

非接触型変位計を用いた小口径配管の 振動応力測定方法の開発(第5報) —分岐配管を用いた振動実験による精度確認—

Development of the Method to Measure Vibrational Stress of
Small-Bore Piping with Contactless Displacement Sensor
—Accuracy Confirmation by Vibrational Experiment Using Branch Pipe—

辻 峰史 (Takashi Tsuji)*¹ 前川 晃 (Akira Maekawa)*² 高橋 常夫 (Tsuneo Takahashi)*²

要約 原子力発電所では振動による配管の疲労損傷を未然に防止するために、配管の振動応力測定が行われており、簡便に効率良く実施できる方法が求められている。著者らはこれまでに光学式の非接触型変位計を用いた振動応力測定方法を提案してきた。提案された方法に基づいた振動応力測定装置を開発し、実機狭隘部でも測定が可能ないように装置の小型化と応力測定方法の改良を行った。本論文では、改良後の精度確認を行うため、小型化装置を使って分岐配管を用いた振動実験を行った。その結果、本測定方法は振動応力測定のスクリーニング法として十分な測定精度があることが分かった。本測定方法は主配管振動の影響を受け易いと考えられたことから、精度改善方法を考案し、その方法によって十分な測定精度が得られることを確認した。

キーワード 疲労破壊, 振動応力, 非接触型変位計, 振動実験, 小口径配管

Abstract In nuclear power plants, vibrational stress of piping is measured to prevent its fatigue failures. Easier handling and more efficient performance is desirable for the measurement of vibrational stress. The authors have proposed a method to measure vibrational stress using optical contactless displacement sensors, and have developed a device based on the method. In addition, they downsized the device and improved the method to allow its use for measurements even in narrow spaces in the plants. In this study, vibrational experiment using branch pipes and the device was conducted to confirm the measurement accuracy of the improved method. It was found that the improved method have sufficient accuracy for screening to evaluate the vibrational stress. It was also found that this measurement method was thought to be susceptible to the vibration of main pipe. So a technique was proposed to improve the accuracy of the measurement in this paper.

Keywords Fatigue failure, Vibrational stress, Contactless displacement sensor, Vibrational experiment, Small-bore piping

1. はじめに

原子力発電所ではドレン管やベント管など、口径が3インチ以下の小口径配管が多数存在する。ポンプや圧縮機などの回転機器の運転に伴い機械振動や配管内流体の圧力脈動が生じると、小口径配管が大きく揺らされて場合によっては疲労損傷に至ることがある。これまでに数多くの振動トラブルによる疲労損傷事例が

報告されている^{(1)~(7)}。これらの振動トラブルは、プラントの出力低下や計画外停止につながる場合もある。そのため、実機プラントでは配管の疲労損傷の未然防止策の一つとして、小口径配管に生じる振動応力を測定し、健全性を評価する方法が取られている。この振動応力を測定する従来方法としてひずみゲージ法や加速度計を用いた方法がある。ひずみゲージ法は、測定対象箇所にひずみゲージを直接貼付して振動応力

*1 元(株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所 現在 関西電力

*2 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

を求める方法⁽⁸⁾である。加速度計を用いる方法は、配管系に広範囲にわたり加速度計を取り付けて、測定した加速度の値から同定した振動モードを利用して振動応力を求める方法⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾である。これらの方法は精度の高い測定が可能であるが、検出器の設置に係る作業時間や熟練した振動応力測定技術を必要とする。また、配管が振動している状態では検出器を設置できないため、プラント運転中の即座の測定はできない。したがって、従来の方法に代わる、より効率的な振動応力測定方法の開発が望まれている。

従来から新しい振動応力測定技術として光ファイバーを用いる方法⁽¹¹⁾やレーザー光の干渉を利用した方法⁽¹²⁾、超音波測定を利用した方法⁽¹³⁾、CCD センサによる画像を使用した方法⁽¹⁴⁾などが提案されている。しかし、これらの方法は専門知識や専門技術を前提としたものがほとんどであり、特別な技術を有しない者でも扱える振動測定技術はほとんど提案されていない。このような測定技術では、測定精度とともに測定の効率性や取り扱いの簡便性が必要である。

著者らは^{(15)~(30)}、これまでに小口径配管を対象にして、効率的かつ簡便な振動応力測定方法を研究してきた。これらの研究成果のひとつとして、現場での取扱いが簡単で結果も迅速に得られ効率的な非接触型変位計を用いた振動応力測定方法を提案した。これは、光学式非接触型変位計を用いて得られた変位測定値から、振動により生じる配管の曲げ変形状態（曲率半径）を近似的に求めて振動応力を直接算出する方法である。この方法の特徴として、振動応力算出式の単純化と非接触測定方式の採用により測定前後の作業を不要にして機動的かつ効率的な振動応力測定を可能にしたことが挙げられる。これにより、例えばプラント運転中に即座の振動応力評価が必要になった場合であっても測定が行える。本研究では、提案する方法をもとに開発した振動測定装置の精度検証実験の結果を報告する。実験では、実機形状と同じ分岐管形状の試験体を加振して、分岐管の曲がり部や付根部の継ぎ手形状、主配管振動の測定精度への影響について調べた。

2. 振動応力測定装置の概要

2.1 測定原理

振動応力測定の原理は既報^{(19)・(20)・(23)}で説明してきたが、以下にその概略を示す。原子力発電所の配管系は3次元複雑形状をしているため振動モードも複雑で

ある。しかしながら、振動による疲労破損を起こす部位は、主配管に接続されている小口径分岐配管がほとんどであり、破損箇所は主配管と分岐配管の接続部、つまり分岐配管の付根部である。そこで、一端を固定端とした梁振動に近似して配管振動を評価できると考えられた（図1）。梁理論を適用すると配管振動応力の非接触測定方法の原理は以下のように示される。

振動による曲げモーメントが配管に作用した場合に生じる曲率および振動応力は、梁理論に基づき式(1)および式(2)でそれぞれ表される。これらを整理すると、振動応力は式(3)として得られる。

$$\frac{1}{R} = \frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (2)$$

$$\sigma = -\frac{E}{R} \cdot \frac{I}{Z} \quad (3)$$

ここで、 R は配管に生じる曲率半径、 y は任意の x 点におけるたわみ、 M は曲げモーメント、 E はヤング率、 I は配管の断面二次モーメント、 σ は振動応力、 Z は配管の断面係数をそれぞれ表わす。

配管に発生する振動応力 σ は配管外径を D として式(4)のように整理される。

$$\sigma = -\frac{E}{R} \cdot \frac{D}{2} \quad (4)$$

ヤング率と配管外径は配管仕様から求めることができ

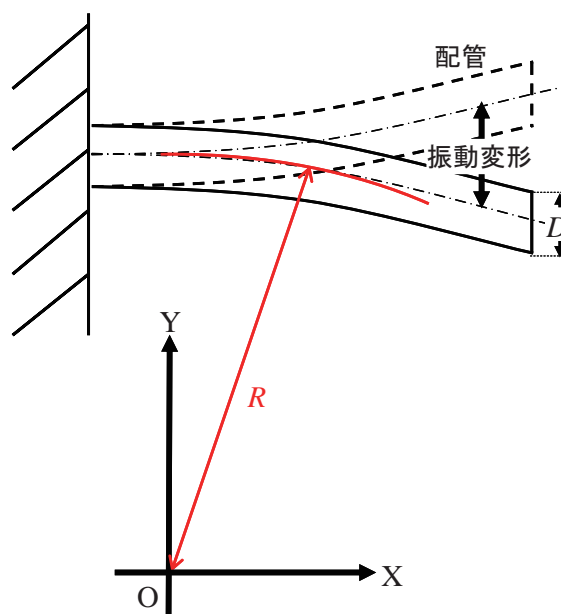


図1 小口径配管の振動状態の模式図

る。曲率半径の算出方法は次節で説明する。

2.2 曲率半径算出方法

曲率半径の算出方法は既報⁽²⁶⁾で説明しているが、以下に概略を示す。曲率半径は、非接触変位計により配管振動変位を測定し算出することとした。振動により曲げ状態となった小口径分岐管を一本の円弧とみなし、その円の中心は主配管軸上にあると考える。図2において、振動変位測定位置をA、円弧状態の分岐管における測定点Aでの接線と主配管との交点をD、主配管と分岐管が接続されている付根部をB、Aから主配管上に垂直に下ろした点をC、円弧の中心をOとする。各点を線で結ぶと図2のような図形が描ける。∠DAB=α₁、∠BAC=α₂、∠AOC=2αとおく。△ACOと△ACBはともに直角三角形であることから∠CAO=(90°-2α)、∠CBA=(90°-α₂)である。

点Aと点Bはいずれも円弧上の点であり、円の中心Oと点A、点Bを結ぶそれぞれの直線AO、BOはいずれも円の半径(曲率半径R)となり等しいことから、△ABOは二等辺三角形となる。したがって、∠ABOと∠BAOは等しくなるから以下のようになる。

$$(90^\circ - \alpha_2) = \alpha_2 + (90^\circ - 2\alpha) \tag{9}$$

$$2\alpha = \alpha_2 \tag{10}$$

また、△ACDと△OADは相似な三角形であるから∠DAC=∠DOAであり、以下のようになる。

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 2\alpha \tag{11}$$

点Aにおける接線の傾きは2α(=α₁+α₂)である。これを配管の曲がり角度と呼ぶこととする。点Aにおける配管の曲がり角度と付根部から測定点までの距離ACを用いれば、幾何学的に曲率半径を求めることができる。長さACは実際の測定が可能である。配管の曲がり角度の測定は、市販の光学式非接触型変位計を用いて点Aにおける配管振動変位測定により求めることとした。用いた非接触型変位計は6mmの範囲内で16箇所の振動変位測定が可能装置である。16箇所の測定位置のうち、測定位置が主配管に近ければ振動変位振幅は小さく、主配管から遠くなるほど振動変位振幅は大きくなる。16点の振動変位振幅測定値の近似直線を求めると、その傾きは配管の曲がり角度

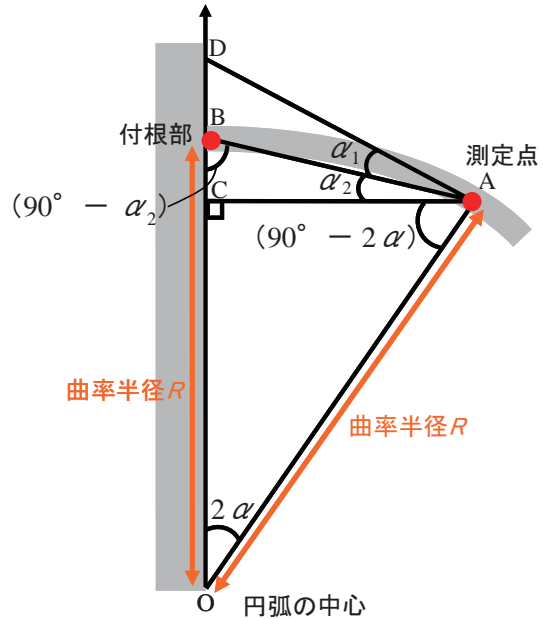


図2 狭隘部測定のための曲率半径算出方法

2αとなる。したがって、配管の曲がり角度を用いて曲率半径を求めることができる。

2.3 装置の構成

図3に開発した振動測定装置の概観写真を示す。装置はバッテリー内蔵の可搬型で、測定部、本体、パーソナルコンピュータからなる。パーソナルコンピュータには、測定部の位置決めのためのモニタリング用ソフト、測定条件などを設定する制御用ソフト、応力計算用のソフトを搭載している。これらのソフトを1台の端末に搭載することにより、一人での測定を可能とした。本体には測定部を制御するコントローラの他にバッテリーを搭載しており、4時間程度の連続測定が可能である。測定部を手で保持し配管を挟み込むことによって、非接触測定が可能である。測定部の重量は700gであり、本体を含めた総重量は5kg程度である。パーソナルコンピュータを片手で保持してモニタ画面を確認しながら、もう片方の手で測定部を保持して測定することも可能である。手持ち揺らぎによる周波数成分は、フィルタによりカットするため、手持ち揺らぎの影響はない。非接触測定のため、測定前後の作業が不要であり機動的かつ効率的な測定が可能である。



図3 開発した振動測定装置の概観写真

3. 精度検証のための振動実験

3.1 実験方法

実験装置外観を図4に示す。実験装置はポンプ、配管、タンクからなる配管系である。流体には水を使用した。装置全体の大きさは、概ね4.0m × 4.5m × 1.2mであり、配管全長は約40mである。ポンプには3連のプランジャポンプを使用し、回転数を調節することにより配管内圧力脈動周波数を変化させた。配管の固有振動数付近の周波数域に一致するように圧力脈動周波数を微調節することにより、配管に様々な大きさの振動応力を発生させた。図4の緑色の丸で示す位置に、取替え可能な分岐配管を挿入した。これを試験

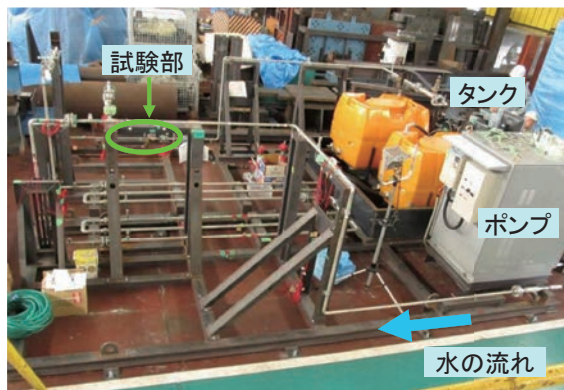


図4 実験装置概観写真

部と呼ぶこととする。試験部は主管部と分岐管部から成る。主管部の両端はフランジ構造となっており、本ループ側とフランジ接続することができる。試験部の形状を表1に示す4種類とした。形状は片持ち梁の直管またはL管とした。直管やL管は実機プラントにて多数存在するベント管やドレン管など同様の形状である。主管部と分岐管部の接続は突合せ溶接継ぎ手とソケット溶接継ぎ手とした。試験部の概観を図5から図8に示す。主管部軸方向をY方向、分岐管部軸方向をZ方向とする。主管部の長さは300mmであり、材質はSUS304、口径は3/4B、Sch40である。分岐管部の長さは550mmであり、材質はSUS304、口径は3/8B、Sch20である。直管とL管のいずれも主管接続部と反対側の端部は自由端である。L管は主管部との接続部から200mmの位置にエルボがあり、その先は主管部方向に平行である。ソケットの口径は3/8B、Sch80であり分岐管と比べて肉厚が大きくなっている。溶接部は浸透探傷検査を行い、表面欠陥のないことを確認した。分岐管部の端部付近には移動式の重りを取り付けた。重りの位置と重量を調整することにより固有振動数が20Hz付近と30Hz付近になるよう調整した。表1に示す固有振動数は、配管ループに水を満たした状態で分岐管部のY方向の打撃試験を行い、加速度測定を行った結果である。加速度の測定方向はY方向である。ポンプ回転数は、試験部に大きな振動応力を発生させるため、表2に示す試験部が共振状態となる回転数を選定した。ポンプ3N成分は3台のプランジャによって吐出される圧力波の周波数であり、6N成分はその2倍の周波数である。表2の赤色の数字は、ポンプによる配管内圧力脈動周波数が分岐管部Y方向の固有振動数とほぼ一致することを示している。配管振動状態を調べるため、それぞれの試験部について図9に示す2箇所の加速度測定を行

表1 試験部の諸元

| 試験部 No. | 形状 | 接続 | 固有振動数 (Hz) |
|---------|----|------|------------|
| 1 | 直管 | 突合せ | 19.75 |
| | | | 33.5 |
| 2 | 直管 | ソケット | 20.25 |
| | | | 33.75 |
| 3 | L管 | 突合せ | 20.25 |
| | | | 34.5 |
| 4 | L管 | ソケット | 20.75 |
| | | | 34.5 |

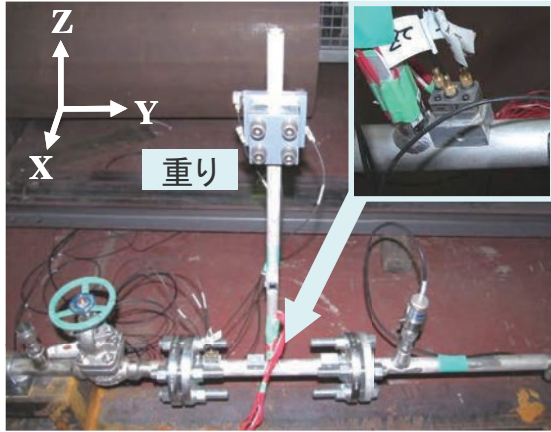


図5 試験部1 (直管突合せ溶接継手) 概観

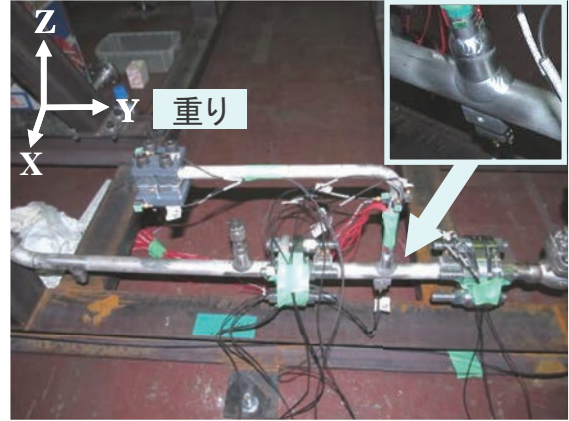


図8 試験部4 (L管ソケット溶接継手) 概観

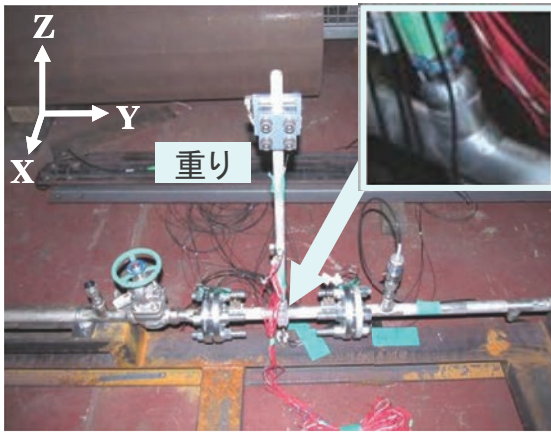


図6 試験部2 (直管ソケット溶接継手) 概観

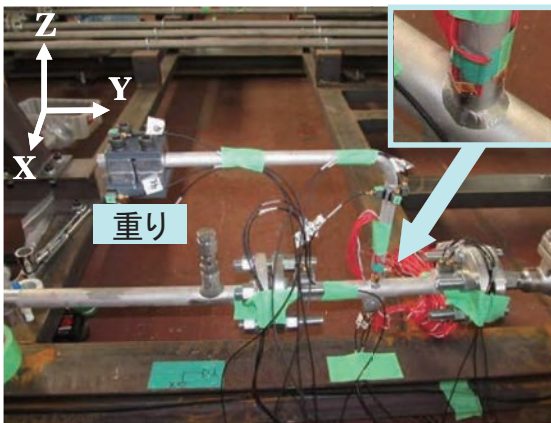


図7 試験部3 (L管突合せ溶接継手) 概観

表2 ポンプ運転条件

| 試験部 No. | ポンプ回転数 (rpm) | 3N 成分 (Hz) | 6N 成分 (Hz) |
|---------|--------------|------------|------------|
| 1 | 195 | 9.75 | 19.50 |
| | 330 | 16.50 | 33.00 |
| | 385 | 19.25 | 38.50 |
| 2 | 202 | 10.10 | 20.20 |
| | 330 | 16.50 | 33.00 |
| 3 | 200 | 10.00 | 20.00 |
| | 332 | 16.60 | 33.20 |
| | 392 | 19.60 | 39.20 |
| 4 | 205 | 10.25 | 20.50 |
| | 335 | 16.75 | 33.50 |
| | 407 | 20.35 | 40.70 |

った。重り位置を A、主配管に近い位置を B とし、いずれも X、Y、Z の 3 方向を測定した。加速度センサは B&K 社の 4326A を用いて、サンプリング周波数は 512Hz とした。実験では、さまざまな大きさの振動応力を発生させるため、ポンプ回転数を表 2 に示す値から数 rpm の範囲で変化させて試験を行った。

開発した振動測定装置の精度検証のため、ひずみゲージによる測定も同時に行った。ひずみゲージ法は従来法として精度の良い測定方法である。開発した装置の測定応力とひずみゲージ法による測定応力を比較することによって、開発した装置の精度検証を行った。ひずみゲージによる振動応力の測定位置を図 10 に示す。突合せ溶接継手では、主管部と分岐管部の接続部を基準位置とし、そこから分岐管部端部側に 4mm 離れた位置にて測定を行った。ソケット溶接継手では、ソケットと分岐管の継ぎ目を基準位置とし、そこから

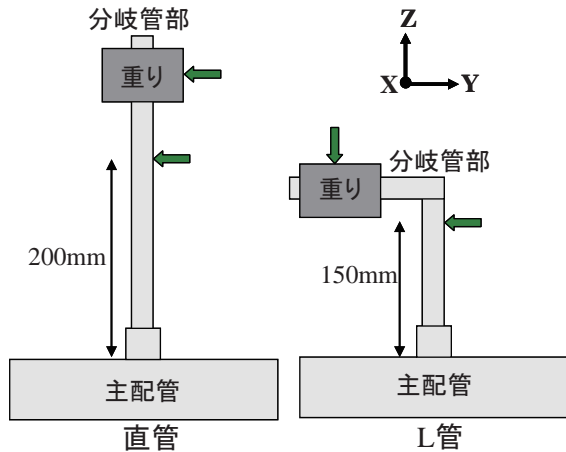


図9 加速度測定位置

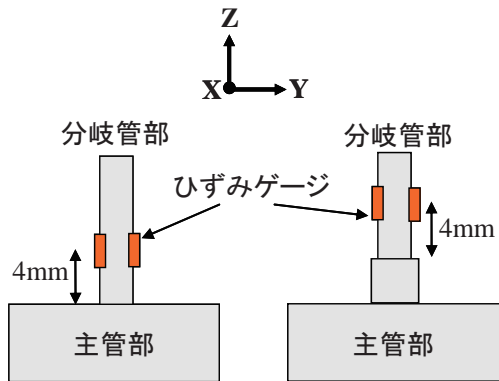


図10 ひずみゲージによる振動応力測定位置

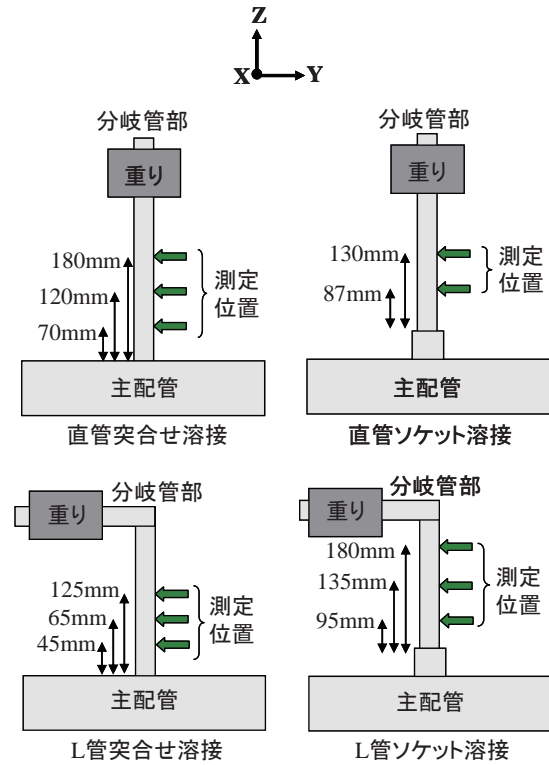


図11 開発した装置による振動応力測定位置

分岐管端部側に4mm離れた位置の測定を行った。図11に開発した装置による振動応力測定位置を示す。ひずみゲージでの測定と同様に、測定位置を示すための基準位置を、突合せ溶接継手では主管部と分岐管部の接続部とし、ソケット溶接継手ではソケットと分岐管の継ぎ目とした。それぞれの試験部に対して、基準位置からの距離を45mmから180mmの範囲で2箇所または3箇所の測定を行った。ひずみゲージおよび開発した装置による振動応力測定はいずれもY方向とした。

実機プラントでは分岐管だけではなく主配管も大きく振動している場合がある。そのような場合においても本測定方法にて測定が可能か調べるため、主管部が振動し易い装置構成とした。図12は試験部周辺の配管系の概要図である。分岐管部から600mm下流側にはエルボがあり、配管内圧力脈動により振動が発生する。エルボ近傍ではZ方向の拘束がないため、Z方

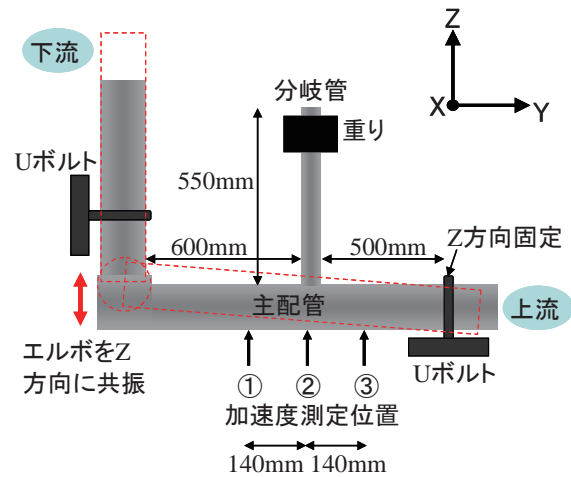


図12 試験部周辺の概要図

向に振動しやすい構造である。本実験では、ポンプによる配管内圧力脈動周波数をエルボのZ方向の固有振動数に近づけることによって、エルボを共振させた。分岐管部から500mm上流側の位置にて、Z方向の振動が発生しないようUボルトにより配管を固定した。図13は、実際の試験にて測定されたZ方向の振動変位振幅の例を示している。振動変位振幅は、加速度測定の周波数分析を行い最も大きなピーク値から

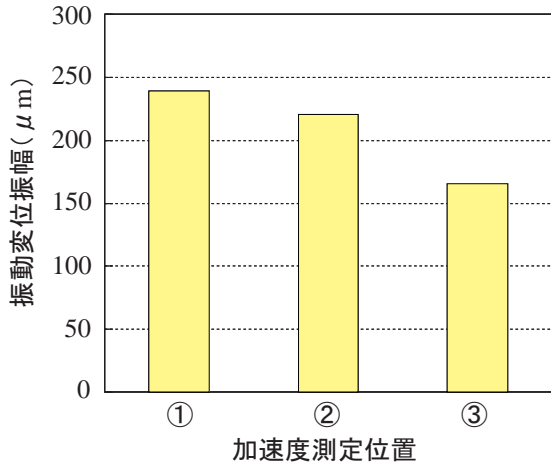


図 13 振動変位振幅測定結果の例

算出した。加速度測定位置①～③は、図 12 の加速度測定位置に対応する。測定位置②は分岐管部の直下であり、測定位置①と③はそれぞれ測定位置②から下流側、上流側に 140mm 離れた位置である。図 13 に示すように、エルボに近い下流側の変位振幅が大きく、上流側の変位振幅が小さくなっていることが分かる。

3.2 実験結果

加速度測定の周波数分析結果を図 14 から図 17 に示す。グラフの縦軸は加速度、横軸は周波数を示す。図 14 は試験部 1 でポンプ回転数が 195rpm の場合の結果であり、図 15 は試験部 3 でポンプ回転数が 200rpm の場合の結果である。試験部 1 では、図 9 に示す位置 A (重り位置)、位置 B (主配管側の測定位置) とともに Y 方向の 19.5Hz の加速度が大きく励起されており、それ以外の方向では励起されていないかつ

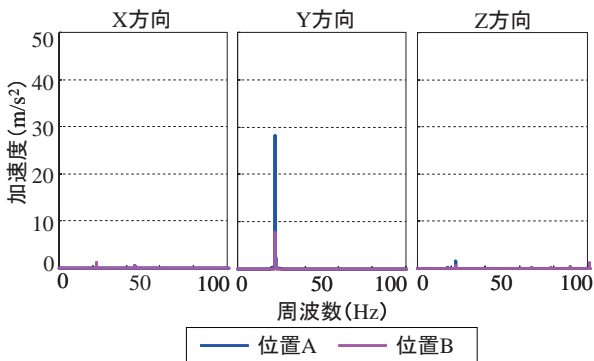


図 14 加速度測定の周波数分析結果 (試験部 1 (直管突合せ), ポンプ回転数 195rpm)

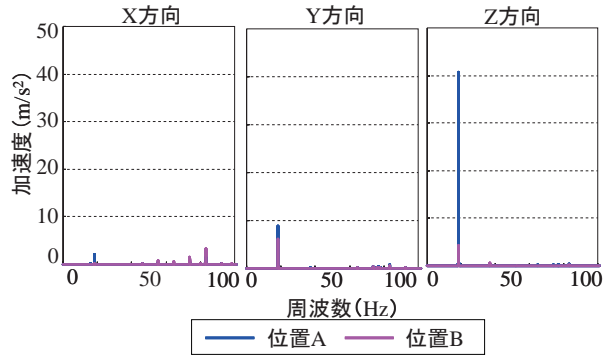


図 15 加速度測定の周波数分析結果 (試験部 3 (L 管突合せ), ポンプ回転数 200rpm)

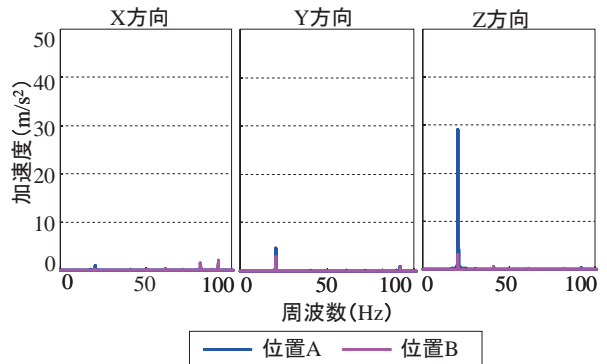


図 16 加速度測定の周波数分析結果 (試験部 4 (L 管ソケット), ポンプ回転数 205rpm)

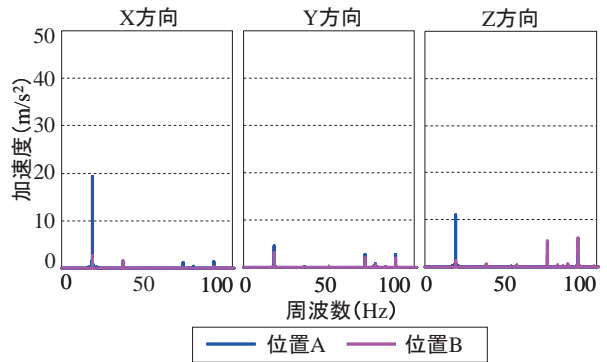


図 17 加速度測定の周波数分析結果 (試験部 3 (L 管突合せ), ポンプ回転数 392rpm)

た。一方、試験部3では図9の位置AにてY方向やZ方向の20.0Hzの加速度が大きく励起されており、位置BのY方向の加速度も励起されている。また、位置BのX方向では、高次成分が励起されている。このように、L管である試験部3は直管である試験部1よりも複雑な振動状態であることが分かる。図16は試験部4でポンプ回転数が205rpmの場合の結果である。図15と図16を比較すると、位置AのZ方向の加速度の大きさに違いがあるものの、各測定方向の周波数の分布は同様である。したがって、突合せ溶接継手とソケット溶接継手では振動状態にほとんど違いがなかった。図17は、試験部3でポンプ回転数が392rpmの場合の結果である。図15と図17は、試験部は同じであるがポンプ回転数が200rpm、392rpmと異なっている。それぞれ、ポンプ6N成分と3N成分が試験部Y方向の基本モードの固有振動数と一致し共振している。200rpmと392rpmを比較すると、200rpmは位置AのZ方向の加速度が大きいのに対し、392rpmは位置AのXとZの両方向の加速度が大きく励起された。また、392rpmでは全ての方向にて高次の振動モードが励起された。392rpmでは、高い周波数領域でも無視することができない大きな励振力があつたと考えられる。

振動応力測定の結果を図18から図21に示す。グラフの縦軸は開発した装置の応力のrms値であり、グラフの横軸はひずみゲージによる応力のrms値である。開発した装置の振動応力とひずみゲージ法による振動応力の差を応力測定誤差とよぶこととする。それ

ぞれ、試験部1から試験部4までの測定結果である。試験部2と試験部4の応力測定誤差は、概ね±5MPa程度の測定誤差であった。一方、試験部1と試験部3の測定結果は、本研究による振動測定装置による測定応力が過大評価の傾向を示した。試験部1と試験部3は突合せ溶接継手であり、試験部2と試験部4はソケット溶接継手である。一見すると、継手の違いが測定誤差に影響を与えた可能性が考えられる。ところが、試験部1と試験部3の結果において、基準位置からの測定距離に着目すると、測定距離が小さくなるほど測定誤差が大きくなっていることが分かる。測定距離が

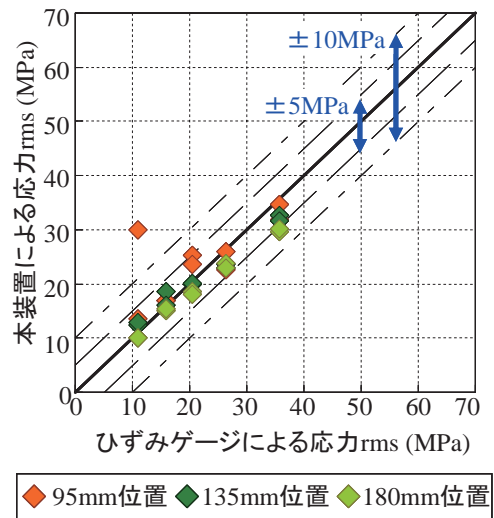


図19 試験部2 (直管ソケット溶接継手) の振動応力測定結果

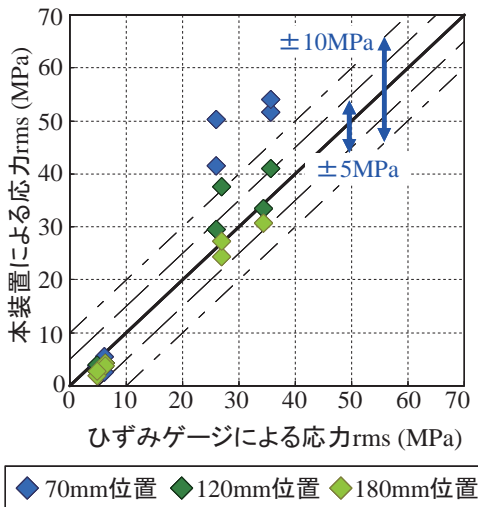


図18 試験部1 (直管突合せ溶接継手) の振動応力測定結果

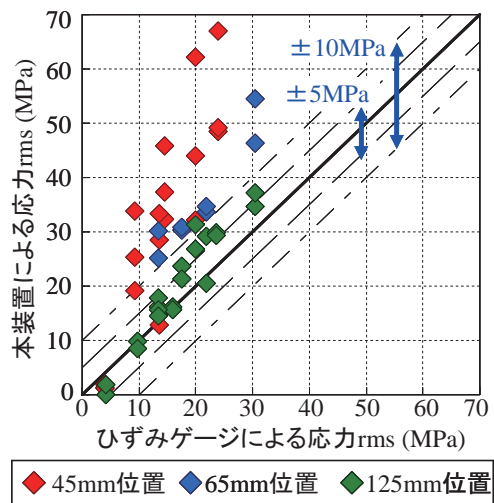


図20 試験部3 (L管突合せ溶接継手) の振動応力測定結果

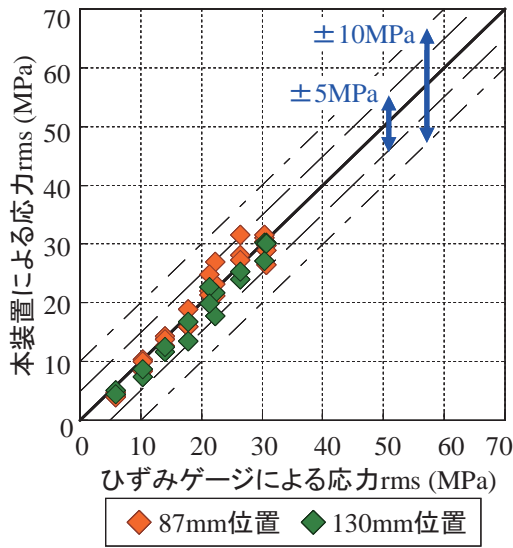


図 21 試験部 4 (L 管ソケット溶接継手) の振動応力測定結果

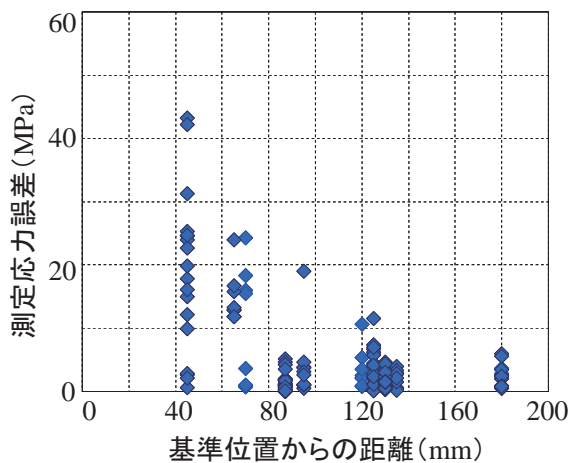


図 22 基準位置からの距離に対する測定応力誤差の関係 (試験部 1～試験部 4)

120mm 以上の大きい場合には応力測定誤差は概ね $\pm 5\text{MPa}$ 程度である。また、試験部 2 と試験部 4 の結果はいずれも測定距離が相対的に大きい位置での測定結果である。以上のことから、応力測定誤差に影響を与えるパラメータは、継手の違いよりも、むしろ基準位置から測定位置までの距離であると考えられる。図 22 に基準位置から測定位置までの距離に対する応力測定誤差の絶対値を示す。試験部 1 から試験部 4 までの結果をまとめたものである。図 22 のグラフから、基準位置から測定位置までの距離が小さくなるにつれて応力測定誤差が大きくなっていることが分かる。基準位置から測定位置までの距離が 80mm を超えると

測定精度は安定しており、一部応力測定誤差が 5MPa を超えているものがあるが概ね $\pm 5\text{MPa}$ 程度であることが分かる。(財) 発電設備技術検査協会が行った発電設備溶接部信頼性実証試験 (WSR) の結果⁽³¹⁾ から、口径ごとに残留応力の効果を加味した S-N 線図が提唱されている。この S-N 線図から小口径配管の振動応力の許容応力を求めると 30MPa 程度となる。30MPa 程度の許容応力に対して $\pm 5\text{MPa}$ の応力測定誤差は、詳細評価前のスクリーニング (1 次診断) としては十分な測定精度と考えられる。

基準位置から測定位置までの距離が小さい場合に応力測定誤差が大きくなった原因については次節で述べることとする。基準位置から測定位置までの距離が 80mm 以上の場合の振動応力測定結果を分岐管形状の違いにより図 23 と図 24 にまとめた。図 23 は直管の測定結果であり、図 24 は L 管の測定結果である。いずれも突合せ溶接継手とソケット溶接継手の結果を含めている。直管と L 管の測定結果を比較すると、一部過大評価があるものの、どちらも概ね $\pm 5\text{MPa}$ の応力測定誤差であることが分かる。エルボを有する L 管とエルボを有しない直管では振動モードが異なると考えられるが、今回の結果から分岐管形状の違いによる測定精度への影響は小さいことが分かる。ソケット溶接継手は、ソケット部の口径が分岐管部と比べて大きいことから、突合せ溶接継手と比較すると主管部に

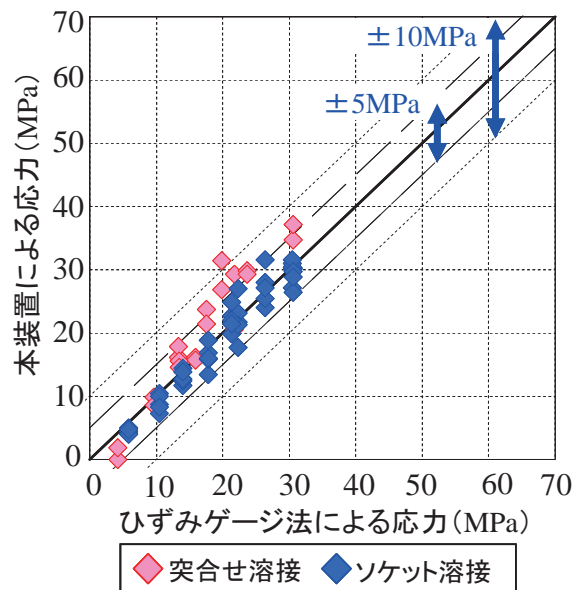


図 23 基準位置から測定位置までの距離が 80mm より大きい位置での直管の測定結果 (試験部 1 および試験部 2)

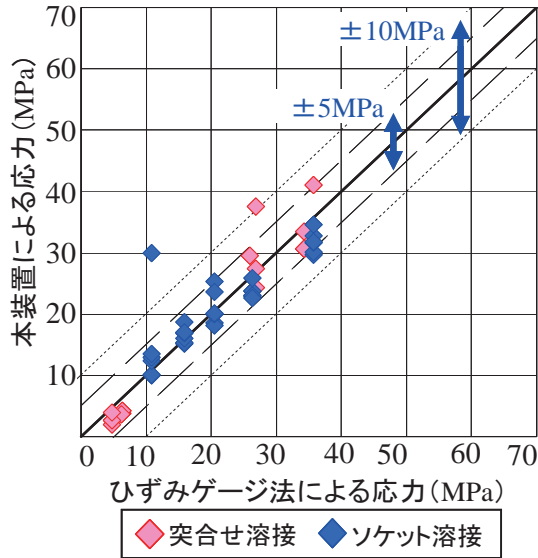


図 24 基準位置から測定位置までの距離が 80mm より大きい位置での L 管の測定結果 (試験部 3 および試験部 4)

加わる曲げモーメントが大きくなると考えられた。主管部への曲げモーメントが大きいと主管部のたわみが発生し、本応力算出方法の場合には応力測定誤差が発生する。しかし、突合せ溶接継手とソケット溶接継手の結果を比較すると、測定精度はいずれも同程度であった。したがって、今回の測定結果からは主管部たわみによる応力測定誤差への影響は小さいことが確認できた。また、ソケット溶接継手における基準位置をソケットと分岐管の継ぎ目としたことで、良い測定結果が得られた。これは、ソケットが十分な剛性を有しており、ソケットと分岐管の継ぎ目を分岐管の付根部とみなして良いことを示している。

4. 測定精度改善のための考察と改善法の提案

前節で示したとおり、基準位置から測定位置までの距離が 80mm を超える場合には、測定精度は安定していた。本装置での測定の場合、80mm を超えた位置にて測定することが望ましい。しかし、実機プラントでは狭隘箇所も多く、付根部から測定位置までの距離を十分確保することができない場合もあると考えられる。そこで、基準位置から測定位置までの距離が小さい場合の応力測定誤差の発生原因を調べ、そのような場合の測定精度の改善方法を検討した。

まず、ノイズや装置の時間分解能が測定精度に及ぼす影響について調べた。図 25 は、正弦波形にノイズ

を付加した波形により計算した応力と正弦波形から計算した真値とを比較したものである。測定位置を基準位置から 45mm とした計算結果である。ノイズは誤差の分布が正規分布状となるランダム波形とした。測定の際に付加されるノイズには、測定対象配管の表面粗さや装置の変位分解能がある。配管の表面粗さはおよそ 10 μ m 程度と考えられ、変位計の変位分解能は 0.5 μ m である。計算にて考慮したノイズ振幅の最大値は 12.3 μ m であるが、十分な大きさと考えられる。図 25 に示すとおり、ノイズ振幅を 12.3 μ m とした場合でも応力測定誤差は ± 0.5 MPa 程度であり、ノイズが測定精度に及ぼす影響は小さかった。これは、データ処理にて波形の平均化処理を行っており、正規分布状のノイズが除去されたためと考えられる。

図 26 は、正弦波を 120.5Hz, 200Hz, 1000Hz のサンプル周波数にて抽出して計算した応力と、正弦波の振幅から計算した真値とを比較したものである。測定位置は基準位置から 45mm とした。本装置による変位測定のサンプリング周波数は 120.5Hz であるが、図 26 に示すとおり応力測定誤差は ± 0.5 MPa 程度であり、時間分解能が測定精度へ及ぼす影響はみられなかった。2.2 節で示したとおり、本計算方法では異なる 16 点の位置の振動波形の振幅を求め、それらの近似直線から曲がり角度を算出する。時間分解能が低いと振動波形の変位振幅は小さく算出されるが、対象データが多ければ、16 点の振動変位はいずれも同じ割合で小さく算出される。したがって、データ点数が多

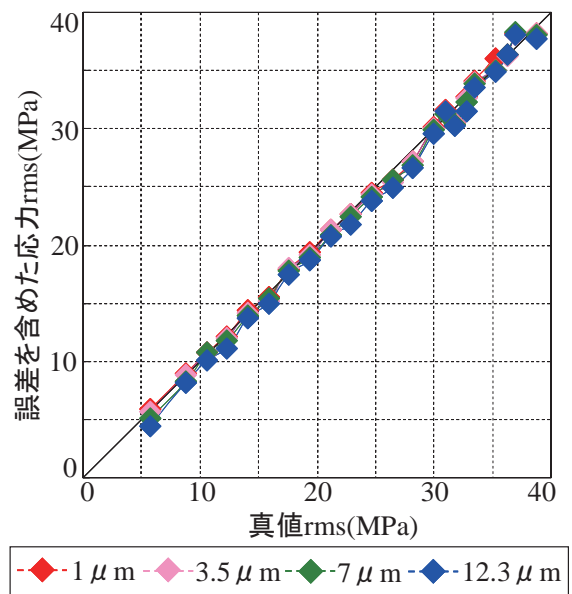


図 25 ノイズによる測定誤差への影響

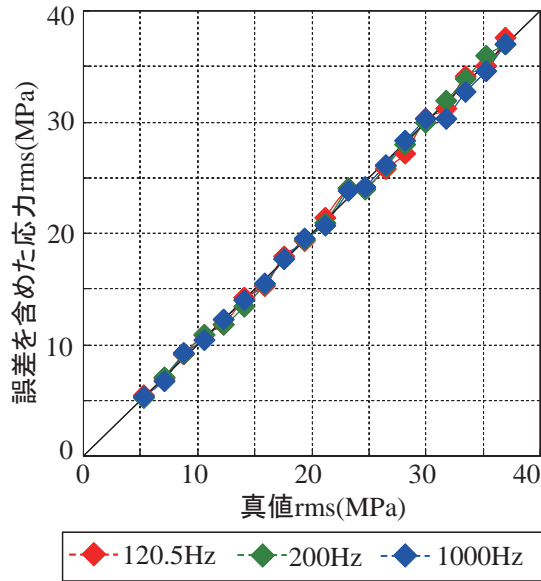


図 26 時間分解能による測定誤差への影響

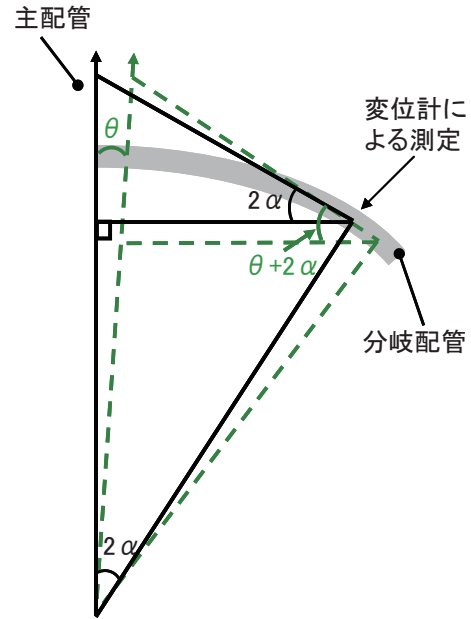


図 28 主管管の振動によって生じる曲がり角度測定の影響

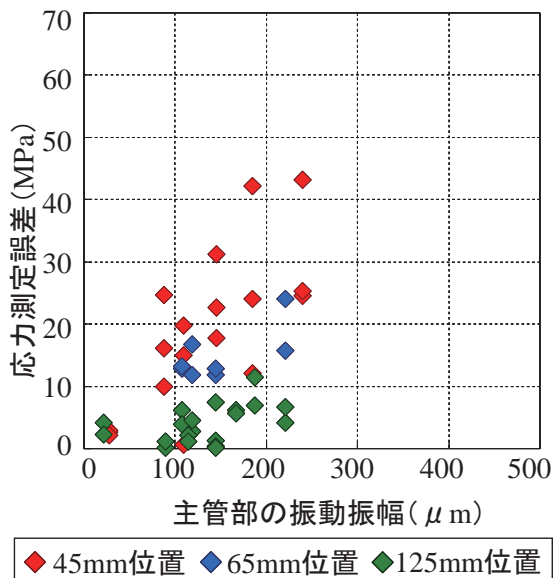


図 27 主管部の振動振幅と振動応力誤差の関係

ければ時間分解能が低い場合も精度良く曲がり角度を算出することができると考えられる。

以上よりノイズや装置の時間分解能が測定精度に及ぼす影響は小さいことが分かった。

次に主管管の振動が測定精度に及ぼす影響について調べた。図 27 に、応力測定誤差の大きかった試験部 3 における主管部の振動振幅と応力測定誤差の関係を示す。主管部の振動振幅は、加速度測定の周波数分析を行い、最も大きいピーク値を用いて算出した。図

27 より、主管部の振動振幅が大きくなると応力測定誤差も大きくなっており、両者には相関関係があることが分かる。また、主管部の振動振幅が同程度であっても、基準位置から測定位置までの距離の小さい方が応力測定誤差の大きい傾向となっている。このことから、主管部の振動が分岐管部の測定応力誤差に影響している可能性が考えられる。

そこで主管部の振動による影響がある場合の測定精度改善方法を検討した。図 28 は主管管の振動が曲がり角度に及ぼす影響を示したものである。図 2 で示したとおり、曲率半径の算出は変位測定により分岐配管の曲がり角度 2α を求め、幾何学的に算出される。この測定方法では、主管管と分岐配管の付根部の位置は固定点である必要がある。しかし、実際の配管では主管管が振動した状態で分岐配管を揺らすことも多く、主管管と分岐配管の付根部の位置は固定されているとは限らない。主管管に振動が生じると、サポートの拘束条件によっては、図 28 の緑色の点線に示すように、主管管が傾きを持って振動すると考えられる。このとき、変位測定による曲がり角度は、本来の分岐配管の曲がり角度 2α に加えて主管管の傾き角度 θ をあわせた測定値になる。曲がり角度が θ 分だけ過大評価されると、曲率半径 R は過小評価されてしまい、式 (4) より測定応力は過大評価となる。

式 (4) の応力算出式に曲がり角度の誤差を導入した曲率半径 R を代入し、計算した値と真値との差を誤

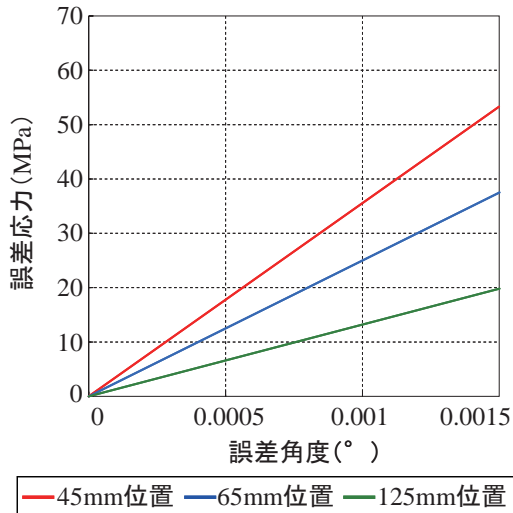


図 29 主配管の振動によって生じる誤差角度と誤差応力の関係 (理論値)

差応力とする。また、曲がり角度の誤差を誤差角度と呼ぶ。図 29 は、誤差角度と誤差応力の関係を示した理論値である。このグラフから誤差角度と誤差応力は比例関係であることが分かる。また、基準位置から測定位置までの距離の小さい方が、直線の傾きは大きいことが分かる。この理論値を用いて、主配管の振動の影響を除去した振動応力を算出することとした。今、主配管が傾き角度 θ で振動しているとする。ここでは主配管の振動以外の誤差要因の影響が小さいとする。図 30 に示すように、異なる 2 地点における開発した装置の測定応力は、真の応力と主配管の傾き角度 θ に起因する誤差応力を足したものである。異なる 2 地点にて測定される真の応力はほぼ等しいとする。すると、両地点での測定応力値の差は、それぞれの測定位置における主配管振動に起因する誤差応力の差に相当する。主配管振動による傾き角度 θ は、測定位置が異なっても同じ大きさである。したがって、測定位置の違いによる主配管の振動に起因する誤差応力の差は、図 29 の同じ横軸の値に対する各々の測定位置を表す直線が示す誤差応力の差である。つまり、2 地点の測定応力の差が求めれば、これと図 29 の 2 直線の差から両者が一致するときの誤差角度が求められ、これが主配管の傾き角度 θ である。これにより、主配管の傾き角度 θ に起因する各々の測定位置での誤差応力が求められ、開発した装置の測定応力から差し引けば真の応力を求めることができる。本方法を用いて、図 20 に示す試験部 3 の測定結果から主配管振動の影響を除去した振動応力を再評価した。その結果を図 31 に示す。図 20 の結果は、付根部から測定位置までの距離が小

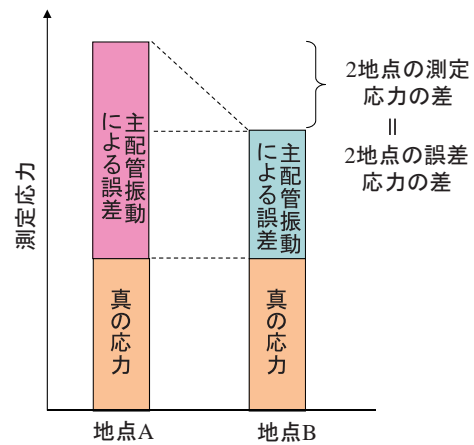


図 30 異なる測定位置での測定応力と主配管振動による誤差応力の関係

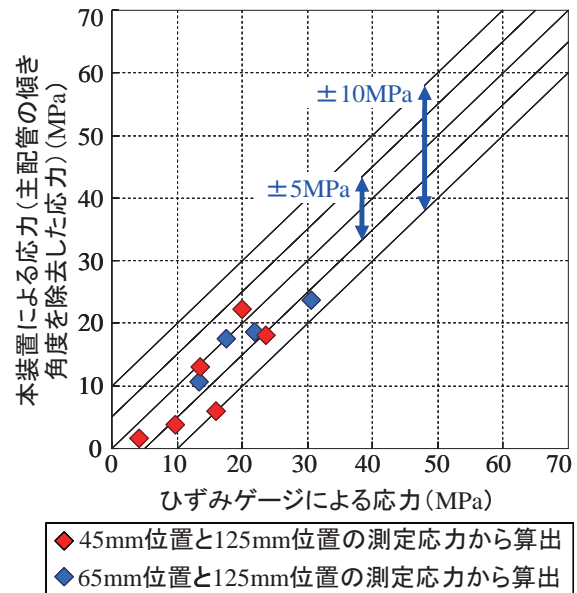


図 31 主配管の振動の影響を除去した振動応力

さい場合の結果である。赤色のマーカーは 45mm 位置と 125mm 位置の測定応力値から再評価を行い、青色のマーカーは 65mm 位置と 125mm 位置の測定応力値から再評価を行ったものである。再評価した応力は、いずれも概ね $\pm 5\text{MPa}$ の応力測定誤差であり、精度改善ができたことを示している。

5. 結論

これまでに開発した^{(15)~(30)}光学式非接触型変位計を用いた振動応力測定装置の精度検証を行うため、実機形状配管を用いた振動実験を行った。その結果、以

下のことを明らかとした。

- ・分岐管形状の違い（直管・L管）や主配管と分岐管の接続方法の違い（突合せ・ソケット）によらず測定が可能である。
- ・基準位置から測定位置までの距離が短い場合は、主配管振動の影響を主要因として測定精度が低下した。複数位置の振動応力測定を行うことで、主配管振動の影響を除去して精度改善を行う方法を提案した。
- ・複数位置の計測と組み合わせた本振動測定装置による測定誤差は、ひずみゲージ法と比較して±5MPa程度であり、振動応力測定のスクリーニング法としては十分な精度である。

6. 今後の展開

装置の精度検証は完了したことから、実機プラントにおいて測定実績を蓄積することとする。

文献

- (1) Spencer H. Bush, Mark J. Do, Antoinette L. Slavich, Alan D. Chokie, "Piping Failure in United States Nuclear Power Plants: 1961-1995," SKI Report 96:20, January 1996.
- (2) Gosselin, S. R. and Fleming, K. N., "Evaluation of Pipe Failure Potential via Degradation Mechanism Assessment," Proc. ICON 5, 2641, pp.1-9 (1997).
- (3) Mitman, J., "Revised Risk-Informed Inservice Inspection Evaluation Procedure," EPRI TR-112657 Rev. B-A Final Report (1999).
- (4) Lydell, B. O. Y., "A Database System Supporting the Evaluation of Piping Reliability on the Basis of Operational Experience," SKI Report, RSA-R-2001-01.12 (2002).
- (5) 関西電力株式会社, "大飯発電所2号機の発電機停止について(発電機固定子冷却水のわずかな漏えいについて),"2005年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www1.kepco.co.jp/pressre/2005/0716-1j.html>).
- (6) 関西電力株式会社, "美浜発電所2号機の化学体積制御系統の空気抜き配管溶接部からの漏えいに係る原因と対策について,"2010年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www.kepco.co.jp/pressre/2010/0402-2j.html>).
- (7) 関西電力株式会社, "高浜発電所2号機 発電機水素ガス冷却器冷却水系統のドレン配管付根からの漏れについて,"2010年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www.kepco.co.jp/pressre/2010/0520-2j.html>).
- (8) Silva, C. W., "Vibration: Fundamentals and Practice," CRC Press, Boca Raton, Chap. 8, pp. 456-476 (1999).
- (9) Tanaka, M., Nekomoto, Y. and Matsuki, K., "Development of a Diagnostic and Monitoring System for Vibration Pipes," Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol.33, pp.278-281 (1997).
- (10) W. A. Moussa, A. N. AbdelHamid., "On the Evaluation of Dynamic Stress in Pipelines Using Limited Vibration Measurements and FEA in the Time Domain," ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.121, pp.37-41 (1999).
- (11) Horatio, lamela, Rivera., Joes, A. Garcia-Souto, and J. Sanz., "Measurements of Mechanical Vibrations at Magnetic Cores of Power Transformers with Fiber-Optic Interferometric Intrinsic Sensor", IEEE Journal on selected topics in quantum electronics, Vol.6, No.5, (2000).
- (12) Reder, C., D. Loidl, S. Puchegger., D. Gitschthaler., H. Peterlik., K. Kromp., G. Khatibi., A. Betzwar-Kotas., P. Zimprich. and B. Weiss., "Non-contacting Strain Measurements of Ceramic and Carbon Single Fibres by Using the Laser-Speckle Method", Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, Vol. 34, Issue11, pp.1029-1033 (2003).
- (13) Anish, Kumar., Christopher, J. Torbet., Tresa, M. Pollock. and J. Wayne, Jones., "In Situ Characterization of Fatigue Damage Evolution in a Cast Al alloy via Nonlinear Ultrasonic Measurements", Acta Materialia, Vol.58, pp.2143-2154 (2010)
- (14) Chen Junda., Guanchang, Jin. and Libo, Meng., "Applications of Digital Correlation Method to Structure Inspection", Tsinghua Science & Technology Volume 12, Issue 3, pp. 237-243 (2007).
- (15) Noda, M., Suzuki, M., Maekawa, A., Sasaki, T.,

- Suyama, T. and Fujita, K., "Methods of Evaluating Vibration-Induced Stress of Small-Bore Piping," ASME-PVP, PVP2006-ICPVT-11-93198, (2006).
- (16) 野田満靖, 前川晃, 鈴木道明, 新谷真功, "レーザー変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発", INSS JOURNAL, Vol.14, p.126, (2007).
- (17) Noda, M., Maekawa, A., Suzuki, M. and Shintani, M., "Development of Evaluation Method of Vibrational Stress in Piping System Applying Multiple Laser Displacement Sensors," Proc. 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP 2007-26453, (2007).
- (18) Shintani, M., Noda, M., Maekawa, A. and Suzuki, M., "Experimental Study of Evaluation Method of Vibrational Stress in Piping System Applying Multiple Laser Displacement Sensors," Proc. 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP 2007-26454, (2007).
- (19) 野田満靖, 高橋茂, "非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発—配管を用いた振動実験による適用性の検討—", INSS JOURNAL, Vol.15, p.88 (2008).
- (20) 野田満靖"非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発(第2報)—振動実験および解析的手法による適用性の検討—", INSS JOURNAL, Vol.16, p.103 (2009).
- (21) Maekawa, A. and Noda, M., "Development of Methods to Measure Vibrational Stress of Small-Bore Piping with Multiple Contactless Displacement Sensors," Proc. 23rd Int. Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management, pp.637-644 (2010).
- (22) 野田満靖, 前川晃, 高橋常夫, "非接触型変位計を用いた振動応力測定方法の開発(振動試験による適用性検討)", 日本機械学会 第15回動力・エネルギー技術シンポジウム, (2010).
- (23) 辻峰史, 前川晃, 高橋常夫, 野田満靖, "非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発(第3報)—実機適用のための振動実験—", INSS JOURNAL, Vol.17, p.113 (2010).
- (24) 前川晃, 野田満靖, "非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力評価法", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.780, pp.3025-3035 (2011).
- (25) 前川晃, 野田満靖, 新谷真功, 鈴木道明, "レーザー変位計を用いた振動応力計測方法の開発", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.794, pp.3352-3556 (2012).
- (26) 辻峰史, 前川晃, 高橋常夫, "非接触型変位計を用いた振動応力測定方法の開発", 日本原子力学会 2012 年春の年会, G45, p320 (2012).
- (27) 辻峰史, 高橋常夫, 前川晃, "非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発(第4報)—実機適用に向けた改良—", INSS JOURNAL, Vol.18, p.84 (2012).
- (28) 辻峰史, 前川晃, 高橋常夫, 野田満靖, "配管振動応力の非接触測定法の開発", 平成 24 年度火力原子力発電大会論文集, p167 (2012).
- (29) Takashi, T., Maekawa, A., Tsuneo, T., "Development and Validation of a Method to Measure Vibrational Stress of Small-Bore Piping Using Contactless Displacement Sensors," Proc. 1st ICMST Conference 2012 Japan Society of Maintenance, pp.47, (2012).
- (30) 辻峰史, 前川晃, 高橋常夫, "非接触型変位計を用いた振動応力評価手法の開発", 日本原子力学会 2013 年春の年会, M37, p591 (2013).
- (31) (財) 発電設備技術検査協会, "試験研究 発電設備溶接部信頼性実証試験 (WSR) (ソケット継手の疲労強度に関する実証試験)," 発電技研レビュー, No.23, pp.76-95 (1977).