

油圧エレベータにおけるキャビテーション騒音の低減

Techniques of Reduction Noise due to Cavitation in Oil-Hydraulic Elevator

中 村 一 朗* 藤 沢 二三夫* 木 戸 康 夫**
Ichirō Nakamura Fumio Fujisawa Yasuo Kido

In oil-hydraulic elevators, speed control is effected by means of a flow control valve. This flow control valve is designed to have large chocking resistance for making it balance with load pressure of the oil pressure cylinder. In the flow control valve, a high speed jet flow from the chocking orifice causes cavitation which is accompanied by pulsating pressure and noise. This article deals with the characteristics of this cavitation and the techniques of reducing cavitation pulsating pressure and noise, citing some experimental results.

1. 緒 言

現在実用化されているエレベータには、本稿で取り上げる油圧エレベータのほかにロープ式エレベータがある。ロープ式エレベータは乗りかご昇降路上部に機械室を設け、この機械室内に巻上機を備えていて、ロープを介し乗りかごを上昇あるいは下降させる。これに対し、油圧エレベータは油圧ラムによって乗りかごを押し上げる形式である。この油圧エレベータは乗りごちならびに着床精度が良好なこと、機械室と油圧ラムとを配管で結合するだけであるから機械室の配置が自由に選択できること、乗りかごを油圧ラムで押し上げる方法であるから建屋に負担をかけないことなどロープ式エレベータにない長所がある。しかし、欧米に比べて歴史の浅いわが国ではまだ一部に使用されている程度である。油圧エレベータは階床数を制限されるが前述の長所があるため6～7階床程度までの比較的低階床ビルにおいては好都合なことが多く、将来性のある交通機関である。

油圧エレベータの速度制御は油圧ラムへ供給あるいはそれから排出する圧油の流量制御によって行なわれている。流量制御の方法として種々考えられるが、現在行なわれている方法は定容量形油圧ポンプと流量制御弁とを併用した方法である。この方法の概略を図1に示すブロック線図を用いて説明する。油圧ポンプの吐出し圧油の一部を流量制御弁(上昇)でブリードオフ制御して油タンクへ戻し、乗りかごに要求される速度特性を満たすよう流量制御された圧油を油圧ラムへ供給して油圧ラムのプランジャに直接あるいはロープを介して取り付けられた乗りかごを上昇させる。下降の場合は油圧ラムの圧油を流量制御弁(下降)で流量制御しながら油タンクへ放出して乗りかごを下降させる。

したがって乗りかご上昇の場合にはブリードオフ流量が、下降の場合には油圧ラムから排出される全流量が流量制御弁の絞り抵抗を介して油圧ラムの負荷圧から大気圧へ放出されることになる。このとき圧油は弁の絞りオリフィスから高速噴流となって流出し、その後流ではキャビテーション現象を生じ、これに伴って大きい脈圧が発生する。このため流量制御弁から直接騒音を放射したり、脈圧が配管系を伝播(でんぱ)して油圧ラムとの途中配管あるいは乗りかごで騒音を放射したりする。これらの騒音は機械室内や乗りかご内で、場合によっては機械室や昇降路の隔壁を透過してその周囲に漏れてうるさく感じられる。最近大きくクローズアップされている公害問題の中に騒音公害がある。騒音公害に対しても次々にきびしい規制が設けられているが、ビル内騒音についても例外ではなく、騒音を極力小さくすることが強く望まれている。

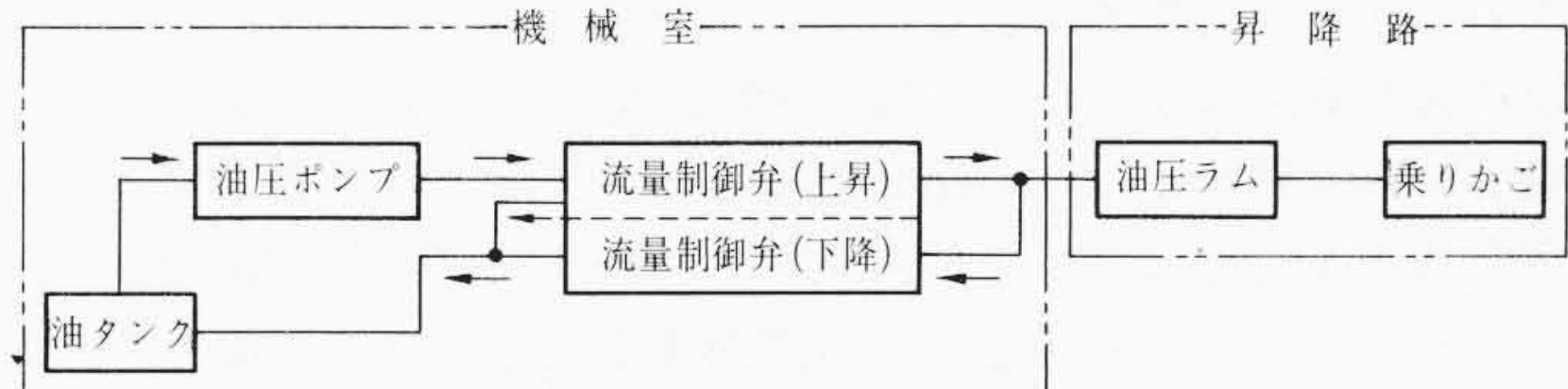


図1 油圧エレベータのブロック線図

油圧シリンダの負荷が小さい場合は流量制御弁における圧力低下量も小さく、たとえキャビテーションが発生しても微弱でそれによって生ずる脈圧および騒音も小さく、その対策は比較的容易であった。すなわち、噴流衝突部にじゃま板をそう入するかあるいは弁オリフィスに比較的低い背圧を加えるなどによってキャビテーションの発生を防止する。またたとえキャビテーションが発生しても実用上さしつかえない程度にまで騒音および脈圧を低減する。しかし、パワーユニットを小形化するためには油圧シリンダの負荷圧を高圧化する必要があり、これに伴い脈圧および騒音を低減させる研究が従来にも増して必要になってきた。キャビテーションの防止法として絞りオリフィスを多段に設け、負荷圧から大気圧までを複数に分割して圧力低下させることが提案されている⁽¹⁾。しかしこの方法では負荷圧が大きくなると絞り段数が多くなり、エレベータに要求される速度特性を満足する流量制御が困難になりかつ流量制御弁が高価になる。

そこで狭いオリフィスから流出する噴流により生ずるキャビテーションの特性について述べ、それらの前述の方法に代わる低減法を紹介する。

2. キャビテーションの特性

2.1 油圧エレベータにおけるキャビテーションの発生

油圧エレベータでは油圧シリンダの負荷圧をこの流量制御弁で釣り合わせるため弁オリフィスは大きな絞り抵抗を持っている。狭い絞りオリフィスを通過する圧油の噴流流速は大きくなって、流体分子間に大きいせん断力が働き、絞りオリフィス後方の静圧は負圧となる。作動油の蒸気圧は非常に低いけれども⁽²⁾、体積比8～10%の空気を混入あるいは溶解しているので比較的低い真空度においてもこの空気が分離発泡(はっぼう)し、絞りオリフィスから流出する噴流によって生ずる負圧においてもキャビテーション気泡が発生する。キャビテーション気泡は静圧が回復すると消滅するが、このとき大きい脈圧を生じこれに伴って騒音を発生する。キャビテーション騒音は高い周波数の成分を持っており耳ざわりである。したがって、比較的小きな音でもうるさく感じられるので、キャビテーション騒音を極力小さくすることが要求される。

* 日立製作所日立研究所

** 日立製作所水戸工場

2.2 キャビテーション現象の発生状態

流量制御弁の絞りオリフィスを直管内に設けたオリフィスで模型化し、この模型装置によりキャビテーションについて実験した結果について述べる。

実験装置は図2に示すとおりである。油圧ポンプの吐出し圧油を流量制御弁でブリードオフ制御しながら一定流量をオリフィスへ導けば、オリフィスから流出する圧油噴流によってオリフィス後方でキャビテーションが発生する。オリフィスの後方は透明アクリル樹脂製としこの部分でキャビテーションの発生状態を外部から観察する。キャビテーションの発生状態に影響するオリフィス後方の平均静圧を変更するために絞り弁を設け、オリフィス部を流れる圧油を測定するために流量計を設けた。

オリフィスから流出する噴流によって生ずるキャビテーションを観察するとその発生強さは噴流の流速やオリフィスの背圧、オリフィスの開口断面積などに関係する。キャビテーションの発生状態の観察写真の例は図3に示すとおりである。オリフィスは左端にあり噴流は左方から右方へ流れ、発生したキャビテーション気泡が白く見える。この図は噴流速度を一定としてオリフィスの平均背圧を変更した場合で、背圧は上から下へ大きくなっている。キャビテーションの発生強さに関係する因子は前述のようであるが、オリフィスの開口断面積が広いほど、噴流速度が大きいほど、

またオリフィスの背圧が小さいほど強いキャビテーションが発生し、発生気泡の量も多い。(a)はそのような場合に相当し、噴流の周囲静圧が低ければキャビテーション気泡が猛烈な勢いで発生し、管路内は発生した気泡が充満し白濁している。このように油圧機器では比較的低い真空度においても強いキャビテーションが発生する。オリフィスの背圧を高くして $p_2=2.2\text{kg/cm}^2(\text{a})$ 程度にするとキャビテーション気泡は噴流の周辺部だけで生じ油路の他の部分ではすでに消滅して作動油本来の色に戻っている。このようにまだ気泡が相当多量に発生しているが、ごく限られた部分で発生している状態では発生する騒音は連続して生じている。さらに背圧を高くすると気泡の発生する範囲は徐々に狭くなり発生する気泡の量も減少する。(c)はこの状態を示しておりわずかに発生している気泡もごく短距離を流れたただですぐに消滅してしまい、間欠的に「ピチピチ」と気泡のつぶれる音が聞こえる程度である。この図ではオリフィスの背圧を変更してキャビテーションの発生する様子を調べたが、他の条件を変更してもキャビテーションの発生する様子は類似している。噴流の流速が大きい、オリフィスの開口断面積が広い、または作動油中に含まれる空気量が多いと(a)のように気泡が多量に発生して管路内が白濁し、発生する騒音も大きくなる。その逆の場合には発生気泡の量は少なくなる。

2.3 キャビテーション脈圧および騒音の大きさと周波数分析

キャビテーション騒音の大きさはキャビテーション発生強さに関係する。条件を変更してキャビテーション騒音の大きさを測定した例は図4、5に示すとおりである。

図4は供試モデルオリフィスとして幅および板厚が一定な長方形オリフィスを用い、平均噴流流速 $v=60\text{m/s}$ を一定に保ち、オリフィスのすきまを $\delta=0.5\sim3.0\text{mm}$ の範囲で変更して発生するキャビテーション騒音を測定したものである。噴流流速が等しいならオリフィスすきま幅が広くなると発生する騒音の大きさが急激に増大する。 $\delta=0.5\text{mm}$ では発生する騒音は小さく、 $66\text{dB(c)}: p_2=1.0\text{kg/cm}^2(\text{a})$, $58\text{dB(c)}: p_2=10.0\text{kg/cm}^2(\text{a})$ であるが $\delta=3.0\text{mm}$ になると発生する騒音は急激に大きくなり、 $90\text{dB(c)}: p_2=1.0\text{kg/cm}^2(\text{a})$, $88\text{dB(c)}: p_2=10.0\text{kg/cm}^2(\text{a})$ となる。すなわち、オリフィス背圧の大きさによって多少異なるがオリフィスすきま $\delta=0.5$ と 3.0mm とでは発生するキャビテーション騒音の大きさに $24\sim30\text{dB(c)}$ の差がある。オリフィスすきま δ が同一であっても、オリフィスの平均背圧の大きさが異なるとキャビテーション騒音の大きさも異なり、 $p_2=1.0$ と $10.0\text{kg/cm}^2(\text{a})$ とでは $2\sim9\text{dB(c)}$ の差があり、オリフィスの平均背圧の大きいほうが騒音は小さい。オリフィス背圧を大きくすることによってキャビテーション騒音の低下する量はオリフィスすきまの小さいほうが大きい。 $\delta=3.0\text{mm}$ ではキャビテーション騒音の大きさは $p_2=1.0$ と $10.0\text{kg/cm}^2(\text{a})$ の場合とでその差は

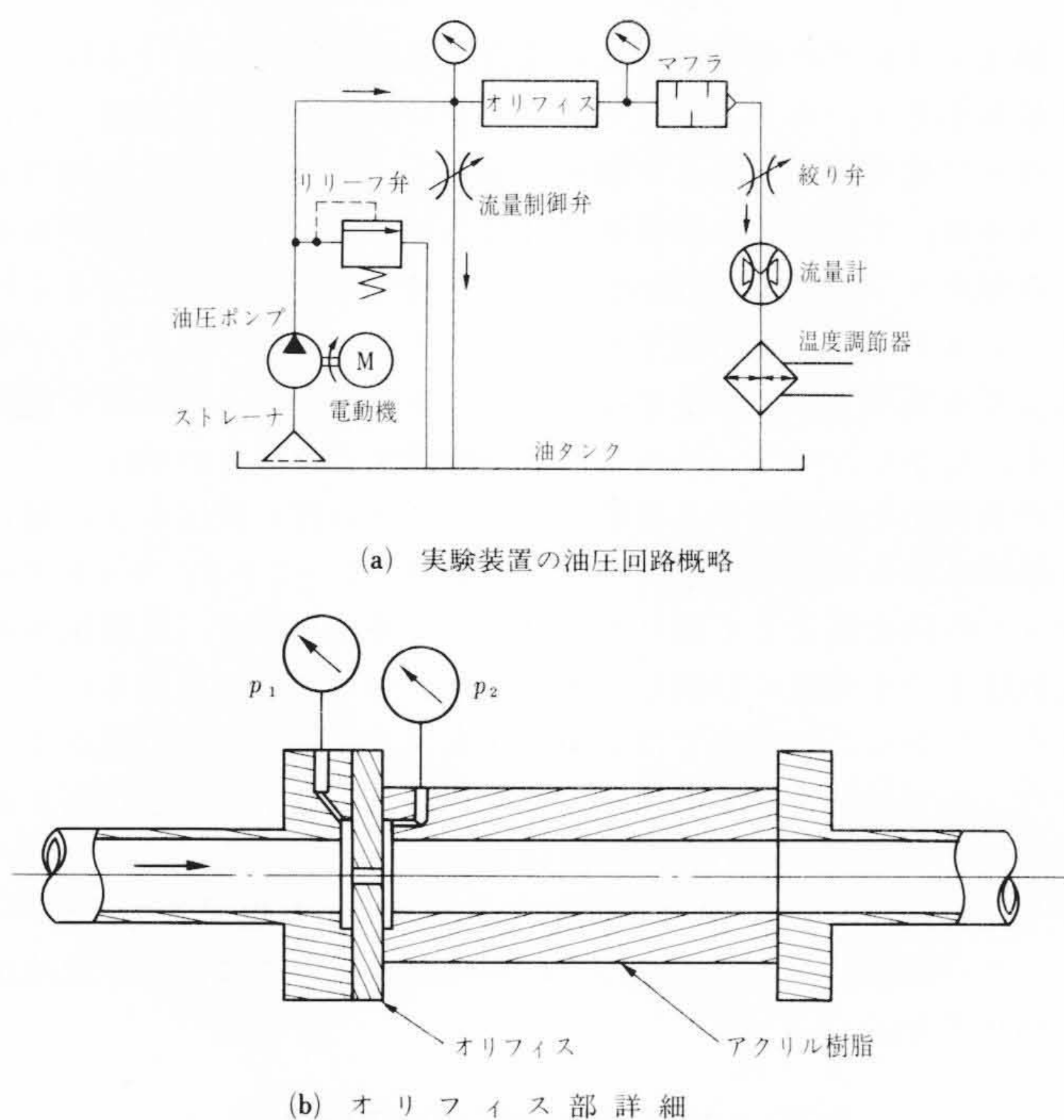


図2 実験装置の油圧回路概略とオリフィス部詳細

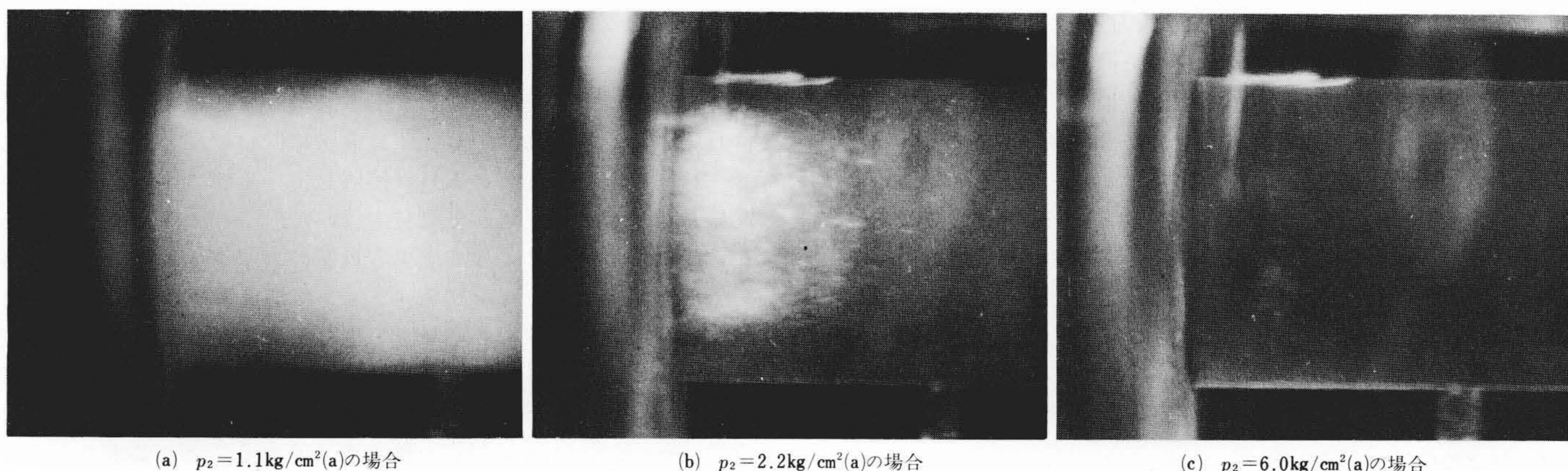
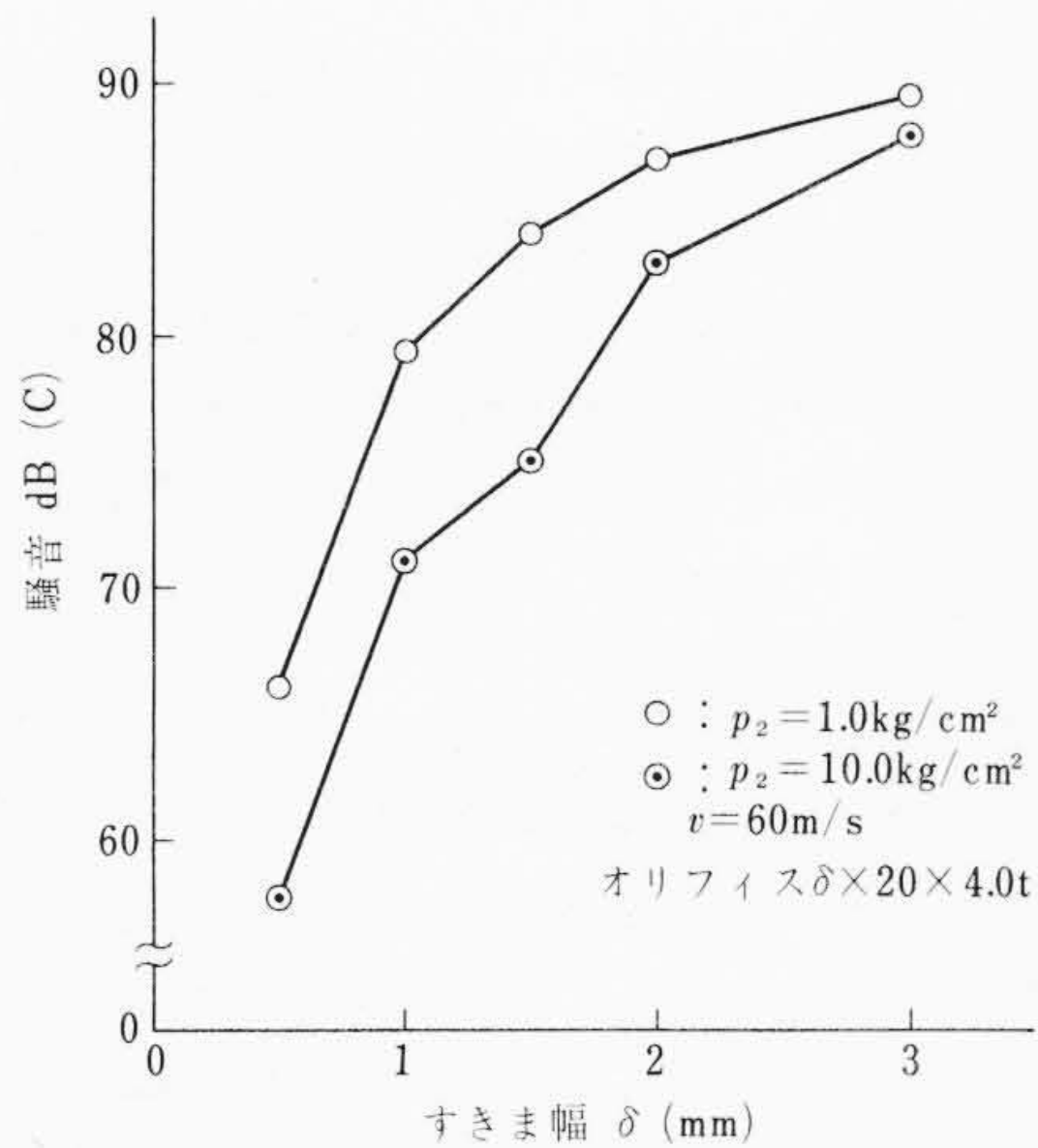


図3 キャビテーションの発生状態（モデルオリフィスの場合）



(モデルオリフィスの場合)
図4 オリフィスすきま幅と発生騒音の関係

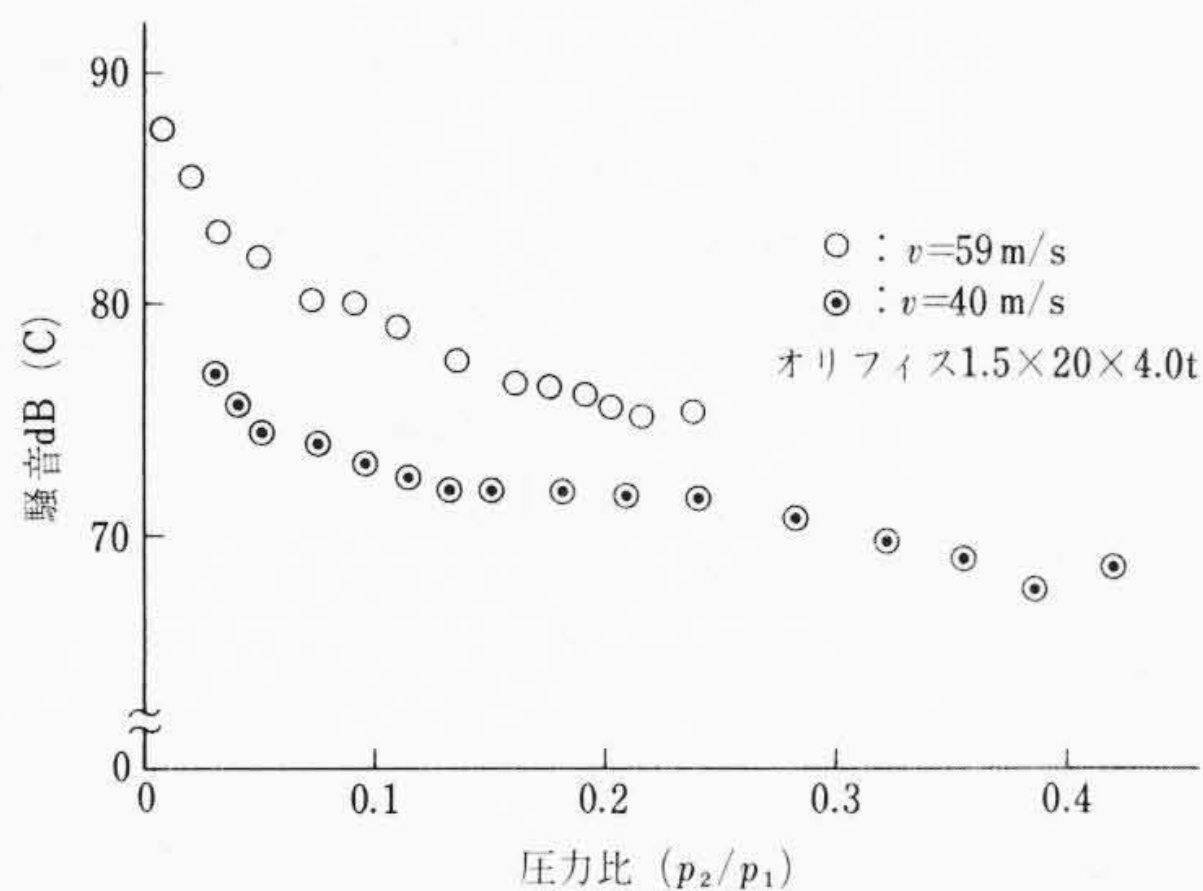


図5 キャビテーション騒音の実測例 (モデルオリフィスの場合)

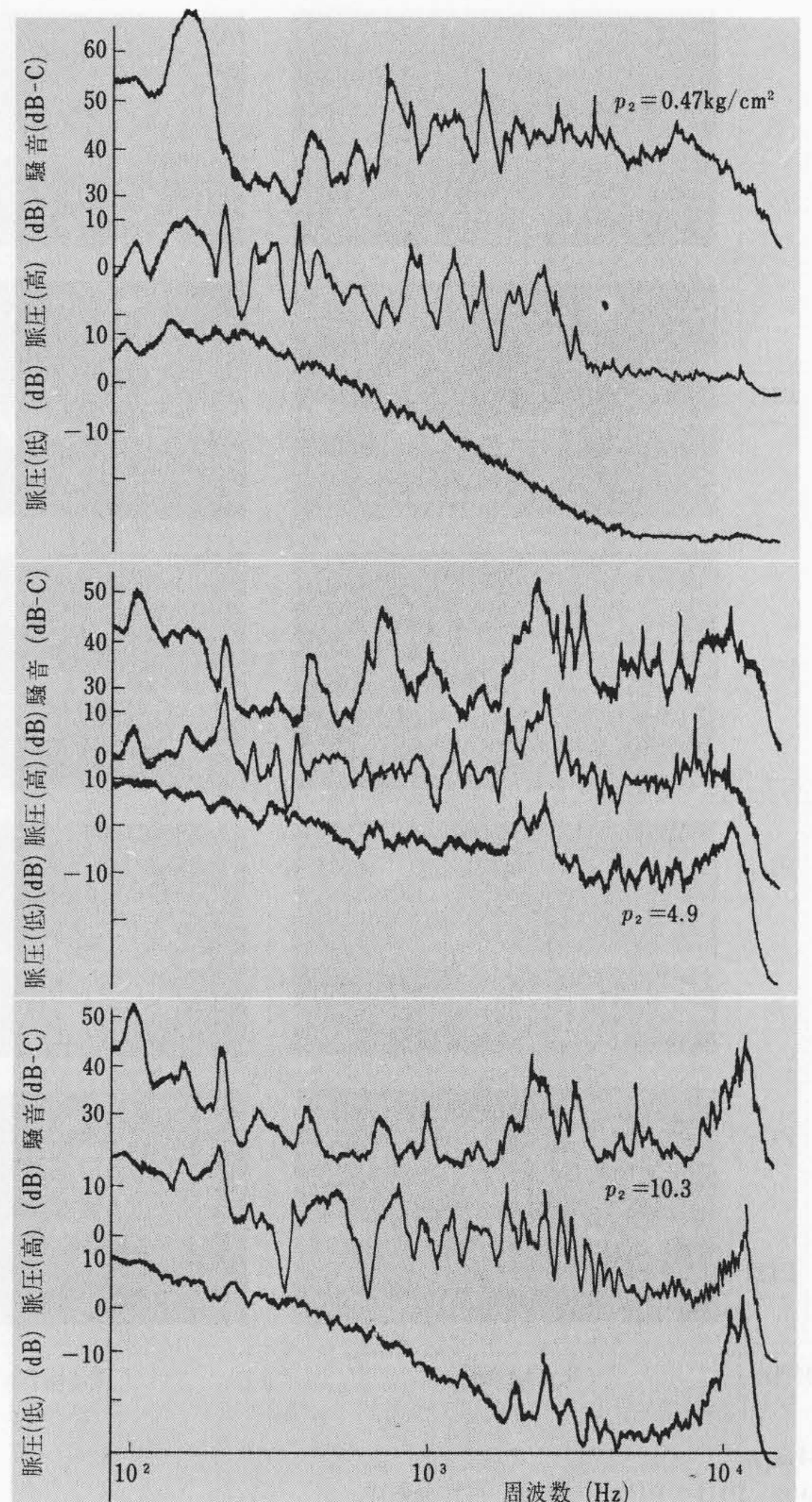
2～3 dB(c)であるが、 $\delta=0.5\text{mm}$ ではその差は8 dB(c)になる。 δ が小さいと δ の大きい場合に比べキャビテーションの発生強さは弱く、 p_2 をわずかに大きくするだけでキャビテーションの発生を抑制することができる。もし完全に防止することができなくても発生騒音は小さくできる。これに対し δ が大きいと(開口断面積Aが広がる)強いキャビテーションを発生し、キャビテーションの発生を防止するためには大きい背圧を加える必要がある。

この図からも明らかなようにオリフィス開口断面積Aおよび噴流流速 v が一定の場合キャビテーション騒音の大きさはオリフィスの平均背圧 p_2 に依存する。図5はモデルオリフィスにおいて $v=40$ および 59 m/s の場合に p_2 を変えてキャビテーション騒音を測定した例である。オリフィス前後の圧力比(p_2/p_1)が大きくなるとキャビテーション騒音は小さくなり $v=40\text{ m/s}$ の場合には10dB(c)、 $v=59\text{ m/s}$ の場合には13dB(c)低下している。 $v=59\text{ m/s}$ と 40 m/s とでは v が大きいと(p_2/p_1)によって多少異なるけれども3～10dB(c)大きいキャビテーション騒音を生ずる。オリフィスに人為的に背圧を加えなかった場合すなわち噴流を大気圧へ流出させた場合($v=59\text{ m/s}$ の場合は $p_2/p_1=0.005$ 、 $v=40\text{ m/s}$ の場合は $p_2/p_1=0.025$)にはオリフィス直後の平均静圧は0.03および0.60 kg/cm²(a)で、いずれも真空になっている。そのときのキャビテーション騒音は88dB(c)($v=59\text{ m/s}$)および77dB(c)($v=40\text{ m/s}$)である。 $p_2/p_1=0.2$ の場合でもキャビテーション気泡を生じている。この場合は $p_2=8.1\text{ kg/cm}^2$ (a)($v=59\text{ m/s}$)および 4.2 kg/cm^2 (a)($v=40\text{ m/s}$)でいずれも相当高い平均静圧であるが、噴流部ではキャビテーション気泡を発生しており、噴流部のみが局部的に真空になっていることがわかる。平均背圧を高くすると発生するキャビテーション騒音は低下し $v=59\text{ m/s}$ の場合、88dB(c)($p_2/p_1=0.005$)から75dB(c)($p_2/p_1=0.25$)へと13dB(c)も小さくなり、オリフィス背圧を大きくすることは発生騒音を小さくする効果がある。

キャビテーション騒音の音色は、圧力比(p_2/p_1)が小さいときは

比較的低周波数の成分であるが、圧力比をある程度大きくすると高い周波数の成分が大きくなる。キャビテーション脈圧と騒音とを周波数分析した結果の例は図6に示すとおりである。周波数分析にあたってはヘテロダイン方式の10Hz幅帯域フィルタを用いキャビテーションが定常的に発生している1秒間のRMSをとって分析した。騒音はモデルオリフィスから1mの点で、高圧側および低圧側脈圧はそれぞれオリフィスから40mm離れた点で測定された。オリフィスの背圧 $p_2=0.47\text{ kg/cm}^2$ (a)の場合、脈圧に $f>3\text{ kHz}$ の高い周波数の成分が全くないにもかかわらず騒音には $f<10\text{ kHz}$ の範囲に成分が分布していて、感覚的には低い音から高い音までが混在している。オリフィス背圧をある程度高くした $p_2=4.9\text{ kg/cm}^2$ (a)の場合、オリフィス後方の気泡が減少し、脈圧は $f<11\text{ kHz}$ なる成分を持っている。騒音は限られた周波数の成分が小さくなるが、高い周波数の成分はあまり小さくならない。さらに背圧を大きくして $p_2=10.3\text{ kg/cm}^2$ (a)とすると騒音は大幅に小さくなり、低い周波数から高い周波数まで低下している。また脈圧も $p_2=4.9\text{ kg/cm}^2$ (a)の場合より小さくなっている。特に $f=3.5\sim9\text{ kHz}$ では騒音、脈圧ともに低下量が大きくノイズレベルにまで低下している。しかし、反面 $f=10\sim13\text{ kHz}$ にピークを持つがオリフィスの背圧を高くしキャビテーションの発生を抑制すれば、発生騒音を低減させることができる⁽¹⁾。

図6ではオリフィス背圧を変更した場合について例示したが、ほかの条件を変更した場合についても同様の現象が現われる。



(モデルオリフィスの場合)
図6 キャビテーション脈圧および騒音の周波数分析例

2.4 相関関数による解析

図7はキャビテーション脈圧および騒音の波形の例を示したものであるが、波形を見るかぎりにおいて時間に対し、ランダムと思われる。このようなランダム振動に隠された情報を引き出し、その特性を知るうえで相関関数を用いることは有効な手段である⁽³⁾。相関関数は、

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau) dt \quad (\text{自己相関関数}) \\ \phi_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)y(t+\tau) dt \quad (\text{相互相関関数}) \end{array} \right\} \dots (1)$$

で定義されるもので、 $\phi_{xx}(\tau)$ は関数 $x(t)$ の中に含まれる周期性あるいは減衰を見だし、 $\phi_{xy}(\tau)$ は関数 $x(t)$ と $y(t)$ との間の関連性を見だす。たとえば $x(t)$ の中に周期的に生ずる成分と全くランダムな成分とが含まれている場合、自己相関関数を求めれば、

周期的に生ずる成分は $T \rightarrow \infty$ における極限で常にある値になるはずである。逆に全くランダムに発生するものであれば $T \rightarrow \infty$ における極限はゼロになって相関関数には周期的に生ずる成分だけが現われる。相互相関関数の場合も同様で $y(t)$ の中に $x(t)$ が原因で生ずる成分と $x(t)$ には無関係に生ずる成分とが含まれているなら $T \rightarrow \infty$ の極限では $x(t)$ が原因になって生ずる $y(t)$ の成分はある有限の値になるが、 $x(t)$ に無関係に生ずる $y(t)$ の成分はゼロとなり相互相関関数には現われない。(1)式では関数 $x(t)$ および $y(t)$ が連続な関数であるが、実際には $x(t)$ および $y(t)$ をある周期でサンプリングしその値を用いて相関関数を求める。関数 $x(t)$ 、 $y(t)$ の独立変数 t が時間である場合には時間相関といわれ、 t が空間の位置を表わす場合には空間相関といわれる。

図7には、オリフィスの背圧 $p_2=0.47$ と $8.8\text{kg/cm}^2(\text{a})$ の場合を示している。相関を求める場合、油圧ポンプ脈圧の影響を除去する

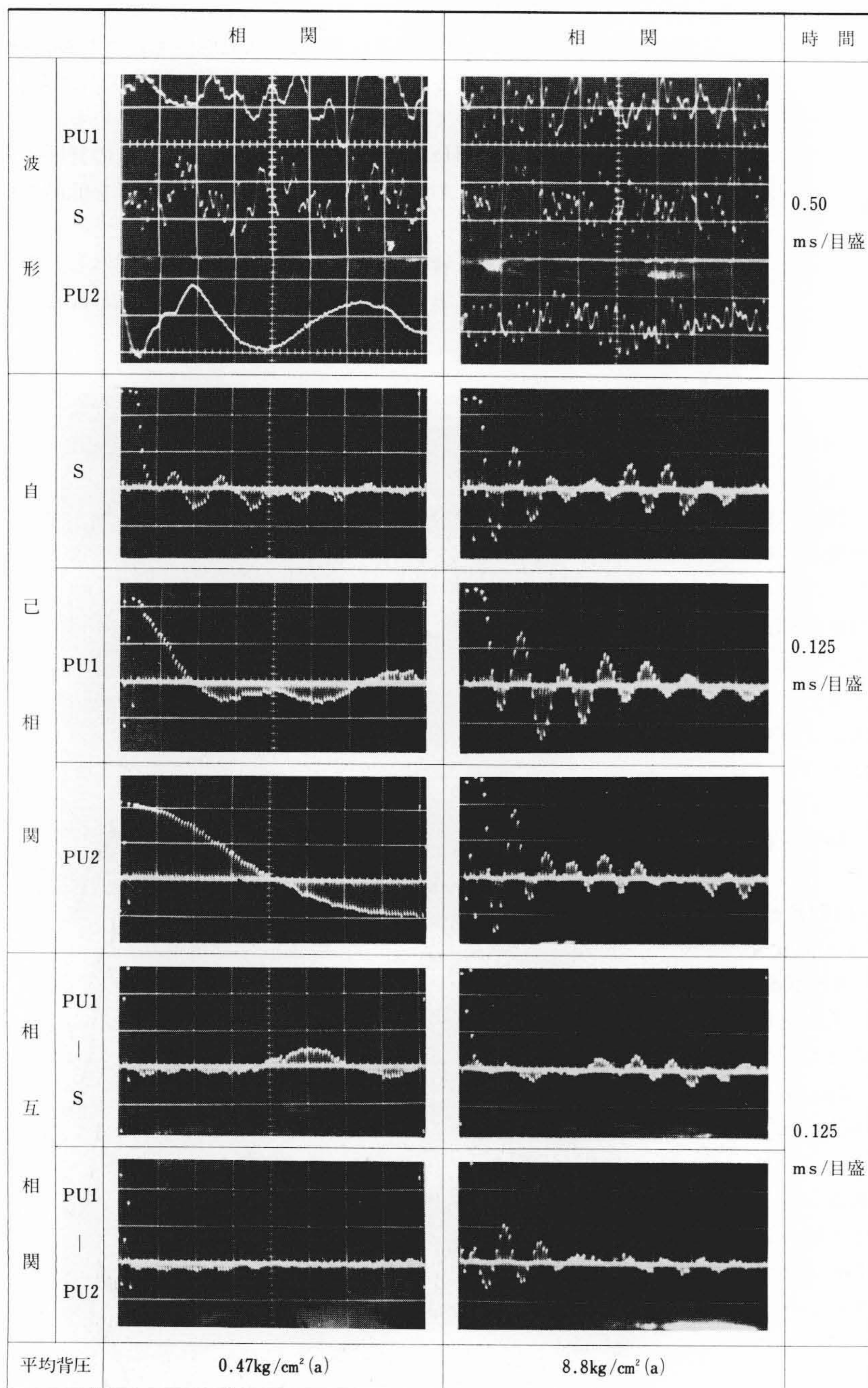
ために $f < 360\text{Hz}$ 以下の周波数は高域フィルタを用いて除去している。オリフィスの背圧が低い場合 $p=0.47\text{kg/cm}^2(\text{a})$ は騒音と脈圧とで周波数が異なっている。脈圧が騒音に比べて周波数の低いことは図6にも表われている。図6を見るかぎり騒音は可聴音周波数の全域に分布しているが図7のように相関を求めてみれば $f \approx 6.3\text{kHz}$ の高い周波数が得られ、他の周波数の成分はほとんどない。また相関波形から脈圧はパルスと考えられ、そのパルス脈圧により配管壁が打撃されて騒音を発生しているようである。高圧側脈圧と低圧側脈圧、高圧側脈圧と騒音との相互相関は微弱である。

オリフィス背圧 $p_2=8.8\text{kg/cm}^2(\text{a})$ では、脈圧(高、低)、騒音にはほぼ同一の周波数の成分 $f=7 \sim 8\text{kHz}$ を有する。この場合には図6 $p_2=10.3\text{kg/cm}^2$ に類似した周波数分布をしていて $f=6 \sim 11\text{kHz}$ にピークを持っている。また高圧側脈圧と低圧側脈圧、低圧側脈圧と騒音との間に相関があることがわかる。その周波数は自己相関に現われた周波数と同一である。脈圧と騒音との関係は強く、騒音源としての脈圧と騒音とが同一の周波数である。これらのことからオリフィスの背圧が低い場合には、パルス脈圧によって配管壁が打撃されて騒音を生じ、背圧がある程度大きくなると脈圧と騒音とが同じ周波数となり配管壁から脈圧と同一周波数の騒音を放射することがわかる。

3. キャビテーション脈圧および騒音の低減法

3.1 2段絞りによる低減法

前述のようにオリフィスの背圧を大きくすればキャビテーション騒音および脈圧を低減することができる。すなわち負荷圧が高い場合にはオリフィスを多段にすれば単段の場合よりも脈圧および騒音を低減できると思われる。図8はその例としてオリフィスを2段に用いた場合(Ex.2, Ex.3)と単段の場合(Ex.1)と発生騒音の大きさを比較して示したものである。Ex.1の場合流量 Q が大きくなると($Q \geq 700\text{cm}^3/\text{s}$)キャビテーションを発生し、流量の増大に伴って発生騒音も大きくなり $Q=$



$v=44\text{m/s}$

s : 騒音 PU1, PU2 : 高圧側, 低圧側脈圧。

(モデルオリフィスの場合)

図7 キャビテーション脈圧および騒音の相関

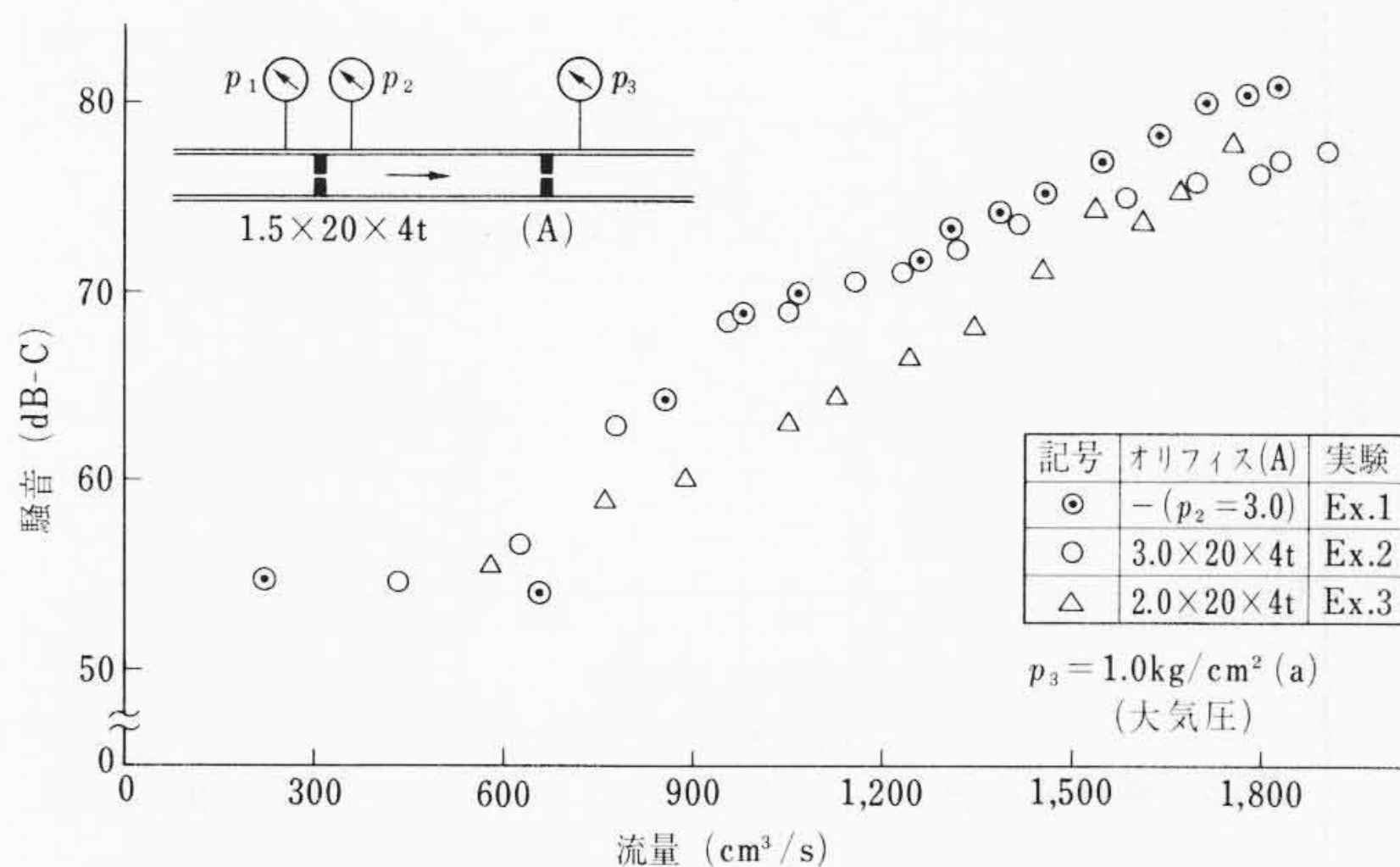


図8 2段絞り法によるキャビテーション騒音の低減

1,800cm³/sでは81dB(c)にもなる。これに対し(Ex.2)の場合(2段目オリフィスとして3.0×20×4.0tを使用) $Q < 1,300\text{cm}^3/\text{s}$ では2段目オリフィスを設けた影響はないが、 $Q > 1,300\text{cm}^3/\text{s}$ では(Ex.1)に比べて発生騒音は小さくなる。2段目オリフィスをさらに狭くした(Ex.3)の場合(2.0×20×4.0tを使用)には、キャビテーションを生じ始めるとすぐに($Q \approx 700\text{cm}^3/\text{s}$)キャビテーション騒音を低減させる効果が現われ始め、 $Q \approx 1,000 \sim 1,200\text{cm}^3/\text{s}$ では騒音が6～8dB(c)低下する。しかし $Q > 1,200\text{cm}^3/\text{s}$ では騒音の低減量は小さくなって $Q \approx 1,700\text{cm}^3/\text{s}$ ではEx.2とほぼ等しくなり、 $Q > 1,700\text{cm}^3/\text{s}$ ではむしろ(Ex.2)よりも小さくなっている。

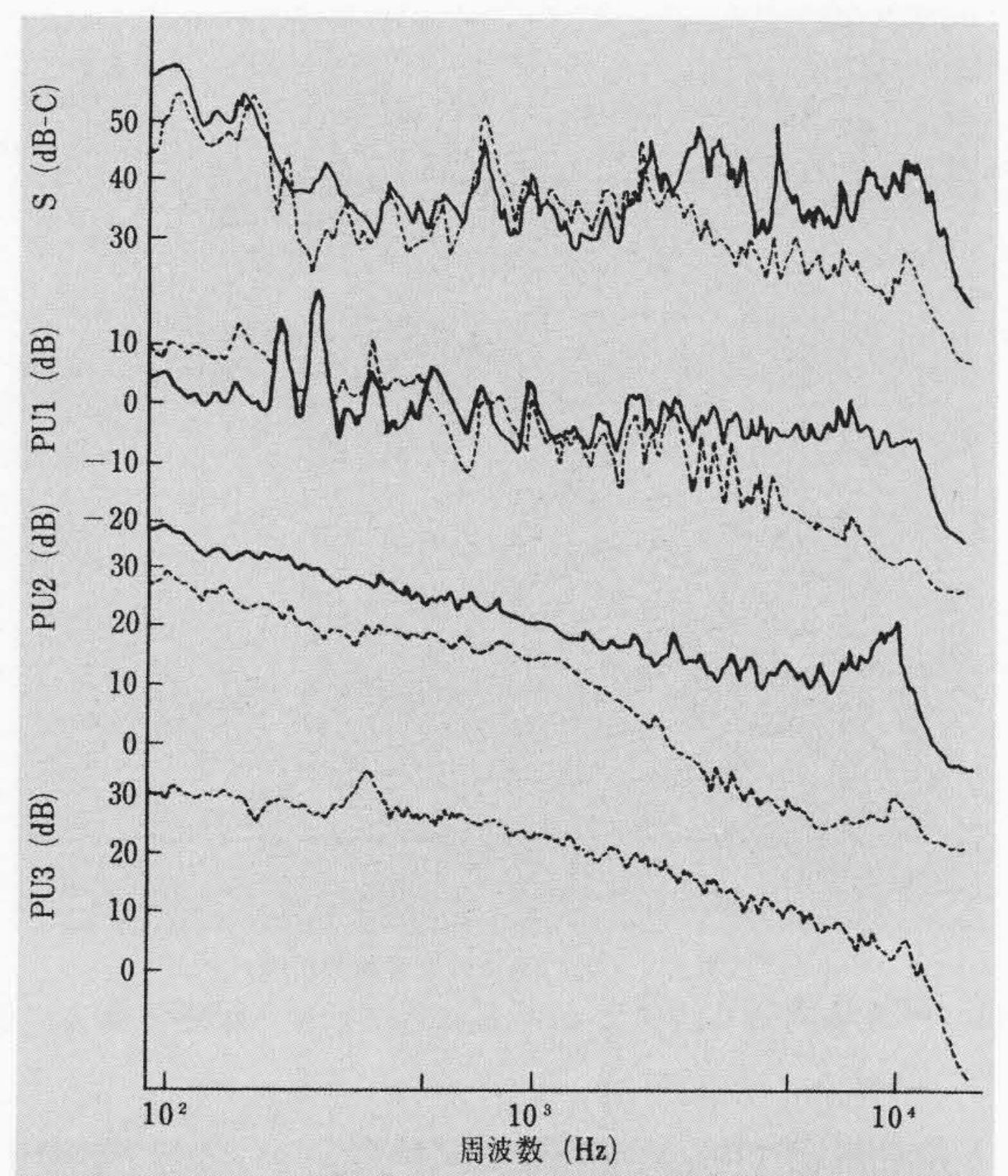
この図に示した騒音の大きさは1段目、2段目オリフィスで生ずる騒音の合計であり、(Ex.2)では $Q > 1,300\text{cm}^3/\text{s}$ で、(Ex.3)では $Q > 700\text{cm}^3/\text{s}$ で騒音の低減効果が現われている。

これは流量がある程度増加して1段目オリフィスの背圧が大きくなってここで生ずるキャビテーションが弱くなり、それによって騒音が小さくなるためであり、(Ex.3)の場合に $Q > 1,200\text{cm}^3/\text{s}$ で騒音低減量が徐々に小さくなるのは、2段目オリフィス前後の圧力比 p_3/p_2 が小さくなってここでキャビテーションを生ずるようになり、これに付随して騒音が大きくなるためである。

2段絞りにすると8dB(c)の騒音低減量があるが、低下した周波数成分をみるため $Q = 1,300\text{cm}^3/\text{s}$ の場合について(Ex.1)と(Ex.3)の脈圧と騒音を周波数分析して示すと図9のようになる。(Ex.1)に比べ(Ex.3)では2段目オリフィスの効果として発生騒音が5dB(c)低下している場合である。すなわち(Ex.3)は1段目オリフィスでのキャビテーションの発生がある程度抑制されかつ2段目オリフィスでのキャビテーションの発生が弱く、発生騒音が小さいときである。図を見れば騒音では $f \geq 2\text{kHz}$ の範囲の周波数成分が10～15dB小さくなっている。脈圧PU1(1段目オリフィス上流側)では騒音と同様 $f \geq 2\text{kHz}$ で低下しており特に $f \geq 4\text{kHz}$ では10～20dB低下している。脈圧PU2(二つのオリフィスの間)では全周波数範囲で10～30dB低下しており、特に $f \geq 1.5\text{kHz}$ では低下量が急激に増大する。脈圧PU3(2段目オリフィスの下流側)では高周波成分になるほど小さくなっている。

3.2 弾性体内張りによる低減法

キャビテーションの特性を考慮すれば配管内壁に弾性体を内張りして発生するキャビテーション脈圧を吸収し、これにより騒音を低減する方法が考えられる。図10は弾性体を内壁に内張りした場合(Ex.5)とない場合(Ex.4)との発生騒音の大きさを示したものである。(Ex.4)の場合オリフィスに人為的に背圧を加えなければ発生騒音は78dB(c)であるが、オリフィスの背圧を大きくすれば(圧力比を大きくする)騒音は徐々に低下し $p_2/p_1 \approx 0.3$ では70dB(c)となる。これに対し(Ex.5)の場合は人為的に背圧を加えないとき73dB(c)であるが圧力比が大きくなると直線的に低下し、 $p_2/p_1 = 0.38$ で



(モデルオリフィスにおける場合の周波数分析例)

図9 2段絞り法によるキャビテーション脈圧・騒音の低減

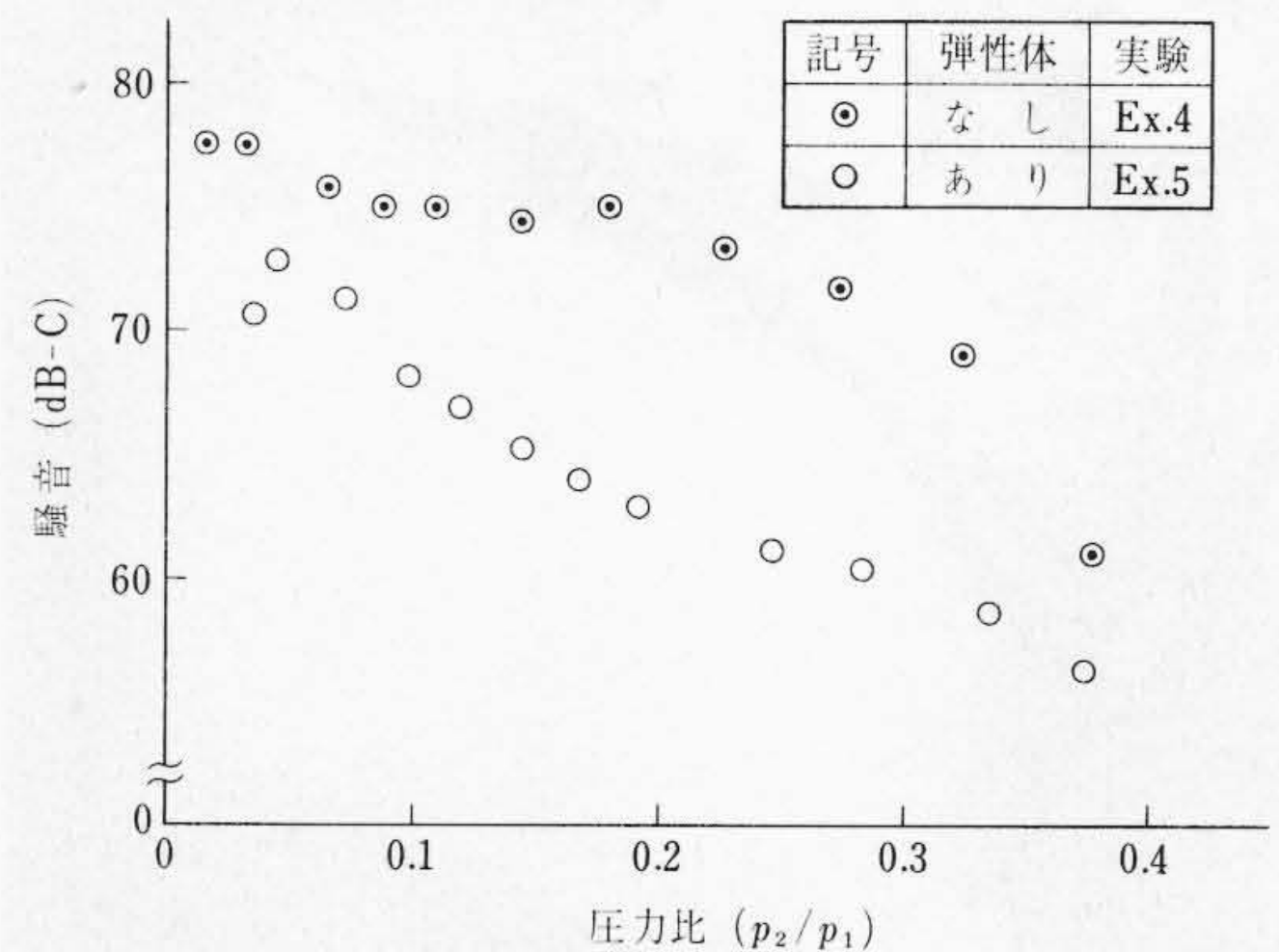


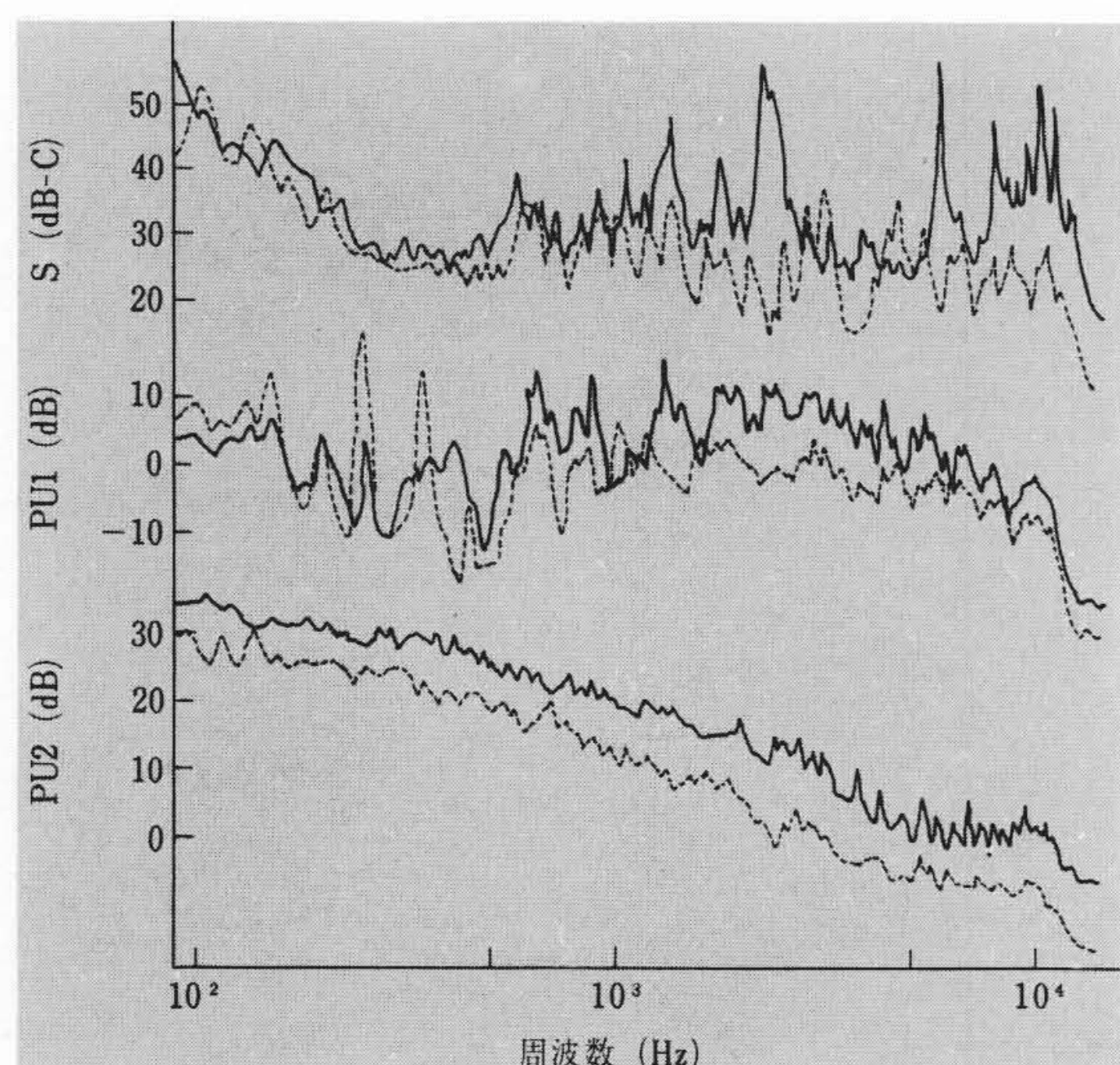
図10 弾性体内張り法によるキャビテーション騒音の低減

は56dB(c)になる。圧力比が小さい範囲では(Ex.4)と(Ex.5)とで発生する騒音の差は小さくほぼ5dB(c)であるが、 $p_2/p_1 \approx 0.2$ では12dB(c)となり弾性体の効果が大きい。 $p_2/p_1 > 0.35$ ではキャビテーションの発生が抑制されて発生騒音が低下し、弾性体を内張りしてもその効果は小さくなる。弾性体を内張りする方法は2段絞りの場合以上に騒音低減に効果がある。

弾性体の内張り法の効果をさらに詳しく知るため、脈圧と騒音を周波数分析した例は図11に示すとおりである。騒音では $f \geq 1\text{kHz}$ の高い周波数の成分が20dB(c)以上も低下している。ゴムを内張りする前には $f \geq 1\text{kHz}$ の成分が大きい騒音であって感覚的にうるさが目だつが、弾性体を内張りすることによりこのうるさが大幅に和らいでいることがわかる。騒音だけでなく脈圧についても10dBの低減があり、この方法が脈圧と騒音の鋭さを緩和する方法であることがわかる。

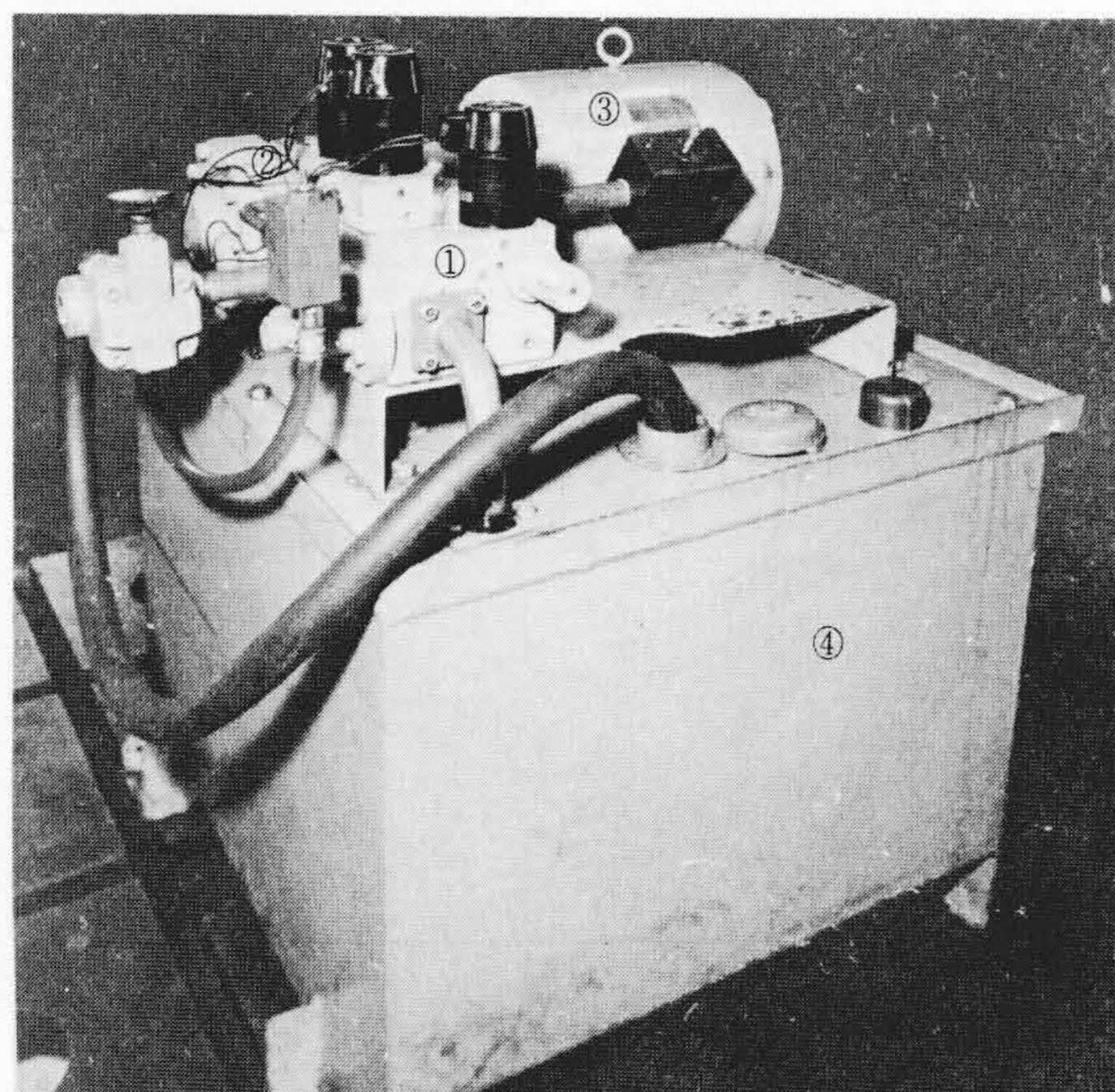
3.3 流量制御弁におけるキャビテーション騒音の低減法

弾性体内張法を流量制御弁に適用して騒音・脈圧の低減効果を調べたが、供試パワーユニットは図12に示すとおりである。この図で①に示した流量制御弁でエレベータの速度特性を満足するよう圧油の流量制御を行なった。絞りオリフィスを単段として油圧シリンダの負荷圧を圧力降下させれば強いキャビテーションを発生し、それに伴い大きなキャビテーション騒音を生ずる。そこでこの流量制御弁の油路内壁に弾性体を内張りしてキャビテーショ



(モデルオリフィスの場合の周波数分析例)

図11 弾性体内張り法によるキャビテーション脈圧・騒音の低減



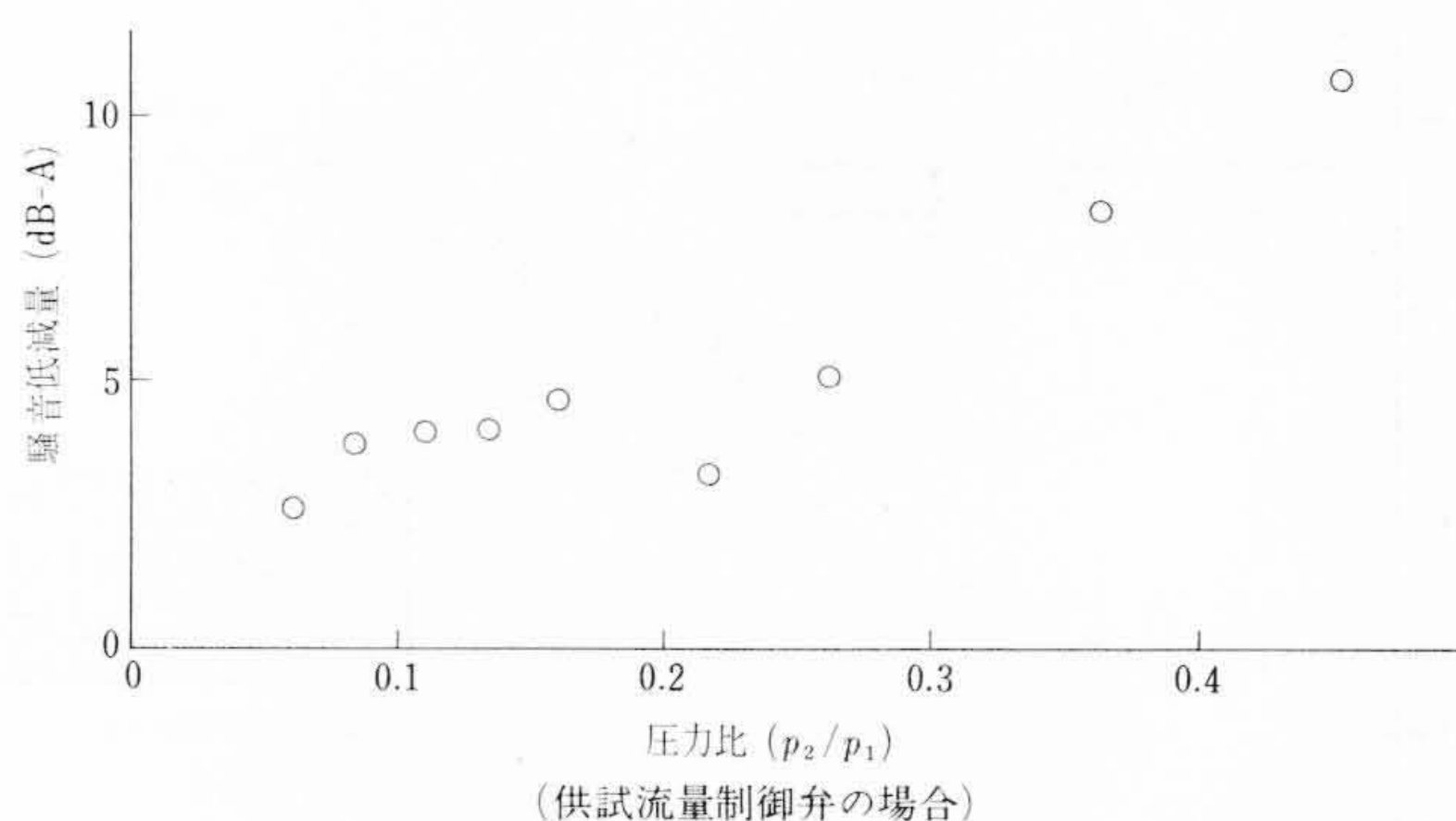
①流量制御弁 ②油圧ポンプ ③電動機 ④油タンク

図12 供試パワーユニット外観

ン脈圧および騒音を低減しようとするものである。図13は流量制御弁油路にゴムを内張りしないときにオリフィス前後の圧力比を変えたときのキャビテーション騒音と油路内壁に弾性体内張りしたときのキャビテーション騒音の低減量を比較したものである。絞りオリフィス前後の圧力比が小さい範囲では騒音低減量は4～5 dB(A)であるが、 $p_2/p_1 > 0.3$ とすると騒音の低減量は急激に大きくなる。弾性体のある場合およびない場合の騒音と脈圧とを周波数分析して比較したのが図14である。この場合オリフィスの背圧 $p_2 = 6.0 \text{ kg/cm}^2(\text{a})$ 、噴流流速 $v = 57.8 \text{ m/s}$ である。騒音はモデルオリフィスの場合ほど低減していないが、流量制御弁の構造上弾性体で油路を完全におおうことができなかったためであろう。しかし脈圧ではモデルオリフィスの場合と同様に $f > 1 \text{ kHz}$ の範囲の周波数成分の低減効果が大きく、途中配管系から放射される騒音を低減できることがわかる。

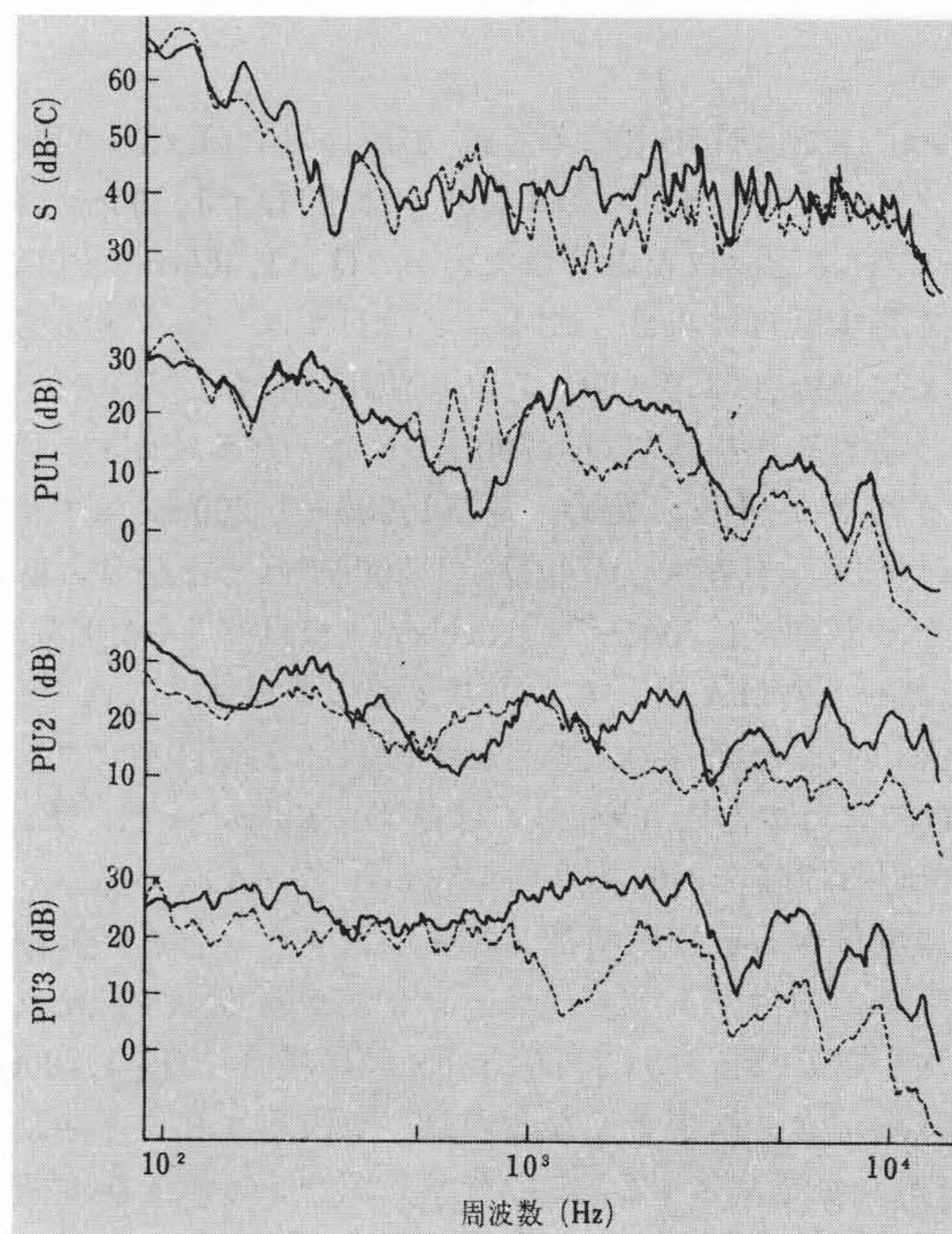
二段絞りあるいは弾性体内張りの方法を実機油圧エレベータへ応用するとキャビテーション騒音の大きさがどうなるであろうか。前者の方法では機械室内で7～8 dB(B)低下し、後者の方法では乗りかご内で3～4 dB(B)低下する。

このように2段絞りおよび弾性体内張り法はキャビテーション脈圧および騒音を低減することができる。



(供試流量制御弁の場合)

図13 弾性体内張り法によるキャビテーション騒音の低減



(供試流量制御弁の場合)

図14 キャビテーション脈圧・騒音の低減

4. 結 言

油圧エレベータの流量制御弁を直管内のオリフィスで模型化して高速噴流によって生ずるキャビテーションの特性とキャビテーション脈圧、騒音の低減法および流量制御弁におけるキャビテーション脈圧、騒音の低減法について実験し次の結論を得た。

- (1) キャビテーション脈圧はパルス脈圧であり、騒音はこのパルス脈圧によって管壁が打撃されて生ずるものである。
- (2) 騒音および脈圧の成分は可聴音周波数のほぼ全範囲に分布している。
- (3) 2段に分割して圧力降下させれば4～8 dB(c)の、弾性体を管路に内張りすれば5～12 dB(c)の騒音低減が可能であり、 $f > 1 \text{ kHz}$ の高周波数成分を低減できる。
- (4) 油圧エレベータパワーユニットに弾性体内張り法を適用した場合キャビテーション騒音および脈圧を低減することができる。特に脈圧の低減量が大きく乗りかご内の騒音レベルが小さくなる。

参 考 文 献

- (1) 齊藤：油圧，7-2 ('64)
- (2) 佐伯：油圧化設計，7-10 ('69-10)
- (3) 磯部編：相関関数およびスペクトル，東京大学出版会 ('68)