数成分が支配的である。同図はポンプ設備の低騒音化に対し、配管系の水圧脈動の低減が重要課題の一つであることを示している。

3 水圧脈動の計算プログラム

配管系の水圧脈動を低減するには、

- (1) ポンプより発生する脈動を低減する。
 - (2) 水圧脈動を伝えにくい配管系を設計する(具体的には共鳴を避けること、反射や干渉などを利用し脈動を低減すること)。
- の2点を考慮する必要がある。このうち(2)の検討には配管系の計画段階であらかじめ水圧脈動が計算できれば便利である。この要求に応ずるため、ポンプ配管系の水圧脈動計算プログラムを作成したので次に報告する。

遠心ポンプの羽根車で発生する微小振幅の脈動は、羽根車

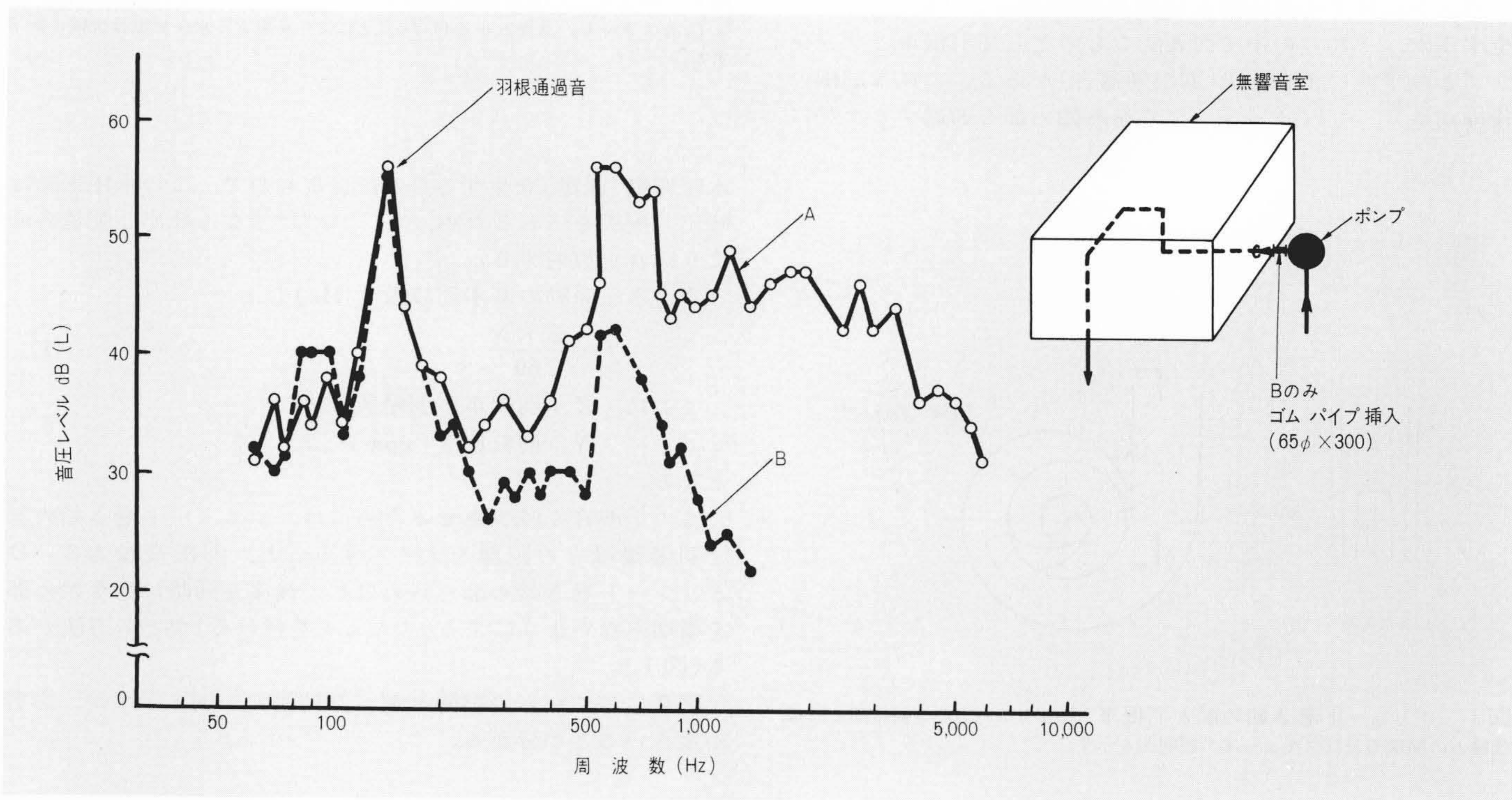


図4 配管伝搬音のゴムパイプによる変化 ゴムパイプ挿入により、高周波数領域の音圧レベルは大幅に低下している。しかし、羽根通過音を含む低周波音は低下しない。

回転速度と羽根車羽根枚数との積に等しい周波数を持ち、これが配管の中へ伝わっていく。管内に微小振幅の脈動がある場合、この脈動の伝搬は水中を伝わる音波の式と同じに扱ってよいとされているので、一次元の音響理論式を適用して計算する³⁾。配管の一断面では水の分子は一樣の速度で運動しているとし、便宜上、速度に配管断面積と水の密度を乗じて質量流量 u を用いて表わし、流量に比例した抵抗を受けるものとして運動の式をたてると、

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -S \frac{\partial P}{\partial x} - Ru \quad \dots\dots\dots(2)$$

となる。ただし、 P は圧力脈動、 R は抵抗の係数、 S は管の断面積、 t は時間、 x は配管の軸に沿ってとった長さである。

他方連続の式として、

$$S \frac{\partial P}{\partial t} = -a^2 \frac{\partial u}{\partial x} \quad \dots\dots\dots(3)$$

が成り立つ。ただし、 a は水中の音速である。

上の二つの式を解くに当たり、一樣な断面の長さ l の配管の要素を考え、管の入口と出口の圧力と流量をそれぞれ P_1 , u_1 , P_2 , u_2 として(図6)、それぞれの間の関係を求めると、次式のようにになる。ここに、 ω は脈動の角周波数である。

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{S}{a\sqrt{1-\frac{R}{\omega j}}} j \frac{\cos kl}{\sin kl} & \frac{S}{a\sqrt{1-\frac{R}{\omega j}}} j \frac{1}{\sin kl} \\ \frac{S}{a\sqrt{1-\frac{R}{\omega j}}} j \frac{1}{\sin kl} & -\frac{S}{a\sqrt{1-\frac{R}{\omega j}}} j \frac{\cos kl}{\sin kl} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} \quad \dots\dots(4)$$

$$\text{ただし、} \quad k = \frac{\omega}{a} \sqrt{1 - \frac{R}{a} j} \\ j = \sqrt{-1}$$

複雑なポンプ配管系でも、一樣断面積の配管要素をつなぎ合わせて成り立っているので、要素の接合点の条件として、

流量が連続でかつ圧力が等しいことに注目して、全部の要素を結合すると、全配管系の、接点での流量と圧力の関係式が得られる。ポンプの結合点の吐出し流量と、管端が開放ならば圧力脈動が零、閉そくならば流量が零という境界条件とを与えて、すべての接点の圧力脈動を求めることができる。この方法は、構造物の応力解析に用いられる有限要素法の手法に似ている。

配管系の流体振動の固有振動数と、ポンプ吐出し脈流の周波数とが一致し、いわゆる共振を起こすのは避けねばならないので、配管の固有振動数をあらかじめ知る必要がある。

このプログラムには、固有値の計算もできるようにしてある。更に、配管にバルブ、オリフィスなどの抵抗が入ることもあるので、集中抵抗の要素を考えて処理できるようにしてある。

一つの配管系に多数のポンプが結合される場合の取扱いは次のようにする。

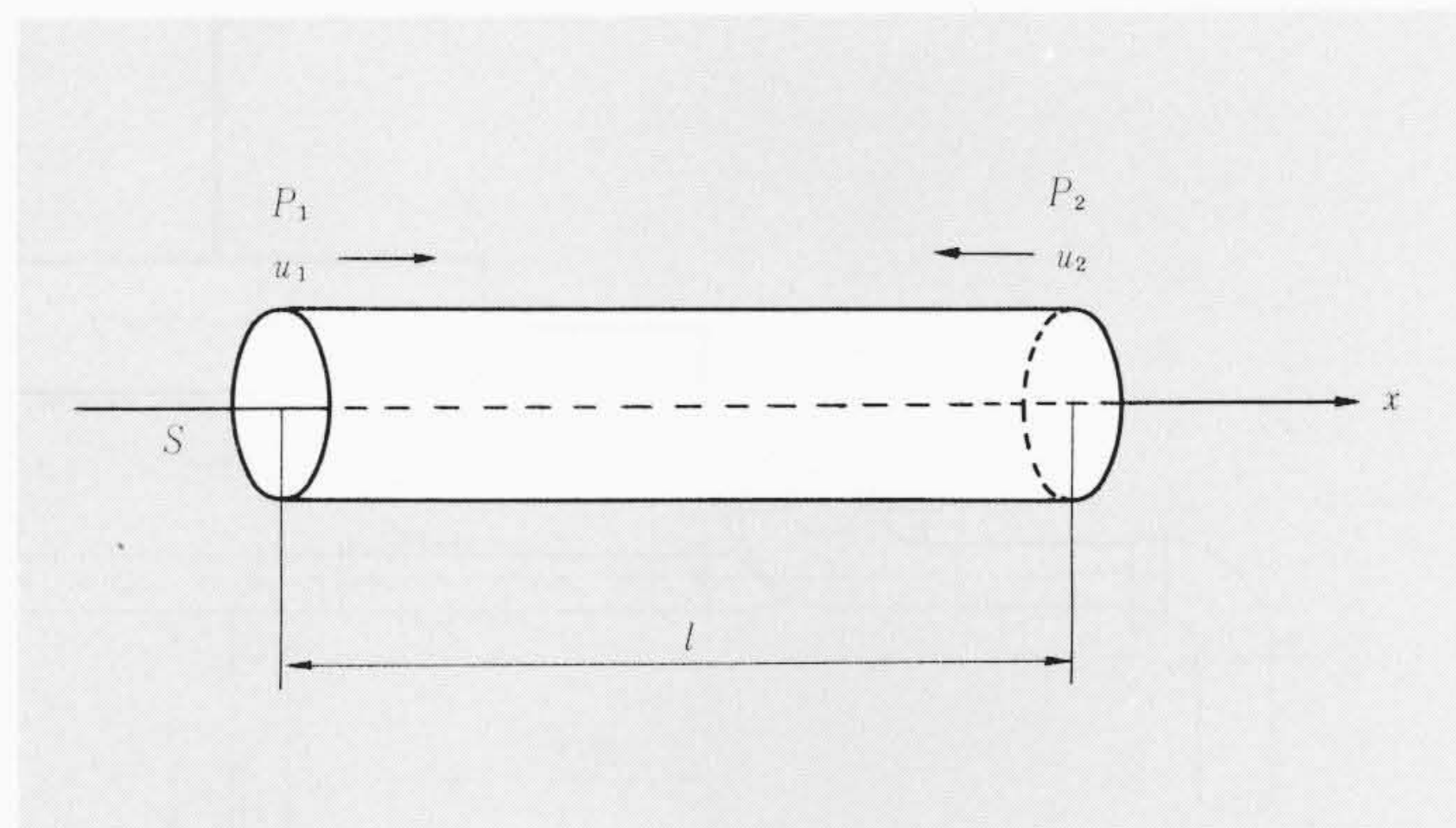


図6 配管の要素 長さ l 、断面積 S の配管の要素について、入口及び出口の圧力 P_1 , P_2 、流量 u_1 , u_2 の関係を求める。

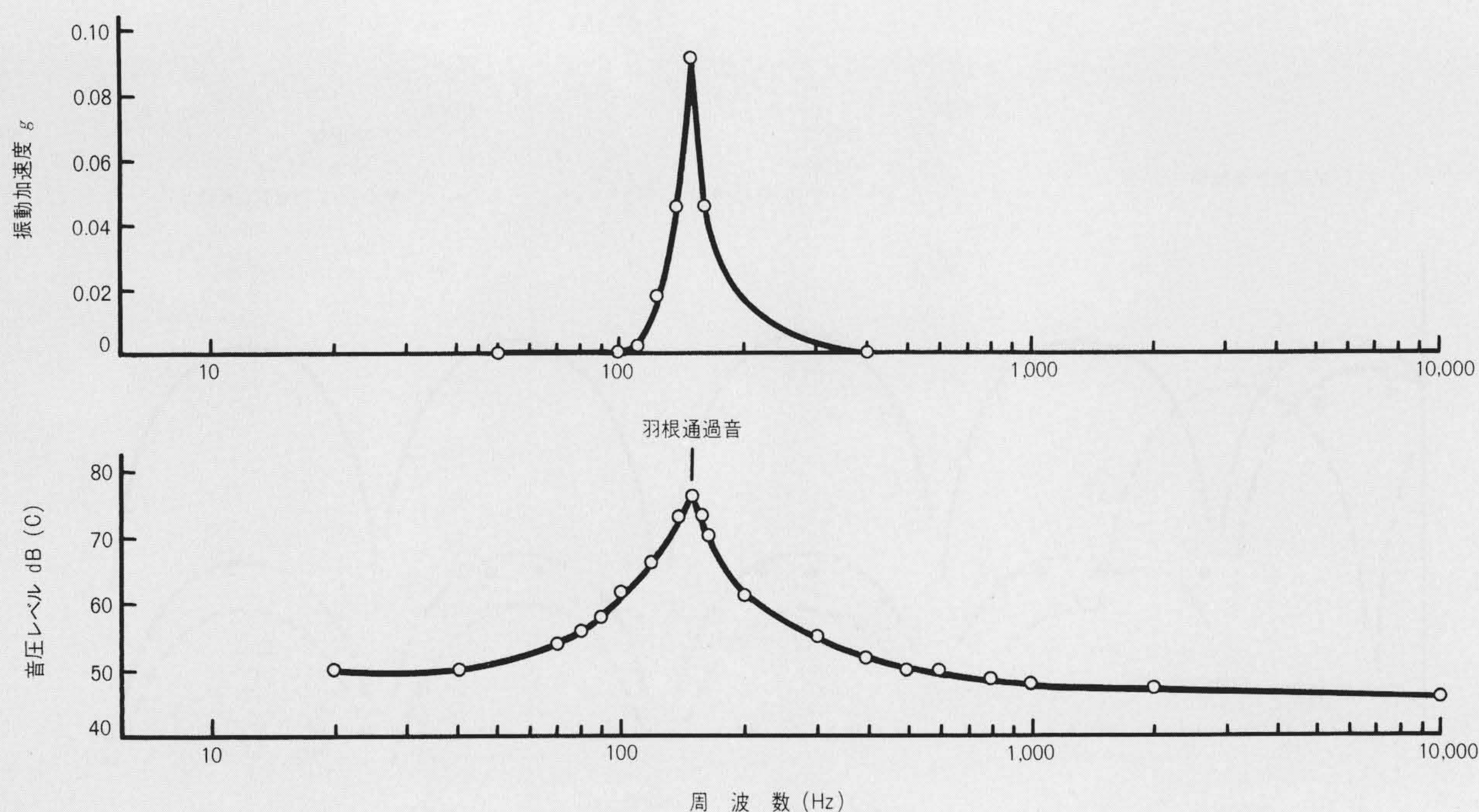


図5 吐出し配管部での騒音測定例 羽根通過音の周波数成分が支配的である。

- (1) それぞれのポンプの回転速度が等しく、かつ吐出し量と羽根の相対位置が明らかで位相角が求まる場合は、接点数に等しい数のポンプを配管の接点につなぐことができる。このような場合は、一つの駆動機ですべてのポンプを運転するような場合に限られる。
- (2) 回転速度はほぼ等しいが、羽根の位相が定まらないような場合はビート現象を起こす。この場合は、位相差を幾つか仮定してインプットし、脈動が最大となる場合と、最小となる場合を求めてビートの大小を計算することができる。
- (3) 回転速度の異なるポンプが付く場合は、各々のポンプに

ついて計算し、最後に加算して合成する。

4 簡単な配管系に関する実験

4.1 実験装置及び方法

配管系の水圧脈動の分布及びその低減法について基礎的な調査を行なうため、また前述の計算プログラムによる計算結果と実験値との比較を行なうため、図7に示す配管系を用いて実験した。脈動源には全揚程79m、回転速度2,950rpm、羽根数5枚の両吸込ず巻ポンプを用いた。配管末端はタンクに接続し、ここで圧力波を反射させている。

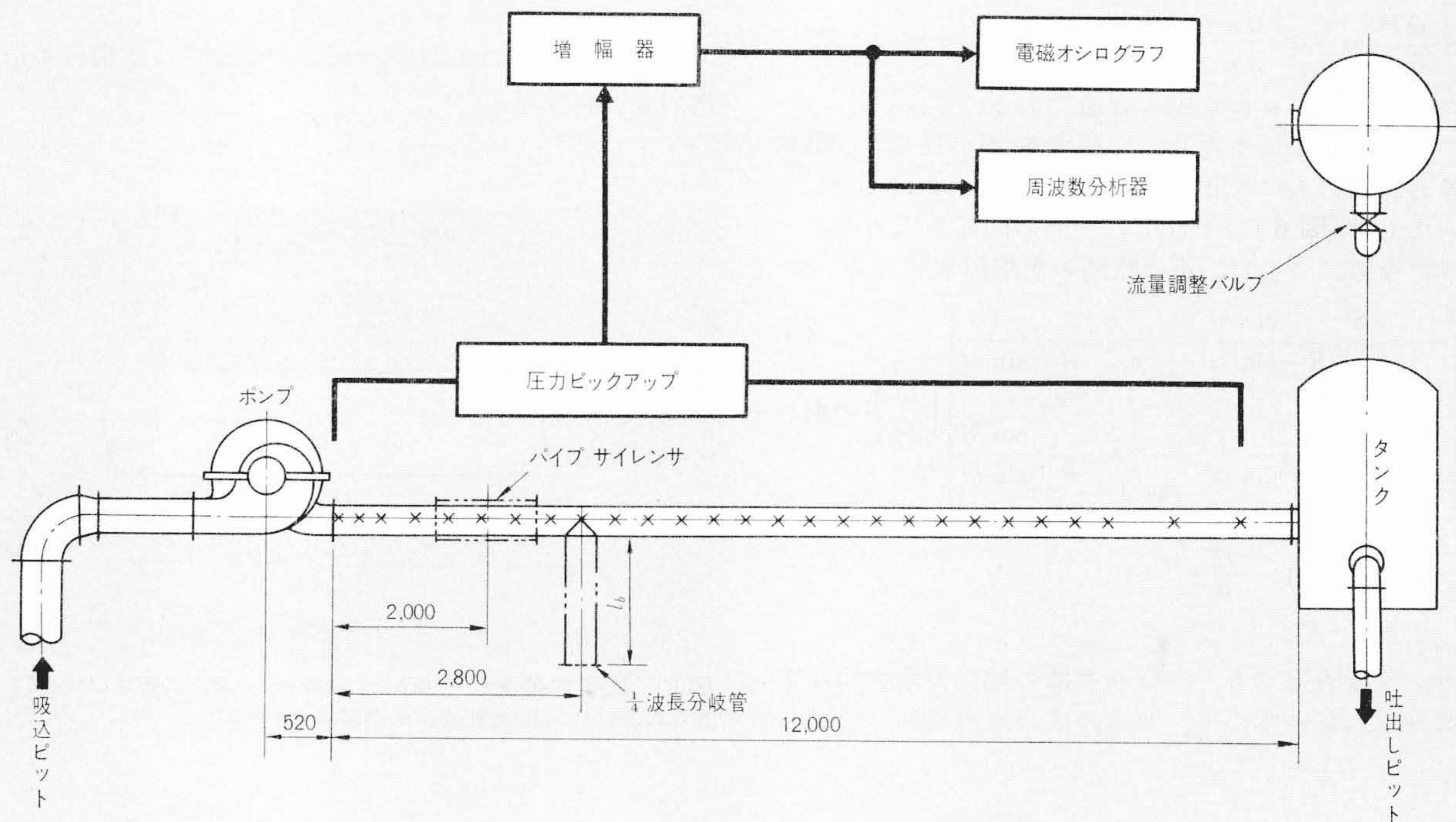


図7 実験装置及び計測器 簡単な配管系に関する実験装置及び計測器を示す。

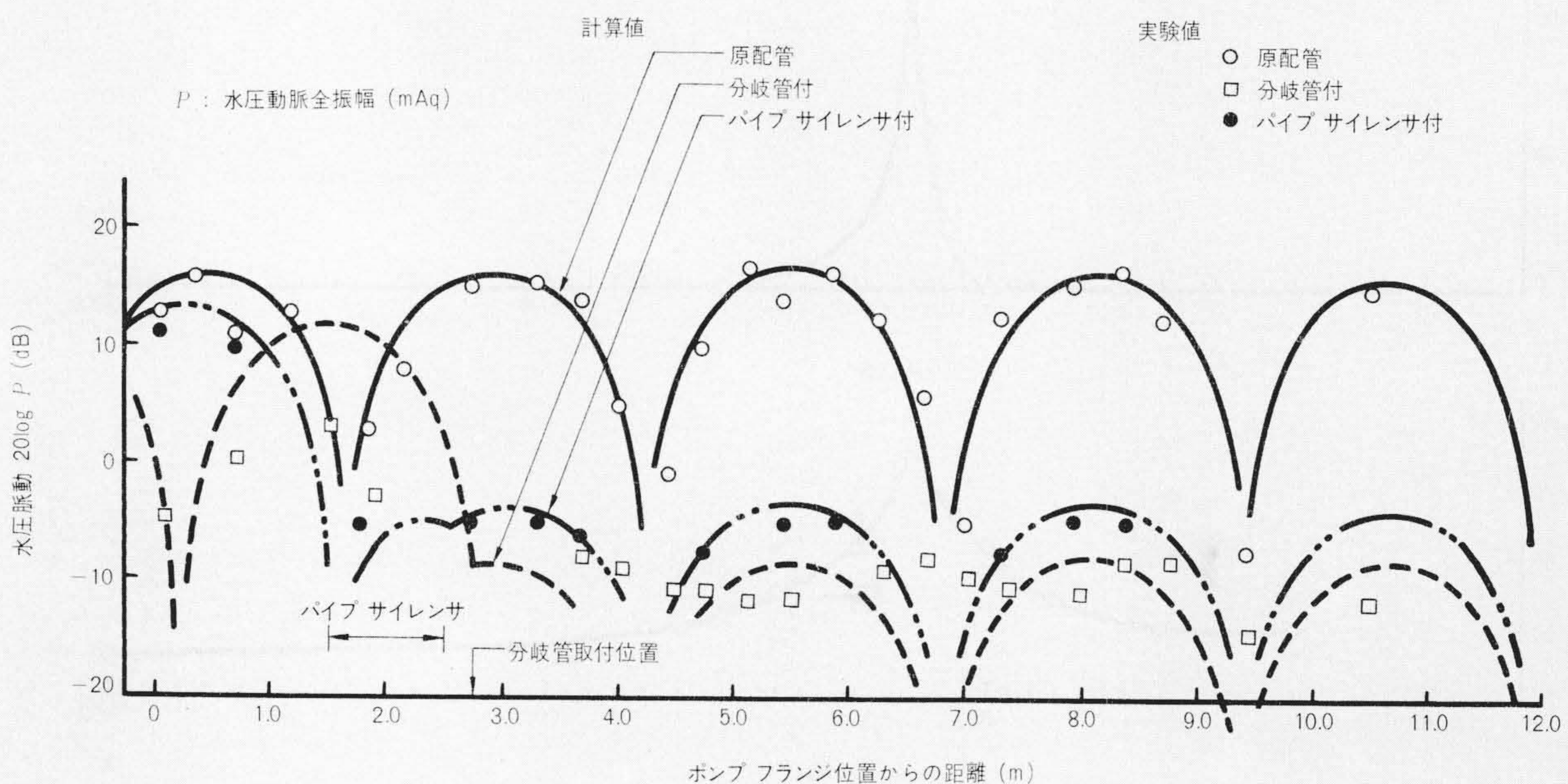


図8 実験値と計算結果との比較 実験値と計算結果はよく一致している。

脈動の計測には市販のフラッシュ ダイアフラム形圧力ピックアップを用いた。電磁オシログラフにより波形を記録するとともに、周波数分析器により脈動の周波数特性を調べた。

4.2 実験結果

実験の結果を図8に示す。騒音との対応を分かりやすくするため、縦軸の水圧脈動は基準圧力を1 mAqにとり、dBで表わした。横軸はポンプ吐出しフランジ面から測定点までの距離を表わす。配管内には進行波とタンクからの反射波の干渉により定常波が生じている。配管途中に $\frac{1}{4}$ 波長分岐管($l_b=1.3\text{m}$)あるいはパイプ サイレンサを挿入した場合の結果も示してあるが、共に取付位置以後の脈動が著しく低下しており、脈動を低減する有効な方法であることが分かる。

パイプ サイレンサはパイプの内面にゴムをはったもので、ゴムとパイプ壁面との間に空気層を設けている。パイプ サイレンサの中では管壁の剛性が大幅に低下するため、音速が低下し、インピーダンスのミス マッチングによる反射が生じて脈動の透過量が減少する。また $\frac{1}{4}$ 波長分岐管は、分岐管中を往復する圧力波が入口でちょうど $\frac{1}{2}$ 波長位相がずれるため干渉し、以後に伝わる脈動を低減する。 $\frac{1}{4}$ 波長分岐管は構造が簡単であり、流水部に可とう性材料を使用していないという

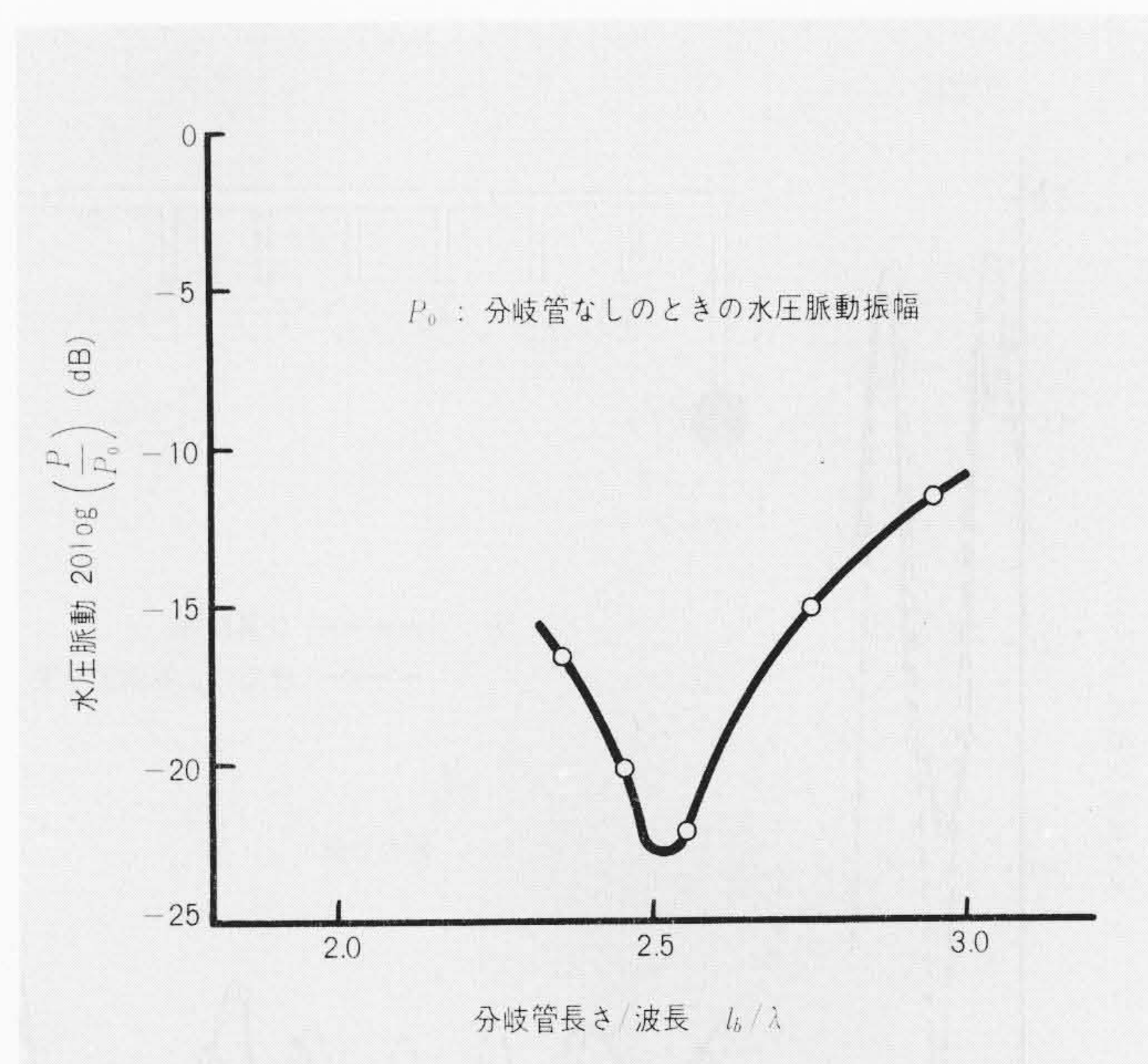


図9 分岐管長さの影響 分岐管長さが $\frac{1}{4}\lambda$ のとき、最も脈動低減効果がある。

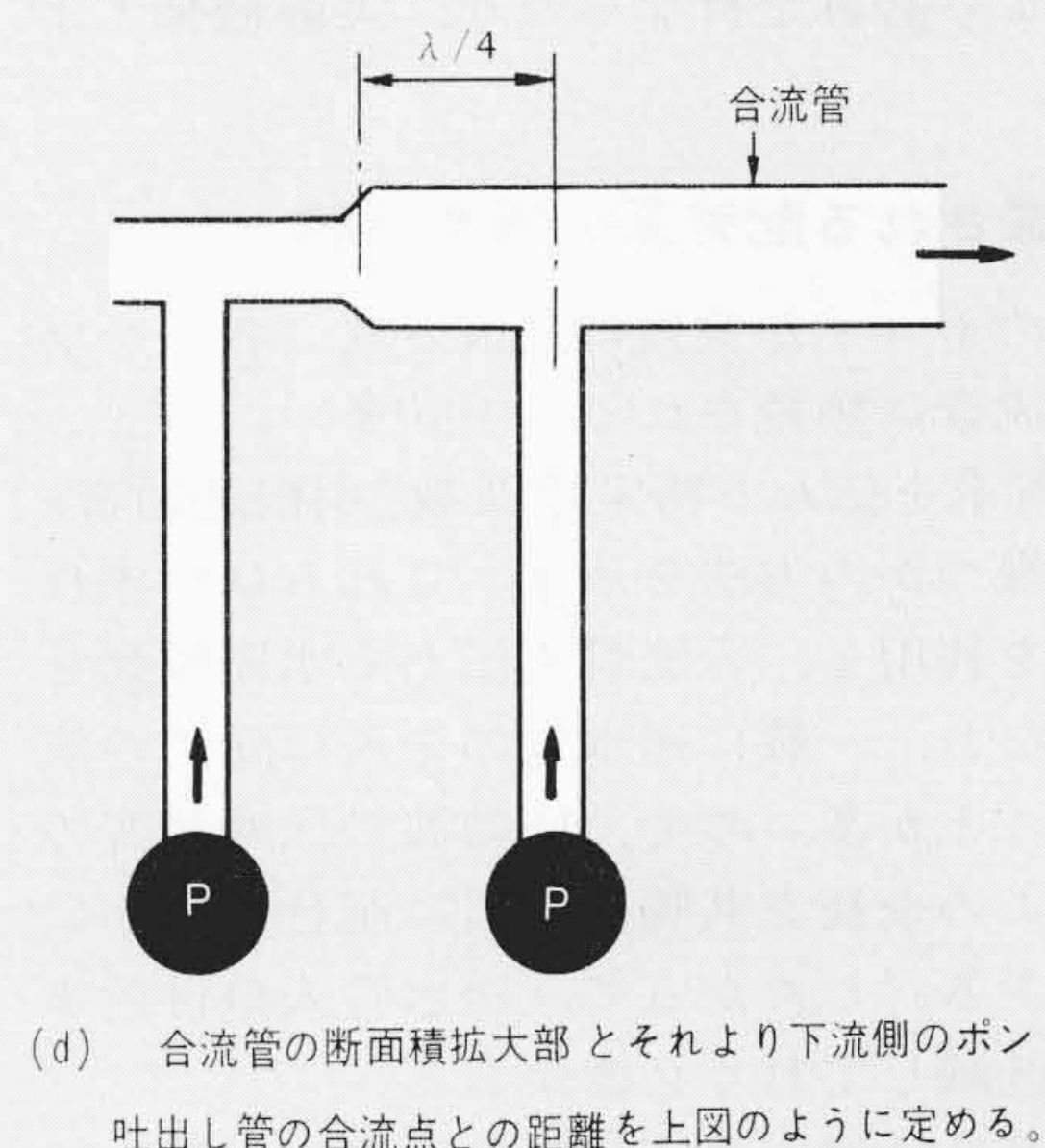
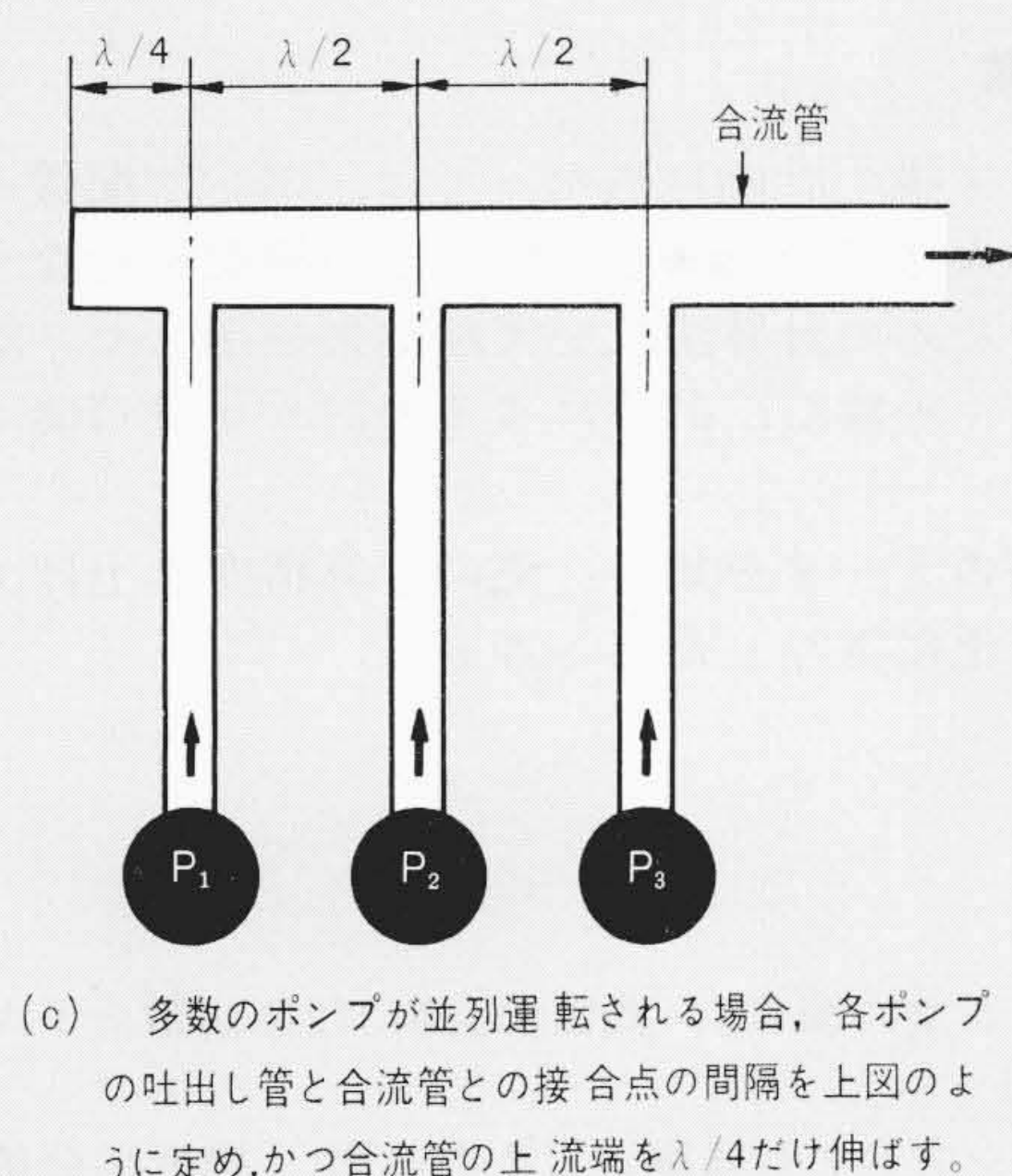
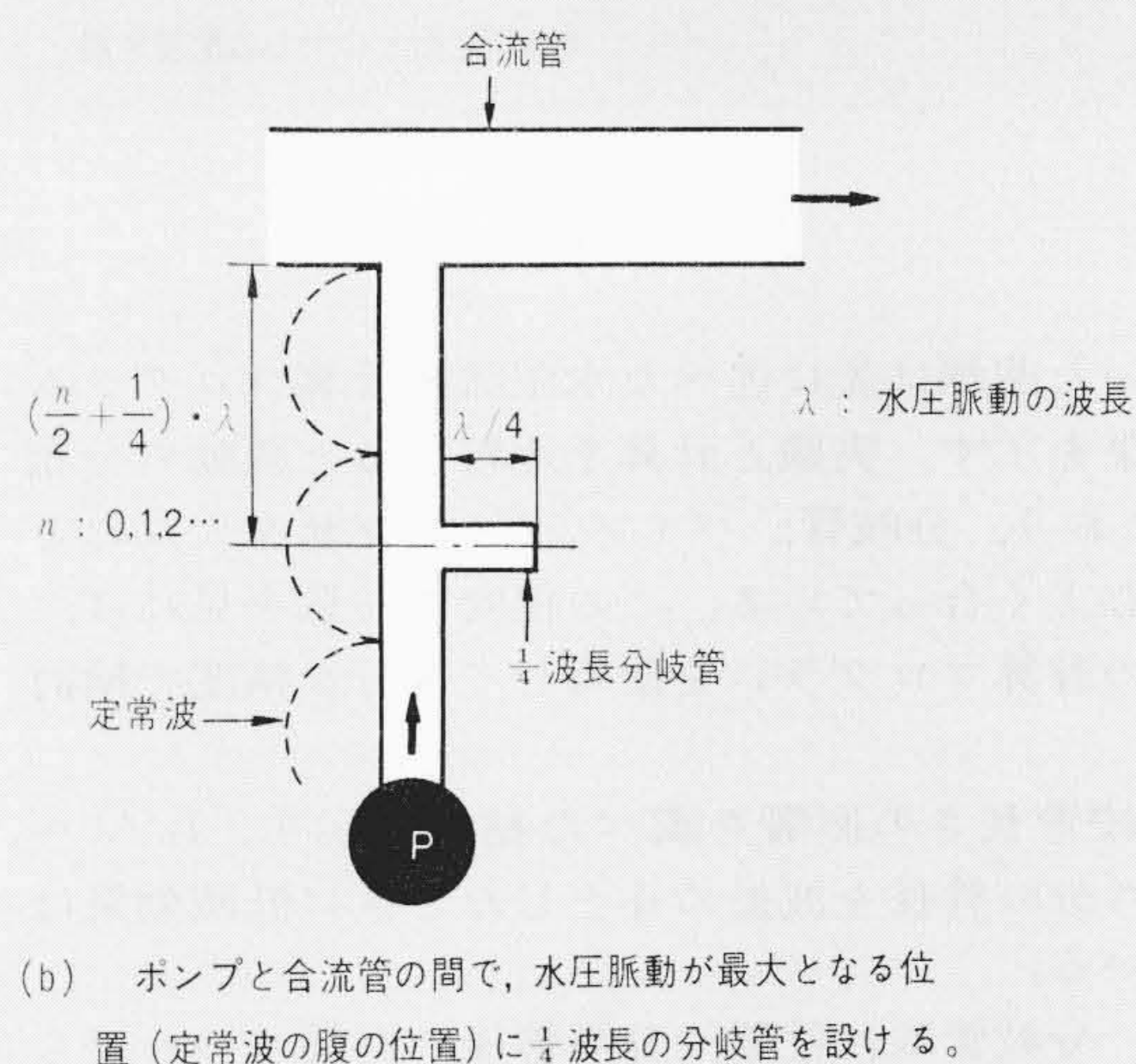
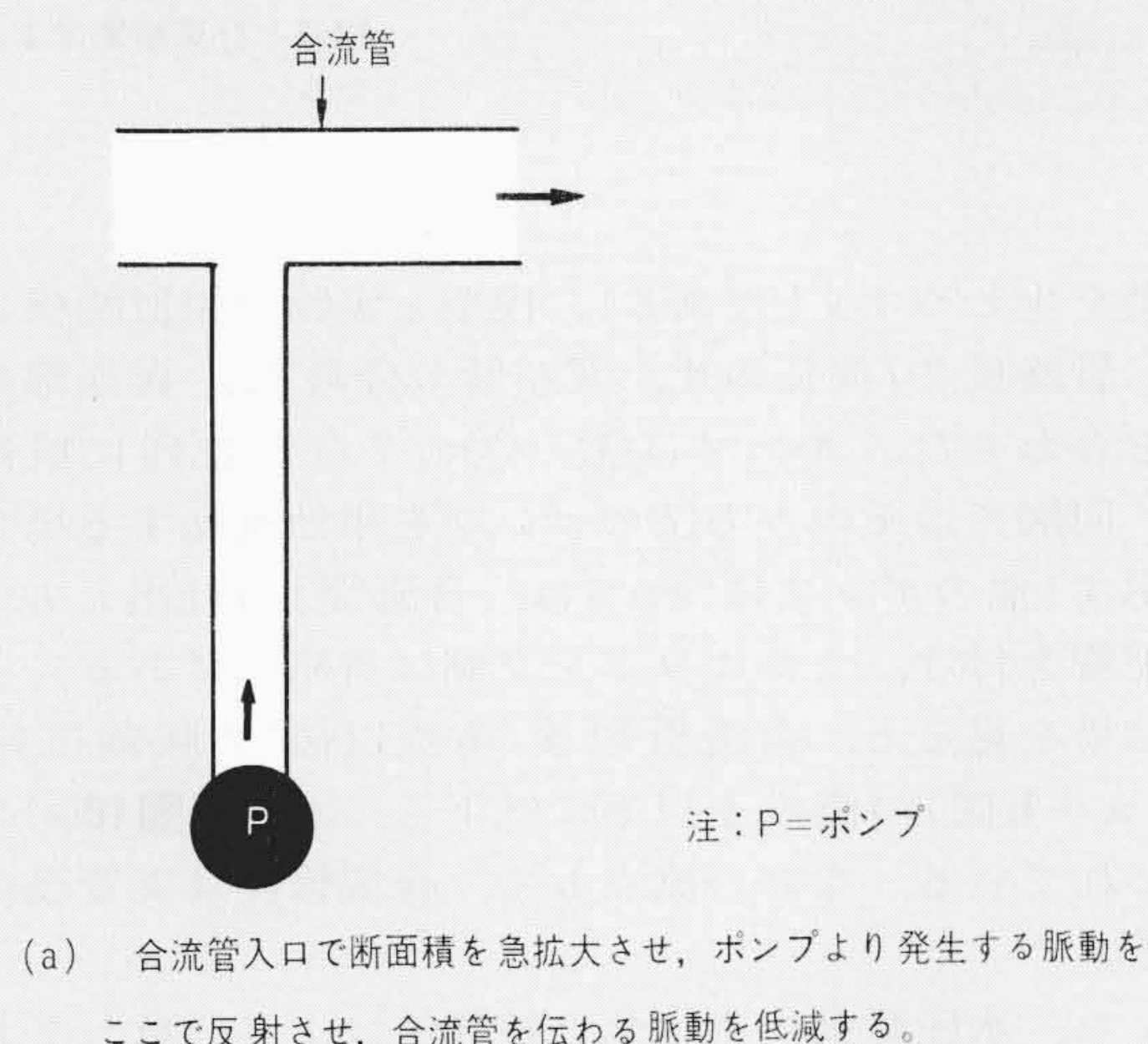


図10 水圧脈動の低減法 本図に示す方法の効果は、実験及び計算により確認した。

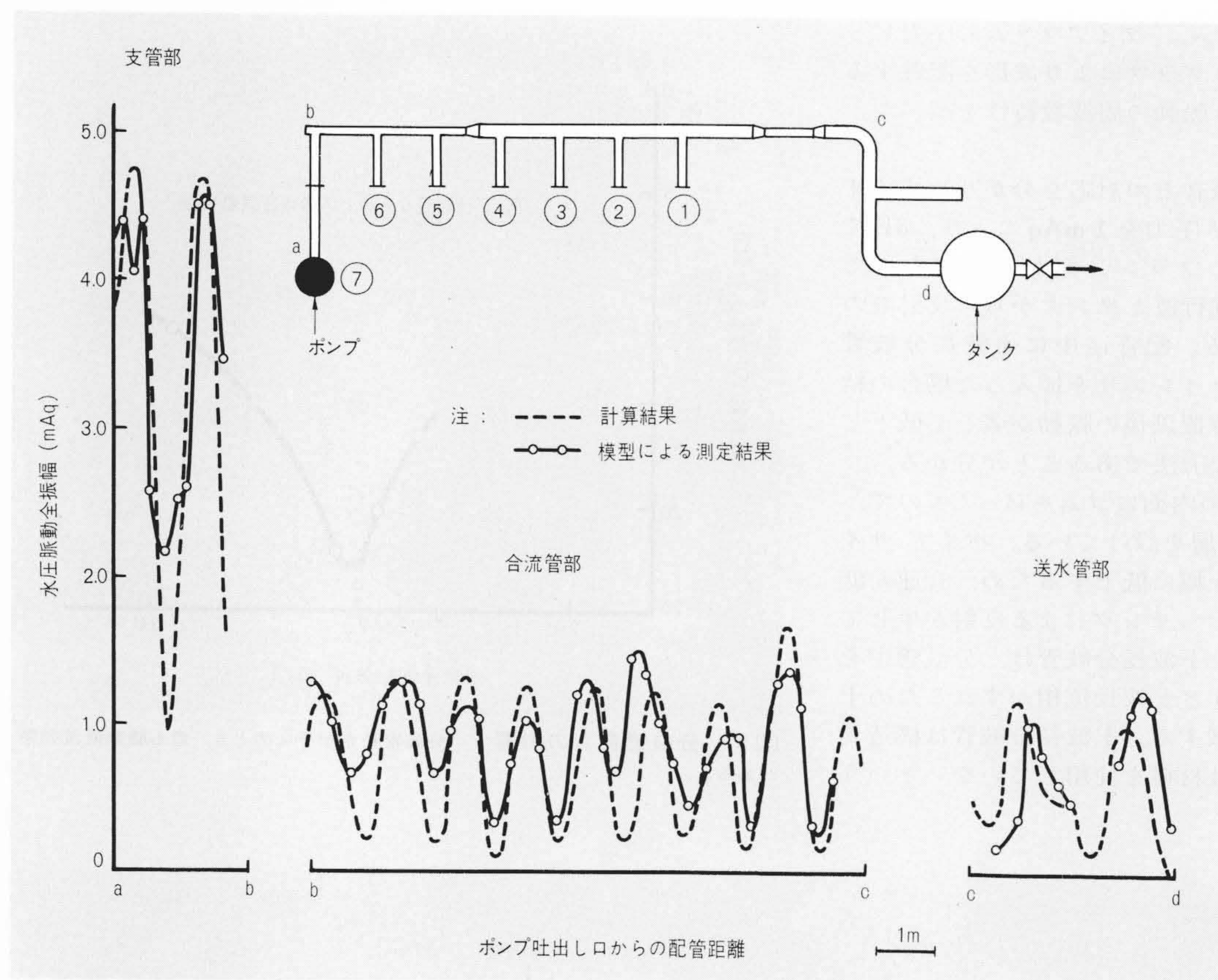


図11 模型実験結果 実験値と計算結果はよく一致している。

特長がある。

図8中に引いた曲線は先に述べた水圧脈動計算プログラムで解析した結果を示す。実験と計算を比較すると脈動の分布はよく一致しており、分岐管、パイプサイレンサを入れたときの減衰効果もよく合っている。この程度の一致を見れば、設計段階でこの計算プログラムを使用して十分な精度で検討ができる。

図9には分岐管長さの影響を調べた結果を示す。 $l_b/\lambda = 0.25$ 、すなわち分岐管長を波長の $\frac{1}{4}$ としたときに低減効果は最大となっている。

このほかに、分岐管取付位置や分岐管径の影響についても調べたが、結果については省略する。これらは、いずれも前述の計算プログラムによる計算を行なったが、実験結果とよく一致した。

5 ポンプが並列設置される配管系の模型実験

ポンプ設備では数台のポンプが並列に設置され、各ポンプの吐出し管が1本の合流管に接続されることが多い。

図10にこのような配管系を伝わる特定周波数(羽根通過音)の水圧脈動を低減する幾つかの方法を示す。これらはいずれも圧力波の反射や干渉を利用し、合流管を伝わる水圧脈動を低減するものである。なお、一般に送水管の全長は脈動の波長に比べ非常に大きいことが多いので、圧力波の伝搬速度の推定誤差を考えると、この全長を共鳴を確実に避けるように設計することは困難である。したがって、送水管入口付近までで十分小さな脈動に低減しておく必要がある。

図11にこのような配管系に対する模型実験結果の一例を示す。脈動源には全揚程68m、回転速度3,556rpm、羽根数10枚の片吸込うず巻ポンプを用いた(本ポンプは実験が容易なように、ポリウレタン巻き始めと羽根後縁との距離を小さくし、

脈動を生じやすくしてある)。模型と実物の相似関係については、管路長さ/波長の比、及び管の分岐部、異径部の各直径比を合わせた。ポンプは①～⑦の7台が並列に設置されるが、同図ではそのうち⑦のポンプを単独運転する場合の結果を示す(他のポンプについては、合流管より吐出し弁位置までの配管を付け、これよりポンプ側は省略してある)。

結果を見ると、合流管以後(b点以後)の脈動振幅は支管部(a～b間)の値の $\frac{1}{3}$ 以下に低下しており、図10(a)の効果が現われている。なお合流点bで、合流管径は支管径の2倍である。

また、水圧脈動の測定値と計算値はよく一致しており、計算による推定が可能であることが分かる。

6 結 言

低騒音ポンプ場の計画に当たっては、ポンプ配管系を伝わる水圧脈動の大きさを予測し、低減法の検討を行なう必要があるが、このための計算法及び実験結果を示した。計算値は実験結果とよく一致し、計算による検討が十分可能なことが確認された。

今後は実機のデータを集め、更に計算精度を上げてポンプ設備の低騒音化に寄与したいと考える。

参考文献

- 1) 近藤：「ポンプの騒音」，機械学会第372回講習会テキスト(昭48-2)
- 2) 近藤：「ポンプにおける騒音とその対策」，機械学会第423回講習会テキスト(昭51-1)
- 3) 山田，野田：「配管系の圧力脈動の計算」，流体力学，10，10(昭49-10)