

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—

Development of Method to Measure Vibrational Stress of Small-Bore Piping with Multiple Contactless Displacement Sensors —Examination of Applicability by Vibration Test and Analytical Approach—

野田 満靖 (Michiyasu Noda)*

要約 ポンプ等の加振源が多数存在する原子力発電所の配管系において、配管を対象とした振動応力計測を効率良く実施することは、配管の疲労破壊による振動トラブルを未然防止するうえで重要である。本研究では、複数の非接触型変位計を用いた振動応力計測方法の適用性について振動実験および解析的手法により検討した。(1)振動試験により、従来のひずみゲージ法と同程度の振動応力を本計測方法で計測できることを確認した。計測間隔が76mmの場合は、本計測方法の誤差は $\pm 3\text{MPa}$ 程度であった。また、計測間隔が38mmの場合は、振動応力が小さい時には最大で $\pm 15\text{MPa}$ 程度の誤差を生じるが、振動応力の増加により $\pm 7\text{MPa}$ 程度にまで低減した。(2)本計測方法により、 $\pm 10\text{MPa}$ 程度の誤差で小口径配管と母管との接続部に生じる振動応力を評価できることを確認した。(3)ノイズが本計測方法に与える影響について、2つの特徴を明らかにした。1つは、本計測方法による振動応力はノイズに比例して過大評価の傾向を示すことであり、もう1つは、ノイズによる影響が計測間隔の2乗に反比例することである。(4)ノイズが本計測方法に与える影響の特徴に基づき、本計測方法の精度向上のための補正方法を考案するとともに、その妥当性を確認した。

キーワード 原子力発電所, 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 a nuclear power plant, where many pipings are connected to vibration sources like pumps, it is important to estimate vibrational stress efficiently to keep the plant operation safely. In this study, the applicability of the method to measure vibrational stress by multiple contactless displacement sensors was examined by vibration tests and analytical approach. (1) It was shown that the stress measured by the proposed method agreed well with that measured by strain gauges. The measurement error by the proposed method was about $\pm 3\text{MPa}$, when the measuring intervals of the displacement sensors were 76mm. When the measuring intervals were 38mm, the maximum measurement error was about $\pm 15\text{MPa}$ and decreased to about $\pm 7\text{MPa}$ with an increase in the vibration stress. (2) The proposed method could be applied to evaluate the stress in the joint between the small-bore piping and main piping with about $\pm 10\text{MPa}$ errors. (3) Two characteristics of noise influence on the proposed method were identified. The first one is that measured stress by the proposed method seems to overestimate as the noise proportionally increased. The other is that the influence of noise was inversely proportional to second power of the measuring interval. (4) Based on the characteristics of noise influence on the proposed method, the correction method to improve the accuracy of the measurement was proposed and its validity was confirmed.

Keywords nuclear power plant, fatigue failure, vibrational stress, contactless displacement sensor, vibration test, small-bore piping

1. はじめに

原子力発電所に設置された配管系では、プラント運転中にポンプ等の機械振動を原因とする疲労破壊

によるトラブルが数多く報告^{(1)~(3)}されている。これらの振動トラブルの未然防止策の一つとして、配管に生じる振動応力を計測し、健全性を評価する振動応力評価が行われている。しかしながら、疲労破

* (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

壊が生じる可能性が高い小口径の配管はプラント内に数多く存在するため、振動応力の計測に多くの時間や労力を要する。そのため、現場での計測時間や労力を削減できるような、より効率的な振動応力評価手法の開発が望まれている。

原子力発電所に設置された配管には、プラント運転中の機械振動等によりひずみが生じている。配管のような梁状の構造物の場合には、曲げ変形を主体とするひずみが発生しており、これらのひずみを計測することにより振動応力を求めることができる。

配管系に生じる振動応力を接触方式で計測する方法として、小口径配管を単純形状にモデル化して得た評価式に、可搬式振動計で計測した値を代入して振動応力を求める方法⁽⁴⁾や、ひずみゲージを対象物に直接貼付して振動応力を求める方法⁽⁵⁾、対象物を中心に広範囲にわたって取り付けられた加速度計で計測した値から配管系の振動モードを同定し、演算によって振動応力を求める方法⁽⁶⁾などがあり、光ファイバーを用いた振動センサーの研究も進められている⁽⁷⁾。

しかし、可搬式振動計を用いる場合には、振動計の押し付け力や押し付け方向等により振動の状態が変化するために、計測精度が計測者の力量に依存することや、小口径配管の形状により評価式を適用できない場合があるなどの問題がある。ひずみゲージや加速度計を用いる方法は、計測装置の準備や後片付けに関する作業が煩雑であり、必ずしも効率的な方法ではない。光ファイバーを用いた方法では、配管振動状況の常時モニタリングが可能であるが、事前に対象物にセンサーを設置し、計測網を施設内に張り巡らす必要があるため、計測装置が複雑かつ大掛かりになるという問題がある。

配管系に生じる振動応力を非接触方式で計測する方法として、レーザー光などを光源とした干渉を利用した計測方法⁽⁸⁾⁽⁹⁾や CCD (Charge Coupled Device) イメージセンサで取り込んだ情報を基にするデジタル画像相関法⁽¹⁰⁾などがある。

しかしながら、前者はレーザーの種類により高精度な計測が可能であるが、装置の設置の際に防振装置が必要な場合もあることから現場への適用は難しく、後者は測定対象物表面のランダムな模様を利用するため事前準備が必要であるとともに、シャッター速度による周波数範囲への制限が生じるといった問題がある。

このように従来の計測方法による振動応力評価は、

時間や労力の面で必ずしも効率的ではないと考えられる。そこで、著者らは現場での取扱いが簡単で、結果も迅速に得られる効率的な振動応力計測方法として、反射型のレーザー変位計を用いた振動応力計測方法を開発した⁽¹¹⁾。この方法は、複数台のレーザー変位計の変位計測値などを用いた簡単な演算により、対象物の比較的狭い範囲に生じる変形状態(曲率半径)を近似的に求めて振動応力を算出する方法である。この方法の特徴として、表計算ソフト(Excel)を用いた簡単な演算により振動応力を算出できることと、非接触方式であるため計測前後の作業が不要であり機動的かつ効率的な振動応力計測が可能であることなどが挙げられる。

これまでに、表面が平らな対象物に対しては、梁理論に基づく静的な変形に対する誤差検討や板梁を用いた振動実験により適用性を確認している⁽¹¹⁾。また、振れ回り振動や表面に曲率を持つ配管に対しては、発光ダイオード透過方式の非接触型変位計を用いて、配管梁を用いた正弦波加振実験により適用性を確認している⁽¹²⁾。

本研究では、既報⁽¹²⁾で用いた振動応力計測器を拡張し、実機の加振状態に近いランダム波を用いた振動実験により従来法のひずみゲージ法と本計測方法により得られる振動応力を比較することで、本計測方法の精度を確認した。次に、汎用構造解析コードを用いて振動実験のシミュレーションを行ない、ノイズが本計測方法の精度に与える影響を明確にした。最後に、本計測方法による振動応力の精度向上のための補正方法を検討し、その妥当性を確認した。

2. 振動応力計測方法

2.1 計測器の概要

本研究で用いた非接触型変位計は既報⁽¹²⁾で用いた変位計と同じである。図1および図2に、非接触型変位計および振動応力計測器の概要をそれぞれ示す。本研究では、振動応力計測器で用いる非接触型変位計の台数を、従来の3台から図2に示すようにA~Dの4台とした。非接触型変位計の台数を3台から4台に増やすことで、小口径配管の振動応力評価で必要となる小口径配管と母管との接続部に生じる振動応力を外挿により求めることができる。具体的な外挿方法については、2.3節で説明する。

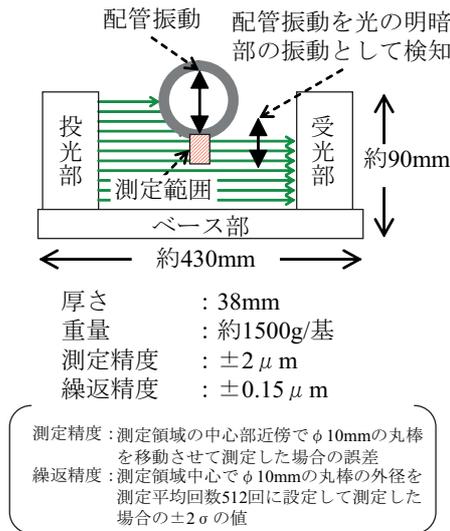


図1 非接触型変位計の概要図

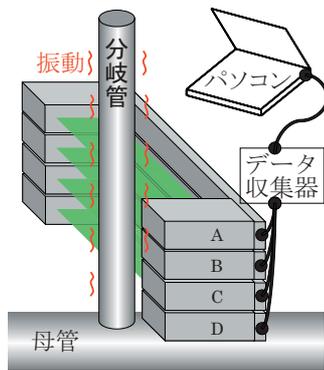


図2 振動応力計測器の概要図

2.2 振動応力の算出方法

振動応力計測方法については、既報⁽¹¹⁾⁽¹²⁾と同じである。配管に曲げモーメントを作用させ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)でそれぞれ表わされる。

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

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

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。式(1)および式(2)をまとめると、振動応力は式(3)で表わされる。

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

配管の内径を d 、外径を D とすると、 I と Z の比は式(4)で表わされ、 σ は式(5)で表される。

$$\frac{I}{Z} = \frac{\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)}{\frac{\pi}{32} \frac{(D^4 - d^4)}{D}} = \frac{D}{2} \quad (4)$$

$$\sigma = -\frac{E}{R} \cdot \frac{D}{2} \quad (5)$$

式(5)において、 E および D は配管の仕様で決まる既知の値であり、 R のみが未知数である。本計測方法では、振動応力計測器により未知数 R を近似的に求め、振動応力を算出する。

図3に、X-Y平面内で振動する配管に生じる R の算出方法の概念図を示す。図3の計測範囲における変形状態を1つの円弧に近似すると、幾何条件から式(6)から式(8)が成立する。振動応力で問題になるのが低次の振動モードであることや、図3に示す計測範囲が12cm程度と比較的狭いことを考慮すると、配管の変形状態を1つの円弧に近似することは妥当だと考えられる。

$$(X_0)^2 + (-u_1 + Y_0)^2 = R^2 \quad (6)$$

$$(X_1 + X_0)^2 + (-u_2 + Y_0)^2 = R^2 \quad (7)$$

$$(X_2 + X_0)^2 + (-u_3 + Y_0)^2 = R^2 \quad (8)$$

ここで、 X_0 は R の中心 O から u_1 の計測位置までの X 方向の距離、 Y_0 は O から配管の中心軸までの距離、 X_1 および X_2 は変位を計測する間隔 (以下、計測間隔) をそれぞれ表わす。計測間隔は任意の長さでも構わないが、本研究では計測間隔 $\Delta X (=X_1 = X_2/2)$ とする。式(6)から式(8)を X_0 と Y_0 について

整理すると、式(9)および式(10)が得られ、これらを式(6)から式(8)のいずれかに代入して、 R を求めることができる。

$$X_0 = \frac{X_2^2(u_2 - u_1) - X_1^2(u_3 - u_1) + (u_3 - u_2)(u_2 - u_1)(u_3 - u_1)}{2\{X_2(u_1 - u_2) - X_1(u_1 - u_3)\}} \quad (9)$$

$$Y_0 = \frac{X_1 X_2 (X_2 - X_1) + (u_3^2 - u_1^2) X_1 - (u_2^2 - u_1^2) X_2}{2\{X_2(u_1 - u_2) - X_1(u_1 - u_3)\}} \quad (10)$$

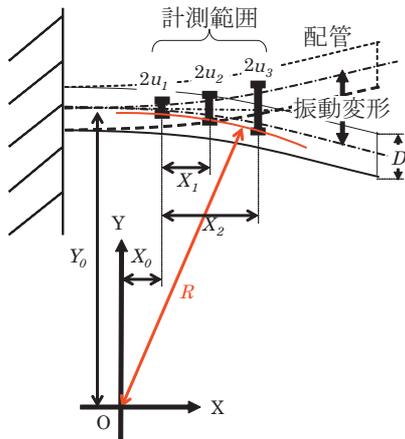


図3 曲率半径 R の算出方法の概念図

非接触型変位計の計測範囲および変位分解能が無限に小さければ、梁理論が成立する範囲内で本計測方法も適用できる。しかしながら、図1および図2に示すように、非接触型変位計は計測範囲と変位分解能が有限であるため、本計測方法の適用条件が必要となる。振動による変形状態は、一般に振動モードの足し合わせにより表現できると仮定できることから、本計測方法の適用条件として以下の2つが考えられる。

- (a) 計測範囲内には振動モードの変曲点が存在しないこと
- (b) 振動モードの振幅が変位分解能を上回るくらい大きいこと

(a) は、計測範囲に生じる変形状態を1つの円弧に近似するという本計測方法の近似方法により生じる適用条件である。この条件は、計測範囲に変曲点を含む振動モードにより生じる変形はノイズとして扱われることを示している。(b) は、本計測方法で近似的に求める R の精度を確保するための条件であ

る。この条件は、適用条件 (a) を満足する振動モードであったとしても、変位分解能を下回る変形についてはノイズとして扱われることを示している。また、本計測方法により求められる R は、図3の計測範囲の平均的な変形状態を表わしたものであり、計測範囲の中心位置における値と考えることが妥当である。

2.3 付根部応力の外挿方法

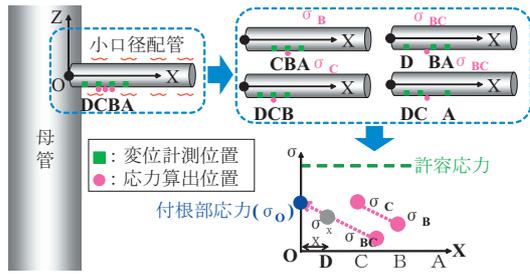
小口径配管の振動応力評価では、母管との接続部に生じる応力（以下、付根部応力）を求める必要がある。本計測方法では、計測範囲の中心位置の振動応力が算出されるため、付根部応力を直接求めることはできないが、非接触型変位計の台数を従来の3台から1台増やして4台に増やすことで付根部応力を外挿により求めることができる。図4に、付根部応力外挿方法の概要と具体的な手順を示し、付根部応力 σ_0 の算出式を式(11)に示す。

$$\sigma_0 = \frac{(\sigma_C - \sigma_B)}{\Delta X} \cdot X_{BC} + \sigma_{BC} \quad (11)$$

ここで、 σ_B 、 σ_C および σ_{BC} は B 点、C 点および BC の中点における振動応力、 ΔX は計測間隔、 X_{BC} は付根部から σ_{BC} までの距離をそれぞれ表す。また、付根部から距離 x における振動応力 σ_x は、式(12)により求められる。3章および4章で用いた付根部応力は式(12)により算出した値である。

$$\sigma_x = \frac{(\sigma_C - \sigma_B)}{\Delta X} \cdot (x - X_{BC}) + \sigma_{BC} \quad (12)$$

本計測方法では、3つの変位計測データから1つの振動応力を算出できる。したがって、4つの変位計測データがあれば、そのうち3つの変位計測データを組み合わせることで4通りの振動応力を算出できる。図4では、この4通りの振動応力を σ_B 、 σ_C および σ_{BC} で表わしている。ここで、 σ_{BC} は、ABD と ACD の2通りの変位計測データの組み合わせから求めた振動応力の平均値である。また、これまでの研究成果から計測間隔が広い方が振動応力の精度が高いことが分かっており、 σ_B や σ_C に比較して σ_{BC} の方が相対的に計測間隔が広いことから、 σ_{BC} を付根部応力を外挿する際の基準点としている。



- 【外挿手順】
- (1)非接触型変位計により、A～Dの4点の変位を計測する。
 - (2)ABCの変位を用いてB点の振動応力(σ_B)、BCDの変位を用いてC点の振動応力(σ_C)、ABDおよびACDの変位を用いてBCの中点の振動応力(σ_{BC})をそれぞれ求める。
 - (3) σ_B と σ_C を用いて、小口径配管の長手方向に生じる振動応力の勾配を求める。
 - (4)(3)で求めた応力勾配を用いて、 σ_{BC} から付根部応力(σ_0)を外挿により求める。

図4 付根部力外挿方法の概要

3. 振動実験

3.1 実験装置

振動実験では、(株)コベルコ科研が所有するIMV(株)製24kN動電型振動試験機i240を用いた。加振機的主要仕様を表1に示す。本実験では、テーブルに固定した配管試験体をランダム波により加振した時に、加振方向に生じる配管の振動応力を本計測方法及びひずみゲージ法により計測し、比較した。

表1 加振機の仕様

最大加振力	24kN (正弦波), 24kN _{rms} (ランダム波), 48kN _{peak} (衝撃波)
振動数範囲	5~2,600Hz
加振方向	垂直・水平
最大変位	51mm _{P-P}
最大速度	2.2m/s _{0-P}
最大加速度	1,142m/s ² _{0-P}
波形	正弦波, ランダム波, 衝撃波
最大搭載重量	400kg
可動部重量	21kg
消費電力	35kVA

3.2 配管試験体

図5に、配管試験体の写真を示す。配管試験体は外径34mm、肉厚3.4mmのステンレス製配管で、縦500mm、横200mmのL字型であり、先端には約3.6kgの錘を取り付けた。打撃試験の結果から、配管試験体の1次の固有振動数は25.2Hzであった。

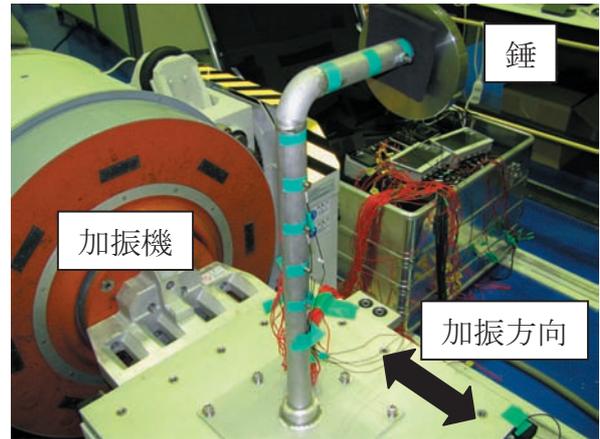


図5 配管試験体概要

3.3 実験条件

図6に、ひずみゲージおよび非接触型変位計による計測位置の概要を示し、詳細を表2にまとめる。

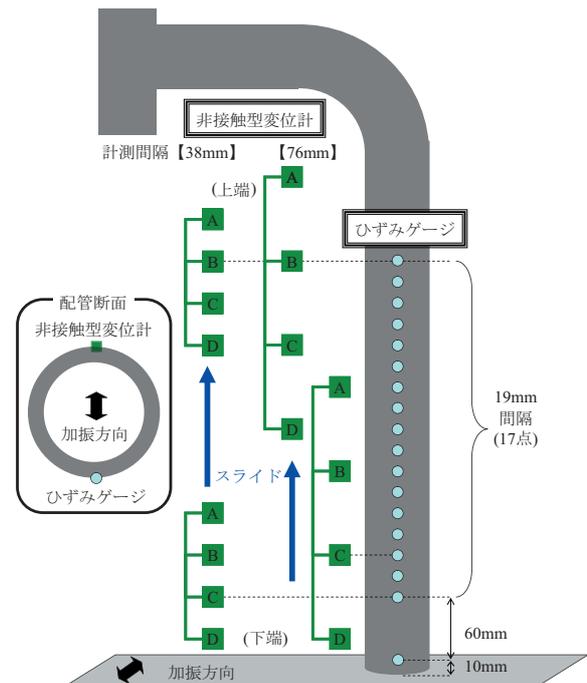


図6 計測位置の概要

表2 計測位置

計測 間隔 (mm)	計測位置 (下端からの距離 (mm))							
	非接触型変位計				ひずみゲージ			
	A	B	C	D	B	BC	C	O
38	412	374	336	298	374	355	336	10
	374	336	298	260	336	317	298	
	336	298	260	222	298	279	260	
	298	260	222	184	260	241	222	
	260	222	184	146	222	203	184	
	222	184	146	108	184	165	146	
	184	146	108	70	146	127	108	
	146	108	70	32	108	89	70	
76	450	374	298	222	374	336	298	
	412	336	260	184	336	298	260	
	374	298	222	146	298	260	222	
	336	260	184	108	260	222	184	
	298	222	146	70	222	184	146	
	260	184	108	32	184	146	108	

表3 加振条件

加振波形	ランダム波
加振周波数 (Hz)	10~500
振幅 (m/s ²) ² /Hz	0.06
加速度 (m/s ²)	5.4 (実効値)

計測間隔は、非接触型変位計の厚さである 38mm とその倍である 76mm の 2 条件とした。これらの計測間隔を保持した状態で図 6 に示す上端から下端まで 38mm 間隔で振動応力計測器全体をスライドさせ、各位置にて計測を行った。

表 3 に示す仕様のランダム波形を加振波形として用いた振動実験を行い、表 2 に示す各位置でサンプリング周期 0.5ms で 10 秒間の計測を行なった。

3.4 実験結果

3.4.1 実験結果の整理

実験結果の整理方法の概要を図 7 に示し、その具

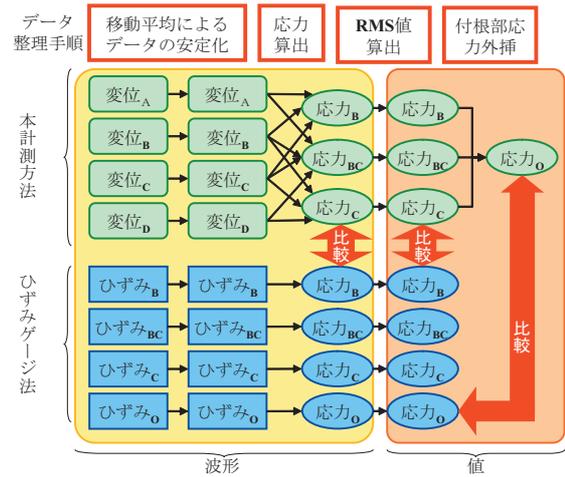


図7 実験結果の整理方法の概要

体的な手順を以下に述べる。

- (1) 振動実験で得られた計測結果を移動平均処理し、計測結果を安定化するとともに振動応力への寄与が大きい低周波数成分を抽出する。
- (2) 移動平均処理後の変位波形などから、2.2 節に示す本計測方法による振動応力波形とひずみゲージ法による振動応力波形を求める。
- (3) 振動応力波形を 20 区間に分割し、各区間の波形の実効値に 3 を乗じた値を各区間の振動応力とする。各区間の振動応力の平均値と標準偏差の値を、各計測条件における振動応力の値とその誤差とする。実効値に 3 を乗じるのは、ランダム波加振により生じる振動応力の値が正規分布に従う場合、実効値の 3 倍を超えるような大きな振動応力が発生する確率が非常に小さい (約 0.3%) ためである。
- (4) 各区間で求められた振動応力 (σ_B , σ_C および σ_{BC}) と 2.3 節に示す外挿方法により、各区間における付根部応力 (σ_O) を求める。各区間の付根部応力の平均値と標準偏差の値を、各計測条件における付根部応力の値と誤差とする。

3.4.2 振動応力の算出

結果振動応力波形の例として、最小の振動応力の発生が予想される上端の計測位置における σ_B と、最大の振動応力の発生が予想される下端の計測位置における σ_C の振動応力波形を図 8 に示す。

図 8 に示す振動応力波形から求めた、各区間の振動応力の値を図 9 に示す。区間は時間を 20 分割したものであることから、図 9 は振動応力の時間変化の

傾向を表すものだとと言える。

図 10 に、すべての計測位置における振動応力 σ_C の値とその誤差を、横軸を付根部からの距離として整理した。ここで、本計測方法による振動応力の誤差を誤差棒で表し、ひずみゲージ法による振動応力の誤差を細線で表した。

図 11 に、横軸をひずみゲージ法による振動応力、

縦軸を本計測方法による振動応力として、全ての計測位置および計測間隔の条件における振動応力の計測結果を整理した。ここで、右上から左下に示した破線は、本計測方法とひずみゲージ法による振動応力が等しいことを表す。

図 12 に、横軸をひずみゲージ法による振動応力、縦軸を本計測方法とひずみゲージ法の振動応力の差

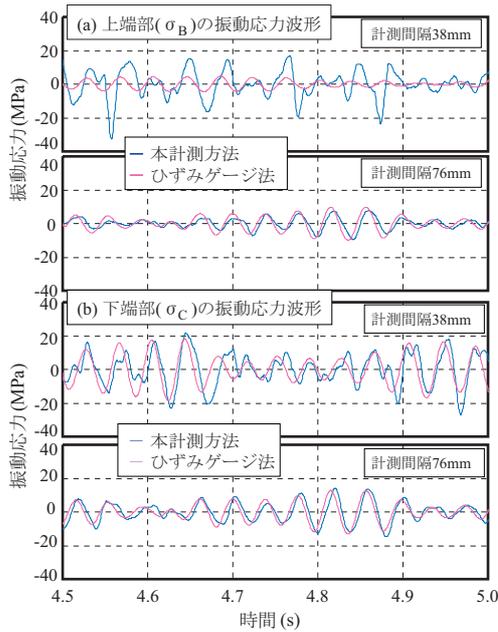


図 8 振動応力波形の比較

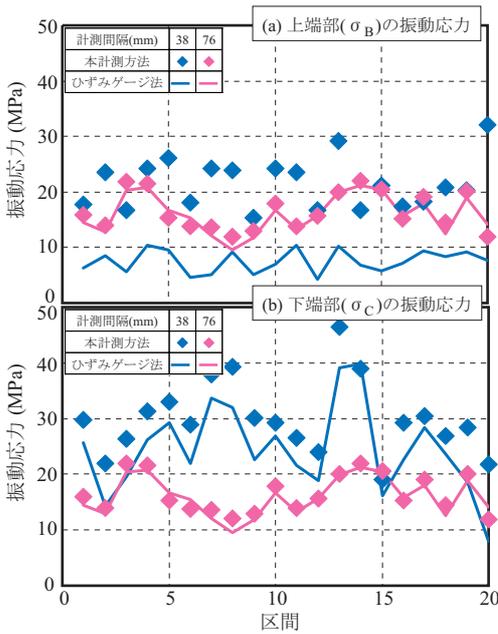


図 9 算出区間における振動応力の比較

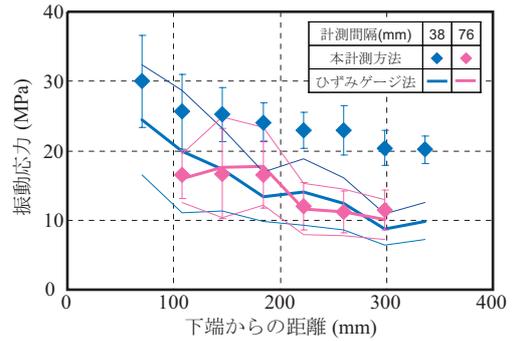


図 10 計測位置における振動応力(σ_C)の比較

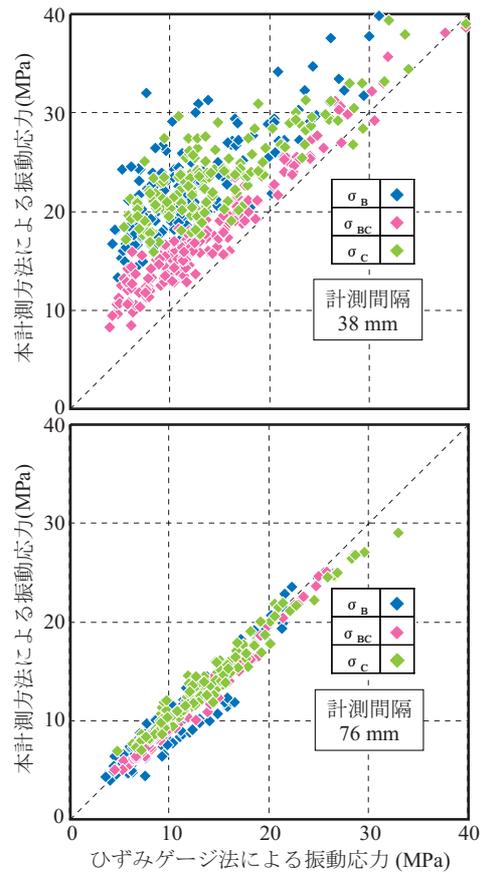


図 11 本計測方法とひずみゲージ法による振動応力の比較

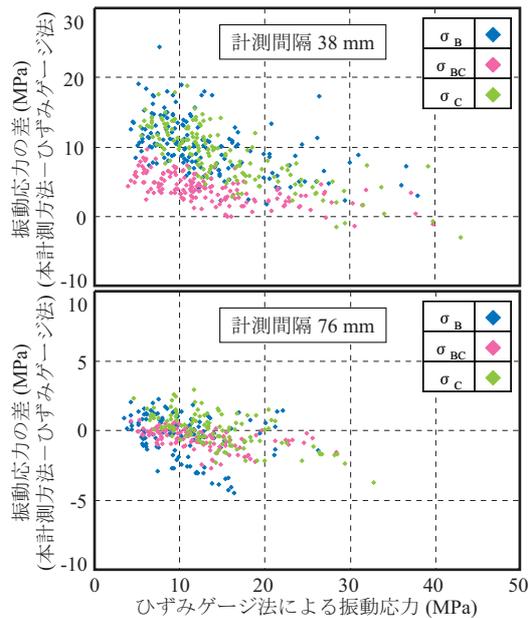


図12 本計測方法とひずみゲージ法による振動応力の差

として、図11に示す結果を整理した。

図8に示す結果から、全ての振動応力波形でひずみゲージ法と本計測方法の振動応力波形の間に多少の位相差が確認できる。これは変位計測値の安定化のために、非接触型変位計の内部で行われている移動平均処理の影響である。この影響により位相差が数ms程度生じているものの、図9～図12に示す各種の比較結果から、この位相差による影響は無視できると考えられる。

計測間隔76mmの条件については、図8～図12に示す振動実験の結果から、振動応力の波形、各区間における振動応力の値、各計測条件の値の全ての点において、本計測方法とひずみゲージ法による振動応力は良く一致した。図12に示す結果から、計測間隔76mmの条件における、本計測方法とひずみゲージ法による振動応力の差は、概ね $\pm 3\text{MPa}$ 程度である。したがって、計測間隔76mmのように、十分な計測間隔を確保して本計測方法を適用した場合、ひずみゲージ法と同程度の精度で振動応力を計測できると言える。

計測間隔38mmの条件については、図8～図12に示す振動実験の結果から、本計測方法による振動応力がひずみゲージ法による振動応力を過大評価する傾向が見られた。特に、振動応力が小さい条件でこの傾向は顕著であり、本計測方法とひずみゲージ法

の振動応力波形の相関が弱いことが分かった。一方で、振動応力が大きい条件では、本計測方法の過大評価の傾向は弱まり、振動応力波形の相関も強まることが分かった。図12に示す結果から、計測間隔38mmの条件における、本計測方法とひずみゲージ法による振動応力の差は、振動応力が10MPa程度の条件では $\pm 15\text{MPa}$ 程度、振動応力が20MPa以上の条件では $\pm 7\text{MPa}$ 程度と判断できる。

計測間隔38mmの条件において、ひずみゲージ法による振動応力と比較して本計測方法による振動応力が過大評価の傾向を示す理由として、既報⁽¹²⁾でも検討を行ったSN比によるところが大きいと考えられる。配管の変形に伴わない変位成分(以下、ノイズ)を一定と仮定すると、振動応力が小さい条件では、配管の変形に伴う変位成分が小さくSN比が悪い。その結果、本計測方法ではノイズにより生じる見かけ上の振動応力の影響が大きくなるため、ひずみゲージ法による振動応力を過大評価し、振動応力波形における本計測方法とひずみゲージ法との相関が弱まったと考えられる。一方、振動応力が大きい条件では、配管の変形に伴う変位成分が大きくなりSN比が向上する。その結果、本計測方法ではノイズにより生じる見かけ上の振動応力の影響が小さくなり、ひずみゲージ法による振動応力に対する過大評価の傾向が小さくなり、振動応力波形の相関も強まったと考えられる。

上記のように、計測間隔76mmの計測条件では、ひずみゲージ法と同程度の精度で振動応力を評価できることを確認できた。しかしながら、実機プラントの小口径配管の形状を考慮すると、100mm程度の直管部しか持たない小口径配管の割合が比較的多い。したがって、現状の非接触型変位計の厚みである38mmの計測間隔の条件で本計測方法を適用した場合の振動応力の高精度化を図るとともに、計測間隔をより狭くした条件での本計測方法の適用性についても検討する必要がある。これらについては、4章および5章にて検討する。

3.4.3 付根部応力の外挿結果

図 13 に、下端部の計測位置で計測した振動応力を用いて付根部応力を外挿した結果を示す。ここで本計測方法による振動応力の誤差を誤差棒、ひずみゲージ法による振動応力の誤差を細線で表した。

図 14 に、横軸を下端から σ_{BC} の計測位置までの距離、縦軸を付根部応力として、各計測位置における振動応力から外挿により求めた付根部応力の結果を示す。本計測方法およびひずみゲージ法による付根部応力の誤差は、図 13 と同様に表わした。

計測間隔 38mm の条件では、図 13 および図 14 に示す結果から、計測位置が下端から離れるとひずみゲージ法と比較して本計測方法による付根部応力が大きくばらつくことが分かった。これは計測位置が下端から離れることで振動応力が低下し、SN 比が悪化したため、付根部応力を外挿する際に用いる振動応力の精度が低下したためだと考えられる。一方で、下端に比較的近い計測位置（200mm 以内）では、本計測方法とひずみゲージ法による付根部応力

の差は $\pm 10\text{MPa}$ 程度であった。特に、下端に最も近い計測位置における本計測方法とひずみゲージ法による付根部応力の差は $\pm 3\text{MPa}$ 程度であり、本計測方法は付根部応力の評価手法として十分適用できると考えられる。

計測間隔 76mm の条件では、図 13 および図 14 に示す結果から、下端から計測位置までの距離に関わらず、本計測方法による付根部応力はひずみゲージ法による付根部応力の誤差の範囲内にあった。この時の本計測方法とひずみゲージ法による付根部応力の差は、下端からの距離によらず $\pm 10\text{MPa}$ 程度であった。3.4.2 節に示すように、計測間隔 76mm の計測条件では、 $\pm 3\text{MPa}$ 程度の精度で振動応力を計測できる。しかしながら、この精度の振動応力を用いて外挿により付根部応力を求めると付根部応力で $\pm 10\text{MPa}$ 程度の差が生じるのは、計測間隔を広げることで下端部からの距離が遠くなるため、本計測方法で求めた応力勾配と実際の応力勾配とのわずかな差が顕著に表れたものと考えられる。

以上の付根部応力の外挿結果の検討から、本計測方法により高精度の付根部応力を評価するためには、まず付根部近傍で計測を行うことが最善だと考えられる。付根部から離れた箇所で付根部応力を評価するためには、SN 比が悪い条件でも精度の良い振動応力を算出できるように、本計測方法による振動応力の精度を向上させる必要がある。

4. 振動実験のシミュレーション解析

4.1 解析モデル

本研究で開発中の振動応力計測器は、SN 比による振動応力の精度への影響が大きいことが分かった。また、本計測器を実機適用するためには、現状の計測間隔 38mm の計測条件における振動応力の精度向上や、より狭い計測間隔の計測条件における本計測方法の適用性を検討する必要がある。そこで、図 15 に示すように、本研究の振動実験で用いた配管試験体を簡略化した、はり要素で構成される解析モデルを用いて、本計測方法の実機適用のためのノイズや計測間隔による影響を検討した。解析モデルの下端は並進 3 方向、回転 3 方向全てを拘束する固定端とした。おもりを付加したのは、振動実験の条件に近づけるためである。

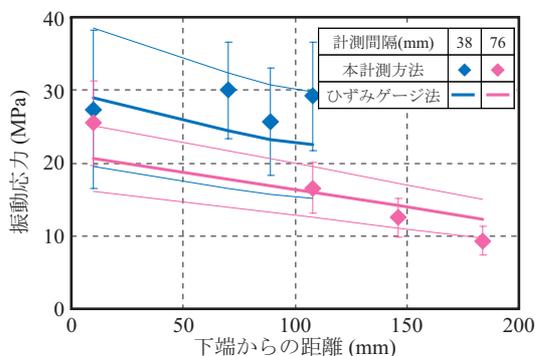


図 13 付根部応力の外挿例（下端部）

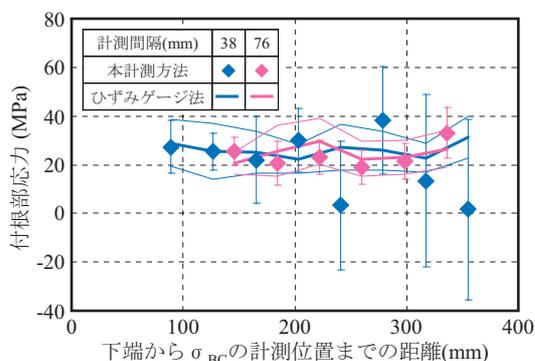


図 14 計測位置による付根部応力の比較

4.2 解析条件

図 15 に示す解析モデルを対象に、汎用構造解析コード Nastran を用いてモード解析および時刻歴応答解析を行なった。表 4 に、検討条件をまとめる。解析のタイムステップは 1ms とし、図 16 に示す全周波数にはほぼ一様な成分を持つランダム波形を加振波形として、解析モデルの下端部に入力した。図 16 に示す加振振幅は $10\mu\text{m}$ -rms である。また、非接触型変位計による計測値を模擬するため、解析で得られた各点の変位波形に、ノイズ波形を加えた。ノイズ波形の特性は、図 16 に示す加振波形と同様に全周波数にほぼ一様な成分を持つランダム波であるが、全ての節点で個別のノイズ波形を用いた。加振振幅やノイズ振幅は、それぞれの波形に必要な倍数を乗じて用いた。計測間隔は、振動実験における条件でもある計測間隔 38mm とその 1/2 の 19mm の 2 条件とした。本計測方法による仮想的な計測位置は、図 15 に示すとおり、下端部の近傍を想定した。

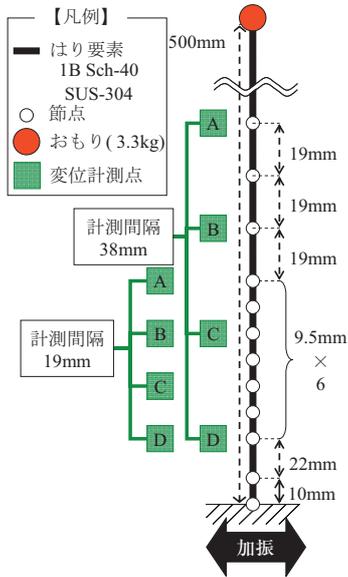


図 15 解析モデルの概要

表 4 検討条件

加振振幅 (μm -rms)	0, 50, 100, 150, 200, 250, 300
ノイズ振幅 (μm -rms)	0, 1, 2, 3, 4, 5
タイムステップ (ms)	1
計測間隔 (mm)	38, 19

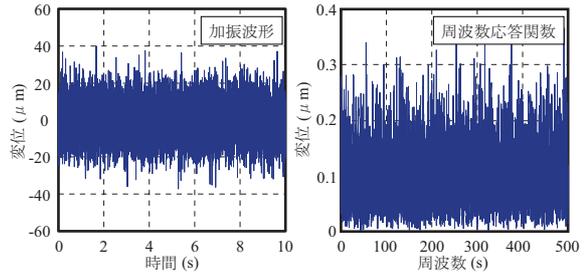


図 16 ランダム波形の例 (加振波形)

4.3 解析結果

4.3.1 解析結果の整理

方法時刻歴応答解析結果の整理方法を図 17 に示し、具体的な手順を以下に示す。まず、解析で得られた各節点の変位波形に、個別のノイズ波形を加えたうえで、振動実験で用いた結果の整理方法と同様に移動平均によるデータの安定化処理を行い、低周波数成分の振動応力波形、各区間の振動応力、付根部応力をそれぞれ求め、解析により直接求めた振動応力と比較する。ここで、解析で求めた変位にノイズを加え、2.2 節または 2.3 節で述べた方法で算出した振動応力を本計測方法による振動応力とし、解析により直接求めた振動応力を解析による振動応力とする。

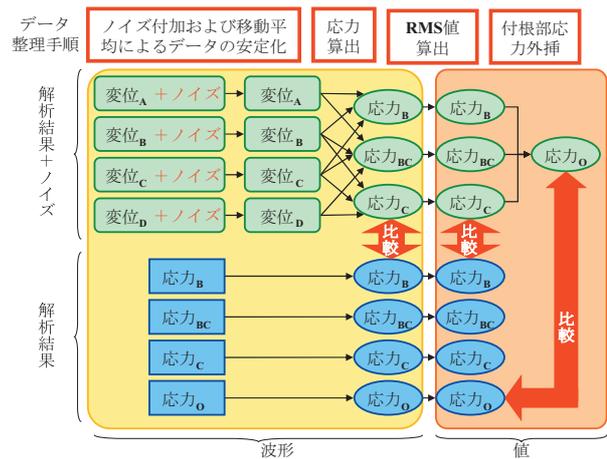


図 17 解析結果の整理方法

4.3.2 振動応力の算出結果

図 18 に、加振振幅 $10\mu\text{m}$ -rms、計測間隔 38mm

の条件における σ_c の振動応力波形の結果を示す。また、この振動応力波形から求められた、各計測区間の振動応力の値を図 19 に示す。

次に、全ての検討条件および計測区間における振動応力の値を、横軸を解析による振動応力、縦軸を本計測方法による振動応力として整理した結果を図 20 に示す。また、図 20 に示す結果について、横軸を解析による振動応力、縦軸を本計測方法と解析による振動応力の差として整理した結果を図 21 に示す。

計測間隔 38mm の条件では、図 18~図 21 に示す結果から、ノイズが 0 の場合は本計測方法と解析による振動応力は非常に良く一致するが、本計測方法により振動応力を算出する際にノイズを付加することで、本計測方法と解析による振動応力波形の相関が弱くなるとともに、ノイズ振幅の増加に伴い本計測方法による振動応力が解析による振動応力を過大評価する傾向が見られる。これらの結果は、多少のばらつきは見られるものの、振動実験で得られた図 8 から図 12 に示す結果と良く似ている。図 21 と図

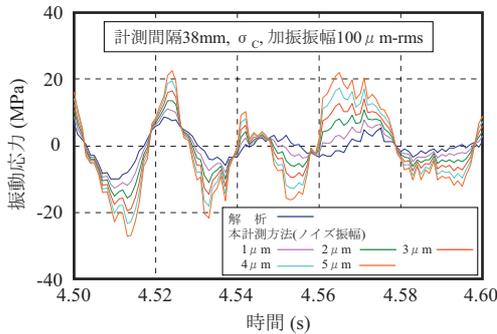


図 18 振動応力波形の比較

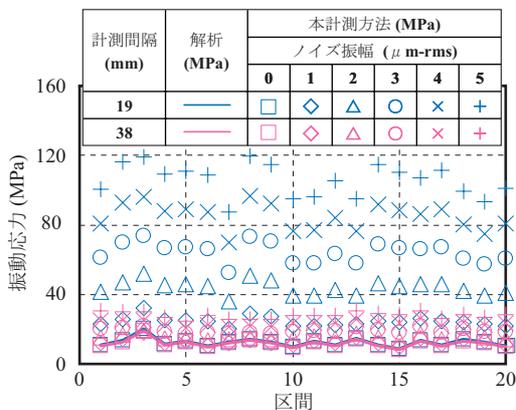


図 19 算出区間における振動応力の比較

12 の結果を比較することで、振動実験時に非接触型変位計で計測した変位の値に含まれるノイズの大きさが 3~5μm-rms 程度と類推できる。非接触型変位計の測定精度が ±2μm であることから、変位分解能以外のノイズ成分の寄与の可能性も考えられる。

図 20 および図 21 に示す結果から、計測間隔による影響を考察すると、38mm から半分の 19mm にすることで、本計測方法と解析による振動応力の差

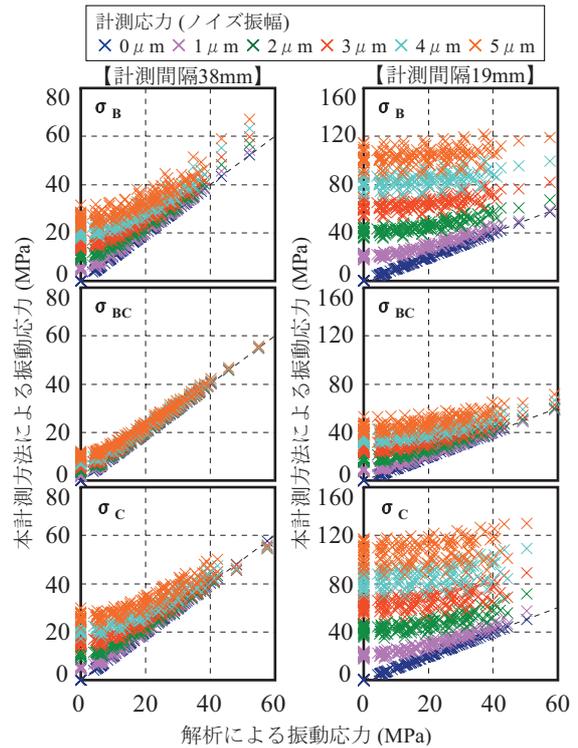


図 20 本計測方法と解析による振動応力の比較

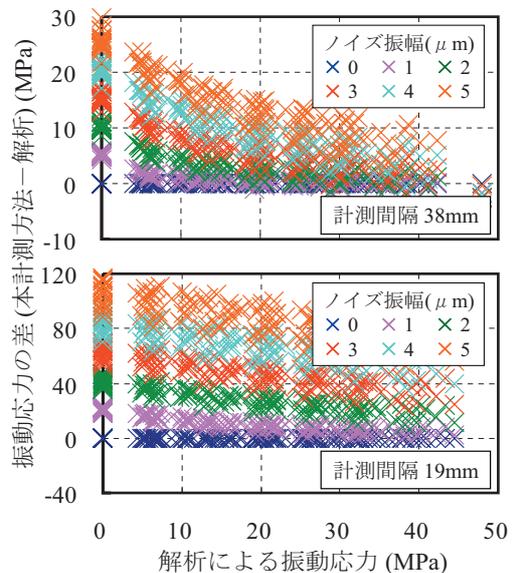


図 21 本計測方法と解析による振動応力の差

(過大評価)が4倍になることが分かる。つまり、ノイズが本計測方法による振動応力に与える影響は、計測間隔の2乗に反比例することが分かった。

この理由は、2.3節で示す式を用いて導出した式により以下のように説明できる。まず、計測間隔と計測した変位の値の関係から、式(9)および式(10)は式(13)および式(14)に近似できる。

$$X_0 = \frac{X_2^2(u_2 - u_1) - X_1^2(u_3 - u_1)}{2\{X_2(u_1 - u_2) - X_1(u_1 - u_3)\}} \quad (13)$$

$$Y_0 = \frac{X_1 X_2 (X_2 - X_1)}{2\{X_2(u_1 - u_2) - X_1(u_1 - u_3)\}} \quad (14)$$

これらを式(6)に代入し、 $X_2 = 2X_1$ として整理すると、式(15)になる。

$$R = \frac{1}{2(u_1 - 2u_2 + u_3)} \sqrt{4X_1^4 + aX_1^2 + b} \quad (15)$$

$$a = u_1^2 + 16u_2^2 + u_3^2 - 8u_1u_2 - 8u_2u_3 - 2u_3u_1$$

$$b = 4u_1^2(u_1 - 2u_2 + u_3)^2$$

式(15)において、平方根内の第1項に比較して第2項および第3項は十分小さいことから、式(15)をさらに簡略化したうえで、式(5)に代入すると、式(16)が得られる。

$$\sigma = -\frac{ED}{2} \cdot \frac{u_1 - 2u_2 + u_3}{X_1^2} \quad (16)$$

式(16)は、振動応力の算出時には、非接触型変位計で計測した変位の値が計測間隔の2乗に反比例することを示しており、ノイズを一定と仮定すると計測間隔が1/2倍になることで、ノイズによる振動応力への影響が4倍になることが分かる。

4.3.3 付根部応力の外挿結果

図22に、時刻歴応答解析から得られた振動応力の分布を示す。横軸は下端からの距離、縦軸は振動応力をそれぞれ表し、両者とも最大値により規格化した。振動応力の値は、1~4回の移動平均処理を行った振動応力波形から、図17に示す方法にて求めた。また、モード解析により求めた1次(36Hz)と2次(525Hz)の振動モードで生じる応力分布も合わせて

示す。

図23に、計測間隔が38mmと19mm、加振振幅100 μ m、ノイズ振幅が0~5 μ mの条件における付根部応力の外挿結果を示す。

図22に示す結果から、移動平均処理を行わない場合は1次モードと2次モードの和により振動応力分布は支配されるが、移動平均回数の増加により振動応力分布が1次モードの応力分布、つまり直線近似できる応力分布に近づくことが分かる。これは、移動平均処理が持つローパスフィルタの効果によるものである。一般に、振動応力に占める低次モードの割合が高いことから、移動平均処理により低次モードを中心に抽出し、振動応力分布を直線近似するこ

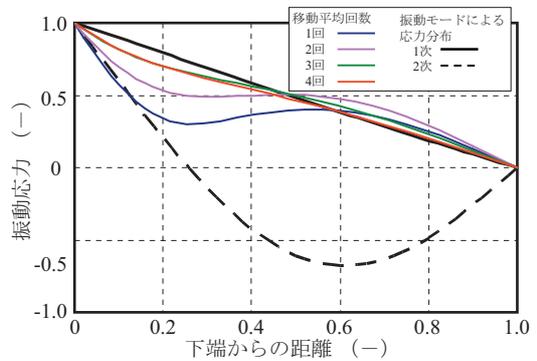


図22 振動応力分布の移動平均回数による変化

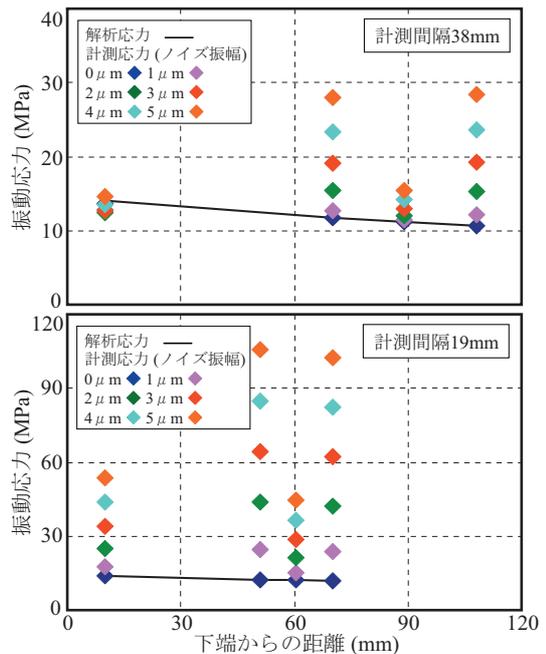


図23 付根部応力の外挿結果の例 (加振振幅 100 μ m-rms)

とは妥当だと考えられる。

図 23 に示す結果から、計測間隔 38mm の条件では付根部応力へのノイズの影響は比較的小さいものの、計測間隔 19mm の条件ではノイズ振幅の影響が大きく表れることが確認できる。ノイズ振幅による付根部応力の外挿手法への影響として、以下の 2 種類が考えられる。

1 つ目は、外挿時の基準点となる振動応力 σ_{BC} に対する、本計測方法の過大評価による影響である。これは、図 23 の下図で、下端からの距離 60mm の位置における本計測方法による振動応力 σ_{BC} が、ノイズに比例して増加することから分かる。また、この過大評価の傾向は計測間隔の 2 乗に反比例するため、 σ_B と σ_C では同程度であるが、計測間隔が異なる σ_{BC} では過大評価の傾向は低減される。その結果 σ_B 、 σ_{BC} および σ_C は、V 字型の分布を示す。

2 つ目は、 σ_B と σ_C から求める応力勾配の精度の低下である。これは、図 23 の下図の応力勾配について、ノイズ $0\mu\text{m}$ の時の応力勾配に比較して、ノイズ $5\mu\text{m}$ の時の応力勾配の方が急になっていることから分かる。

これらのノイズ振幅による付根部応力の外挿手法に対する影響を踏まえて、4.3.2 節で推定した $3\sim 5\mu\text{m-rms}$ 程度のノイズが、非接触型変位計で計測した値に含まれると仮定すると、計測間隔 19mm の計測条件で付根部応力を求めるためには、ノイズの低減が必要である。

5. 考察

3 章および 4 章の検討結果から、計測間隔が十分確保できる計測条件（振動実験では 76mm）では、ひずみゲージ法と同程度（ $\pm 3\text{MPa}$ ）の振動応力を得られることを確認した。しかしながら、本計測方法では、ノイズの影響が計測間隔の 2 乗に反比例する傾向が示された。この傾向を検証するため、計測間隔 19mm の解析結果に、振動実験と同程度のノイズが付加されると仮定すると、本計測方法による振動応力の過大評価は大きく、付根部応力を外挿により求めることが困難であることが示された。

一方で、本振動応力計測方法の実機適用を図るためには、より狭い計測間隔の条件（38mm 以下）においても本計測方法により精度の良い振動応力を得る必要がある。したがって、過大評価の傾向を示す原因であるノイズ低減方法の検討や、本計測方法に

よる振動応力の補正方法の検討が不可欠である。

そこで、振動実験や振動実験のシミュレーション結果から得られた以下の 2 つの知見を踏まえて、本計測方法による振動応力の補正方法を検討した。

- (1) 本計測方法による振動応力の過大評価はノイズ振幅に比例する。
- (2) ノイズによる本計測方法による振動応力への影響は、計測間隔の 2 乗に反比例する。

考案した補正手順は以下のとおりである。手順 1 から手順 3 は補正に必要な準備作業であり、手順 4 および手順 5 は実際の補正手順である。

手順 1：振動実験のシミュレーションにより σ_B 、 σ_C および σ_{BC} の解析による振動応力を求め、ノイズ量を変化させた時の本計測方法による振動応力も同様に求める。

手順 2：手順 1 の結果を用いて、解析による振動応力と本計測方法による振動応力の比を求める。この時、本計測方法による振動応力 σ_B と σ_C の平均値 (σ_{BC}) と σ_{BC} との比 (σ_{BC}/σ_{BC}) も求める。

手順 3：手順 2 で求めた σ_{BC}/σ_{BC} を横軸とし、解析による振動応力と本計測方法による振動応力の比を縦軸としてグラフを作成し、近似曲線を求める。

手順 4：本計測方法により計測した振動応力から σ_{BC}/σ_{BC} の比を算出し、手順 3 で作成した近似曲線に代入することで、解析による振動応力と本計測方法による振動応力の比を求める。

手順 5：本計測方法により計測した振動応力 (σ_B 、 σ_C および σ_{BC}) に、手順 4 で求めた解析による振動応力と本計測方法による振動応力の比を乗じた値を、本計測方法による振動応力の補正值とする。

上記の補正手順により補正した実験結果を図 24 に示す。この結果から、ひずみゲージ法による振動応力に対する本計測方法による振動応力の過大評価の傾向が低減することが確認できた。ここで、非常に小さな振動応力に対しては、依然として 3MPa 程度の過大評価の傾向が見られる。しかしながら、振動応力評価で用いる許容応力（数十 MPa 程度）に比較して小さい振動応力であることや、振動応力が増加した場合には SN 比の向上に伴い本計測方法による振動応力の精度向上が期待できることから、この過大評価の影響は小さいと考えられる。

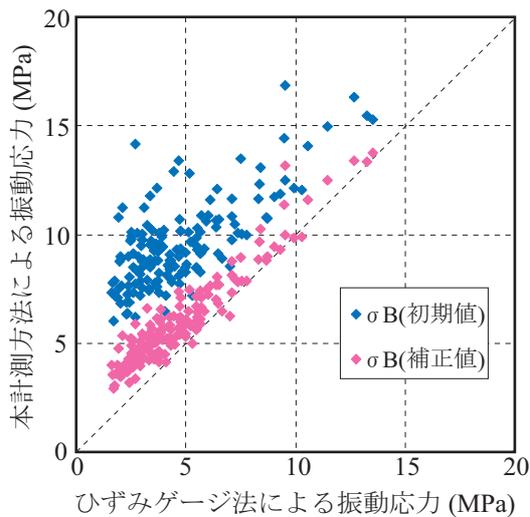


図 24 実験結果の補正結果

6. 結言

配管試験体を用いた振動実験およびシミュレーション解析により、非接触型変位計を用いた振動応力計測方法の適用性を検討した。その結果、以下の結論を得た。

(1) 本計測方法により、ひずみゲージ法と同程度の振動応力が計測できることを確認した。また、本計測方法とひずみゲージ法との振動応力の誤差は、以下のようにまとめられる。

- ・計測間隔が 76mm の場合に生じる誤差は、 $\pm 3\text{MPa}$ 程度である。
- ・計測間隔が 38mm の場合に生じる誤差は、振動応力が小さい時は最大で $\pm 15\text{MPa}$ 程度、振動応力が大きい時は $\pm 7\text{MPa}$ 程度である。

(2) 振動応力計測時のノイズが、本計測方法による振動応力に与える影響は以下のようにまとめられる。

- ・ノイズにより本計測方法による振動応力は過大評価の傾向を示し、その程度はノイズの大きさに比例する。
- ・ノイズが本計測方法による振動応力へ与える影響は、計測間隔の 2 乗に反比例する。

(3) 本計測方法により外挿して求めた付根部応力は、ひずみゲージ法と比較して $\pm 10\text{MPa}$ 程度の誤差が生じることを確認した。

(4) 数値シミュレーションで得た知見を踏まえて、本計測方法で適用可能な補正方法を考案するととも

に、振動実験の結果に適用した結果、良好に作用することを確認した。

文献

- (1) Gosselin, S. R. and Fleming, K. N., "Evaluation of Pipe Failure Potential via Degradation Mechanism Assessment," Proc. ICON 5, 2641, pp.1-9 (1997).
- (2) Mitman, J., "Revised Risk-Informed Inservice Inspection Evaluation Procedure," EPRI TR-112657 Rev. B-A Final Report (1999).
- (3) 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).
- (4) Noda, M., et al., "Methods of Evaluating Vibration-Induced Stress of Small-Bore Piping," ASME-PVP, PVP2006-ICPVT-11-93198, pp.1-9 (2006).
- (5) Silva, C. W., "Vibration: Fundamentals and Practice," CRC Press, Boca Raton, Chap. 8, pp.456-476 (1999).
- (6) Tanaka, M., et al., "Development of a Diagnostic and Monitoring System for Vibration Pipes," Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol.33, pp.278-281 (1997).
- (7) Kageyama, K., et al., "Development of a New Fiber-Optic Acoustic/Vibration Sensor: Principle, Sensor Performance, Applicability to Health Monitoring and Characteristics at Elevated Temperature," International Workshop on Structural Health Monitoring 2003, pp.1-8 (2003).
- (8) Jean-Pierre Chambard, et al., "Pulsed TV-holography recording for vibration analysis applications," Optics and Lasers in Engineering, Volume 38, Issues 3-4, pp.131-143 (2002).
- (9) C. Reder, et al., "Non-contacting strain measurements of ceramic and carbon single fibres by using the laser-speckle method", Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, Volume 34, Issue 11,

- pp.1029-1033 (2003).
- (10) Chen Junda, et al. “Applications of Digital Correlation Method to Structure Inspection”, Tsinghua Science & Technology Volume 12, Issue 3, pp.237-243 (2007).
 - (11) 野田満靖ら, “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).
 - (12) 野田満靖ら, “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”, INSS JOURNAL, Vol.15, p.88 (2008).