研究報告

風圧模型に用いるパイプの折り曲げ加工の影響について

The effect of processed pipe with bending for wind pressure measurement

吉田 昭仁^{*1} 栗田 剛^{*1} 田村 幸雄^{*2}
Akihito YOSHIDA, Tsuyoshi KURITA, Yukio TAMURA

SUMMARY

When the pressures on both sides of walls or roofs are measured simultaneously, or when the local pressures at a pointed or complicated shaped portion is measured, pipes or tubes connecting the pressure tap and the pressure transducer must be bent at rather acute angles. This paper discusses the applicability of bent pipes based on experimental results on its effects on fluctuating wind pressure signals. The experimental results have clarified that both the position of bend and the number of bend points can nearly be ignored, and that the effects of the sectional area of the bend point can be ignored when a brass bar with the same diameter as the inside diameter of the pipe is inserted into the pipes before they are bent.

1. はじめに

風圧実験を行う際、模型表面の圧力孔と圧力計をつなぐ導管（チューブ）により変動圧力信号に歪みが生じることが分かっている。チューブの長さや太さによるゲイン・位相のずれについては様々な文献で報告されている^{1)~4)}。近年、外圧と内圧を同時に計測したり、複雑な形状の模型の局部風圧を計測したりすることが増えて来ており、風洞実験で使用する風圧模型は年々精巧になっている。このような要求から風圧模型の製作時に模型とチューブをつないでいるパイプやチューブを極端に折り曲げて取り付ける必要が生じることがある。「パイプを急に折り曲げる」ことによって結果に大きな歪みが生じないのであれば、ためらいなくこのまま模型を製作できる。ところが、パイプを折り曲げるものの影響について、十分な資料が無いため、現実には例えば模型の軒の出部分の板厚を現実より極端に厚くして、パイプをゆるやかに曲げるなどの処置が行われている。また、パイプの影響が無ければ場所に合ったパイプの加工をしても構わないが、同様の理由により、風圧模型製作の際には3,4種類のパイプに限定して模型製作を行っている。

本研究の目的は、変動風圧計測値に対するパイプを折り曲げるものの影響について、実験し、パイプを折

り曲げ加工することの可否、あるいは折り曲げ加工する場合の注意点等を議論することである。

2. 実験

2.1 実験装置および実験方法

実験装置と実験方法の概要を図1に示す。変動圧力の測定は検定板に直接取り付けられた圧力計とパイプ、チューブを介した圧力計とで行い、両者の伝達関数（応答倍率と位相差）を求めることによってパイプの影響を検討する。パイプのみの影響を調べるために

Fig.1 測定システム
Measurement system

*1 (株) 風技術センター
Wind Engineering Center

*2 東京工芸大学 教授
Professor, Tokyo Institute of Polytechnics

(a) Case 1 (折り曲げ部分の曲率半径3mm)

(c) Case 3 (折り曲げ部分の曲率半径3mm)

(b) Case 2 (折り曲げ部分の曲率半径3mm)

(d) Case 4

Fig.2 実験ケース
Experimental case

Table 1 実験ケース Experimental cases

	比較内容	パイプ長さ	チューブ長さ
Case 1	直パイプ、および圧力孔から折り曲げ位置までの長さを4、3、2、1、0.5、0.4、0.3、0.2cmとしたパイプ計9種類	5cm	45cm
Case 2	折り曲げ回数を0、1、4回としたパイプ計3種類	15cm	35cm
Case 3	パイプを折り曲げる時に用いるパイプの中に入れる真鍮棒の太さを変化させた実験。真鍮棒の直径Sを1.0、0.7、0.5、0.3、0mmとしたパイプ計5種類	3cm	47cm
Case 4	パイプのつぶす内径を定量的に変化させた実験。パイプをつぶす内径φを1.0、0.7、0.5、0.3、0.2、0.1mmとしたパイプ計6種類	3cm	47cm

Fig.3 実験時の気圧の変化の一例
An example of atmospheric pressure during experiment

圧力計は同種類のセンサー (Scanivalve 社製 PDCR23, Pressure Range: ± 10 inch H₂O, Static Accuracy: $\pm 0.20\%$ F.S.) を用いた。実験はファンクションジェネレーターから擬似ホワイトノイズを発生させて行った。風圧計からの信号のサンプリング周波数は1280Hz、データ数は8192個、これを1波として50波を取り込みアンサンブル平均した。また同種類のパイプを3サンプルについて実験を行い、それらの結果をアンサンブル平均して結果を評価した。実験は表1および図2に示す形状寸法のパイプについて行った。Case 1ではパイプを折り曲げる位置 L による影響、Case 2ではパイプを折り曲げる回数による影響、Case 3ではパイプのつぶれによる影響を調べた。また、Case 3ではパイプ折り曲げ部分の断面積が定量的に分からないため、Case 4としてパイプの一部分の断面積を定量的に変化させた実験も行った。なお、全ての実験ケースにおいてパイプの内径は1mm、チューブの内径は1.4mmである。

また、実験は温度や湿度の影響を小さくするため、東急建設 (株) 技術研究所所有の環境実験室で行い、温度20℃、湿度50%の標準状態に保って行った。ただし、気圧の制御はできないため、絶対圧計で気圧の測定も同時に行い、参考データとした。図3に実験時の気圧の一例を示す。実験時の気圧の変動は最大で約6hpaあるが、今回は気圧の変動に関する影響は考慮していない。なお検討する周波数範囲は、通常の建築物の外装材等の変動圧力測定で考慮される周波数領域を考えて、400Hzまでとした。

2.2 伝達関数に影響を与えるパラメータ

実験結果を考察する前に、どのような物理現象がパイプやチューブ内で生じており、どのような量が結果に影響するのかを既往の理論式に基づいて検討しておく。これまで様々な理論式が提案され、チューブ・パイプがある場合と無い場合の伝達関数が推定されてきてい

る。ここではこれらの理論式において共振周波数にどのようなパラメータが効いてくるかを調べた。

2.2.1 気柱共鳴 (パイプオルガン共鳴)

一端を閉じたパイプの中の空気は、(1)式に示すように、その気柱の寸法 L が $1/4$ 波長の奇数倍となる周波数 f_0 で共鳴する。これがオルガンの閉管共鳴である。

$$f_0 = (2n+1) \frac{c}{4L} \quad \dots\dots (1)$$

ここで c :音速(m/s)、 L :気柱の実効長(m)、 $n=0, 1, 2, \dots$ である。なお気柱の実効長 L は、

$$L = L_0 + 1.6r \quad \dots\dots (2)$$

と表される。ここに L_0 :管の長さ(m)、 r :管の半径である。気柱共鳴では共鳴周波数 f_0 に関係してくるパラメータが管(チューブ)の長さ L_0 と、径の半径 r だけであるが、(2)式の実効長 L の右辺第2項に管の断面形状が関与するものと思われる。ただし、(1)、(2)式は閉管の端部は剛壁で閉じているとした場合であり、媒質や管壁の音の吸収は無視できるものとしている。

2.2.2 Helmholtz 振動子モデル^{5) 6)}

空気は弾性体であり、また質量をもっている。したがってパイプ内の空気は共鳴周波数をもった振動系であると見なすことも出来る。導圧管の空気の柱が質量となり、空洞の空気がばねとなって1自由度の共振系を構成する。これをHelmholtz振動子モデルと呼ぶ。この場合、空気の共振系の運動方程式は次式の通りとなる。

$$AL\rho\ddot{x} + 8\pi L\mu\dot{x} + \frac{A^2\rho c^2}{V}x = AP(t) \quad \dots\dots (3)$$

ここで、 A :導圧管断面積、 L :導圧管の実効長、 ρ :空気密度、 μ :空気の粘性係数、 V :空気溜まり容積である。また、減衰項はHagen-Poiseuilleの流れを仮定している。

(3)式からこの系の固有振動数 f_0 は減衰項の影響を無視して次式のようになる。

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{VL}} \quad \dots\dots (4)$$

導圧管の実効長 L は断面形状が円の場合、

$$L = L_0 + 1.3r \quad \dots\dots (5)$$

と表される。ここで L_0 :導圧管の長さ、 r :導圧管の半径である。

この理論式に関しては、導圧管の半径 r 、導圧管の実効長 L 、空気溜めの体積 V によって共振周波数が決まっており、導圧管の実効長 L を決める(5)式に管の形状に関するパラメータが入っている。

2.2.3 H. Bergh & H. Tijdeman の圧力伝達理論^{7) 8)}

導圧管を長くしたときに管の抵抗が増加し、変動量の減衰を生じさせ、高周波数域の正確な変動圧測定が不可能となる。上田⁸⁾はBergh & Tijdeman⁷⁾の圧力伝達特性理論を用いて導圧管の影響を補正している。

ただし、この理論式には以下の3つの仮定が必要である。特に、短い導圧管を用いるときには、管入り口付近の軸方向流速を一定と見なすことが出来なくなるので、(2)の仮定には注意が必要である。

- (1) 圧力の周期的変動が非常に小さいこと。
- (2) 管の内径がその長さに比べて非常に小さいこと。
- (3) 管内の流れが層流であること。

例えば、次の図のような圧力測定システムを考えた場合、チューブパイプがある場合の変動圧力は(6)式のようになる。

$$\frac{P}{P_0} = \left(\cosh(\phi \cdot L) + \frac{nV_v}{V_t} \left(\sigma + \frac{1}{k} \right) \cdot \phi \cdot L \cdot \sinh(\phi \cdot L) \right)^{-1} \quad \dots\dots (6)$$

ただし、

$$\phi = \frac{v}{c} \sqrt{\frac{J_0(\alpha)}{J_2(\alpha)}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{n}} \quad \dots\dots (7)$$

$$\alpha = i \cdot \sqrt{i} \cdot r \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot v}{\mu}} \quad \dots\dots (8)$$

$$n = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{J_2(\alpha \cdot \sqrt{P_r})}{J_0(\alpha \cdot \sqrt{P_r})} \right)^{-1} \quad \dots\dots (9)$$

ここで、 L :管の長さ、 P :空気槽の圧力変動、 V_v :空気槽の容積、 V_t :管の容積、 σ :空気槽の容積増加係数、 K :空気槽のPolytropic定数、 v :円振動数、 c :音速、 J_n : n 次Bessel関数、 α :管のshear wave number、 γ :定圧定積比熱比、 i :虚数単位、 r :管の半径、 ρ :気体の平均密度、 μ :気体粘性、 P_r :Prandtl数である。

この理論式では管の形状変化を含むシステムを作ることができる。導圧管の半径 r 、導圧管長さ L_0 、空気溜めの容積 V_k 、管の容積 V_t の形状に関するパラメータが伝達関数に含まれている。

3. 実験結果とその考察

本実験では同じ種類の圧力計を2個使っている。実験に先立って2個の圧力計の個体差について調べた。検定板に2つの圧力計を直接取り付け同時に計測した場合の両者間の伝達関数を図4に示す。(a)(b)の応

答倍率、位相差から分かるように、検定した 400Hz までの範囲では両者の出力はほぼ同一と見なされ、個体差は殆ど無いと言える。

3.1 パイプ折り曲げ位置の影響

図5はCase 1の折り曲げ位置の異なる9種類のパイプの伝達関数である。パイプの全体長が5cmと短い

ので、共振周波数はかなり高いところにあり、折り曲げ位置によらず応答倍率は400Hzにおいても1.3程度と小さく、位相差も殆ど0である。応答倍率も位相差も、350～400Hzの高周波数側で折り曲げ位置による若干の差が見られる。5cmの直パイプの結果と折り曲げたものの間の差は400Hzで最大3% ($L=0.5\text{cm}$) である。しかし、5cmのパイプでは長さが短すぎて影響が

Fig.4 2つの圧力計の個体差の検討 (一方の圧力計の出力と片方の圧力計の出力の伝達関数)
Transfer function of a pressure transducer to another pressure transducer

Fig.5 折り曲げ位置の異なる9種類のパイプ (Case 1) の伝達関数 (パイプ5cm, チューブ無し)
Transfer functions of pipes with different bending positions
(pipe length = 5cm, no tube)

Fig.6 折り曲げ位置の異なる9種類のパイプ (Case 1) の伝達関数 (パイプ5cm, チューブ45cm)
Transfer functions of pipes with different bending positions
(pipe length = 5cm, tube length = 45cm)

見られないため、すべてのケースにおいてチューブを付け足して、トータルの長さが50cmとなるようにして実験を行った。図6はCase 1のパイプにチューブを付け足して、トータルで50cmとした場合の伝達関数である。(a)の応答倍率はピークの周波数(128Hz付近)で2.7程度である。直パイプの結果と折り曲げた加工したパイプの応答倍率の差はピーク周波数において最大約2%である。位相差は殆ど無い。

図7にパイプの折り曲げ位置を変えることによる応

Fig. 7 パイプ折り曲げ位置によるゲインの変化
Variations of maximum gain value with different bending position

答倍率のピーク値の変化とピークを取る周波数の変化を示す。折り曲げ位置Lを短くするに従って応答倍率のピーク値は若干大きくなる傾向があるが最大2%程度の誤差となっている。またピーク周波数は折り曲げ位置Lによらずほぼ一定となっている。

3.2 パイプの折り曲げ回数の影響

図8は折り曲げ回数の影響を見たCase 2のパイプの伝達関数である。パイプ長さは15cm、チューブ長さは35cmであり、応答倍率はピーク周波数(110Hz付近)で2.1程度となっている。直パイプと180° 曲げ回数4回の場合との応答倍率の差はピーク周波数で約1%である。位相差は殆ど無い。

3.3 パイプ断面の変形の影響

図9はパイプ折り曲げによる断面積の欠損についての影響を見たCase 3のパイプの伝達関数である。外径 $S = 1\text{mm}$ の真鍮棒の中に入れて折り曲げ、少なくとも内径1mm確保したパイプを実線で示している。真鍮棒を入れずに90° 折り曲げたのが細い実線の $S = 0$

Fig. 8 折り曲げ回数の異なる3種類のパイプ (Case 2) の伝達関数 (パイプ15cm, チューブ35cm)
Transfer functions of pipes with different number of bending (pipe length = 15cm, tube length = 35cm)

Fig. 9 折り曲げ部の断面積の異なる5種類のパイプ (Case 3) の伝達関数 (S: パイプを折り曲げるときに用いる真鍮棒の直径)
Transfer functions of pipes with different section on bending part (pipe length = 3cm, tube length = 47cm)

(a) gain

(b) phase shift

Fig. 10 パイプのつぶれ部分の断面積の異なる6種類のパイプ (Case 4) の伝達関数 (ϕ :パイプの内径)
Transfer functions of pipes with different section on crush part
(pipe length = 3cm, tube length = 47cm)

(a) gain

(b) phase shift

Fig. 11 Bergh & Tijdemanの圧力伝達理論により求めたCase 4の伝達関数
Transfer functions of pipes (Case 4) due to the Bergh & Tijdeman method
(pipe length = 3cm, tube length = 47cm)

mmの場合であるが、 $S = 1$ mmの場合と比較して応答倍率の差はピークの周波数 (132.3Hz) で約3%であり、位相差は殆どない。パイプのつぶれによる影響もCase 3の実験範囲では、ほぼ無視できる程度のものではあった。

3.4 パイプ径急変の影響

Case 3の実験では折り曲げ部の断面積が定量的には明瞭でないため、Case 4としてパイプの断面積の変化を定量的に把握するため、部分的に内径の小さいパイプを挟み込んだ実験を行った。図10にCase 4の伝達関数を示す。小部分の内径が0.7mm (断面積比1/2) までは伝達関数にほとんど変化は見られないが、小部分の内径が0.5mm (断面積比1/4) までつぶれると応答倍率が下がっており、ピークの周波数(132Hz)で13.7%の差が見られる。小部分の内径が0.3mm (断面積比1/11) までつぶれるとピークの周波数において応答倍率が1.3程度とかなり下がっており、位相差にも差が見られる。小部分の内径が0.2mm (断面積比1/25) 以下になると殆ど圧力変動が伝わっていないと思われる。Case 4の結果からCase 3の結果を推定する

とCase 3で折り曲げ加工時に真鍮棒を入れない $S = 0$ の場合でも $\phi = 0.7$ mm程度の断面積が確保されていたことを意味している。

また、この実験に関してはH. Bergh & H. Tijdemanの理論式を用いることが可能であり、この理論式を用いてCase 4と同じ形状の測定システムについて解析を行った。図11に解析により求めた伝達関数を示す。応答倍率では大きさは違っているが実験と同様の傾向が見られ、小部分の内径が0.5mmで差が見られる。小部分の内径が細くなっていくにしたがってピークの周波数が低周波数側にずれていくことや、小部分の内径が0.2mm以下で圧力変動が伝わらなくなっているのも実験と同様の結果である。位相差においても実験と同様の結果が見られた。

4. まとめ

以上、パイプの曲げ位置、折り曲げ回数、パイプ断面の変形、パイプ径急変の変動風圧に与える影響を調べた。その結果、次のような知見を得た。

- (1) パイプ・チューブのトータル長さを50cmにした場合、90° 折り曲げ位置が最も短い $L = 2$ mm ($L/L_0 = 0.04$)

の場合でも、ピーク周波数 (128Hz 付近) において約 2% の誤差である。位相差の影響は殆どない。

(2) 180° 折り曲げ回数 4 回の場合で、直パイプとの応答倍率の差はピーク周波数 (110Hz 付近) において約 1% の誤差である。位相差の影響は殆どない。

(3) パイプの折り曲げ加工を行う際にパイプの中に入れる真鍮棒を入れずに折り曲げた場合でもピークの周波数での応答倍率の誤差は 3% であり、位相差に関しては殆ど影響がない。

(4) パイプ径を部分的に小さく急変させた実験では小部分の内径 ϕ が 0.7mm (断面積比 50%) までは 3% の誤差であるが、 $\phi = 0.5\text{mm}$ (断面積比 25%) では応答倍率の誤差は 14% となっており、大きく影響される。

(5) 90° 折り曲げ加工において真鍮棒を入れない場合でも、つぶさない場合の 50% 程度以上の断面積が折り曲げ部分には存在する事が推定される。

以上、パイプの折り曲げ位置や回数の影響は殆ど無視でき、かつ、パイプ内径と同程度の真鍮棒を挿入して折り曲げ加工を行う限り、折り曲げ部分の断面積変形に関してもその影響を無視できる事が分かった。

謝辞

本実験を行うにあたり、東急建設技術研究所の新堀喜則氏、加藤信男氏および環境研究室の方々に多大なご尽力をいただきました。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 村上周三, 加藤信介, 森山修治, 風洞模型実験における変動圧力測定法に関する研究, 風工学シンポジウム, 1984 年, p85 ~ p90
- 2) 吉田正邦, 本郷剛, 鈴木雅靖, 大熊武司, 丸川比佐夫, 変動圧力測定における導圧管の周波数伝達特性, 風工学シンポジウム, 1986 年, p307 ~ p312
- 3) 藤井邦雄, 日比一喜, 上田宏, 非定常風圧力の多点同時測定方法と建物模型への応用について, 風工学シンポジウム, 1986 年, p313 ~ p318
- 4) H. P. A. H. IRWIN, K. R. COOPER and R. GIRARD, CORRECTION OF DISTORTION EFFECTS CAUSED BY TUBING SYSTEM IN MEASUREMENTS OF FLUCTUATING PRESSURES, Journal of Industrial Aerodynamics, 1979, p93 ~ p107
- 5) 桂 順治, 変動風圧力変換器プローブにおける Helmholtz の共鳴現象について, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和 47 年 10 月
- 6) 大熊 武司, 金谷 昭男, 高層建築物の風による振り振動に関する研究 (その 3: 角柱側面に作用する変動風圧の性状), 日本建築学会論文報告集, 昭和 53 年 7 月
- 7) H. Bergh & H. Tijdeman, Theoretical and Experimental Results of the Dynamic Response of Pressure Measuring Systems, National Aero and Astronautical Research Institute, Amsterdam, Report NLR-TRF328
- 8) 上田宏, 変動圧力測定システムにおける動的応答性能とその補正方法について, 清水建設研究所報第 35 号, 昭和 57 年 4 月