

管路系固体音における音・振動源特性の測定方法に関する検討
STUDY ON THE METHOD FOR DETERMINATION OF SOURCE
CHARACTERISTICS OF STRUCTURE-BORNE SOUND
IN WATER PIPING SYSTEM

平松 友孝^{*}, 大川 平一郎^{**}, 子安 勝^{***}
Tomotaka HIRAMATSU, Heiichiro OHKAWA and Masaru KOYASU

The structure-borne sound caused by water piping systems connected with pumps influences on the sound environments in rooms of hotels and apartment houses etc. The application of the theoretical system using the characteristics of noise and vibration sources as the input data would be useful for the prediction and control of these structure-borne sound. The establishment and application of the system are connected with the studies on many unknown points. The first, it seems to be necessary to know the characteristics of noise and vibration sources. Then, the investigations on the method to measure emitted results, it is concluded that these methods are applicable to the prediction of structure borne sound caused by water piping system, and contribute to choose appropriate sources aiming at the noise reduction and to declare the source characteristics.

Keywords :water piping system, sound power, vibromotive force, vibration, water-borne sound, structure-borne sound
管路系, 音響出力, 加振力, 振動, 水中音, 水中伝播音, 固体伝播音

1. 緒言

ホテル, 集合住宅, 事務所ビル等では, 従来からポンプに接続された管路系からの騒音が居室に影響を及ぼし, 問題となっている事例が多い。特に近年では, 集合住宅においてポンプを用いた給水システムを用いることが多く, この管路系からの騒音の影響が新たな問題として浮かび上がっている。これらの大多数は, ポンプ, 弁等に発生した振動が直接, あるいは管路を伝播して建物躯体に入込み, 居室内装材から放射される固体伝播音であることが多くの事例から明らかになっている。

筆者等は, この管路系固体伝播音の予測・低減対策では, 音・振動源となるポンプ等の音・振動源特性を入力条件とした理論体系を用いることが望ましいと考えている。しかし, 現状では, 特に音・振動源特性と管路系における振動・音響伝播特性が把握されていないことから, 低減対策は経験によるものが多く, 定量的な予測が行われているとは言いがたい。この予測体系の構築, 適用に関しては今後の研究に負うところが多いが, まずは音・振動源特性の把握が必要であると言える。ここでは,

発生源特性を音・振動減から管路内水中へ放射される音響出力と管路に伝達される加振力で取り扱うこととし, 管路系固体伝播音の予測体系におけるその取扱い方に関する検討と測定方法に関する実験的な検討を行った。

2. 管路系固体伝播音の伝播, 発生

ポンプ等管路系固体伝播音の伝播・放射は図1に示す様に模式化される。すなわち, ポンプ等に発生した振動・音響が管路を伝播して, 管路の支持部から建物躯体・居室に到達し, 内装から固体伝播音が放射されるという機構になる。



図1 音源から管路への音響・振動入射, 伝播, 居室における固体伝播音の放射模式図

本研究の一部は1995, 1996年度日本音響学会春期, 秋期発表会¹¹⁾⁻¹³⁾, 及び1995年度日本建築学会大会(北海道)¹⁴⁾で発表している。

^{*} 大成建設技術研究所 室長・工博

^{**} 音環境研究所 所長・工博

^{***} 千葉工業大学工学部情報工学科 教授・理博

Manager, Technology Research Center, Taisei Corporation, Dr. Eng. President, Sound Environment Research Inc., Dr. Eng.

Prof., Dept. of Computer Science, Faculty of Engineering, Chiba Institute of Technology, Dr. Sc.

この発生、伝播系をさらに微視的に見れば、図2に示す様に、ポンプ、弁等から水中には音が放射され、管壁には振動が伝達され、また水と管壁との間ではエネルギーの授受が行われるものと想定される。管路の支持部では、管壁の振動が支持材を介して建物躯体に伝播することから、最終的には管壁振動の予測が必要となり、水中音は管壁振動予測に寄与する1要因という扱いになる。



図2 ポンプ等振動・音の管路系における伝播模式図

3. 音・振動源特性の設定

管路系固体伝播音の予測・低減対策に用いる発生源の音・振動源特性の設定に関して考察する。

ポンプ等に接続された管路の振動、水中音を測定することは比較的簡易であり、音・振動源特性の概略の傾向を見ることには有効であると言える。しかし、これらは管路固有の振動・音響特性の影響を大きく受けた、すなわち接続管路の仕様によって大きく変わる可能性のある値であり、管路系固体伝播音の予測、あるいは低減対策を目的とした場合の入力条件に用いる量としては望ましくない。音・振動源特性は、管路系固体伝播音の予測・低減対策の入力条件となる他、低減対策を目的とした音・振動源の選定、および規格化（ラベリング）に寄与できることが望ましく、そのためには、測定、あるいは推定される値が接続される管路系によって極力異ならないことが一つの条件となる。

以上の条件を考慮すれば、音・振動源特性としては、発生源から管路に伝達されるパワーとして据えるのが望ましい考え方と言える。前記したように、ポンプ等の音・振動源から管路へは、水中に音が放射され、管壁に振動が伝達される。したがって、音・振動源特性としては管路への両方の入射経路におけるパワーを据える必要がある。本論では、管路系固体伝播音における音・振動源特性として、空調・換気ダクト系騒音の予測の入力条件として用いられている音響出力と、設備機器の振動・固体伝播音の予測に用いられる加振力に着目することとした。具体的には、音・振動源から管路内水中に放射される音響出力と管路に伝達される加振力として取扱う。

ポンプ等接続管路系は、弁、フレキシブル継手、曲がり、分岐、急拡大・縮小、支持材等様々な抵抗があり、接続管路の音響インピーダンス、駆動点インピーダンスが大きく異なるために、接続される管路系によっては異なる音響出力、伝達加振力が測定される可能性がある。

したがって、音響出力、伝達加振力は共に接続管路毎に適合した値を用意しておく必要がある。しかし、管路系固体伝播音の実務的な予測体系を考えた場合、入力条件とする音・振動源特性が接続管路によって異なったのでは望ましい手法とは言えない。そこで、ここでは実務的見地から次に示す取扱い方をとることとした。

3.1 音響出力の取扱い方

建築設備で一般的に用いられる管において水中音を扱う場合、騒音制御で扱う周波数範囲では管軸方向の水中の縦波だけを対象にすれば良いとする。この場合、音・振動源から管路内に放射された進行音波と管路端部等からの逆進行（反射）音波との干渉により定在波が生じる。したがって、水中音と管壁振動との間でエネルギーの授受が無く、また管路途中においても継手等エネルギーを損失する機構が無いと仮定した場合には、腹の部分では最大音圧となり、節の部分では音圧0となる。ここで、管路系固体伝播音の予測を考えた場合、最大音圧を用いるのが最も安全側と言える。前記仮定のもとに逆進行波音圧が進行波音圧と同じであるとすれば、腹の部分の最大音圧は進行波音圧の2倍、レベル表示すれば進行波の音圧レベルに6dBを加えた値となる。

次に、音・振動源から水中への音響出力と水中音との関係に触れる。1次元音場とみなせ、また断面積が同じ管路では、音響出力を W 、接続管路の音響インピーダンスを Z_w 、音の強さを I 、進行波音圧を P 、管路内断面積を A とすれば、それぞれの関係は(1)、(2)式に示すようになる。

$$I = W / A = P^2 / Z_w \quad (1)$$

$$P = \sqrt{I Z_w} = \sqrt{W Z_w / A} = \sqrt{W \rho c / A} \quad (2)$$

すなわち、進行波音圧 P は音響出力 W と管路の断面積 A 、接続管路の音響インピーダンス Z_w を用いて(2)式の関係から求められる。ここで、接続管路の音響インピーダンス Z_w は、実務上は水の等価音響抵抗 ρc （ ρ :水の密度、 c :水中における音速）を用いることとする。なお、ポンプ等の音源の管路との接続部における断面積 A_s が接続管路の断面積 A_p と異なる（レギュレーターを用いて断面積を変換する様な）場合には、接続管路の音響インピーダンス Z_w が変わらないという仮定のもとに、(2)式で用いる断面積は接続管路の断面積 A_p とする必要がある。

管路系固体伝播音の予測における過程では、実務的にはここに示した考え方により音響出力から水中音圧を求める方法が提案できる。

3.2 伝達加振力の取扱い方

(1) 伝達加振力と管壁振動との関係

音・振動源から接続管路への加振力伝達位置をポンプと管路との接続フランジと仮定する。音・振動源から伝達される加振力によって、接続管路が応答するわけであるから、接続管路の加振に対する応答関数を推定すれば、

それと音・振動源から管路への伝達加振力を用いて管路の応答振動が算出されることになる。具体的な例で示せば、次のようになる。

音・振動源から管路への伝達加振力 F がポンプと管路との接続フランジに加わったとする。ここで、フランジにおける管路の駆動点インピーダンス Z_j を推定すれば、次式により音・振動源からの加振力伝達におけるフランジ部の振動速度 V_j が算出されることになる。

$$V_j = F / Z_j \quad (3)$$

冷温水系統等の管路系では、ポンプ等の音・振動源は管路途中に設置され、またポンプ等重量のある音・振動源は床・壁等の構造躯体からなんらかの支持材で支持されることが一般的であることを考えれば、音・振動源と管路との接続フランジにおける振動速度に着目すれば、実際の管路系は図3の a) に示すブロック図の様にモデル化される。ここでの音・振動源と管路、および音・振動源支持材との接続部における各方向の駆動点インピーダンスは各接続部位を分割した場合の値を示している。また、すべての駆動点インピーダンスを下流側接続フランジ部に集約すれば、図3の b) の様にモデル化される。

(2) 駆動点インピーダンスの大きさと伝達加振力、接続フランジ部振動との関係

音・振動源と管路との接続部における音・振動源側の駆動点インピーダンス Z_s と管路側の駆動点インピーダンス Z_p との関係によって得られる音・振動源から管路への伝達加振力 F 、接続フランジ部の振動速度 V_j について考察する。

$Z_s \approx Z_p$ の場合

音・振動源と管路との接続部における振動速度 V_j は一定とみなせ、(4)、(5)式に示すように伝達加振力 F 、伝達パワー W は音・振動源側の駆動点インピーダンス Z_s に比例して決定される。

$$F \approx Z_s V_j \quad (4)$$

$$W \approx Z_s V_j^2 \quad (5)$$

$Z_s \approx Z_p$ の場合

伝達加振力 F は一定とみなせ、音・振動源と管路との接続部における振動速度 V_j は管路側の駆動点インピーダンス Z_p に比例して決定される。

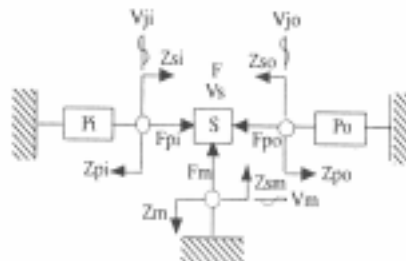
$Z_s \approx Z_p$ の場合

伝達加振力 F と音・振動源と管路との接続部における振動速度 V_j とは、(6)式に示すように音・振動源側の駆動点インピーダンス Z_s と管路側の駆動点インピーダンス Z_p との和を一定とした関係になる。

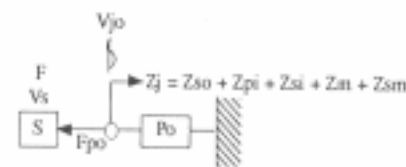
$$F = (Z_s + Z_p) V_j \quad (6)$$

また、音・振動源の振動速度を V_s とすれば、それと接続部における振動速度 V_j とは、(7)式の関係となる。

$$V_j \approx 1/2 V_s \quad (7)$$



a) すべての加振力伝達部位を表したモデル



b) すべての駆動点インピーダンスを下流側管路接続部に集約したモデル

- S : 音・振動源
- Pi : 上流側管路
- Po : 下流側管路
- F : 音・振動源の加振力
- Fpi : 上流側管路への伝達加振力
- Fpo : 下流側管路への伝達加振力
- Fm : 音・振動源支持系への伝達加振力
- Vs : 音・振動源の振動速度
- Vji : 上流側管路との接続部における振動速度
- Vjo : 下流側管路との接続部における振動速度
- Vm : 音・振動源支持系との接続部における振動速度
- Zpi : 上流側管路の駆動点インピーダンス
- Zpo : 下流側管路の駆動点インピーダンス
- Zm : 音・振動源支持系の駆動点インピーダンス
- Zsi : 上流側管路から見た音・振動源の駆動点インピーダンス
- Zso : 下流側管路から見た音・振動源の駆動点インピーダンス
- Zsm : 音・振動源支持系から見た音・振動源の駆動点インピーダンス

図3 管路系における音・振動源の加振力伝搬モデル図

(3) 駆動点インピーダンスの取扱いについての考え方

前記したように、伝達加振力と接続フランジ部振動との関係は、音・振動源側の駆動点インピーダンス Z_s と接続管路側の駆動点インピーダンス Z_p との大きさの関係により異なるので、本来は Z_p, Z_s を音・振動源と接続管路を切り離れた系で測定すべきである。しかし、実際に水を挿入したままで切り離すことは困難であるので、現実的には音・振動源と管路が接続された状態で接続フランジ部における駆動点インピーダンスとして測定せざるを得ない。この点については、実測による検討結果を5に示す。

3.3 水中音と管壁振動との関係

3.1, 3.2で示したように、理想的な条件の基で音響出力から水中音を、また伝達加振力から管壁振動を求めることができる。しかし、実際には両者の間にはエネルギーの授受があり、実際の水中音、管壁振動は個々に予測した値とは異なることが想定される。したがって、管路支持部等の管壁振動を推定するためには、水中音と管壁振動との相互作用を解明する必要があるが、この点に関しては今後の研究課題としたい。

4. 音・振動源から管路内水中への音響出力測定方法に関する検討

ここでは、ポンプ等の音・振動源から管路内水中に放射される音響出力の測定方法に関して基礎的な検討を行った結果を示す。

4.1 測定原理

管路内のある断面における水中の音圧は、管と水中とでエネルギーの授受が行われていない仮定条件の基では、ポンプ等から到達する進行波とポンプ等とは逆方向にある境界条件から反射してくる逆進行波が合成されて測定される。したがって、ポンプ等から水中への音響出力を求めるには、進行波の音圧を測定する必要がある。

ここでは、2つの水中マイクロホンを用いて進行波音圧 p を測定する方法¹⁾⁻³⁾に着目して、実験的に検討した。

ポンプに接続された管路において、2つの水中マイクロホン Mic.1, Mic.2 が図4に示すように間隔 d で設置されている場合を考える。

ここで、Mic.1, Mic.2 から得られる音圧信号をそれぞれ $m1(t)$, $m2(t)$ とする。

$m1(t)$, $m2(t)$ のフーリエ変換を $M1(\omega)$, $M2(\omega)$, また $m1(t)$, $m2(t)$ の $\tau = d/c$ (c : 音速) だけ遅延した信号のフーリエ変換を $M1'(\omega)$, $M2'(\omega)$ とすれば、 $U(t)$, $V(t)$ のフーリエ変換 $U(\omega)$, $V(\omega)$ は次式により求められる。

$$U(\omega) = M1(\omega) - M2'(\omega) \quad (8)$$

$$V(\omega) = M2(\omega) - M1'(\omega) \quad (9)$$

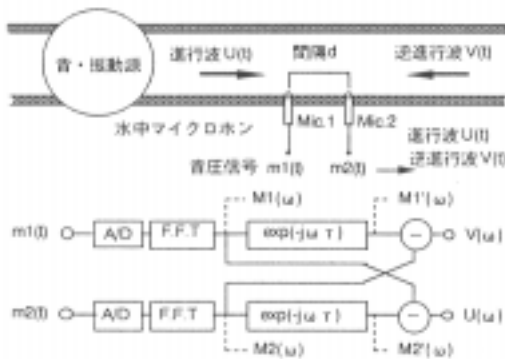


図4 音・振動源から管路内水中への音響出力測定原理

信号 $f(t)$ に対して時間 τ だけ遅延した $f(t-\tau)$ と $f(t)$ のフーリエ変換 $F(\omega)$ は、

$$f(t-\tau) \rightarrow F(\omega) \cdot \exp(-j\omega\tau) \quad (10)$$

の関係となるから、 $M1'(\omega)$, $M2'(\omega)$ は、

$$M1'(\omega) = M1(\omega) \cdot \exp(-j\omega d/c) \quad (11)$$

$$M2'(\omega) = M2(\omega) \cdot \exp(-j\omega d/c) \quad (12)$$

で表される。

なお、 $U(\omega)$ から進行波音圧を求めるためには、 $U(\omega)$ を $2\sin(\omega d/c)$ で除する必要がある。したがって、 $2\sin(\omega$

$d/c)$ が0となる周波数では計算不可能であり、またその付近でも誤差を生じる。そこで、 $2\sin(\omega d/c)$ が1以上になるように $(2d/\lambda)$ の範囲を規定することとした。ここで、 λ は波長を示す。算出結果は $0.159 < 2d/\lambda < 0.866$ となり、この範囲でマイクロホン間隔 d に対応した測定対象周波数が決定される。

音響出力 W は、以上の測定原理により測定した進行波音圧 p と水の等価音響抵抗 ρc 、および接続管路の管内寸の断面積 A を用いて次式により求める。

$$W = P^2 A / \rho c \quad (14)$$

4.2 測定方法の実験的検討

(1) 実験管路

実験は、図5に示す空気充填管路と図6に示す水充填管路を用いて行った。各管路は、一端にスピーカーを取付け、また他端は盲フランジでふさぎ反射端としている。スピーカー、音圧センサーの仕様を表1に示す。

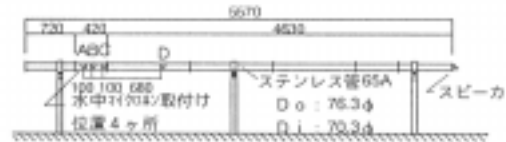


図5 進行波音圧検出のための実験管路 (空気充填管)

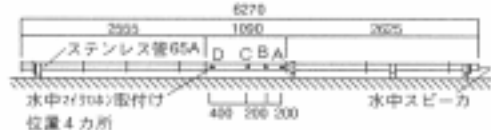


図6 進行波音圧検出のための実験管路 (水充填管)

図1 スピーカー、および音圧センサー

| 管路名 | スピーカー | 音圧センサー |
|-------|-------------------------|-------------------------|
| 空気充填管 | コーン型スピーカー | 水中マイクロホン (B&k 8103) 4ヶ所 |
| 水充填管 | 水中マイクロホン (B&k 8103) を逆用 | 水中マイクロホン (B&k 8103) 4ヶ所 |

(2) 実験方法

本実験では、1つのマイクロホンでも進行波と逆進行波(反射波)を分離できるようにするために、次に示すようにスピーカーからの音の放射に対する系のインパルス応答波形が得られるようにした。表2に示す様に、空気充填管ではM系列信号を、また水充填管では定常ホワイトノイズ信号をスピーカーから管内に放射した時に、各水中マイクロホンで音圧信号を取込み、64回の同期加算平均を行って、それぞれの位置における時間波形を求めた。さらに、アダマール変換によりインパルス応答波形を算出した。なお、信号にM系列信号、定常ホワイトノイズ信号を用いても共に同じインパルス応答波形がえられる

が、ここでは計算プログラムの作成過程上空気充填管、水充填管で入力信号を違えている。

2 マイクロホン法による測定では、インパルス応答波形をフーリエ変換し、各2点間毎に各水中音マイクロホン間の感度・位相差を補正の後、前記した原理により進行波音圧を求めて1/3オクターブの音圧レベルを算出した。なお、本測定方法ではマイクロホン間隔により適正な測定周波数が異なるので表3に示す条件で測定した。

また、1 マイクロホン法による測定では、インパルス応答波形において音源からの進行波と想定される部分を切り出しフーリエ変換してデジタルフィルターを用いて1/3オクターブの音圧レベルを算出した。

なお、各水中音マイクロホン間の感度・位相差は、各水中マイクロホンをすべてスピーカからの距離が同じになるように空気充填管末端に設置し、スピーカに表2に示すM系列信号を入力することにより測定した。

表2 スピーカへの入力信号

| 管路名 | 信号の種類 | 信号の仕様 |
|-------|-------------|--------------------------|
| 空気充填管 | M系列信号 | クロック周波数12.0 kHz、 次数13 |
| 水充填管 | 定常ホワイトノイズ信号 | サンプリング周波数 16.384 kHz |

表3 マイクロホン間隔と測定対象周波数

| 空気充填管 | | | 水充填管 | | |
|------------|---------------|---------|-------------|---------------|---------|
| 周波数範囲 (Hz) | マイクロホン 組合せ | 間隔 (cm) | 周波数範囲 (Hz) | マイクロホン 組合せ | 間隔 (cm) |
| 50 ~ 160 | AD | 88 | 200 ~ 315 | AD | 80 |
| 200 ~ 500 | AC | 20 | 400 ~ 500 | BD | 60 |
| 630 ~ 5000 | AB,BC | 10 | 630 ~ 800 | AC,CD | 40 |
| | | | 1000 ~ 5000 | AB,BC | 20 |

(3) 実験結果

1) 各水中マイクロホン間の感度差,位相差

水中マイクロホンBとD間の感度差と位相差を図7に示す。ここで、結果に対する考察を加える。管長から縦波の波数を算出してみると、589Hzが1波長、884Hzが15波長、118Hzが2波長しか含まれない結果となる。したがって、本実験の負荷信号のサンプリング時間では低周波数領域において十分な周期性が得られていないことが考えられ、その結果、感度差、位相差が大きく異なっていることが想定される。低周波数領域を対象とした場合、位相が異なることは考えにくいことから、測定方法の検証では100Hz以下では100Hzの値をとるものとして検討を進めた。

2) インパルス応答波形

図8に空気充填管において各水中マイクロホンから得られたインパルス応答波形を示す。これによれば、スピー

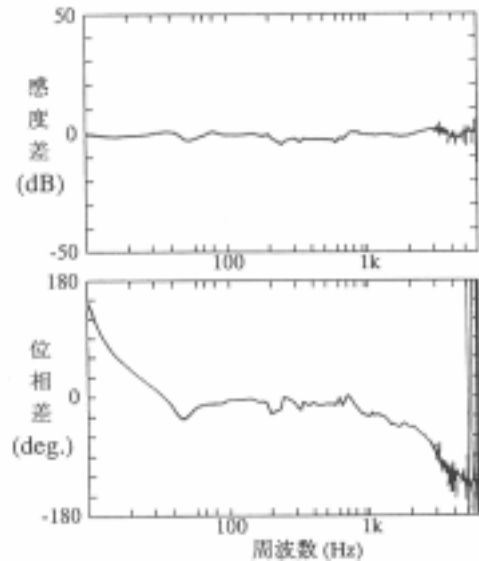


図7 水中マイクロホン間の感度差,位相差 (マイクロホンBとDの例)

ーカからの進行波と他端からの逆進行波がほぼ分離された結果が得られている。

これに対して、水充填管におけるインパルス応答波形は、進行波と逆進行波との間に他の経路からの回り込みと想定される応答波が混入することが判明した。予備実験の結果、この応答波は、図9に示すようにスピーカからの進行波により管壁が励振されてその応答により水中に再放射される音であると想定されたため、管壁に鉛板1mm厚を2層糊付けして管壁も剛性、制振性能を向上させた。この向上によっても、図10に示すように直接波と反射波との十分な分離はできなかった。

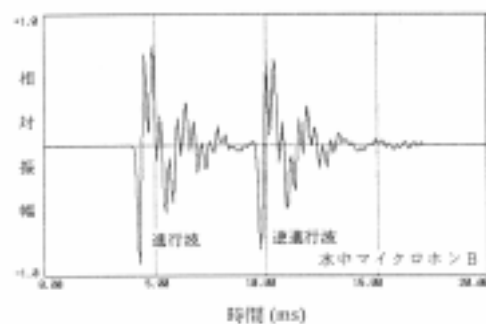


図8 空気充填管におけるインパルス応答波形

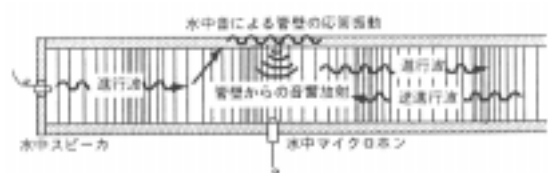


図9 水中音伝播模式図

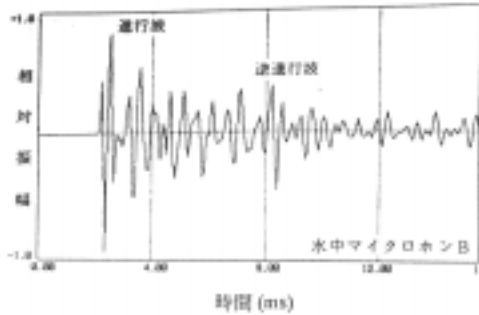


図10 水充填管におけるインパルス応答波形

3) 2マイクロホン法と1マイクロホン法による進行波の比較

2マイクロホン法による進行波測定方法の適用性を確認するために、1マイクロホンによる測定結果をリファレンスとして、測定結果の比較を行った。なお、ここでは、スピーカから管内に放射する音響出力の大きさは規定せず、音圧を測定するのに十分なSN比をとれるように音を放射した。したがって、音圧レベルに絶対的な大きさは意味をなさないで相対レベルで示した。

空気充填管における1つのマイクロホンで測定した進行波音圧と2マイクロホン法により測定した進行波音圧を比較して図11に示す。なお $2\sin(\omega d/c)$ が0となる周波数については表示していない。これによれば、感度差、位相差を補正しない場合は、両者には差が生じているが、補正した場合は良く一致している。

また、水充填管における測定結果を図12に示すが、

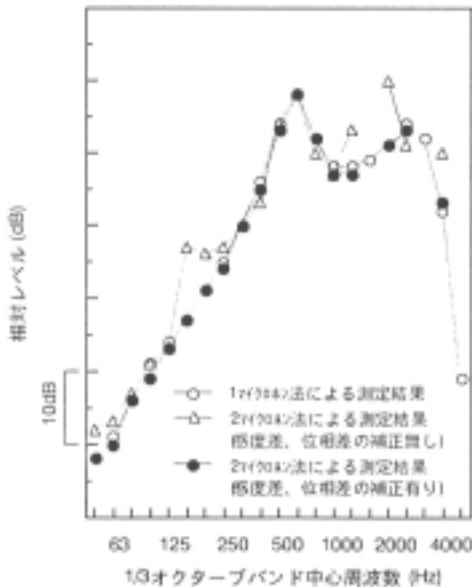


図11 空気充填管における進行波測定結果

315~500 Hz以外は良く一致している。低周波数領域で一致しない原因としては、管壁からの再放射音の影響が進行波と逆進行波との間にあるため、1マイクロホン法の場合進行波を切り出した時に周期性が保たれないことによると想定された。そこで、周期性が保たれるという主旨で全時間応答波に対するFFT分析結果を図中に合わせて示したが、これと2マイクロホン法により測定した結果と比較すれば、中・高周波数領域では逆進行波のエネルギーの付加により前者が若干大きい、低周波数領域では比較的良く一致していることが示されている。すなわち、管壁からの再放射音の影響を小さくして進行波と逆進行波を分離することができれば、空気充填管の結果のように、2マイクロホン法に基づき測定した進行波音圧と1マイクロホン法により測定した進行波音圧は良く一致するものと想定される。

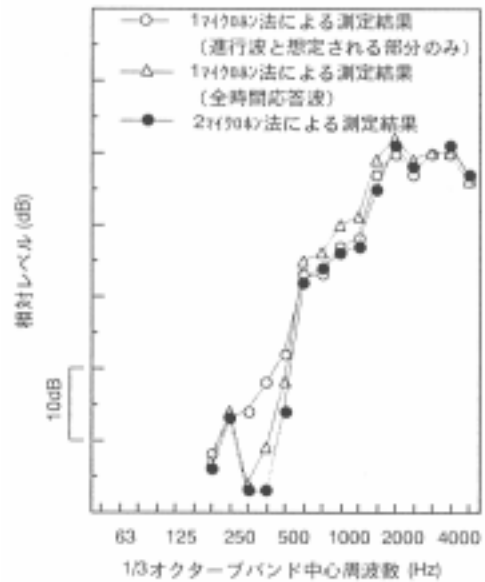


図12 水充填管における進行波測定結果

4) 測定値の影響

図13には、マイクロホンの組合せの異なった位置における進行波音圧測定結果を比較して示す。これによれば、空気充填管、水充填管と共に位置によらずほぼ同様の結果が示されている。したがって、音・振動源と進行波音圧測定位置(マイクロホン位置)との間に弁、分岐、曲がり、拡大・縮小等が無く、同断面であれば、実用上は測定位置は規定する必要が無いと判断できる。

4.3 まとめ

本章では、インパルス応答波を用いることにより、2マイクロホン法による結果が、1マイクロホン法による結果(進行波と逆進行波が明らかに分離できた場合、進行波音圧の真値を検出できると仮定)に良く一致するこ

と、また測定位置によって測定結果に大きな差が生じないことから、進行波音圧の測定における2マイクロホン法の適用性を示した。

1マイクロホン法による測定では、インパルス応答音においては進行波音圧を検出できるが、実際のポンプ等の様に定常音に対しては進行波を検出することはできない。一方、2マイクロホン法では、インパルス応答音と同様に定常音に対しても進行波を検出できることが理論的に想定されることから、音・振動源から管路内水中への音響出力の測定に適用できることが示唆される。

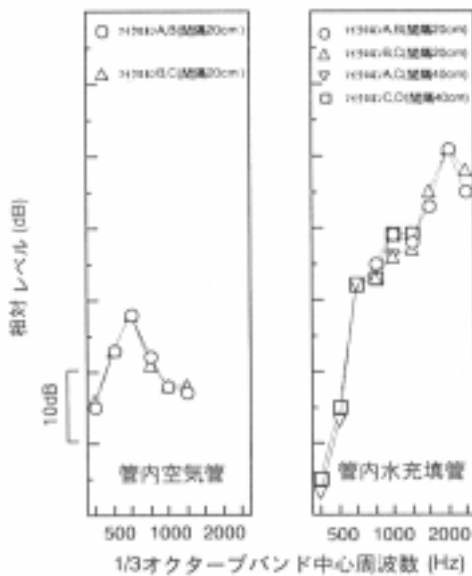


図13 進行波音圧の測定位置の違いによる比較結果

5. 音・振動源から管路への伝達加振力測定方法に関する検討

ポンプ等の音・振動源から管路に伝達される加振力の測定方法に関して基礎的な検討を行った結果を示す。

5.1 測定原理

異なったポンプ等の振動源がそれぞれ同じ管路系に図14に示すように設置された場合、加振力Fと管路系の振動Vの比が一定である。すなわち振動源によらず加振力との接続系の応答振動が線形関係であると仮定すれば、

$$F/V = F'/V' \quad (14)$$

が成り立つ。これは変形して、

$$F = (F'/V') \times V \quad (15)$$

となる。ここで、加振力F'の標準加振源で管路系を加振した時の振動V'を測定して(F'/V')を求めておけば、ポンプ稼動時の管路系の振動Vを測定することにより、ポンプから管路への伝達加振力Fが算出される。なお、振動の検出量に振動速度を用いれば、(F'/V')は駆動点インピーダンスとなる。



図14 音・振動源から管路への伝達加振力の測定概念図

5.2 測定方法の実験的検討

(1) 実験管路

測定方法に関する実験は、図15に示す電動機出力0.75kwのインライン型ポンプ、およびそれに接続された65SUのステンレス管で構成したクローズの管路系において行った。

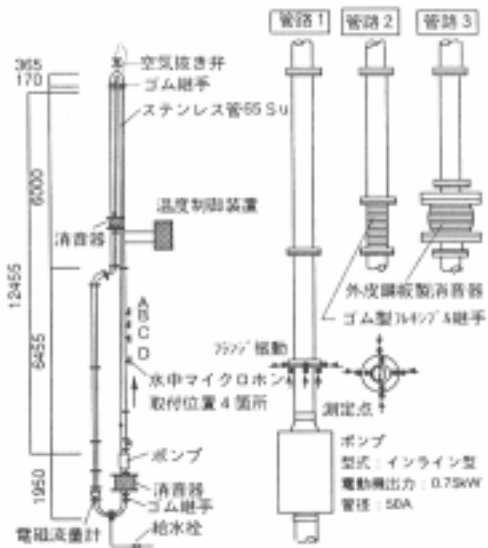


図15 実験管路の概要図

(2) 実験方法

標準加振源による加振点は理論的にはポンプ内部の加振力発生位置とすべきであるが、その部位の加振は困難であるので、ポンプの外装を加振点とせざるを得ない。しかし、ポンプ自体は完全な剛体でないので、汎用性のある加振点を規定することは難しい。そこで、ポンプの仕様によらず同じ加振部位が規定できるように、ここでは加振点を管路との接続フランジ部とした。したがってポンプがある剛性を持つ実際とは矛盾するが、ポンプが剛体という仮定の基に、この部位の駆動点インピーダンスを用いて伝達加振力を測定することになる。具体的には、標準加振源による加振点、および伝達加振力測定位置を図15に示すポンプ吐出し側フランジの管軸方向、および管壁面外方向のそれぞれ4点とした。

標準加振源にはインパルスハンマを用いて、接続フランジ部の駆動点インピーダンスレベル (0dB re 1Ns/m)

を測定した。また、ポンプ稼動時に振動速度レベル (0dB re 1m/s) を測定し、これと駆動点インピーダンスレベルを用いて加振力レベルを算出した。ポンプから管路への伝達加振力レベルは、測定点4点のエネルギー平均値を求めて表した。

(3) 実験結果

1) 駆動点インピーダンスの測定位置について

前記した様に、水が管内に充填されている以上、ポンプと接続管路を理想的な条件で切り離すことはできない。そこで、ポンプと管路を接続フランジ部で切り離し、双方のフランジには盲フランジをボルトにて取り付け、満水とした条件で、接続管路（吐出し側）のポンプから見た駆動点インピーダンス Z_p 、およびポンプの接続管路から見た駆動点インピーダンス Z_s を測定した。その結果を図16に示すが、本管路系においては、全体的には接続管路のポンプから見た駆動点インピーダンスの方が大きい傾向にある。ここでの使用ポンプはインライン型であるが、これは吸込み側管路には剛接された状態であり、ポンプの接続管路（吐出し側）から見た駆動点インピーダンスはポンプだけではなく、吸込み側管路、およびポンプの支持系のインピーダンスの影響も含まれた形となっている。この例では、合成した場合の駆動点インピーダンスのピーク部分は、ほぼ接続管路（吐出し側）側の駆動点インピーダンスで決定されている。なお、床置き型の汎用の渦巻ポンプは管路と比較して十分に大きい質量があり、ポンプ側の駆動点インピーダンスは接続管路側よりも大きいことが想定される。

次に、接続管路（吐出し側）のポンプから見た駆動点インピーダンス Z_p とポンプの接続管路から見た駆動点インピーダンス Z_s との合成値 Z_j とポンプと管路を接続した条件における接合点の接続管路方向の駆動点インピーダンス実測値とを比較して、図17に示す。これによれば、両者は周波数によっては10dB以上の差となっている。接合点における振動パワーの伝達問題では、理論的には音・振動源と管路を分割した状態の両方向の駆動点インピーダンスを把握する必要がある。しかし、前記したように分割した状態での駆動点インピーダンスの測定は難しく、実務的な測定・予測に展開することを考慮して、以降の伝達加振力の実験では、音・振動源と管路とが接続された状態における接合点の駆動点インピーダンスを測定して、加振力を算出している。なお、接合点における駆動点インピーダンスはインパルスハンマの衝撃加振力が10~40dB(0dB re 1N) の範囲ではほぼ同様な値が得られていることから、ポンプから管路への伝達加振力がこの範囲にあればインパルスハンマの衝撃加振力は規定する必要が無いと判断した。

2) フランジにおける伝達加振力の方向別の比較

フランジにおける管軸方向と管壁面外方向の伝達加振

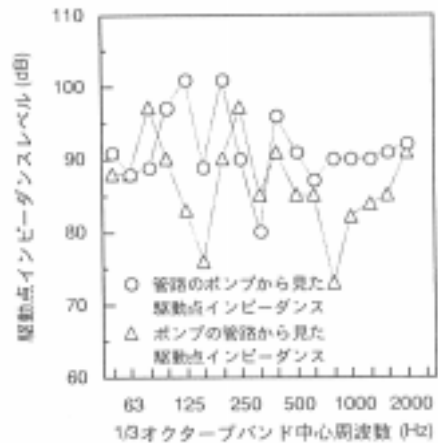


図16 管路の駆動点インピーダンス (管軸方向)

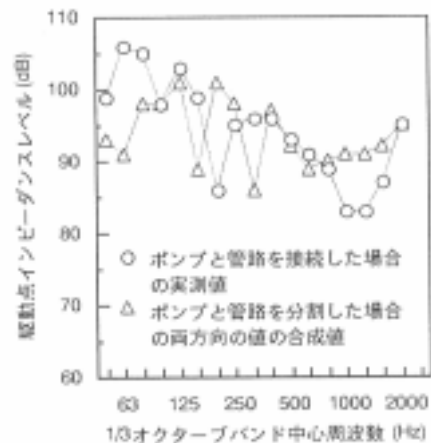


図17 管路の駆動点インピーダンス (管軸方向)

力をそれぞれ図18に示す。このように、加振方向で加振力が異なっているが、管軸方向の方がポンプの回転数に羽根枚数を乗じた周波数の卓越を顕著に示している。いずれか、または双方を測定すべきかは、予測体系と関連付けた検討が必要である。

3) ポンプ吐出し側と吸込み側の伝達加振力の比較

ポンプの吐出し側と吸込み側フランジ部で測定した伝達加振力を比較して図19に示す。ピーク周波数の160Hzでは、ほぼ同じレベルであるが、周波数によっては10dB以上の差がある。また、別に測定した管壁面外方向の伝達加振力ではピーク周波数も異なっている。違いが生じる原因としては、ポンプが完全な剛体でないことが想定される。なお、予測、低減対策の実務の面からは、入力条件とする伝達加振力は大きい方を選択して測定、あるいは推定を行えば良いとの考え方もできる。

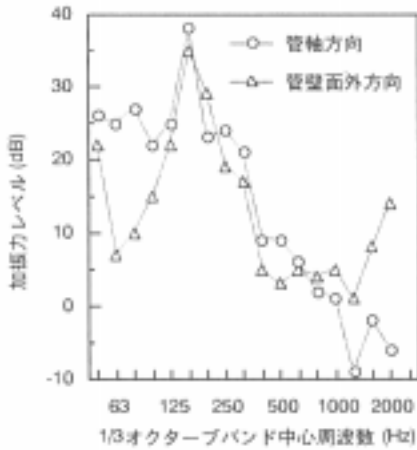


図18 管軸方向と管壁面外方向における伝達加振力の比較

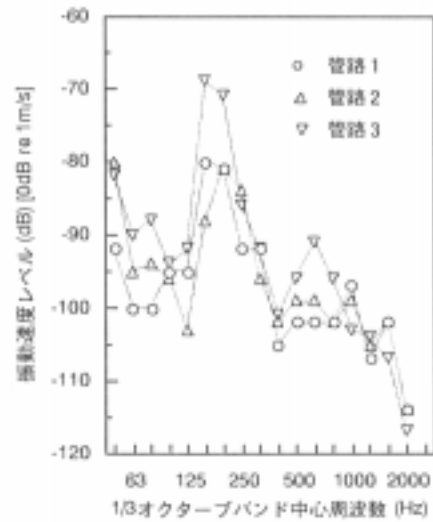


図20 フランジの管軸方向発生振動の比較

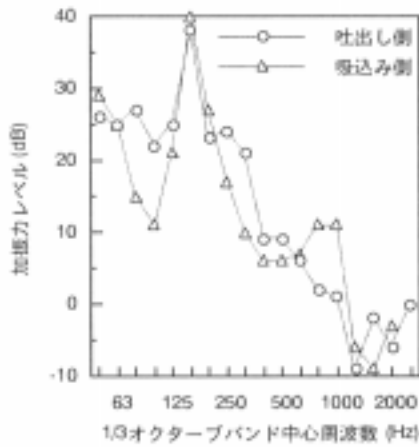


図19 ポンプの吐出し側と吸込み側における管軸方向伝達加振力の比較

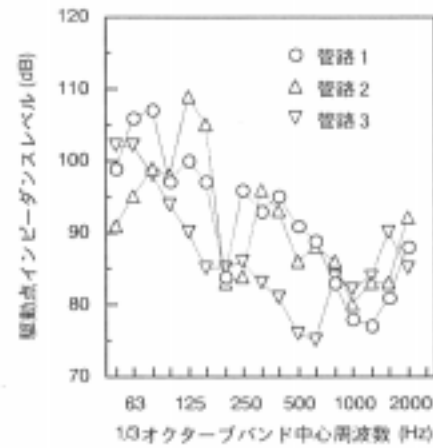


図21 接続管路の駆動点インピーダンスの比較

4) 接続管路の違いによる伝達加振力の比較

フランジ部の管軸方向の振動，フランジ部における駆動点インピーダンス，および伝達加振力を管路1（ステンレス製直管路），管路2（ゴム製フレキシブル継手挿入管路），管路3（外殻が鋳鉄製の消音機挿入管路）で比較して図20～22に示す。これによれば，次のことが言える。

接続フランジの振動，駆動点インピーダンスは，接続管路の違いによって大きく異なっている。これに対して，管軸方向の加振力は，接続管路の違いによって大きな差異はない。特にポンプ回転数に羽根枚数を乗じた周波数付近の160Hz帯域ではほぼ同様な値となっている。したがって，今回測定対象とした管路系における駆動点インピーダンスの差の程度の場合，伝達加振力は接続管路の違いによって大きな差異は生じないといえる。

5.3 まとめ

接続フランジにおける伝達加振力を方向別に測定すべきかどうか等，予測・低減対策を対象とした場合の設定事項は，今後の研究により検討しなければならないが，置換法による伝達加振力の測定方法は音・振動源から管路への伝達加振力の具体的な測定方法として適用できる可能性があると考えている。伝達加振力の測定は力変換器で直接検出する方法も考えられるが，既存の建物における測定では，力変換器の設置方法が難しく，また実際の設置が困難で適用できない場合もある。これに対して，置換法は既存の状態のまま測定でき，多くの条件に適用できること，また比較的簡易に測定できることから，実用面において望ましい方法と言える。

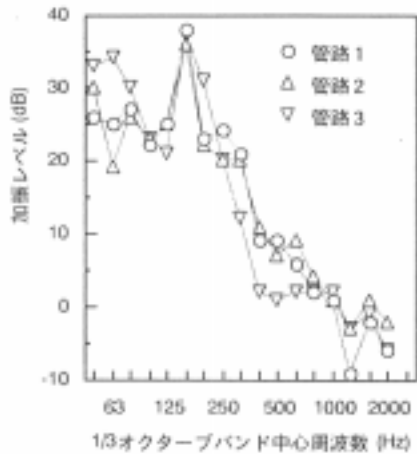


図22 接続管路の違いによる伝達加振力の比較

6. 結言

本研究では、音・振動源から管路内水中への音響出力、および管路への伝達加振力の実用的な測定方法を提案することができた。これにより、接続管路の音響・振動特性の影響を考慮した音響出力、および伝達加振力を測定することが可能であり、ポンプ等管路系固体伝搬音の音・振動源特性の把握に寄与できる可能性を得た。今後は、音響・駆動点インピーダンスのまったく異なった他の管路系においても適用し、同様の測定結果が得られるかどうか、また蓄積するデータとしてインピーダンス等によってパターン分けする必要があるかどうか等を確認する必要がある。今後の検討により汎用性が高まれば、本測定方法の適用によって各種音・振動源の特性データが蓄積されることにより、それらが管路系固体伝搬音の低減設計を目的とした場合のポンプ等音・振動源機器選定の際の判断基準となりうること、および音・振動源機器の規格化に寄与できるものと想定している。

また、本測定方法によって得られる音響出力、伝達加振力の管路系固体伝搬音の予測体系における取扱い方を一部示したが、最終的に建物居室で放射される固体伝搬音の予測に結びつけるためには、多くの解明しなければならない研究課題が残されており、今後の研究に委ねるところは多いと考えている。本研究は全体のまず一歩である。

なお、本論文をまとめるに当たり、多くの御助言、御教示を戴きました東大安岡先生に、また音響出力の測定方法の理論、解析方法について多くの御助言を戴きました東大生研橋研究室の諸兄に深謝の意を表します。

参考文献

1) C. Suzuki, H. Yano, H. Tachibana: A new method of measuring normal incident sound absorption characteristics of materials using acoustics tube, Journal of JAS(E), Vol.2 No.3, pp.161 ~ 167,

1981
 2) A.F.Seybert, D.F.Ross: Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique, J.Acoust.Soc.Am., Vol.61 No5, pp.1362 ~ 1370, May 1977
 3) 古賀貴士, 崔錫柱, 矢野博夫, 橋秀樹: 音響インテンシティ法による消音器の減音特性の測定法, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.387 ~ 388, 1990.10
 4) 橋秀樹, 矢野博夫: 建築音響における音響伝搬特性の計測方法に関する研究, 東京大学生産技術研究所報告, VOL.23 No.5, 1987.3
 5) 青島伸治, 五十嵐寿一: M系列の相関を用いた音響測定, 日本音響学会誌第4巻第4号, pp.197 ~ 206, 1968.7
 6) Fahy, F.J.: Response of a cylinder to random sound in the contained fluid, Journal of Sound and Vibration 13(2), pp.171 ~ 194, 1970
 7) Fuller, C.R. and Fahy F.J.: Characteristics of wave propagation and energy distributions in cylindrical elastic shells filled with fluid, Journal of Sound and Vibration, 81(4), pp.501 ~ 518, 1982
 8) Fuller, C.R.: The input mobility of an infinite circular cylindrical elastic shell filled with fluid, Journal of Sound and Vibration, 87, pp.409 ~ 427, 1983
 9) Brevart, B.J. and Fuller, C.R.: Effect of an internal flow on the distribution of vibrational energy in an infinite fluid-filled thin cylindrical elastic shell, Journal of Sound and Vibration, 163(3), 1993
 10) Brevart, B.J. and Fuller, C.R.: Effect of an internal flow on the propagation in fluid-filled elastic cylindrical shells, Journal of the acoustical Society of America, 94(3), Pt.1, pp.1467 ~ 1475, 1993
 11) 平松友孝, 大川平一郎, 河原塚透, 子安勝: ポンプ管路系における振動入力, 伝搬に関する実験的検討 その4 ポンプから管路内水中への音響出力測定方法に関する検討, 日本音響学会発表会講演論文集, pp.639 ~ 640, 1995.3
 12) 平松友孝, 大川平一郎, 河原塚透, 子安勝: ポンプ管路系における振動入力, 伝播に関する実験的検討 その5 ポンプから管路への伝達加振力測定方法に関する検討, 日本音響学会発表会講演論文集, pp.691 ~ 692, 1995.9
 13) 平松友孝, 大川平一郎, 河原塚透, 子安勝: ポンプ管路系における振動入力, 伝搬に関する実験的検討 その6 ポンプから管路への音響出力, 伝達加振力の測定事例, 日本音響学会発表会講演論文集, pp.771 ~ 772, 1996.3
 14) 平松友孝, 大川平一郎, 河原塚透, 子安勝: ポンプから管路への伝達加振力測定方法に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.195 ~ 196, 1995.8
 15) 棟田佳宏, 平松友孝, 大川平一郎, 子安勝: EXPERIMENTAL STUDY ON VIBRATION PROPAGATION IN WATER PIPING SYSTEM CONNECTED WITH PUMP, inter · noise 94, pp.661 ~ 666, 1994.8
 16) 平松友孝, 大川平一郎, 子安勝: 設備機器加振力の測定方法に関する検討, 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, pp.225 ~ 228, 1987.10
 17) 平松友孝, 大川平一郎, 子安勝: 設備機器加振力の測定方法に関する検討(その2), 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, pp.109 ~ 112, 1988.9
 18) 平松友孝, 大川平一郎, 子安勝, 石井和俊: STUDIES ON THE PREFERENCE VIBRATION SOURCE TO BE USED FOR THE DETERMINATION OF VIBROMOTIVE FORCE OF MACHINERY BY THE RECEPTION PLATE METHOD, inter · noise 88, pp.461 ~ 466, 1988.9
 19) 平松友孝, 大川平一郎: 設備機器加振力の測定方法, 日本音響学会誌 50巻4号, pp.312 ~ 318
 20) 藤井弘義, 江哲銘, 安岡正人, 上野孝: 給水管路における水中音と管壁振動の伝搬特性, 日本建築学会学術講演梗概集, pp.121 ~ 122, 1987.10
 21) 山川治二, 江哲銘, 安岡正人: 鋼管を伝わる曲げ波の伝搬速度の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.125 ~ 126, 1987.10
 22) 藤波保夫, 平松友孝, 大川平一郎, 安岡正人: 大口径管路系の騒音・振動特性とその低減方法に関する検討, 日本建築学会計画系論文集第478号 9-16, pp.9 ~ 16, 1995.12
 (1995年12月5日原稿受理, 1996年6月20日採用決定)