

大口径・高流速配管の流力振動試験(1)

— 試験計画の検討と試験装置の製作 —

(研究報告)

2003年8月

核燃料サイクル開発機構
大洗工学センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松 4 番地 4 9
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課
電話：029-282-1122 (代表)
ファックス：029-282-7980
電子メール：jserv@jnc.go.jp

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to :

Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki 319-1184,
Japan

© 核燃料サイクル開発機構
(Japan Nuclear Cycle Development Institute)
2003

大口径・高流速配管の流力振動特性試験(1)

試験計画の検討と試験装置の製作

(研究報告)

藤井 正*、西口 洋平*、此村 守*

要 旨

実用化戦略調査研究で概念設計を進めているナトリウム冷却大型炉では、建設コスト削減の観点から、冷却系ループ数を2ループに削減している。これに伴い、薄肉構造の1次冷却系配管は大口径化（ホットレグ配管：内径1.27m）するとともに、管内の平均流速は従来設計を大幅に上回る9m/s台に高速化され、レイノルズ数は 10^7 オーダーの条件となる。このような高流速、高レイノルズ数条件下における配管エルボ部の流動は、従来のレイノルズ数範囲での圧力変動特性や離域の形成範囲とは異なる可能性がある。また、内部流体の不安定流動に起因する配管振動の発生が懸念されるが、大口径の薄肉配管を対象とした流力振動特性に関する知見は限られている。

そこで、1次系配管設計の成立性を確認するため、実機ホットレグ配管を1/3縮尺で模擬した水流動試験装置を製作し、高レイノルズ数条件下での試験により配管エルボ部での流動特性やエルボ部の3次元流れによる不安定に起因する流力振動特性を把握する試験を計画した。

本試験では、アクリル製の可視化試験体を用いて、エルボ部の流況を調べるとともに、流力振動の要因となるエルボ部での圧力変動を計測する。また、実機と剛性を合わせたステンレス製の振動試験体を用いて、配管系の振動モードや振動応答挙動を計測する。

平成14年度までにおいて、試験装置の設計、およびエルボ試験体や試験ループ配管類の製作を終了した。平成15年度は、試験設備の製作・据付を完了し、可視化試験の一部を開始する計画である。

* 大洗工学センター システム技術開発部 FBR システムグループ
WBS番号：121220 「ループ数削減・大流量化に係わる構造・材料の健全性評価」
本研究は、実用化戦略調査研究フェーズⅡの一環として実施したものである。

Flow-induced Vibration Tests for Large Diameter and High Velocity Piping (1)

Test Planning and Fabrication of Test Facility

Tadashi Fujii*, Youhei Nishiguchi*, Mamoru Konomura*

Abstract

The conceptual design study of the large-scale sodium-cooled reactor is in progress in the “Feasibility Study on Commercialized Fast Reactor Cycle Systems (F/S)”. The cooling system of a large-scale sodium-cooled reactor is composed of two loops in order to reduce construction cost. According to reduction of the loop number, the large diameter pipings are adopted in the primary cooling system (for example, inner diameter of a hot leg piping is 1.27m). And the average velocity in the piping increases to 9 m/s level, which is well over to a conventional plant design, therefore, Reynolds number reaches 10^7 order levels. The hydraulic behaviors of the piping elbow, such as pressure fluctuation characteristics and formation range of flow separated layer near an elbow, under high velocity and high Reynolds number conditions are expected to be different to those under lower Reynolds number which is the highest existing number. Further, there would be the possibility of vibration of the piping by flow instability under high velocity condition. However, information of flow-induced vibration behaviors for large diameter piping is limited.

Then, flow visualization and flow-induced vibration tests using 1/3 scale water test facility, which simulates hot leg piping, have been planned in order to confirm the realization of the piping design for primary cooling system.

Flow pattern in the piping and pressure fluctuation near the elbow, which is a main cause of flow-induced vibration, will be measured in the flow visualization tests using the acrylic elbow model. Moreover, vibration modes and vibration response characteristics of the piping system will be measured in the flow-induced vibration tests using the stainless steel elbow model.

The design of the test facility and production of the elbow models and the loop pipings were finished by 2002. In 2003, fabrication and installation of the test facility will be finished and a part of flow visualization tests will be started.

* FBR System Engineering Group, System Engineering Technology Division, OEC

目 次

要旨	i
Abstract	ii
表リスト	iv
図リスト	v
1. はじめに	1
2. 流力振動試験の背景・目的	2
2.1 大型炉の1次系配管設計	2
2.1.1 1次系配管の形状と概略仕様	2
2.1.2 大口径・高流速化に伴う課題	5
2.2 試験目的	11
2.2.1 流動特性の把握	11
2.2.2 流力振動特性の把握	14
3. 試験計画の策定	16
3.1 試験装置の概要	16
3.2 可視化試験	21
3.2.1 試験内容	21
3.2.2 試験体形状	28
3.3 振動試験	37
3.3.1 試験内容	37
3.3.2 試験体形状	45
3.4 試験工程と今後の課題	49
3.4.1 流力振動試験の工程	49
3.4.2 実機評価に向けての課題	51
4. おわりに	55
謝辞	56
参考文献	56
付録 ランダム振動応答解析手法の概要	

表リスト

表 2.1.1-1	1次系配管仕様の比較	3
表 2.1.1-2	2ループ／4ループ構成における物量比較	3
表 2.1.2-1	1次系配管設計での検討項目と現状の見通し	7
表 2.1.2-2	大口径・高流速配管で想定される流力振動と対応策	8
表 3.2.1-1	流力振動試験での試験条件	23
表 3.3.3-1	振動特性に関する相似則	46
表 3.4.1-1	1次系配管流力振動試験の全体工程(案)	50

図リスト

図 2.1.1-1	1次系の配管形状	4
図 2.1.2-1	大口径・高流速化に伴う課題	9
図 2.1.2-2	ランダム振動応答解析の概要	10
図 2.2.1-1	従来のエルボ流動試験結果	12
図 2.2.1-2	実証炉逆U字管体系での流力振動試験結果	13
図 2.2.2-1	振動試験の目的	15
図 3.1-1	流力振動試験装置の系統図	18
図 3.1-2	流力振動試験装置の縦断面図	19
図 3.1-3	流力振動試験装置の全体配置図	20
図 3.2.1-1	平均流速と Re 数の関係	23
図 3.2.1-2	圧力変動データの処理	24
図 3.2.1-3	圧力変動の周方向と流れ方向の相関	25
図 3.2.1-4	圧力変動のレイノルズ数依存性 (データ処理イメージ)	26
図 3.2.1-5	圧力変動パワースペクトル密度の実機換算例	27
図 3.2.2-1	エルボ試験体流動解析モデル	30
図 3.2.2-2	管路中央断面 ($z=0$) での流速分布、圧力分布、流速ベクトル	31
図 3.2.2-3	エルボ下流垂直断面での断面二次速度ベクトル、速度分布	32
図 3.2.2-4	壁面近傍での流速分布、壁面での圧力分布、 乱流エネルギー分布 (1/2)	33
図 3.2.2-5	壁面近傍での流速分布、壁面での圧力分布、 乱流エネルギー分布 (2/2) (エルボ内側からの視点)	34
図 3.2.2-6	可視化試験体の形状と圧力計測点の配置	35
図 3.2.2-7	可視化試験体の外観写真	36
図 3.3.1-1	タッピング試験による固有振動モードの計測 (データ処理のイメージ)	39
図 3.3.1-2	配管振動データの1次処理 (データ処理のイメージ)	40
図 3.3.1-3	配管振動の流速、レイノルズ数依存性 (データ処理のイメージ)	41
図 3.3.1-4	ランダム振動応答解析のフロー	42
図 3.3.1-5	ランダム振動応答解析に inputs する圧力変動データ	43
図 3.3.1-6	ランダム振動応答解析手法の検証	44
図 3.3.2-1	振動試験体の構造図	47
図 3.3.2-2	振動試験体の外観写真	48
図 3.4.2-1	実機 H/L 配管評価にあたっての検討課題	53
図 3.4.2-2	実機 C/L 配管評価にあたっての検討課題	54

1. はじめに.

実用化戦略調査研究で概念設計を進めているナトリウム冷却大型炉（アドバンスド・ループ型炉：以下、大型炉-1500 と略称）^[1]では、主要コストダウン方策の一つとして、1次冷却系のループ数を2ループに削減している。これに伴い、ナトリウム冷却炉の特徴である低圧設計に基づく薄肉構造の1次系配管は大口径化（ホットレグ配管：50B、コールドレグ配管：34B）するとともに、管内の平均流速は従来設計を大幅に上回る9m/s 台に高速化され、レイノルズ数は 10^7 オーダに増大する。

このような高流速、高レイノルズ数条件下における配管エルボ部の流動は、従来のレイノルズ数範囲での圧力変動特性や剥離域の形成範囲とは異なる可能性がある。また、高流速化に伴い内部流体の不安定流動に起因する配管振動の発生が懸念されるが、大口径・薄肉配管を対象とした流力振動特性に関する知見は限られている。

そこで、1次系配管設計の成立性を確認するため、実機ホットレグ配管を1/3縮尺で模擬した大型試験装置を製作し、高レイノルズ数条件下での試験により配管エルボ部での流動特性やエルボ部の3次元流れによる不安定に起因する流力振動特性を把握する試験を計画した。

本報告は、配管内の流況や圧力変動特性、配管系の振動特性を把握するために策定した試験計画、ならびに二種類のエルボ試験体を含む流力振動試験装置の製作の概要について述べる。

2. 流力振動試験の背景・目的

2.1 大型炉の1次系配管設計

2.1.1 1次系配管の形状と概略仕様

大型炉-1500における1次系の配管形状を図2.1.1-1に示す。また、配管仕様と流動条件を実証炉と比較して表2.1.1-1に示す。大型炉-1500では、出力増加に伴い冷却材流量を実証炉の約2.2倍に増加させているが、1次系ループ数を2ループ構成とし、配管長も短縮化を図っている。冷却系ループ数を削減する場合の経済性に関しては、表2.1.1-2に示すように、4ループ構成と比較すると、冷却系全体の物量を約16%、原子炉建屋容積を約10%削減できる見通しである。

冷却材流量の増加に対しループ数を削減しているため、1ループあたりの配管内流速は増加するが、現行設計ではエロージョンやキャビテーションを抑制する観点から、配管内の平均流速を10m/s以下に設定している。

この結果、ホットレグ配管（以下、H/L配管と略称）は、エルボ1個を有するL字型方式（面内引廻し）で、従来例のない50Bの大口径管を採用している。一方、コールドレグ配管（以下、C/L配管と略称）は、原子炉容器のコンパクト化と主循環ポンプの軸長低減の観点から、口径34Bの配管2本を設け、3つのエルボにより原子炉容器とIHX-ポンプ合体機器の間を引廻す（面外引廻し）構成となっている。

配管材料としては、高強度で熱膨張率が低い12Cr系鋼の適用を想定し、ナトリウム冷却炉の特徴である低圧設計を反映して薄肉化（H/L：15.9mm、C/L：17.5mm）を図っている。

表 2.1.1-1 1次系配管仕様の比較

仕 様		大型炉 (a) 出力 150 万 kWe 2ループ構成	実証炉 (b) 出力 67 万 kWe 3ループ構成	(a)/(b)
H/L 配管	口 径	50B (1270.0mm)	38B (965.2mm)	1.32
	板 厚	15.9 mm	12.7 mm	1.25
	配管長	13.4 m	22.3 m	0.60
	平均流速	9.2 m/s	4.8 m/s	1.92
	平均 Re 数	4.2E+7	1.7E+7	2.47
C/L 配管	口 径	34B (863.6mm)	30B (762.0mm)	1.13
	板 厚	17.5 mm	20.0 mm	0.88
	配管長	26.9 m	27.3 m	0.98
	平均流速	9.8 m/s	7.8 m/s	1.26
	平均 Re 数	2.5E+7	1.7E+7	1.47

表 2.1.1-2 2ループ／4ループ構成における物量比較

	2ループ構成	4ループ構成
システム概念図		
系統構成	2ループ IRACS × 2 + DRACS × 1 1ループ	2ループ IRACS × 4 1ループ
機器寸法	(m)	(m)
・原子炉容器	φ 9.6 × H17.0	φ 9.6 × H17.0
・IHX／ポンプ合体	φ 5.0 × H15.5	φ 3.9 × H13.0
・SG	φ 4.5 × H20.0	φ 3.6 × H18.0
・1次系 H/L,C/L	50B／34B	36B／34B
冷却系物量	(ton)	(ton)
・原子炉構造	855	855
・IHX／ポンプ合体	253 + 74 × 2基	170 + 42 × 4基
・SG + ポンプ	405 + 70 × 2基	227 + 48 × 4基
・配管(1 + 2次系)	100 + 70	60 + 200
合 計	2630 (1.0)	3063 (1.16)
経済性		
・NSSSコスト比率	1.0	1.1
・原子炉建屋容積	約 12.0 万 m ³ (1.0)	約 13.3 万 m ³ (1.1)

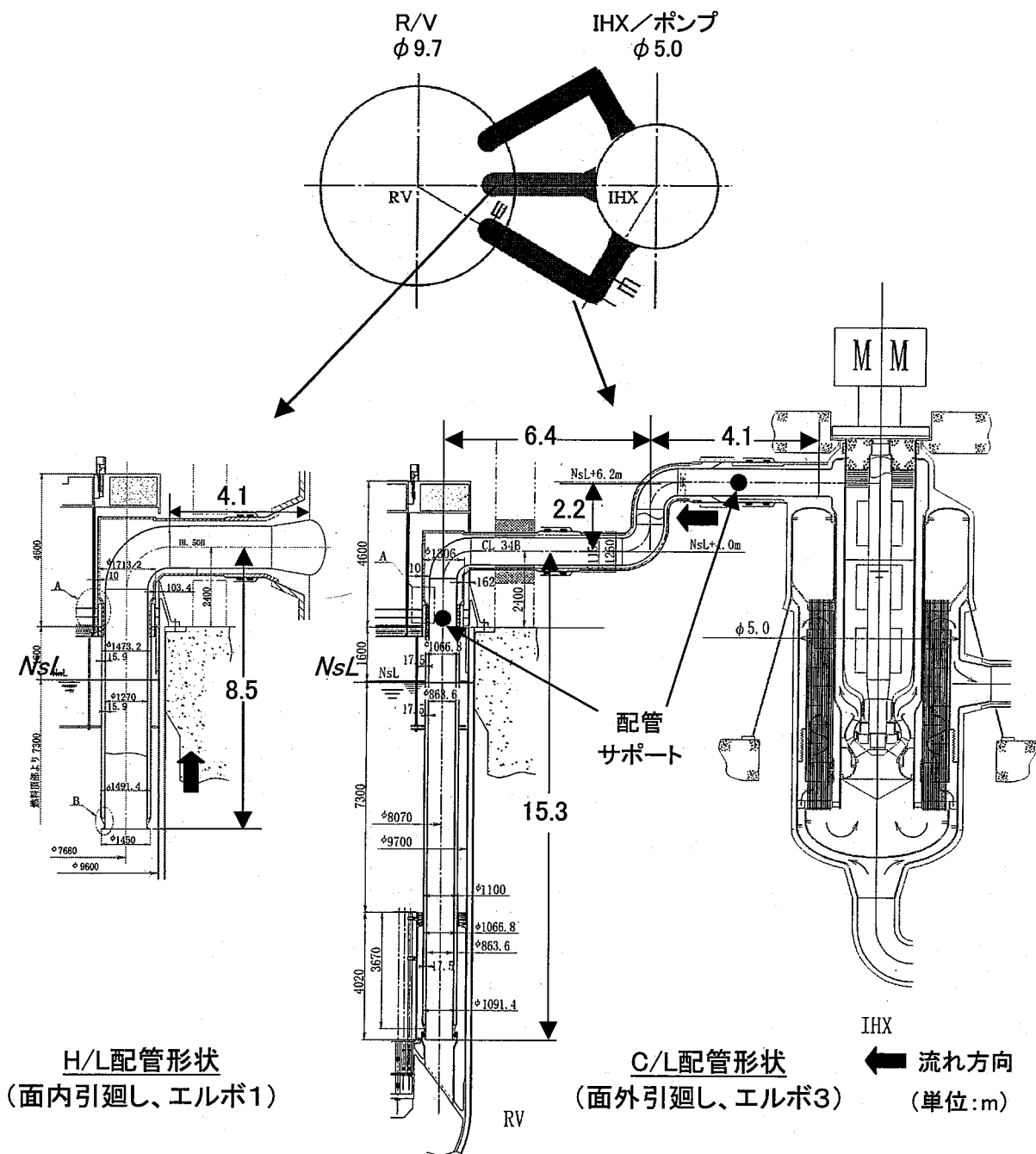


図 2.1.1-1 1次系の配管形状

2.1.2 大口径・高流速化に伴う課題

1次系配管設計における主要検討項目と現状での見通しを表2.1.2-1に示す。これまで、構造健全性（耐震性、熱応力、流力振動）、熱流動特性（定格運転時、過渡時）、安全性、製作性について検討を進めている。今後、LBB（漏洩先行型破損）成立性を含めて、12Cr系鋼に対する各種材料データの蓄積が必要であるが、構造健全性の観点から、耐震・耐熱性評価に対しての成立見通しを得ている。

しかし、ループ数削減に伴って、薄肉構造の配管系が大口径・高流速化されるため、本プラント概念においては、配管系を対象とした流力振動および熱流動上の課題が顕在化している。図2.1.2-1に、大口径・高流速化に起因する課題を示す。

まず、流力振動においては、表2.1.2-2に示す振動モードが指摘されている。

- ・管内流れによるランダム振動
- ・管内流れによる自励（不安定）振動
- ・ポンプ脈動との共振

ポンプ脈動に関しては、配管系の固有振動数がポンプ水力部の仕様（定格回転数 n 、羽枚数 z ）で定まる n 及び n/z 周波数に対して共振しないことが求められ、配管系の剛性やポンプ側の設計対応で回避できる見通しを得ている。

一方、管内の高速流に起因するランダム振動と自励振動に対しては、高流速条件での構造健全性を確認するため、流力振動評価手法の整備を進めている。その一環として、図2.1.2-2に示すように実証炉の1次系H/L配管（逆U字管）を模擬した流力振動試験^[2]で取得された圧力変動データに基づいて、大型炉条件の圧力変動スペクトルを推定し、ランダム振動に対する配管振動応答を評価している。特に、C/L配管については、振動応力を低減するため板厚増加やサポート追加等の構造変更を行うとともに、3次元流動解析での乱流エネルギー分布に基づく詳細な圧力変動分布を振動応答解析の入力として与えることにより、配管部の最大発生応力が設計疲労限度（暫定的に2¼Cr-1Mo鋼データを準用）を十分下回る見通しを得ている。このランダム振動応答解析手法の概要を付録に示す。

ただし、高速流・薄肉配管の振動挙動やエルボ下流での流速変動に起因した配管内の圧力変動特性（スペクトル、相関）に関しては、現状知見が限られている。また、配管表面に圧力変動を与える領域の設定も含めてランダム振動応答解析手法の検証ができていないため、配管系の流力振動特性の把握と解析手法の妥当性確認が課題となっていた。

次に、熱流動特性の観点からは、現行の10m/s以下の流速であればエロージョンやキャビテーションの発生を回避できる見通しや、原子炉トリップのような過渡時における配管内温度成層化を回避できる見通しを得ている。

しかし、表2.1.1-1に示したように、ナトリウムが平均9m/s台で大口径管を流

れるので、従来実績のあるレイノルズ (Re) 数範囲 10^5 オーダを大きく上回り、H/L配管では $Re \approx 4.2 \times 10^7$ となる。また、「直径約 1.2m の H/L配管内の流れは、通常の配管内流れではなく容器内流れとして扱うべきではないか」との指摘もされている。

このように、エルボを含む大口径配管内の流動特性は、従来のレイノルズ数範囲での流動特性（エルボ圧力損失、管内速度分布、管壁面上の圧力変動、剥離域の形成範囲等）と異なる可能性を否定できない。また、エルボ部での3次元的な乱れ（流速変動、管壁面上の圧力変動）が配管へのランダム励振力として作用するため、流力振動特性の観点からも、大口径エルボ下流の流況や圧力変動特性を把握することが必要である。さらに、エルボ部での剥離や局所的な流速増加によるキャビテーションの発生を回避する観点からも、エルボ部の局所圧力と最大流速を把握することが必要である。

なお、炉上部プレナム内での配管外流れに対しては、平成 12 年度までのフェーズ 1 研究での評価により、インライン振動を回避できる見通しを得ている。現在、炉内流動の適正化およびガス巻込み防止を目的として実施中の炉上部プレナム流動試験^[5]で、主配管周りの流速も把握することにより、フェーズ 1 評価の妥当性を確認する予定である。

以上のように、大口径・高流速配管における管内流況と流力振動特性を把握することが、ループ数を削減している大型炉-1500 の概念成立性を左右する重要課題として認識され、次節で述べるような単エルボ体系の H/L配管を模擬した流力振動試験を計画した。

表 2.1.2-1 1次系配管設計での検討項目と現状の見通し

項目	構造健全性			熱流動	安全性	製作性・経験
	耐震性	熱応力	流力振動			
H/L配管 (1エルボ) 配管径:50B 平均流速:9.2m/s 材質:12Cr系鋼 最高使用圧力 0.196MPa 想定使用温度 570°C(最高) 550°C(運転温度)	<p>○大口径化に伴い固有振動数は増加する傾向。</p> <p>○地震時の共振を回避するため、水平7Hz以上、上下15Hz以上の固有振動数を持つように設定。</p> <p>○固有振動数 1次水平 7.87Hz 1次上下 25.36Hz</p> <p>○S2地震時の発生応力降伏応力を十分下回る。(最大12MPa)</p>	<p>○熱膨張により発生する変位をエルボで吸収。</p> <p>○熱膨張率が従来鋼(316FR)より低い12Cr系鋼の採用、発生熱膨張をデッキシール構造、IHX側スカートへ逃がすことによりエルボへの集中を回避。</p> <p>○エルボ部の発生応力 =146MPa<390MPa 管台部の発生応力 =99MPa<250MPa (成立性あり)</p>	<p>○ランダム振動に対する最大発生応力は1.8MPaであり、設計疲労限度41MPaを十分下回る。</p> <p>○鉛直部を対象としたシエル型自励振動に対する限界流速は約200m/sであり、現行流速は約20倍の裕度がある。</p> <p>☆流力振動評価手法の妥当性確認が必要</p> <p>○1次ポンプ側の周波数は n=9.2Hz, nz=46.2Hzであり、配管との共振は回避できる見通し。</p>	<p>○配管内の最大流速は、平均流速の1.5倍程度。 ☆複数エルボ体系も含めて、高Re数条件下のエルボ下流の流況、圧力変動特性の把握が必要</p> <p>○原子炉トリップ時において、配管内の温度成層化を回避できる見通し。</p> <p>○従来試験(SUS304、400°C条件)では、18.3m/sでもエロージョンが発生しない。</p>	<p>○LBBが成立するため配管のギロチン破断はBDBEとして想定している。 ☆12Cr系鋼のLBBに関するデータ蓄積が必要</p> <p>○ギロチン破断を仮定しても、H/Lは配管熱膨張反力がスラスト力より大きいため、ホイツプは生じない見通し。</p>	<p>○Na炉での実績: もんじゅ 32B 3.4m/s ○設計例: 実証炉 38B、 4.8m/s</p>
C/L配管 (3エルボ) 配管径:34B 平均流速:9.8m/s 材質:12Cr系鋼 最高使用圧力 0.98MPa 想定使用温度 415°C(最高) 395°C(運転温度)	<p>○固有振動数 1次水平 7.68Hz 1次上下 23.50Hz (板厚増加、サポート追加を実施)</p> <p>○S2地震時の発生応力降伏応力を十分下回る。(最大105MPa)</p>	<p>○熱膨張により発生する変位をエルボで吸収。</p> <p>○エルボ部の発生応力 =170MPa<390MPa 管台部の発生応力 =57MPa<250MPa (成立性あり)</p>	<p>○ランダム振動に対する最大発生応力は6.2MPaであり、設計疲労限度76MPaを十分下回る。</p> <p>○ビーム型自励振動に対する限界流速(出口部フリー条件)は約100m/sであり、現行の流速は約10倍の裕度がある。</p> <p>☆流力振動評価手法の妥当性確認が必要</p> <p>○1次ポンプ側の周波数は n=9.2Hz, nz=46.2Hzであり、配管との共振は回避できる見通し。</p>	<p>○C/Lでのギロチン破断を仮定すると、ホイツプが生じるがスラスト力は、口径が大きいほど小さいため、2重配管外管の健全性は、十分確保できる見通し。</p>	<p>○Na炉での実績: もんじゅ 24B、 6.1m/s ○設計例: 実証炉 30B、 7.5m/s</p>	

表 2.1.2-2 大口径・高流速配管で想定される流体力振動と対応策

課題	振動のメカニズム	支配パラメータ	対応
ランダム振動レベルの把握	<p>○エルボでの剥離に伴う乱れによって生じる振動 特に、管内の流速変動に起因する配管壁面上の圧力変動特性を把握する必要がある。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・流速分布、変動、 ・圧力分布、変動 (スペクトル、相関) ・配管系の固有振動数 (剛性、支持方法) ・減衰比 ・エルボ曲率 	<ul style="list-style-type: none"> ・配管側の構造設計 (固有振動数の把握) ・ランダム振動応答解析手法の構築及び検証 (入力: 固有振動数、配管物性・境界条件 出力: 圧力変動データ) ・ 1/3 縮尺 H/L 配管流体力振動試験 エルボ下流の流況可視化 圧力変動データ取得 振動応答データ取得 ・ C/L 配管流体力振動試験 (計画中) 多段エルボ効果の把握 (可視化/振動) 面外引廻し、エルボ間距離の影響把握
自励 (不安定) 振動の回避	<p>○管内を流れる流体は、管の撓みにより流れ方向を曲げられるが、曲げにより遠心力と撓み角度の変化速度に対応するコリオリ力が発生する。 両者もしくは片方の力が、管の慣性力や撓み反発力に打ち勝つ場合には構造物の振動数がゼロになる静的不安定 (ダイバージェンス) となる。 また、管の振動速度と流体力の位相関係が振動を助長する方向に働く場合には、減衰が負となる動的不安定 (フラッター) を生じる。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・流速 ・配管口径 (シエルモード可能性) ・配管系の固有振動数 (剛性、支持方法) ・減衰比 	<ul style="list-style-type: none"> ・配管側の構造設計 (固有振動数の把握) ・自励振動評価手法の整備 (入力: 配管物性・境界条件、管内流速 出力: 不安定発生の限界流速) ・ C/L 配管流体力振動試験 柔構造管を用いた限界流速把握
ポンプ脈動の影響	<p>○ポンプ出口部での圧力脈動と配管系の共振</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・配管系の固有振動数 (剛性) ・ 1 次系ポンプ仕様 (回転数 n、羽枚数 z) 	<ul style="list-style-type: none"> ・配管側の構造設計 (固有振動数の把握) ・ポンプ水力部の詳細設計 ・共振回避に対するクライテリアの設定 ・ 1/4 縮尺 合体機器試験に基づく脈動データの取得

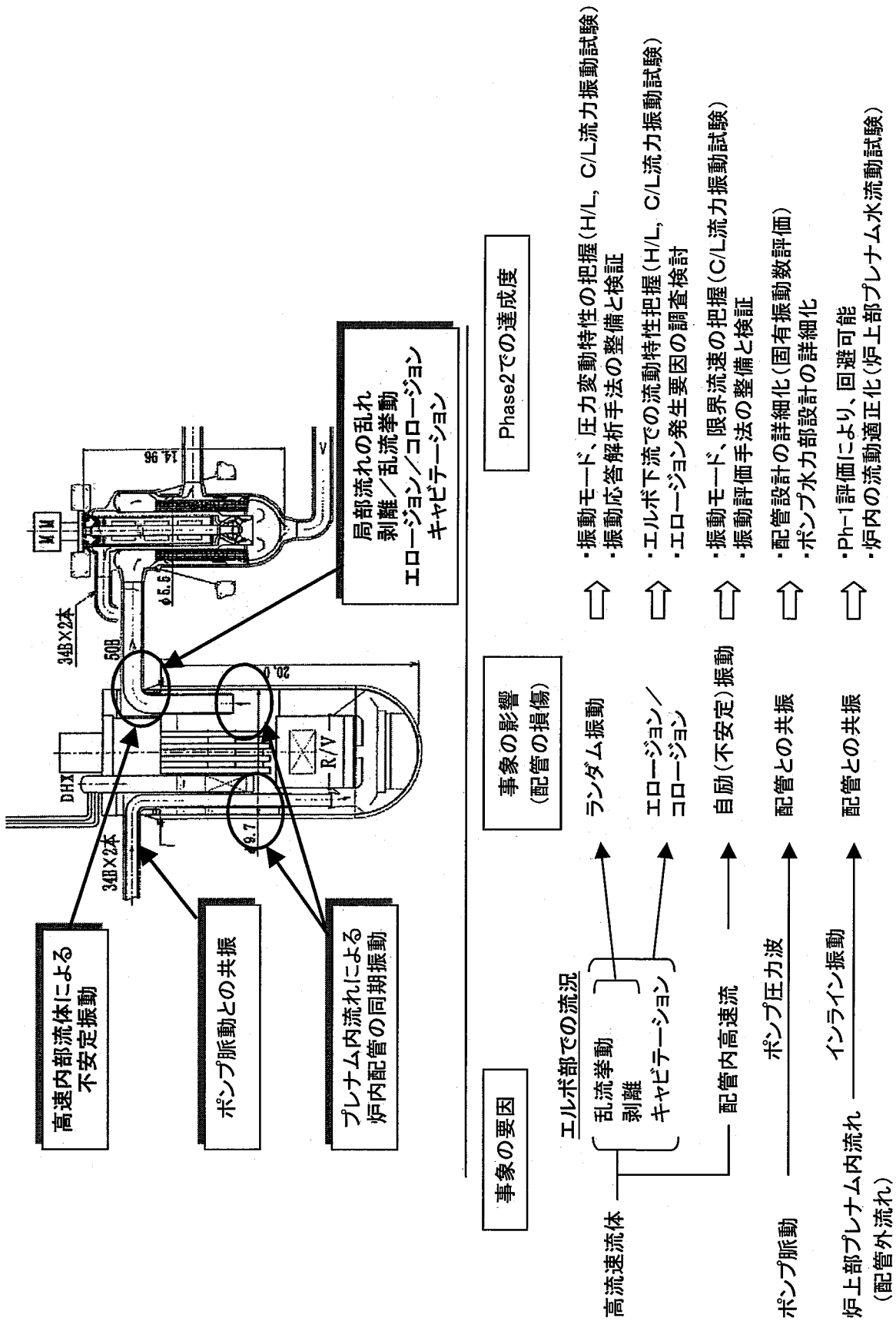
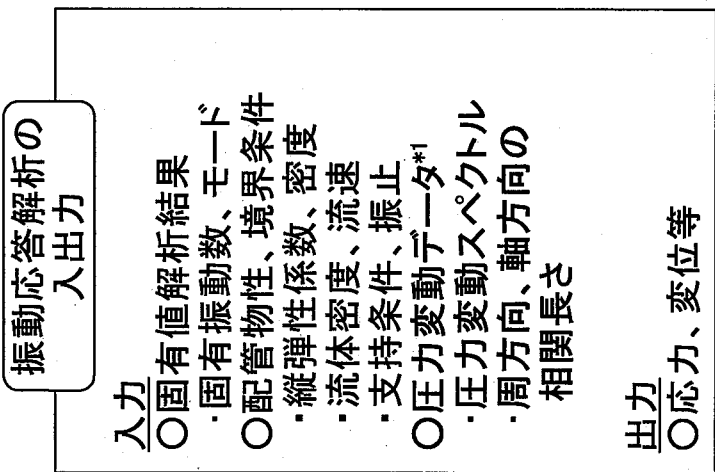
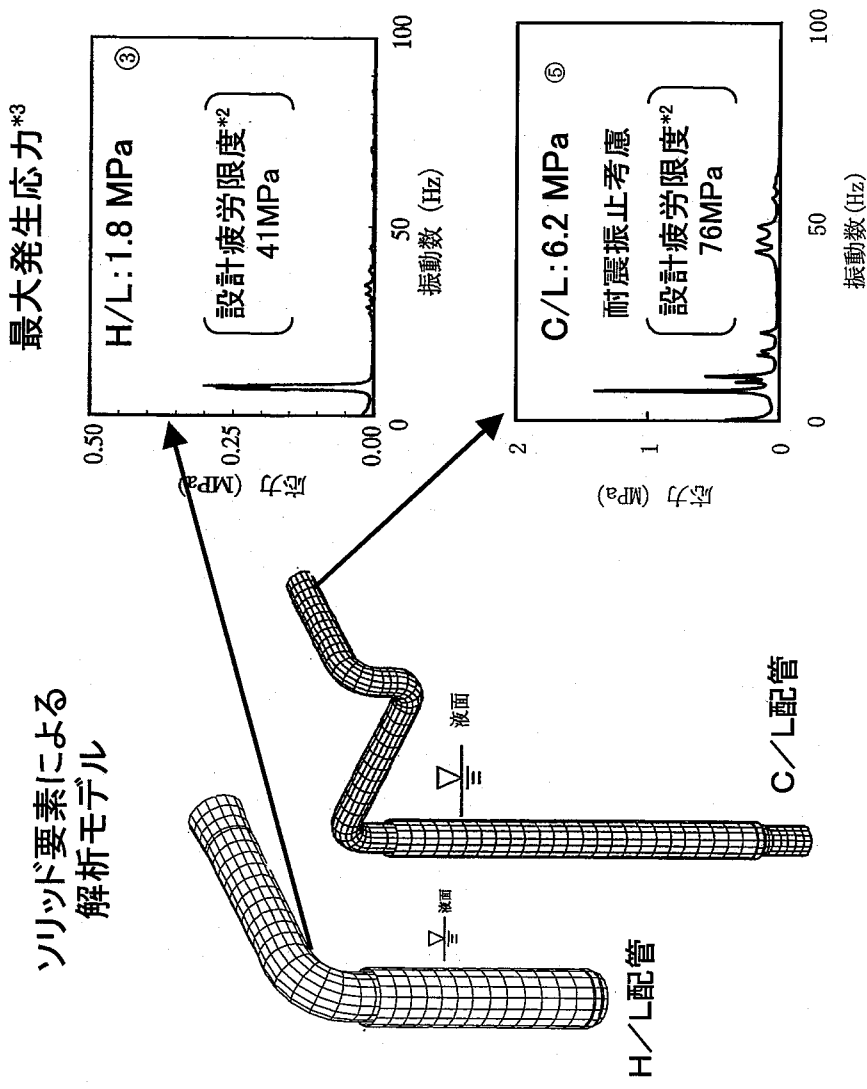


図2.1.2-1 大口径・高流速化に伴う課題

課題：実機配管体系での詳細な圧力変動データ取得



*1: 実証炉逆U字管試験データからの推定
 *2: 2¼Cr-1Mo 鋼での疲労限度
 *3: 最大発生応力 = 応力RMS値 × 換算係数(=3) × 応力集中係数

図 2.1.2-2 ランダム振動応答解析の概要

2.2 試験目的

2.2.1 流動特性の把握

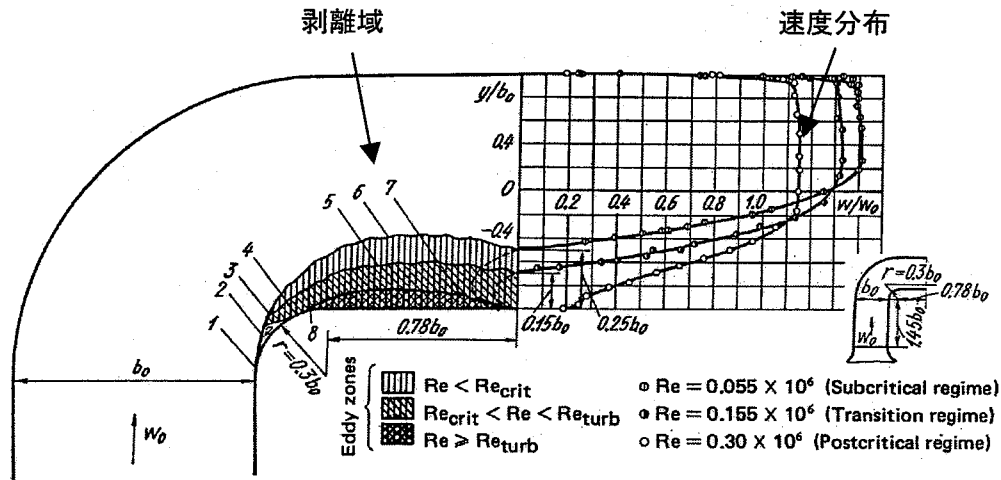
これまで、図 2.2.1-1 に示すように、矩形エルボや内径 100mm のアクリル円管を用いて、エルボ下流での剥離域の大きさや管内の速度分布等を計測した結果^{[3], [4]}が報告され、エルボ下流での流動特性に対する Re 数依存性等の検討がなされている。しかし、従来検討での Re 数範囲は 10^5 オーダにとどまっており、本報告で対象とする Re 数 10^7 オーダでの流動特性を予測（外挿）するにあたっては、知見が限られている。

また、配管エルボ部の圧力変動に関しては、前述のように図 2.2.1-2 に示す実証炉 1 次系 H/L 配管を模擬した逆 U 字管試験^[2]が唯一参考にできる。しかし、逆 U 字管試験では、2 つのエルボの中心部（ 45° 方向）と出口部において圧力変動データが 16 点（周方向 4 点×4 ヶ所）取得されているだけで、流れ方向に沿った速度分布や圧力変動の周方向/軸方向の相関については十分に考慮されていない。

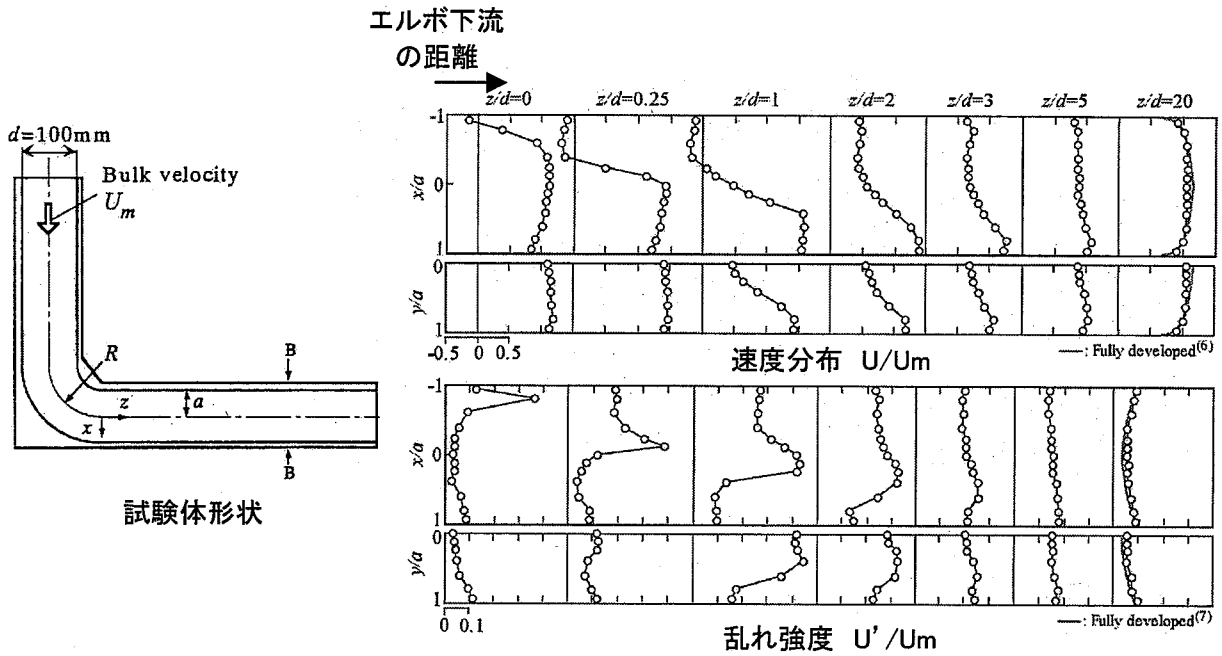
そこで、配管振動の要因と考えられるエルボ部の流速・圧力変動データを取得することを目的として、できるだけ実機に近い Re 数条件を達成するため、実機 H/L 配管の 1/3 縮尺規模のアクリル製エルボ試験体（可視化試験体）を用いて、Re 数をパラメータとした可視化試験を実施する。

今回の試験では、従来データを上回る高 Re 数条件におけるエルボ部の流況（剥離域の大きさや管内の二次流れも含む）を可視化により把握する。また、流れ方向に沿った管内速度分布、速度変動、管表面での圧力変動（スペクトル、相関）を多数点計測して、流れ場のメカニズムを把握するとともに、実機への外挿を想定して圧力変動データの Re 数依存性を検討する。

なお、試験設備に対する要求としては、可能な限り実機 550°C のナトリウム条件に近づけるように、 60°C の温水も用いて、エルボ試験体に実流速 9.2m/s 相当の流量を供給することで配管部の Re 数として 8×10^6 （実機の約 1/5）を達成できるように考慮する。

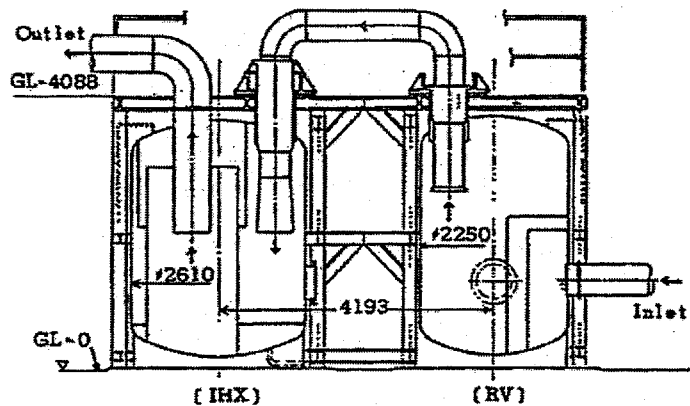


(a) 矩形エルボ体系での剥離域、速度分布^[3]
(最大 Re 数: 3×10^5)

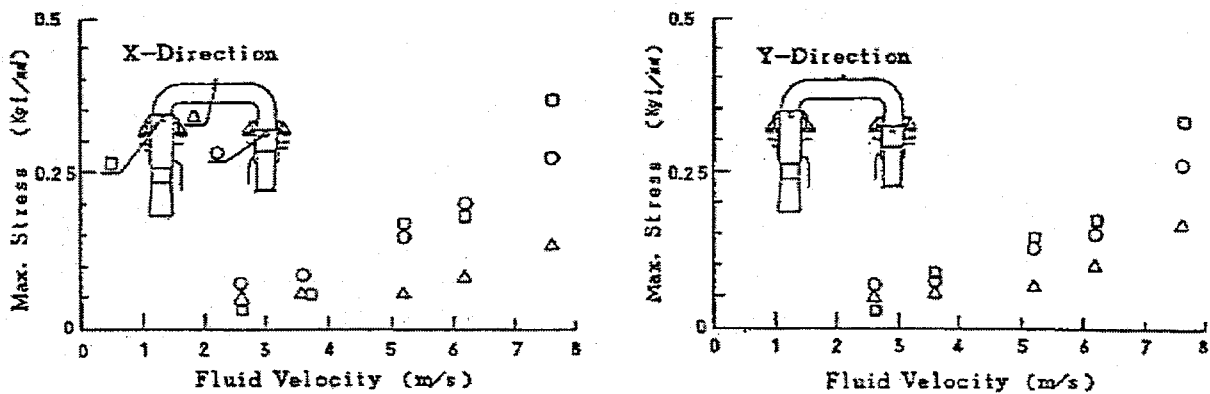


(b) 内径 100mm のアクリル円管での流速分布、乱れ強度の計測例^[4]
(最大 Re 数: 5×10^5)

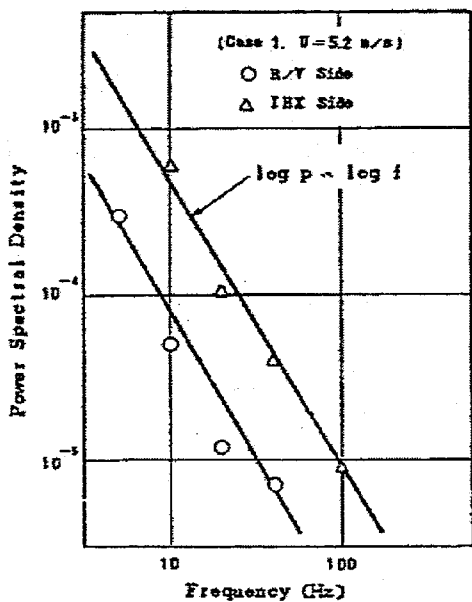
図 2.2.1-1 従来のエルボ流動試験結果



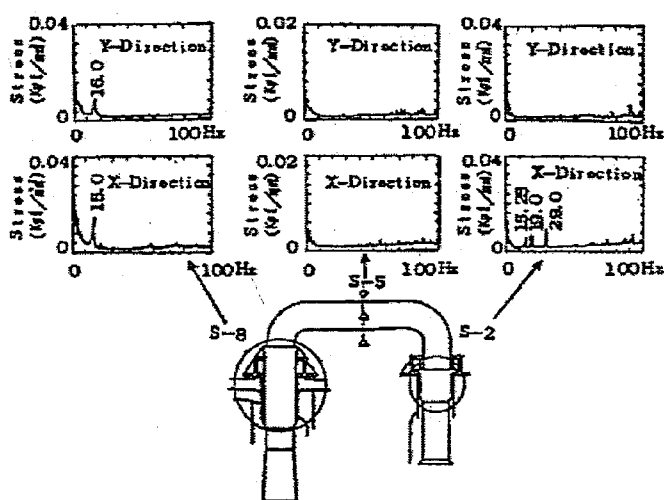
(a) 試験装置



(b) 配管振動応力の流速依存性



(c) 圧力変動スペクトル



(d) 配管振動応力の周波数成分

図 2.2.1-2 実証炉逆U字管体系での流力振動試験結果^[2]

2.2.2 流力振動特性の把握

前述のように、高速流体による配管系の流力振動については研究例が少なく、比較可能なデータも実証炉での逆U字管試験^[2]以外ほとんどない。また、配管系のランダム振動評価を実施するにあたり、対象とする振動モードは、ビーム振動モードだけではなく、H/L配管のような大口径管ではシェル振動モードについても考慮する必要がある。

そこで、実機H/L配管と剛性を合わせたステンレス鋼製の1/3縮尺エルボ試験体（振動試験体）を用い、可視化試験と同様にRe数をパラメータとした振動試験を実施する。

図2.2.2-1に振動試験の目的を示す。まず、流力振動試験に先立ってエルボを含む配管系の振動特性を把握するため、タッピング試験を実施して、振動モード（ビーム/シェル）を計測する。次に、高流速条件で試験体に通水して、エルボ部の乱れによる配管の振動応力や圧力変動データを取得してRe数依存性を検討するとともに、配管シェル振動の連成振動の有無について確認する。また、試験で取得した振動特性データ（応力、振幅等）を、振動試験体を対象としたランダム振動応答解析結果と比較することにより、ランダム振動応答解析手法の検証・高度化を図り、実機体系の評価に反映する。

なお、本試験は単エルボ体系のH/L配管を対象としているが、C/L配管のような複数エルボ体系では、面外引廻しでかつエルボ間距離が非常に短い領域もあるため、より複雑な流況を示すことが想定される。現在、3次元流動解析により管内の流況評価を実施しているが、ランダム振動だけでなく、自励（不安定）振動に関する評価手法の妥当性も確認するため、C/L配管を模擬した流力振動試験を別途計画している。

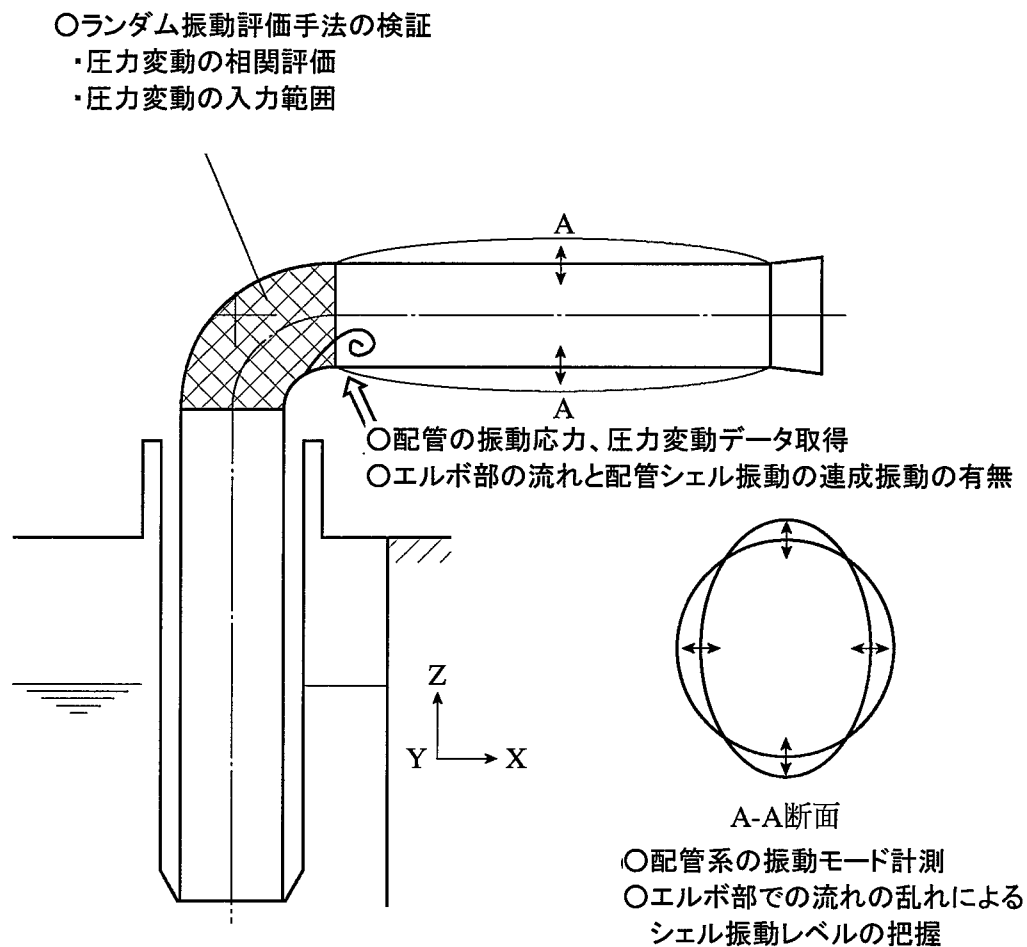


図 2.2.2-1 振動試験の目的

3. 試験計画の策定

3.1 試験装置の概要

本試験では、実機H/L配管でのRe数(=4.2×10⁷)に近い流動条件を設定する観点で、大口径のエルボ試験体を用いて実機流速9.2m/s相当の水を試験部に供給することが必須となる。そこで、平成15年度からの試験開始を前提として、国内の研究機関が保有する大容量の水流動試験設備を調査した結果、三菱重工業株式会社高砂研究所が所有する大型送水ポンプ2台(最大2700m³/h)と貯水槽(1000t)及び水温維持調整のための加熱装置(200kW)を活用できることがわかり、これらの設備を利用して試験設備全体を設計・製作することにした。

試験装置の系統図、縦断面図および全体配置図を図3.1-1～図3.1-3に示す。本試験装置は、可視化試験と振動試験で共用するものであり、二種類のエルボ試験体および配管サポートを接続できる構造としている。

エルボ試験体の縮尺は、上記の送水ポンプ容量と流速9.2m/sの関係に基づき、実機の1/3(内径412.7mm)とし、原子炉容器に相当する整流タンク(φ3.4m×H5.9m)に上部から差し込む構造としている。

なお、実機H/L配管ではエルボ下流の水平部長さが約4D(D:配管内径)でIHX上部プレナムに流入する。しかし、本試験ではエルボ単体での圧力変動特性を取得することを目的としているので、IHX側からの影響を排除するため、エルボ試験体での水平部長さを約6.5D(貯水槽と接続する出口配管まで考慮すると10D)確保した形状としている。

試験ループは、次のような系統構成としている。

- ①常温または60℃(可視化試験用アクリル材の白濁防止と強度維持の観点からの制限値)に設定された貯水槽の水を、2台の送水ポンプで吸込み、中間タンク(φ2.0m×H7.0m)に供給する。送水ポンプからの水供給用配管の途中には、ループ流量を調整するための電動弁と超音波流量計を設置する。中間タンク内部には、整流構造(多孔管+多孔板)を設けて、送水ポンプの圧力変動の影響を遮断する。
- ②その後、中間タンクとの接続配管を介して、エルボ試験体を設置する整流タンクに送水する。接続配管にはフレキシブル継手を設け、上流側からの機械振動の影響を遮断する。
- ③整流タンクに供給された水がエルボ試験体内部を流れる際の流動・振動特性を計測する。なお、整流タンクの内部には、多孔板と旋回流防止用のパイプを組み合わせた整流構造を設置して、試験体への吸込み流れの均一化を図っている。また、吸込み部の状況(流速増加に伴う水中渦発生の有無)を観察するた

め、整流タンクには上部と側部に観察窓を設置する。

- ④エルボ試験体を出た後は、下流側からの配管振動の影響を遮断するフレキシブル継手を介して接続する出口配管を通して水を貯水槽に戻す。この出口配管には、エルボ試験体でのキャビテーション発生を防止するため、試験部の圧力を調整するための手動弁を設ける。

試験ループ側では、ループの流量・水温・圧力、電動弁開度、加熱装置温度、中間タンクの液位・圧力を計測して、試験ループの運転状態を監視できるようにしている。

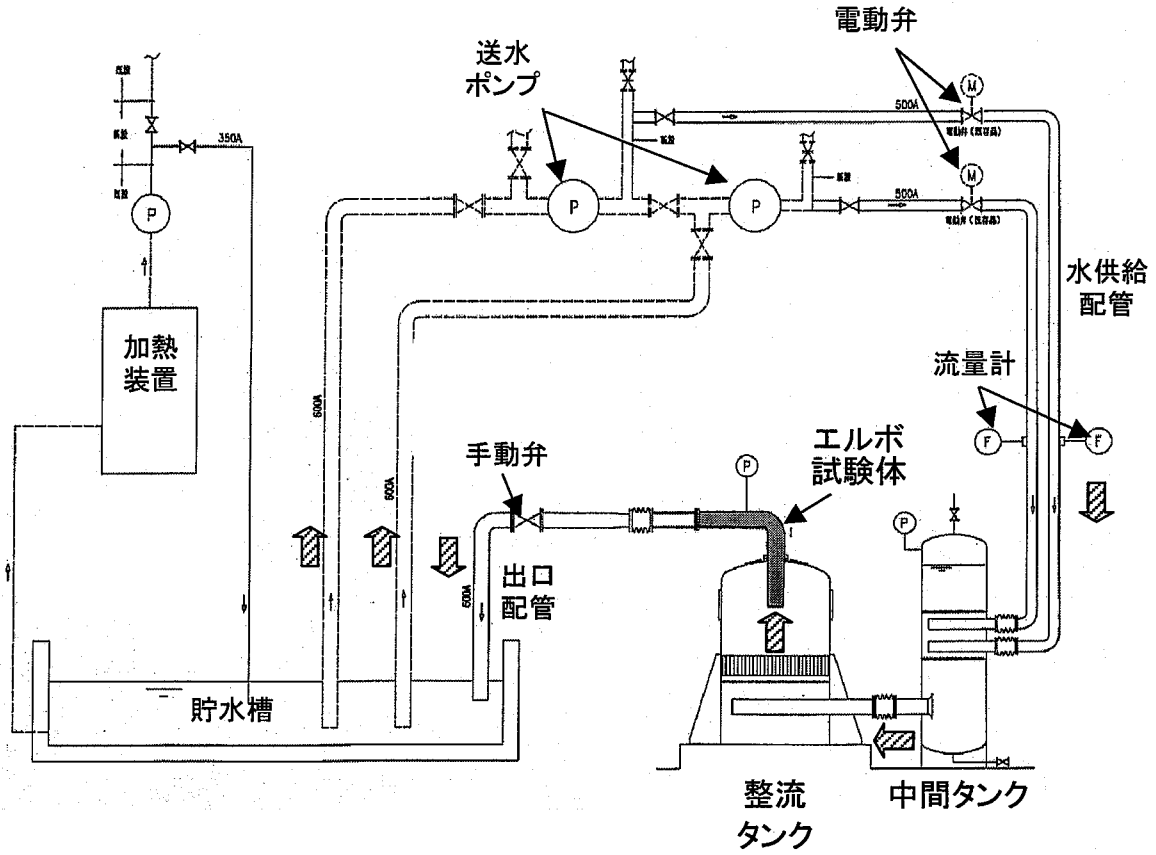


図 3.1-1 流力振動試験装置の系統図

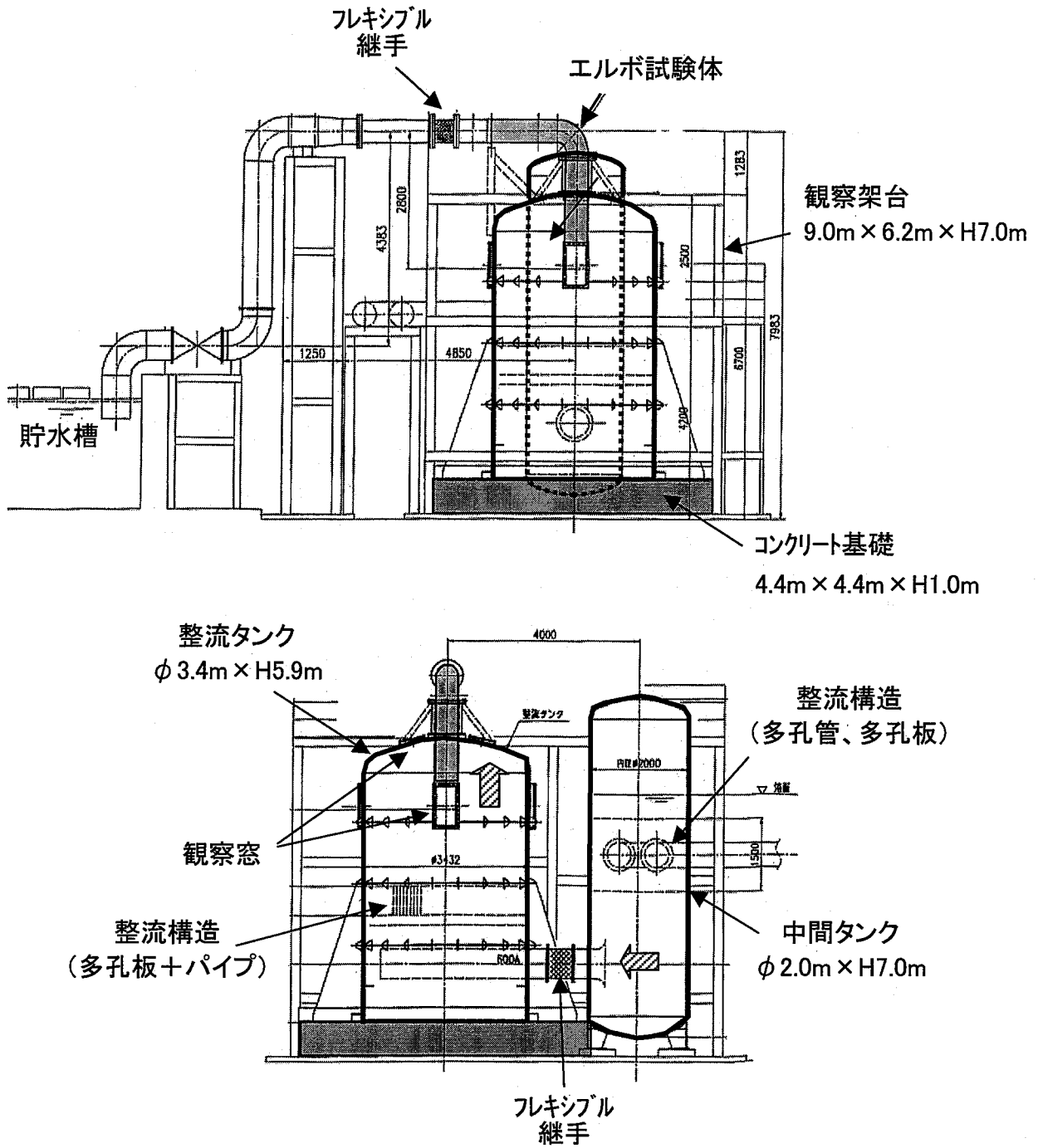


図 3.1-2 流力振動試験装置の縦断面図

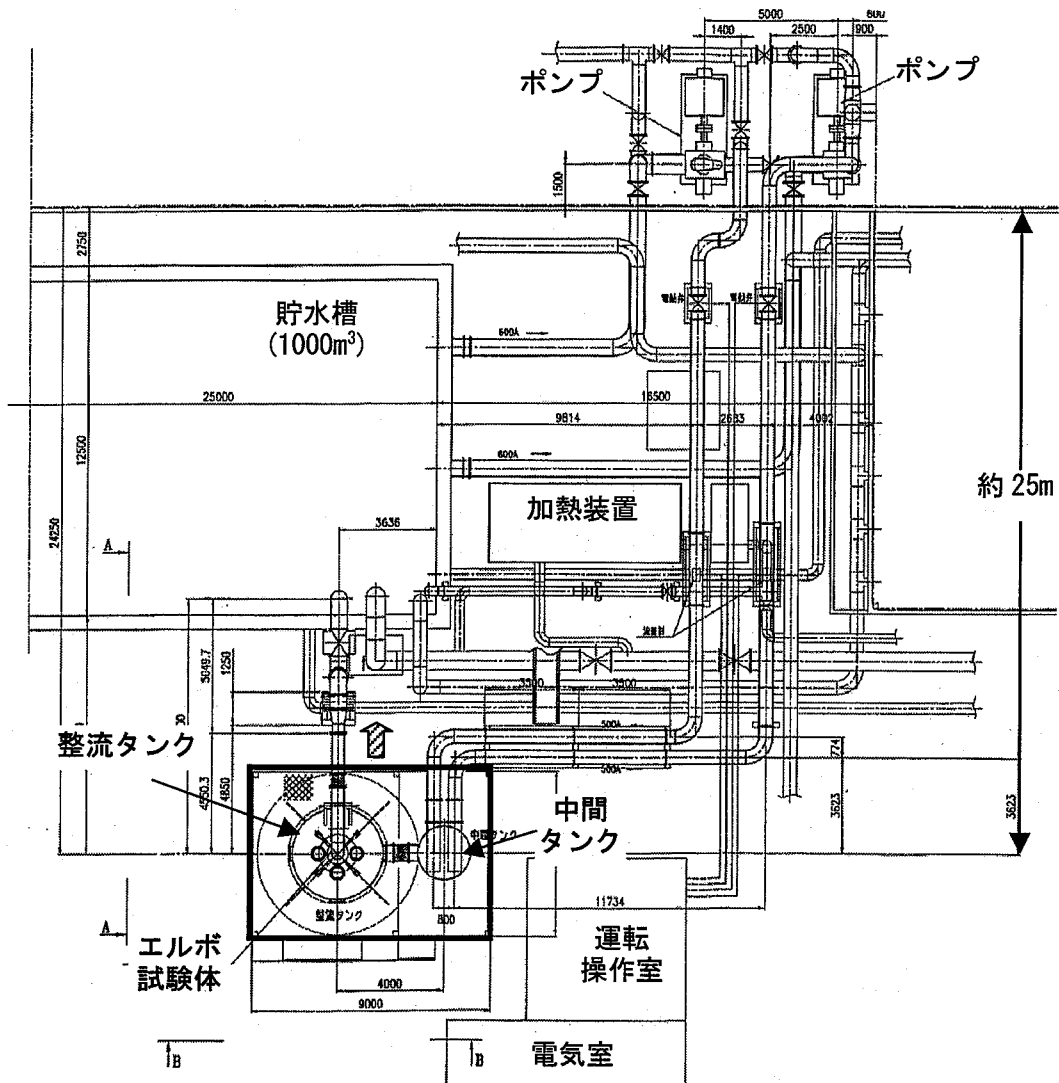


図 3.1-3 流力振動試験装置の全体配置図

3.2 可視化試験

3.2.1 試験内容

(1) 試験条件

Re 数 (平均流速、水温) をパラメータとして、表 3.2.1-1 に示す条件で実施する。また、平均流速と Re 数との関係を図 3.2.1-1 に示す。

- ・ 常温：流速 (m/s) : 0.8、3.0、5.0、7.0、9.2 (Re 数 : $2.2 \times 10^5 \sim 3.8 \times 10^6$)
- ・ 60°C：流速 (m/s) : 3.0、5.0、7.0、9.2 (Re 数 : $2.6 \times 10^6 \sim 8.0 \times 10^6$)

常温試験では、既存データとの整合性 (エルボ圧損) を確認するため、低流速・低 Re 数条件でのデータも取得する。

60°Cの温水では、実流速 9.2m/s において、実機の約 1/5 の Re 数条件を達成できる。また、常温での流速条件と重複させ絶対流速の依存性を調べる。

(2) 計測データ

① 可視化観察

エルボによる剥離域を中心にトレーサ法により流れの可視化を行い、全体的な流況を把握する。流況や剥離域の観察結果は、ビデオや写真で記録する。

② 流速計測

主要断面の流速分布と圧力変動が大きい壁面近傍の流速変動を計測する。流速計測の目的は、以下のとおりである。

- ・ 流れ方向に沿って、主流の速度分布を求める。
- ・ 壁面近傍の速度変動を求め、圧力変動との相互相関を調べる。

計測手段としては、熱膜流速計 (センサを配管内に挿入し、断面をトラバースさせてポイントワイズに速度変動を計測) や、非接触方式でのレーザ・ドップラ流速計、粒子画像流速測定法等による 2 次元断面での流速場計測を目的に応じて使い分ける。

③ 圧力計測

エルボ試験体の壁面上に圧力変換器を設置して、多点同時計測を行う。圧力計測の目的は、以下のとおりである。

- ・ 壁面上での圧力分布 (時間平均) を求め、剥離域との関係を把握する。
- ・ 圧力変動を求め、流体加振力を評価する。
- ・ 振動モード評価のため、圧力変動の相関を求める。

圧力計測点の設置位置については、次項で詳細に述べる。

(3) 試験データの整理・分析

可視化観察結果や流速・圧力データを、以下の観点に基づいて整理・分析する。

①可視化観察

全体流況の変化を把握するとともに、剥離域の範囲については Re 数の依存性を明らかにする。また、管内の 2 次流れの影響についても確認する。

②流速

配管内主要断面での時間平均の速度分布を求め、最大流速とその発生位置を特定する。また、速度変動に関しては、振幅、パワースペクトルに加え、乱流の特性を示す分散、歪度、尖度を求め、特徴を明確化する。

③圧力

壁面上の時間平均圧力分布を求め、流況や流速分布との整合性を検討する。圧力変動に関しては、速度変動との相関を調べるとともに、ランダム振動評価への入力条件となる振幅、パワースペクトル、相関を求める。図 3.2.1-2、図 3.2.1-3 に圧力変動データの処理、及び相関（周方向、流れ方向）の概念を示す。また、図 3.2.1-4 に示すように圧力変動を動圧で無次元化した無次元圧力変動係数を Re 数で整理して、実機の高 Re 数条件に対する外挿性を検討する。

なお、実機評価においては、図 3.2.1-5 に示すように 1 / 3 縮尺試験体で得られたパワースペクトル密度を、実機の配管口径差、流体密度差を考慮して、振動数を 1 / 3 倍、パワースペクトル密度を約 4.3 倍した入力条件とする。

表 3.2.1-1 流力振動試験での試験条件

水温 流速	常温		60℃	
	可視化試験	振動試験	可視化試験	振動試験
0.8m/s	○			
3.0m/s	○		○	
5.0m/s	○	○	○	○
7.0m/s	○	○	○	
9.2m/s	○	○	○	○
ケース数	5 ケース	3 ケース	4 ケース	2 ケース

注：必要最小限のケースとして設定

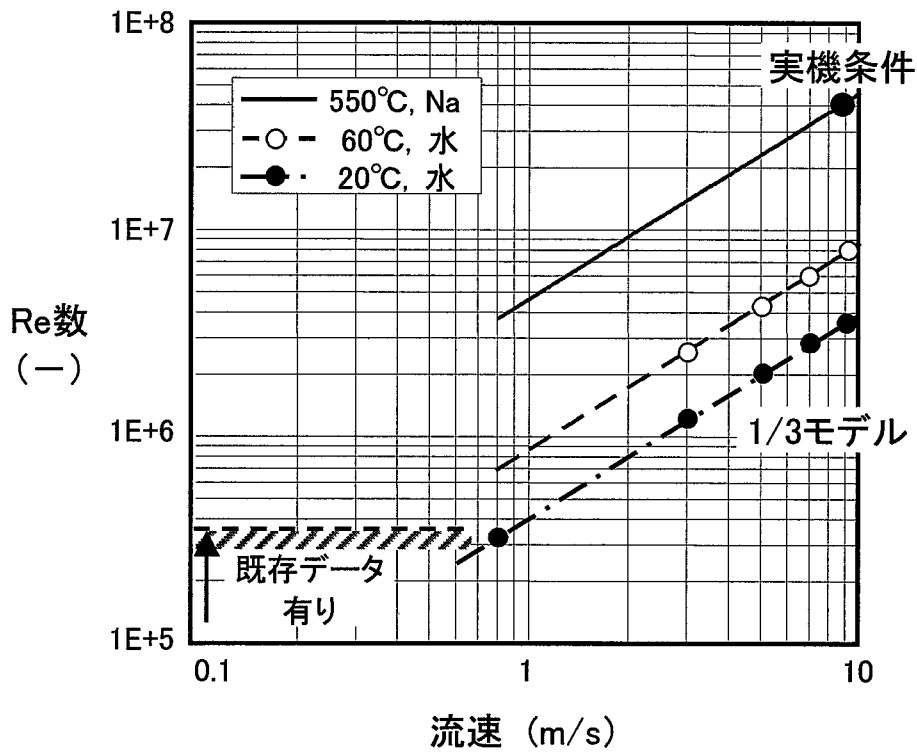
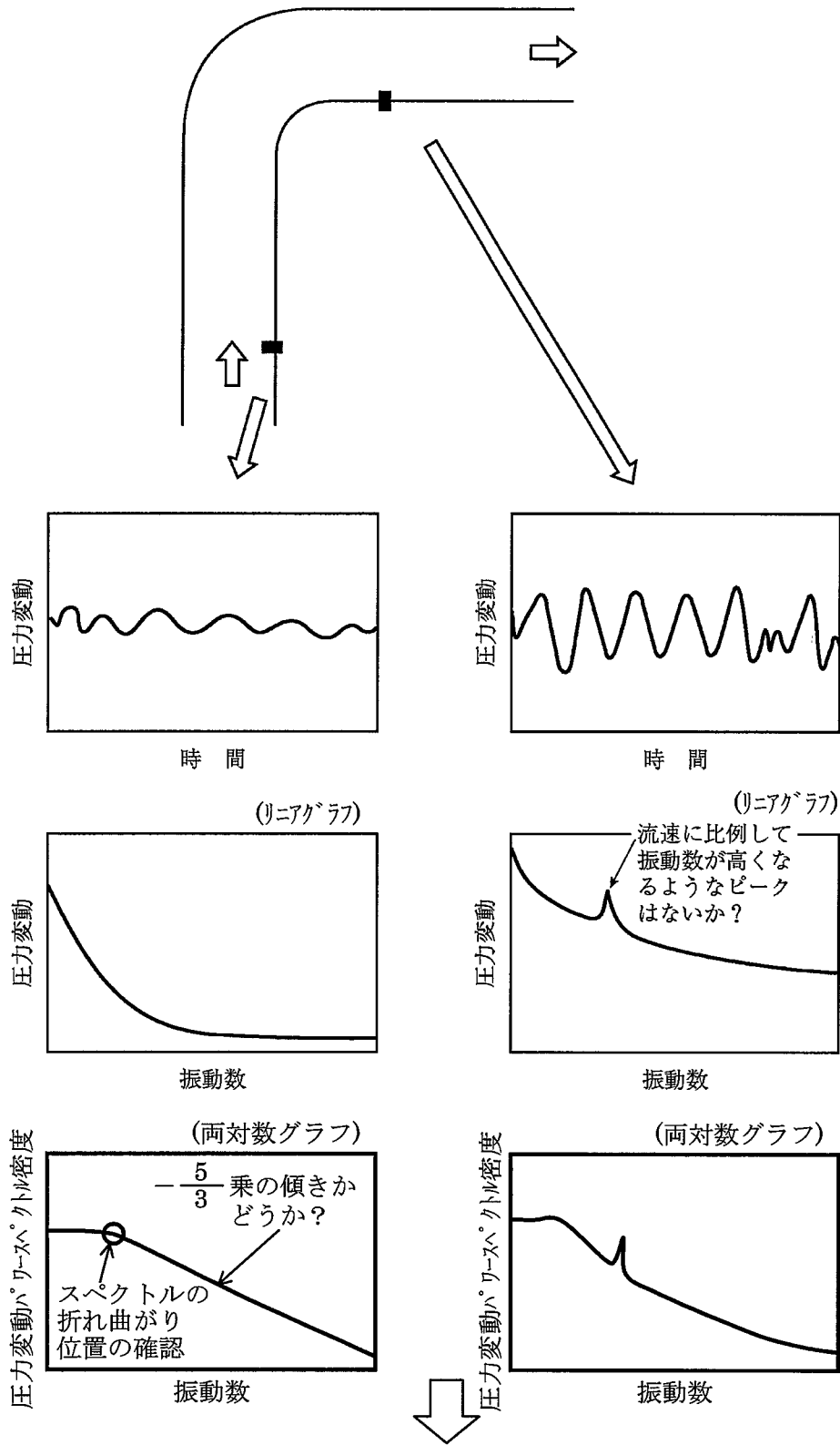


図 3.2.1-1 平均流速と Re 数の関係



各点の圧力変動スペクトル，圧力変動の大きさ (RMS 値) を求める。RMS 値の分布を求める。

図 3.2.1-2 圧力変動データの処理

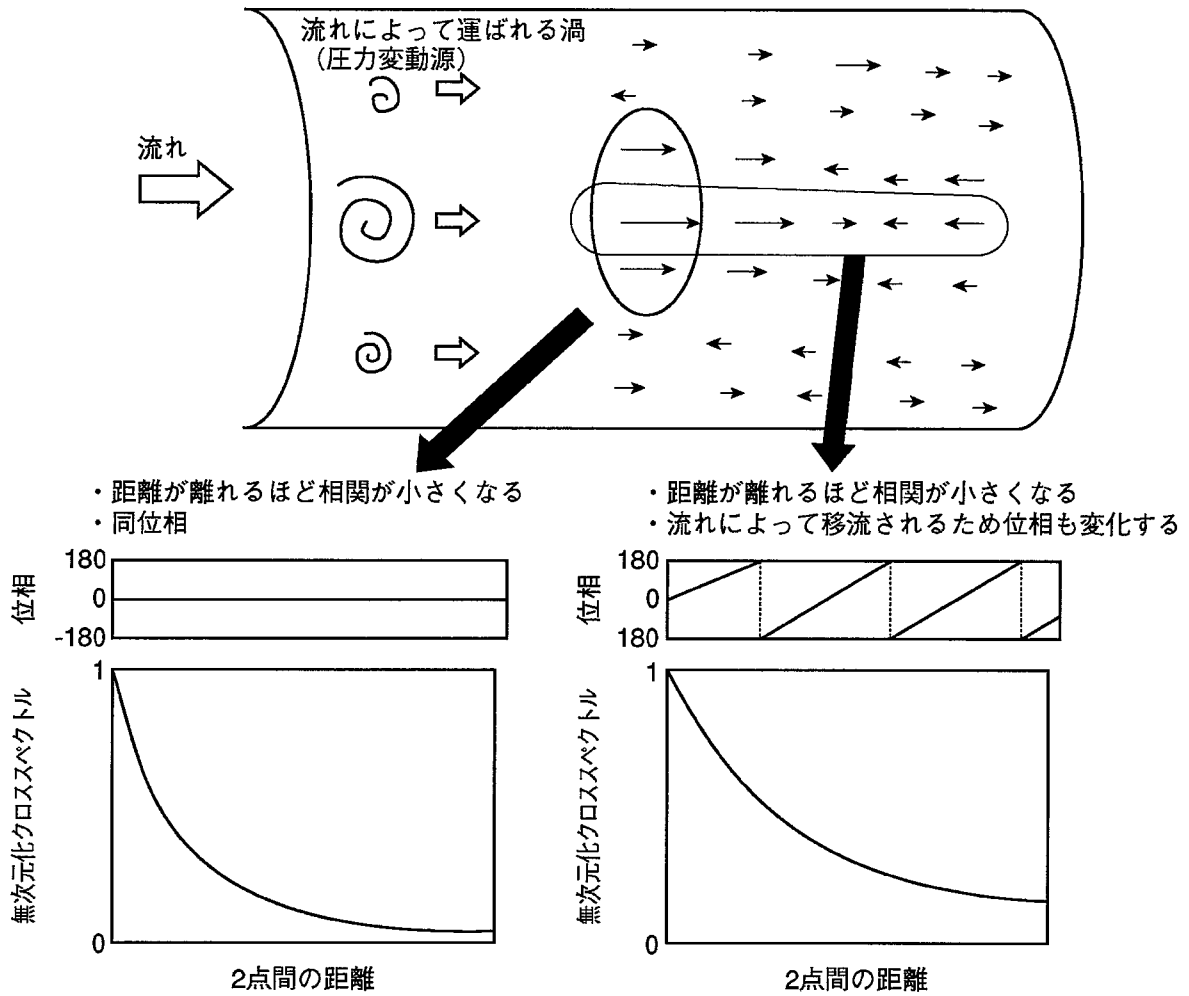


図 3.2.1-3 圧力変動の周方向と流れ方向の相関

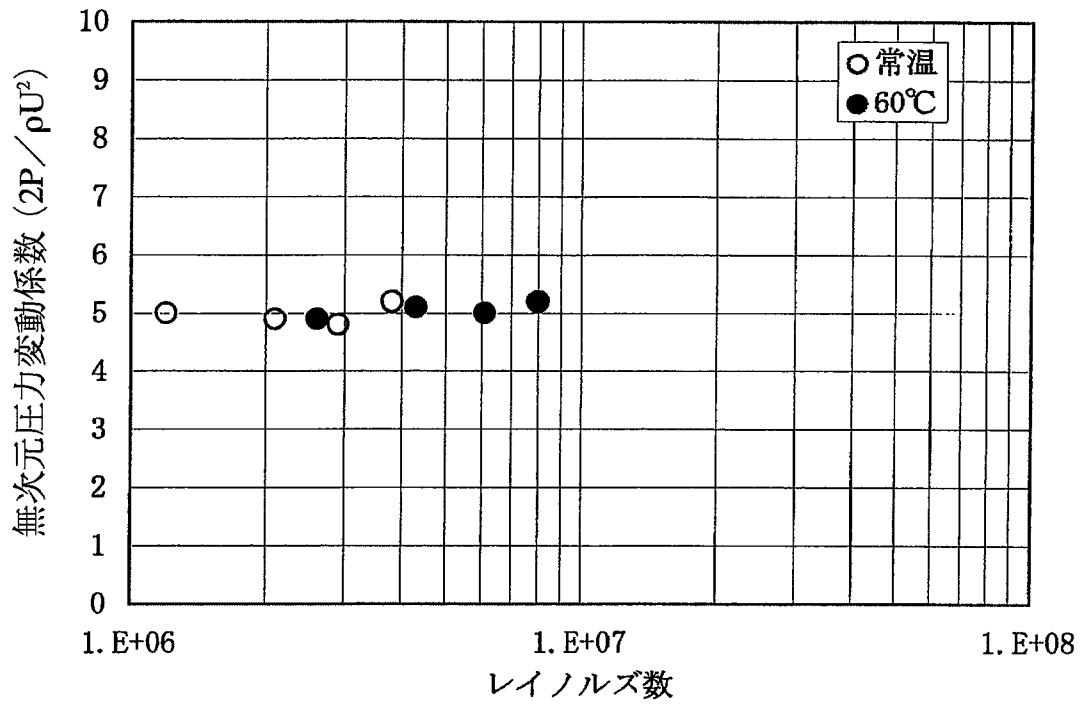
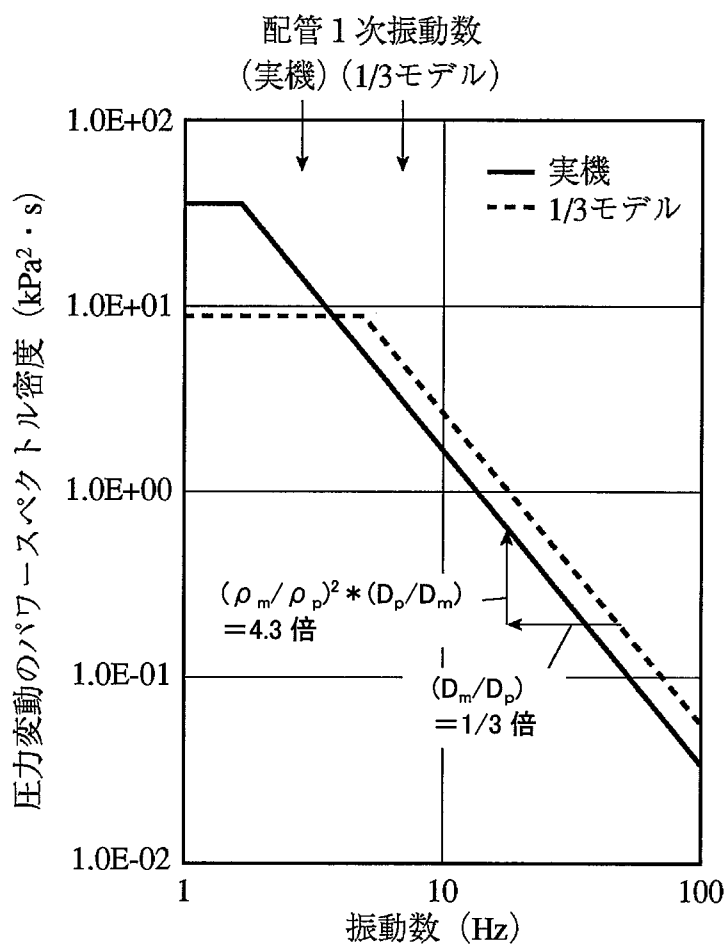


図 3.2.1-4 圧力変動のレイノルズ数依存性
(データ処理イメージ)



注 スケール比: (D_m / D_p) = 1/3
 流体密度比: (ρ_m / ρ_p) = 1.2 (60°C 水と 550°C Na)
 添字 m: 試験体、p: 実機

図 3.2.1-5 圧力変動パワースペクトル密度の実機換算例

3.2.2 試験体形状

(1) 基本仕様

可視化試験における最大の目的は、試験装置側の機械的な振動を排除して純粋にエルボ部での圧力変動データを取得することであるため、整流タンクやサポートも含め可視化試験体はできるだけ剛な構造としている。

可視化試験体の主な仕様を以下に示す。

- ・モデル化範囲：大型炉-1500 のH/L配管の吸込み口からエルボ部およびエルボ部から下流 6.5D (D ; 内径) までの区間とする。
可視化を目的としているので、二重管部の外管は省略する。
- ・縮尺比 : 1 / 3
- ・材質 : アクリル
- ・管内径 : $\phi 412.7\text{mm}$
- ・エルボ半径 : R 422.3mm
- ・管肉厚 : 約 50mm (耐圧 0.29MPa)
- ・吸込み部形状 : 実機ベルマウス形状を縮小模擬
(キャビテーション発生に対する裕度を向上)
- ・圧力計測座 : 18 断面 (全 124 点)
圧力変換器の受圧面が管内面と一致する形状寸法とする。

(2) 計測位置の設定

エルボを中心とした配管内の流動状況を予測し、圧力及び流速の計測位置を適切に計画するため、3次元定常流動解析を実施した。

①解析モデル

解析コードは、非構造格子により曲面形状を模擬できる FLUENT を使用し、非等方性乱流モデルである RNG $k-\epsilon$ モデルを適用した。

解析対象は 1 / 3 縮尺試験体とし、境界条件としては入口側を均一流入 (流速 9.2m/s)、出口側を圧力一定 (大気圧) として解析を行い、管路中央断面での流速分布や壁面での圧力、乱流エネルギー分布を検討した。解析領域を図 3.2.2-1 に示す。今回のモデルでは、エルボ上流の鉛直部での流速分布を均一になるように、試験体上流部に整流タンクに相当する低速領域を設けている。

②解析結果

管路中央断面 ($z=0$) における流速分布、圧力分布、速度ベクトルを図 3.2.2-2 に示す。エルボの外側部分で流れが淀むため圧力が高くなり、エルボ内側と圧力差が生じる。この圧力差によって、エルボ上流側の流れはエルボ内側に偏って流速が増加し、圧力は低くなる。このように、エルボ内側の流速が外側の流速に比

べて増加しており、最大流速は断面平均流速の約 1.5 倍の 14m/s となった。

エルボ下流の水平部 ($x/D=1.0\sim 2.5$) における垂直断面 ($y-z$ 方向) での断面二次速度ベクトル、速度分布を図 3.2.2-3 に示す。

速度ベクトル図に示すように、エルボ外側の壁面に衝突した流れは、垂直断面内で二つに分かれて管壁に沿って下降し、配管底部で衝突して中央部に巻きあがる双子渦を形成する。また、速度分布図に示すように、双子渦の基点となる配管底部では低速になっており、 $x/D=1.5$ 付近で最も低速領域が大きくなり、下流では徐々に低速領域が減少する傾向を示す。

次に、壁面近傍の流速分布 (壁面に最も近い計算セルの値)、壁面の圧力分布、乱流エネルギー分布の鳥瞰図を図 3.2.2-4 に、同様にエルボ内側からの視点 (図 3.2.2-4 における A 矢視) による分布図を図 3.2.2-5 に示す。

エルボの内側部分で流速が速いため、その領域では圧力が低く乱流エネルギーが高くなっている。また、エルボの外側部から内側部に回り込んでいる領域も流速が速く、圧力が低く乱流エネルギーが高くなる傾向を示す。

このように、エルボ出口部となる $x/D=1.0$ 付近で、高流速・低圧の領域と低流速・高圧の領域が隣接しているため、その界面が上流側や下流側に移動し不安定になることが予想される。また、乱流エネルギーはエルボ部内側、配管内側の $x/D=1.5$ より上流部分で高くなる傾向を示し、流れ場が乱れている領域であると考えられ、流力振動の原因と考えられる。

なお、流動解析では、入口境界条件として不均一の流速分布を与えたケースも評価している。入口境界条件の違いにより配管内部の流れは異なっていたが、流力振動の要因として重視する箇所は共通して、以下の 3 箇所であると考ええる。

(a) エルボ部

(b) $x/D=1.0$ 付近 (エルボ出口)

(c) $x/D=1.5$ 付近を中心とした配管内側部分

(a) は乱流エネルギーが高く流れが変動しており、(b) は圧力と速度勾配がきつい個所で流れの不安定原因となりやすく、(c) は主流とのせん断で流体が乱れることが予想される。

この流動解析結果を反映し、可視化試験体における圧力計測点を図 3.2.2-6 のように計画した。また、製作した可視化試験体の外観写真を図 3.2.2-7 に示す。

エルボ部から $x/D=2.0$ 付近に特に計測点を集中させ、周方向に 12 点の計測点を $x/D=2.0$ までの間に計 8 断面配置した。また、配管内側の圧力変動を測定するため、 $x/D=5.0$ 付近まで 1D おきに配管内側部分に計測点を配置した。

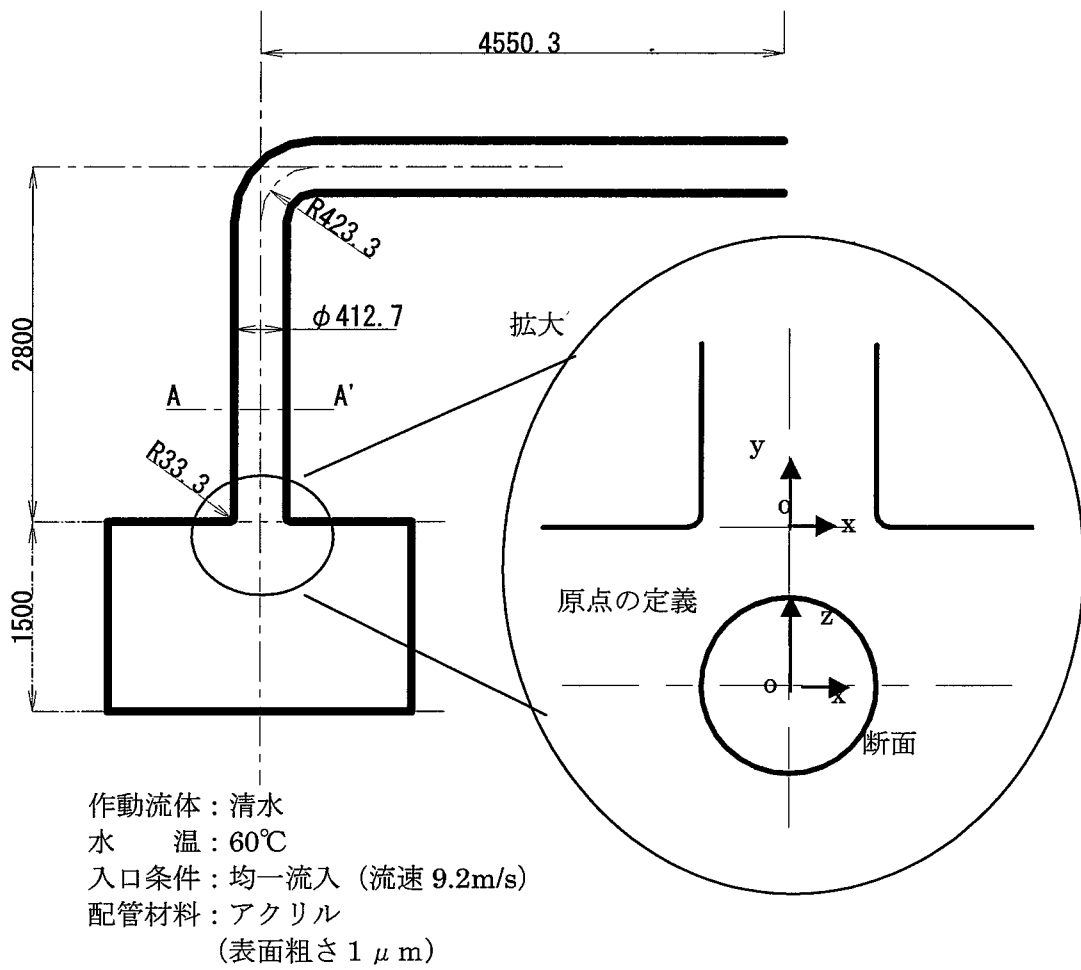


図 3.2.2-1 エルボ試験体流動解析モデル

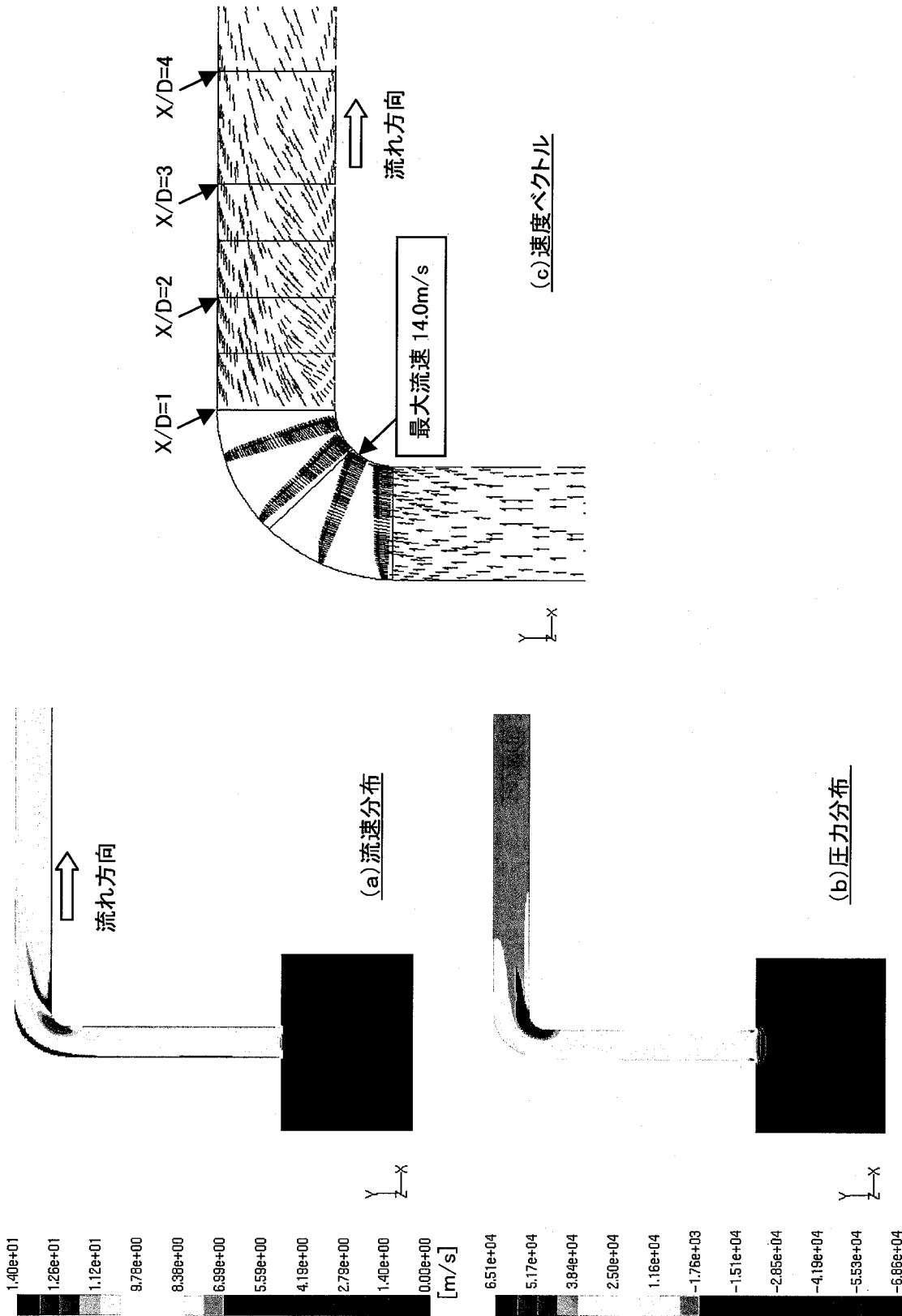


図 3.2.2-2 管路中央断面(z=0)での流速分布、圧力分布、速度ベクトル

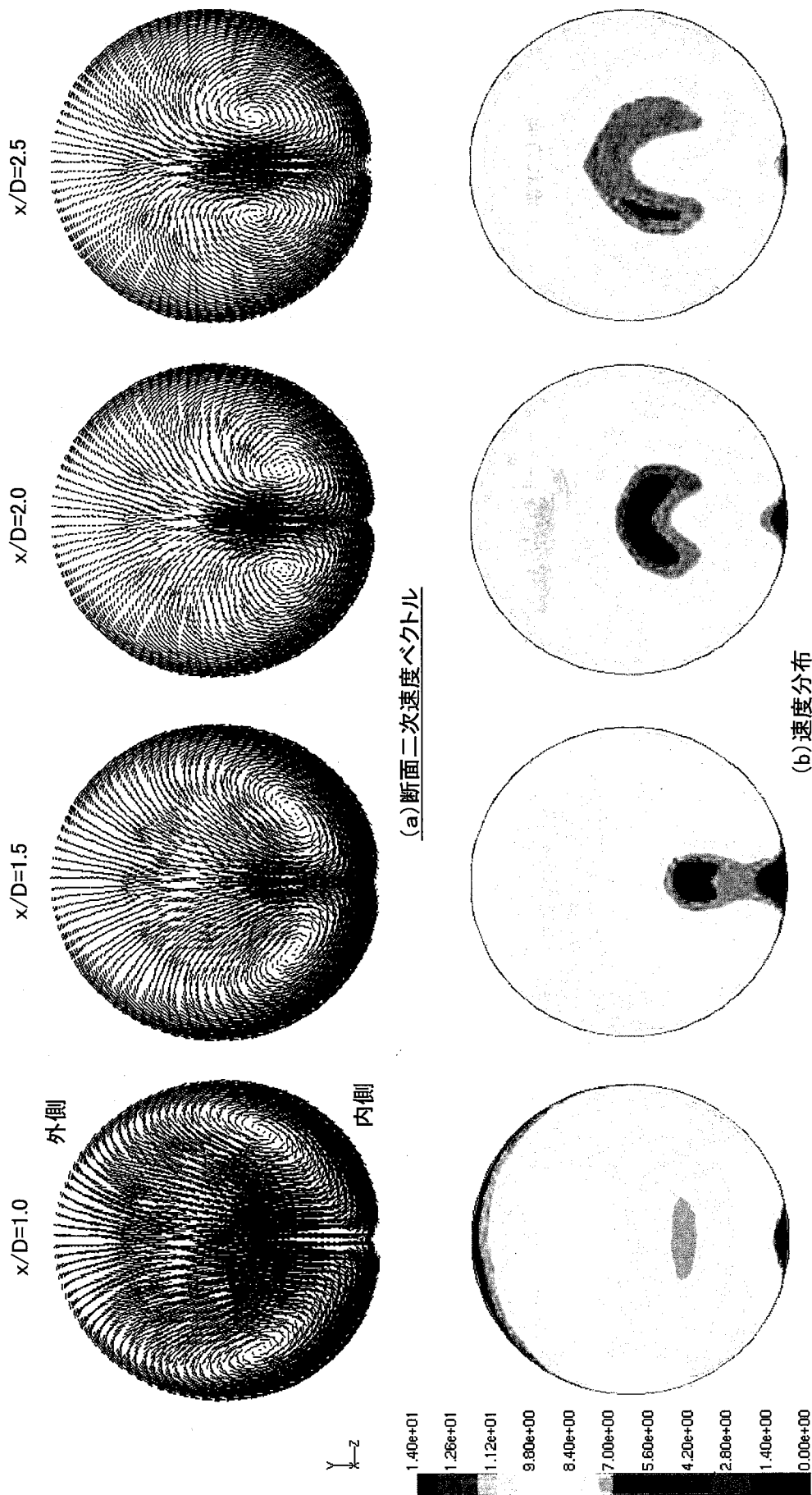


図 3.2.2-3 エルボ下流垂直断面での断面二次速度ベクトル、速度分布

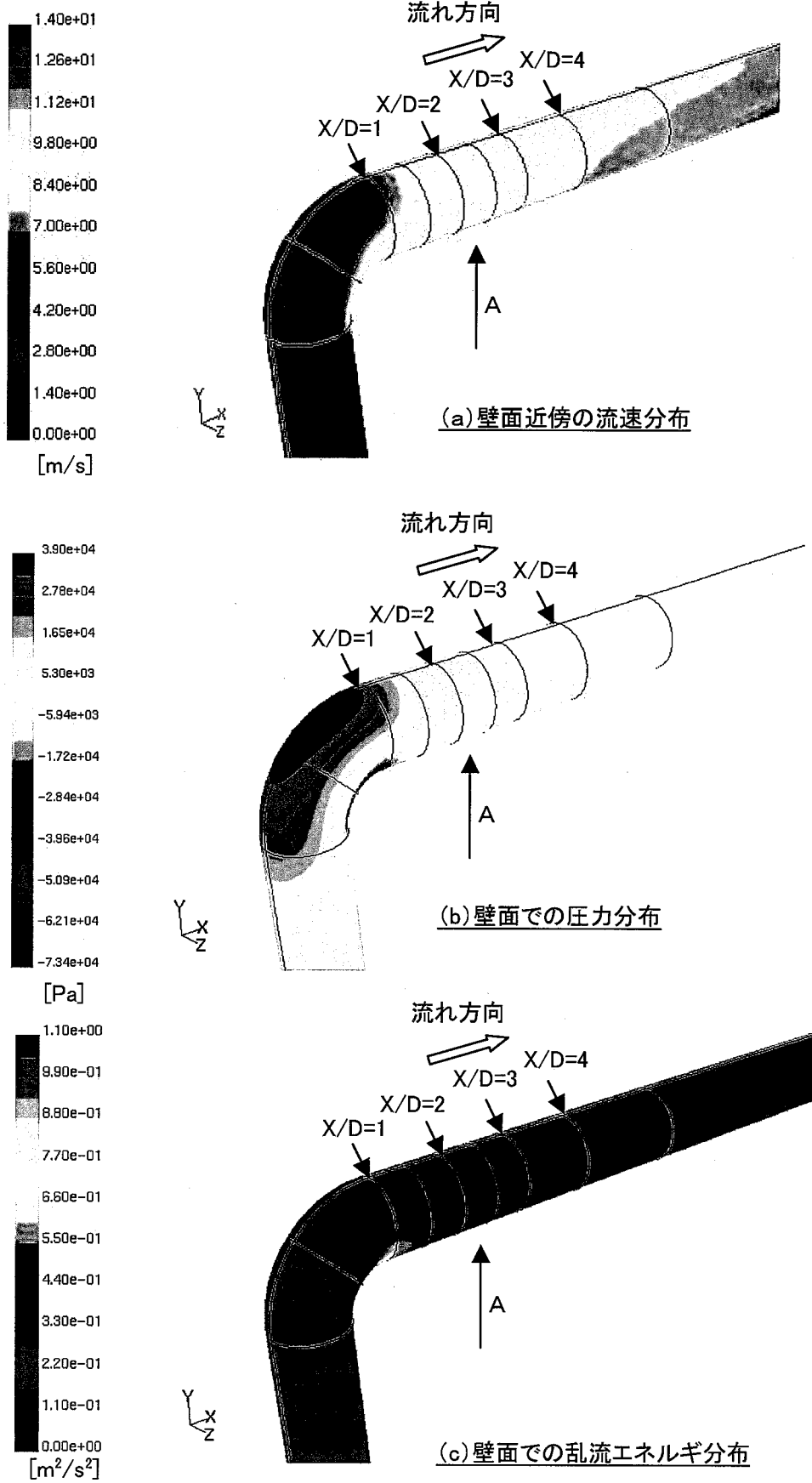


図 3.2.2-4 壁面近傍での流速分布、壁面での圧力分布、乱流エネルギー分布 (1/2)

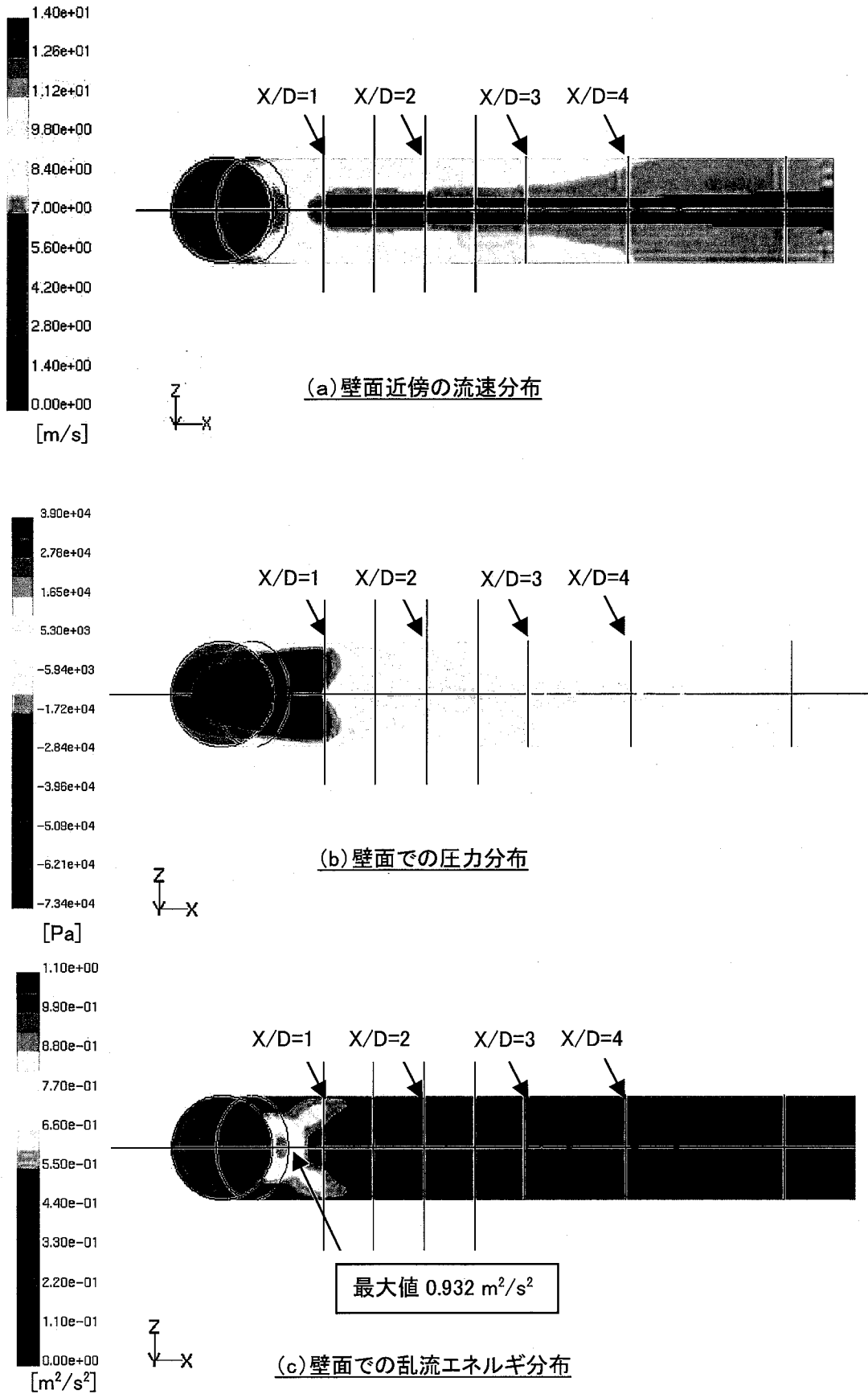


図 3.2.2-5 壁面近傍での流速分布、壁面での圧力分布、乱流エネルギー分布 (2/2)
 (エルボ内側からの視点)

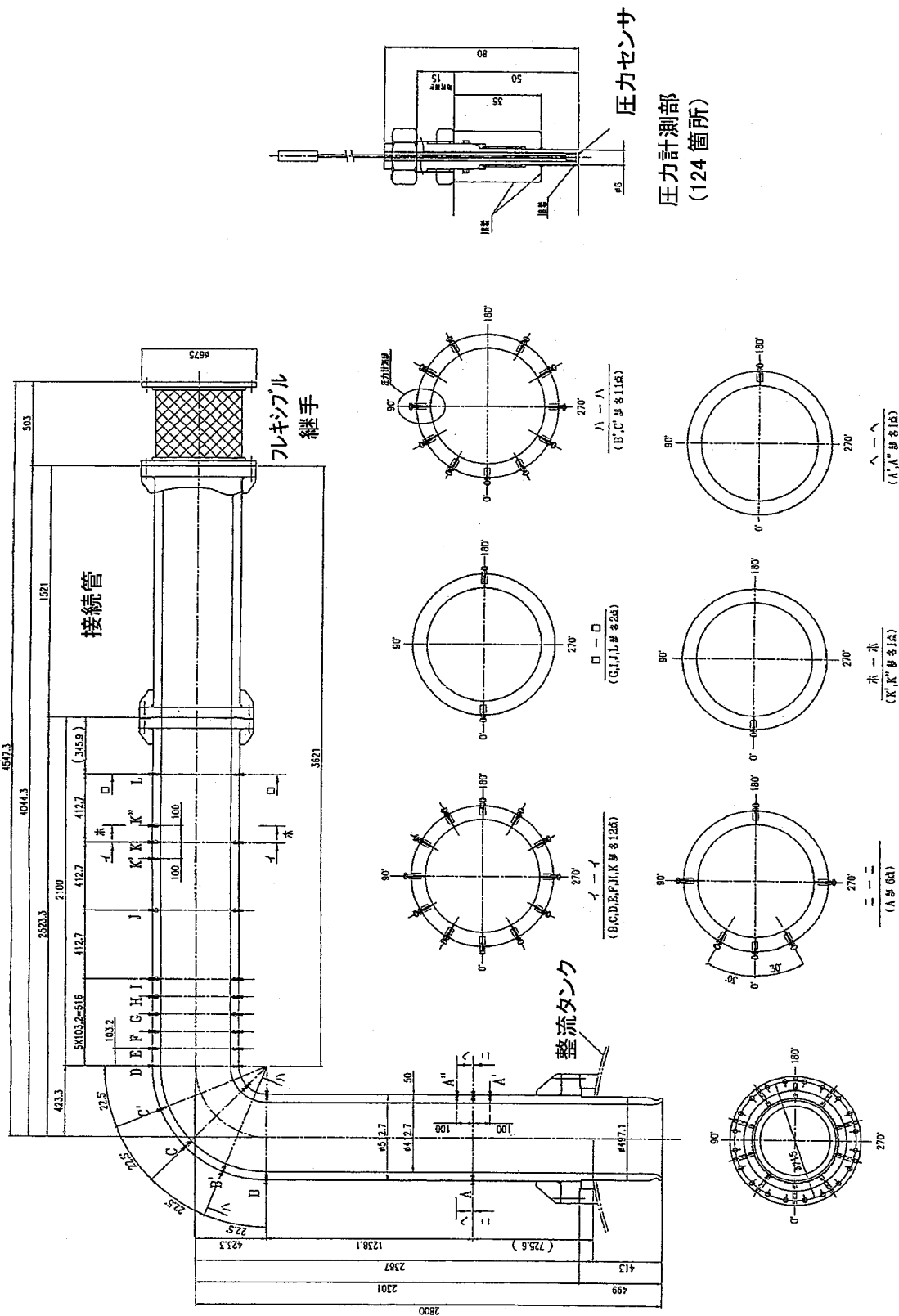
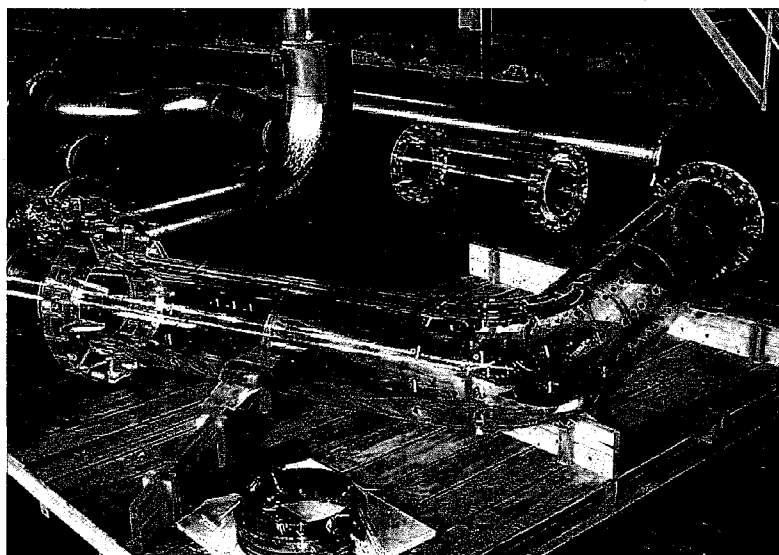
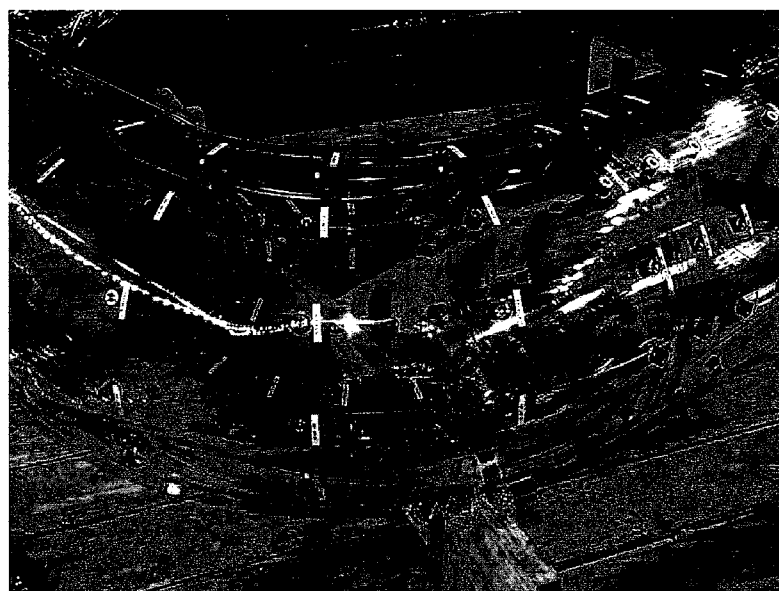


図 3.2.2-6 可視化試験体の形状と圧力計測部の配置



(a) 試験体外観
[内径 412.7mm、肉厚 50mm]



(b) エルボ領域の圧力計測点

図 3.2.2-7 可視化試験体の外観写真

3.3 振動試験

3.3.1 試験内容

(1) 試験条件

前節で述べた可視化試験と同様、Re 数（平均流速、水温）をパラメータとして、表 3.2.1-1 に示す条件で実施する。

- ・ 常温：流速 (m/s)：5.0、7.0、9.2 (Re 数： $2.1 \times 10^6 \sim 3.8 \times 10^6$)
- ・ 60℃：流速 (m/s)：5.0、9.2 (Re 数： $4.3 \times 10^6 \sim 8.0 \times 10^6$)

これらの条件により、圧力変動や配管振動応力の流速、または Re 数依存性を検討する。

(2) 計測データ

① 固有振動モードの計測

流力振動試験に先立って、ステンレス製振動試験体の振動特性を把握するためにタッピング試験を実施する。図 3.3.1-1 に示すように、ビームモード及びシェルモードでの固有振動数、固有振動モード、減衰比を計測する。

② 振動応答の計測

試験体の主要部分に加速度計を配置（周方向 8 点、全体で 36 点）して、振動レベルや振動モード（薄肉配管のシェルモードの計測も含む）を計測する。また、エルゴ試験体や実機での外管に相当する支持管の根元やエルゴ部での振動応力を歪みゲージ（24 点）で計測する。

③ 圧力計測

前節で述べた可視化試験での圧力変動データと比較するため、エルゴ試験体の代表点に圧力変換器（24 点）を設置して、多点同時計測を行う。

(3) 振動データの整理・分析

振動データの処理方法を図 3.3.1-2 に示す。試験体の主要点で計測した配管応力について、時刻歴波形及びスペクトルを出力する。また、配管応力の大きさと代表値として RMS 値も出力する。評価した配管振動のスペクトルに基づき、特定の周波数にピークがないか、流速に比例して振動数が高くなるようなピークがないかを確認する。

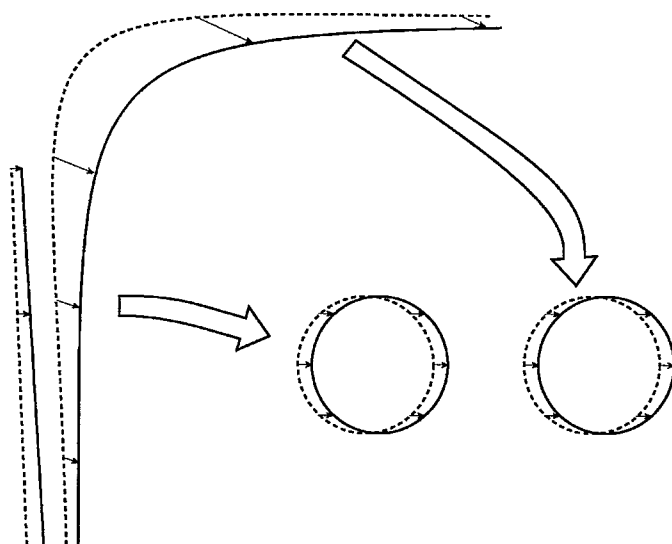
図 3.3.1-3 に流速や Re 数に対する配管応力の整理方法を示す。まず、流速と配管応力の関係を調べて、特定の流速で配管振動レベルが増大する現象が発生しないかを確認する。また、動圧で無次元化した無次元配管振動応力係数を算出して、Re 数の依存性を調べることにより、実機 Re 数条件への外挿性を検討する。

(3) ランダム振動解析手法の妥当性検討

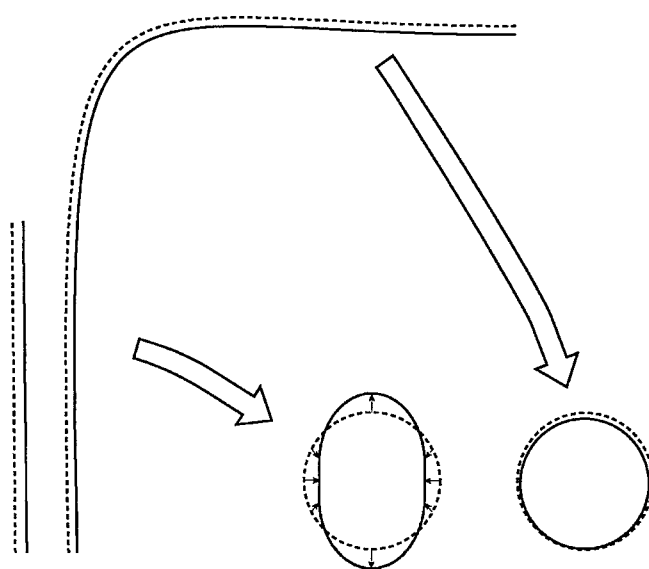
図 3.3.1-4 に配管のランダム振動解析手法の検討フローを示す。まず、振動試験体の固有値解析を実施して、固有振動数や固有振動モードが試験体と一致することを確認する。また、振動試験体のタッピング試験で得られた減衰比も解析で使用する。

次に、可視化試験で取得する圧力変動スペクトル及び相関を入力して、振動試験体を対象としたランダム振動応答解析を実施する。この圧力変動の入力範囲に関しては、図 3.3.1-5 に示すように、従来手法ではエルボ部とその下流 2 D の領域を中心に与え、圧力変動の分布は考慮していない。しかし、可視化試験で圧力変動データを取得することで、配管全体にわたる領域分けや圧力変動の分布を考慮して解析精度を向上させることができる。

最後に、図 3.3.1-6 に示すように振動応力のスペクトル、RMS 値について解析結果と試験結果を比較することにより、解析手法の妥当性を検証する。試験結果と解析結果で差が生じる場合には、圧力変動を入力する領域の見直しなどにより、解析に使用する励振力を見直す。配管振動について、試験結果と解析結果が一致すれば評価手法の妥当性を確認できたことになり、実機体系の振動応力評価に反映する。

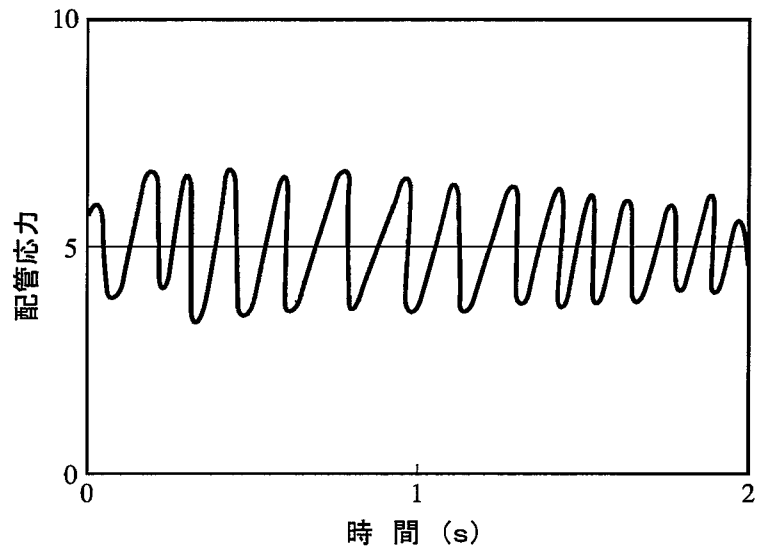


(a)ビーム振動モード(固有振動数 Hz, 減衰比 %)

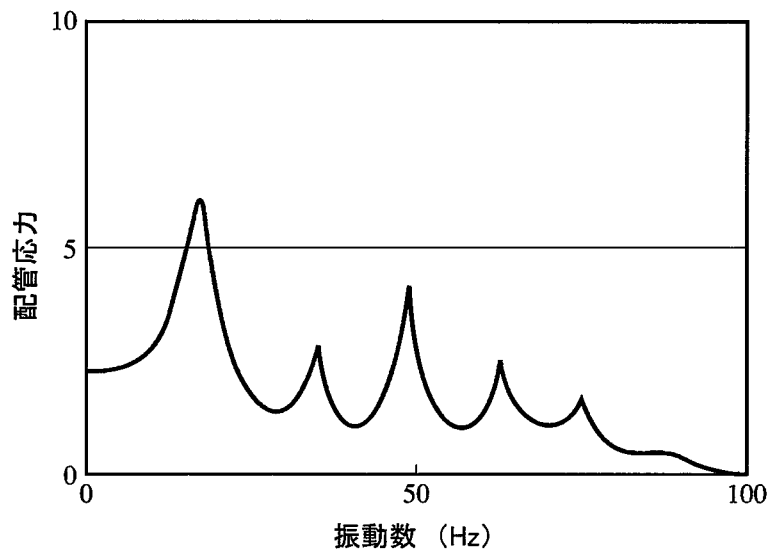


(b)シェル振動モード(固有振動数 Hz, 減衰比 %)

図 3.3.1-1 タッピング試験による固有振動モードの計測
(データ処理のイメージ)

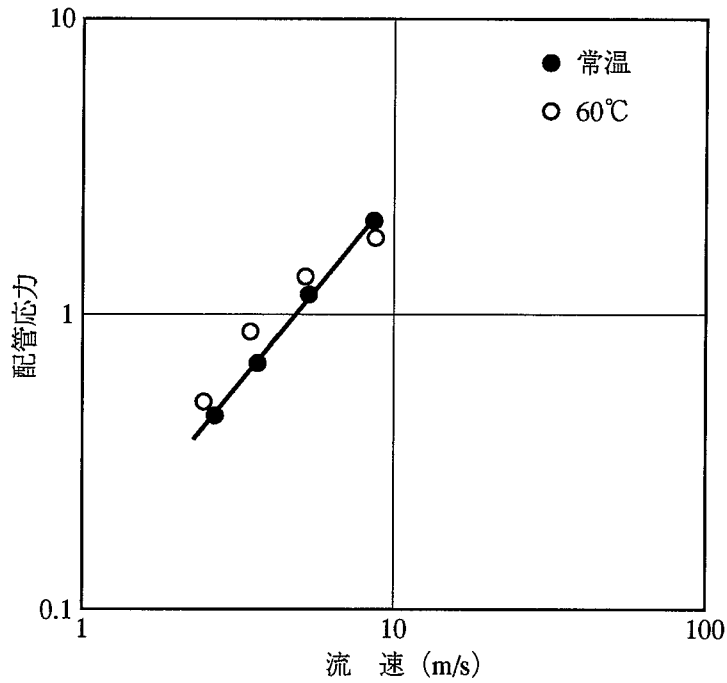


(a)時刻歴波形

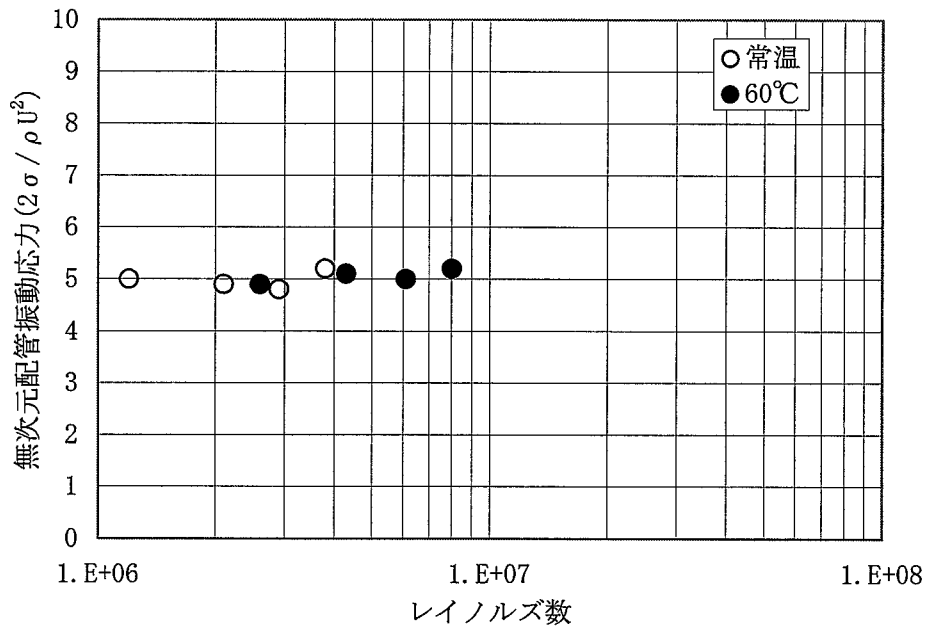


(b)スペクトル

図 3.3.1-2 配管振動データの1次処理
(データ処理のイメージ)



(a)流速と配管振動レベルの関係



(b)Re 数と無次元配管振動応力の関係

図 3.3.1-3 配管振動の流速、レイノルズ数依存性
(データ処理のイメージ)

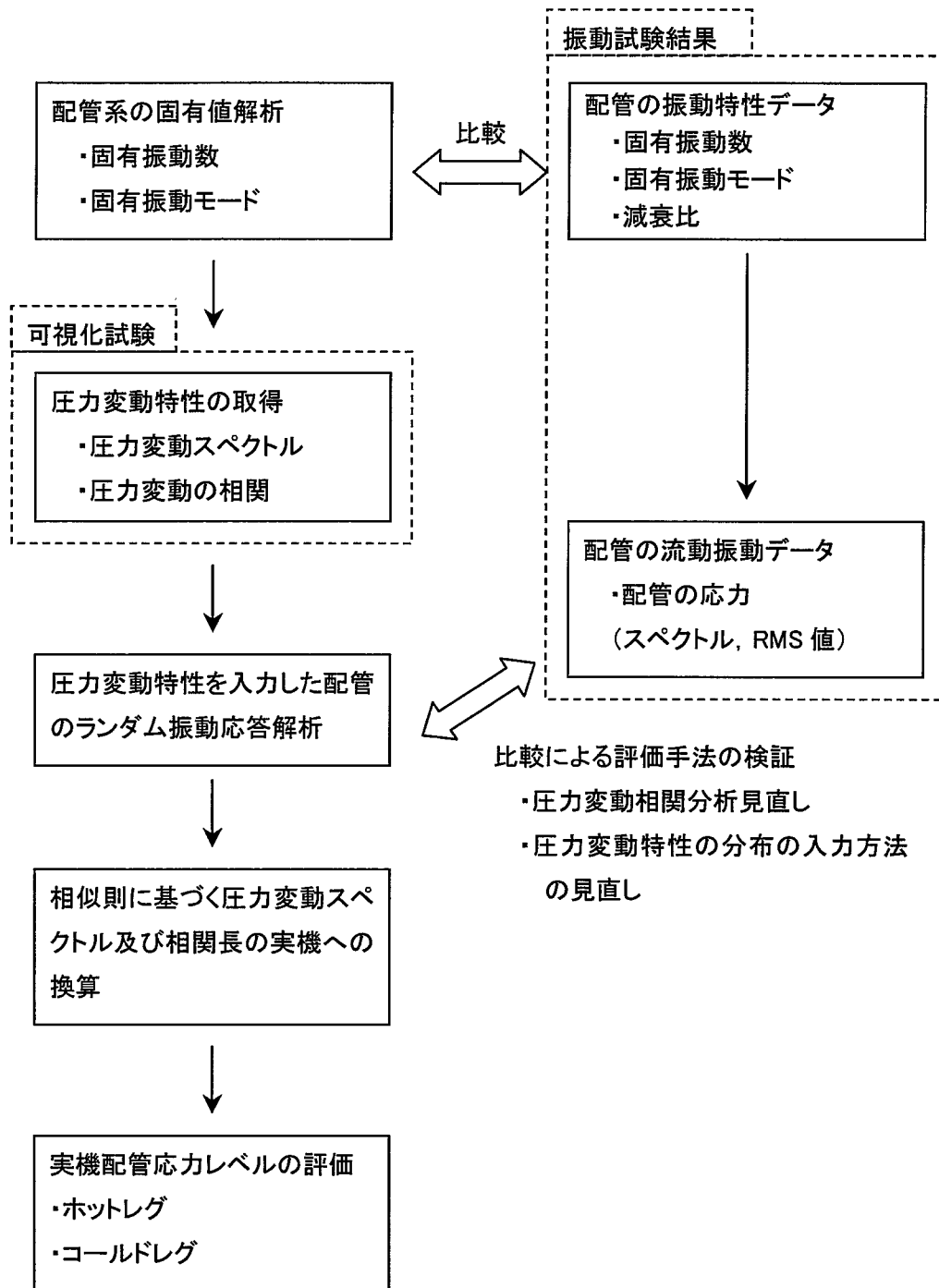
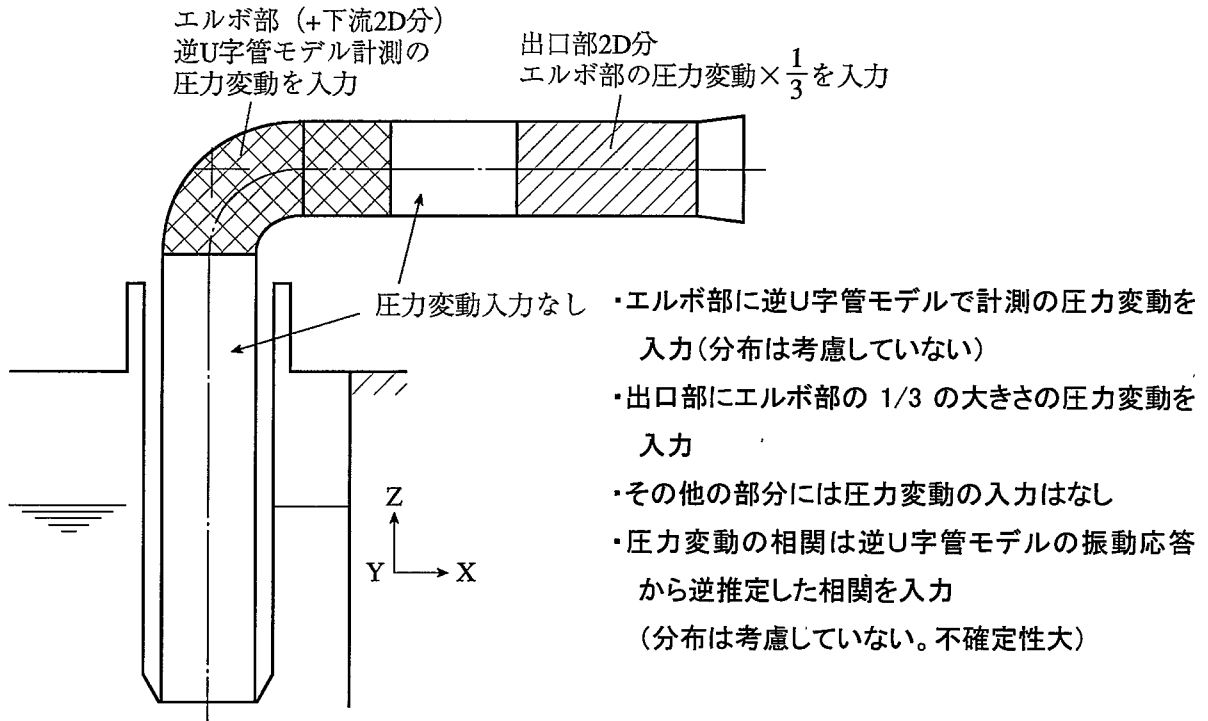


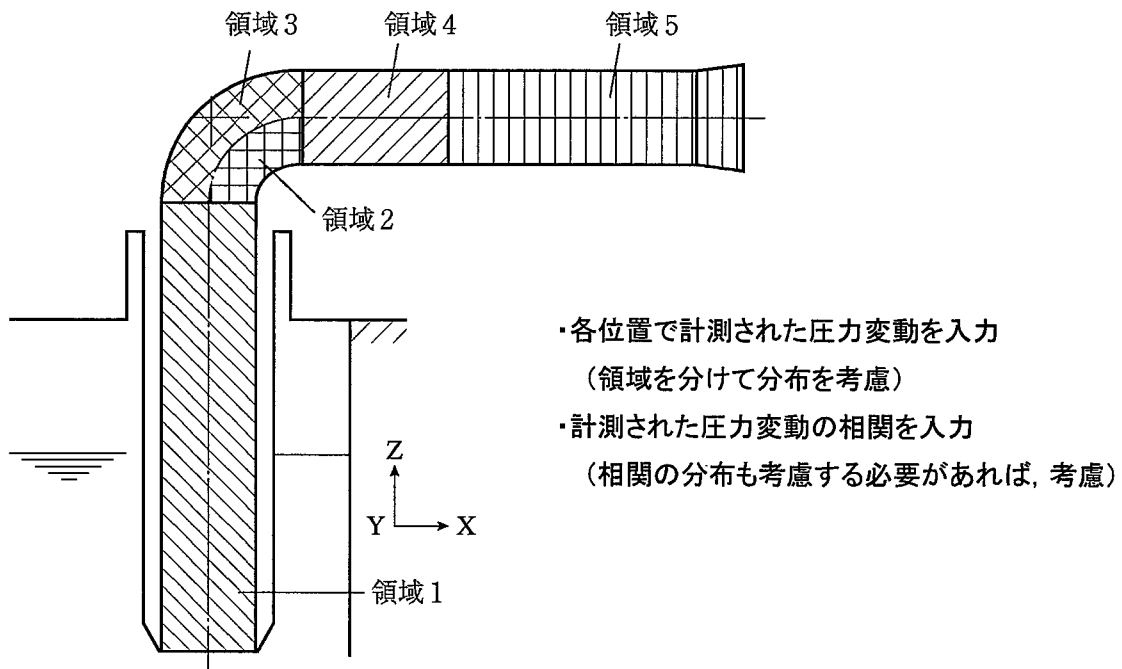
図 3.3.1-4 ランダム振動応答解析のフロー



(a)従来の解析方法

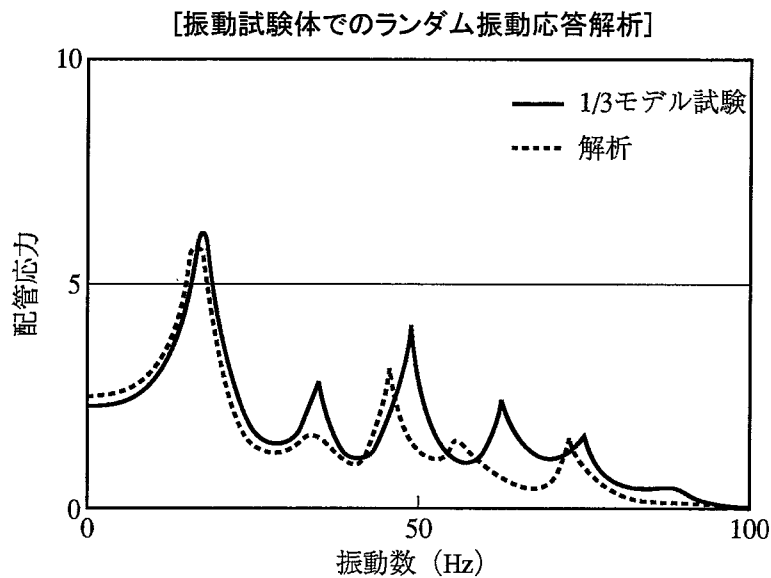


可視化試験での
圧力変動計測後



(b)圧力変動計測後の解析方法イメージ

図 3.3.1-5 ランダム振動応答解析に入力する圧力変動データ



振動試験体の試験結果と解析結果を比較
 (スペクトル, RMS 値) 差があれば

- ・圧力変動の相関分析の見直し
- ・圧力変動, 相関を一定で入力する領域の見直し

[場合によっては流動解析の乱流エネルギー分布等
 を使って補間]



試験結果と解析結果が一致
 (評価手法の妥当性検証)



実機評価に反映

図 3.3.1-6 ランダム振動応答解析手法の検証

3.3.2 試験体形状

振動試験体は、実機での振動特性を模擬することが必要となるので、H/Lと外管の結合部の形状も模擬して可能な限り剛性を合わせ、さらにIHX位置で配管をサポートする構造としている。

表 3.3.2-1 に、振動特性に対する相似則を示す。振動試験体は、実機の 1/3 スケールであり、流体密度は Na と水の密度だけずれる。試験パラメータとなる流速は、実機流速 9.2m/s までを考慮する。また、配管の剛性比等を一致させるため試験体の板厚も 1/3 としている。配管の縦弾性係数等の各パラメータはほぼ相似則とおりに設定できる。ただし、配管密度は構造材の相違により若干小さくなるが、振動特性把握に対しては問題のない程度である。

なお、IHXとの結合部等の境界条件を完全に実機と一致させることは困難であるため、配管剛性については相似則から少しずれると考えられるが、配管付根部のバネ定数の差による固有振動数への影響は小さいことより、ランダム振動応答評価手法の検証や振動挙動の把握には影響しないと考える。

また、実機流速条件における Re 数は実機の約 1/5 であるが、前項で述べたように流速や温度条件を変えた試験により、振動応答に対する Re 数依存を確認して実機への外挿性を検討する。

振動試験体の主な仕様を以下に示す。

- ・モデル化範囲：大型炉-1500 のH/L配管の吸込み口からエルボ部およびエルボ部から下流 6.5D (D ; 内径) までの区間とする。
- ・縮尺比 : 1 / 3
- ・材質 : 鋼製
- ・管内径 : 内管 ϕ 412.7mm、外管 ϕ 491.0mm
- ・エルボ半径 : R 422.3mm
- ・管肉厚 : 内管 5.0mm、外管 5.0mm
- ・吸込み部形状 : 実機ベルマウス形状を模擬
- ・圧力計測座 : 6 断面×配管周方向 4 点 (全 24 点)
 圧力変換器の受圧面が管内面と一致する形状寸法とする。

計測点配置も含めた振動試験体の構造図を図 3.3.2-1 に示す。また、製作した振動試験体の外観写真を図 3.3.2-2 に示す。

表 3.3.2-1 振動特性に関する相似則

項目	単位		比率	実機	モデル (60°C)	備考
配管内径	L	a	1/3	1.2382 m	0.4127 m	
流体密度	ML ⁻³	b	1.2	820.2 kg/m ³	983.2 kg/m ³	
流速	LT ⁻¹	c	1	9.2 m/s	~9.2 m/s	
構造密度	ML ⁻³	b	1.2	7860 kg/m ³ 12Cr 鋼 (室温)	7920 kg/m ³ SUS (室温)	配管が相似則に従うよりも軽くなる
縦弾性係数	ML ⁻¹ T ⁻²	bc ²	1.2	1.66×10 ¹¹ N/m ² 12Cr 鋼 (550°C)	1.95×10 ¹¹ N/m ² SUS (室温)	相似則を満足
振動数	T ⁻¹	c/a	3	7.1 Hz (1次モード)	21 Hz	
変位	L	a	1/3	—	—	
加速度	LT ⁻²	c ² / a	3	—	—	
応力	ML ⁻¹ T ⁻²	bc ²	1.2	—	—	
圧力変動	ML ⁻¹ T ⁻²	bc ²	1.2	—	—	
配管長	L	a	1/3	上流直管 7.13 m 下流直管 4.14 m	上流直管 2.38 m 下流直管 1.38 m (サポート部まで)	寸法は 1/3 とし て配管剛性を合 わせる
肉厚	L	a	1/3	15.9 mm	5.0 mm	
Re 数	—			4.2×10 ⁷	~8×10 ⁶	最大でも 1/5 程 度となり外挿が 必要

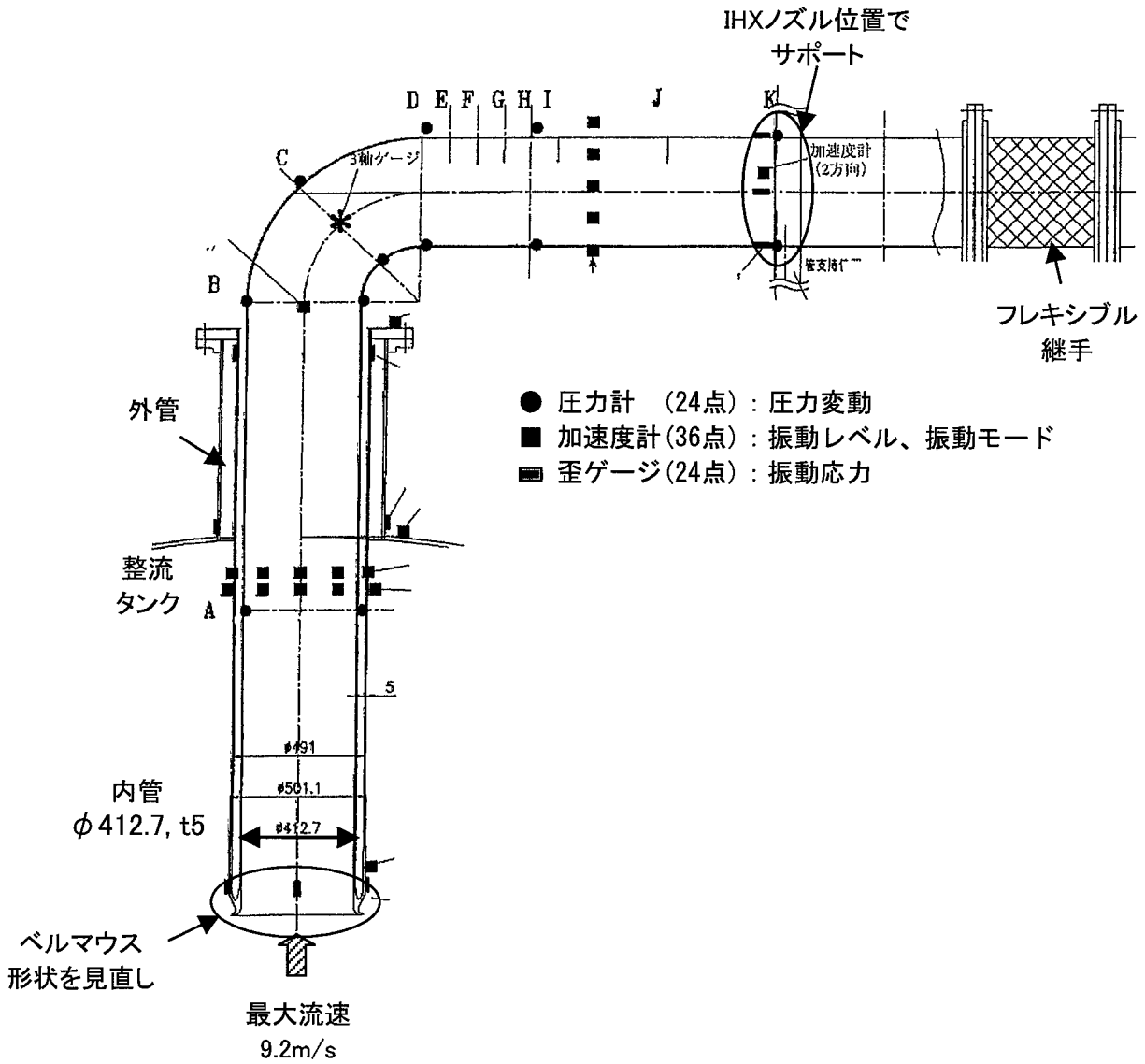


図3.3.2-1 振動試験体の構造図

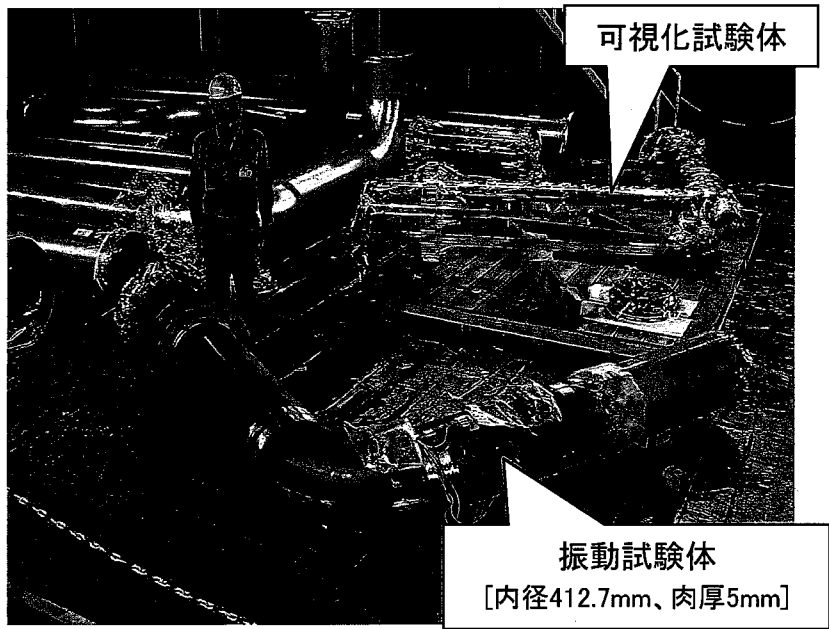


図3.3.2-2 振動試験体の外観写真

3.4 試験工程と今後の課題

3.4.1 流力振動試験の工程

大型炉-1500 の1次系配管を対象とした流力振動試験に関する全体工程（案）を表3.4-1に示す。

(1) H/L配管流力振動試験

H/L配管を模擬した1/3縮尺流力振動試験に関しては、平成14年度までの作業として以下の項目が実施済みである。

- ・試験計画の立案
- ・可視化試験体及び振動試験体の設計・製作
- ・試験ループ用の配管・弁の製作、購入
- ・計測器の購入
- ・制御盤の整備・改造（一部）

平成15年度の作業としては、大型タンク類、架台、基礎等の製作、試験ループ配管等の据付、電気計装系の整備を行い、総合試験により試験設備の機能を確認する。その後、常温水を用いた可視化試験4ケースを実施して、流況の把握、圧力変動データを取得する。

平成16年度は、可視化試験の残り5ケース、及び振動試験5ケースを実施して、単エルボ体系のH/L配管に対する流力振動特性を把握する。さらに、振動試験体を対象としたランダム振動応答解析により、評価手法の妥当性を確認する。平成17年度以降、検証されたランダム振動応答解析手法を実機体系の評価に反映する。

(2) C/L配管流力振動試験

C/L配管の流力振動試験については、平成15年度に試験計画の検討に着手し、複数エルボ体系での試験装置の規模や取得すべきデータを明確化する。その後、平成16年度から試験装置の設計・製作、平成17年度以降にランダム振動と自励振動に対する流力振動試験を実施する計画である。

表 3.4.1-1 1次系配管流力振動試験の全体工程(案)

	H13 年度	H14 年度	H15 年度	H16 年度	H17 年度以降
①H/L配管 流力振動試験	<p>H13 年度</p> <ul style="list-style-type: none"> ○試験計画の検討 ・試験装置の予備設計 ・試験計画の立案 	<p>H14 年度</p> <ul style="list-style-type: none"> ○装置の設計・製作 ・試験装置の製作設計 ・エルボ試験体の製作 ・ループ配管等の製作 ・計測器の購入 ・制御盤の整備 	<p>H15 年度</p> <ul style="list-style-type: none"> ○装置の製作・据付 ・大型タンク類の製作 ・架台、基礎等の製作 ・試験ループの据付 ・電気計装系の整備 <ul style="list-style-type: none"> ○可視化試験(常温) ・流況の把握 ・圧力変動データの計測 	<p>H16 年度</p> <ul style="list-style-type: none"> ○可視化試験(常温、60℃) ・流況の把握 ・圧力変動データの計測 <ul style="list-style-type: none"> ○振動試験(常温、60℃) ・振動モードの把握 ・振動応力の計測 ・試験体系でのランダム振動応答解析 	<p>H17 年度以降</p> <ul style="list-style-type: none"> ○実機体系での評価
②C/L配管 流力振動試験			<p>○試験計画の検討</p> <ul style="list-style-type: none"> ・試験内容の検討 ・装置スケール検討、現象を支配するパラメータの明確化 	<p>○装置の設計・製作</p> <ul style="list-style-type: none"> ・試験装置の詳細設計 ・試験体の製作 	<p>○ランダム振動試験</p> <ul style="list-style-type: none"> ・多段エルボ体系の影響把握 (流況/振動応答) <p>○自励振動試験</p> <ul style="list-style-type: none"> ・柔構造管を用いた限界流速の把握 ・評価モデルの検証

3.4.2 実機評価に向けての課題

(1) H/L 配管の評価

今回の試験では、薄肉・大口径・高流速条件下における単エルボでの流れの乱れに起因した配管のランダム振動挙動に着目している。このため、整流タンク内に設置した多孔板とパイプを組み合わせた整流構造により、エルボ試験体吸込み部の流れを均一化する方策をとっている。また、エルボ下流の水平部長さを実機より拡張するとともに、フレキシブル継手を介して試験体下流側配管に設置するエルボ等の影響を排除している。

しかし、実機評価においては、図 3.4.2-1 に示すように、炉内吸込み部流れの影響や炉容器と近接配置されている I H X 側の影響も考慮する必要がある。

入口境界となる H/L 吸込み部流れについては、別途実施されている 1/10 縮尺炉上部プレナム水流動試験^[5]で提案されている流動適正化構造を採用することで H/L 配管周りの流れ場を均一化できる可能性がある。また、実機の吸込み部流れそのものを模擬することは困難であるが、本試験装置では整流構造の一部を変更して吸込み部に偏流を形成し、入口境界条件の感度がどの程度あるのかを確認することも可能である。

一方、出口境界となる I H X 入口プレナムでは、伝熱管への流量配分を均一化するため堰と多孔板からなる整流構造をプレナム内の周方向にわたって設置する概念が検討されている。I H X 入口プレナムに流入する際には、H/L 配管に面する堰に高流速のナトリウムが衝突するため、I H X ノズル部の圧力変動が影響を受けるものと考えられる。この出口側境界条件の影響については、例えば炉上部プレナムから I H X 入口プレナムまでを模擬した流動解析により、エルボ部と I H X ノズル部での乱流エネルギー分布等を比較して、影響の度合いを明確化する必要がある。

また、高速回転する 1 次系ポンプによる合体機器の機械振動の影響も懸念される。これについては、別途実施している 1/4 縮尺の合体機器振動試験でのデータを反映していく必要がある。

これらの項目については、流力振動試験の進捗に合わせて、設計作業の中で検討を進めていく予定である。

(2) C/L 配管の評価

図 3.4.2-2 に C/L 配管の評価における検討課題を示す。C/L 配管は、複数エルボでの引廻しとなっているため、単エルボ体系の H/L 配管試験で取得する圧力変動特性と一致しない可能性がある。ただし、実用化に向けて今後 1 次系配管設計の変更も想定されるため、現状の大型炉-1500 を忠実に模擬するのではなく、現象を支配するパラメータ（例：エルボ間距離、引廻し角度等）に着目して、より汎用

的な試験データを取得する必要がある。

また、ランダム振動だけでなく、配管内の高速流れによる自励（不安定）振動の発生に対する設計裕度を把握する必要がある。この自励振動評価に関しては、柔構造の縮尺モデル配管を用いて不安定振動が生じる限界流速を把握するとともに、自励振動評価モデルの検証が必要となる。

そこで、前述のように、平成 15 年度作業として、ランダム振動と自励振動の二つの振動モードを対象とした縮尺モデル試験計画を検討する予定である。

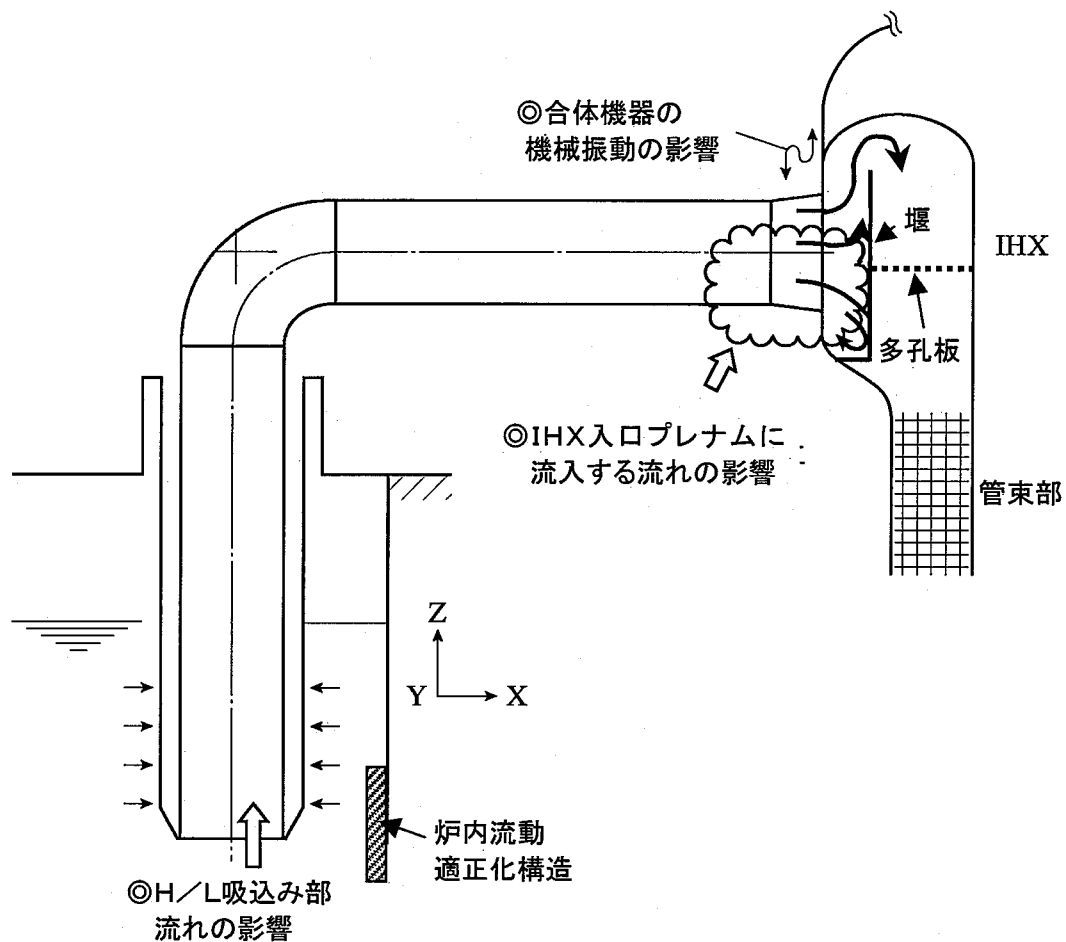


図 3.4.2-1 実機H/L配管評価にあたっての検討課題

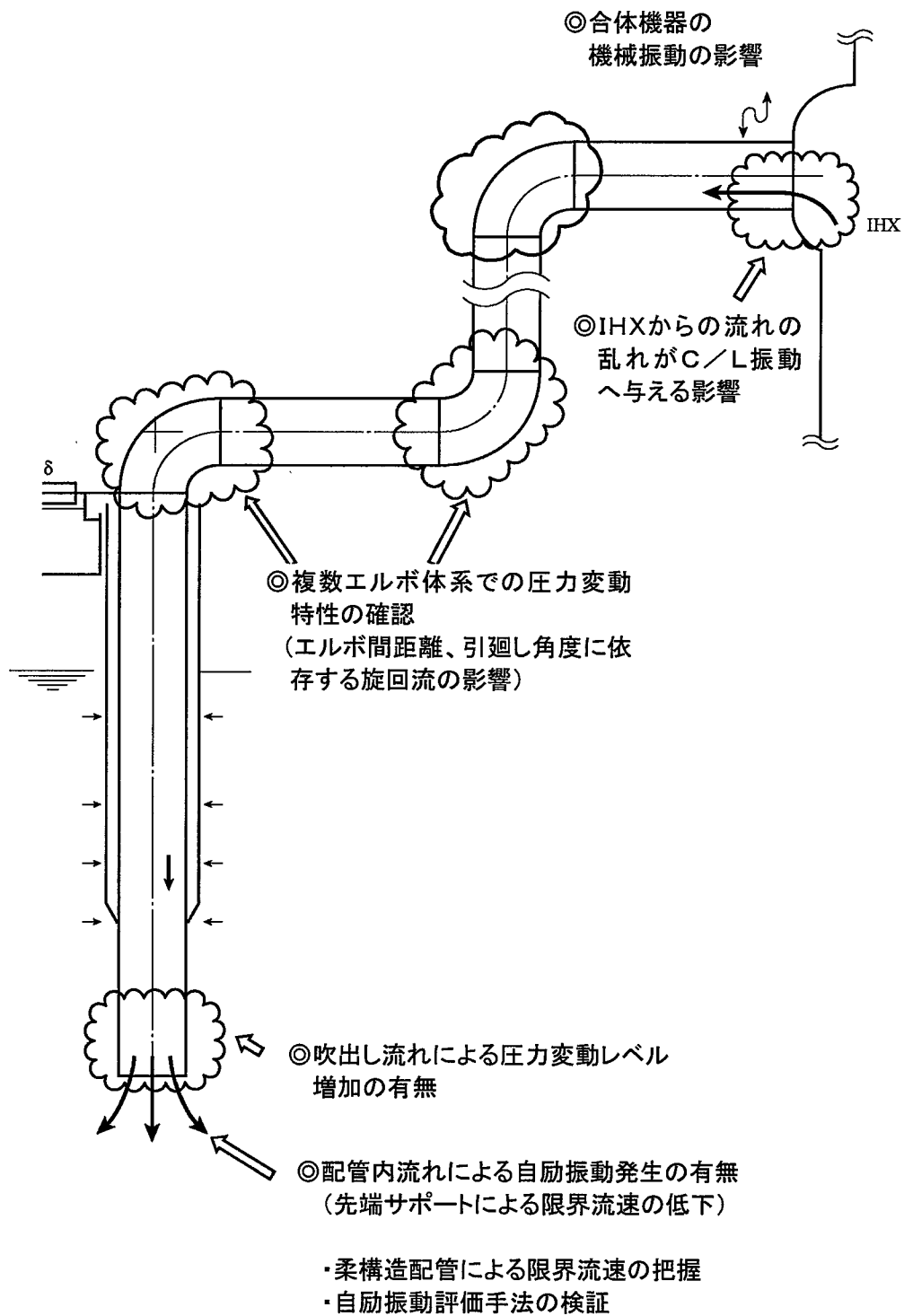


図 3.4.2-2 実機C/L配管評価にあたっての検討課題

4. おわりに

実用化戦略調査研究で概念設計を進めているナトリウム冷却大型炉では、建設コスト削減の観点から冷却系ループ数を2ループに削減している。その結果、薄肉構造の1次冷却系配管では、従来設計を大幅に上回る大口径・高流速条件となり、流力振動に対する課題が顕在化している。そこで、配管設計の成立性を確認するため、特に大口径・高流速条件となる実機H/L配管を対象として、流力振動特性を把握するための試験計画を検討した。

試験装置は、可能な限り実機のRe数($=4.2 \times 10^7$)に近い流動条件を設定するため、実機の1/3縮尺として、実流速9.2m/s、60°Cの温水の条件で実機の約1/5のRe数を達成できる。

今回の試験では、アクリル製の可視化試験体を用いて、エルボ部の流況を把握するとともに、ランダム振動の要因となるエルボ部での流速・圧力変動データを詳細に計測する。また、実機と剛性を合わせたステンレス製の振動試験体を用いて、配管系の振動モードやランダム振動応答挙動（振動応力、振幅）を計測し、別途検討されているランダム振動応答解析手法の検証データを取得する。

平成14年度までの作業において、試験体体系での流動予備解析結果に基づく圧力計測点の配置検討を含む試験装置・設備の設計、およびエルボ試験体や試験ループ配管等の製作が終了している。平成15年度に試験設備の製作・据付を完了し、年度後半において可視化試験の一部を実施して、流況や圧力変動データの分析を行う計画である。

また、実機評価に向けて、H/L配管の出入口部の境界条件の影響を検討する必要性や、複数エルボ体系となるC/L配管を対象とした流力振動試験の計画具体化等、今後の課題を摘出した。

謝辞

本研究の実施にあたって、大洗工学センター要素技術開発部 森下 正樹次長、同部流体計算工学研究グループ 山口 彰GL、同部新技術開発試験グループ 佐藤 博之副主任研究員、システム技術開発部 FBRシステムグループ 惣万 芳人研究主席、笠井 重夫研究主幹（現、株式会社 東芝）より、流力振動評価方法や試験計画及び装置設計に関して、有益なご助言、ご指導をいただきました。

また、三菱重工業株式会社 佐郷 ひろみ氏、白石 直氏、渡壁 寿人氏、中村 友道氏、石谷 嘉英氏、廣田 和生氏には、流力振動評価、配管内流動解析、試験装置の詳細設計・製作等を実施いただきました。

ここに、深く感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 島川佳郎、他：Na冷却大型炉設計研究，JNC TY9400 2002-007，2002年5月
- [2] T. Inagaki et al.：“Flow induced vibration of inversed U-shaped piping containing flowing fluid of top entry system for LMFBR”，9th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SmiRT), Lausanne, August 17-21, 1987
- [3] I.E. Idelchik: Handbook of Hydraulic Resistance, 1978
- [4] 河村勉、他：“エルボ下流の乱れに及ぼすレイノルズ数の影響”，日本機械学会論文 2002年3月号（第68巻667号） B編
- [5] 木村暢之、他：炉容器コンパクト化に関する流動特性試験 一炉内流況の把握と流動適正化方策の考案一，JNC TN9400 2003-032，2003年3月

付録 ランダム振動応答解析手法の概要

1. 評価の考え方

配管内の圧力変動の概念を付図1に示す。配管内面は、流れの乱れによる圧力変動を受けており、この非周期的な変動力によって配管系が振動（ランダム振動）する。本解析では、固有の振動特性を有する配管系に対して、ある振動数成分を有する圧力変動が外力として作用する際の配管系の振動特性（加速度、応力）を評価する。

一般に外力を受ける配管の運動方程式は次のように表される。

$$\begin{pmatrix} M \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \vdots \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \vdots \\ \vdots \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ \vdots \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (1.1)$$

これを次式のように書く。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \dots\dots\dots (1.2)$$

ここで行列[M]、[K]はそれぞれ質量行列、剛性行列である。{ẍ}、{x}はそれぞれ配管の加速度ベクトル、変位ベクトルであり、その要素は各方向変位、回転角で構成される。

配管の振動変位は、固有振動モードを用いて次のように表される。

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ \vdots \end{Bmatrix} = \sum_i q_i \begin{Bmatrix} \phi_i \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \vdots & \vdots & \vdots \\ \phi_1 & \phi_2 & \phi_3 & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ \vdots \\ \vdots \end{Bmatrix} = [\phi]\{q\} \dots\dots\dots (1.3)$$

ここで[φ]は固有振動モードの行列、{q}は一般化変位ベクトルである。

これを、運動方程式に代入すると、

$$[M][\phi]\{\ddot{q}\} + [K][\phi]\{q\} = \{F\} \dots\dots\dots (1.4)$$

$$[\phi]^T [M][\phi]\{\ddot{q}\} + [\phi]^T [K][\phi]\{q\} = [\phi]^T \{F\} \dots\dots\dots (1.5)$$

固有振動モードの直交性から次のように表される。

$$\begin{pmatrix} M_1 & & & \\ & M_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & 0 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K_1 & & & \\ & K_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & 0 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} q \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \cdots & \phi_1 & \cdots \\ \cdots & \phi_2 & \cdots \\ \cdots & \vdots & \cdots \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \end{Bmatrix} \cdots (1.6)$$

ここで、 M_i 、 K_i はそれぞれ一般化質量、一般化剛性である。

したがって、配管の運動方程式が互いに独立な一般化変位 q に関する1質点系の運動方程式に還元される。 j は外力がかかる点を表すとすると、

$$M_i \ddot{q}_i + K_i q_i = \sum_j \phi_{ij} F_j \quad (i=1, 2, \dots) \cdots (1.7)$$

両辺を M_i で割って式変形する。また一般化減衰も考慮する。

$$\ddot{q}_i(t) + 4\pi\zeta_i f_i \dot{q}_i(t) + (2\pi f_i)^2 q_i(t) = \frac{1}{M_i} Q_i(t) \cdots (1.8)$$

$$Q_i(t) = \int_A \phi_i p dA \cdots (1.9)$$

ここで、

- ζ_i … i 次モードのモード減衰比
- f_i … i 次モードの固有振動数
- Q_i … i 次モードの一般化力
- p … 圧力分布
- A … 振動に寄与する変動圧力がかかる配管表面積
- ϕ_i … 配管表面の位置座標に対するモード関数

外力 $Q_i(t)$ による応答 $q_i(t)$ は、インパルス応答 $h_i(t)$ を用いると、次式で表される。

$$q_i(t) = \int_0^t h_i(t-\tau) Q_i(\tau) d\tau = \int_0^\infty h_i(\tau) Q_i(t-\tau) d\tau \cdots (1.10)$$

よって、位置 x での変位 X である $X(x,t)$ は式(1.3)より、

$$X(x,t) = \sum_i \phi_i(x) \int_0^\infty h_i(\tau) Q_i(t-\tau) d\tau \cdots (1.11)$$

で表される。

次に、この時間領域における外力と応答の関係を振動数領域で表してみる。 $X(x,t)$ の自己相関関数 $R_X(\tau)$ は、

$$\begin{aligned} R_X(x,t) &= E[x(x,t)x(x,t+\tau)] \\ &= E\left[\sum_i \phi_i(x) \int_0^\infty h_i(\tau_1) Q_i(t-\tau_1) d\tau_1 \sum_j \phi_j(x) \int_0^\infty h_j(\tau_2) Q_j(t+\tau-\tau_2) d\tau_2 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \sum_i \sum_j \phi_i(x) \phi_j(x) \int_0^\infty \int_0^\infty h_i(\tau_1) h_j(\tau_2) E[Q_i(t-\tau_1) Q_j(t+\tau-\tau_2)] d\tau_1 d\tau_2 \\
 &= \sum_i \sum_j \phi_i(x) \phi_j(x) \int_0^\infty \int_0^\infty h_i(\tau_1) h_j(\tau_2) R_{Q_i Q_j}(\tau_1 - \tau_2 + \tau) d\tau_1 d\tau_2 \dots \dots (1.12)
 \end{aligned}$$

となり、応答の自己相関関数 $R_X(\tau)$ は、一般化力 Q_i 、 Q_j の相互相関関数 $R_{Q_i Q_j}$ を含んだ形で表される。ここで、 τ はずらし時間、 $E[]$ は標本平均(アンサンブル平均)を表す。

式(12)で示す自己相関関数をフーリエ変換することにより、 $X(x,t)$ のパワースペクトル密度関数 $S_X(f)$ が次式で求められる。

$$S_X(f) = 2 \int_{-\infty}^\infty R_X(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau \dots \dots \dots (1.13)$$

パワーおよびクロススペクトルは、以後片側スペクトルで定義する。式(13)に式(12)を代入し、更に $t = \tau_1 - \tau_2 + \tau$ とおき、 $e^{-i2\pi f(\tau_1 - \tau_2)} e^{i2\pi f(\tau_1 - \tau_2)} = 1$ 等の技法を用いて変形すると、式(13)は次式に書き換えられる。

$$\begin{aligned}
 S_X(x, f) &= \sum_i \sum_j \phi_i(x) \phi_j(x) \int_0^\infty h_i(\tau_1) e^{i2\pi f \tau_1} d\tau_1 \int_0^\infty h_j(\tau_2) e^{-i2\pi f \tau_2} d\tau_2 \cdot 2 \int_{-\infty}^\infty R_{Q_i Q_j}(t) e^{-i2\pi f t} dt \\
 &= \sum_i \sum_j \phi_i(x) \phi_j(x) H_i^*(f) H_j(f) S_{Q_i Q_j}(f) \dots \dots \dots (1.14)
 \end{aligned}$$

ここで、 $S_{Q_i Q_j}(f)$ は、一般化力 Q_i と Q_j のクロススペクトルである。 $H_i(f)$ は周波数応答関数であり、 $h_i(t)$ のフーリエ変換により求められ、次式で与えられる。

$$H_i(f) = \frac{1}{4\pi^2 f_i^2 M_i \left\{ 1 - \left(\frac{f}{f_i}\right)^2 + i2\zeta_i \left(\frac{f}{f_i}\right) \right\}} \dots \dots \dots (1.15)$$

また、 $H_i^*(f)$ は $H_i(f)$ の共役複素数である。

$S_{Q_i Q_j}$ を変動圧 $p(x,t)$ のクロススペクトルの形で表すと、

$$S_{Q_i Q_j}(f) = \int_{A_1} \int_{A_2} S_{p_1 p_2}(f) \phi_i(x_1) \phi_j(x_2) dA_1 dA_2 \dots \dots \dots (1.16)$$

となる。ここで、 $S_{p_1 p_2}(f)$ は、 $A_1(x_1)$ 、 $A_2(x_2)$ の2点間に作用する変動圧 p_1 、 p_2 のクロススペクトルである。

このようにして求めた応答変位をモード毎に計算してひずみに換算した後、ひずみモードを重ね合わせて最終的には振動応力を求める。

2. 圧力変動の相関

付図 1 (1) に示すように配管内面の圧力変動はある瞬間で見ると、場所によって大きさや向きが異なるが、近距離の 2 点間の圧力変動は似ており相関があるため、配管に対して振動外力となる。したがって、振動評価では配管内の圧力変動の大きさだけでなく、相関を考慮する必要がある。

相関の評価にはそれぞれの信号の大きさを規格化したクロススペクトル（以下、無次元化クロススペクトルと呼ぶ）を用いる。2 点の圧力変動 X、Y の無次元化クロススペクトルの定義は以下のように示される。

$$\Gamma_{XY} = \frac{W_{XY}}{\sqrt{W_{XX}} \sqrt{W_{YY}}} \dots\dots\dots (2.1)$$

ここで、 W_{XX} 及び W_{YY} はパワースペクトル、 W_{XY} はクロススペクトルである。

(1) 流れ直角方向の相関

渦はある大きさを持つことから圧力変動は場所によって異なるものの、2 点間の圧力変動の相関は、距離が近いほど大きい。したがって、2 点 x' 、 x'' の圧力変動 X、Y の無次元化クロススペクトル Γ_{XY} は、一般に距離 $|x' - x''|$ が離れるにしたがって指数関数的に低下するとして取り扱われる。

$$\Gamma_{XY} = \exp(-|x' - x''|/\lambda) \dots\dots\dots (2.2)$$

ここで、 λ は相関長と呼ばれるものであり、無次元化クロススペクトルが $1/e$ になる距離として定義される。この相関長は振動数に依存するが、次式のように無次元化クロススペクトルが振動数によって指数関数的に低下するとして取り扱うなどの方法がある。

$$\lambda = \frac{-|x' - x''|}{\ln(\Gamma_0) - f/f_0} \dots\dots\dots (2.3)$$

$$\Gamma_{XY} = \Gamma_0 \exp(-f/f_0) \dots\dots\dots (2.4)$$

ここで、 Γ_0 は振動数 0Hz での無次元化クロススペクトル、 f は振動数、 f_0 は無次元化クロススペクトルの大きさが $1/e$ になる振動数である。

(2) 流れ方向の相関

付図 1 (2) に示すように、流れ方向については圧力変動源となる渦が流れによって運ばれる間に徐々に変化するため、圧力変動の相関は距離が離れるほど小さくなる。また、圧力変動源の渦が流れによって運ばれるため、流れ方向の 2 点の圧力変動には距離と流速で決まる時間遅れがあり、この時間遅れによって無次元化クロススペクト

ルの位相が変化する。これを、時刻歴波形と無次元化クロススペクトルの実部で示すと付図 2 (1) のようになる。図のように、2 点間の圧力変動の無次元化クロススペクトル実部は、距離によってその正負が変化する。つまり、ある距離を隔てた 2 点間では圧力変動が打ち消し合うことになる。(打ち消し合う距離は振動数に依存する)したがって、このような圧力変動の移流を考慮して解析する。

流れ方向の 2 点 x' 、 x'' の圧力変動 X 、 Y の無次元化クロススペクトル Γ_{XY} は、一般に距離 $|x' - x''|$ が離れるにしたがって指数関数的に低下するとして取り扱われる。また、移流によって生じる時間遅れによる位相ずれ成分も次式のように考慮される。

$$\Gamma_{XY} = \exp(-|x' - x''|/\lambda) \exp(i2\pi f|x' - x''|/U) \dots\dots\dots (2.5)$$

ここで、 U は流速である。2 点間距離 $|x' - x''|$ と流速 U によって時間遅れは決定されるが、式 (2.5) のように、この時間遅れに相当する位相は振動数 (周期) によって変わる。相関長 λ は振動数によって変化するが、流れ直角方向と同様に取り扱うことができる。

(3) クロススペクトルの求め方

配管のランダム振動応答解析を行うためには、第 1 節で述べたように 2 点間の圧力変動のクロススペクトルを与える必要がある。前述のように、2 点間の圧力変動の相関は、流れ直角方向の相関と流れ方向の相関で特性が異なる。そこで、付図 3 のようなエルボ部における 2 点間の圧力変動のクロススペクトルを例にとりその求め方を説明する。

現状の解析手法では、対象とする配管系の圧力変動スペクトルの分布、相関長のデータがないため、圧力変動のスペクトル、相関長はエルボ部の中で場所によらず一定と仮定している。そして、2 点間の流れ直角方向距離 ℓ 及び流れ方向距離 L を簡単化のために付図 3 のように求め、平均流速を考慮して、2 点間の無次元化クロススペクトルを式 (2.2)、式 (2.5) から次のように求める。

$$\Gamma_{XY}(f) = \exp\left\{-\frac{\ell}{\lambda_c}\right\} \times \exp\left\{-\frac{L}{\lambda_a}\right\} \times \exp\left\{i2\pi f \frac{L}{U}\right\} \dots\dots\dots (2.6)$$

クロススペクトルは次式で求められる。

$$S_{p_1 p_2}(f) = P_1(f) P_2(f) \Gamma_{XY}(f) \dots\dots\dots (2.7)$$

ここで $P_i(f)$ は圧力変動 p_i のリニアスペクトルである。

3. 解析フローチャート

付図4に解析フローチャートを示す。本解析では、

- ① FINASによる固有値解析結果
- ② 圧力変動情報、出力情報等の入力データ

を読み込んでランダム振動応答解析を実施し、配管の加速度、応力等のスペクトル、RMS値等を入力する。

(1) 入力データ

①FINASによる固有値解析結果データ

- ・固有振動数
- ・固有振動モード
- ・モーダルマス

②圧力変動特性入力データ

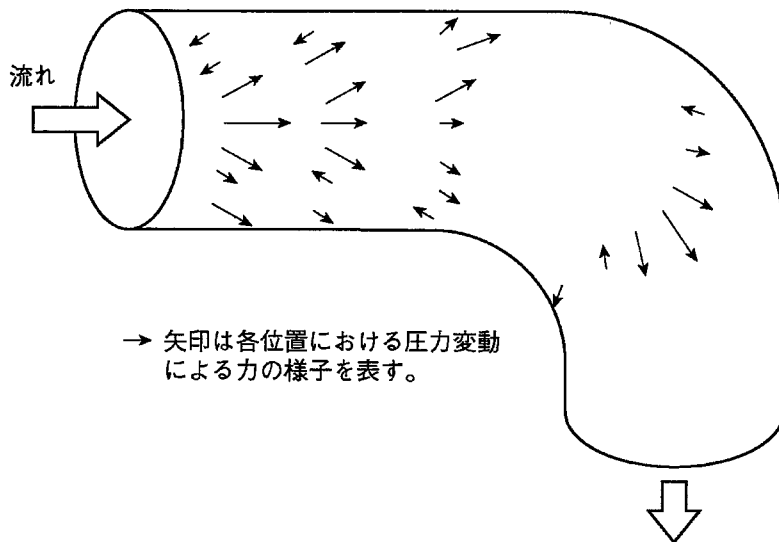
- ・圧力変動のスペクトル
- ・流れ直角方向相関長 λ_c (f)
- ・流れ方向相関長 λ_a (f)
- ・軸方向流速 U

③その他の入力データ

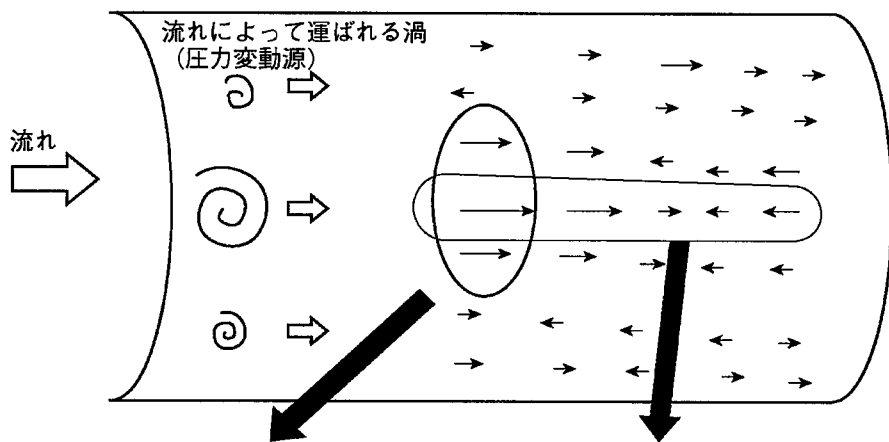
- ・考慮するモード次数
- ・モード減衰比

(2) 出力データ

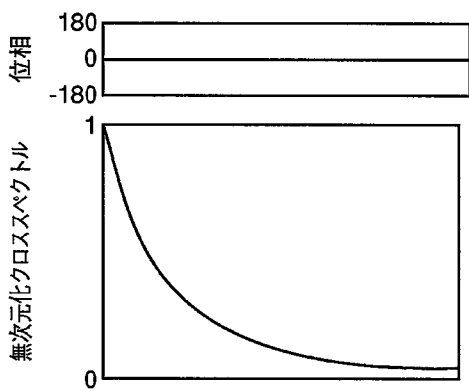
- ・配管の加速度、応力（スペクトル、RMS値）



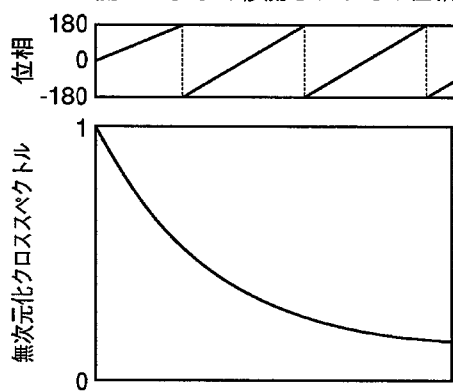
(1) 配管内圧力変動のイメージ



- ・距離が離れるほど相関が小さくなる
- ・同位相

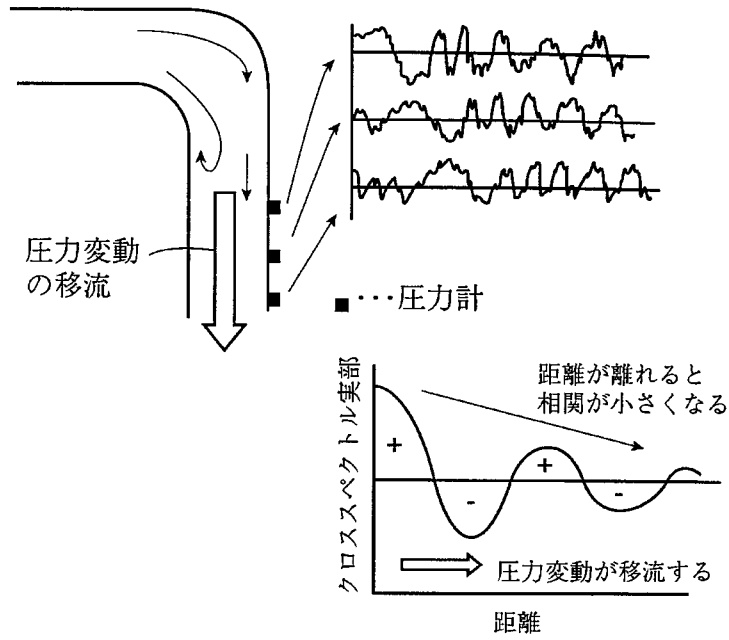


- ・距離が離れるほど相関が小さくなる
- ・流れによって移流されるため位相も変化する

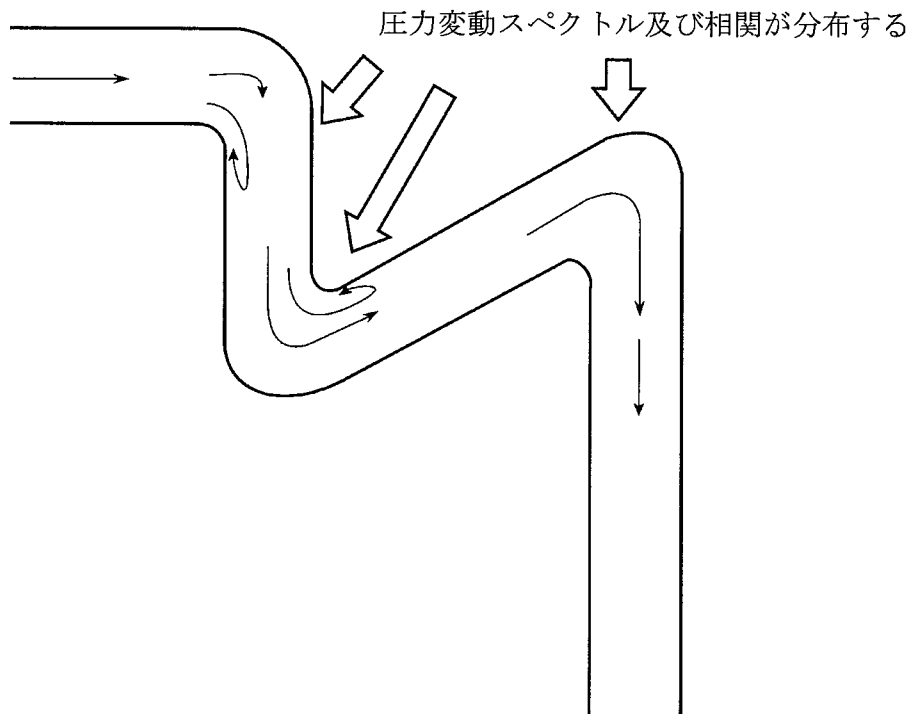


(2) 流れ方向と流れ直角方向の相関

付図1 配管内の圧力変動の概念(1/2)

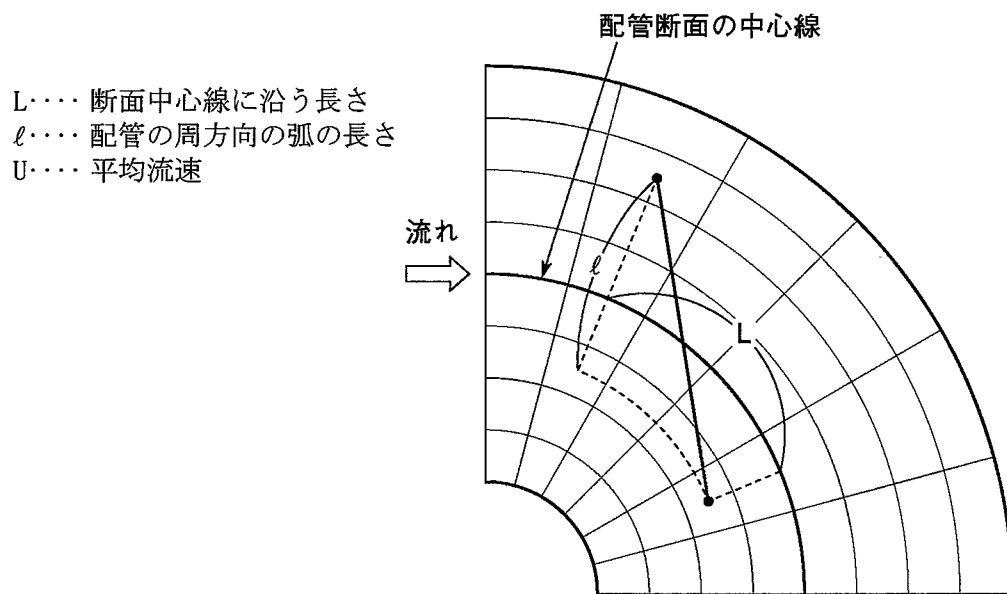


(1) 圧力変動の移流

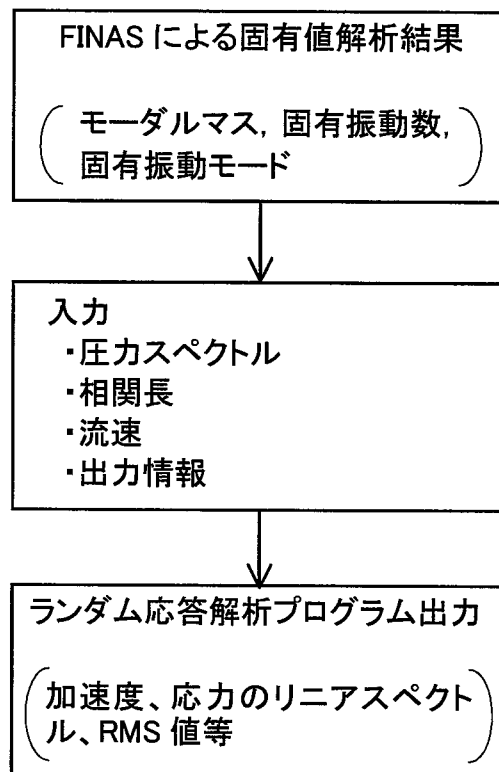


(2) エルボを含む配管の圧力変動及び相関の分布

付図2 配管内の圧力変動の概念(2/2)



付図3 2点間のクロススペクトルの求め方
(エルボ部の例)



付図4 解析フローチャート