



# ナトリウム冷却高速炉 1 次系ホットレグ 配管流力振動評価指針(案)

—解説—

Proposed Guideline of Flow-induced Vibration Evaluation for Hot-leg Piping of  
Primary Cooling System in Sodium-Cooled Fast Reactor  
—Supplemental Interpretation—

FBR 安全ユニット

FBR Safety Unit

次世代原子力システム研究開発部門

Advanced Nuclear System Research and Development Directorate

February 2012

Japan Atomic Energy Agency

日本原子力研究開発機構

JAEA-Research

本レポートは独立行政法人日本原子力研究開発機構が不定期に発行する成果報告書です。  
本レポートの入手並びに著作権利用に関するお問い合わせは、下記あてにお問い合わせ下さい。  
なお、本レポートの全文は日本原子力研究開発機構ホームページ (<http://www.jaea.go.jp>)  
より発信されています。

独立行政法人日本原子力研究開発機構 研究技術情報部 研究技術情報課  
〒319-1195 茨城県那珂郡東海村白方白根 2 番地 4  
電話 029-282-6387, Fax 029-282-5920, E-mail:ird-support@jaea.go.jp

This report is issued irregularly by Japan Atomic Energy Agency  
Inquiries about availability and/or copyright of this report should be addressed to  
Intellectual Resources Section, Intellectual Resources Department,  
Japan Atomic Energy Agency  
2-4 Shirakata Shirane, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-1195 Japan  
Tel +81-29-282-6387, Fax +81-29-282-5920, E-mail:ird-support@jaea.go.jp

© Japan Atomic Energy Agency, 2012

## ナトリウム冷却高速炉 1 次系ホットレグ配管流力振動評価指針（案）

－解説－

日本原子力研究開発機構  
次世代原子力システム研究開発部門  
FBR 安全ユニット

（2011 年 12 月 9 日受理）

日本原子力研究開発機構では、高速増殖炉サイクル実用化研究開発(FaCT)の一環として、ナトリウム冷却高速炉の概念検討を進めている。実用化のためのプラントシステム概念は、経済性向上のために1次主冷却系に2ループ方式を採用している。そのため、1次系ホットレグ配管の1ループあたりの冷却材の流量が増加しており、配管口径50Bの大口径配管に冷却材ナトリウムが平均流速9m/s で流れる設計となっている。また、熱応力緩和の観点で1次系ホットレグ配管の板厚は薄く設計されており、薄肉・大口径の配管となっている。

1 次系ホットレグ配管には、原子炉建屋のコンパクト化のためショートエルボを採用しており、エルボのはく離によって生じる流体の乱れはロングエルボに比べると厳しくなると予測される。その流体の乱れに起因して、1 次系ホットレグ配管では、流力振動が発生すると考えられる。設計者は、適切な設計を選択し、流力振動を抑制するとともに、流力振動による配管の健全性を評価し、確認することが必要である。

日本原子力研究開発機構では、FaCTにおいて高流速配管流力振動評価手法の開発を目的として、単一エルボを持つ配管の流動状況、流体の乱れに起因する加振力および流力振動応答を計測し、その成果により流力振動評価手法の整備、検証を進めてきた。これらの結果を反映して、単一エルボを持つ薄肉配管である1次系ホットレグ配管の流力振動評価方法を社内指針として整備していくため、日本原子力研究開発機構主催の熱流動研究専門委員会の下に外部の有識者を含む大口径配管流力振動指針化ワーキンググループを設置し、検討を進めてきた。そのワーキンググループの検討成果として、第1次案として「ナトリウム冷却高速炉1次系ホットレグ配管流力振動評価指針（案）」をまとめた。その指針（案）を作成するに当たっては、技術的な議論を重ねてきたことから、本解説はその指針の技術的な背景や理解をまとめたものである。

Proposed Guideline of Flow-induced Vibration Evaluation for Hot-leg Piping of Primary  
Cooling System in Sodium-Cooled Fast Reactor  
— Supplemental Interpretation —

FBR Safety Unit

Advanced Nuclear System Research and Development Directorate  
Japan Atomic Energy Agency  
Oarai-machi, Higashiibaraki-gun, Ibaraki-ken

(Received December 9, 2011)

Japan Atomic Energy Agency (JAEA) has been conducting conceptual study of an advanced sodium cooled fast reactor (named Japan sodium-cooled fast reactor: JSFR) under the framework of Fast reactor Cycle Technology development (FaCT) project. The JSFR design adopts a two-loop cooling system that enables the scale merit to be significantly enhanced, thereby leading to reduction in the capital cost of the plant. Since the two-loop cooling system increases the primary coolant flow rate per loop, a large-diameter piping system is designed with high coolant velocity (9m/s). To reduce thermal stress, the primary hot-leg piping with large diameter in JSFR is designed to be have thin wall.

JSFR adopts an L-shaped short elbow, the curvature radius of which is equivalent to the piping diameter, for the hot-leg piping system in order to compact the reactor building volume. The turbulence generated by flow separation in the short elbow is predicted to be more severe than that in the long elbow. Such a turbulent flow, may raise a flow-induced vibration issue. It is necessary for designers to select appropriate design and suppress the flow-induced vibration as well as to evaluate and confirm the integrity of piping against the flow-induced vibration.

JAEA has been developing a flow-induced vibration methodology applied to the JSFR piping under the FaCT project. As part of this development, flow pattern in the single-elbow pipe has been investigated with the measurements of fluid force induced by turbulent flow and of the flow-induced vibration response. The experimental results have been served to the development and vibration of the flow-induced vibration evaluation methodology. Based on these outcomes, JAEA has established a working group on a guideline of large-diameter piping flow-induced vibration evaluation under the JAEA's Thermal-Hydraulic Research Committee for creating the JAEA internal guideline. The first proposal of the guideline was summarized from the achievements of the working group activity. Since technical discussion has been made deeply in developing the guideline, this report summarizes technical background and understanding for the guideline.

Keywords: Sodium-Cooled Fast Reactor, Flow-Induced Vibration, Elbow, Flow Separation, Pressure Fluctuation

## 目次

免責条項.....	1
大口徑配管流力振動指針化ワーキンググループ.....	2
まえがき.....	3
1. 配管の流動および振動現象.....	4
1.1 曲がり管流れの既往研究.....	4
1.1.1 曲がり管内流れ.....	4
1.1.2 曲率半径の大きな曲がり円管流れ (Curved pipe) .....	4
1.1.3 曲率半径が小さい曲がり円管流れ (Bend および Elbow) .....	6
1.1.4 曲率半径が小さい曲がり矩形管流れ.....	7
1.1.5 曲がり管内流れに及ぼす入口条件の影響.....	8
1.1.6 曲がり管の圧力損失.....	9
1.1.7 ショートエルボ配管流れを対象とした研究.....	13
1.1.8 はく離を伴う非定常流動現象.....	18
1.2 配管の振動現象.....	44
1.2.1 配管の振動特性.....	44
1.2.2 管内流れによるランダム振動.....	52
1.2.3 管内流れによる配管の自励振動.....	66
1.2.4 ポンプとその他の構造からの圧力変動、機械振動と配管振動の共振.....	71
1.2.5 エルボ部の 2 次流れと旋回流の干渉による不安定振動.....	74
1.2.6 管外流れによる配管振動.....	78
2. ホットレグ配管設計評価の考え方.....	83
2.1 設計評価手順および考え方.....	83
2.2 入力データ設定の考え方.....	87
2.2.1 圧力変動パワースペクトル密度 (PSD) の設定.....	87
2.2.2 相関長の設定.....	98
2.2.3 減衰比の設定.....	106
2.2.4 振動特性の算出.....	110
2.2.5 ピーク値換算係数と応力集中係数の設定.....	112
2.3 振動解析手法の検証について.....	115
2.3.1 振動特性解析の検証.....	115
2.3.2 流力振動解析の検証.....	118
2.3.3 振動解析手法の検証結果のまとめ.....	118
2.4 設計評価法の持っている安全率について.....	122
3. 実機ホットレグ配管への適用性.....	127
3.1 実機外挿の考え方.....	127

3.1.1	水試験に基づく実機外挿の検討.....	127
3.1.2	実機 Re 数までの外挿.....	131
3.1.3	実機入口流況に対する考え方.....	143
3.1.4	実機出口流況に対する考え方.....	159
3.2	高 Re 数域での実績調査.....	160
3.3	実機ホットレグ配管における流動メカニズム.....	164
3.3.1	エルボ流れの特徴.....	164
3.3.2	実機ホットレグ配管内の流動構造.....	169
3.4	実機条件で懸念される事項.....	172
3.5	構造に対する留意点.....	173
3.5.1	配管の扁平度の流れの影響.....	173
3.5.2	ベルマウス形状.....	174
3.5.3	配管の製作性の影響.....	174
4.	今後の R&D 展開.....	175
4.1	ホットレグ配管に対する炉上部プレナム内流動の影響.....	175
4.2	コールドレグ配管流力振動評価手法の開発.....	175
	参考文献.....	176

## Contents

Exclusion Clause .....	1
Member List of Working Group on the Flow-Induced Vibration Evaluation Guideline for a Large-Diameter Piping .....	2
Preface .....	3
1. Flow and Vibration Phenomena for Pipe .....	4
1.1 Previous Study for Curved Pipe Flow.....	4
1.1.1 Flow of Curved Pipe .....	4
1.1.2 Flow of Curved Circular Pipe with Large Curvature Radius.....	4
1.1.3 Flow of Curved Circular Pipe with Small Curvature Radius (Bend and Elbow) .....	6
1.1.4 Flow of Curved Rectangular Pipe with Small Curvature Radius .....	7
1.1.5 Effect of Inlet Conditions on Curved Pipe Flow .....	8
1.1.6 Pressure Loss of Curved Pipe .....	9
1.1.7 Previous Study for Short-Elbow Pipe .....	13
1.1.8 Unsteady Flow Phenomena with Separation.....	18
1.2 Vibration Phenomena.....	44
1.2.1 Pipe Vibration Characteristics.....	44
1.2.2 Random Vibration by Pipe Flow.....	52
1.2.3 Self- Excited Oscillation of Pipe by Pipe Flow .....	66
1.2.4 Pressure Fluctuation from Pump and Other Structures, Resonance of Pipe Vibration and Mechanical Vibration.....	71
1.2.5 Unstable Vibrations by Interference between Swirl Flow Instability and Elbow Secondary Flow .....	74
1.2.6 Vibration by Pipe-Outside Flow.....	78
2 Basic Concept of Hot-Leg Pipe Design Evaluation.....	83
2.1 Design Evaluation Procedure and Concept.....	83
2.2 Input Data Set.....	87
2.2.1 Pressure Fluctuation Power Spectral Density (PSD) .....	87
2.2.2 Correlation Length .....	98
2.2.3 Damping Ratio .....	106
2.2.4 Vibration Characteristics.....	110
2.2.5 Peak Conversion Factor and Stress Concentration Factor .....	112
2.3 Validation of Vibration Analysis Method.....	115
2.3.1 Validation of Vibration Characteristic Analysis .....	115
2.3.2 Validation of Flow Vibration Analysis.....	118
2.3.3 Summary of Verification Results for Vibration Analysis.....	118
2.4 Safety Factor for Design Evaluation Method.....	122
3 Applicability to JSFR Hot-Leg Piping.....	127
3.1 Basic Extrapolation Logic to JSFR Hot-Leg Piping.....	127

3.1.1	Consideration on Extrapolation to JSFR Hot-Leg Piping Based on Water Flow Test.....	127
3.1.2	Extrapolation to Reynolds Number under the JSFR Condition.....	131
3.1.3	Approach to the Inlet Flow Regime under the JSFR Condition.....	143
3.1.4	Approach to the Outlet Flow Regime under the JSFR Condition.....	159
3.2	Survey on Use of Elbow Pipe on High Reynolds Number Range.....	160
3.3	Flow Mechanism in the Hot-Leg Piping under the JSFR Condition.....	164
3.3.1	Elbow Flow Characteristics.....	164
3.3.2	Flow Structure in JSFR Hot-leg Piping.....	169
3.4	Attention for Hot-Leg Piping in terms of Structure.....	172
3.5	Considerations on the Structure.....	173
3.5.1	Effect of the Flatness of pipe.....	173
3.5.2	Bell-mouse Shape.....	174
3.5.3	Effect of Pipe Fabrication.....	174
4.	Future R&D Programs.....	175
4.1	Effect of Reactor Upper Plenum Flow on Hot-Leg Piping.....	175
4.2	Development of Flow-Induced Vibration Evaluation Methodology for Cold-Leg Piping.....	175
	References.....	176

## 図表一覧

表 1.1.7-1	実機ホットレグ配管を対象として実施された縮尺水流動試験	21
表 1.1.7-2	商用 CFD コード (STAR-CD/Ver.4) による URANS 解析におけるショートエルボ流れの非定常解析に適用可能な解析オプション	22
図 1.1.1-1	曲がり管の分類	23
図 1.1.2-1	配管断面内の 2 次流れ流線	23
図 1.1.3-1	エルボ出口周辺での管断面内軸方向流速分布	24
図 1.1.3-2	時間平均軸方向流速の径方向分布 ( $Wa=8.7\text{m/s}$ , $Re=6\times 10^4$ )	24
図 1.1.3-3	時間平均流速と乱れエネルギー	25
図 1.1.3-4	乱れの無次元スペクトル	25
図 1.1.3-5	時間平均軸方向流速の径方向分布における数値解析結果との比較	26
図 1.1.4-1	実験装置の概略	27
図 1.1.4-2	ダクト断面内の軸方向流速分布と 2 次流れ	27
図 1.1.5-1	入口旋回流強さによるエルボ出口での管断面内流れの影響	27
図 1.1.5-2	解析対象	28
図 1.1.5-3	入口条件として与えたせん断速度分布	28
図 1.1.5-4	ダクト流れに及ぼす入口速度分布の影響	28
図 1.1.6-1	曲がり管を有する管路の圧力降下	29
図 1.1.6-2	圧力損失の模式図	29
図 1.1.6-3	$Rc/D=1$ の $90^\circ$ 曲がり管における全圧力損失係数の $Re$ 数依存性	30
図 1.1.6-4	エルボ下流側の各位置で計測される部分圧力損失係数 $\zeta$	30
図 1.1.6-5	1/3 縮尺試験体系に補正した全圧力損失係数の $Re$ 数依存性	31
図 1.1.7-1	ナトリウム冷却高速炉 (JSFR)	32
図 1.1.7-2	JSFR のホットレグ配管の一次冷却系	32
図 1.1.7-3	JSFR ホットレグ配管を対象とした 1/3 縮尺水流動試験ループの概要	33
図 1.1.7-4	ショートエルボとロングエルボ内で形成されるはく離域	34
図 1.1.7-5	ショートエルボとロングエルボにおける腹側水平断面流況 ( $y/D=0.08$ , 瞬時流速分布)	34
図 1.1.7-6	ショートエルボおよびロングエルボの腹側での圧力変動特性	35
図 1.1.7-7	境界層の上下方向の振動	35
図 1.1.7-8	境界層の左右方向の振動	35
図 1.1.7-9	管軸方向流速変動のパワースペクトル	36
図 1.1.7-10	管軸方向流速変動のパワースペクトル	36
図 1.1.7-11	時間平均速度ベクトル図	36
図 1.1.7-12	エルボ出口部における無次元圧力変動 PSD 分布	37
図 1.1.7-13	URANS 解析におけるメッシュ配置図	37
図 1.1.7-14	メッシュの影響 (1/3 縮尺試験解析)	37
図 1.1.7-15	時間平均軸方向流速分布	37

図 1.1.7- 16	1/3 水流動試験体系における高 $Re$ 数条件下での URANS 解析による時間平均軸方向流速分布の比較 .....	38
図 1.1.7- 17	高 $Re$ 数条件下での非定常流動構造と圧力変動発生メカニズム .....	38
図 1.1.7- 18	解析領域 .....	39
図 1.1.7- 19	エルボ終端から $0.177D$ 下流の流速分布における入口条件の影響 .....	39
図 1.1.7- 20	エルボ終端部における圧力変動スペクトル .....	40
図 1.1.7- 21	1/3 縮尺水流動試験解析におけるメッシュ配置図 .....	40
図 1.1.7- 22	エルボ出口から $0.18D$ 下流における軸方向流速の径方向分布 .....	41
図 1.1.7- 23	$Re=3.7 \times 10^6$ での瞬時の鉛直断面速度ベクトル分布および大規模渦構造 .....	41
図 1.1.8- 1	円柱の抗力係数 .....	42
図 1.1.8- 2	円柱の背圧係数 .....	42
図 1.1.8- 3	円柱のストローハル数 .....	43
図 1.1.8- 4	円柱の変動揚力係数 .....	43
表 1.2.1- 1	シェル振動モード及び固有振動数の係数 .....	46
図 1.2.1- 1	単純はりの固有振動モード .....	47
図 1.2.1- 2	L 字型配管の固有振動数及び固有振動モード .....	48
図 1.2.1- 3	単純支持された配管のシェル振動モード .....	49
図 1.2.1- 4	流力振動の分類 .....	51
図 1.2.2- 1	配管内の圧力変動の概念 .....	58
図 1.2.2- 2	平行流を受ける構造物表面の一般的な無次元圧力変動 PSD .....	59
図 1.2.2- 3	平行流を受ける構造物表面の低振動数の無次元圧力変動 PSD .....	59
図 1.2.2- 4	流れを受ける構造物表面の圧力変動の一般的なコヒーレンス .....	60
図 1.2.2- 5	渦の下流側への移動と圧力変動の時間遅れの関係 .....	61
図 1.2.2- 6	軸方向相関長と圧力変動のコヒーレンスの関係 .....	62
図 1.2.2- 7	圧力変動の軸方向相関長のコヒーレンス実部の関係 .....	63
図 1.2.2- 8	圧力変動の軸方向相関長とコヒーレンス実部の面積の関係 .....	63
図 1.2.2- 9	圧力変動の周方向相関とシェル振動の関係 .....	64
図 1.2.2- 10	理論的に配管振動が最大となる無次元周方向相関長 .....	65
図 1.2.2- 11	理論的に配管振動が最大となる無次元軸方向相関長 .....	65
表 1.2.3- 1	管の支持条件・形状と初めに出現する不安定現象 .....	68
図 1.2.3- 1	弾性送水管系運動方程式導出のための座標系 .....	68
図 1.2.3- 2	ホットレグ配管の支持条件 .....	69
図 1.2.3- 3	流速を変化させたときの送水管の特性方程式の根軌跡 .....	69
図 1.2.3- 4	$\beta$ (流体質量/(流体質量+構造質量))を変化させたときの臨界流速 $u_c$ .....	70
図 1.2.3- 5	スプリンクラーの回転に関する思考実験 .....	70
図 1.2.3- 6	配管のシェル振動モードの根軌跡 .....	70
図 1.2.4- 1	圧力脈動による配管振動実験の管路系 .....	72
図 1.2.4- 2	ポンプによる圧力脈動のスペクトル .....	72
図 1.2.4- 3	管路全長の変更による定在波の変化 .....	72
図 1.2.4- 4	ポンプの運転状態の変化に伴う管路系固有値の変化 .....	73

図 1.2.5- 1	エルボ部での 2 次流れ.....	75
図 1.2.5- 2	配管振動が発生した膨張タービン配管系.....	75
図 1.2.5- 3	エルボ内流況.....	76
図 1.2.5- 4	流出角度係数と配管振動.....	76
図 1.2.5- 5	旋回速度割合を変化させたときの流力振動実験結果(加速度 RMS 値).....	77
図 1.2.6- 1	横流れを受ける円柱の振動形態.....	80
図 1.2.6- 2	横流れによる円柱の同期振動回避・抑制条件.....	81
図 1.2.6- 3	交互渦による揚力方向のロックイン領域.....	81
図 1.2.6- 4	抗力方向同期振動の換算減衰依存性.....	82
図 1.2.6- 5	変動流体力の規格化パワースペクトル密度の比較.....	82
図 2.1- 1	流力振動評価フロー.....	85
図 2.1- 2	設計評価手順.....	86
図 2.2.1- 1	縮尺模型を用いた流動試験における圧力変動計測点.....	91
図 2.2.1- 2	圧力変動計測データの平均化処理.....	92
図 2.2.1- 3	縮尺模型を用いた流動試験の圧力変動 PSD 計測結果 (整流条件、常温、流速： 9.2m/s).....	93
図 2.2.1- 4	圧力変動特性データの領域分けの考え方.....	94
図 2.2.1- 5	圧力変動 PSD の領域分け.....	94
図 2.2.1- 6	各領域の圧力変動 PSD の個別条件最大包絡曲線と全実験条件に対する包絡線.....	95
図 2.2.1- 7	領域の圧力変動 PSD の個別条件平均曲線と全実験条件に対する包絡線.....	96
図 2.2.1- 8	ホットレグ配管振動解析用の圧力変動 PSD (最大包絡曲線を用いる方法).....	97
図 2.2.1- 9	ホットレグ配管振動解析用の圧力変動 PSD (平均曲線を用いる方法).....	97
図 2.2.2- 1	圧力変動のコヒーレンス分析例(整流条件、常温、流速：9.2m/s).....	100
図 2.2.2- 2	縮尺模型を用いた流動実験の軸方向相関長(整流条件、常温、流速：9.2m/s).....	101
図 2.2.2- 3	縮尺模型を用いた流動実験の周方向相関長(整流条件、常温、流速：9.2m/s).....	102
図 2.2.2- 4	ホットレグ配管振動解析用の無次元軸方向相関長.....	103
図 2.2.2- 5	ホットレグ配管振動解析用の無次元周方向相関長.....	104
表 2.2.2- 1	ホットレグ配管振動解析用の圧力変動特性 (圧力変動 PSD、相関長).....	105
表 2.2.3- 1	縮尺模型を用いた打診試験で求めた固有振動数と減衰比.....	107
図 2.2.3- 1	縮尺模型の振動モード (水中、打診試験結果).....	108
図 2.2.3- 2	PWR の 1 次冷却材管.....	109
図 2.2.4- 1	ホットレグ配管の解析モデルの例.....	111
図 2.2.4- 2	縮尺模型を用いて流動実験で計測した配管振動応力.....	111
表 2.2.5- 1	ピーク値 $a=C_0 y_{rms}$ となる確率.....	113
図 2.2.5- 1	$y=a$ から $y=a+da$ のバンド内にあるピークの同定.....	113
図 2.2.5- 2	ピーク値のレーリー分布.....	113
図 2.2.5- 3	確率分布.....	114
表 2.3.1- 1	縮尺模型 (振動試験体) と振動解析の固有振動数の比較.....	116
図 2.3.1- 1	縮尺模型 (振動試験体) の振動解析モデル.....	116
図 2.3.1- 2	縮尺模型 (振動試験体) と振動解析の固有振動数及び固有振動モード.....	117

図 2.3.2- 1	流力振動解析で使用する圧力変動 PSD .....	119
図 2.3.2- 2	流力振動解析で使用する周方向相関長 .....	119
図 2.3.2- 3	流力振動解析で使用する軸方向相関長 .....	119
図 2.3.2- 4	振動試験体の応力の実験結果と解析結果の比較 .....	120
表 2.3.2- 1	振動試験体の応力の実験結果と解析結果の比較 .....	121
表 2.4- 1	無次元圧力変動係数 .....	123
表 2.4- 2	実験結果と解析結果の応力 RMS 値 (#1BP 開孔率 18%条件) .....	124
図 2.4- 1	縮尺模型 (振動試験体) の流力振動解析結果 (応力の周波数スペクトル) .....	125
図 2.4- 2	各領域の圧力変動 PSD の配管振動応力への寄与率 .....	126
表 3.1.2- 1	円柱でののはく離現象 .....	135
表 3.1.2- 2	エルボでののはく離現象 .....	137
図 3.1.2- 1	エルボの全損失係数に関するレイノルズ数依存性 .....	139
図 3.1.2- 2	無次元圧力変動係数のレイノルズ数依存性 .....	141
図 3.1.2- 3	無次元圧力変動 PSD .....	142
表 3.1.3- 1	旋回流条件下の流況観察結果 はく離域寸法 .....	146
表 3.1.3- 2	計装取付板とバッフル板間の径方向流出量の比較 .....	147
表 3.1.3- 3	偏流条件下の流況観察結果 はく離域寸法 .....	148
図 3.1.3- 1	0°-180°R-Z 断面プレナム全体流速ベクトル図 .....	149
図 3.1.3- 2	ホットレグ吸込み部上流 100mm での水平断面内流速ベクトル図 .....	150
図 3.1.3- 3	ホットレグ吸込み部上流 10mm での水平断面内流速ベクトル図 .....	150
図 3.1.3- 4	渦度分布プロット図 -Z 方向視点(bottom view).....	151
図 3.1.3- 5	旋回流発生装置 .....	152
図 3.1.3- 6	旋回流条件下での流況観察結果 .....	152
図 3.1.3- 7	旋回流条件下での LDV 計測結果 .....	153
図 3.1.3- 8	旋回流条件下での代表部位での圧力変動 PSD (振動評価用に整理されたデータ) .....	154
図 3.1.3- 9	偏流発生機構 .....	155
図 3.1.3- 10	偏流条件計測結果 (断面 B 0°-180° 測線) .....	155
図 3.1.3- 11	偏流条件下の流況観察結果 (#1BP 開孔率 18%) .....	156
図 3.1.3- 12	偏流条件下での LDV 計測結果 .....	157
図 3.1.3- 13	偏流条件下での代表部位での圧力変動 PSD (振動評価用に整理されたデータ) .....	158
表 3.2- 1	水圧鉄管内の流速と概算 $Re$ 数の代表例 .....	161
図 3.2- 1	水圧鉄管路の例 .....	162
図 3.2- 2	水車回転数と水圧鉄管の固有振動数算定値の比較 .....	162
図 3.2- 3	共振が生じる可能性のある水圧鉄管の形状比 .....	163
図 3.3.1- 1	ショートエルボ管流れの特徴 .....	167
図 3.3.1- 2	エルボ管内における流れのはく離 .....	167
図 3.3.1- 3	はく離モデル .....	168

ナトリウム冷却高速炉 1 次系ホットレグ配管流力振動評価指針（案）

解説

**免責条項**

この指針は、ナトリウム冷却高速炉の 1 次系ホットレグ配管で発生する可能性のある流力振動現象を対象として、流力振動の評価で必要とされる事柄を記載したもので、外部の有識者を含む「大口径配管流力振動指針化 WG」の研究成果とWGメンバの知識と経験に基づくものである。この指針の目的は、ナトリウム冷却高速炉の円滑な設計・製作に資するため、流力振動評価法に関する基本的な考え方を示すことにある。WGは、この指針に記載されている内容の正確さと信頼性を保証するため、最大限の努力と注意を払っており、ここに含まれる内容について説明責任を持つ。しかしながら、この指針の使用に関連して、本WGが異議申立てや保証を行うものではない。それゆえ、本WGメンバ所属機関以外が、この指針の適用によって生ずる損失やこの指針と矛盾する法規の違反に対し、本WGおよびWGメンバ所属機関は一切の責任を負わない。

## 大口徑配管流力振動指針化ワーキンググループ

主査：中村 友道（大阪産業大学）  
委員：山口 彰（大阪大学）  
委員：西原 崇（電力中央研究所）

実施側メンバ：徐 陽（三菱 FBR システムズ（株））  
実施側メンバ：佐郷 ひろみ（三菱重工業（株））  
実施側メンバ：廣田 和生（三菱重工業（株））

解説担当者：村上 貴裕（電力中央研究所）  
解説担当者：江原 真司（東北大学）  
解説担当者：岩本 幸治（愛媛大学）

（独）日本原子力研究開発機構 担当者  
堺 公明（プラント安全評価 Gr）  
大島 宏之（冷却材挙動解析 Gr）  
田中 正暁（冷却材挙動解析 Gr）  
山野 秀将（プラント安全評価 Gr）（事務局）  
小野 綾子（冷却材挙動解析 Gr）  
金子 哲也（炉システム開発計画室）

## まえがき

現在設計を進めている次世代型ナトリウム冷却高速炉（JSFR）では、経済性の観点より1次主冷却系に2ループ方式を採用している。これに伴い、1次系ホットレグ（HL：Hot Leg）配管の冷却材の流量が増加し、配管口径50B（外径1.27m）の大口径配管に冷却材ナトリウムが平均流速9m/sで流れる設計となっており、レイノルズ数(Re数)は従来データ<sup>1)</sup>の実績範囲 $Re=10^5\sim 10^6$ を大きく越えた $Re=4\times 10^7$ となっている。加えて、熱応力緩和の観点で1次系HL配管の板厚は薄く設計されており、1次系ホットレグ配管は薄肉かつ大口径の配管となっている。

また、1次系ホットレグ配管は、建家のコンパクト化のためにショートエルボ（配管径が曲率半径に等しい）を採用しており、エルボのはく離で生じる流体の乱れに起因する加振力は従来プラントで多用されるロングエルボに比べると厳しくなると予測される。更に、薄肉、大口径で単一のショートエルボを有する1次系ホットレグ配管では、流体の乱れに起因してビーム振動だけでなくシェル振動をも含む流力振動が発生する。設計者は、適切な設計を選択し、流力振動を抑制するとともに、流力振動による配管の健全性を評価、確認することが必要である。

流力振動評価に関する指針としては、米国機械学会の指針<sup>2)</sup>などがあるが、ショートエルボに対する薄肉配管の流力振動を視野に入れた技術基準は、国際的に整備されていないのが現状である。

一方、日本原子力研究開発機構では、高速増殖炉サイクル実用化研究開発（FaCT）において、単一ショートエルボを有する薄肉配管の流動状況、流れの乱れに起因する加振力及び流力振動応答を計測し、その成果により流力振動評価手法の整備、検証を進めてきた<sup>3)</sup>。これらの結果を反映して、1次系ホットレグ配管の流力振動評価方法を社内指針として整備していくことは、設計者にとって重要かつ有用なことであり、日本原子力研究開発機構は、熱流動研究専門委員会の下に外部の有識者を含む大口径配管流力振動指針化ワーキンググループ（WG）を設置し、指針策定の検討を進めてきた。そのワーキンググループの検討成果として、指針「本文」（案）および「付属書（規定）」（案）をまとめた<sup>4)</sup>（以下では、指針「本文」（案）および「付属書（規定）」（案）をあわせて「本指針（案）」という）。本指針（案）は第1次案であり、今後予定されている炉上部プレナム流動（乱れなど）を考慮した総合試験等の知見は適宜反映していくものである。

本指針（案）では、利用される方の便宜を図るため、「解説」を設けることとした。本報告書は、指針（案）「解説」であり、本指針（案）を作成するにあたって議論になったものをまとめたものであり、本文の理解に参考となる技術的な背景を記載したものである。本報告書の構成は、基本的な事項として、まず第1章に配管の流動および振動現象について述べる。第2章ではホットレグ配管設計評価の考え方を整理し、第3章には実機ホットレグ配管への適用性について記述する。

## 1. 配管の流動および振動現象

### 1.1 曲がり管流れの既往研究

本節では、曲がり管内流れに対する既往研究を概説すると共に、曲がり管内流れの基本特性について述べる。さらに、実機ホットレグ配管で採用されるショートエルボ配管を対象とする実験研究および解析研究について概説する。

#### 1.1.1 曲がり管内流れ

曲がり管内流れに関しては、工業プラントにおける流体輸送や空調設備の設計及び最適化を目的として、曲がり管の圧力損失や管内で発生する 2 次流れに関する研究が多くなされている。解説書としては、伊藤<sup>1.1.1-1), 1.1.1-2)</sup>、Berger ら<sup>1.1.1-3)</sup>、多田ら<sup>1.1.1-4)</sup>、杉山<sup>1.1.1-5)</sup>があり、日本機械学会の技術書<sup>1.1.1-6)</sup>としてもまとめられている。

曲がり管には、熱交換器や蒸気発生器等で用いられる旋管のように管径に対して曲率半径が大きいものと、輸送配管等において流れの方向を変えるために用いられる曲率半径が小さいものに大別できる<sup>1.1.1-1)</sup>。日本工業規格 (JIS B 0151 : 鉄鋼製管継手用語)<sup>1.1.1-7)</sup>では、互いにある角度をなす二つの管の接続に用いる管継手のうち、図 1.1.1- 1(a)に示す管径に対して曲率半径が比較的小さい管継手をエルボ (elbow)、図 1.1.1- 1(b)に示す管径に対して曲率半径が比較的大きい管継手をベンド (bend) と分類している。また、配管用鋼製突合せ溶接式管継手に対する日本工業規格 (JIS B 2312 : 配管用鋼製突合せ溶接式管継手)<sup>1.1.1-8)</sup>では、曲率半径 (中心から端面までの距離) と管径の組み合わせによってロングエルボおよびショートエルボの区別が示されている。同規格の付表 5<sup>1.1.1-8)</sup>によれば、管径  $D$  に対する曲がり管中心軸の曲率半径  $Rc$  の比、すなわち曲率半径比  $Rc/D$  を配管の曲がり度合いを示す指標として、概ね 1 となる場合をショートエルボ (Short-elbow)、概ね 1.5 あるいは 2 となる場合をロングエルボ (Long-elbow) としている。本解説 (指針本文も同様) においてもこれを参考に  $Rc/D$  が概ね 1 およびそれ以下となる場合をショートエルボ、概ね 2 までをロングエルボ、 $Rc/D > 2.0$  をベンドとして区別する。また、ベンドのうち、管内径に対して曲率半径が極めて長い曲がり管については単に曲がり管 (Curved pipe) と呼ぶ。

#### 1.1.2 曲率半径の大きな曲がり円管流れ (Curved pipe)

本項では、曲率半径の大きな円形断面を有する曲がり管を対象とした実験研究および解析研究についてそれぞれ概説する。曲がり管に対する研究の歴史は古く、Berger ら<sup>1.1.2-1)</sup>によれば曲がり管での本格的な実験は 20 世紀初頭からであるが、それ以前にも曲がり部を通過する流れを対象とする研究がされていた。以下に定義されるディーン数  $De$  が小さい層流条件下での曲がり管内流れに対して、20 世紀前半では解析研究が主に行われており、20 世紀後半からは実験研究が多く報告されている。

$$De = \left( \frac{DW_0}{\nu} \right) \sqrt{\frac{a}{Rc}} = Re \sqrt{\frac{D}{2Rc}} \quad (1.1.2-1)$$

ここで、 $D$  は管内径 (m)、 $W_0$  は管断面平均流速 (m/s)、 $\nu$  は動粘性係数 (m<sup>2</sup>/s)、 $a$  は管内半径 (m)、 $Rc$  は曲率半径 (m)、 $Re$  はレイノルズ数である。

### (1) 実験研究

Rowe<sup>1.1.2-2)</sup>は空気を作動流体として断面平均流速を代表流速とした  $Re=2.36 \times 10^5$  における  $RdD=12$  (=42 in./3.5 in.) の 180° 曲がり管および曲がり管下流の直管においてピトー管を用いて圧力分布を計測し、2次流れの形成および減衰過程について調べた。

Austin ら<sup>1.1.2-3)</sup>はら旋管の曲率半径  $Rc$  と管内径  $D$  の比が  $(2Rc)/D$  (=6.94, 9.06, 14.4, 24.1) となる 360° 曲がり管に対して、ディーン数が  $De=198 \sim 948$  となる層流条件でホットフィルムにより管内軸方向流速分布を計測し、流れ場が発達するまでの曲がり管入口からの角度  $\theta_D$  を示した。

$$\theta_D = 49 \left\{ \frac{De}{(2Rc/D)} \right\}^{1/3} \quad (1.1.2-2)$$

Agrawal ら<sup>1.1.2-4)</sup>はパイレックスガラス製のテスト部と屈折率を一致させるためグリセリンと水との混合液を作動流体として、180° 曲がり管を対象に曲率半径比  $RdD=10$  でディーン数が  $De=139, 200, 251, 565$  となる条件および曲率半径比  $RdD=3.5$  でディーン数が  $De=183, 278, 372$  となる条件で、レーザドップラ流速計 (LDV) を用いて管内軸方向流速分布を管断面内で詳細に調べ、曲がり管内での軸方向流れの発達過程について調べた。また、曲率半径比  $RdD=3.5$  でディーン数が  $De=138, 205, 679$  となる条件で、曲がり管内の2次流れの発達過程を調べた。

Azzola ら<sup>1.1.2-5)</sup>は、LDV を用いて  $Re=5.74 \times 10^4, 1.1 \times 10^5$  の条件で  $RdD=3.375$  の 180° 曲がり管内の軸方向流速分布を詳細に調べた。また、Anwer ら<sup>1.1.2-6)</sup>は  $RdD=6.5$  の 180° 曲がり管を対象に  $Re=5 \times 10^4$  において熱線流速計で速度場を計測した。青山ら<sup>1.1.2-7)</sup>は  $Rc/D=8, 13, 30$  の 360° 曲がり管を対象に  $Re=2 \times 10^4$  において熱線流速計を用いて速度場を計測し、時間平均流速と乱れの特性量について調べた。

### (2) 解析研究

Dean ら<sup>1.1.2-8) 1.1.2-10)</sup>は図 1.1.2-1 に示す曲がり管断面に生じる2次流れ (ディーン渦) の存在を解析的に求めた。Austin ら<sup>1.1.2-11)</sup>は曲率半径比  $RdD=2.5 \sim 50$  の曲がり管について  $Re=10 \sim 4000$  の範囲で定常 Navier-Stokes 方程式を有限差分法により計算し、 $De=1$  ( $Rda=100$ ) の場合には図 1.1.2-1 に示したようにディーン渦中心は内外壁との中間に位置するが、 $De$  約 400 のとき管断面内での軸方向流速分布の変化 ( $De=10$  をしきい値として外壁側に高流速領域が形成される) に伴ってディーン渦中心が内壁側に偏ることを示した。Patankar ら<sup>1.1.2-12)</sup>は、曲率半径比および  $De$  数をパラメータとして定常 Navier-Stokes 方程式を有限差分法により計算し、 $De=198, 280, 372$  ( $2RdD=29.1$ ) での既往試験結果と比較してよい一致を示した。さらに、Patankar ら<sup>1.1.2-13)</sup>は  $Re=2.36 \times 10^5$  ( $RdD=12$ ) の Rowe の実験<sup>1.1.2-2)</sup>を対象に  $k-\varepsilon$  2 方程式モデルを用いた

解析を行い、実験結果と比較しているが十分な再現性は得られていない。須藤ら<sup>1.1.2-14)</sup>は  $Rc/D=5$ 、 $15$  の  $360^\circ$  曲がり管を対象に  $Re=10^4$  から  $5.5 \times 10^4$  で LDV による曲がり管内流動場の測定結果と、レイノルズ応力モデル (RSM) を適用した数値解析結果との比較から、 $k-\epsilon$  方程式モデルおよび応力代数モデルに対する RSM の優位性を示した。青山ら<sup>1.1.2-15)</sup>は代数応力モデルと  $k-\epsilon$  方程式モデルを併用して  $Rc/D=8$ 、 $13$ 、 $30$  の  $360^\circ$  曲がり管を対象に  $Re=2 \times 10^4$  から  $1.35 \times 10^5$  の数値解析を行い、青山ら<sup>1.1.2-7)</sup>による測定結果を含め既往実験との比較からその有用性を確認した。Boersma & Nieuwstadt<sup>1.1.2-16)</sup>は、標準的なスマゴリンスキーモデルを用いたラージ・エディ・シミュレーション (LES) を  $Re=3.7 \times 10^4$  での  $Rc/D=10$ 、 $50$  の  $360^\circ$  曲がり管内流れに適用しているが、高  $Re$  数領域での曲率半径比の小さな体系への適用には至っていない。

### 1.1.3 曲率半径が小さい曲がり円管流れ (Bend および Elbow)

曲率半径が小さい曲がり管に対する研究は、前述の曲率半径の大きな場合に比べて少ない。以下では、曲率半径が小さい曲がり円管を対象とした実験研究および解析研究についてそれぞれ概説する。

#### (1) 実験研究

Enayat ら<sup>1.1.3-1)</sup>は、 $Re=500$ 、 $1,093$ 、 $43,000$  の層流から乱流までの条件で  $Rc/D=2.8$  のベンド内における軸方向流速の断面内空間分布を詳細に調べた (図 1.1.3-1 参照)。Bovendeerd ら<sup>1.1.3-2)</sup>は LDV を用いて  $Re=700$  の層流条件下で  $Rc/D=3$  のベンド内の軸方向流速分布を計測した。Mattingly & Yeh ら<sup>1.1.3-3)</sup>は、エルボ下流に流量計を設置する際の 2 次流れの減衰特性を調べることを目的とし、LDV を用いて  $Re=10^5$  での  $Rc/D=1.5$  のシングルエルボおよびダブルエルボ内の流速場を調べた。シングルエルボで発生する 2 次流れが十分減衰するまでには非常に長い距離 (内径の数十倍) を必要とすることを示した。また、ダブルエルボの出口で発生する旋回流 (シングルエルボでの 2 次流れとはことなり管断面内に広がる単一の渦) の場合、さらに長い距離が必要であることを示した。須藤ら<sup>1.1.3-4)</sup>は、 $Rc/D=2.0$  の  $90^\circ$  曲がり管を用いて、 $Re=6 \times 10^4$  の条件で熱線流速計によりエルボ (須藤らの文献では「ベンド」と呼ぶ) 上流から下流にかけて詳細に速度を計測し、乱流量の空間特性について詳細に調べた。図 1.1.3-2 に管断面内における径方向の軸方向流速分布を示す。また、主流の偏り、2 次流れ強さおよび乱れのエネルギーの主流方向への減衰過程について調べ、エルボ出口から  $10D$  下流であっても、エルボの影響が残ることを明らかにした。

河村ら<sup>1.1.3-5)1.1.3-6)</sup>は LDV を用い  $Re=5 \times 10^4$ 、 $5 \times 10^5$ 、 $1 \times 10^6$  における曲率半径比 ( $Rc/D$ ) が  $0.55$ 、 $1$ 、 $2$  でのエルボ内軸方向流速分布を調べた。図 1.1.3-3 (a) および (b) にそれぞれに  $Rc/D=1$  および  $2$  (図中ではそれぞれ  $Rc/a=2$  および  $4$ 、 $a$  は管内半径) のエルボにおける  $Re=5 \times 10^5$  での時間平均軸方向流速と乱れの径方向分布を流れ方向の位置で示す。 $Rc/D=0.55$ 、 $1$  の場合ではエルボ内で流体のはく離が発生し、 $Rc/D=2$  の場合でははく離が発生しないことを指摘している。また、図 1.1.3-4 に  $Rc/a=Rc/(D/2)=1.1$ 、 $2$ 、 $4$  における変動速度の周波数特性について示す。図の縦軸は以下で定義される。

$$\Phi\left(\frac{fd}{U_m}\right) = \frac{Su(f) U_m}{u'^2 D} \quad (1.1.3-1)$$

ここで、 $u'$ は速度変動強度 (m/s)、 $U_m$ は入口断面平均流速 (m/s)、 $f$ は周波数 (1/s) であり、 $Su(f)$ は変動速度のパワースペクトル (m<sup>2</sup>/s) である。軸方向流速変動において  $Re$  数および曲率半径比に依存せず  $St$ =約 0.5 の周期的な乱れ成分が含まれることを示した。結城ら<sup>1.1.3-7)</sup>は  $Re=1.4 \times 10^4$  および  $4.84 \times 10^4$  での曲率半径比 ( $Rc/D$ ) が 1.0、1.5、2.0 におけるエルゴ内軸方向流速分布と断面内 2 次流れの非定常流動特性について調べ、 $Rc/D=1.5$  および 2.0 のロングエルゴの場合と比較して  $Rc/D=1.0$  のショートエルゴでは流動場が大きく異なることを指摘した。

## (2) 解析研究

杉山ら<sup>1.1.3-8)</sup>は境界適合座標系で記述された代数応力モデル (ASM) を適用して、須藤らによって行われた  $Rc/D=2$  の 180° 曲がり管の実験結果<sup>1.1.3-9)</sup>と比較し、曲がり管内の流動場を良好に予測できることを示した。さらに、杉山ら<sup>1.1.3-10)</sup>は須藤ら<sup>1.1.3-4)</sup>の試験条件 ( $Re=6 \times 10^4$ ,  $Rc/D=2$ ) を対象に代数応力モデルを用いて 90°曲がり管内乱流場について調べた。図 1.1.3-5 に杉山らの解析結果と須藤らの実験結果の比較を示す。Homicz<sup>1.1.3-11)</sup>は、商用 CFD コード (FLUENT) の RNG  $k-\varepsilon 2$  方程式モデルを用いて曲率半径比  $Rc/D$ =約 1.4 の  $Re=5.4 \times 10^5$  のエルゴ内流れを解析した。Hambric ら<sup>1.1.3-12)</sup>は、CFD コードの  $k-\omega$ -SST モデルを用いて  $Re=2 \times 10^6$  および  $2 \times 10^7$  での曲率半径比が  $Rc/D=1.5$  のエルゴ管流れとエルゴ配管との機械的な連成解析を実施した。

## 1.1.4 曲率半径が小さい曲がり矩形管流れ

### (1) 実験研究

Dean ら<sup>1.1.4-1)</sup>は 1928 年から 1976 年までの既往実験をまとめ、屈曲部通過時の表面摩擦損失についてダクト高さを代表長さとする  $Re$  数との関係でまとめている。Shiragami ら<sup>1.1.4-2) 1.1.4-3) 1.1.4-4)</sup>は  $Rc/D=1.0$  から 4.0 の正方形断面を有するベントにおいて  $Re=4,000$  から 20,000 までに対して実験を行い、ベント部での離れの発生状況を詳細に調べた。Taylor ら<sup>1.1.4-5)</sup>は LDV により、 $Rc/D=2.3$  での  $Re=790$  と 40,000 でのベンド内の流速分布を詳細に調べ、断面内の 2 次流れについて調べた。須藤ら<sup>1.1.4-6) 1.1.4-7)</sup>は、 $Rc/D=2.0$  のベンドについて、熱線流速計を用いて速度分布を計測する<sup>1.1.4-6)</sup>と共に、乱れ強さなどの乱流量分布について調べた<sup>1.1.4-7)</sup>。図 1.1.4-1 に須藤らの実験装置の概略を示し、図 1.1.4-2(a)および(b)にそれぞれ曲がり管出口および 1D 下流での断面平均流速で規格化した軸方向流速の断面内分布 (上段) と断面内の 2 次流れの様子 (下段) を示す。Belaidi ら<sup>1.1.4-8)</sup>は、 $Re=42,000$  から 56,000 までの  $Rc/D=1.5, 2.5, 3.5$  の矩形ベンド内流れの不安定性について調べ、2 次流れが衝突するベンド内側において低周波の速度変動が発生することを示し、流れの不安定性は  $Re$  数と曲率半径に依存することを示している。

### (2) 解析研究

杉山ら<sup>1.1.4-9) 1.1.4-10)</sup>は、境界適合座標系での代数応力モデルを用いて 90° 曲がり管内流れを解

析し、須藤ら<sup>1.1.4-6)</sup>の実験結果との比較において良好な結果を示すことを報告している。解析結果から、矩形断面の曲がり管内ではディーン渦タイプの2次流れ（第1種2次流れ）が存在し、曲がり管下流の矩形流路において流路中心部からコーナー部へ向かう乱れの非等方性により生成される第2種2次流れと第1種2次流れが共存する領域があることを示すとともに、バンド部周辺では第1種2次流れの形成が支配的であり、バンド出口からおおよそ $10D$ 下流で第2種2次流れが回復することを示した。

杉山ら<sup>1.1.4-11)</sup>は、長方形断面（縦横比6の扁平流路）を有する $Rc/H=3.5$ （ $H$ は流路断面高さ）の $Re=2.24 \times 10^5$ の実験を対象として境界適合座標系での代数応力モデルを用いて $90^\circ$ 曲がり管内流れを解析し、実験結果（時間平均場）との比較および数値解析結果から外壁面においてテイラー・ゲルトラー渦の存在を示唆した。ただし、杉山らによる正方形流路の曲がり管内流れでは、テイラー・ゲルトラー渦の発生は確認されていない。

### 1.1.5 曲がり管内流れに及ぼす入口条件の影響

曲がり管流れの流動構造に入口条件が及ぼす影響について、入口条件が明確に示されている既往研究について以下に記述する。

Anwerら<sup>1.1.5-3)</sup>およびSoら<sup>1.1.5-4)</sup>は、曲率半径比 $Rc/D=6.5(=1/0.154)$ の $180^\circ$ 曲がり管（ $D=76.2\text{mm}$ ）における $Re=5 \times 10^4$ の条件で、曲がり管入口から $6D$ 上流で比較的強い旋回流（ $Ns=\Omega D/(2W)=1$ 、 $W$ =約 $10\text{m/s}$ ）を発生させ曲がり管上下流側の圧力分布および流速分布（LDVによる計測）を詳細に調べ、旋回流発生条件ではDean渦が消滅し曲がり管内の流速分布が大きく異なることを明らかにした。

須藤ら<sup>1.1.5-5)</sup>は、曲率半径比 $Rc/D=2$ のロングエルボ体系（ $90^\circ$ 曲がり管）で $Re=6 \times 10^4$ の条件で、エルボ入口から $25D$ （ $D=0.104\text{m}$ ）上流で旋回流を発生させエルボ上下流側の圧力分布および流速分布（熱線流速計による計測）を詳細に調べた。実験では旋回流発生装置の案内羽の角度をパラメータとし、強い旋回流条件として角度を $40^\circ$ （エルボ入口から $2D$ 上流での周方向流速の最大値は軸方向平均流速の約 $120\%$ 、管中心部では逆流が生じている）とした場合と、弱い旋回流条件として角度を $20^\circ$ （エルボ入口から $2D$ 上流での周方向流速の最大値は軸方向平均流速の約 $75\%$ 、管中心部では順流のまま）とした場合と比較した。強い旋回流条件では旋回を伴わない場合<sup>1.1.5-6)</sup>と流動場が大きく異なる結果を示し、旋回流の中心がエルボ外側に位置するためエルボ内側の高速流領域は旋回方向に偏って流下することを明らかにした。また、須藤ら<sup>1.1.5-7)</sup>は、前述の実験条件から、さらに弱い旋回流（旋回流発生装置の案内羽の角度を $5^\circ$ とし、エルボ入口から $2D$ 上流での旋回強さが $0.075$ ）とした場合について調べ、旋回流による2次流れの影響を詳細に調べている。図1.1.5-1(a)から(d)に須藤ら<sup>1.1.5-5)~1.1.5-7)</sup>により計測されたエルボ出口での軸方向流速分布（上段）および管断面内流れの様子を(a)旋回流なし<sup>1.1.5-5)</sup>、(b)弱い旋回流発生条件<sup>1.1.5-6)</sup>（案内羽の設定角度が $5^\circ$ ）、強い旋回流条件<sup>1.1.5-7)</sup>として案内羽の設定角度が(c) $20^\circ$ および(d) $40^\circ$ の結果を示す。2次渦の構造は、設置角度を $5^\circ$ とした弱い旋回流の場合と旋回のない条件とでは旋回流の方向に偏っているものの大きな変化はみられないが、強い旋回流を与えた場合には、2次流れが消滅し旋回流が支配的な流れ場が形成される。

佐野ら<sup>1.1.5-8)</sup>は、曲率半径比  $Rc/D=2.5$  ( $D=0.05$  m) のベンド体系 ( $90^\circ$  曲がり管) で  $Re=3 \times 10^4$  の条件 ( $Um=$ 約 10 m/s) でベンド下流に往復運動する円錐弁 (作動流体は空気) を設置して 1.3 から 31.0 Hz の範囲で脈動流を発生させ、ベンド内の軸方向流速分布 (熱線流速計で計測) を調べている。脈動の振幅は平均流速の 20% 程度である。脈動の周波数を 3 Hz とした低周波の場合は定常流の場合と軸方向流速分布および乱れ強さの分布はほぼ一致する結果となるが、20.0 Hz とした高周波の場合はベンド下流側 ( $45^\circ$  以降) で定常流の場合からの差が顕著となり、強い非定常性が現れることを明らかにした。さらに、高周波の脈動流の場合、ベンド内側領域では遠心力と流れの加速および減速の乱れに及ぼす影響が互いにその効果を強め合うため、加速期には乱れが抑制され、減速期に乱れが増大することを明らかにしている。

有水ら<sup>1.1.5-9)</sup>は、図 1.1.5-2 に示す曲率半径比  $Rc/D$  ( $D$  は一辺の流路高さ)  $=2.3$  の正方形断面を有する曲がり管を対象に、 $Re=200 \sim 1000$  までの層流条件で、入口条件として発達した層流分布を与えた場合と、せん断速度分布を与えた場合 (図 1.1.5-3) について数値解析を行った。図 1.1.5-4 に示すようにせん断速度を与えた場合、ダクト内で生じる 2 次流れに左右で非対称が生じ (2 次流れは主流の低速側で強く、高速側で弱い)、ダクト下流では弱い 2 次流れは消滅し、強い 2 次流れが管内全面にわたる旋回流に発達することを示した。

### 1.1.6 曲がり管の圧力損失

本項では、エルボ管を通過する際の圧力損失の評価方法について解説する。エルボ管を通過する際の圧力損失については実用的な圧力損失係数の実験評価式が提案されている<sup>1.1.6-1), 1.1.6-7)</sup>。

図 1.1.6-1 に伊藤により計測された  $Rc/D=1.85$  の  $90^\circ$  エルボの  $Re=2 \times 10^5$  における圧力損失<sup>1.1.6-4)</sup>を示す (原著<sup>1.1.6-4)</sup>では、圧力損失を水頭損失  $\Delta h$  として説明している)。エルボ (ベンド) 部での圧力損失の様子は、直管部のそれと大きく異なり、エルボ流れの影響により圧力特性が変化する。エルボの外側壁では圧力が高まり、逆に内側壁では圧力低下する。

図 1.1.6-2 は図 1.1.6-1 に示した圧力損失の様子を模式的に示したものである<sup>1.1.6-4)</sup>。ここで ABCDE は実際の圧力損失であり、AB'C'D'E' は対応する直管の圧力損失である。仮にエルボ (ベンド) がなければ圧力損失は AB'C'D'E' となるはずである。このときの全圧力損失  $\Delta P$  から全圧力損失係数  $\zeta$  を以下の定義に基づいて求めることが出来る。

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho W^2 / 2} \quad (1.1.6-1)$$

ただし、

$$\Delta P = (P_u - P_d) - \lambda \frac{(l_u + l_d)}{D} \left( \frac{\rho W^2}{2} \right) \quad (1.1.6-2)$$

ここで、 $P_u$  はエルボ上流での圧力、 $P_d$  はエルボ下流の圧力、 $l_u$  はエルボ入口から上流側の圧力計測位置までの距離、 $l_d$  はエルボ出口から下流側の圧力計測位置までの距離、 $D$  は管内径、 $\lambda$  は直管の管摩擦係数、 $W$  は断面平均流速、 $\rho$  は流体の密度である。右辺第 1 項目はエルボ上流から下

流までの総圧力損失 ( $=P_{E'}-P_E$ ) であり、第 2 項目は上下流の直管の圧力損失 ( $=P_{E''}-P_{E'}$ ) を表す。エルボ内部の流れは直管内の流れとは大きく異なっており、エルボ部での圧力損失を差し引きすることの妥当性に疑問が残ることから、直管部の圧力損失のみを差し引いた式 (1.1.6-1) および式 (1.1.6-2) により  $90^\circ$  曲がり管の全圧力損失係数を評価することが妥当である (1.1.6-4)。

伊藤は、内径約 35mm で曲率半径比がそれぞれ異なる  $45^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $180^\circ$  の曲がり管を用いて曲がり管の  $30.8D$  上流から  $71.6D$  下流の範囲にある複数の位置で圧力を計測し、管壁の滑らかな曲がり管の全圧力損失係数について以下のように提案した (1.1.6-3)。本指針で扱うショートエルボの範囲 ( $\theta=90^\circ$  の曲がり管で  $Rc/R<19.7$ 、 $Re(R/Rc)^{1/2}>91$ 、 $R$  は管半径) についてのみ示す。他の範囲については文献 (1.1.6-5) を参照のこと。

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho W^2 / 2} = 0.00241 \alpha \theta Re^{-0.17} \left( \frac{Rc}{R} \right)^{0.84} \quad (1.1.6-3)$$

$\theta=90^\circ$  の曲がり管で、 $Rc/R<19.7$  の場合、

$$\alpha = 0.95 + 17.2 \left( \frac{Rc}{R} \right)^{-1.96} \quad (1.1.6-4)$$

適用範囲は  $Rc/D>1$  ( $Rc/R>2$ ) の曲がり管で、 $2 \times 10^4 < Re < 4 \times 10^5$  である。半径比の比較的小さなバンドでは  $Re=4 \times 10^5$  を超える場合、全圧力損失係数の  $Re$  依存性は小さくなり、一定値に近づく。また、この傾向は  $Rc/R<4$  のバンドで顕著となる (1.1.6-5)。また、式 (1.1.6-3) における  $\zeta \propto Re^{-0.17}$  の関係を用いると、あるレイノルズ数  $Re_{ref}$  におけるバンドの全損失係数  $\zeta_{ref}$  が既知のとき、任意の  $Re$  における同一バンドの全損失係数は次の式を用いて推定できる (1.1.6-5)。

$$\zeta = \zeta_{ref} \left( \frac{Re}{Re_{ref}} \right)^{-0.17} \quad (1.1.6-5)$$

$Re=10^6$  での  $Rc/D=1$  の滑らかな  $90^\circ$  曲がり管の場合  $\zeta_{ref}=0.246$ 、 $Rc/D=2$  の  $90^\circ$  曲がり管の場合  $\zeta_{ref}=0.159$  である (1.1.6-5)。

また、Idelchik の式 (1.1.6-6) を以下に示す。

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho W^2 / 2} = \zeta_{loc} + \zeta_{fr} = \frac{0.21}{\sqrt{Rc/D}} + 0.0175 \theta \lambda \frac{Rc}{D} \quad (1.1.6-6)$$

ここで、 $90^\circ$  曲がり管の場合は  $\theta=90^\circ$  であり、 $\lambda$  は直管の圧力損失係数で以下の式を採用する。

$$\lambda = \frac{1}{(1.8 \log(Re) - 1.64)^2} \quad (1.1.6-7)$$

適用範囲は  $Re>4000$  である。

Piggot は、 $Re$  数が数十万の範囲にある曲率半径比が  $Rc/D=0.56 \sim 10$  の  $90^\circ$  曲がり管を用いた既往試験を整理し、 $90^\circ$  曲がり管に対する圧力損失係数  $\zeta$  を曲率半径比 ( $Rc/D$ ) の関数とする評

価式 1.1.6-7)を示した。

$$\zeta' = \zeta - \zeta_{fe} = 0.157 \left( \frac{Rc}{D} \right)^{-2} + 97.6 \lambda^{1.5} \left( \frac{Rc}{D} \right)^{-0.5} \quad (1.1.6-8)$$

ここで、 $\zeta'$  は、全圧力損失係数 $\zeta$  から曲がり管と等しい長さの直管の圧力損失 $\zeta_{fe}$  を差し引いたものである。そこで、曲がり管の圧力損失 $\zeta_{fe}$ を式 (1.1.6-8) により以下のように見積る。

$$\zeta_{fe} = \lambda \left( \frac{lc}{D} \right) = \lambda \frac{(2\pi Rc / 4)}{D} = \lambda \frac{\pi}{2} \left( \frac{Rc}{D} \right) \quad (1.1.6-9)$$

$\lambda$ は管圧力損失係数であり式 (1.1.6-7) で評価する。従って、Pigott の圧力損失係数 $\zeta'$ に基づく 90° 曲がり管の全圧力損失係数 $\zeta$ は次のようになる。

$$\zeta = \zeta' + \zeta_{fe} = 0.157 \left( \frac{Rc}{D} \right)^{-2} + 97.6 \lambda^{1.5} \left( \frac{Rc}{D} \right)^{-0.5} + \lambda \frac{\pi}{2} \left( \frac{Rc}{D} \right) \quad (1.1.6-10)$$

また、90° 曲がり管に対する圧力損失係数の評価式として Weisbach の式 1.1.6-1), 1.1.6-5)を示す。

$$\zeta' = 0.131 + 1.847 \left( \frac{R}{Rc} \right)^{3.5} \quad (1.1.6-11)$$

適用範囲は、 $1 < Rc/R < 5$  ( $0.5 < Rc/D < 2.5$ ) である。ただし、これは Pigott の式と同様にエルボでの圧力損失を差し引いたものであり、Weisbach の式に基づく全圧力損失係数 $\zeta$ は次のように評価できる。

$$\zeta = \zeta' + \zeta_{fe} = \zeta' = 0.131 + 1.847 \left( \frac{R}{Rc} \right)^{3.5} + \lambda \frac{\pi}{2} \left( \frac{Rc}{D} \right) \quad (1.1.6-12)$$

図 1.1.6-3 に、式 (1.1.6-3) および式 (1.1.6-4) の伊藤の式、式 (1.1.6-5) の  $Rc/D=1$  の滑らかな 90° 曲がり管における  $Re_{ref}=10^6$  での  $\zeta_{ref}=0.246$  を基準とした評価式、式 (1.1.6-6) および式 (1.1.6-7) の Idelchik の式、式 (1.1.6-10) の修正 Pigott の式、式 (1.1.6-12) の修正 Weisbach の式によるショートエルボ ( $Rc/D=1$ ) に対する全圧力損失係数 $\zeta$ の  $Re$  数依存性を示す。また、Coffield ら 1.1.6-8)1.1.6-9)は、数値解析の検証データとして高レイノルズ数条件下での曲率半径比の小さなエルボの全圧力損失の評価式を取得するため、内径 0.133m で  $Rc/D=1.2$  のエルボ管を用いて、ナトリウム冷却高速炉 (JSFR) のホットレグ配管条件とほぼ等しい  $Re=3.7 \times 10^7$  までの範囲で圧力損失を計測し、エルボの全圧力損失係数を評価している。ただし、エルボ上流側に長い助走距離 ( $>14D$ ) が確保されており、発達乱流となってエルボに流入するため、JSFR のホットレグ配管とは入口条件が異なることに注意が必要である。図 1.1.6-3 に Coffield らの評価式についても併せて示す。それぞれの評価式の適用範囲は、Coffield らの試験結果を除いて概ね

$Re < 5 \times 10^5$  程度である。

第 1.1.7 項で後述する 1/3 縮尺水流動試験<sup>1.1.7-6)</sup>の場合、エルボ配管上流側に設置されたバッファタンク内でのよどみ圧力とエルボ出口から  $4.25D$  下流の圧力との差から圧力損失係数 $\zeta_m$ を評価している。図 1.1.6-1 に示したように全圧力損失係数 $\zeta$ を求めるには、バンドによる影響が消滅する位置で圧力損失を計測する必要があり、厳密にはバンド出口から  $50D$  程の長さが必要である。これよりも短い距離で計測される圧力を用いると誤差を生じることになり、図 1.1.6-3 に示した曲がり管における全圧力損失係数 $\zeta$ と差が生じる。そこで、以下のように試験体系に合わせて図 1.1.6-3 に示した曲がり管における全圧力損失係数 $\zeta$ を補正し、1/3 縮尺水流動試験結果 $\zeta_m$ と比較する。式(1.1.6-3)の全圧力損失係数 $\zeta$ と区別し、図 1.1.6-2 に示すようにエルボ出口から  $l_x$  下流で計測した圧力を用いた部分圧力損失係数 $\zeta_x$ を以下のように定義する。

$$\zeta_x = \frac{\Delta P_x}{\rho w^2 / 2} \quad (1.1.6-13)$$

$$\Delta P_x = P_u - P_x - \lambda \frac{(l_u + l_x)}{D} \left( \frac{\rho w^2}{2} \right) \quad (1.1.6-14)$$

図 1.1.6-4 に  $90^\circ$  ベンドの下流側で計測された部分圧力損失係数 $\zeta_x$ に対する全圧力損失係数 $\zeta$ との比を示す<sup>1.1.6-1) 1.1.6-3)</sup> (文献では  $45^\circ$  および  $180^\circ$  曲がり管に対しても示されているがここでは省略する)。たとえば、 $l_x/D=5$  で計測した場合の部分圧力損失係数 $\zeta_x$ は全損失係数 $\zeta$ の 76%程度となる。

$$\beta = \zeta_x / \zeta \quad (1.1.6-15)$$

この補正係数を用いエルボの全圧力損失係数 $\zeta$ を評価する。1/3 縮尺水流動試験体系に合わせ、暫定値であるがエルボ配管吸い込み部のベルマウスによる圧力損失係数 $\zeta_{in}$  (=0.02)、エルボ上流側および下流側の直管の圧力損失係数を加えて以下のように評価する。

$$\zeta_m = \zeta_{add} + \zeta_x = \left[ \zeta_0 + \zeta_{in} + \lambda \left( \frac{l_p}{D} \right) \right] + \beta \zeta = 1.12 + 0.75 \zeta \quad (1.1.6-16)$$

ここで、 $\zeta_0$  (=1.0) は動圧に等しいよどみ圧力であり、1/3 試験では上流側に設置されたバッファタンク内のよどみ点圧力を基準としていることによる。また、エルボ上流側および下流側の直管 ( $l_p=10D$ ) の圧力損失係数 $\lambda$ は式 (1.1.6-7) を用いた。 $\beta$  (=0.75) は式 (1.1.6-15) で定義される比であり図 1.1.6-4 から読み取った。このようにして補正した圧力損失係数 $\zeta_m$ を図 1.1.6-5 に示す。

また、実験データとして、Iwamoto ら<sup>1.1.7-13)</sup>により実機ホットレグ配管を 1/10 に縮尺模擬した試験体 (1/10 縮尺水流動試験) で計測されたエルボ上下流での圧力損失 (第 1.1.7 項 (2) 参照) を図 1.1.6-5 に示す。岩本らの場合、エルボ上流側において整流ノズルから  $10D$  の助走距離

を経て、発達した乱流の状態ではエルボに流入する。Coffield ら<sup>1.1.6-8)1.1.6-9)</sup>に近い入口条件が形成されており、1/3 縮尺水流動試験<sup>1.1.7-6)</sup>とはエルボ入口における流速分布が若干異なることに注意が必要である。1/10 縮尺水流動試験では、エルボ入口から  $3D$  上流とエルボ出口から  $5D$  下流の位置でそれぞれ圧力が計測されており、部分圧力損失係数  $\zeta_x$  が評価されている。従って、1/3 縮尺水流動試験での圧力損失係数と比較するには 1/10 縮尺水流動試験での値を補正する必要がある。補正は、まず 1/10 試験体で計測された圧力損失係数  $\zeta'_m$  からエルボ上下流にある直管部の圧力損失分を差し引く、次にエルボ出口から  $5D$  で計測された場合のエルボ部の全圧力損失係数  $\zeta$  への修正係数  $\beta'$  ( $=0.76$ ) により下流側距離の影響を補正する。これにより、1/10 縮尺水流動試験体系におけるエルボ部の全圧力損失  $\zeta$  を評価することができる。さらに、式 (1.1.6-16) と同様に、下流側計測の位置の影響を再度補正 (0.75 倍) して、付加的な圧力損失 ( $\zeta_{add}$ ) を加えることで、1/3 縮尺水流動試験結果と比較することができる。

$$\zeta_m = 0.75[(\zeta'_m - (5+3)\lambda)/\beta'] + \zeta_{add} \quad (1.1.6-17)$$

### 1.1.7 ショートエルボ配管流れを対象とした研究

前項までに曲がり管内流れに関する既往研究について解説した。既往研究の多くは曲率半径比  $Rc/D$  の大きな曲がり管を対象としており、実機ホットレグ配管で採用する  $Rc/D=1$  のショートエルボを対象としたて、流力振動評価の観点で必要とされる壁面圧力変動および流動の非定常性に着目した研究は極めて限られている。

図 1.1.7-1<sup>1.1.7-1)</sup>にナトリウム冷却高速炉 (JSFR) の一次冷却系の概略図を示す。高速増殖炉 (FBR) サイクルの実用化研究開発 (FaCT) プロジェクトで概念設計が進められているナトリウム冷却高速炉 (JSFR) では、建設コスト削減を目的として冷却系を 2 ループ構成とし、機器を可能な限り密に配置するために配管内径  $D$  と曲率半径  $Rc$  が等しいショートエルボ ( $Rc/D=1$ ) が採用されている<sup>1.1.7-1)</sup>。図 1.1.7-2 に JSFR のホットレグ配管の概略を示す。ループ数削減に伴い 1 次冷却系の配管内径は約 1.2m と大口径化し、かつ管内平均流速は 9m/s となる。この高  $Re$  数条件 (約  $4 \times 10^7$ ) でのショートエルボ周辺の非定常流動現象に起因する流力振動の評価が配管設計上の課題となっている。

そこで、ナトリウム冷却高速炉 (JSFR) における大口径配管の流力振動評価に関する研究として、実機ホットレグ配管を縮尺模擬した水流動試験研究および数値解析研究が実施されてきた<sup>1.1.7-1)~1.1.7-3)</sup>。表 1.1.7-1 に実機ホットレグ配管を対象としてこれまでに実施された試験研究の一覧を示す。試験研究として、(1)作動流体に水を用いた等温条件下で高  $Re$  数条件でのショートエルボ内非定常流動と圧力変動特性を調べる 1/3 縮尺水流動試験<sup>1.1.7-4)~1.1.7-8)</sup>、(2)はく離域の形成が流動変動や圧力変動に与える影響を検討するために曲率半径比 ( $Rc/D$ ) をパラメータとした 1/8 水流動試験<sup>1.1.7-9)1.1.7-10)</sup>、(3)1/3 縮尺水流動試験との対比によるスケール効果の確認およびエルボ内のはく離域挙動と二次流れの流況を詳細に調べた 1/10 縮尺水流動試験<sup>1.1.7-11)~1.1.7-13)</sup>、(4)発達乱流条件下でのエルボ内流れの流動特性を調べた単一ショートエルボ管水流動試験 (1/10 縮

尺および 1/22 縮尺) 1.1.7-14), 1.1.7-15)が行われている。これらの試験により、ショートエルボ内における境界層はく離の発生、ショートエルボ出口近傍での逆流領域の形成、エルボ下流での再付着点の変動および逆流領域の境界近傍における卓越周波数 ( $St \approx 0.5$ ) を含む壁面圧力変動の発生など、ショートエルボ内非定常流動現象として共通した特徴が明らかにされた。また、試験結果と併せ数値解析を積極的に利用し、ショートエルボでの非定常流動現象に起因する圧力変動発生メカニズムを把握して、実機における配管内面に作用する圧力変動を予測することが有用である。数値解析研究として、(5)計算効率の高い商用 CFD コードを用いたレイノルズ平均 (RANS) モデルによる非定常数値解析 1.1.7-16) ~ 1.1.7-19)、(6)時間分解能が良く非定常流動現象への適用性が高いラージ・エディ・シミュレーション (LES) による詳細解析 1.1.7-20) ~ 1.1.7-22)、(7)LES 法を用いた広範囲な条件 (曲率半径比、入口条件等) を対象としてエルボ非定常流動現象の把握を目的とした数値解析 1.1.7-23) ~ 1.1.7-25)が行われている。

### (1) 1/3 縮尺水流動試験

ナトリウム冷却高速炉 (JSFR) の一次系ホットレグ配管を 1/3 縮尺した配管内径 0.41m (=D) の試験体を用いた水流動試験が行われている 1.1.7-4) ~ 1.1.7-8)。試験ループの概要を図 1.1.7-3 に示す。 $Re=3.2 \times 10^5 \sim 8.0 \times 10^6$  の広範囲で試験が実施されており、アクリル製の可視化試験体を用いた試験では、染料によるフローパターンの可視化やレーザドップラ流速計 (LDV) によるエルボ配管内の流動場計測および壁面圧力変動計測が行われた。 $Re=3.2 \times 10^5$  (流速 0.8m/s) を超える範囲ではエルボ下流での流速分布はほぼ相似であり、流動場は大きく変化をしておらず、第 1.1.6 項で述べた Coffield ら 1.1.6-8) 1.1.6-9)による高  $Re$  数条件での圧力損失測定結果 (図 1.1.6-3 参照) も  $Re$  数の増加に伴って滑らかに推移しており、 $Re=10^6$  から  $Re=10^7$  を超える範囲でも大きな流動構造の変化は生じないと推測された。また、作動流体である水の温度を室温と 60°C で試験を実施し、流体の粘性がエルボ配管内の流動構造や圧力変動に与える影響は小さいことを示し、水流動試験の結果がナトリウム作動流体とする JSFR ホットレグ配管の評価に利用可能であることを示した 1.1.7-5), 1.1.7-6)。

また、同試験ループにおいて JSFR のホットレグ配管の剛性や支持条件を模擬した SUS 製試験体を製作し、圧力変動計測結果に基づく振動解析手法の構築を目的とする流力振動試験を実施した。流力振動試験では、エルボ配管の流力振動応答を配管外表面に設置したひずみゲージと加速度計で、エルボ配管内の圧力変動を圧力計でそれぞれ計測した。ひずみゲージは応力が大きくなる振動モードの節にあたる箇所を設置した。エルボ配管は薄肉のため、ビーム振動モードとシェル振動モードで振動すると考えられる。ビーム振動モードを把握するため、配管管軸方向に加速度計を設置し、シェル振動モードを把握するため、配管周方向に加速度計を設置した。圧力計で計測した圧力変動特性により、流力振動試験と可視化試験での配管内流況の整合性を確認した 1.1.7-7), 1.1.7-8)。

### (2) 1/8 縮尺水流動試験

実機ホットレグ配管の 1/8 縮尺 (内径  $D=150$  mm) の水流動試験装置においてエルボの曲率比を変えた試験を行い、はく離域の形成がエルボ内の流動変動および圧力変動に与える影響につい

て調べた 1.1.7-9,1.1.7-10)。非定常かつ複雑なエルボ内の流動構造を明らかにするために、瞬時の二次元流速分布を計測することができる高速度粒子画像流速計測法（高速 PIV）によりエルボ内およびその下流側の流動場の計測を行った。曲率比は、実機に採用されるショートエルボ ( $Re/D=1.0$ ) と工業的に一般に使用されるロングエルボ ( $Re/D=1.5$ ) を選定した。レイノルズ数  $5.4 \times 10^5$ （流速 3m/s）における速度場計測の結果から、図 1.1.7-4 に示すようにショートエルボでは大きなはく離域が定常的に形成される一方で、ロングエルボでははく離域の形成が間欠的であるといった流動構造への曲率の依存性や、図 1.1.7-5 に示すように、はく離域の再付着点近傍において二次流れが配管側面から腹側へ交互に流入する様相など、非定常的なエルボの流動構造を明らかにした。

さらに、圧力センサをショートエルボとロングエルボのエルボ出口とその下流に設置し、圧力変動計測を行った。その結果、図 1.1.7-6 に示すように、はく離域が定常的に形成されるショートエルボでは腹側で  $St=0.56$  の周期的な圧力変動がみられる一方で、間欠的にはく離域が形成されるロングエルボでは周期的な圧力変動は検出されないという結果を得ており、はく離域の形成がエルボ内で発生する圧力変動に大きく影響を及ぼすことを指摘した。

### (3) 1/10 縮尺水流動試験

$Re=2 \times 10^5$  を超える  $Re$  領域（超臨界域）での流動構造を明らかにすべく、実機ホットレグ配管を 1/10 縮尺（内径  $D=125$  mm）したショートエルボを有する水流動試験装置において、 $Re=5 \times 10^4$ （流速 0.34m/s）、 $3.2 \times 10^5$ （流速 2.2m/s）の条件で、可視化染料による流況観察やレーザドップラ流速計（LDV）による軸方向流速の計測が行われている 1.1.7-11) 1.1.7-12) 1.1.7-13)。  $Re=5 \times 10^4$  の条件で、染料による可視化を行いエルボ内の非定常流動構造が調べられており、ショートエルボ腹側でははく離域が形成され、はく離域を含む境界層は上下と左右の二種類の挙動（振動）をすること（図 1.1.7-7 および図 1.1.7-8 参照）や二次流れが腹側へ流入することを明らかにした。また、LDV によって計測した軸方向速度からは、はく離剪断層部分において  $St=1.0$ 、エルボ腹側壁面近傍において  $St=0.5$  の周期的な速度変動が確認されている。 $Re=3.2 \times 10^5$  試験では、 $Re=5 \times 10^4$  のケースよりもはく離域が後流側で形成されることを確認した。また、テスト部上流側で、整流を目的とした縮流ノズル出口から  $10D$  の助走配管を経てエルボ入口に到達する場合と、1/3 縮尺水流動試験と同様に上流側にバッファタンクを設置して、 $4.9D$  の長さのベルマウスを有する入口配管から吸い込まれてエルボに到達する場合で試験を実施しており、入口流入条件の違いによるエルボ内流動構造の差が  $Re=3.2 \times 10^5$  において調べられた。入口流入条件の違いによりエルボ内の速度場が影響を受けること、後者の助走距離が短い場合に軸方向流速の乱れが強い場合には二次流れが弱まりはく離域が大きくなるという結果が得られた。ただし、入口流入条件の違いに関わらず、境界層内では  $St=0.5$  の流動変動が起きることを指摘した（図 1.1.7-9 および図 1.1.7-10 参照）。さらに、 $Re=4.07 \times 10^5$  において配管内に案内羽根を設置して管内径および平均流速を代表値とした無次元角運動量 0.12 の旋回流試験を行い、LDV によるエルボ配管内の速度場計測を行った。その結果、試験で付加した旋回流条件の範囲では、助走距離が短い場合の LDV 計測結果との比較において、旋回流の強い配管中心部を除いて、ほぼ相似な径方向速度分布が得られることを示し、整流条件と同様に速度剪断層と境界層内で  $St=0.5$  の卓越周波数が検出されるこ

とを示した。比較的弱い旋回流の場合、エルボ流れへの影響は限定的であり、影響はないことを示した。

#### (4) 発達乱流条件 1/10 縮尺試験 (1/22 縮尺含む)

ショートエルボ内の非定常流動現象を詳細に計測する目的で、JSFR ホットレグ配管を 1/10 に縮尺模擬した水試験装置 (内径 126.6 mm) を用い、Diode レーザ (出力 10 mJ、波長 808 nm) を光源とする PIV 法により速度場の計測が行われた<sup>1.1.7-14), 1.1.7-15)</sup>。スケール効果を調べるため、小口径配管ではあるが、1/10 縮尺試験に加えて 1/22 縮尺水試験 (内径 56.0 mm) を実施し、1/10 縮尺水試験結果と比較した。1/22 縮尺水試験装置での可視化試験ではヨウ化ナトリウム水溶液を作動流体として使用し、作動流体とテスト部 (アクリル樹脂) との屈折率を一致させてより鮮明な可視化画像を捉えることに成功している。圧力計測試験における試験部は主として SS304 製であり、PIV 法による可視化試験では助走部の一部と試験部をアクリル製の配管に交換し、屈折の影響を低減するためウォータージャケット付きの試験体である。また、助走部を設置し完全に発達した乱流速度分布とするため、乱流助走距離として  $27D$  の距離を確保した。作動流体は水であり、水温を  $40^{\circ}\text{C}$  とした場合に  $Re=10^6$  となる。エルボの入口速度条件については、全ての  $Re$  数でほぼ発達した乱流分布となっていることをエルボ上流  $5D$  ( $D=126.6$  mm) で確認した。シングルエルボでの可視化試験は  $Re=3.2 \times 10^5$  (流速 1.53 m/s)、 $6.0 \times 10^5$  (流速 2.87 m/s)、 $1.0 \times 10^6$  (流速 4.79 m/s) で計測を行い、エルボ腹側で生じる流れのはく離に着目しその  $Re$  数による変化を評価している。図 1.1.7- 11(a)および(b)に  $Re=3.2 \times 10^5$  および  $1.0 \times 10^6$  条件における時間平均速度ベクトル図をそれぞれ示す。また、可視化試験と同じ  $Re$  数条件において圧力測定試験を実施し、図 1.1.7- 12 に示す圧力変動の  $Re$  数依存性について評価された。

#### (5) レイノルズ平均 (RANS) モデルによる非定常数値解析

ショートエルボ流れでは、第 1 章で述べたように流動場の非定常性に注目する必要があるが、非定常流動解析による評価が必要となる。非定常流れを再現するためには、(6)で述べるラージエディシミュレーション法を適用することが望ましいが、計算負荷の観点から計算効率の高い商用 CFD コード (STAR-CD) を用いたレイノルズ平均モデル (RANS) による数値解析手法構築へのニーズは高い。また、実機評価は、(1)から(4)で述べた水流動試験条件に対して外挿となることから、独立した複数の数値解析手法による評価結果の整合を示すことにより、実機評価結果の信頼性をより一層担保できるものと考えられる。

そのため、商用 CFD コードを用いた数値解析手法の構築を目的とした解析研究が行われている<sup>1.1.7-16)~1.1.7-19)</sup>。まずは、(1)で述べた 1/3 縮尺水流動試験の代表条件 ( $Re=3.7 \times 10^6$ ) を対象に定常解析を実施し、商用 CFD コード (STAR-CD) のショートエルボ流れに対する適用可能な解析モデル (メッシュ配置および解析オプション) の検討が行われた。検討結果を表 1.1.7- 2 に示す。また、実機ホットレグ配管吸い込み口での流動場の影響を考慮して定常解析を行い、入口整流条件での流動場との違いについて調べられた<sup>1.1.7-16)</sup>。その後、定常解析と同じく 1/3 縮尺水流動試験の代表条件 ( $Re=3.7 \times 10^6$ ) を対象にレイノルズ応力モデル (RSM) を用いた非定常解析を実施して試験結果との比較により、表 1.1.7-3 に示す非定常流動解析に対する適切な解析オプション

ョンが選定され<sup>1.1.7-17)</sup>、その適用性が確認された<sup>1.1.7-18)</sup>。さらに、1/3 縮尺水流動試験および 1/10 縮尺水流動試験を対象とした URANS 解析により、メッシュ依存性および  $Re$  数（流速および作動流体）依存性について検討が行われ、エルボで生じる非定常流動現象とエルボ下流の配管表面で生じる圧力変動との関係について示された<sup>1.1.7-19)</sup>。図 1.1.7- 13(a)から(c)に URANS 解析で使用した 2 つのメッシュ配置 (Mesh-A および Mesh-B) を示す。図 1.1.7- 13(a)は総メッシュ数が 305、172 のレファレンスケース (Mesh-A)、図 1.1.7- 13(b)は総メッシュ数が 722、448 の場合 (Mesh-B) の配管断面内のメッシュ配置を示しており、軸方向の分割については図 1.1.7- 13(c)に示す通り Mesh-A と Mesh-B で共通している。Mesh-A および Mesh-B の解析結果について、図 1.1.7- 14 に瞬時の圧力分布と瞬時の大規模渦構造を示し、図 1.1.7-15 にエルボ出口近傍での径方向流速分布を示す。これらの比較によりメッシュの依存性は小さいことが明らかとなった。図 1.1.7- 16 に 1/3 水流動試験体系における高  $Re$  数条件下での URANS 解析による時間平均軸方向流速分布を試験結果と比較して示す。図中の Case-B4 および Case-10 は試験条件で作動流体はそれぞれ 20°C および 60°C の水、Case-B11 は同体系において作動流体を 550°C ナトリウムとした仮想条件である。入口断面平均流速は共通して 9.2m/s である。また、図 1.1.7- 17 にと同じく高  $Re$  数条件下での非定常流動構造と外表面での圧力変動発生との関係についてある代表時刻(同時刻)での瞬時の鉛直断面での圧力分布(上段)と瞬時の大規模渦構造(中段)および外表面での圧力分布について示す。 $Re$  数の違い(粘性の影響)による流動場への影響は小さいことが明らかとなった。

#### (6) ラージ・エディ・シミュレーション (LES) 法による数値解析

電力中央研究所で開発されている LES 乱流解析コード<sup>1.1.7-20)</sup>を用いて、1/3 縮尺水試験における  $Re=1.2 \times 10^6$  の条件を対象とした数値解析が行われている<sup>1.1.7-21), 1.1.7-22)</sup>。本 LES 解析コードは六面体有限要素に基づくメッシュ分割を行なうことができ、形状適合性に優れている。解析領域は図 1.1.7- 18 に示すようにホットレグ垂直配管入口から水平配管終端までの範囲で、実機条件を模擬した幾何学条件となっている。配管壁面ではノンスリップ条件を適用し、壁近傍の勾配が急な流速分布を解像できるように不等間隔メッシュを用いている。壁に隣接する格子の幅は無次元長さで約 0.0001 としており、これは  $Re=1.2 \times 10^6$  の発達した管内流を仮定した場合、粘性底層の下部領域内に相当する。解析パラメータとしてメッシュ分割、乱流モデル、壁近傍における乱流モデルの補正関数、LES の空間フィルターサイズの定義式、入口流速分布、入口乱れ条件、出口境界条件、時間ステップ幅を解析パラメータとした。数値解析の結果、乱流モデル、壁補正関数、フィルターサイズなどの計算パラメータを適切に選択することで、エルボのはく離を再現できることが示されている。図 1.1.7-19 に示されるように入口流速分布ははく離特性に大きく影響している。一方、出口条件ははく離特性に影響しないことが示されている。また、図 1.1.7- 20 に示されるように、エルボ出口の腹側 (150°、210°) では卓越周波数を持った圧力変動が現れ、その無次元周波数 (ストローハル数  $St$ ) は、入口流速条件を乱れなしの平坦分布で与えた場合、 $St \approx 0.4$  (代表長さを配管径としたとき) である。この圧力変動の卓越周波数ははく離領域の揺動の周波数と一致し、さらにエルボで発生するはく離領域の揺動周期と円柱などの構造物周りの渦発生周期はほぼ一致していることが分かり、エルボの周期的な圧力変動は構造物周りの後流不安定

性によって生じる変動と同様の現象と考えられることが示された。

### (7) 数値解析によるエルボ非定常流動の把握

原子力機構で開発中の流体-構造熱連成 LES 解析コードの流動解析モジュールの検証の一環および実機ホットレグ配管で採用されるショートエルボ内非定常流動に起因する圧力変動発生メカニズムの解明に資することを目的として、第 1.1.3 節で示したエルボ体系での既往試験の境界条件および 1/3 縮尺水流動試験装置を対象とした試験解析が行われている<sup>1.1.7-23)~1.1.7-25)</sup>。図 1.1.7-21(a)および(b)に、エルボ部周辺の軸方向断面でのセル配置および配管断面内でのセル配置について示す。総計算セル数は 375,000 である。図 1.1.7-22(a)および(b)にそれぞれ時間平均軸方向流速  $\overline{V}V_0$  および軸方向流速変動強度  $\overline{V'V'}$  について、エルボ出口から  $0.18D$  下流での配管中心を通る鉛直径方向分布を示す。それぞれの  $Re$  数条件での入口平均流速  $V_0$  で規格化している。数値解析結果は、いずれの  $Re$  数条件に対しても実験結果の傾向をよく捉えており、ショートエルボ体系における本解析コードの適用性が確認できる。図 1.1.7-23(a)に  $Re=3.7 \times 10^6$  でのエルボ出口近傍に着目した瞬時の軸方向断面内の速度分布を示す。また、図 1.1.7-23(b)には速度勾配テンソルの第 2 不変量で評価した渦構造 ( $Q=8,000 \text{ s}^{-2}$  の等値面) を示す。図 1.1.7-23(a)から、エルボ内において流れがはく離し、エルボ出口近傍で循環流領域 (はく離泡) が形成されることが分かる。また、エルボ内側をかすめるようにして配管中央部に流れる主流とはく離泡との境界は周期的に揺らいでおり、図スケールの大きな渦構造の存在が確認できる。図 1.1.7-23(b)から馬蹄状の渦構造が周期的に形成されていることが分かる。図 1.1.7-22(b)に示した軸方向流速変動強度分布において、 $r/D=0.35$  近傍で見られる強い速度変動はこの大スケール渦の通過によるものである。これらの知見は(5)の RSM による URANS 解析結果と整合する。このように、エルボ下流での圧力変動の発生に大スケール渦の周期的な運動が強く関係していること、エルボ下流の流動場は 2 次流れとはく離の形成過程に関係して入口流速分布の影響を強く受けることが示された。

### 1.1.8 はく離を伴う非定常流動現象

静止した円柱周りの流れは、等温下かつ流体の圧縮性が無視できる条件下では、 $U$  は円柱周りの代表流速 [m/s]、 $D$  は円柱直径 [m]、 $\nu$  は流体の動粘性係数 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] として、流体慣性力と粘性力の比であるレイノルズ数  $Re (=U D/\nu)$  のみに依存する。静止円柱周りの流れやその流体力特性については、その工学的な重要性により、非常に多くの研究が行われている。これらの研究は、いくつかのレビュー論文<sup>1.1.8-1)~1.1.8-3)</sup>や Zdravkovich<sup>1.1.8-4)</sup>の著書等にまとめられている。

図 1.1.8-1 および図 1.1.8-2 は、それぞれ、表面が十分に滑らかな円柱の定常抗力係数  $C_D$ 、背圧係数  $C_{pb}$  のレイノルズ数に対する変化を示す。定常抗力係数  $C_D$ 、背圧係数  $C_{pb}$  の定義は次式の通りである。

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U^2 d l} \quad (1.1.8-1)$$

$$C_{pb} = \frac{P_b - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (1.1.8-2)$$

ここで、 $F_D$  は円柱に作用する定常抗力 (N)、 $l$  は円柱の長さ (m)、 $\rho$  は流体の密度 ( $\text{kg/m}^3$ )、 $P_b$  は円柱の上流よどみ点から  $180^\circ$  位置における表面圧力 (Pa)、 $P_\infty$  は無限遠方における静圧 (Pa) を表す。上記のレビュー論文などによれば、これらの定常抗力係数および背圧係数の変化は、3 つの遷移現象すなわち、後流の遷移 (wake transition)、円柱からはく離れた自由せん断層の遷移 (shear layer transition)、円柱表面流れの境界層の遷移 (boundary layer transition) によるフローパターンの変化と関連づけて説明されている。また、定常抗力係数やストローハル数とフローパターンの変遷に応じて、図 1.1.8- 1 中に記載されるように、それぞれのレイノルズ数範囲が、亜臨界域 (subcritical)、臨界域 (critical)、超臨界域 (supercritical)、極超臨界域 (transcritical) と分類されている (1.1.8-5) (1.1.8-6)。

### (1) 亜臨界域領域 (subcritical)

$Re < 50$  では、定常な流れ場が形成されるが、 $Re > 50$  では、レイノルズ数の増大とともに後流の不安定性に起因して、非定常な流れ場へと遷移する。円柱後流には、ある代表周波数  $f_s$  にて周期的な渦の放出が生じ、二次元的な交互渦列が形成される。その結果、円柱には、先述の定常抗力に加え、変動揚力と変動抗力も作用する。円柱から層流はく離れた 2 つの自由せん断層が交互に巻き上がることによって交互渦が形成され、揚力の変動は、上記の渦放出周波数  $f_s$  で生じるのに対し、抗力の変動はその 2 倍の周波数  $2f_s$  で発生する。渦放出周波数は、一般に、次式で定義されるストローハル数  $St (= f_s D / U)$  を用いて整理される。

また、変動揚力や変動抗力の大きさは、次式で定義される変動揚力係数  $C_L$  および変動抗力係数  $C_D$  を用いて整理されている。

$$C_L' = \frac{F_L'}{\frac{1}{2} \rho U^2 dl} \quad (1.1.8-3)$$

$$C_D' = \frac{F_D'}{\frac{1}{2} \rho U^2 dl} \quad (1.1.8-4)$$

ここで、 $F_L'$  および  $F_D'$  は、それぞれ、円柱に作用する変動揚力、変動抗力の RMS 振幅である。静止円柱では、変動揚力は、変動抗力に比べて常に大きい。また、変動揚力は上記の渦放出周波数  $f_s$  成分が大きく卓越するが、変動抗力では  $2f_s$  成分は明確でないのが通常である。変動揚力に関しては、Norberg<sup>1.1.8-7)1.1.8-8)</sup> により詳細なレビューがなされている。図 1.1.8- 3 および図 1.1.8- 4 は、それぞれ、ストローハル数  $St$  と変動揚力係数  $C_L$  のレイノルズ数に対する変化を示す (1.1.8-5) (1.1.8-8)。ただし、円柱に作用する変動揚力は、その軸方向の相関長の影響も受けるため、円柱の直径と長さの比に依存する。図 1.1.8- 4 では、円柱の長さが変動揚力の相関長より十分短い条件に換算した係数を示している。

レイノルズ数が  $10^2 \sim 10^3$  では、二次元的な交互渦から三次元性を伴う渦へ遷移する。この過程においてレイノルズ数の増大に伴い、一旦、変動揚力係数  $C_L$  が急増して  $Re$  が約 200 付近で極大となるが、さらにレイノルズ数が増大すると、三次元的な渦への遷移により、 $C_L$  が急激に減少する。また、 $C_D$  はレイノルズ数の増大につれて徐々に低下し、円柱に作用する抗力は、粘性抵抗から圧力抵抗が支配的に変わる。 $Re$  が約  $10^3$  では  $C_D$  が約 1 となる。一方、 $St$  は徐々に増大し、約 0.2 となる。

$10^3 < Re < 2 \times 10^5$ では、円柱に作用する抗力は、圧力抵抗が支配的となるため、背圧係数と抗力係数の変化はよく対応する。円柱表面の境界層がはく離する位置は、上流よどみ点からの角度が  $78^\circ$  付近で一定となる。一般に、後流の幅（円柱から生じる2つのはく離自由せん断層の流れ直角方向の距離）が大きくなると、 $C_D$ は増大し、 $St$ は低下する傾向をもつ。また、このレイノルズ数範囲では、円柱からはく離した自由せん断層では、Kelvin-Helmholtz不安定に起因した遷移が生じる。その結果、自由せん断層の乱流遷移が進行し、レイノルズ数の増大とともに、より上流側で遷移が生じるようになる。これに伴って、後流渦が形成される位置は徐々に円柱背後へと近づく。この結果、背圧係数  $C_{pb}$ も徐々に低下し、定常抗力係数  $C_D$ が1.2に増大する。 $St$ は、 $C_D$ とは概ね反比例する関係にあり、 $St$ はやや低下する。また、 $Re$ が  $4 \times 10^3$ を超えたあたりから変動揚力係数  $C_L$ が急激に増大し始め、レイノルズ数が  $10^4 \sim 2 \times 10^5$ では、約0.5程度で一定となる。

## (2) 臨界域 (critical)

レイノルズ数が  $2 \times 10^5$ を超えると、はく離自由せん断層全域で遷移が生じ、乱流遷移が円柱表面の境界層にまでおよび始める。この領域では、円柱表面から一旦はく離した自由せん断層が円柱表面下流側に再付着するフローパターンが見られるようになる。再付着した流れが再びはく離する角度は  $130^\circ \sim 140^\circ$  となり、この結果、後流の幅が大きく狭まり、“drag crisis”と呼ばれる定常抗力係数の急激な減少が生じる。

## (3) 超臨界域 (supercritical)

$Re = 5 \times 10^5$ では、 $C_D$ は0.3程度にまで低下し、 $C_D$ が最小となるレイノルズ数は臨界レイノルズ数と呼ばれる。このような流れの再付着は、 $Re = 3 \sim 4 \times 10^5$ では、円柱の片側のみで生じ、 $4 \times 10^5 < Re < 10^6$ では、円柱両側で生じる。このような現象の結果、後流の幅が大きく減少することに関連し、 $St$ は、一旦大きく増大する。ただし、上述のような再付着現象は、実際には非定常的な現象であり、渦放出の周期性が崩れ、その代表周波数  $f_s$ はあまりはっきりしなくなる。このため、変動揚力係数  $C_L$ は大きく減少する。さらにレイノルズ数が増大すると、境界層遷移の進行とともに流れの再付着現象は不安定化し、 $C_D$ は徐々に増大する。

## (4) 極超臨界域 (transcritical)

$Re > 3 \times 10^6$ では、乱流遷移した境界層が  $100^\circ$  付近で安定してはく離し、流れの再付着現象は見られなくなる。この結果、渦放出の周期性が回復する。 $C_D$ は0.7~0.8、 $St$ は約0.25で一定となる。

表 1.1.7- 1 実機ホットレグ配管を対象として実施された縮尺水流動試験

スケール	管内径 $D$ (m)	$RdD$	流速条件 $V_0$ (m/s)	$Re$ ( $\times 10^6$ )	入口流速条件
(1)1/3 縮尺	0.4127	1.0	0.8, 3.0, 7.2, 9.2	0.32 ~ 8	ベルマウス形状、 整流条件
			9.2	3.7	ベルマウス形状、 旋回流付加*1 $V_c/V_0=0.05, 0.067, 0.116, 0.147$
			9.2	3.7	ベルマウス設置 偏流試験*2、(BP 開孔率 0% (弱い偏流)、18% (実機に近い偏流)、100% (強い偏流))
(2)1/8 縮尺	0.15 0.15	1.0	1, 2, 3	0.18 ~ 5.4	上流整流タンク 多孔板 2 種類を上流に設置 #1:開孔率 100%, #2:孔径 40mm、板厚 13mm、ピ ッチ 50mm
		1.5			
(3)1/10 縮尺	0.125	1.0	0.4, 1.8, 2.6	0.05, 0.32	ノズル形状 整流条件
					ベルマウス形状、 整流条件
			3.6	0.407	ベルマウス形状 旋回流付加*4 $Sw=0.119$
(4)1/10 縮尺	0.1266	1.0		0.05, 0.5, 1	発達乱流条件 (常温~50℃の水)
(5)1/22 縮尺	0.056	1.0	0.2, 0.7	0.014, 0.0484	発達乱流条件

\*1: 整流タンク内に旋回流羽根を設置。壁面から 20mm 内側の周方向流速。

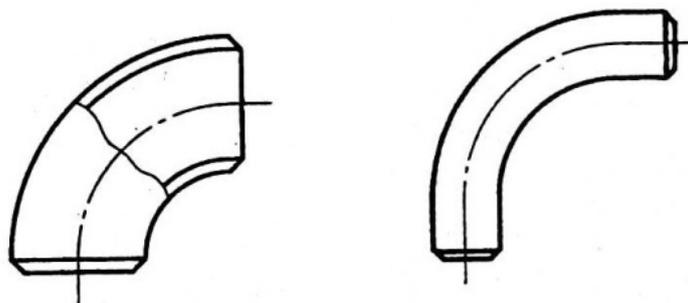
\*2: 上流側整流タンク内に UIS を模擬した構造物 (BP : バッフル板) を設置。

\*3: エルボ試験体入口 10D 手前に BP の設置。

\*4: 配管内に案内羽根を設置。スワール数にて算出。

表 1.1.7-2 商用 CFD コード (STAR-CD/Ver.4) による URANS 解析における  
ショートエルボ流れの非定常解析に適用可能な解析オプション

項目	オプション (スキーム・モデル)
定常計算 (過渡計算の初期分布)	
時間積分法	Implicit
数値解法	PISO
対流項離散化	中心差分法 (運動量方程式) 一次風上法 ( $\epsilon$ 方程式、Re 応力方程式)
過渡計算 (データ・サンプリング)	
時間積分法	3-time-level
数値解法	SIMPLE
対流項離散化	MARS(1.0) (運動量方程式) 一次風上法 ( $\epsilon$ 方程式、Re 応力方程式)
レイノルズ応力モデル (RSM) (定常計算とも共通)	渦粘性モデル: 等方モデル 壁モデル: Craft、標準壁関数 モデル定数: (デフォルトのまま)



(a) エルボ (b) ベンド

図 1.1.1- 1 曲がり管の分類 1.1.1-7)

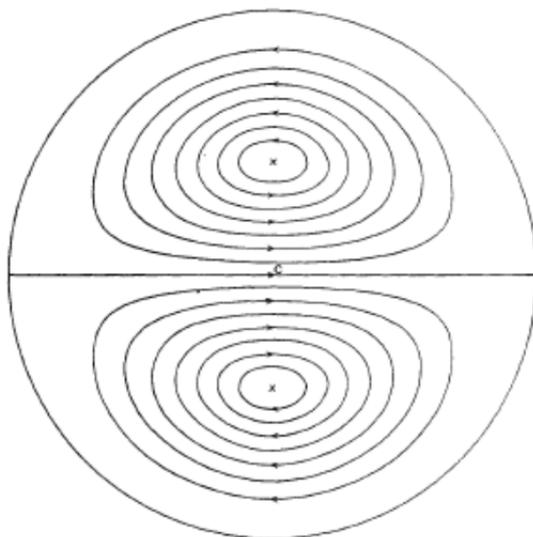
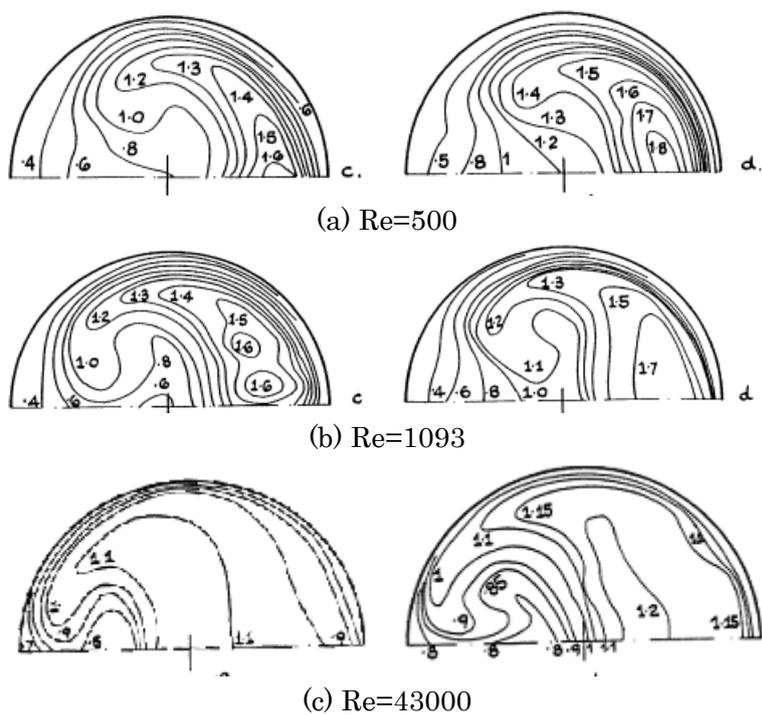


図 1.1.2- 1 配管断面内の 2 次流れ流線  
(Dean, W. R.1.1.2-8)の Fig.3)



(1) エルボ内  $\theta = 75^\circ$       (2) エルボ出口から 1D 下流側  
 図 1.1.3- 1 エルボ出口周辺での管断面内軸方向流速分布

(M. M. Enayat et al.<sup>1.1.3-1</sup>)の Fig.4)

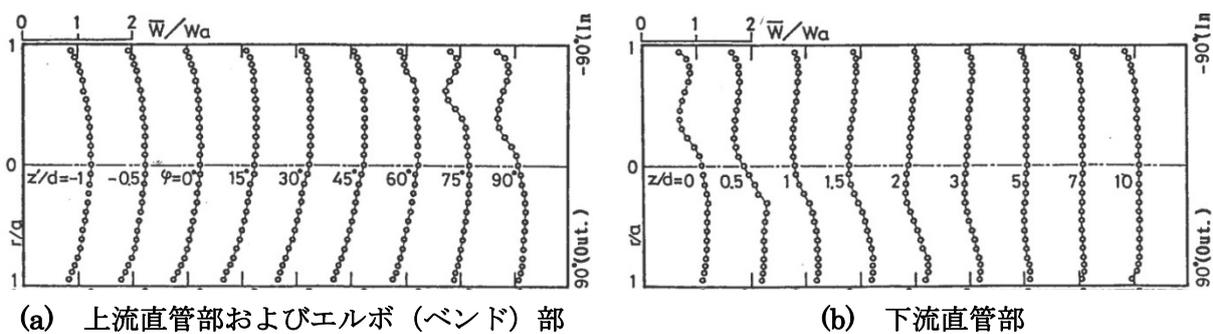
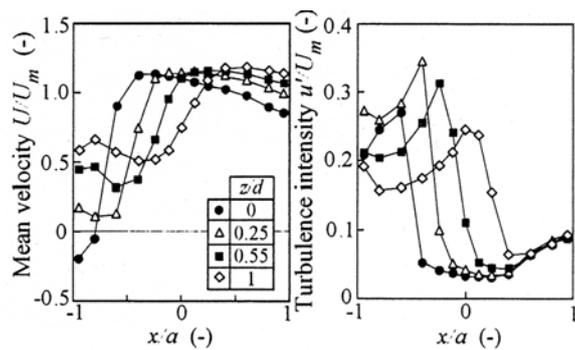
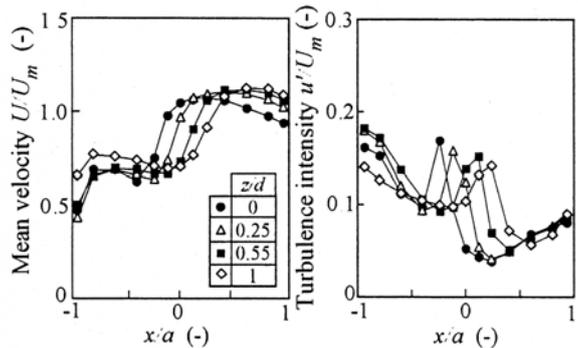


図 1.1.3- 2 時間平均軸方向流速の径方向分布 ( $Wa=8.7\text{m/s}$ ,  $Re=6 \times 10^4$ )

(須藤ら 1.1.3-4)の図 3)



(a)  $Rc/D=1, Re=5 \times 10^5$



(b)  $Rc/D=2, Re=5 \times 10^5$

(1) 時間平均流速 (2) 乱れエネルギー

図 1.1.3- 3 時間平均流速と乱れエネルギー (河村ら 1.1.3-6)の Fig.8)

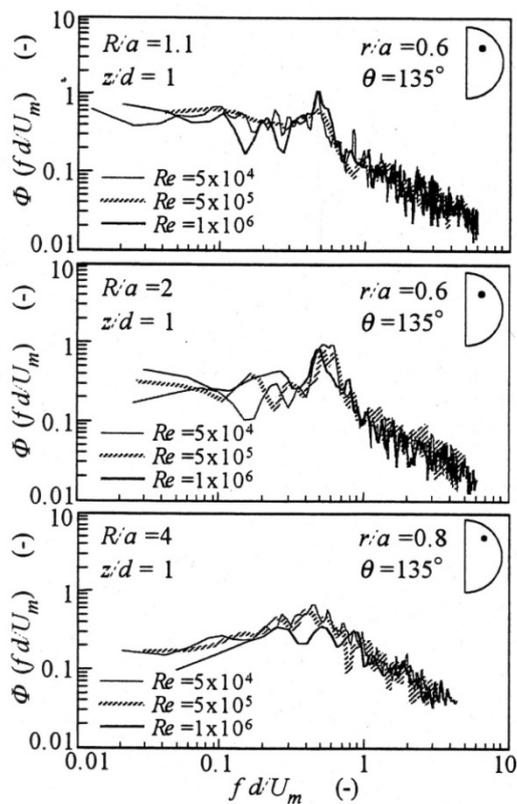
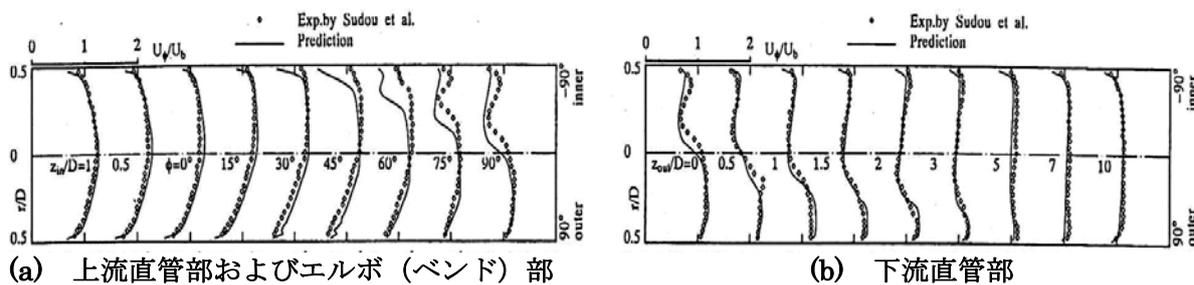


図 1.1.3- 4 乱れの無次元スペクトル (河村ら 1.1.3-6)の Fig.15)



(a) 上流直管部およびエルボ（ベンド）部

(b) 下流直管部

図 1.1.3- 5 時間平均軸方向流速の径方向分布における数値解析結果との比較  
 (シンボルは図 1.1.3-2 に示した須藤らの計測結果に同じ) (杉山ら 1.1.3-10)の Fig.5)

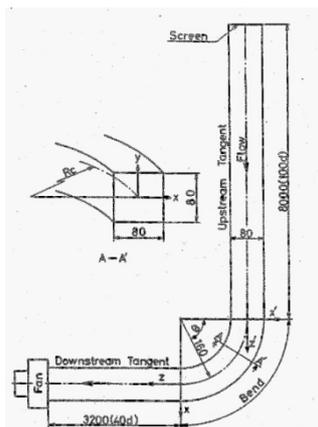


図 1.1.4-1 実験装置の概略 (須藤ら 1.1.4-6)の図 1)

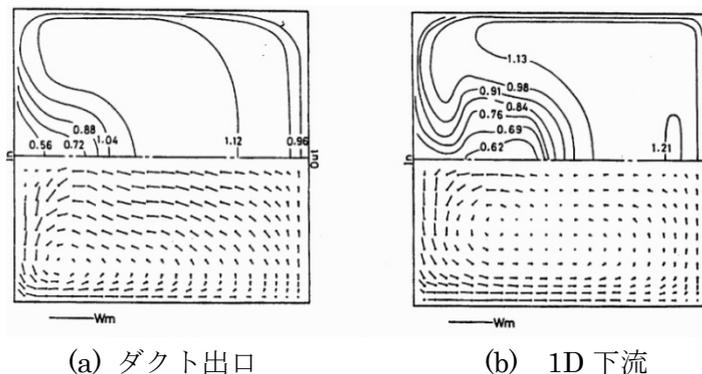
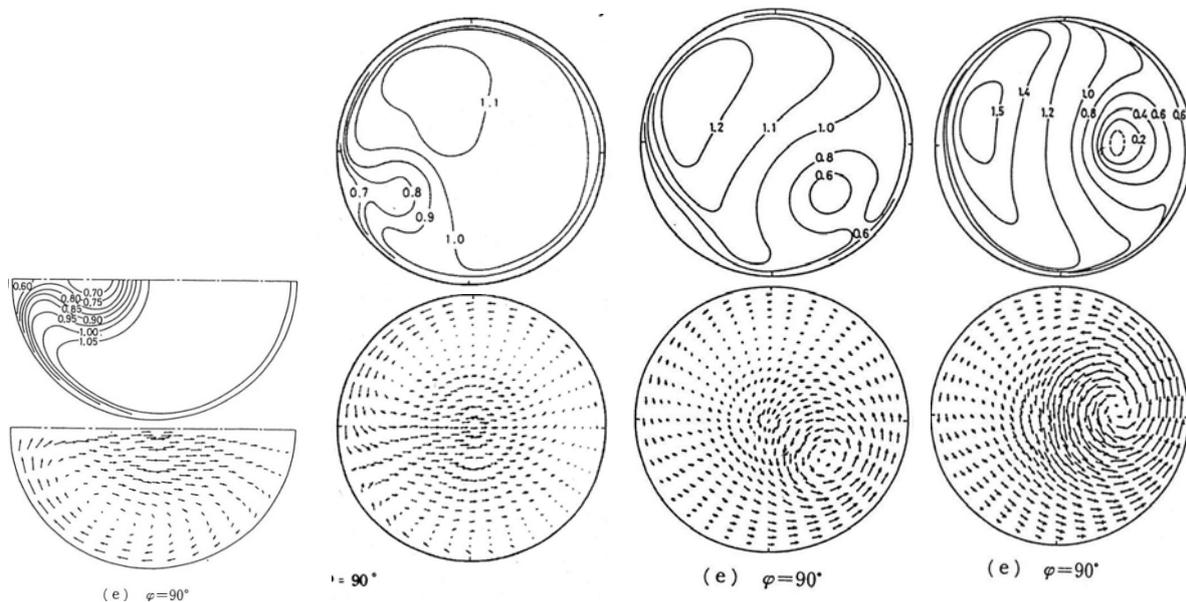


図 1.1.4-2 ダクト断面内の軸方向流速分布と 2 次流れ (須藤ら 1.1.4-6)の図 3)  
(上段：軸方向流速分布  $W/W_m$ 、下段：2 次流れの様子)



(a)  $0^\circ$  ( $\Omega=0$ ) 1.1.5-6) (b)  $5^\circ$  ( $\Omega=0.075$ ) 1.1.5-7) (c)  $20^\circ$  ( $\Omega=0.32$ ) 1.1.5-5) (d)  $40^\circ$  ( $\Omega=0.57$ ) 1.1.5-5)

図 1.1.5-1 入口旋回流強さによるエルゴ出口での管断面内流れの影響  
(上段：軸方向流速分布、下段：2 次流れのベクトル図)  
(須藤ら 1.1.5-5)の図 5、須藤ら 1.1.5-6)の図 5、須藤ら 1.1.5-7)の Fig3)

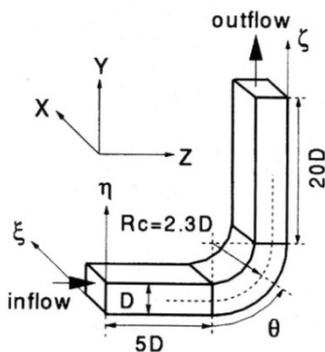


図 1.1.5- 2 解析対象 (有水ら 1.1.5-9)の Fig.1)

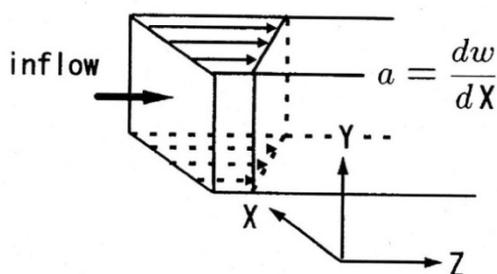


図 1.1.5- 3 入口条件として与えたせん断速度分布 (有水ら 1.1.5-9)の Fig.2)

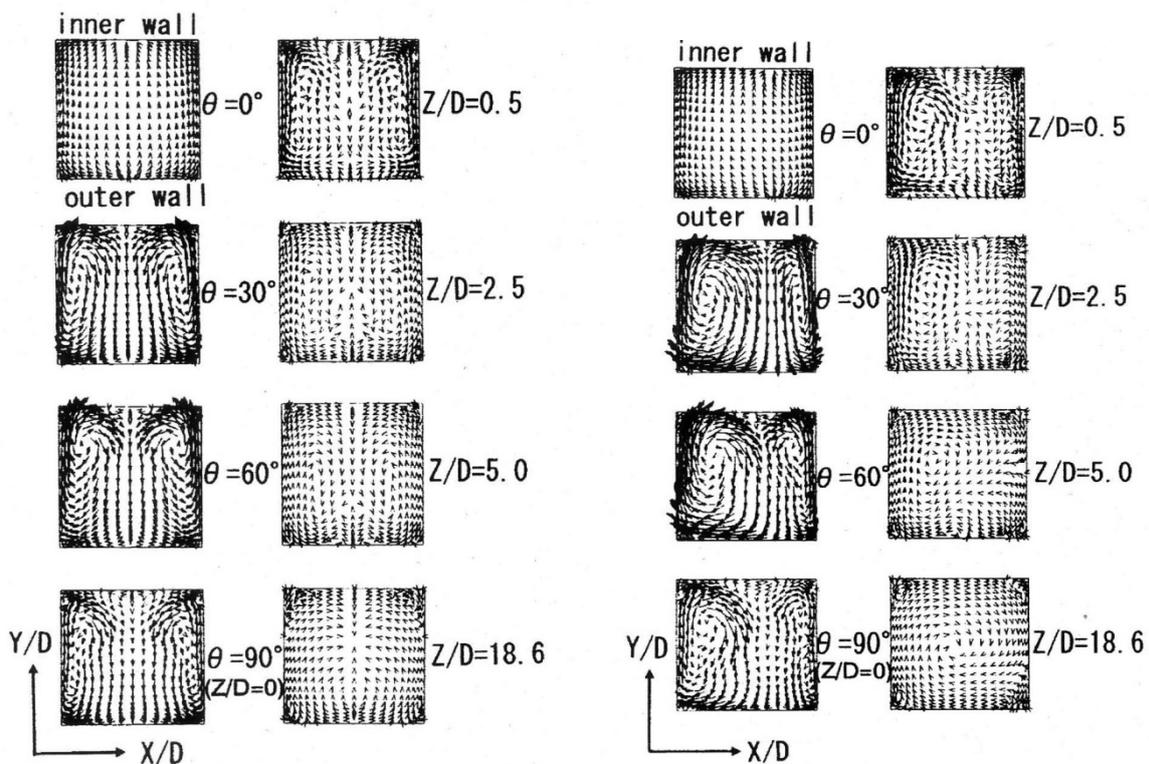
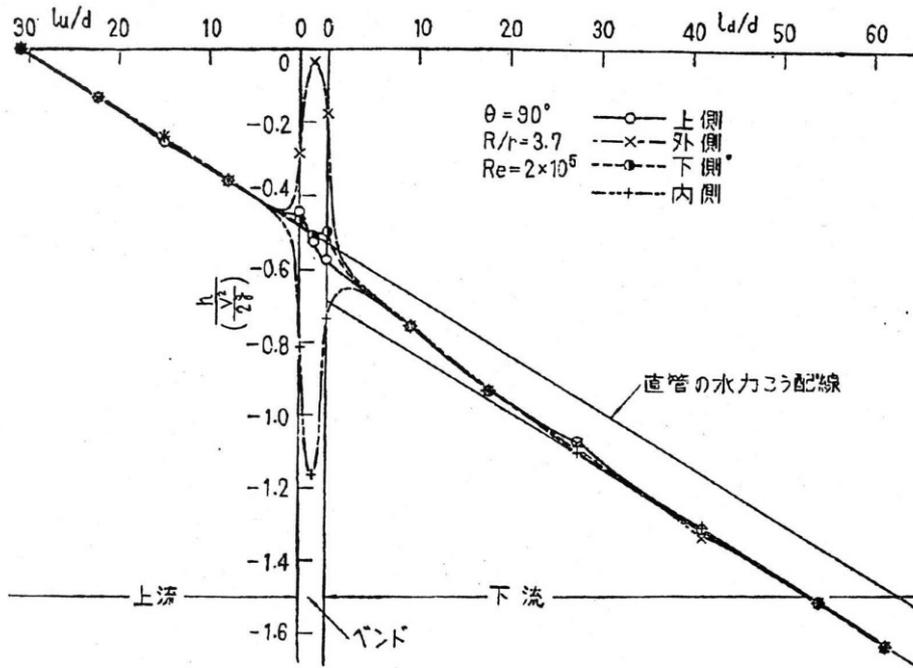


図 1.1.5- 4 ダクト流れに及ぼす入口速度分布の影響  
(軸方向流速は左側が弱く、右側が強い) (有水ら 1.1.5-9)の Fig.8, Fig.9)



$\theta = 90^\circ$ ,  $R/r = 3.7$ ,  $Re = 2 \times 10^5$ ,  $h$  は管壁で測定された水頭,  $l_u$  は上流側長さ,  $l_d$  は下流側長さ

図 1.1.6-1 曲がり管を有する管路の圧力降下(伊藤ら 1.1.6-1)の第 8 図)

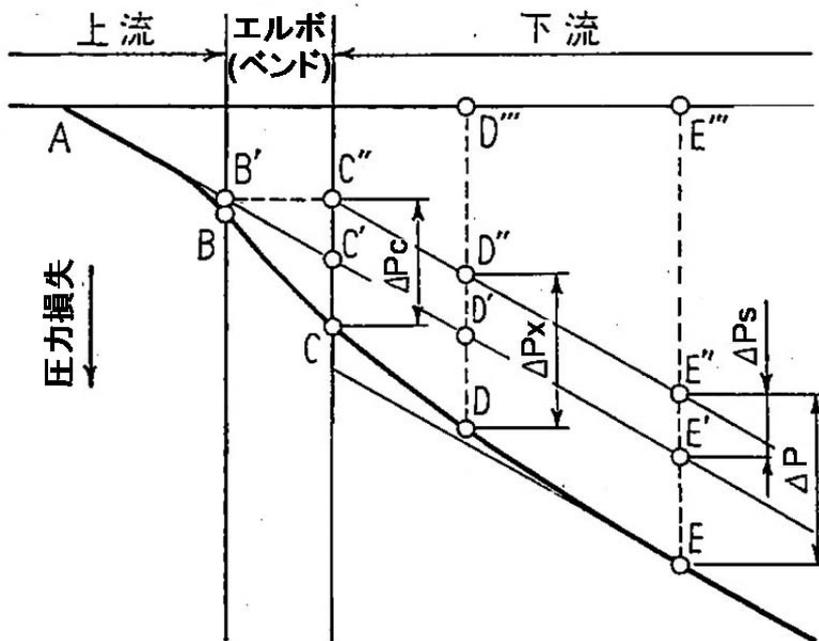


図 1.1.6-2 圧力損失の模式図 (伊藤ら 1.1.6-1)の第 9 図)

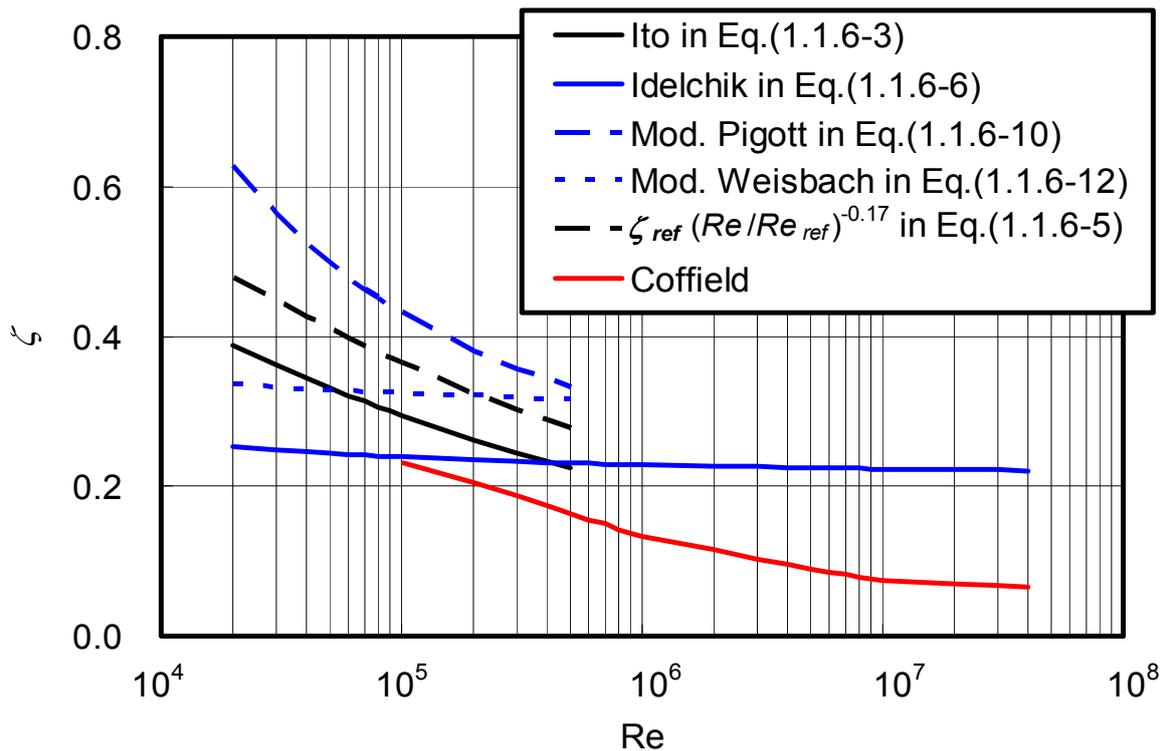


図 1.1.6-3  $Rc/D=1$  の  $90^\circ$  曲がり管における全圧力損失係数の  $Re$  数依存性

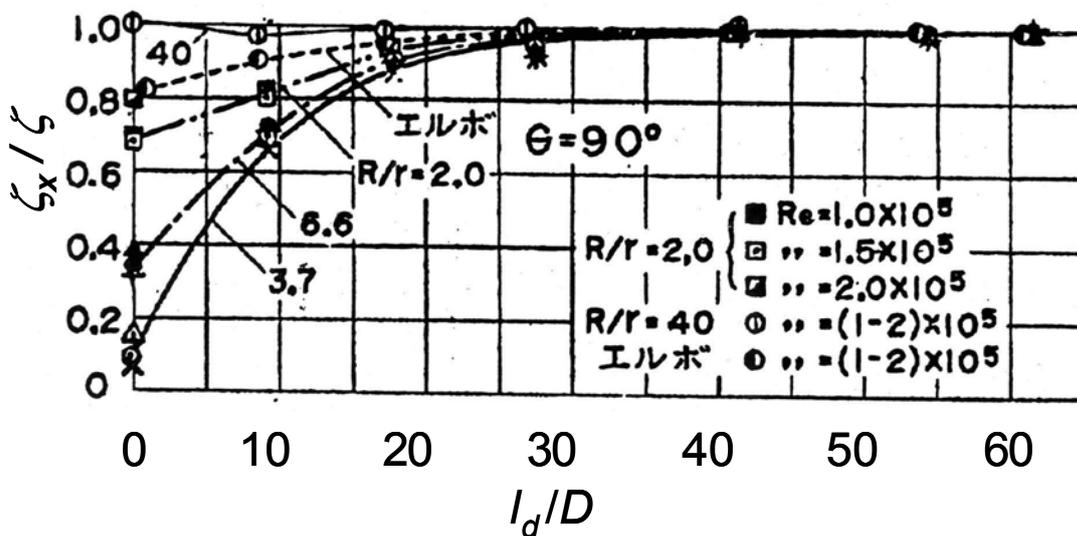


図 1.1.6-4 エルボ下流側の各位置で計測される部分圧力損失係数  $\zeta_x$   
(伊藤ら 1.1.6-1)の第 13 図)

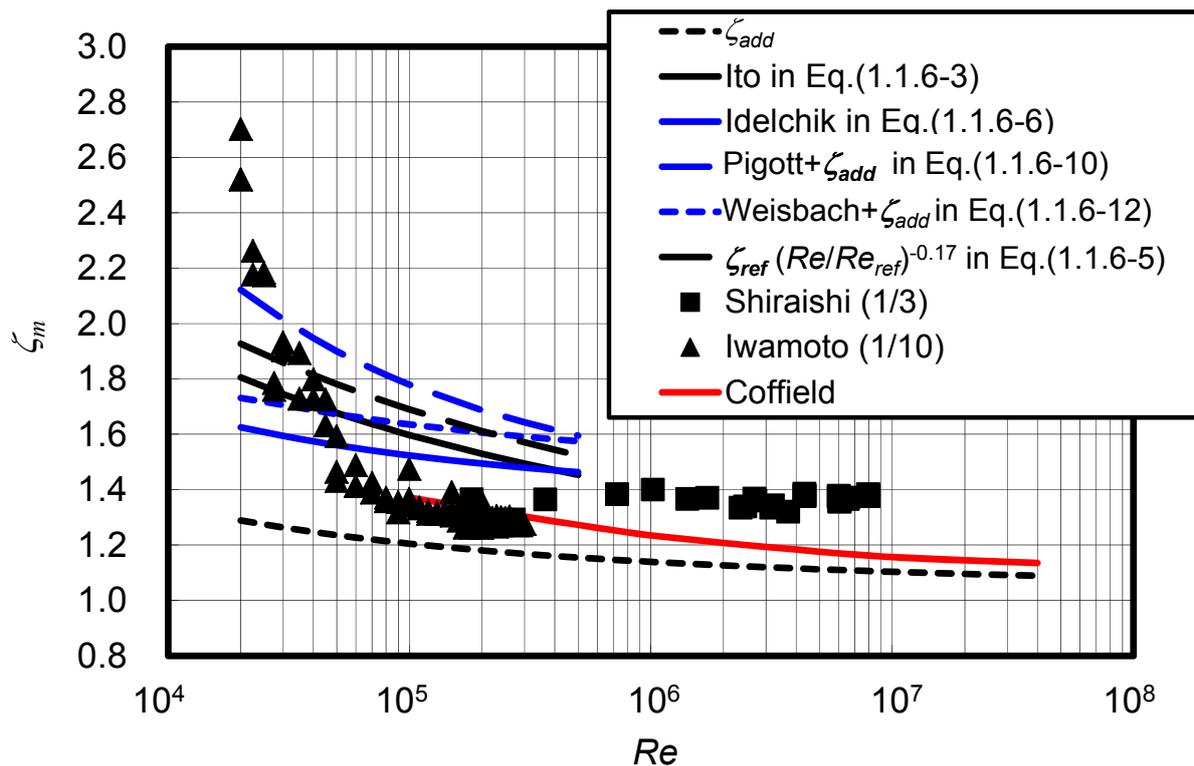


図 1.1.6-5 1/3 縮尺試験体系に補正した全圧力損失係数の  $Re$  数依存性

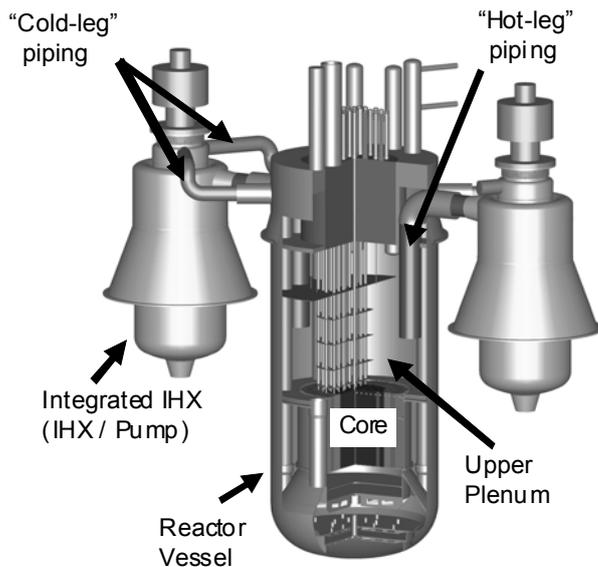


図 1.1.7-1 ナトリウム冷却高速炉 (JSFR)

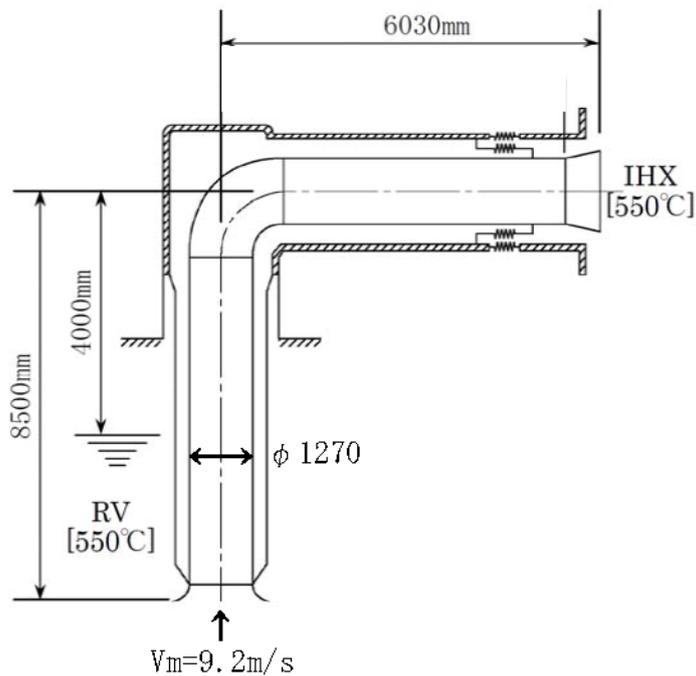


図 1.1.7-2 JSFR のホットレグ配管の一次冷却系

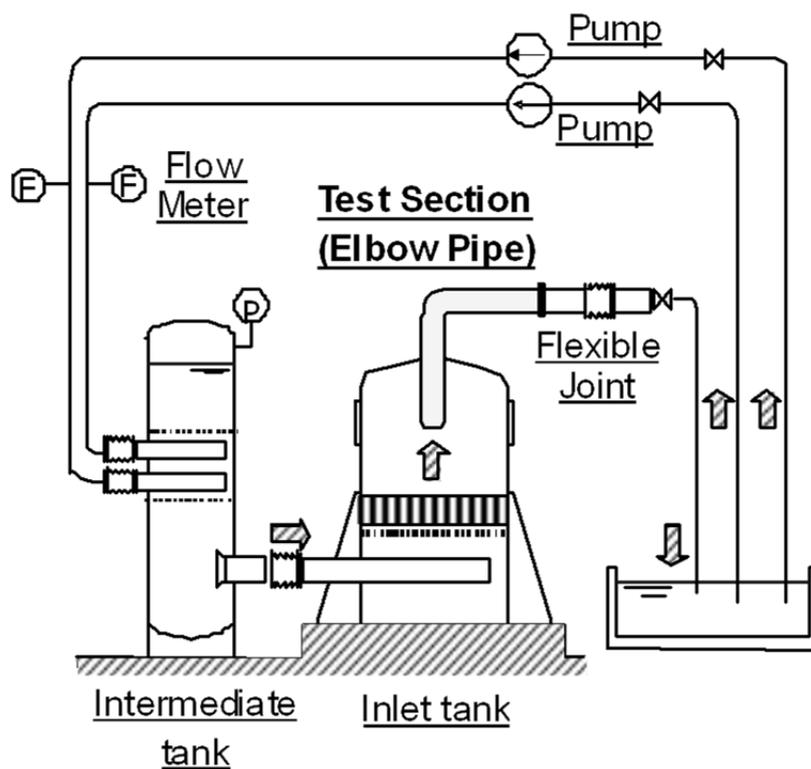


図 1.1.7-3 JSFR ホットレグ配管を対象とした 1/3 縮尺水流動試験ループの概要

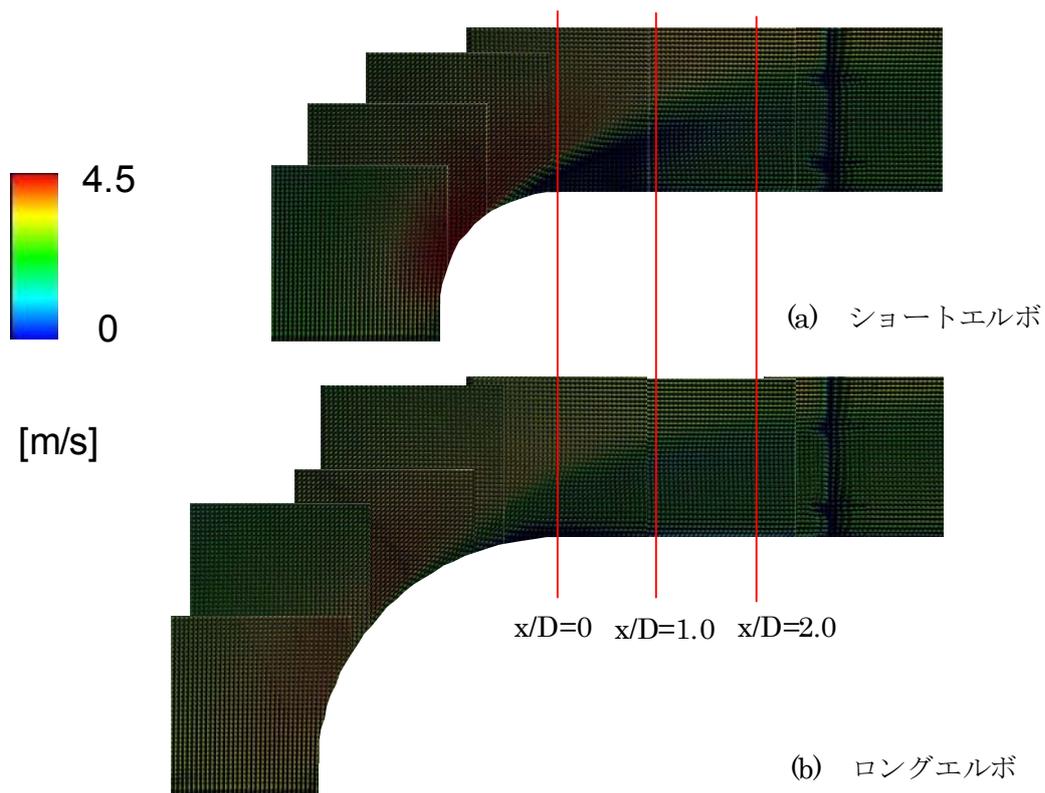
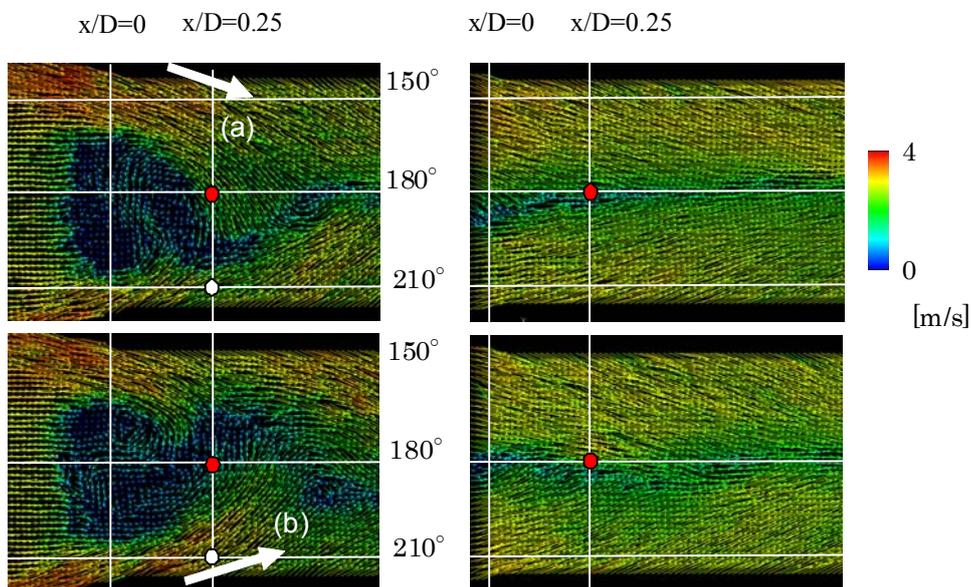


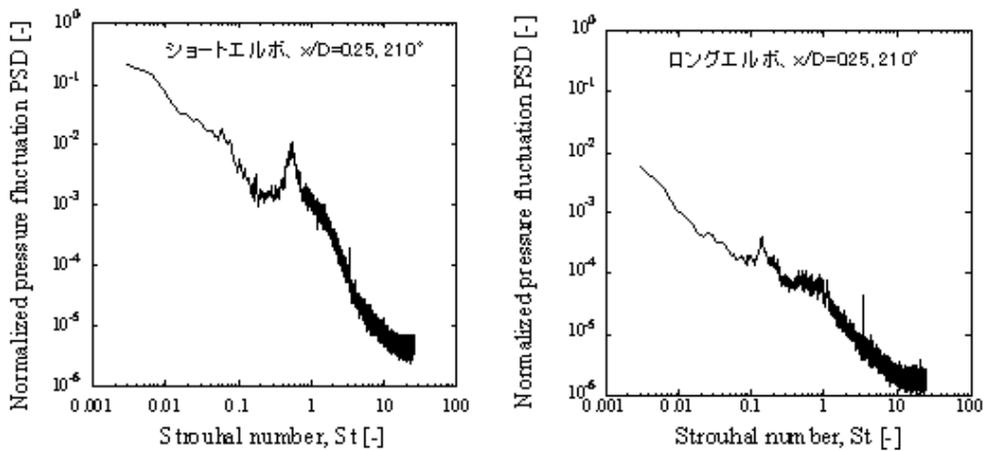
図 1.1.7-4 ショートエルボとロングエルボ内で形成されるはく離域(Ono et al.<sup>1.1.7-10</sup>)



(1) ショートエルボ

(2) ロングエルボ

図 1.1.7-5 ショートエルボとロングエルボにおける腹側水平断面流況 ( $y/D=0.08$ , 瞬時流速分布)



(a) ショートエルボ

(b) ロングエルボ

図 1.1.7- 6 ショートエルボおよびロングエルボの腹側での圧力変動特性

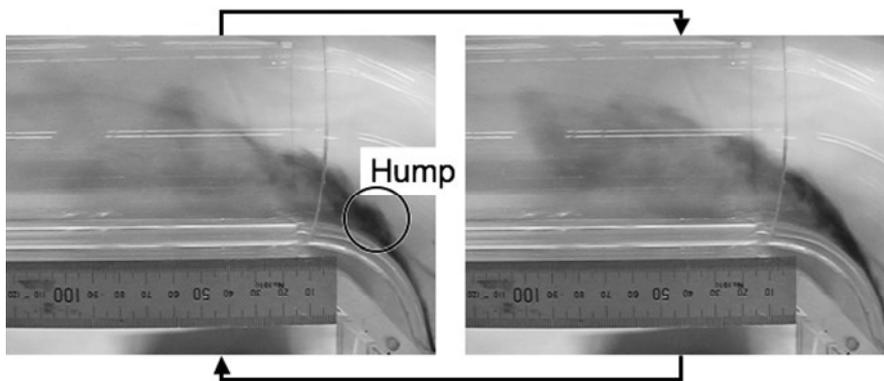


図 1.1.7- 7 境界層の上下方向の振動 (岩本ら 1.1.7-12)の Fig.10)

( $Re=50000$ , 曲率半径を含む面を撮影, 流れは右下から左)

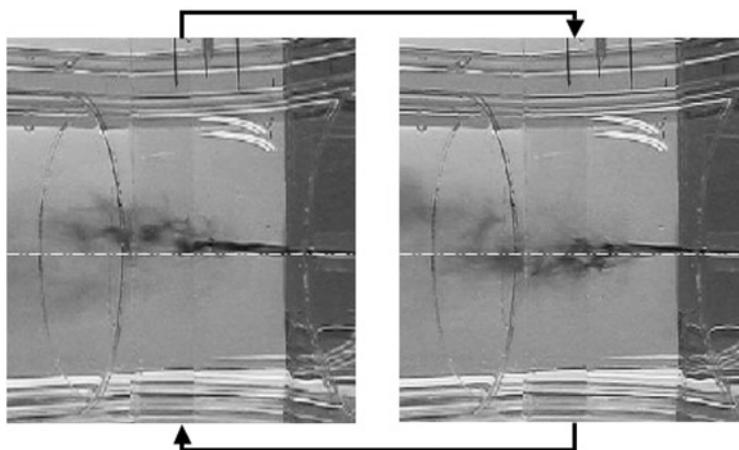


図 1.1.7- 8 境界層の左右方向の振動 (岩本ら 1.1.7-12)の Fig.11)

( $Re=50000$ , 曲がりの内側から撮影, 流れは右から左)

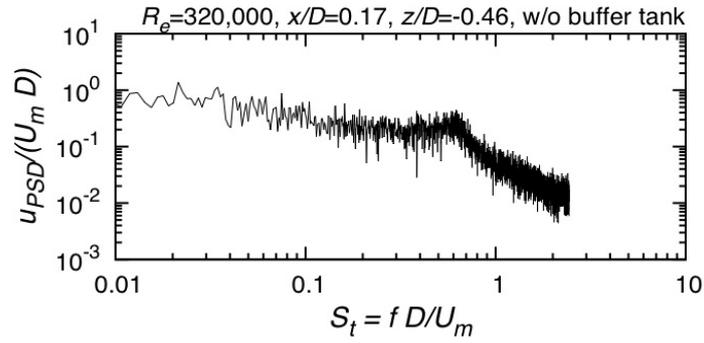


図 1.1.7- 9 管軸方向流速変動のパワースペクトル(Y.Iwamoto et al.<sup>1.1.7-13</sup>)の Fig.4(c)  
 (10D の助走配管, Re=320000, 出口から 0.17D 下流, 管中心から-0.46D 内側)

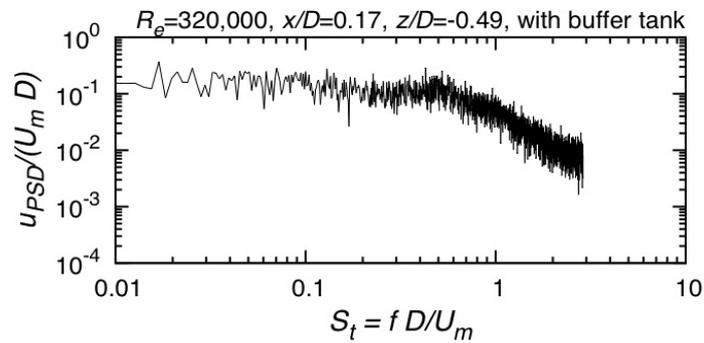
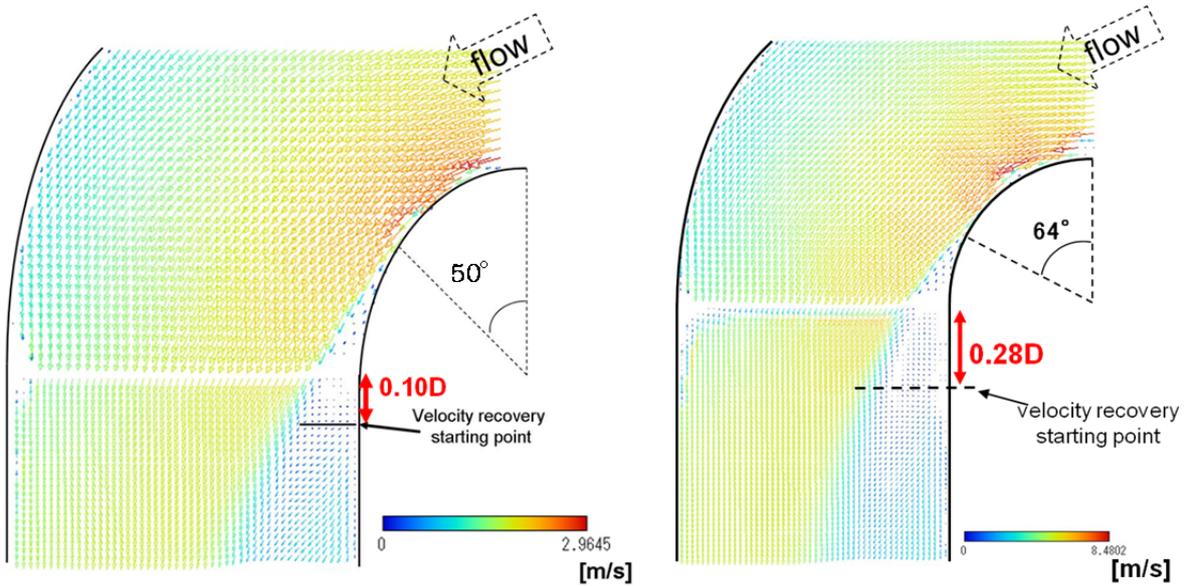


図 1.1.7- 10 管軸方向流速変動のパワースペクトル(Y.Iwamoto et al.<sup>1.1.7-13</sup>)の Fig.6(c)  
 (4.9D の入口配管, Re=320000, 出口から 0.17D 下流, 管中心から-0.49D 内側)



(a)  $Re=3.2 \times 10^5$

(b)  $Re=1.0 \times 10^6$

図 1.1.7- 11 時間平均速度ベクトル図

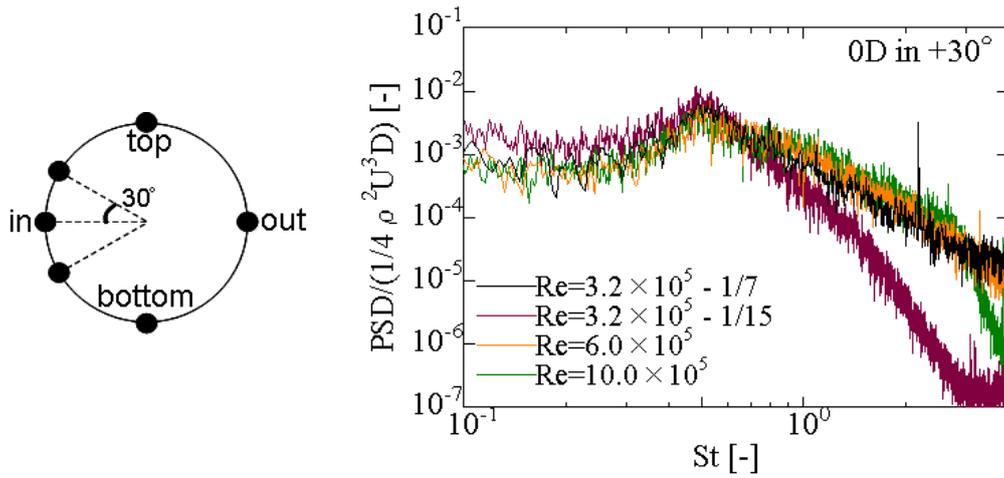


図 1.1.7- 12 エルボ出口部における無次元圧力変動 PSD 分布

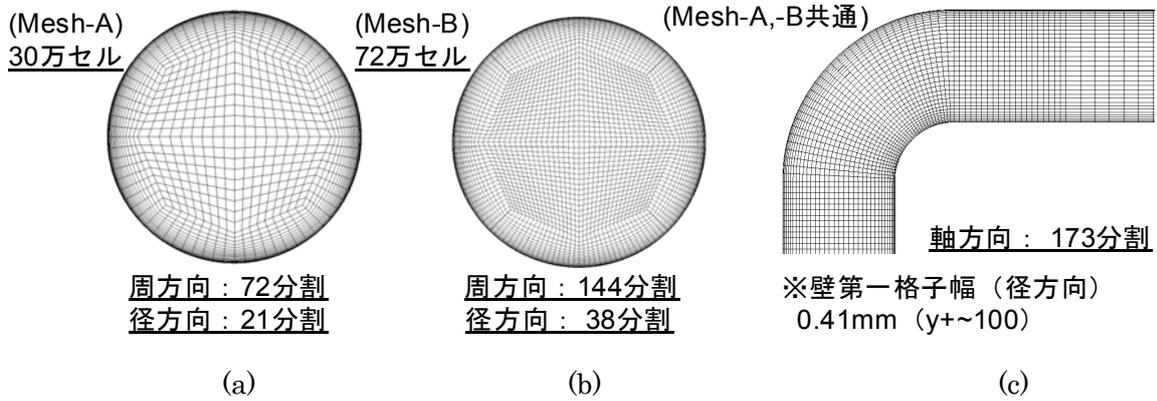
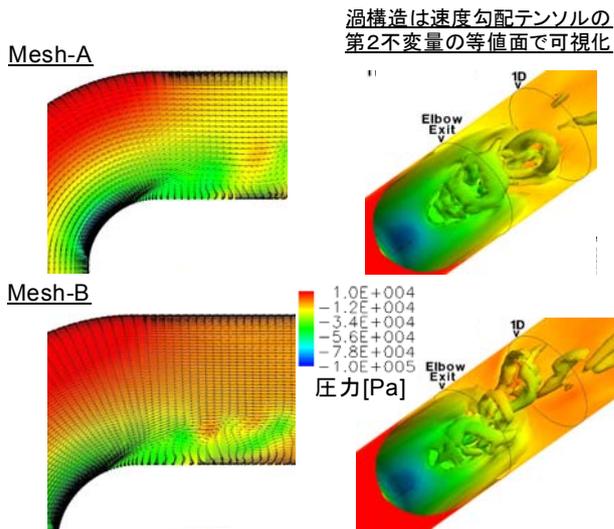
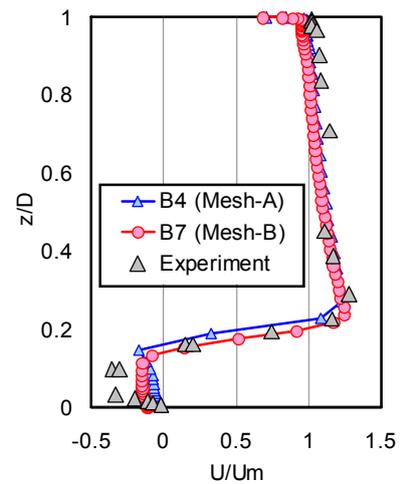


図 1.1.7- 13 URANS 解析におけるメッシュ配置図 (M.Tanaka et al.<sup>1.1.7-19</sup>)の Fig.5,6)



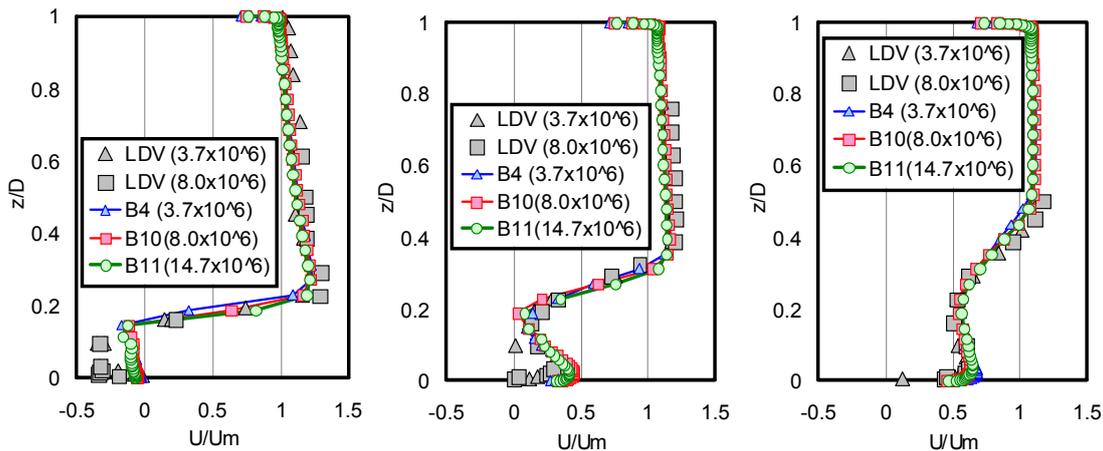
(a) 瞬時の圧力分布 (b) 瞬時の大規模渦構造

図 1.1.7- 14 メッシュの影響 (1/3 縮尺試験解析)



(エルボ出口から 0.18D 下流)

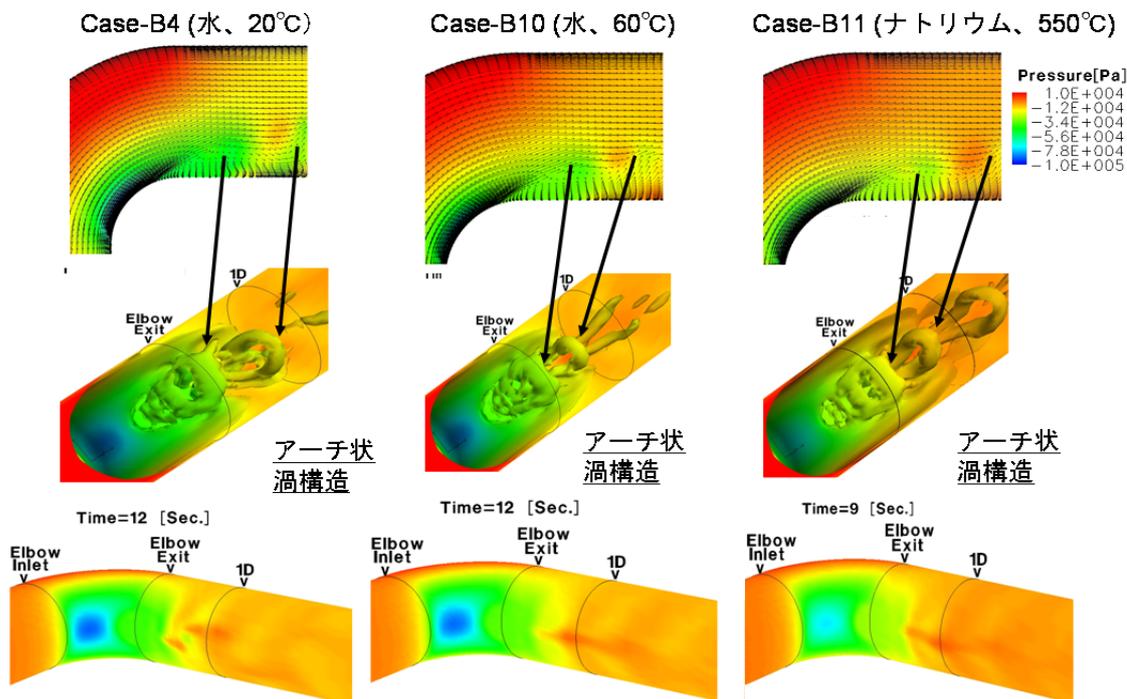
図 1.1.7- 15 時間平均軸方向流速分布 (M.Tanaka et al.<sup>1.1.7-19</sup>)の Fig.16)



(a) エルボ出口から 0.18D 下流 (b) 0.62D 下流 (c) 1.12D 下流

図 1.1.7- 16 1/3 水流動試験体系における高  $Re$  数条件下での URANS 解析による時間平均軸方向流速分布の比較 (M.Tanaka et al.<sup>1.1.7-19</sup>の Fig.8)

(Case-B4 および Case-B10 は試験条件で作動流体はそれぞれ 20°C および 60°C の水、Case-B11 は同体系において作動流体を 550°C ナトリウムとした仮想条件。ただし、入口断面平均流速  $U_m$  は共通して 9.2m/s)



(a)Case-B4 (水、20°C) (b)Case-B10 (水、60°C) (c)Ce-B11 (ナトリウム 550°C)

図 1.1.7- 17 高  $Re$  数条件下での非定常流動構造と圧力変動発生メカニズム

(上段：鉛直断面における瞬時の圧力分布、中段：速度勾配テンソルの第 2 不変量の等値面で表した瞬時の大規模渦構造、下段：同時刻の外表面圧力分布) (M.Tanaka et al.<sup>1.1.7-19</sup>の Fig.9,10)

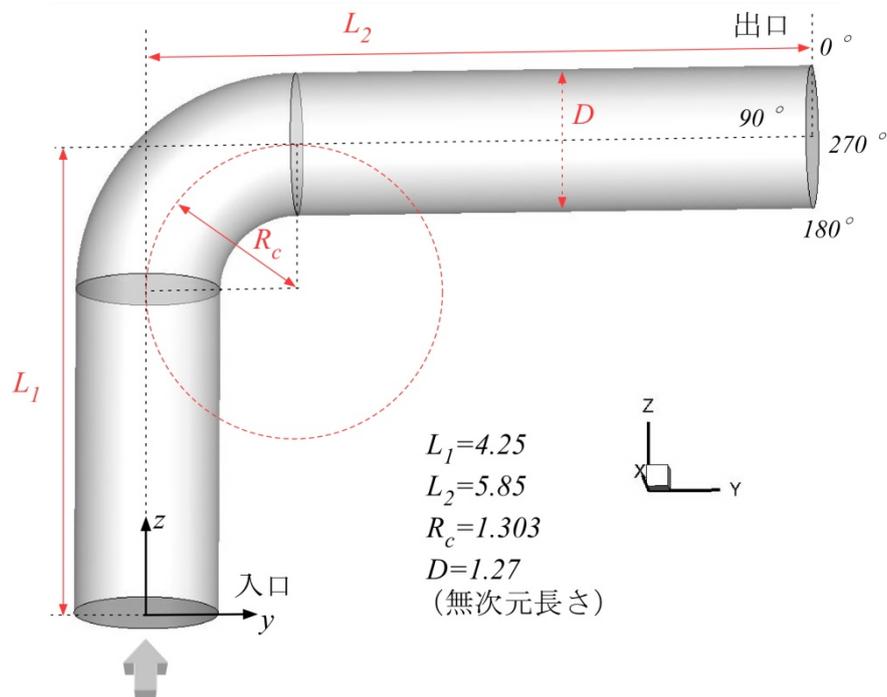


図 1.1.7- 18 解析領域

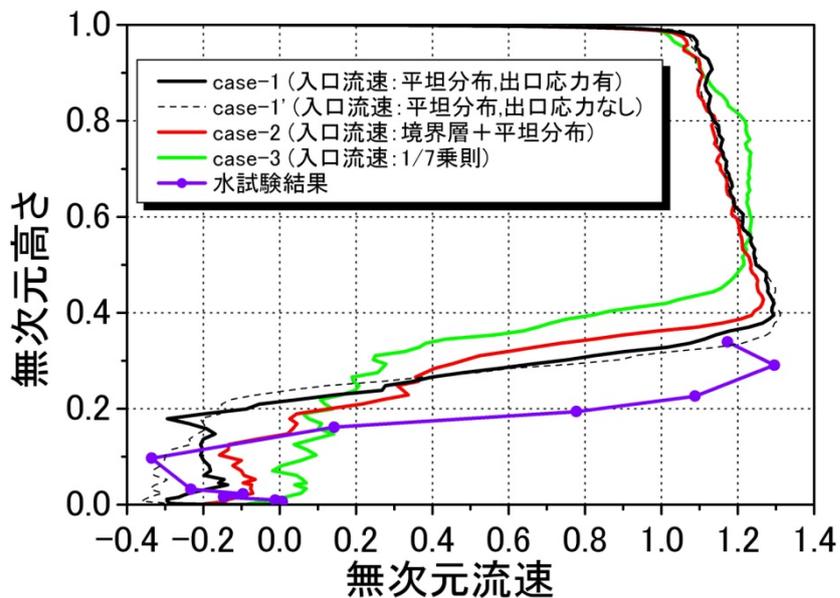


図 1.1.7- 19 エルボ終端から  $0.177D$  下流の流速分布における入口条件の影響

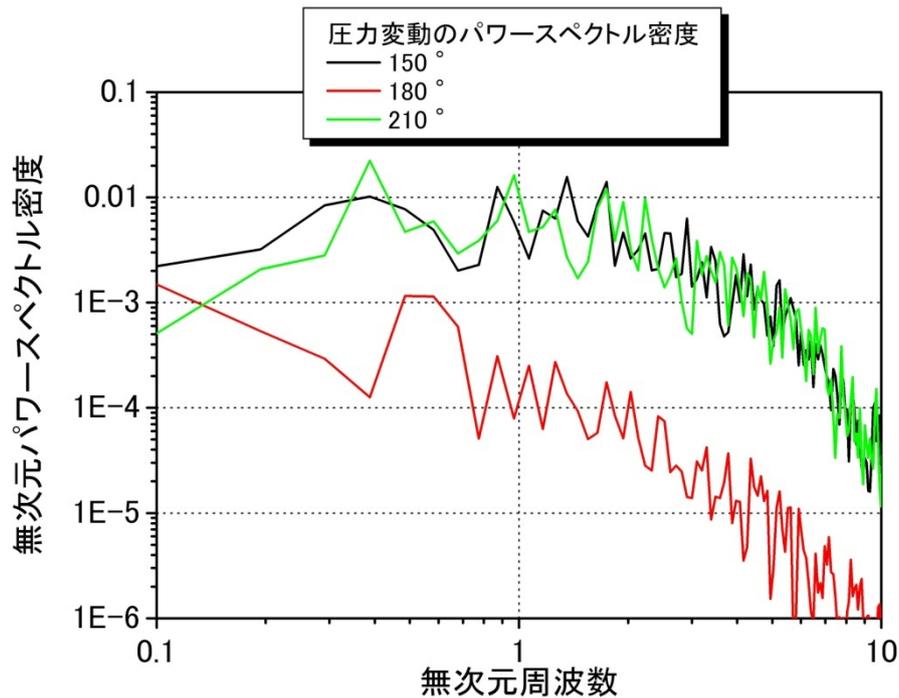


図 1.1.7- 20 エルゴ終端部における圧力変動スペクトル

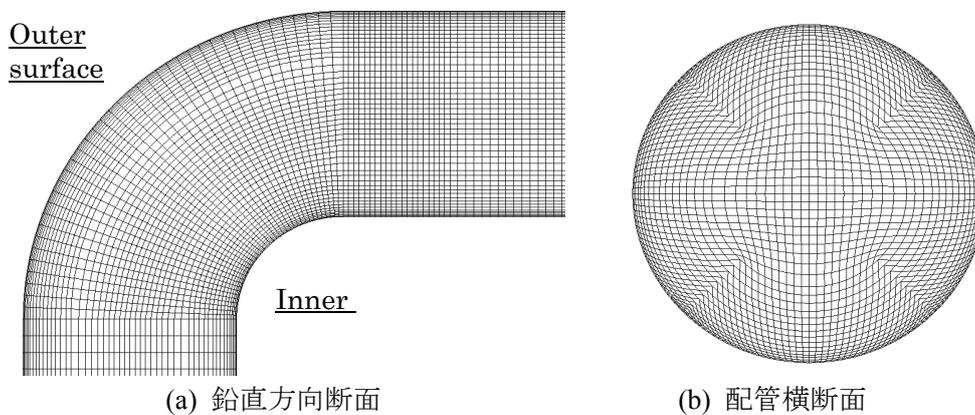


図 1.1.7- 21 1/3 縮尺水流動試験解析におけるメッシュ配置図  
(田中ら<sup>1.1.7-24)</sup>の Fig.16)

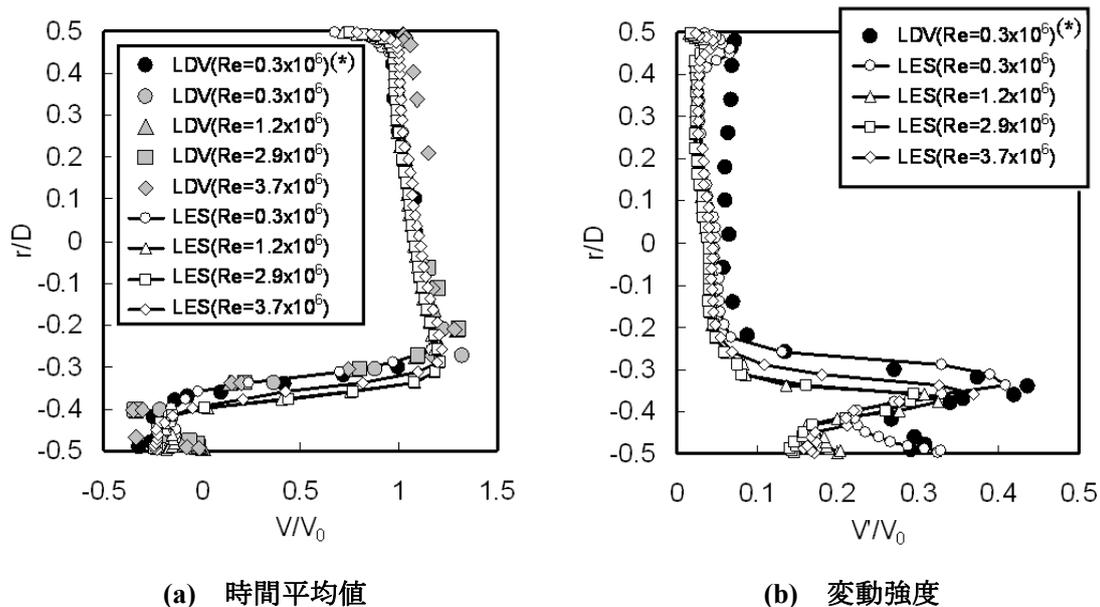


図 1.1.7- 22 エルボ出口から  $0.18D$  下流における軸方向流速の径方向分布 ( $V_0$ は断面平均流速で  $9.2\text{m/s}$ 、図中 (\*) で示す LDV データは文献 [1.1.7-12] より) (田中ら<sup>1.1.7-24</sup>)の Fig.8)

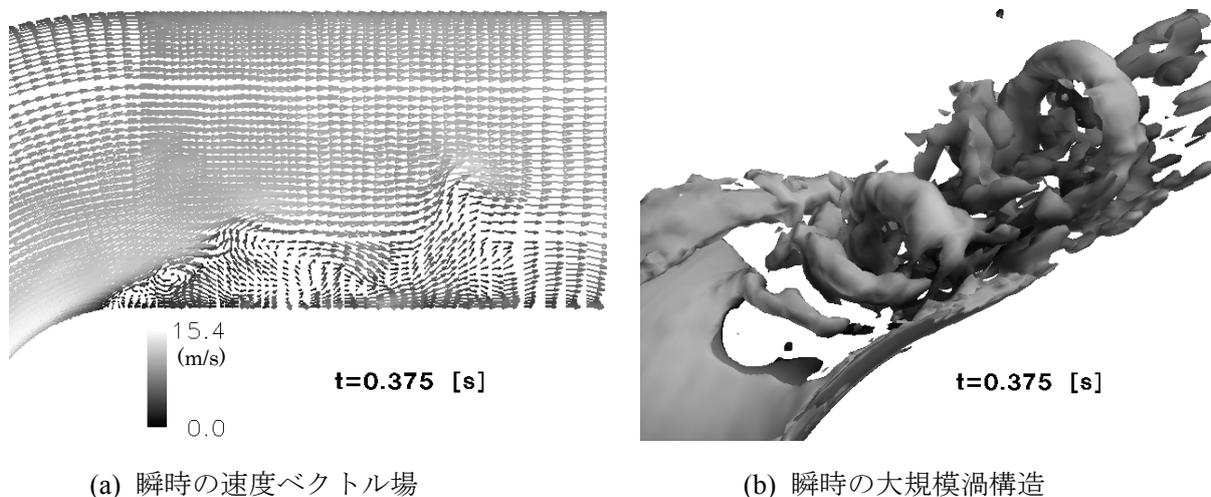


図 1.1.7- 23  $Re=3.7 \times 10^6$ での瞬時の鉛直断面速度ベクトル分布および大規模渦構造 (田中ら<sup>1.1.7-24</sup>)の Fig.9,10)

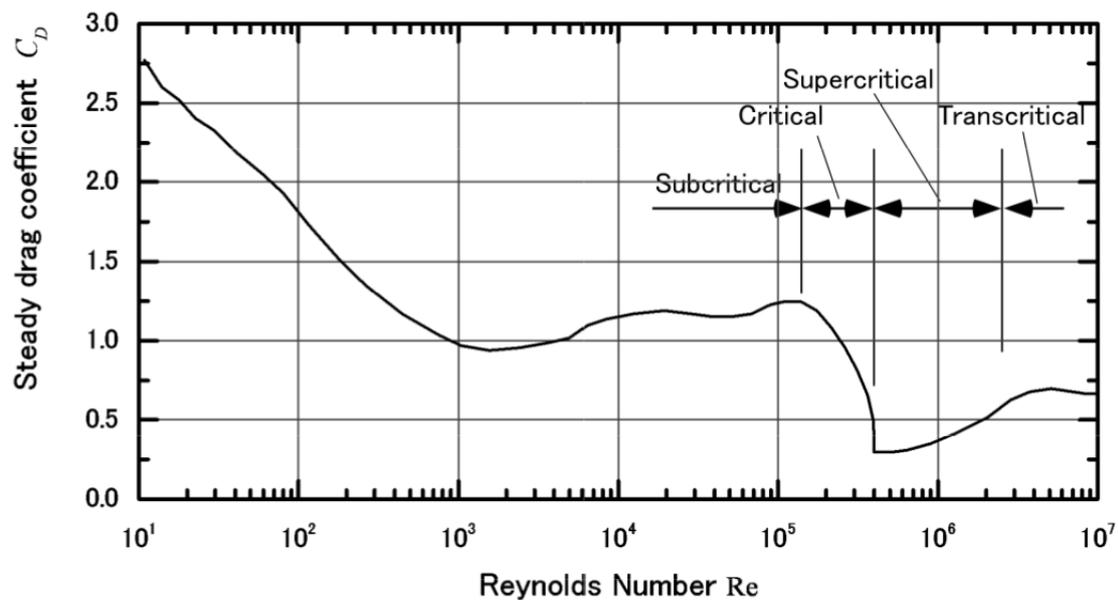


図 1.1.8- 1 円柱の抗力係数 (C.H.K. Williamson et al.<sup>1.1.8-3</sup>)

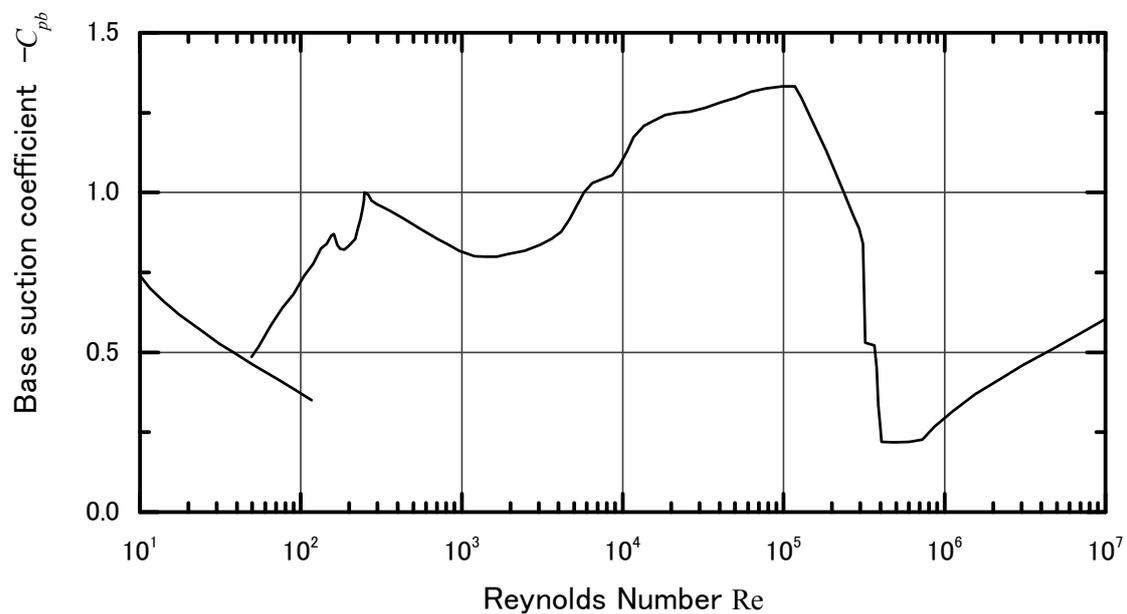


図 1.1.8- 2 円柱の背圧係数 (A.Roshko et al.<sup>1.1.8-2</sup>)の Fig.1)

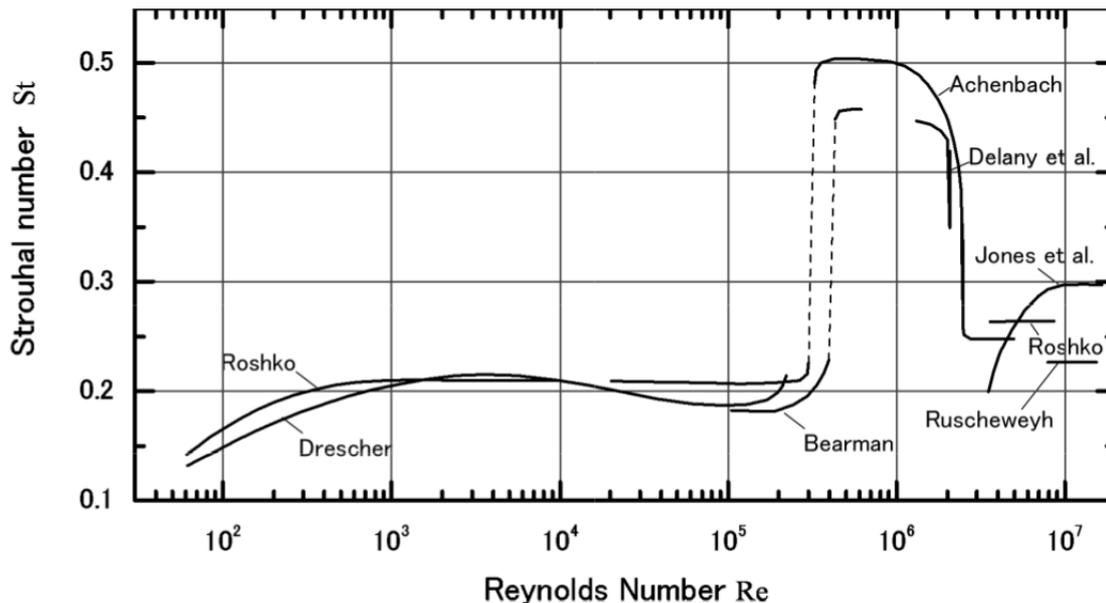


図 1.1.8- 3 円柱のストローハル数 (E.Achenbach et al.1.1.8-5)の Fig.10)

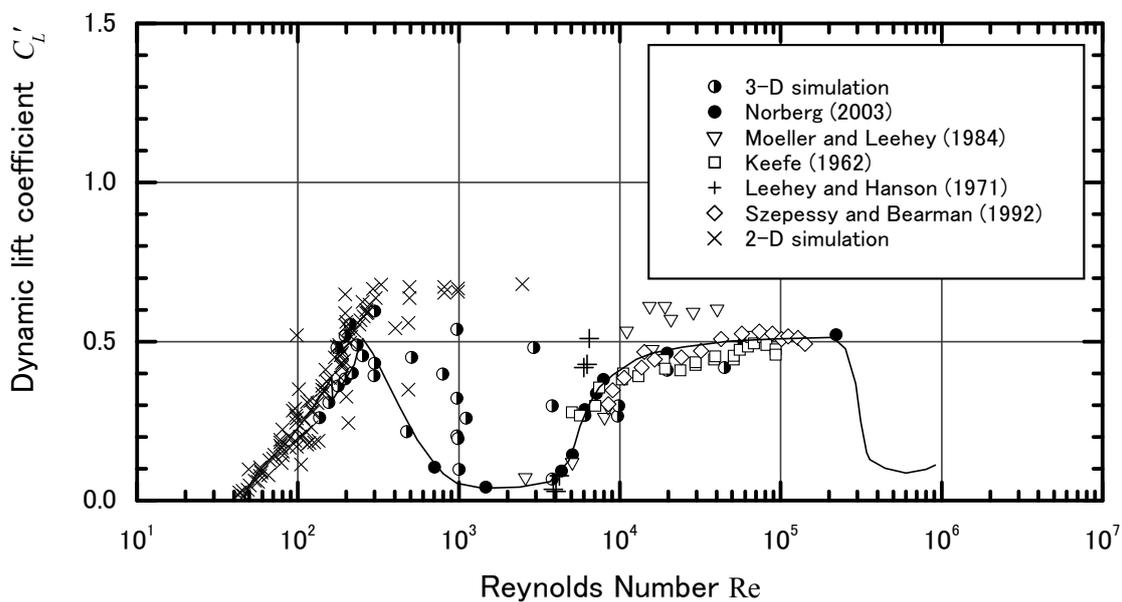


図 1.1.8- 4 円柱の変動揚力係数 (C.Norberg et al.1.1.8-8)の Fig.2)

## 1.2 配管の振動現象

本節では、一般的な配管の振動現象として配管の振動特性や配管の流力振動現象について解説する。配管の振動特性としては、固有振動数を求める際の流体付加質量の設定方法、固有振動数、固有振動モード及び減衰比について解説する。次に、流力振動現象の分類を示し、ホットレグ配管で考慮すべき流力振動として、管内流れによるランダム振動、管内流れによる自励振動、ポンプからの圧力変動・機械振動と配管振動の共振、エルボ部の2次流れと旋回流の干渉による不安定振動、管外流れによる配管振動を解説する。

### 1.2.1 配管の振動特性

ここでは、流体によるみかけの質量（流体付加質量）の設定の考え方、固有振動特性と固有振動モード、減衰比及び流力振動現象の分類について解説する。それぞれの解説においては、まず初めに一般的な配管の振動現象としての解説を行い、次に薄肉の単一エルボを持つホットレグ配管の振動の場合の解説を行う。最後に流力振動現象の分類を示してホットレグ配管で考慮すべき振動を示している。

#### (1) 流体付加質量の設定の考え方

一般的に内部及び外側に流体を有する配管が振動するとき、内部及び外側の流体の質量が配管に対して見かけの質量（流体付加質量）として加わる。流体付加質量の影響を受けて、配管の振動特性（固有振動数、固有振動モード）は、気中（配管内部にも外側にも流体が存在しない状態）の振動特性と異なる。一般的には、固有振動数は気中に比べて低下する。したがって、内部及び外側に流体を有する配管の振動特性を求める場合、何らかの方法で流体付加質量を考慮する必要がある。

流体付加質量を考慮する1つの方法は、配管内部に存在する流体質量や配管外側の流体付加質量を次のような式で求め、配管の解析モデルの接水部分に質量を等分布に付加する方法である。

$$\text{単位長さあたりの内部流体質量} \quad M = \frac{\pi}{4} \rho D^2 \quad (1.2.1-1)$$

$$\text{配管外側の流体による単位長さあたりの付加質量} \quad M_o = \frac{\pi}{4} \rho D_o^2 \quad (1.2.1-2)$$

ここで、 $\rho$  は流体密度、 $D$  は配管内径、 $D_o$  は配管外径である。

もう1つの方法は、シェル振動モードに対する流体付加質量も適切に考慮できるように、配管内部の流体を流体要素としてモデル化する方法である。流体はポテンシャル理論を適用し、流体と構造の境界では振動速度が一致するとして計算し、流体付加質量を考慮して配管の振動特性（固有振動数、固有振動モード）を求める。配管が薄肉である場合、ビーム振動モードだけでなくシェル振動モードも考慮する必要があるため、この場合は、配管の振動解析モデルとして、はりモデルではなくシェルモデルとし、後者の方法で流体付加質量を考慮する。

ホットレグ配管は、内部及び外側に流体を有し、薄肉の配管であるため、シェル振動モードを

考慮する必要がある。したがって、配管外側の流体付加質量を式(1.2.1-2)で考慮し、配管内部に存在する流体を流体要素としてモデル化する方法で流体付加質量を考慮して振動解析を行う。

(2) 固有振動数と固有振動モード

ここでは、配管の振動特性（固有振動数及び固有振動モード）について解説する。薄肉配管の配管振動を評価する場合には、ビーム振動モードとシェル振動モードの両方を考慮する必要があるため、両方について解説する。単純なはり形状を持つ配管の境界条件とビーム振動モードの関係は図 1.2.1-1 のようになる。i 次のビーム振動モードの固有振動数  $f_i$  は次式で表される<sup>1.2.1-1)</sup>。

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2} \left( \frac{EI}{m} \right)^{1/2} \quad (1.2.1-3)$$

ここで、 $\lambda_i$  は図 1.2.1-1 に示す係数、 $L$  ははりの長さ、 $E$  は縦弾性係数、 $I$  は断面二次モーメント、 $m$  は単位長さ当りの質量である。それぞれの境界条件において、1 次モードの配管振動応力の大きい箇所をに示す。図のように、固定端などの曲げモーメントが大きい箇所の応力が大きい。

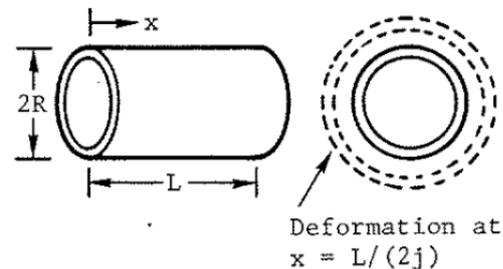
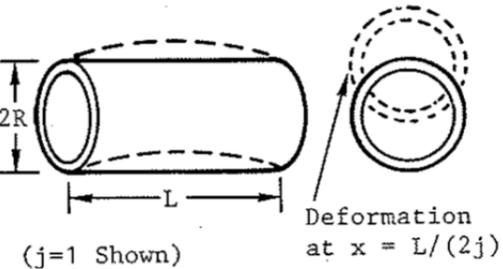
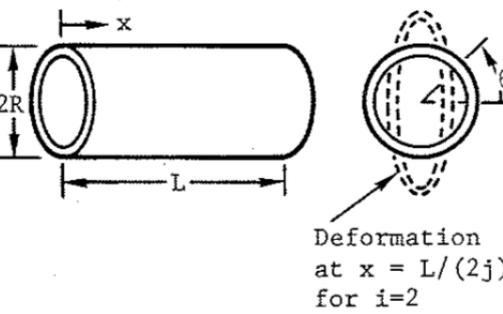
単純な薄肉円筒形状を持つ配管の境界条件とシェル振動モードの関係は、表 1.2.1-1 のようになる。一例として、図 1.2.1-3 のような単純支持された薄肉配管のシェル振動モードの固有振動数  $f_{ij}$  は次式で表される<sup>1.2.1-1)</sup>。

$$f_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{2\pi R} \left( \frac{E}{\mu(1-\nu^2)} \right)^{1/2} \quad (1.2.1-4)$$

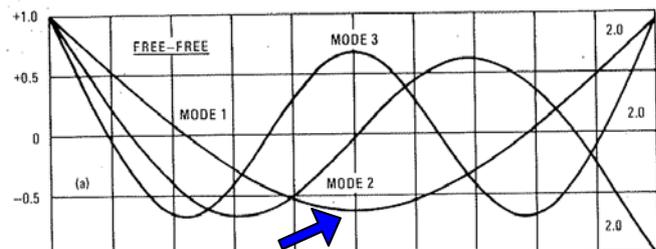
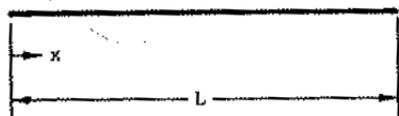
ここで、 $\lambda_{ij}$  は表 1.2.1-1 に示す係数、 $i$  は周方向の次数、 $j$  は管軸方向の次数、 $R$  は半径、 $\mu$  は配管の密度、 $E$  は縦弾性係数、 $\nu$  はポアソン比である。 $i=0$  のモードは、配管の断面形状が一様にならなくなったり小さくなったりする振動モードである。 $i=1$  のモードは、ビーム振動モードである。 $i=2,3,4$  などのモードは、周方向に  $2 \times i$  個の節を持つシェル振動モードである。

ホットレグ配管は、途中に 1 つの 90° エルボを持つ配管であり、上流側と下流側で支持されている配管である。例えば、下流側の境界はポンプ組込型中間熱交換器に固定され、上流側は支持管を介して原子炉容器に固定される。このような L 字型の配管の固有振動数と固有振動モードの一例をに示す。片端のみ固定条件の場合は、1 次モードは自由端部が揺れるビーム振動モードとなり、両端固定条件の場合は、1 次モードはエルボ部が面外に揺れるビーム振動モードとなる。図のように、固定端などの曲げモーメントが大きい箇所で応力が大きい。

表 1.2.1-1 シェル振動モード及び固有振動数の係数 (Robert D. Blevins<sup>1.2.1-1</sup>の Table 12-2)

シェル振動モード	係数: $\lambda_{ij}$
<p>3. Radial Mode</p>  <p>Deformation at <math>x = L/(2j)</math></p>	<p>For long cylinders, <math>L/(jR) &gt; 8</math>,</p> $\lambda_{ij} = 1$ <p><math>i = 0</math>  <math>j = 1, 2, 3, \dots</math></p> <p><math>\lambda_{ij}</math> is independent of <math>j</math> for <math>L \gg jR</math>. See text for shell theory for <math>L \approx jR</math>.</p>
<p>4. Bending Modes</p>  <p>(<math>j=1</math> Shown)          Deformation at <math>x = L/(2j)</math></p>	<p>For long cylinders, <math>L/(jR) &gt; 8</math>,</p> $\frac{j^2 \pi^2 (1 - \nu^2)^{1/2}}{2^{1/2}} \frac{R^2}{L^2}$ <p><math>i = 1</math>  <math>j = 1, 2, 3, \dots</math></p> <p>Beam theory result (Chapter 8). See text for shell theory for <math>L \approx jR</math>.</p>
<p>5. Radial-Axial Modes</p>  <p>Deformation at <math>x = L/(2j)</math> for <math>i=2</math></p>	$\frac{\left\{ (1 - \nu^2) \left( \frac{j\pi R}{L} \right)^4 + \left( \frac{h^2}{12R^2} \right) \left[ i^2 + \left( \frac{j\pi R}{L} \right)^2 \right]^4 \right\}^{1/2}}{\left( \frac{j\pi R}{L} \right)^2 + i^2}$ <p><math>i = 2, 3, 4, \dots</math>  <math>j = 1, 2, 3, \dots</math></p> <p>Inertia associated with <math>u</math> and <math>v</math> is neglected. Note that <math>i=2, j=1</math> is not generally the lowest frequency mode of these modes. This Donnell shell theory result is not generally as accurate as the Flügge theory (see text).</p>

1. Free-Free

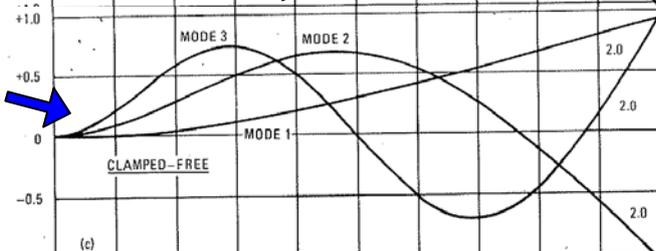
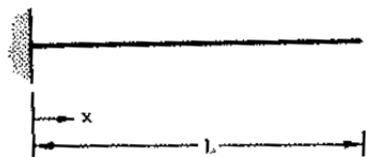


$$\lambda_1=4.73004074$$

$$\lambda_2=7.85320462$$

$$\lambda_3=10.9956078$$

3. Clamped-Free

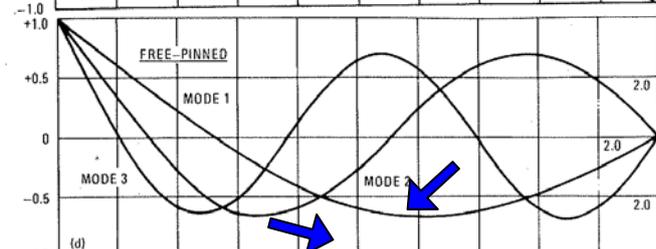
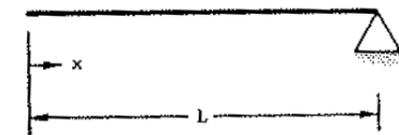


$$\lambda_1=1.87510407$$

$$\lambda_2=4.69409113$$

$$\lambda_3=7.85475744$$

4. Free-Pinned

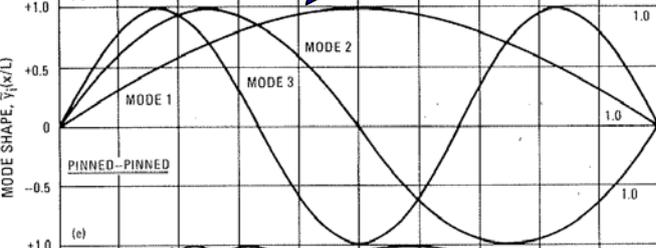


$$\lambda_1=3.92660231$$

$$\lambda_2=7.06858275$$

$$\lambda_3=10.21017612$$

5. Pinned-Pinned

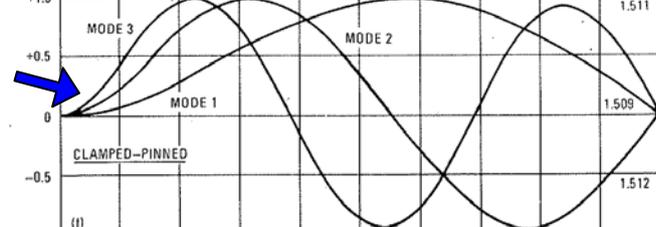


$$\lambda_1=i\pi$$

$$\lambda_2=i\pi$$

$$\lambda_3=i\pi$$

6. Clamped-Pinned

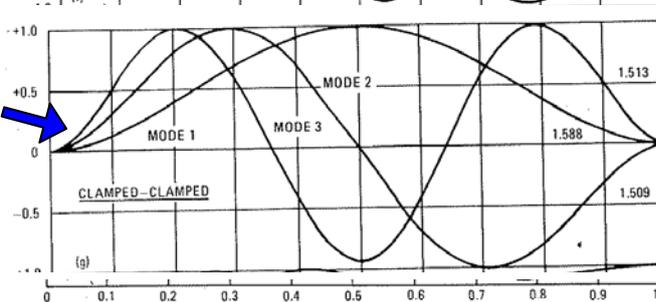
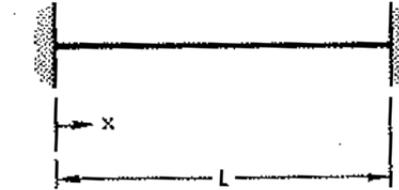


$$\lambda_1=3.92660231$$

$$\lambda_2=7.06858275$$

$$\lambda_3=10.21017612$$

7. Clamped-Clamped



$$\lambda_1=4.73004074$$

$$\lambda_2=7.85320462$$

$$\lambda_3=10.9956079$$

← : 1次モードの応力が高い箇所

図 1.2.1-1 単純はりの固有振動モード (Robert D. Blevins<sup>1.2.1-1</sup>)の Table 8-1, Fig.8-4)

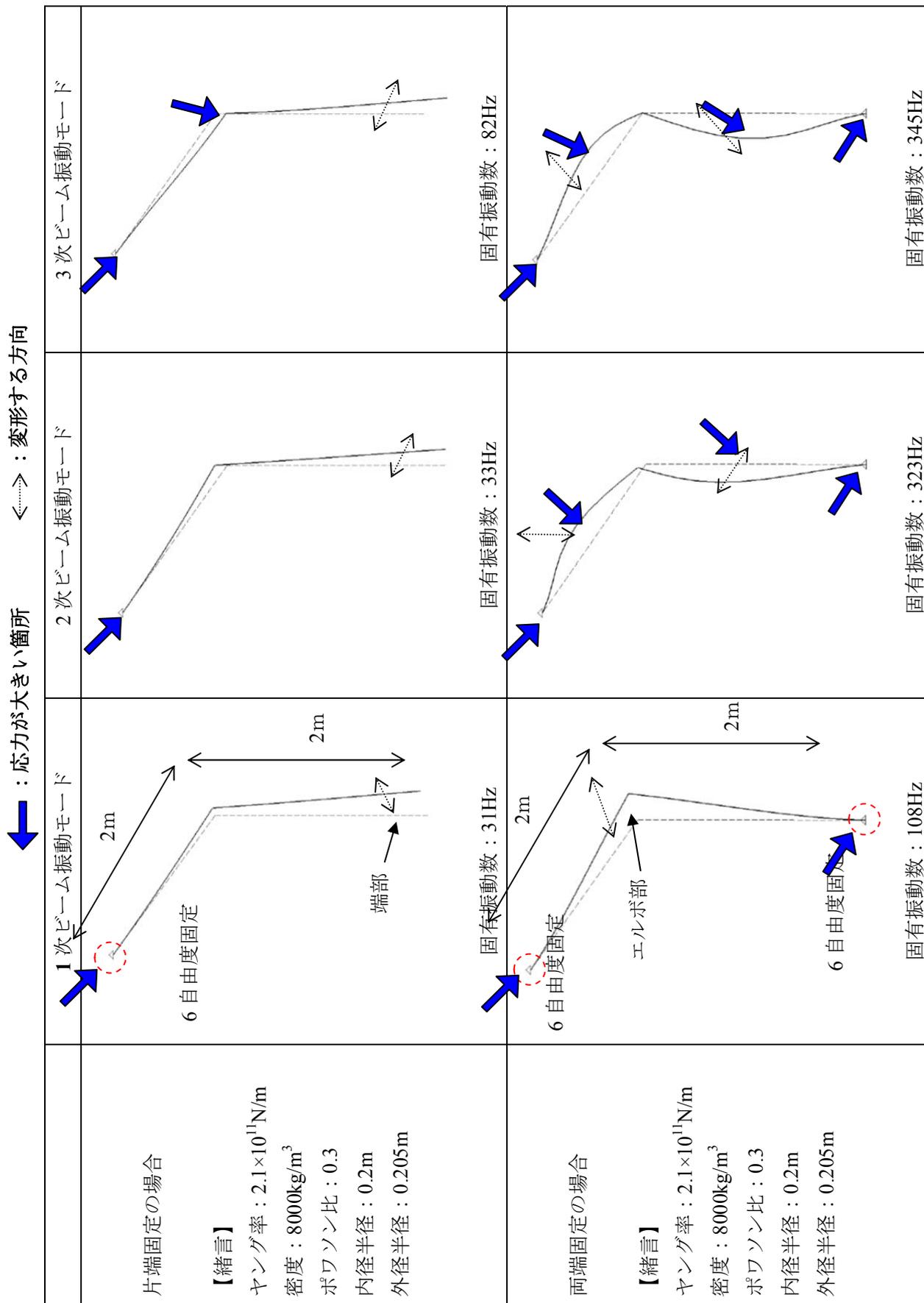


図 1.2.1-2 L字型配管の固有振動数及び固有振動モード

← : 応力が大きい箇所

← : 応力が大きい箇所

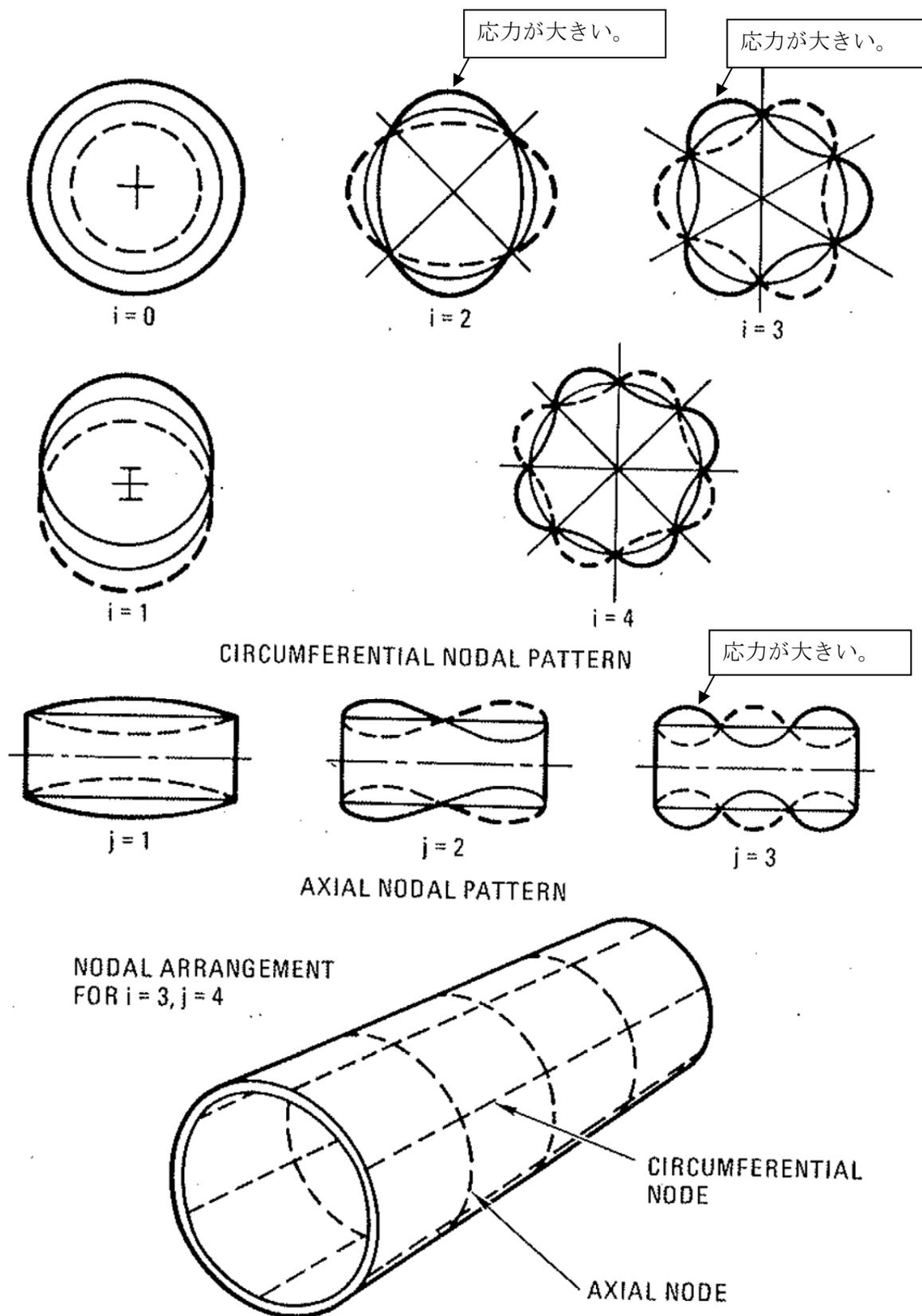


図 1.2.1-3 単純支持された配管のシェル振動モード (Robert D. Blevins<sup>1.2.1-1</sup>の Fig.12-3)

### (3) 減衰比の考え方

一般に構造物の減衰の原因となるエネルギー消費としては、運動している物体そのものにエネルギー消費の原因が内在する場合(材料減衰など)もあれば、運動している物体とその外部との関係でエネルギー消費される場合(流体付加減衰、ガタによるエネルギー消散)がある。配管の減衰の場合には、材料減衰、配管内部または外部の流体付加減衰、サポートと配管とのガタによるエネルギー消費による減衰がある。各減衰のメカニズムを 1)~4)に解説する。ホットレグ配管の減衰の設定の考え方については、2.2.3 項に記載する。

#### 1) 材料減衰

材料減衰(内部摩擦による減衰)は、物体自体が変形するときその材料を構成している分子間の相対変形、あるいは結晶などの組織間のマイクロクラックの滑りに伴う摩擦によるエネルギー消費と考えることができる。弾性変形の範囲で物体に外部から力をかけ、変形させた後に除去すると変形はマクロ的には元に戻る。しかし、ミクロ的にみると、主として組織間の滑り摩擦等のため、変形が進むときと戻るときでは力と変形の関係が同じ道筋を通らない。このことに起因するエネルギー消費が内部摩擦による減衰であり、弾性ヒステリシス損失とも呼ばれる 1.2.1-2)。

#### 2) 配管外部の流体付加減衰

物体が水中で振動する場合、物体周辺の流体は物体が静止している時とは異なり、物体の振動に起因する流れが誘起され、これに伴って付加的流体力が作用する。この付加的流体力が振動を抑制するように作用すれば正の減衰効果をもたらす、逆に振動を助長するように作用すれば負の減衰効果をもたらす。この付加的流体力による効果を配管外部の流体付加減衰と呼ぶ 1.2.1-2)。

#### 3) 配管内部の流体付加減衰

配管内部の流体付加減衰は、配管が振動することによって発生する内部流体の粘性抵抗によるエネルギー消費と考えることができる。流体内部のエネルギー消費には 2 種類のメカニズムがある。1 つは流体の分子粘性の直接的効果により、運動エネルギーが熱エネルギーに変換されるメカニズムである。もう 1 つは、乱流の重要な働きとしての運動エネルギー等の混合、拡散作用であり、変動成分の相関性に起因する見かけ上の応力(レイノルズ応力)による乱流粘性効果である 1.2.1-2)。

#### 4) 接触面におけるエネルギー散逸

サポートと配管との接触面によるエネルギー散逸による減衰として、配管がサポートに対して接触振動するときの摩擦力によるエネルギー消散が考えられる。互いに接触する 2 つの物体が相対運動をする場合、接触面では相対運動を停止させようとする力(摩擦力)が接線方向に働く。摩擦力を有する 2 つの物体が相対運動した場合の仕事量が熱エネルギーに変換されることで、エネルギーが消費される 1.2.1-2)。

(4) 流力振動の分類

図 1.2.1- 4 に一般的な流力振動を流れの様相により分類したものを示す。この図は定常流、非定常流、二相流の各流れに対して発生する流力振動メカニズムと現象例を示したものである。定常流における流力振動としては、外部流れとして渦励起振動や音響共鳴、空力/流力弾性振動がある。また、内部流れとしてサージングや配管の振動がある。非定常流における流力振動としては、脈動流による振動、乱流励起振動、流れの急激な変化による水撃・キャビテーションによる振動がある。二相流における流力振動としては、運動量の異なる 2 種類の流体が混在して流れるために運動量の時間的変動が構造物への励振源として作用する現象のほか、相変化を伴う運動量、圧力変動が励振源となるものがある<sup>1.2.1-3)</sup>。

ホットレグ配管では、図 1.2.1- 4 の乱流励起振動として管内流れによるランダム振動が考えられる。また、定常内部流れによる配管の振動として、管内流れによる自励振動、エルボ部の 2 次流れと旋回流の干渉による不安定振動が考えられる。非定常流（脈動流）による強制振動として、ポンプからの圧力変動やそれに関連した機械振動と配管振動の共振が考えられる。外部流れの渦励起振動や乱流励起振動も考えられる。各現象の詳細を 1.2.2 項～1.2.6 項で解説する。

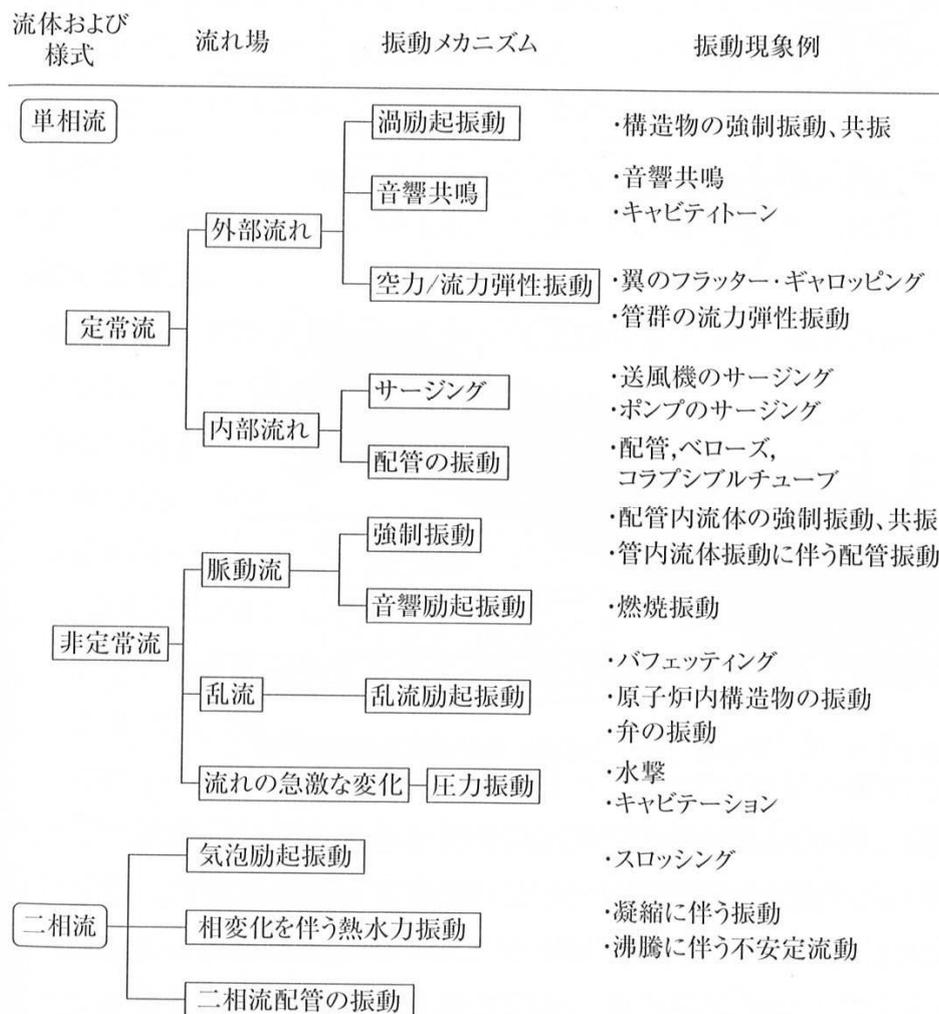


図 1.2.1- 4 流力振動の分類(金子ら<sup>1.2.1-3)</sup>の図 1.2-4)

## 1.2.2 管内流れによるランダム振動

### (1) 平行流を受ける構造物表面の圧力変動 PSD の基本特性

図1.2.2- 1に、配管内における圧力変動の概念を模式的に示す。管内を流れる流体の乱れによって生じた渦が圧力変動を引き起こし、配管に対して振動外力として作用する。

図1.2.2- 2と図1.2.2- 3に平行流を受ける構造物表面の一般的な無次元圧力変動PSDを示す(1.2.2-1)。無次元圧力変動PSDは圧力変動PSDを代表長さ(図1.2.2- 2では境界層厚さ、図1.2.2- 3では水力等価直径)、流体密度、流速で無次元化したものである。図1.2.2- 2に示す無次元圧力変動PSDは、低い振動数のデータの信頼性が低い。一方、図1.2.2- 3に示す無次元圧力変動PSDは低い振動数のデータに着目した図である。

平行流を受ける構造物表面の一般的な無次元圧力変動 PSD は次式で定義される。

$$\begin{aligned} \frac{G_p(f)}{\rho^2 V^3 D_H} &= 0.272E-5 / S^{0.25}, \quad f < 5 \\ &= 22.75E-5 / S^3, \quad f > 5 \end{aligned} \quad (1.2.2-1)$$

ここで、 $G_p(f)$ は圧力変動のパワースペクトル密度 (PSD)、 $\rho$  は流体密度、 $V$ は流速、 $D_H$ は水力等価直径、 $f$ は振動数、 $S = 2\pi f D_H / V$ である。

パワースペクトル密度 (PSD) について以下に解説する。時刻歴波形  $x(t)$ の周波数スペクトルを  $X(\omega)$ とすると、波形  $x(t)$ に含まれる角周波数  $\omega$ の周期成分  $X(\omega)$ の時間単位あたりのエネルギー(パワー)を無限時間にわたって平均したものを、パワースペクトル密度(PSD)、またはパワースペクトルという。パワースペクトル密度は自己相関関数のフーリエ変換であり、次式で定義される。

$$w_{xx}(p) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot x(t+p) dt \quad (1.2.2-2)$$

$$W_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} w_{xx}(p) e^{-j\omega p} dp \quad (1.2.2-3)$$

ここで、 $W_{xx}(\omega)$  はパワースペクトル密度、 $w_{xx}(p)$  は自己相関関数である。周波数スペクトル  $X(\omega)$ の大きさ(縦軸)は、周波数分解能(周波数刻み)に依存するのに対し、パワースペクトル密度の大きさ(縦軸)は、周波数分解能に依存しない。したがって、パワースペクトル密度を用いることにより、周波数分解能のようなデータ処理方法に依存することなく圧力変動レベルを表現することができるため、他の実験データとの比較を適切に行うことができる他、周波数分解能を気にせずに解析への入力を設定できるという利点がある。

ホットレグ配管の圧力変動 PSD の設定の考え方については、2.2.1 項に記載する。

### (2) 平行流を受ける構造物表面の相関長の一般的特性

配管の加振力となる圧力変動は、大きささまざまな大きさの渦によって生じると考えられる。大きな渦は低い振動数の圧力変動を励起し、小さな渦は高い振動数の圧力変動を励起する。大きな

渦の場合は、広い範囲にわたって同様の圧力変動が配管を加振するのに対して、小さな渦の場合には同様の圧力変動が作用する範囲は狭くなる。

このような同様の圧力変動が作用する範囲を任意の2点間のコヒーレンス（または相関係数）で表す。コヒーレンスとは、各計測点間の相関を示す度合いであり、上限値の1に近づくほど相関が強く、下限値の0に近づくほど相関が弱いと判断できる。渦の場合には、低周波数の大きな渦による2点間の圧力変動のコヒーレンスは大きく、高振動数の小さな渦による2点間の圧力変動のコヒーレンスは小さい。このため、同じ大きさの圧力変動PSDに対しても大きな渦による圧力変動の方がコヒーレンスが大きい（相関の強い圧力変動の範囲が広く）、加振力としては大きい。

相関の大きさを表すコヒーレンスについて以下に解説する。X、Yの2点間の圧力変動のコヒーレンス  $\Gamma_{XY}$  は、次式によって定義される。

$$\Gamma_{XY} = \frac{W_{XY}}{\sqrt{W_{XX}} \sqrt{W_{YY}}} \quad (1.2.2-4)$$

ここで、 $W_{XX}$ 及び $W_{YY}$ は各点のパワースペクトル密度、 $W_{XY}$ はクロススペクトル密度である。パワースペクトル密度  $W_{xx}(\omega)$ は式(1.2.2-3)で定義され、クロススペクトル密度  $W_{xy}(\omega)$ はX、Yの相互相関関数  $w_{xy}(p)$ のフーリエ変換であり、次式で定義される。

$$w_{xy}(p) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot y(t+p) dt \quad (1.2.2-5)$$

$$W_{xy}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} w_{xy}(p) e^{-j\omega p} dp \quad (1.2.2-6)$$

図1.2.2-1に示すように、配管の加振源となる渦は流れに乗って下流側に移動するため、配管の流れ方向の任意の2点間の圧力変動には時間遅れがある。配管内の流れによって励起される配管振動応答を算出するためには、各点における圧力変動PSD（大きさや周波数特性）に加えて、渦の移流に起因する時間遅れの影響を考慮する必要がある。

流れを受ける構造物表面の圧力変動の流れ方向（軸方向）と周方向の一般的なコヒーレンスを図1.2.2-4に示す(1.2.2-2)。横軸は、代表長さと流速で無次元化した無次元振動数であり、縦軸がコヒーレンスの実部（相関係数）である。軸方向のコヒーレンスとは、軸方向の2点間の圧力変動の相関を表し、周方向のコヒーレンスとは、周方向の2点間の圧力変動の相関を表している。高い振動数の圧力変動を生じさせるのは小さな渦であるため、図のように2点間の圧力変動のコヒーレンス（相関）は高い振動数ほど小さくなる。渦は流れに乗って下流方向に運ばれるため、流れ方向（軸方向）の2点間の圧力変動には時間遅れがあるが、周方向の2点間の圧力変動には時間遅れがない。このため、周方向のコヒーレンス実部は無次元振動数に対して単調減少となる。一方、流れ方向（軸方向）のコヒーレンス実部は無次元振動数に対して振動しながら減少する。

流れ方向（軸方向）のコヒーレンス実部がこのような特性を示す理由を、図1.2.2-5を用いて解説する。 $1/f$ 秒の周期（振動数 $f$ (Hz)）の渦を考える。ある瞬間に高い圧力変動を生じさせた渦が、次に高い圧力変動を生じさせるのは1周期後（= $1/f$ 秒後）である。この間に渦は、 $L'=Uc/f$ (m)だけ下流に運ばれる。したがって、距離 $L'$ だけ離れた2点間の圧力変動の位相は360度ずれていることになる（時間遅れは $1/f$ 秒）。

次に、違った観点から考える。流速 $U$ の流れ場において流れ方向（軸方向）に距離 $L$ だけ離れた

2点間の振動数 $f$ の圧力変動について考える。振動数 $f$ の圧力変動を生じさせる渦が距離 $L$ だけ下流に移動する時間は、 $L/U$ (秒)である。この渦の周期は $1/f$ (秒)であるから、流れ方向(軸方向)に距離 $L$ だけ離れた2点間の圧力変動には、 $fL/U \times 360$ 度の位相差が生じる。つまり、渦の振動数を変化させて考えると振動数に比例して圧力変動の位相差(コヒーレンスの位相)は大きくなる。このとき、コヒーレンスの実部は振動数に対して正弦波状になる。流れ方向(軸方向)に対しても、高い振動数ほど圧力変動の相関は小さくなることから、流れ方向(軸方向)の2点の圧力変動のコヒーレンスの実部は振動数に対して正弦波状かつ徐々に小さくなる波形となる。なお、360度の位相差を生じるのは、無次元振動数が $fL/U=1$ のときであり、これが図1.2.2-4の軸方向のコヒーレンス実部の1周期分に相当する。

次に、軸方向及び周方向の2点間の圧力変動のコヒーレンス実部の定式化について解説する。軸方向のコヒーレンス実部 $Re(\Gamma_{xy})$ は、2点間の距離( $\Delta x$ )が離れるにしたがって指数関数的に低下すると仮定し、かつ、移流によって生じる時間遅れに相当する位相差を考慮して次式で表す(1.2.2-4)。

$$Re(\Gamma_{xy}) = \exp(-|\Delta x|/\lambda) \cos(2\pi f|\Delta x|/U) \quad (1.2.2-7)$$

ここで、 $|\Delta x|/U$ は渦が2点間を移動する時間、 $2\pi f|\Delta x|/U$ は2点間の圧力変動の位相差である。また、 $\lambda$ は軸方向相関長であり、コヒーレンスの大きさが $1/e$ ( $e$ :自然対数の底)になる距離として定義されている。また、コヒーレンス実部は振動数が高くなるにつれて指数関数的に小さくなると仮定すると次式で表される。

$$Re(\Gamma_{xy}) = \Gamma_0 \exp(-f/f_0) \cos(2\pi f|\Delta x|/U) \quad (1.2.2-8)$$

$$\lambda = \frac{-|\Delta x|}{\ln(\Gamma_0) - f/f_0} \quad (1.2.2-9)$$

ここで、 $\Gamma_0$ は振動数0Hzでのコヒーレンス実部、 $f_0$ は軸方向のコヒーレンスの大きさが $1/e$ になる振動数である。

周方向のコヒーレンス実部 $Re(\Gamma_{xy})$ も、2点間の距離( $\Delta x$ )が離れるにしたがって指数関数的に低下すると仮定すると次式で表される(1.2.2-4)。

$$Re(\Gamma_{xy}) = \exp(-|\Delta x|/\lambda) \quad (1.2.2-10)$$

$$\lambda = \frac{-|\Delta x|}{\ln(\Gamma_0) - f/f_0} \quad (1.2.2-11)$$

軸方向のコヒーレンス実部と比較すると、渦の移流によって生じる時間遅れに相当する位相差がないために $\cos(2\pi f|\Delta x|/U)$ の項がない。式(1.2.2-9)と式(1.2.2-11)からわかるように、相関長 $\lambda$ は振動数 $f$ が高いほど短くなる。

ホットレグ配管の圧力変動の相関長の設定の考え方については、2.2.2項に記載する。

### (3) 配管の振動応力

ここでは、薄肉配管の振動応力の算出方法を示す。圧力変動特性（圧力変動 PSD、相関長）を入力し、薄肉配管の任意の位置  $x_R$  の振動応力のパワースペクトル密度  $S_\sigma(x, f)$  を次式を用いて算出する。

$$S_\sigma(x, f) = \frac{1}{16\pi^4} \sum_i \sum_j \frac{\Phi_i(x)\Phi_j(x)}{f_i^2 f_j^2 M_i M_j} \frac{1}{\left[ \left\{ 1 - \left( \frac{f}{f_i} \right)^2 \right\}^2 + 4\zeta_i^2 \left( \frac{f}{f_i} \right)^2 \right] \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{f}{f_j} \right)^2 \right\}^2 + 4\zeta_j^2 \left( \frac{f}{f_j} \right)^2 \right]}$$

$$\times \left[ \left\{ \left( 1 - \left( \frac{f}{f_i} \right)^2 \right) \left( 1 - \left( \frac{f}{f_j} \right)^2 \right) + 4\zeta_i \zeta_j \frac{ff}{f_i f_j} \right\} \int_{A_1} \int_{A_2} S_{p_1 p_2}^c(f) \phi_i(x_1) \phi_j(x_2) dA_1 dA_2 \right.$$

$$\left. + \left\{ 2\zeta_j \frac{f}{f_j} \left( 1 - \left( \frac{f}{f_i} \right)^2 \right) - 2\zeta_i \frac{f}{f_i} \left( 1 - \left( \frac{f}{f_j} \right)^2 \right) \right\} \int_{A_1} \int_{A_2} S_{p_1 p_2}^Q(f) \phi_i(x_1) \phi_j(x_2) dA_1 dA_2 \right] \quad (1.2.2-12)$$

ここで、 $i, j$  は  $i, j$  次モード、 $\Phi_i(x)$  は  $i$  次モードの応力に関する固有振動モード、 $\phi_i(x)$  は  $i$  次モードの変位に関する固有振動モード、 $f_i$  は  $i$  次モードの固有振動数、 $M_i$  は  $i$  次モードの一般化質量、 $f$  は振動数、 $\zeta_i$  は  $i$  次モードのモード減衰比、 $S_{p_1 p_2}$  は  $A_1(x_1)$ 、 $A_2(x_2)$  の点間に作用する変動圧  $p_1$ 、 $p_2$  のクロススペクトル、 $C$  は  $S_{p_1 p_2}$  の実部を表す上付き文字、 $Q$  は  $S_{p_1 p_2}$  の虚部を表す上付き文字である。

薄肉配管の任意の位置  $x_R$  の振動応力のピーク値  $\sigma_R$  は次式で算出する。

$$\sigma_R = C_0 \sqrt{\int_0^\infty S_\sigma(x_R, f) df} \quad (1.2.2-13)$$

ここで、 $C_0$  はピーク値換算係数、 $S_\sigma(x_R, f)$  はホットレグ配管の任意の位置  $x_R$  の応力のパワースペクトル密度である。

### (4) 圧力変動の相関長と配管の振動応答の関係

ここでは、圧力変動の相関長と配管の振動応答の関係について解説する。流れ方向（軸方向）及び周方向に離れた任意の 2 点間の圧力変動のコヒーレンスは、式(1.2.2-7)と式(1.2.2-8)から次のように表される。

$$\Gamma_{12}(f) = \exp\left\{-\frac{\ell}{\lambda_c}\right\} \times \exp\left\{-\frac{L}{\lambda_a}\right\} \times \exp\left\{i2\pi f \frac{L}{U}\right\} \quad (1.2.2-14)$$

ここで、 $L$  は 2 点間の軸方向長さ、 $\ell$  は 2 点間の周方向の長さ、 $U$  は断面平均流速である。また、 $\lambda_a$  は軸方向の相関長、 $\lambda_c$  は周方向の相関長である。相関長は 2 点間の圧力変動のコヒーレンスの大きさが  $1/e$  になる距離として定義されている。つまり、圧力変動の相関が強いほど相関長は長くなる。しかし、圧力変動の相関長が長いほど配管の振動応答が大きくなるわけではない。

では、どのような相関長の場合に配管の振動応答が大きくなるかを次に説明する。

配管のビーム振動モードの波長が相関長に対して十分長く、相関長と同程度の距離では配管はほぼ軸直角方向に並進振動する場合を考える。流れの乱れ（渦；加振源）が流れによって軸方向下流側へ移動するため、半周期後には流れの乱れによる加振力は、半波長下流位置において逆向きの加振力となる。したがって、図 1.2.2- 6 に示すように軸方向相関長が無限大の場合は加振力が完全に打ち消しあう。軸方向相関長が圧力変動の波長の 1/4 程度の場合は、加振力が打ち消しあう分が小さい。さらに軸方向相関長が小さくなると、加振力自体が小さくなる。したがって、配管の振動が最も大きくなる軸方向相関長が存在する。次に、配管振動が最大となる軸方向相関長について解説する。

配管振動が最大となる軸方向相関長は、コヒーレンス実部の面積が最大になる相関長として次のように求めることができる。コヒーレンス実部は、軸方向相関長を用いて次式で表される。

$$Re(\Gamma_{XY}) = \exp(-|x|/\lambda) \cos(2\pi f|x|/U) \quad (1.2.2-15)$$

ここで、 $Re(\Gamma_{XY})$  はコヒーレンス実部、 $|x|$  は 2 点間の距離、 $\lambda$  は軸方向相関長、 $U$  は流速、 $f$  は振動数である。図 1.2.2-7 に相関長を変化させたときのコヒーレンス実部の一例を示す。次式のように、コヒーレンス実部  $Re(\Gamma_{XY})$  を積分して面積  $A$  を求める。

$$A = \int_0^{\infty} \exp(-|x|/\lambda) \cos(2\pi f|x|/U) dx = \frac{\lambda}{1 + \lambda^2(2\pi f/U)^2} \quad (1.2.2-16)$$

コヒーレンス実部の面積の一例を図 1.2.2- 8 に示す。面積  $A$  が最大となる相関長において配管振動が最大になると考えられる。面積  $A$  が最大となる相関長を求めるため、式(1.2.2.16)を相関長に関して微分する。式(1.2.2-16)の微分が 0 になるときの軸方向相関長は次式で表される。

$$\lambda = 1/(2\pi) \cdot (U/f) \quad (1.2.2-17)$$

つまり、軸方向相関長が圧力変動の波長  $U/f$  の  $1/(2\pi)$  の時に配管振動が最大になる。

次に周方向相関長について考える。図 1.2.2- 9 に示すように圧力変動の周方向相関長が長く、圧力変動が配管に同位相で一様に作用する場合（完全相関の場合）、配管全周が膨んだり縮んだりするような振動モードしか励起しない。一般に、配管全周が膨らんだり縮んだりする振動モードの固有振動数は高く、ほとんど励起されないため、周方向相関が完全相関の場合の配管振動レベルは小さい。周方向相関長が短く、圧力変動が配管にランダムに作用する場合（完全相関ではない場合）は、管内流れによる乱れによって配管が振動しやすくなる。さらに周方向相関長が小さくなると、加振力自体が小さくなる。したがって、配管の振動が最も大きくなる周方向相関長が存在する。次に、配管振動が最大となる周方向相関長について解説する。

配管振動が最大となる周方向相関長は、コヒーレンス実部と配管の周方向振動モードの積の面積が最大になる相関長として次のように求めることができる。コヒーレンス実部は、周方向相関長を用いて次式で表される。

$$Re(\Gamma_{XY}) = \exp(-|x|/\lambda) \quad (1.2.2-18)$$

ここで、 $Re(\Gamma_{XY})$  はコヒーレンス実部、 $|x|$  は 2 点間の距離、 $\lambda$  は周方向相関長である。コヒーレンス実部  $Re(\Gamma_{XY})$  と配管の振動モードの積を積分して面積  $A$  を求める。

$$A = \int_0^{\pi D/2} \exp(-|x|/\lambda) \cos(|x| \cdot 2/D) dx \quad (1.2.2-19)$$

面積  $A$  が最大となる相関長において配管振動が最大になると考えられる。面積  $A$  が最大となる相関長を求めるため、式(1.2.2.19)を相関長に関して微分する。式(1.2.2-19)の微分が 0 になるときの周方向相関長は次式で表される。

$$\lambda = 0.6D \quad (1.2.2-20)$$

つまり、周方向 1 次モード（ビーム振動モード）については、周方向相関長が配管の周方向振動モードの波長の  $1/(2\pi)$  より少しずれたところで配管振動が最大になる。波長の  $1/(2\pi)$  の時に配管振動が最大になるのではなく、少しずれたところで最大になるのは、積分区間が無限大までではなく、配管の半周分までだからである。

配管の周方向 2 次モード及び 3 次モードについても同様に、コヒーレンス実部  $Re(\Gamma_{XY})$  と配管の振動モードの積の面積  $A$  は次式で表される。

$$A = \int_0^{\pi D/2} \exp(-|x|/\lambda) \cos(|x| \cdot 4/D) dx \quad (1.2.2-21)$$

$$A = \int_0^{\pi D/2} \exp(-|x|/\lambda) \cos(|x| \cdot 6/D) dx \quad (1.2.2-22)$$

面積  $A$  が最大となる周方向相関長は次式で表される。

$$\lambda \approx \frac{D}{4} = \frac{\pi D/2}{2\pi} \quad \dots \text{周方向 2 次のシェル振動モード} \quad (1.2.2-23)$$

$$\lambda \approx \frac{D}{6} = \frac{\pi D/3}{2\pi} \quad \dots \text{周方向 3 次のシェル振動モード} \quad (1.2.2-24)$$

つまり、周方向 2 次のシェル振動モード、3 次のシェル振動モードについては、周方向相関長が配管振動モードの波長のほぼ  $1/(2\pi)$  で配管振動が最大になる。積分区間は無限大ではないが、周方向相関長が波長のほぼ  $1/(2\pi)$  で配管振動が最大になるのは次のように説明できる。つまり、周方向 2 次や 3 次のシェル振動モードの場合は、配管振動が最大となるような周方向相関長では、積分区間の配管半周でほぼコヒーレンスが 0 になるからである。

配管振動が最大となる周方向相関長を代表長さ（配管内径）で無次元化したものを図 1.2.2-10 に示す。周方向のシェル振動モードの波長の約  $1/(2\pi)$  のときに配管振動が最大となるため、モード次数によって配管振動が最大となる相関長が異なる。配管振動が最大となる軸方向相関長を代表長さ（配管内径）で無次元化したものを図 1.2.2-11 に示す。圧力変動の波長の  $1/(2\pi)$  のときに配管振動が最大となるため、軸方向の場合にはモード次数によらず配管振動が最大となる軸方向相関長が定まる。

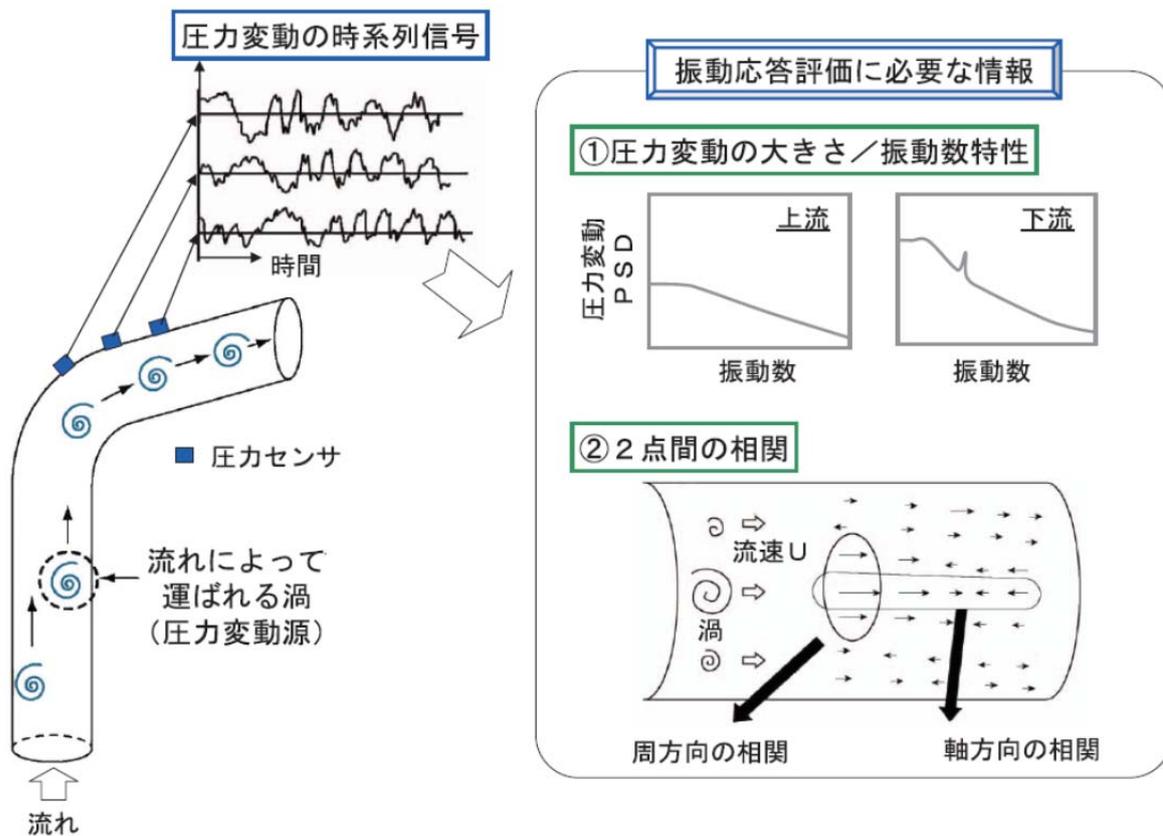


図 1.2.2-1 配管内の圧力変動の概念 (藤井ら<sup>1.2.2-5)</sup>の図 8)

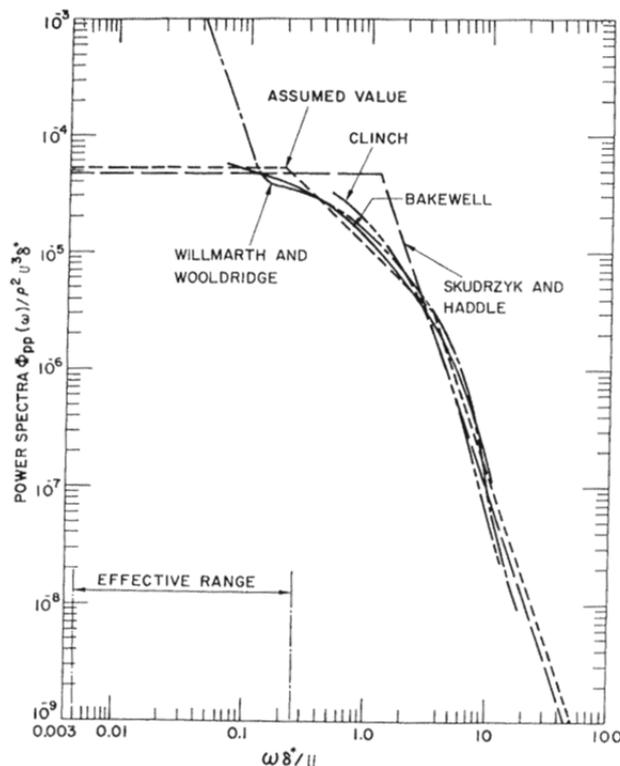


図 1.2.2- 2 平行流を受ける構造物表面の一般的な無次元圧力変動 PSD (Shoei-sheng Chen et al.1.2.2-1)の Fig. 8.15)

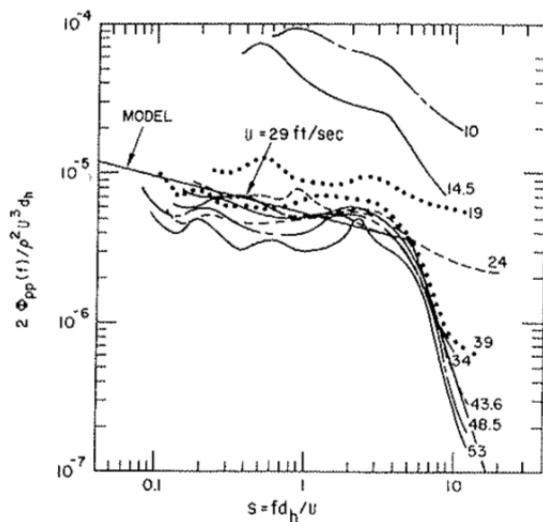


図 1.2.2- 3 平行流を受ける構造物表面の低振動数の無次元圧力変動 PSD (Shoei-sheng Chen et al.1.2.2-1) の Fig. 8.16)

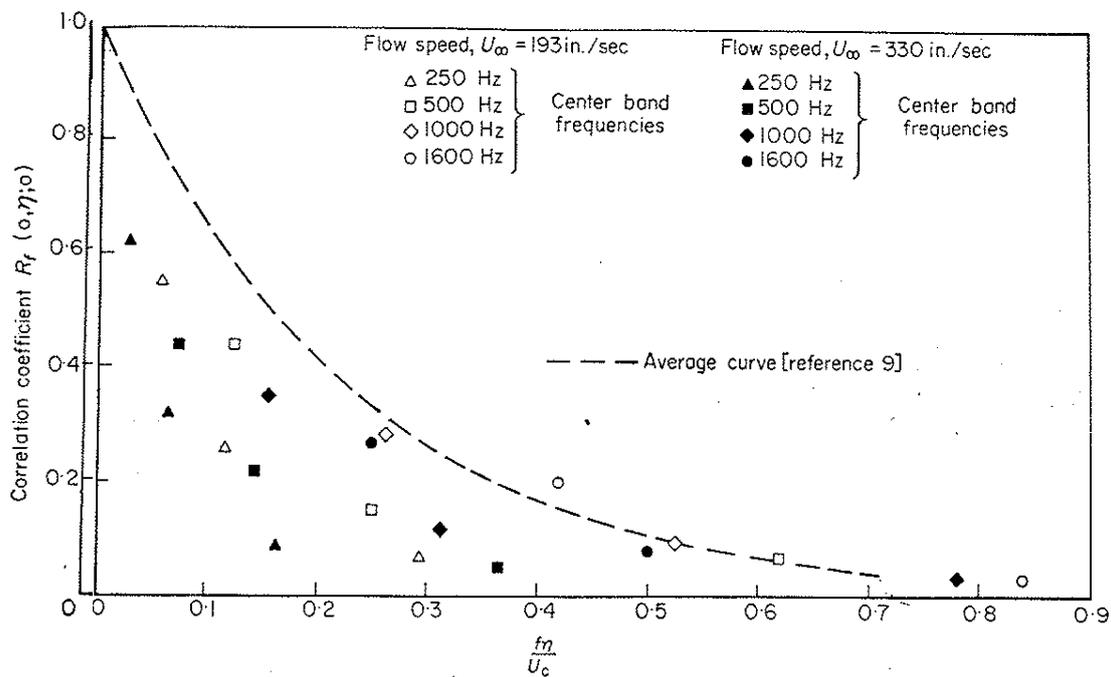
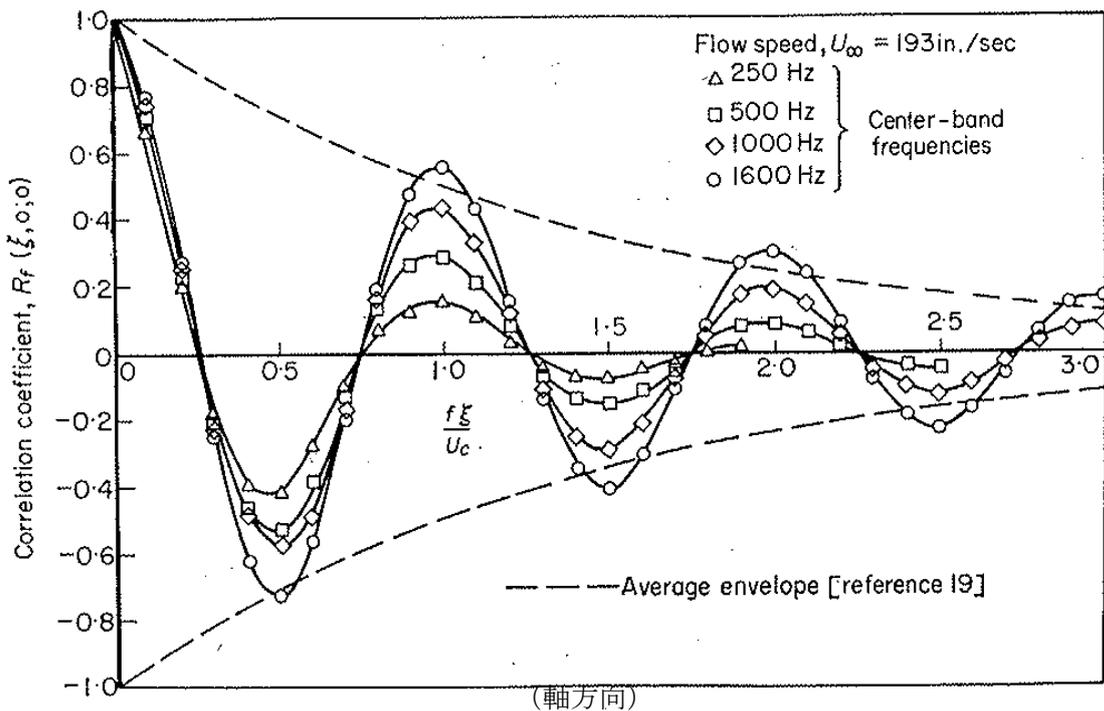


Figure 16

図 1.2.2-4 流れを受ける構造物表面の圧力変動の一般的なコヒーレンス  
(J.M.Chlinch et al. 1.2.2-2) の Fig14, Fig16)

渦による圧力変動の向きが、渦の周期で変化する。

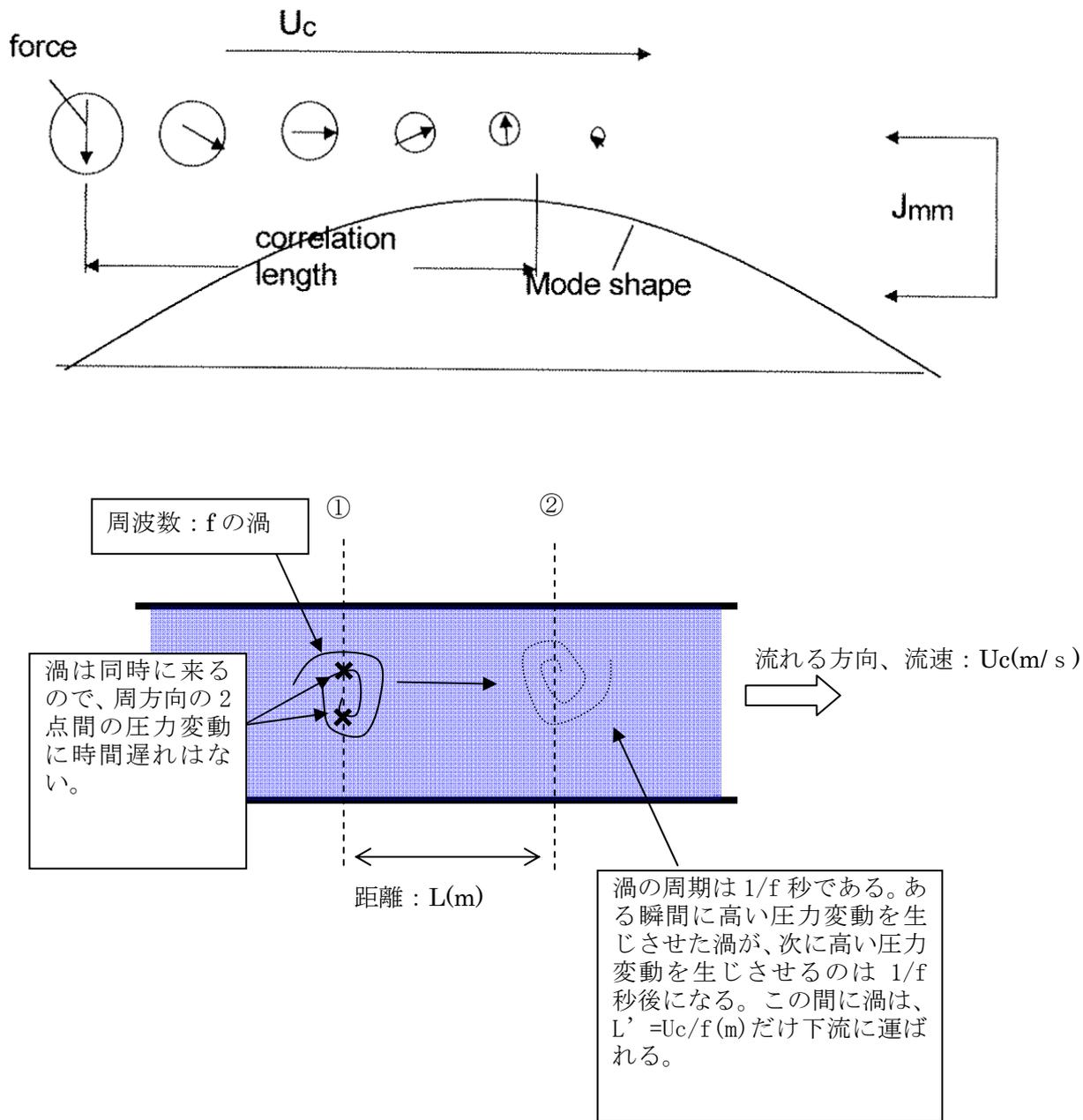


図 1.2.2- 5 渦の下流側への移動と圧力変動の時間遅れの関係  
(M.K.Au-Yang et al.<sup>1.2.2-6</sup>)の Fig. 8.9)

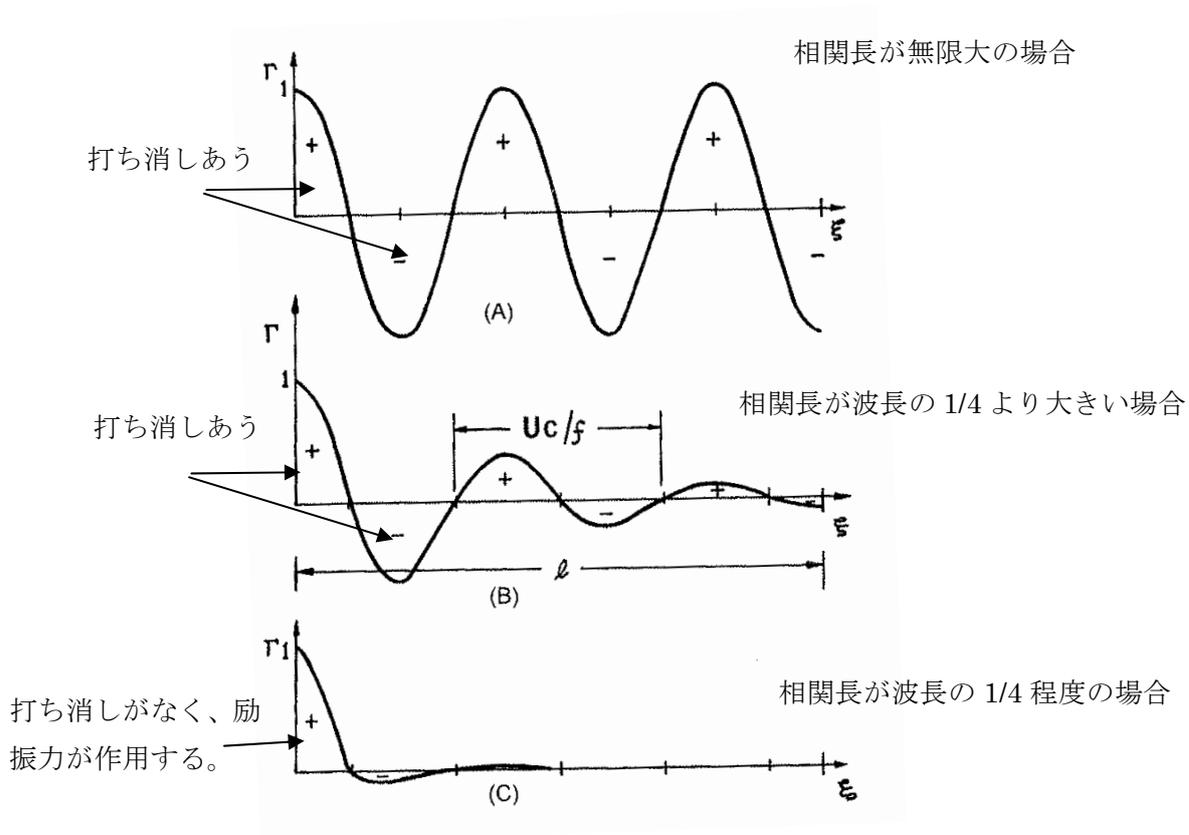


図 1.2.2-6 軸方向相関長と圧力変動のコヒーレンスの関係  
 (M.K.Au-Yang et al.<sup>1.2.2-6</sup>の Fig. 8.11)

$$A = A_1 + (-A_2) + A_3 + \dots$$

A : 面積

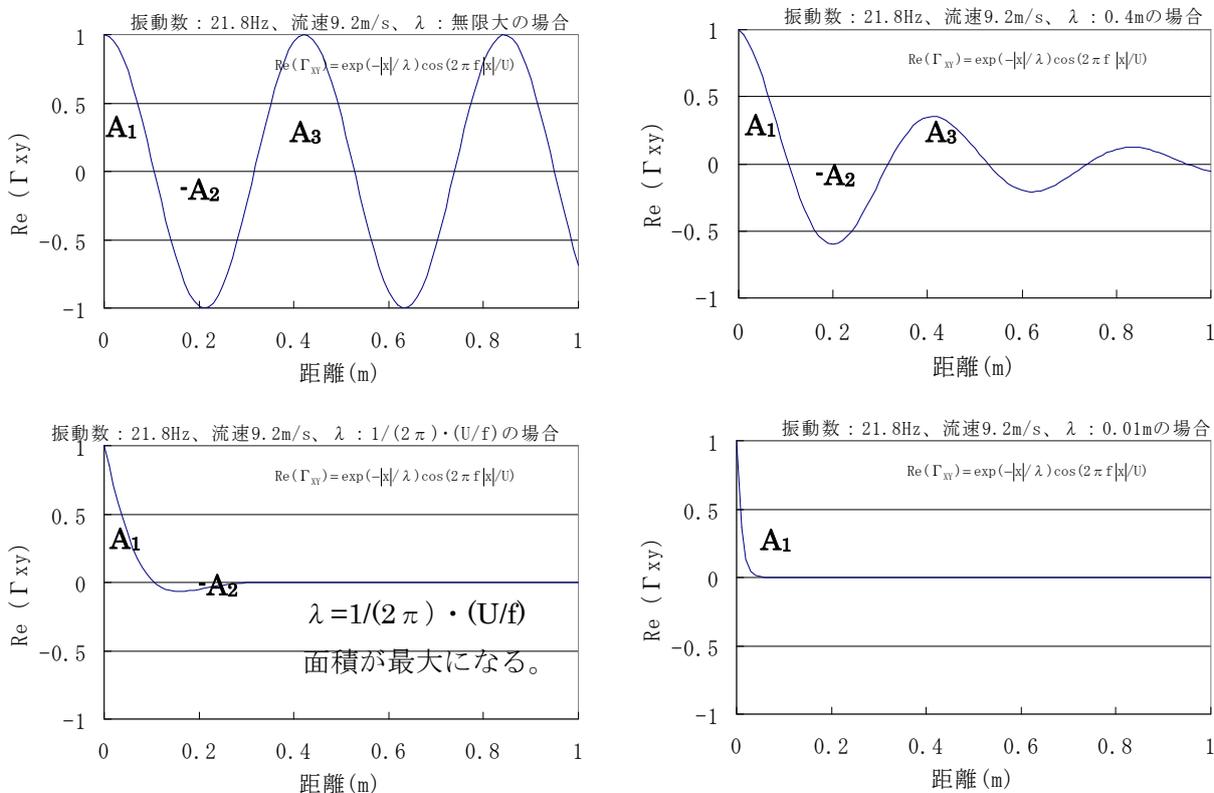


図 1.2.2-7 圧力変動の軸方向相関長のコヒーレンス実部の関係

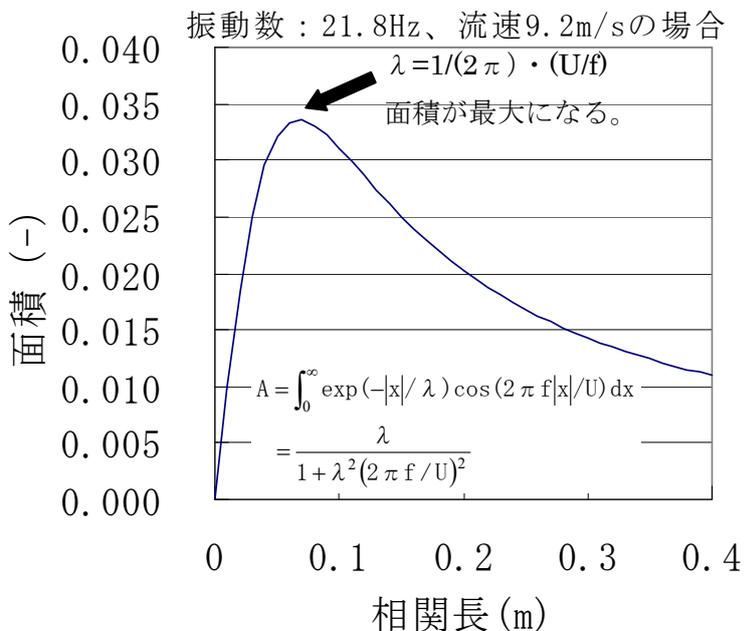


図 1.2.2-8 圧力変動の軸方向相関長とコヒーレンス実部の面積の関係

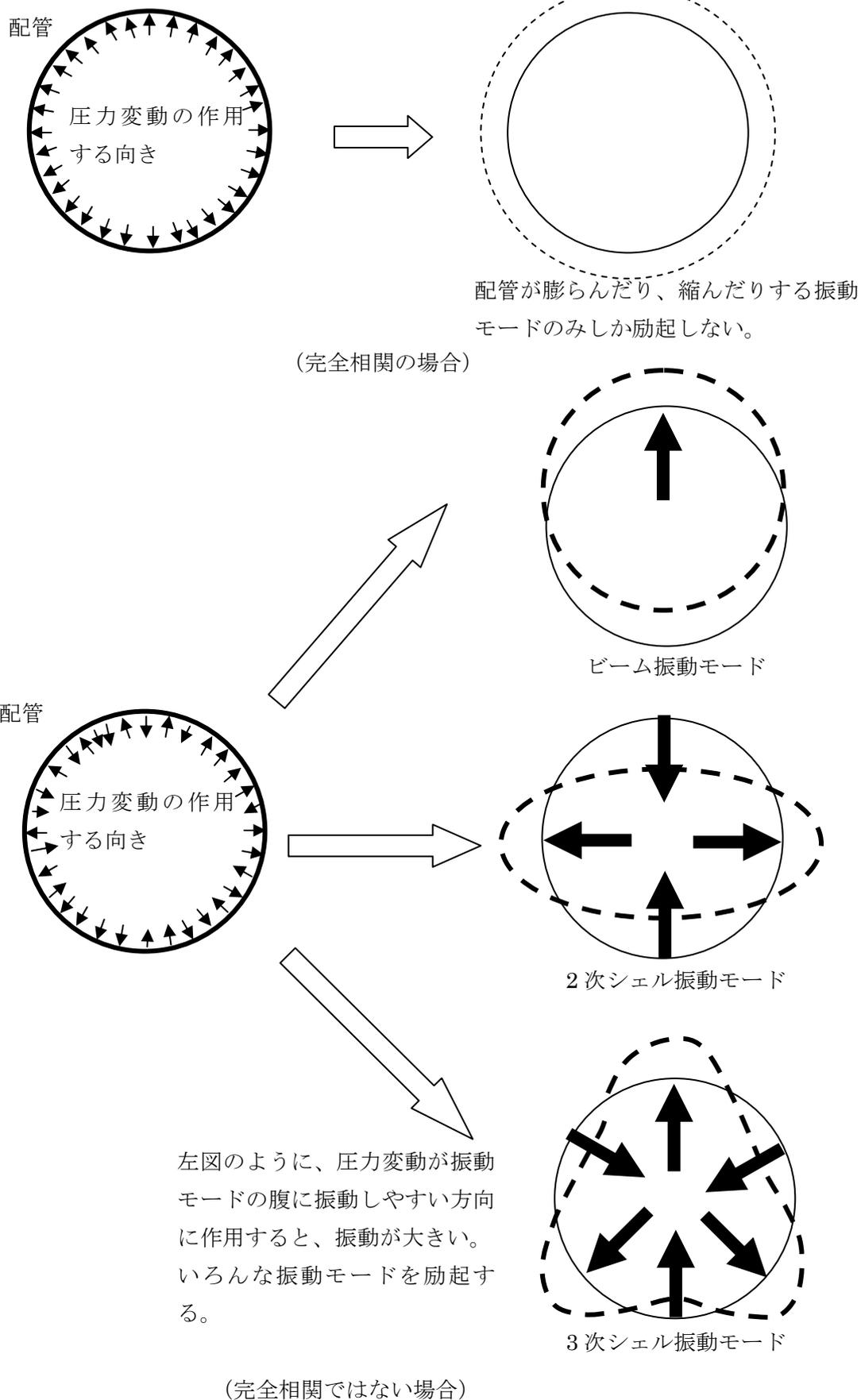


図 1.2.2- 9 圧力変動の周方向相関とシェル振動の関係

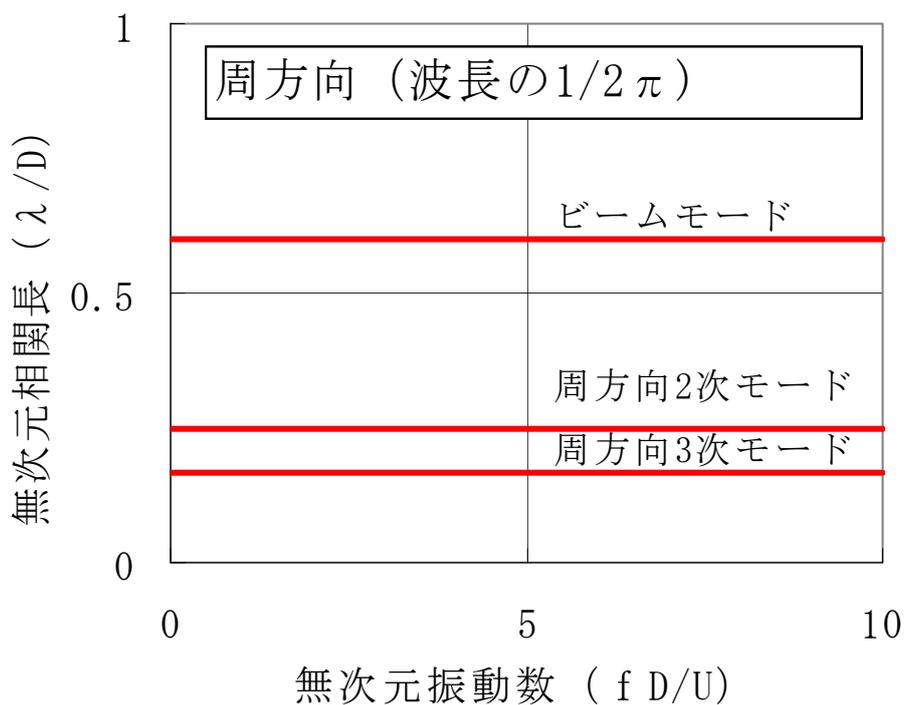


図 1.2.2- 10 理論的に配管振動が最大となる無次元周方向相関長

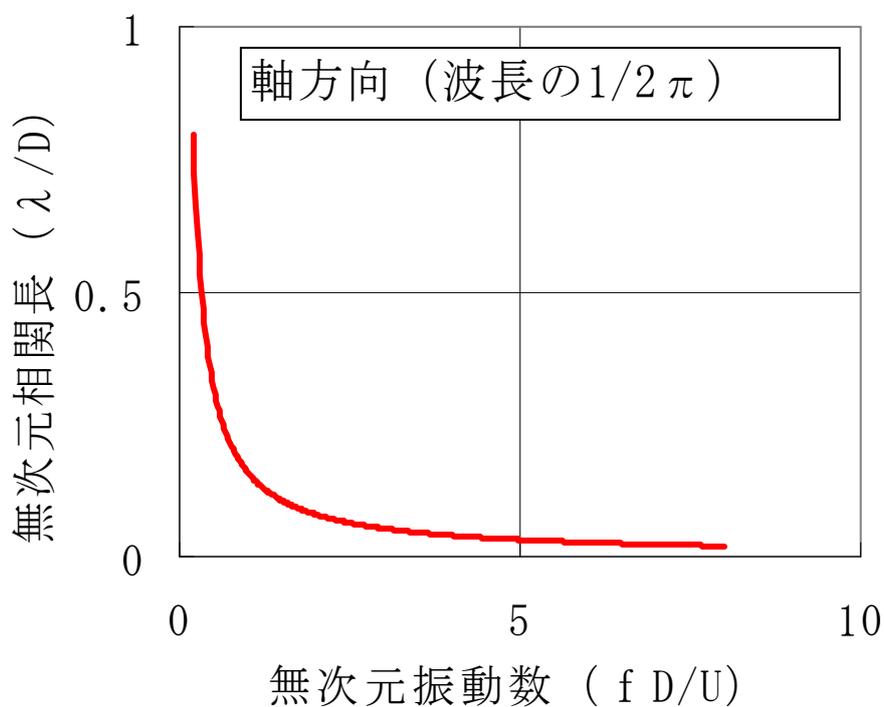


図 1.2.2- 11 理論的に配管振動が最大となる無次元軸方向相関長

### 1.2.3 管内流れによる配管の自励振動

#### (1) 送水管の自励振動現象

一般的に、内部に流体が流れる柔軟な配管は、内部流体から配管に及ぼす力と、その力による配管の変形、配管の変形による内部流体の主流方向の変化がフィードバックし、ある条件では自励振動を引き起こし、発散的不安定（ダイバージェンス）および発散振動（フラッター）を生じる可能性がある。

流体輸送管の安定性や振動に関する研究は石油輸送管の自励振動の研究から始まり、Benjamin<sup>1.2.3-1</sup>、Gregory<sup>1.2.3-2</sup>、Paidoussis<sup>1.2.3-3</sup>らによって発展し、様々な条件における弾性送水管の自励振動が取り扱われてきた。

Paidoussis<sup>1.2.3-3</sup>~<sup>1.2.3-4</sup>によると、弾性送水管を粘弾性材料としてモデル化すると、曲げ振動の基礎式は

$$E^*I \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \left[ \rho A U^2 + (pA - T) \Big|_L - \left\{ (\rho A + m)g - \rho A \frac{\partial U}{\partial t} \right\} (L - x) \right] \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2\rho A U \frac{\partial^2 y}{\partial t \partial x} + (\rho A + m)g \frac{\partial y}{\partial x} + c \frac{\partial y}{\partial t} + (\rho A + m) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (1.2.3-1)$$

となる<sup>1.2.3-3</sup>~<sup>1.2.3-4</sup>。ここで、図 1.2.3-1 に示すように座標系をとっている。また、 $A$ を配管断面積[m<sup>2</sup>]、 $c$ を単位長さあたり配管外部減衰[N・s/m<sup>2</sup>]、 $E^*$ を配管材料減衰(Kelvin-voigt モデル)[N・s/m<sup>2</sup>]、 $E$ を配管材料ヤング率[N<sup>2</sup>・s/m<sup>4</sup>]、 $g$ を重力加速度[m/s<sup>2</sup>]、 $I$ を配管断面二次モーメント[m<sup>4</sup>]、 $m$ を配管単位長さあたり質量[kg/m]、 $p$ を流体圧力[Pa]、 $T$ を張力[N]、 $\rho$ を流体密度[kg/m<sup>3</sup>]、 $U$ を主流速度[m/s]、 $L$ を配管長さ[m]としている。さらに、式(1.2.3-1)を式(1.2.3-3)に示す無次元パラメータで無次元化すると、

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial \tau^2} + \alpha \frac{\partial^5 \eta}{\partial \tau \partial \xi^4} + \frac{\partial^4 \eta}{\partial \xi^4} + \left[ u^2 + \left\{ \sqrt{\beta} \frac{\partial u}{\partial \tau} - \gamma \right\} (1 - \xi) \right] \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\sqrt{\beta} u \frac{\partial^2 \eta}{\partial \tau \partial \xi} + \gamma \frac{\partial \eta}{\partial \xi} + \kappa \frac{\partial \eta}{\partial \tau} = 0 \quad (1.2.3-2)$$

$$\xi = x/L, \eta = y/L, \alpha = \sqrt{\frac{I}{E(\rho A + m)}} \frac{E^*}{L^2}, \beta = \frac{\rho A}{\rho A + m}, \gamma = \frac{\rho A + m}{EI} L^3 g, \kappa = \frac{cL^2}{\sqrt{E(\rho A + m)}}, u = \sqrt{\frac{\rho A}{EI}} UL, \tau = \sqrt{\frac{EI}{\rho A + m}} \frac{t}{L^2} \quad (1.2.3-3)$$

となる。式(1.2.3-3)の解を送水管の境界条件を満たす固有関数の重ね合わせで表現することを考える。境界条件を満たす固有関数を

$$\phi_n(\xi) = (\cosh \lambda_n \xi - \cos \lambda_n \xi) + \sigma_n (\sinh \lambda_n \xi - \sin \lambda_n \xi) \quad (1.2.3-4)$$

と記述すると、式(1.2.3-3)の特性方程式は、

$$\det\left[\left(\Omega_n^2 - \Omega^2\right) + j\left(\kappa + \alpha\Omega_n^2\right)\Omega\right]\delta_{nm} + \left(\gamma + j2\sqrt{\beta}u\Omega\right)b_{nm} + \left(u^2 - \gamma\right)c_{nm} + \gamma d_{nm} = 0 \quad (1.2.3-5)$$

により求められる。ここで、 $\Lambda_n$ は梁の  $n$  次固有値であり、 $\Omega_n$ は  $\Omega_n^2 = \Lambda_n^4$ により求められる。また、 $\delta_{nm}$ はクロネッカデルタ、 $b_{nm}$ 、 $c_{nm}$ 、 $d_{nm}$ は固有関数の積分により求められる係数である。このようにして式(1.2.3-5)の固有値  $\Omega$ を調べることで、送水管系の微小変形における漸近安定性を調べることができる。すなわち、固有値の虚部  $Im(\Omega)$ が負であれば不安定であり、正であれば安定となる。固有値の実部  $Re(\Omega)$ は振動的現象の有無を表し、実部が 0 であれば振動的な現象は起こらず、非零であれば、振動的な現象が起こる。本文献によると、配管の支持条件によって、内部流の流速の増加に対して初めに出現する自励振動が異なり、各支持条件で初めに出現する自励振動は表 1.2.3- 1 の通りである。

なお、表 1.2.3- 1 に示した曲がり管の自励振動について、Chen ら<sup>1.2.3-5)</sup>らは端部が固定または支持された条件においても内部流速の増加に伴ってダイバージェンスが生じるとしている。しかし、内部流による定常力の変化の影響をより厳密に評価できる新しいモデルを用いた研究によると、これらの自励振動は生じないとされている<sup>1.2.3-6)</sup>。厳密な実験的研究は見当たらないが、より厳密なモデルを使用した最新の研究における解析結果が妥当であると考えられる<sup>1.2.3-3)</sup>。

## (2) ホットレグ配管のビーム振動モードの自励振動

図 1.2.3- 2 にホットレグ配管の構造を示す。ホットレグ配管は、熱応力緩和の観点から薄肉に設計されており、内部を高流速の流体が通過することから、自励振動に対する配慮が必要である。図 1.2.3- 3 に様々な流速での片持ち条件における式(1.2.3-5)の特性方程式の根を示す。また、 $\beta$ をパラメータとした臨界流速  $u_c$ は図 1.2.3- 4 の通りであり、運転中の流速が臨界流速を下回るように設計する必要がある。本評価方法は管路先端より流体を噴出する系に対するものであるが、ホットレグ配管は管路先端より流体を吸引する条件となっている。このような条件においては、管路先端での流体吸引の圧力差による反力と、管路曲がり部での流体反力が釣り合い、内部流体に起因する自励振動が生じないことが明らかになっている<sup>1.2.3-3)</sup>。これは、有名な思考実験であるスプリンクラーの回転運動の問題と同様で、曲がり管の先端より流体を吸入しても、配管には流体力が作用しない（相殺される）（図 1.2.3- 5）。

以上より、ホットレグ配管は、流体を吸入する配管であるため、ビーム振動モードの自励振動を生じない。したがって、ホットレグ配管の設計にあたり、内部流体の定常流によるビーム振動モードの自励振動を考慮する必要はない。

## (3) ホットレグ配管のシェル振動モードの自励振動

Paidoussis と Lakis<sup>1.2.3-7)-1.2.3-8)</sup>らが検討した評価法を用いて解析を行い、ホットレグ配管のシェル振動モードの自励振動の発生の有無について検討した。管内流れが一様であると仮定して、流速 200m/s まで変化させた時の解析結果を図 1.2.3- 6 に示す。図のように、流速 200m/s のような高流速においても減衰比は 0 より十分に大きく、シェル振動モードの自励振動は起きない。し

たがって、ホットレグ配管の設計にあたり、内部流体の定常流によるシェル振動モードの自励振動も考慮する必要はないと考えられる。

表 1.2.3- 1 管の支持条件・形状と初めに出現する不安定現象  
(Blevins,R.D.<sup>1.2.3-9</sup>)の Table 10-1)

配管形状	支持条件	変形方向	初めに出現する不安定現象と安定性
直管	両端固定	面内・面外	ダイバージェンス
	固定-支持	面内・面外	ダイバージェンス
	支持-支持	面内・面外	ダイバージェンス
	固定-自由	面内・面外	フラッター
曲がり管	両端固定	面内・面外	安定
	固定-支持	面内・面外	安定
	支持-支持	面内・面外	安定
	固定-自由	面内のみ	ダイバージェンス
	固定-自由	面外のみ	フラッター
	固定-スライドガイド	面内のみ	フラッター

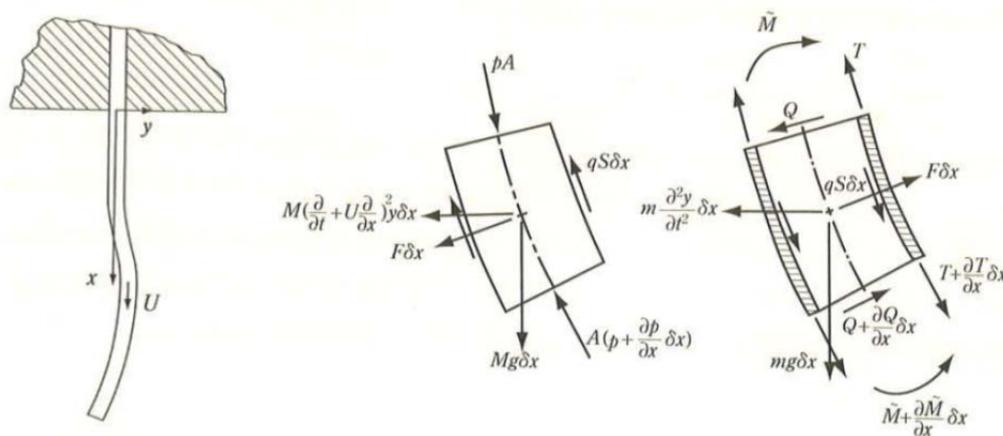


図 1.2.3- 1 弾性送水管系運動方程式導出のための座標系  
(Micheal P. Paidoussis<sup>1.2.3-4</sup>)の Fig.3.1, Fig.3.6)

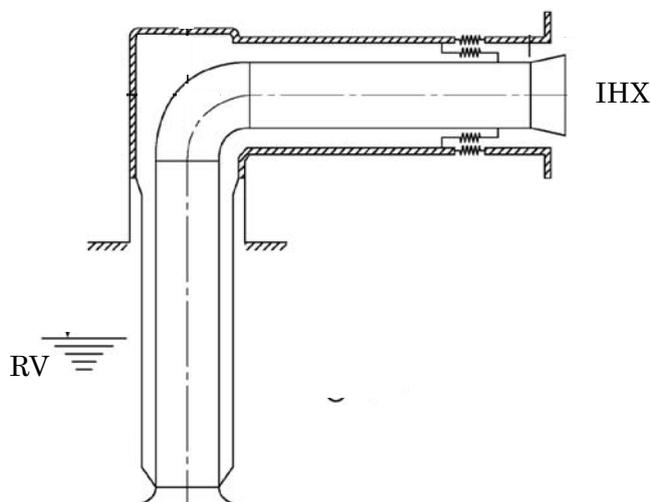


図 1.2.3- 2 ホットレグ配管の支持条件

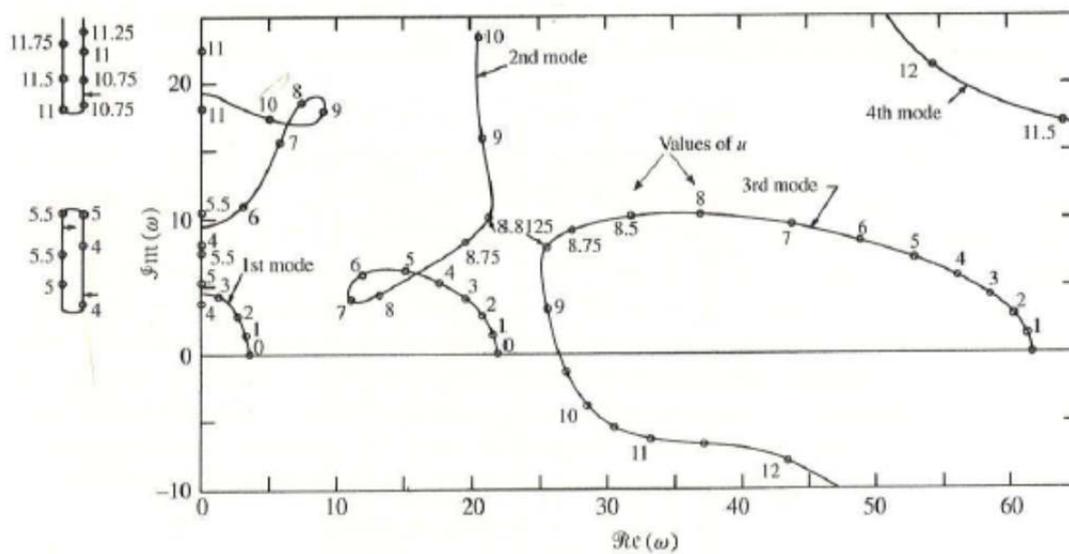


図 1.2.3- 3 流速を変化させたときの送水管の特性方程式の根軌跡  
(Micheal P. Paidoussis<sup>1.2.3-4</sup>)の Fig.3.29)

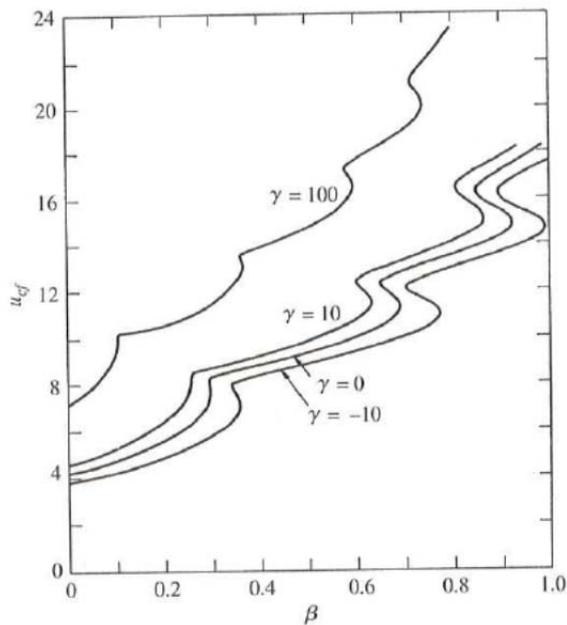


図 1.2.3- 4  $\beta$  (流体質量/流体質量+構造質量)を変化させたときの臨界流速  $u_c$   
(Micheal P. Paidoussis<sup>1.2.3-4</sup>)の Fig.3.32)

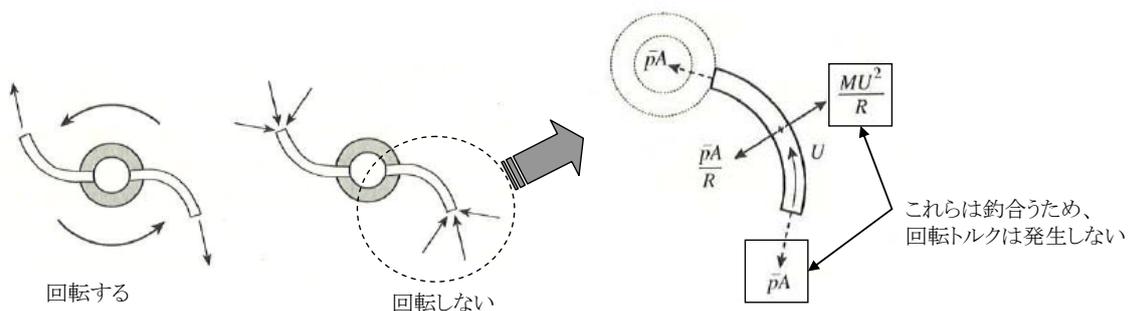


図 1.2.3- 5 スプリンクラーの回転に関する思考実験  
(Micheal P. Paidoussis<sup>1.2.3-4</sup>)の Fig.4.14)

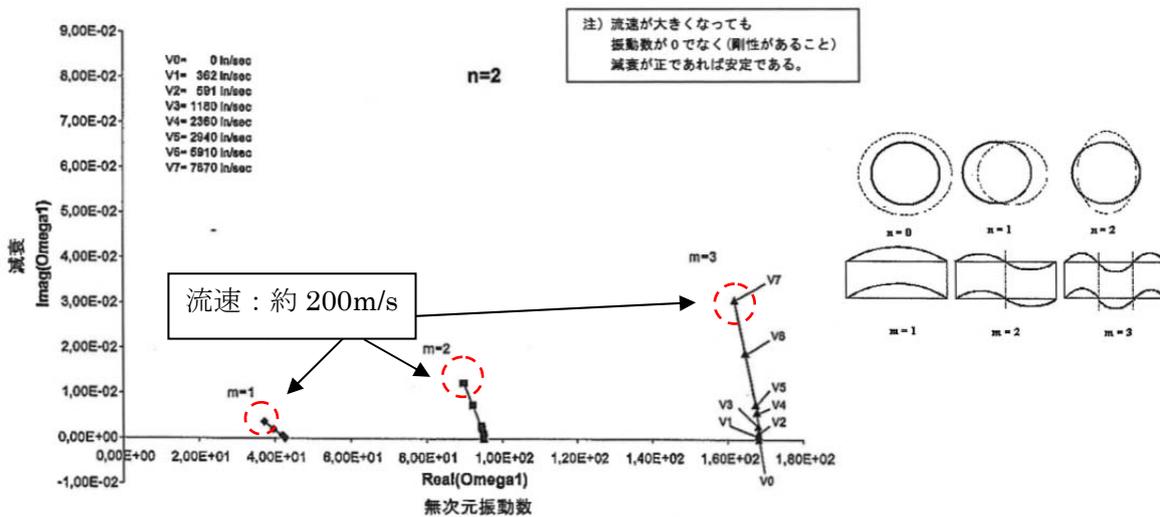


図 1.2.3- 6 配管のシェル振動モードの根軌跡

### 1.2.4 ポンプとその他の構造からの圧力変動、機械振動と配管振動の共振

一般的にポンプを含む配管系においては、ポンプを振動源とする振動問題が発生しやすく、注意が必要である。ポンプが引き起こす振動には、ポンプ本体の機械的振動と配管内流体に対する圧力脈動があり、前者にはポンプインペラの不釣合いに起因する振動や、ポンプ駆動軸のねじり振動などがあり、後者にはポンプ-管路系の圧力サージや、ポンプの吐出脈動などがある。特に、ターボ型ポンプが引き起こす圧力脈動は、主に下記 2 種類が挙げられる。

- ・ポンプの回転数の整数倍を主成分とする圧力脈動 (N 成分)
- ・ポンプの回転数×ポンプインペラの羽枚数の整数倍を主成分とする圧力脈動 (Nz 成分)

これらの圧力脈動の振動数が、配管の固有振動数や管路の液柱固有振動数に一致して共振すると、配管系の振動が大きくなる。このため、一般には、ポンプの運転範囲において、N 成分および Nz 成分が配管の固有振動数や管路の液柱固有振動数に一致しないように設計する。もし、固有振動数に一致して設計せざるを得ない場合は、加振力や配管の減衰等を考慮して共振時の振動応力が問題ないレベルになるように設計する。

ポンプの圧力脈動に起因する配管系の振動問題は古くから取り扱われており、N 成分の脈動と配管振動を評価したもの<sup>1.2.4-1)</sup>、Nz 成分を取り扱ったものとして、ポンプインペラの羽通過時の圧力脈動と配管振動の研究<sup>1.2.4-2)</sup>などがある。

佐野<sup>1.2.4-3)</sup>は図 1.2.4-1 に示す管路系において、ポンプ本体を等価管路とみなして、その振動特性を調べている。ポンプ脈動の Nz 成分が管路の液柱固有振動数と一致すると、圧力脈動の定在波が成長し、脈動振幅が大きくなることが示されている(図 1.2.4-2)。

液柱の固有振動数はポンプ下流の管路のみならず、ポンプ本体および吸い込み管を含めた管路全体で評価しなければならない。本研究では図 1.2.4-3 のように吸い込み管および吐き出し管の長さの変化に伴って、管路全体にできる圧力脈動の定在波の状態が変化する様子が示されている。さらに、佐野によると、配管系液柱の固有振動数はポンプを含む管路の振動特性によって一意に決まり、ポンプ吐出量や回転数などの運転状態に依存しないと結論付けている(図 1.2.4-4)。

ホットレグ配管においては、ポンプ圧力脈動や機械振動による振動問題を引き起こさないために、ポンプの運転範囲において、N 成分および Nz 成分がホットレグ配管の固有振動数や管路の液柱固有振動数に一致しないように設計する。もし、固有振動数に一致しないように設計できない場合は、加振力や配管の減衰等を考慮して共振時の振動応力が問題ないレベルになるように設計する。なお、配管系の液柱固有振動数を求める際にはポンプ本体および吸い込み管を考慮した管路全体の固有振動数を評価する。

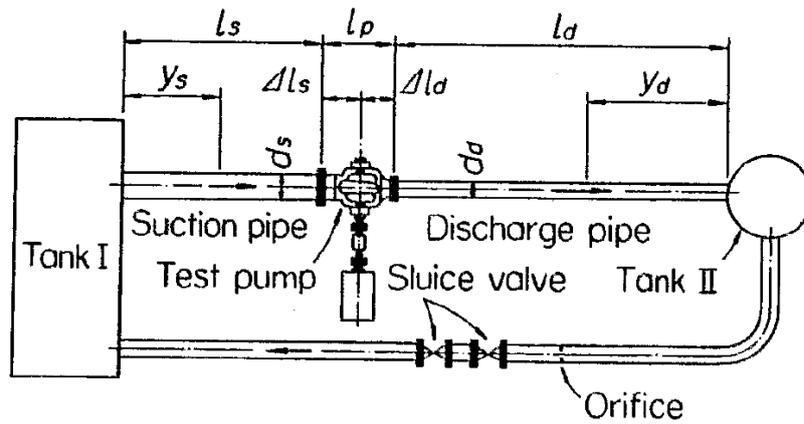
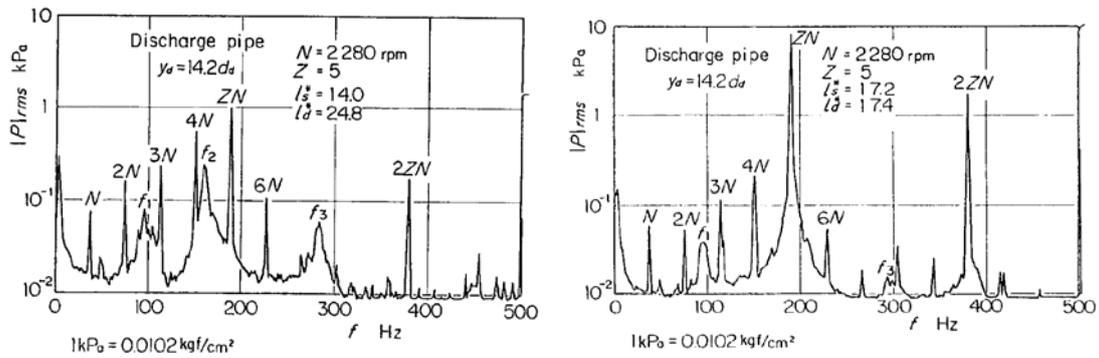


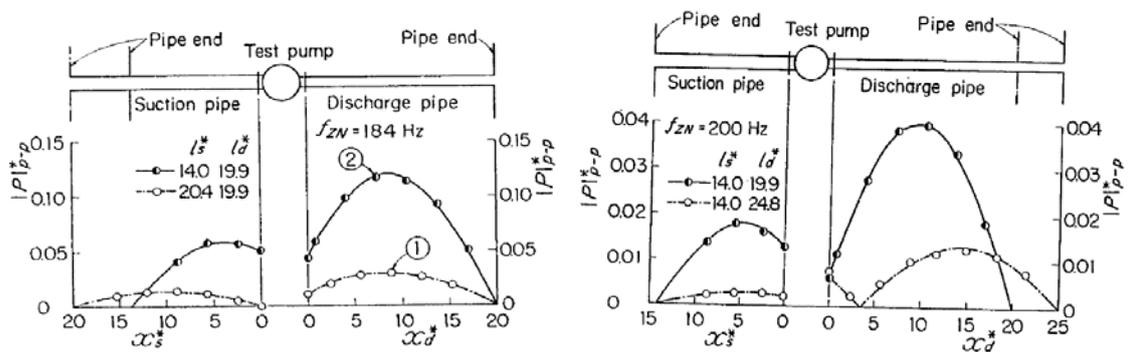
図 1.2.4-1 圧力脈動による配管振動実験の管路系 (佐野 1.2.4-3)の図 1)



(a) 共振非発生時

(b) 共振発生時

図 1.2.4-2 ポンプによる圧力脈動のスペクトル (佐野 1.2.4-3)の図 2、図 4)



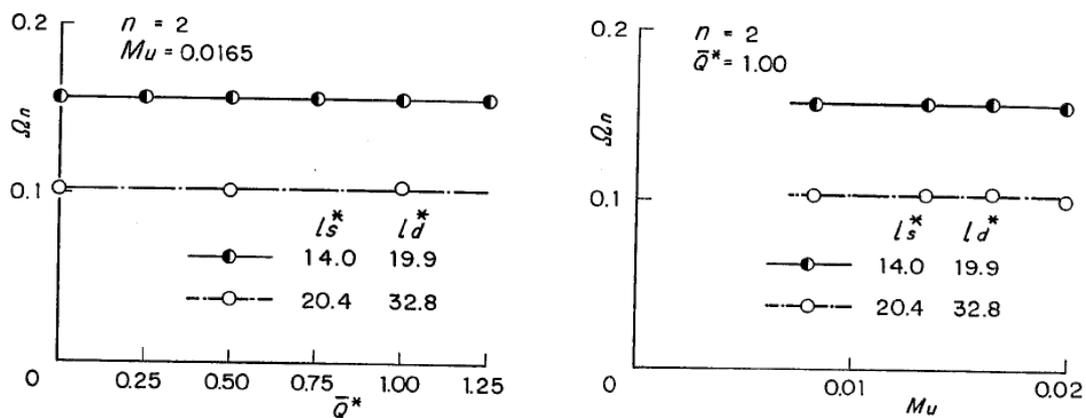
(a) 吸い込み管長の変更

(b) 吐き出し管長の変更

図 1.2.4-3 管路全長の変更による定在波の変化 (佐野 1.2.4-3)の図 6、図 9)

$\bar{Q}^*$  : 流量を最高効率点の流量で割った無次元流量

$M_u$  : インペラ周速を圧力波伝播速度で割った無次元回転数



(a) 流量の変化に伴う固有値の変化

(b) 回転数の変化に伴う固有値の変化

図 1.2.4-4 ポンプの運転状態の変化に伴う管路系固有値の変化 (佐野 1.2.4-3) の図 10、図 11)

## 1.2.5 エルボ部の 2 次流れと旋回流の干渉による不安定振動

### (1) 一般的な配管の場合

内部流れのある配管の曲がり部においては、2 次流れが発生することが知られている。このような配管について、曲がり管部の流れに旋回成分が重畳していると、2 次流れと旋回成分が干渉して流動不安定となり、圧力変動が発生して配管の振動が発生する懸念がある。以下、この流動不安定の発生原因と防止法について記述する。

ホットレグ配管のエルボ部には図 1.2.5-1 に示すような 2 次流れが発生している。このような 2 次流れが発生している部位に旋回成分を持った流れが流入すると、2 次流れと旋回成分が強めあう領域と弱めあう領域ができる。旋回流の流速と 2 次流の流速が一致する条件では弱めあう領域での流速は零となり、このつりあいは不安定であるため、流速の変動に対して発振し、周期的な圧力変動を発生させる可能性がある。

上述のような原理に基づいた流体関連振動の事例として、蒸気タービンの配管系に発生した振動 1.2.5-1) の報告がある。

坂本ら<sup>1.2.5-1)</sup>は図 1.2.5-2 に示す膨張タービン配管系における振動事例を報告している。図 1.2.5-3 に示すように、旋回流の流入があるエルボ部の断面内流況<sup>1.2.5-2)</sup>を 2 次流れによる対称渦と旋回流による断面中心を渦芯とする渦としてモデル化すると、流れの不安定強度は旋回流速  $w$  と配管主流速  $v$  が一致する  $w=v$  の条件時に最大になることが予想される。また、配管の振動振幅は内部流体の運動量に比例すると仮定し、各流量における振動振幅の実測値より流動不安定強度  $f$  を逆算し、旋回流の増減による配管振動振幅の変化を評価している。これによると、旋回流の強度が小さい時には、どのような流量でも配管振動を低く抑えられることが見出された(図 1.2.5-4)。坂本らの報告では、このような旋回流と 2 次流れの干渉によって生じた配管振動に対し、旋回流を抑制する整流格子を用いて対策を施し、有意な効果が得られたとしている。

以上のことから、旋回流と 2 次流れの干渉による流動不安定に起因するエルボ部の配管振動への対策法として、下記 3 点が考えられる。

- ・配管入口からエルボ部までの間で旋回流が十分に減衰するように設計し、エルボ入口にそもそも旋回流が流入しないようにする。
- ・エルボ流入部に旋回流を抑制するための整流格子を設置することで、エルボ部で流れの干渉が起らないようにし、配管振動の発生を回避することができる。
- ・エルボ部分に 2 次流れを抑制するためのエルボスプリッタを設置することで、エルボ部で流れの干渉が起らないようにし、配管振動の発生を回避することができる。

流入時に旋回流が生じる配管では、エルボで形成される流れとの干渉により、エルボ周辺部の流動が不安定になるのを防止するため、エルボ入口において、2 次流れに対して有意な影響を及ぼす強い旋回流が発生しないように設計する。

### (2) ホットレグ配管の場合

ホットレグ配管では、旋回速度割合 3.5%程度(管軸方向流速に対する周方向流速の比)の旋回流が発生すると考えられる。旋回速度割合をパラメータとし、旋回速度割合を実機条件を十分包絡

する 14.7%まで上げて、エルボ配管を用いた流力振動実験を実施した。巡回速度割合をパラメータとしたエルボ部付近の加速度 RMS 値を図 1.2.5- 5 に示す。巡回速度割合を変化させても、加速度 RMS 値に明確な変化は見られない。したがって、実機ホットレグ配管では、エルボ部の 2 次流れと旋回流の干渉による不安定振動は発生しないと考えられる。

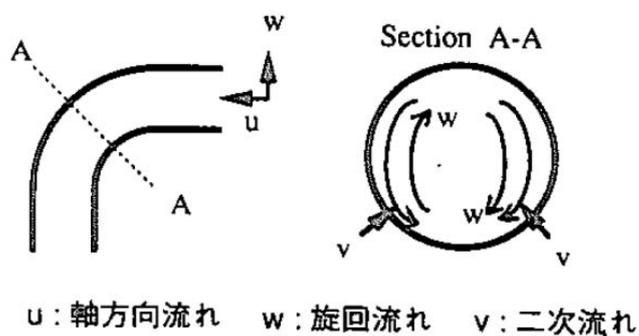


図 1.2.5- 1 エルボ部での 2 次流れ(坂本ら 1.2.5-1)の図 4)

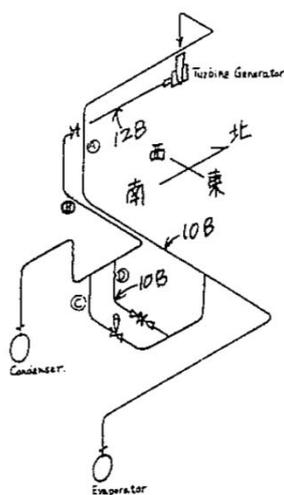


図 1.2.5- 2 配管振動が発生した膨張タービン配管系(坂本ら 1.2.5-1)の図 1)

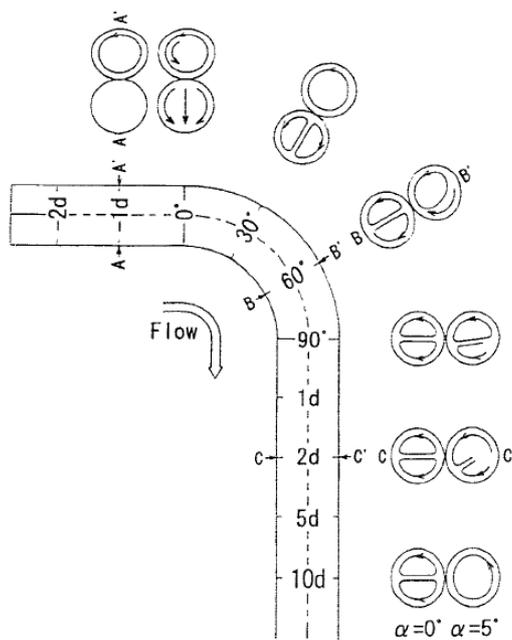


図 1.2.5- 3 エルボ内流況 (須藤ら 1.2.5-2)の Fig.4)

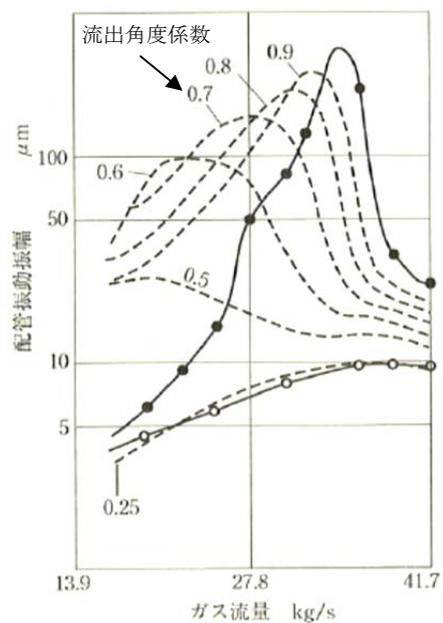


図 1.2.5- 4 流出角度係数と配管振動 (坂本ら 1.2.5-1)の図 5)

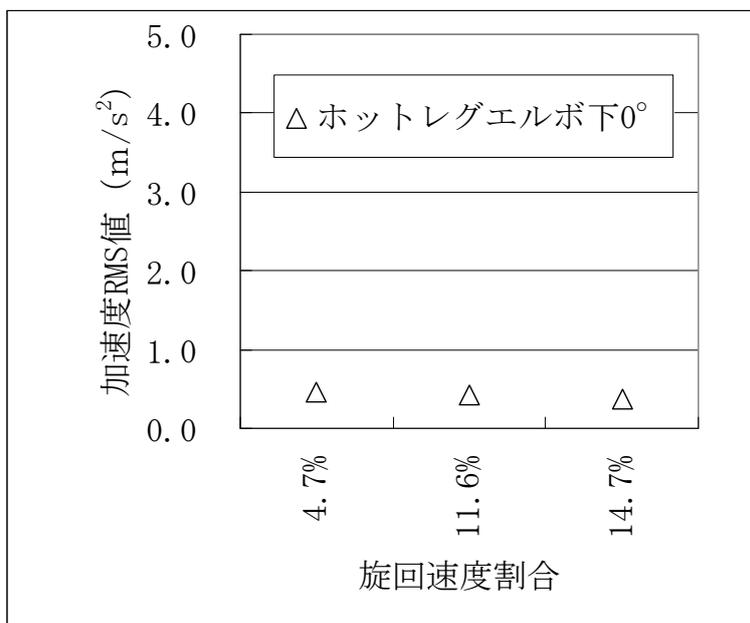


図 1.2.5- 5 旋回速度割合を変化させたときの流力振動実験結果(加速度 RMS 値)

## 1.2.6 管外流れによる配管振動

この節では、配管内円柱状構造物の流力振動防止指針<sup>1.2.6-1)</sup>を引用して管外流れによる配管振動について解説する。

### (1) 同期振動（対称渦を伴う自励振動及び交互渦によるロックイン）

流れの中に配管のような円柱状構造物を置くと、対称渦を伴う自励振動や交互渦によるロックイン振動のような同期振動が発生する場合があることが知られている。図 1.2.6-1 は直交流中に置かれた円柱状構造物の振動特性と渦の放出状況を模式的に示したものである<sup>1.2.6-1)</sup>。換算流速を 0 から上昇させていくと、対称渦に伴う自励振動と交互渦による抗力方向のロックインが発生する。さらに、換算流速を上げると交互渦による揚力方向のロックイン振動が発生する。

同期振動に対して円柱状構造物の健全性を確保する方法としては、図 1.2.6-2 に示すように換算流速を同期振動が発生しない範囲に設定する方法と、同期振動が発生しても応力が十分小さくなるように換算減衰率を大きくする方法である。

同期振動を回避・抑制するための条件は、下記の(a)~(c)のいずれかを満足することである。

(a)  $V_r < 1$

(b)  $C_n > 64$

(c)  $V_r < 3.3$  かつ  $C_n > 2.5$

換算流速  $V_r$  と換算減衰率  $C_n$  は次のように定義される。

$$V_r = \frac{V}{f_0 d_0}, \quad C_n = \frac{2m\delta}{\rho d_0^2} \quad (1.2.6-1)$$

ここで、 $V$  は配管を横切る流速、 $f_0$  は配管の固有振動数、 $d_0$  は配管の外径、 $\rho$  は配管外側の流体密度、 $m$  は配管の単位長さ当りの質量(付加質量も含む)、 $\delta$  は配管の対数減衰率である。

上の条件のうち(b)については図 1.2.6-3 のような換算減衰率とロックイン領域の関係から、(c)については図 1.2.6-4 のような抗力方向同期振動の減衰特性から設定されている。

### (2) 流れの乱れに起因するランダム振動

流体中に置かれた配管のような円柱状構造物は、流れの乱れによりランダム振動が発生する。この流れの乱れによる配管の振動変位  $y_{rms}(x)$  は次のように表される。

$$y_{rms}(x) = \sqrt{\frac{\beta_0^2 G(f_0)}{64\pi^3 m^2 f_0^3 (\xi + \xi_f)}} \phi_0(x) \quad (1.2.6-2)$$

ここで、 $\beta_0$  は刺激係数、 $G(f_0)$  は円柱構造物の単位長さ当りのランダム励振力のパワースペクトル密度、 $m$  は配管の単位長さ当りの質量(付加質量も含む)、 $f_0$  は配管の固有振動数、 $\xi$  は円柱構造物の減衰比、 $\xi_f$  は円柱構造物の流体付加減衰比、 $V$  は流速である。流れによるランダム励振力のパワースペクトル密度  $G(f_0)$  は、規格化パワースペクトル密度  $\Phi(f_0 d_0 / V)$ 、ランダム励振力係数  $C'$  を導入することにより次式で与えられる。

$$G(f_0) = \left( C' \frac{1}{2} \rho V^2 d_0^2 \right)^2 \Phi \left( f_0 \frac{d_0}{V} \right) \frac{d_0}{V} \quad (1.2.6-3)$$

ここで、 $\rho$  は配管外側の流体密度、 $V$  は配管を横切る流速、 $d_0$  は配管の外形である。

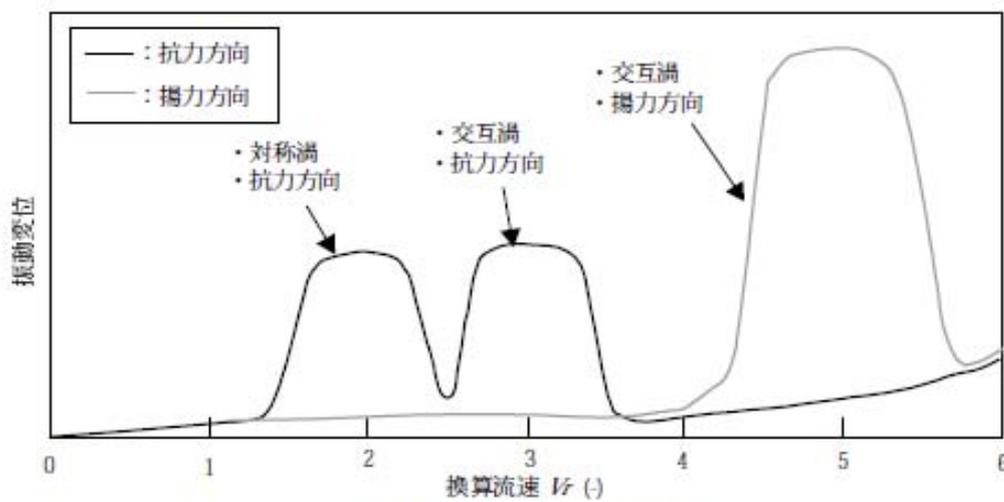
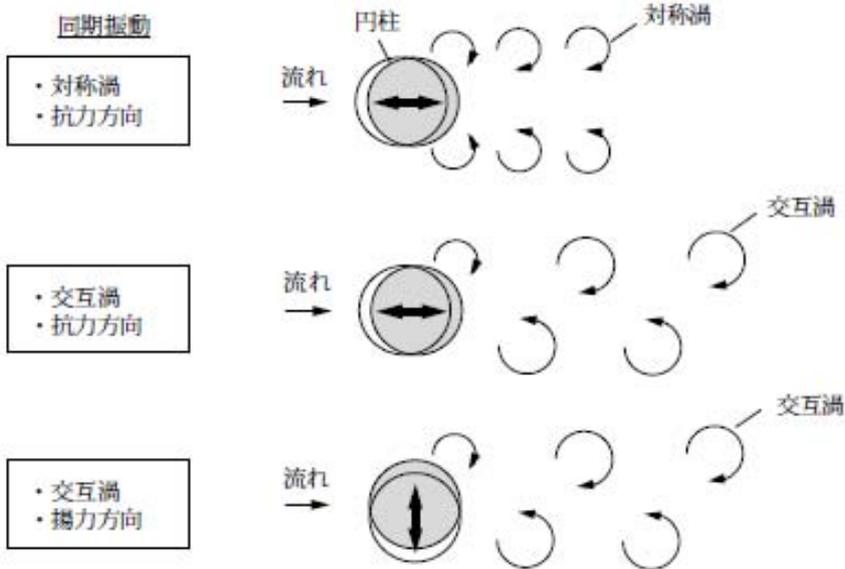
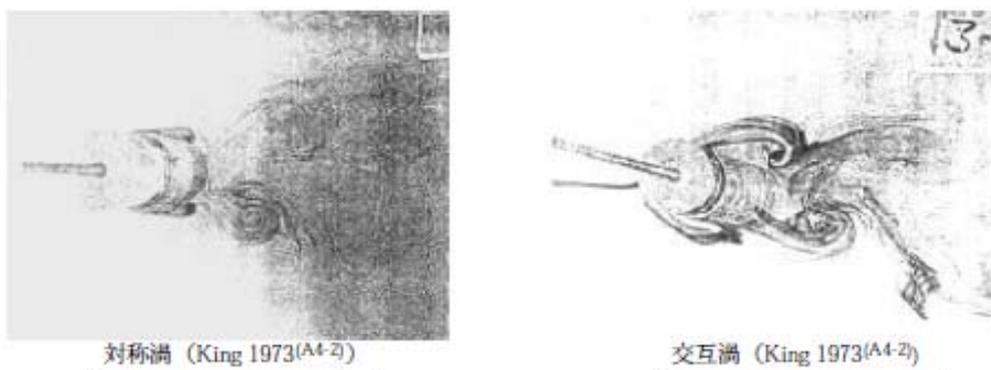
図 1.2.6-5 に Mulcahy と Fung による規格化パワースペクトル密度  $\Phi(f_0 d_0/V)$  を示す。配管内円柱状構造物の流力振動防止指針では無次元振動数  $(f_0 d_0/V)$  が 0.3 以上の領域では Mulcahy の抗力方向の規格化パワースペクトル密度、0.2 から 0.3 の範囲では Mulcahy の揚力方向の規格化パワースペクトル密度を使用し、無次元振動数が 0.2 未満の範囲においては個別に設定することになっている。

### (3) 管外流れによるホットレグ配管の振動

ナトリウム冷却高速炉 1 次系ホットレグ配管は、1 つのショートエルボを有した逆 L 字型の構造であり、ホットレグ配管の上流側のベルマウス部において Y ピースを介して支持管（Na と接液している部分の外管を支持管と言う）に接続される構造となっている。ホットレグ配管の上流側直管部分と支持管は原子炉容器内部に位置しており、原子炉容器内部には自由液面を有する液体ナトリウムがあり、炉心からの流れがあるため、支持管外側は流れによる流体励振力を受ける。このため、ホットレグ配管の振動評価においては、支持管外側のナトリウムの流れによる配管の同期振動を回避・抑制することが必要である。原子炉容器内で炉心から出た流れは、支持管に対する一様な横流れにはなっていないため、設計するときには流速分布を考慮する必要がある。適切な流動実験または流動解析により支持管位置での横流れ流速成分の高さ方向分布を求める。次に、横流れ流速成分の最大値を用いて換算流速を算出し、上記の同期振動の回避・抑制条件が満たされることを確認する。

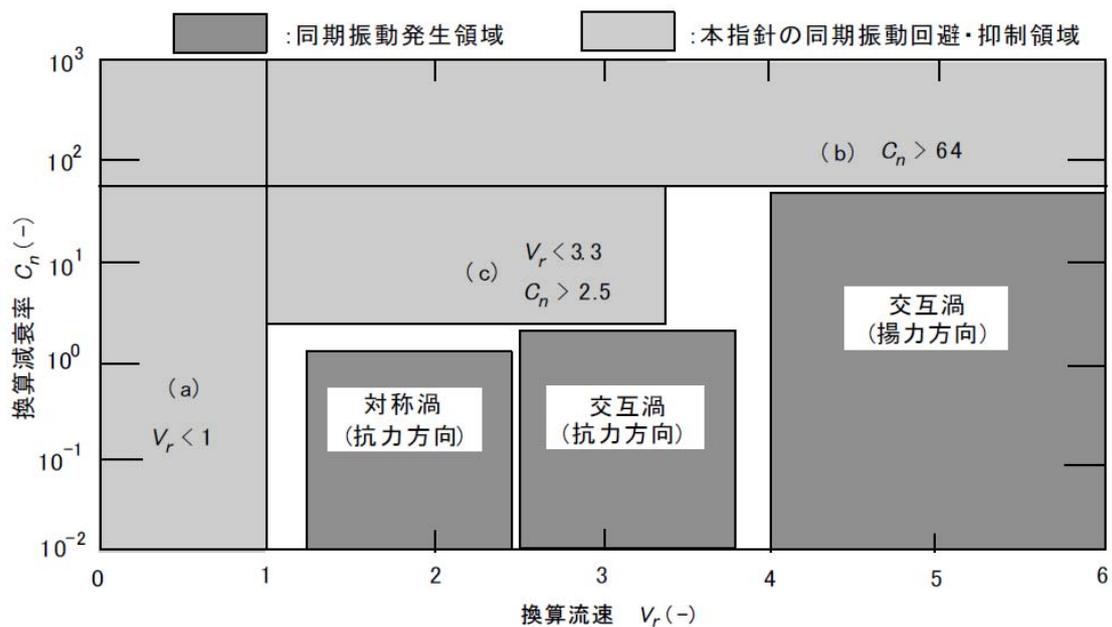
局所的な横流れ流速成分の最大値を考慮して同期振動の回避・抑制条件を満たす設計をすることは安全側評価となるが、仮に満たさなかったとしても同期振動が発生するとは限らない。そのような場合には、流動実験を実施するなどして同期振動が回避または抑制されていることを確認する。

また、支持管外側のナトリウムの流れの乱れによるランダム振動も評価する必要がある。原子炉容器内で炉心から出た流れは、上記の Mulcahy がランダム励振力を求めたときの流れとは異なる。しかし、設計段階での評価としては、適切な流動実験または流動解析により支持管位置での横流れ流速成分の高さ方向分布を求め、次に、この横流れ流速成分を用いてランダム励振力を計算し、ランダム振動による配管の応力が許容値を下回ることを確認する。



解説図A4-10 円柱の振動形態

図 1.2.6- 1 横流れを受ける円柱の振動形態 (日本機械学会基準<sup>1.2.6-1)</sup>の解説図 A4-10)



解説図 A4-12 本指針の同期振動回避・抑制条件

図 1.2.6-2 横流れによる円柱の同期振動回避・抑制条件(日本機械学会基準<sup>1.2.6-1</sup>)の解説図 A4-12)

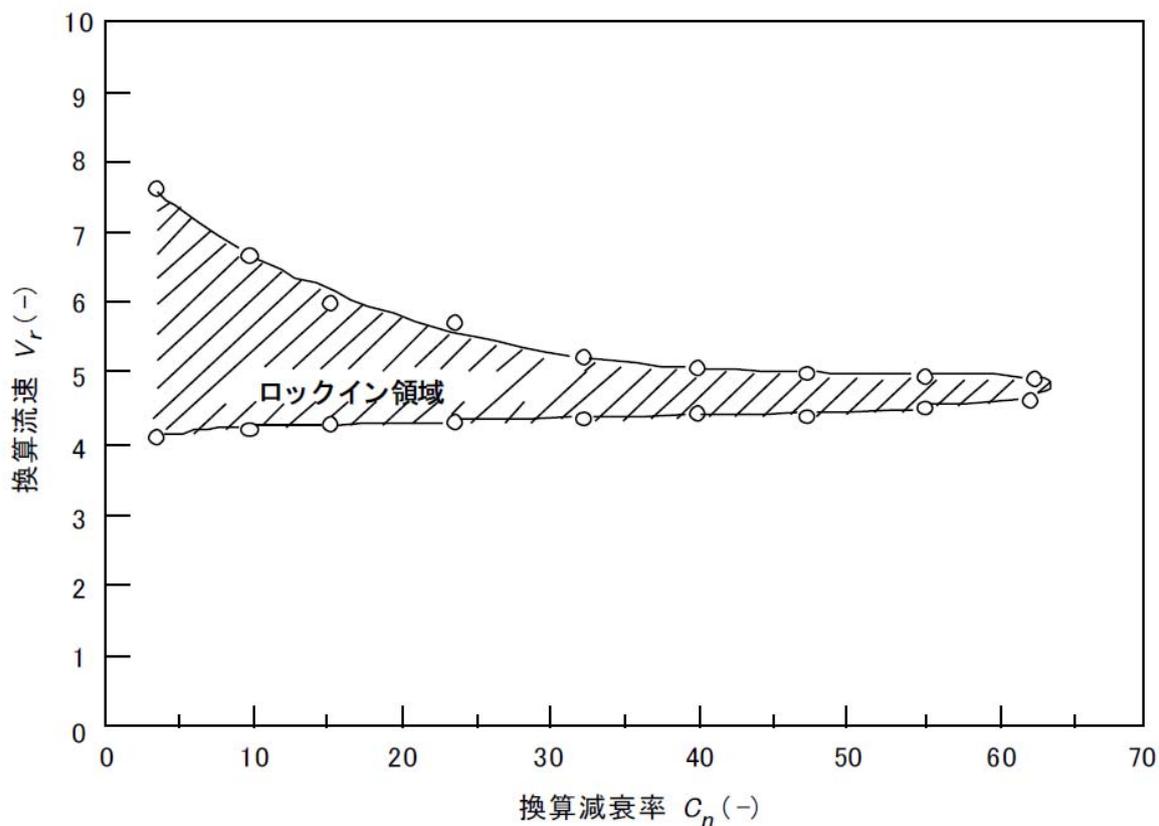


図 1.2.6-3 交互渦による揚力方向のロックイン領域 (日本機械学会基準<sup>1.2.6-1</sup>)の解説図 A4-14)

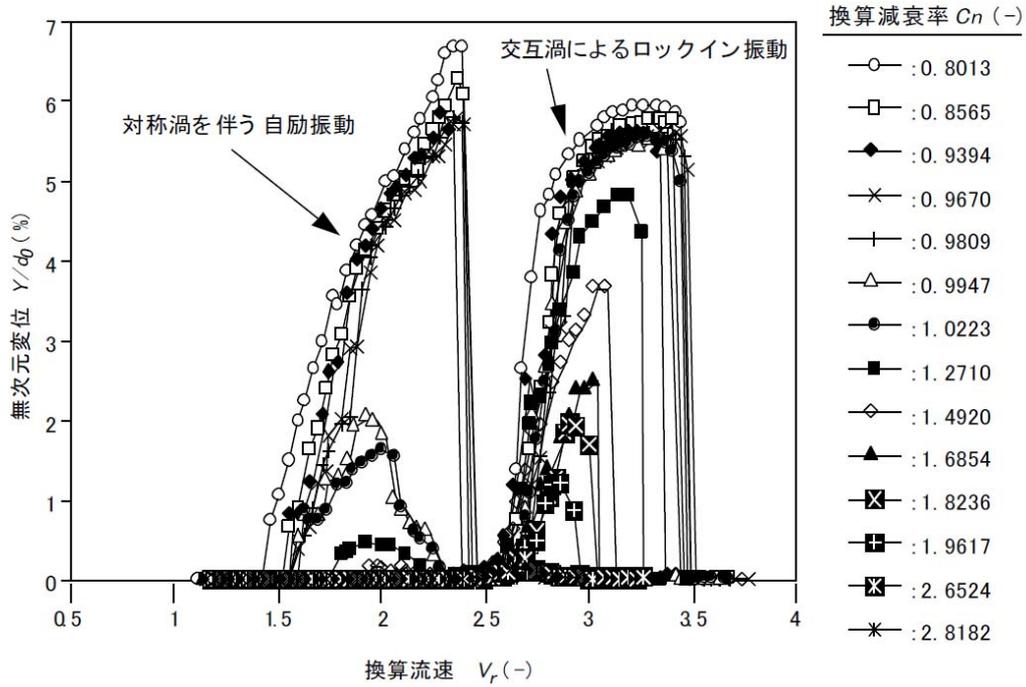


図 1.2.6-4 抗力方向同期振動の換算減衰依存性 (日本機械学会基準<sup>1.2.6-1</sup>)の解説図 A4-16)

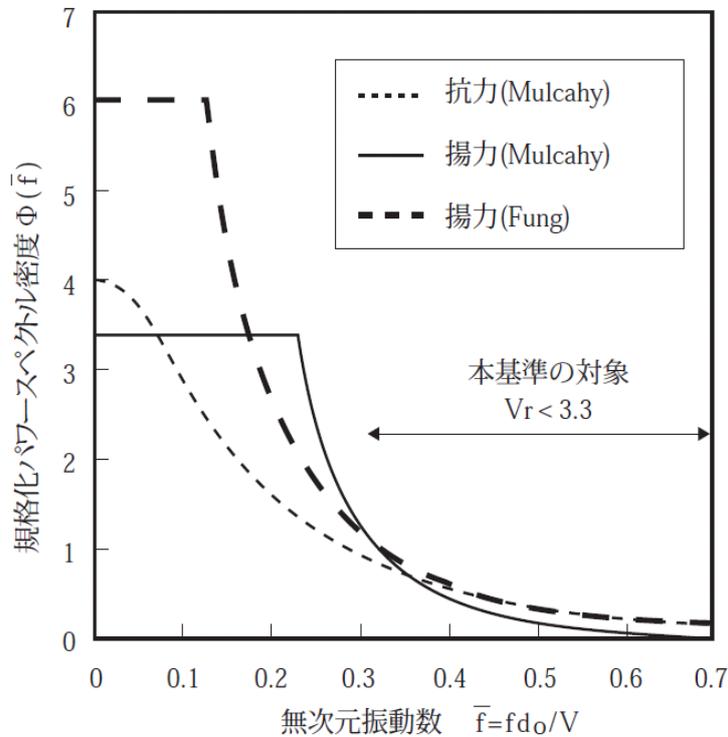


図 1.2.6-5 変動流体力の規格化パワースペクトル密度の比較 (日本機械学会基準<sup>1.2.6-1</sup>)の解説図 A4-21)

## 2 ホットレグ配管設計評価の考え方

### 2.1 設計評価手順および考え方

本指針（案）に沿った流力振動評価の流れを図 2.1-1 に示す。本指針（案）では、流体力及び振動現象として、下記に示す現象を考慮する。

- ① エルボ腹側のはく離域近傍の周期的な流れの変動と配管振動の共振
- ② 管内流れによる配管の不安定現象
- ③ ホットレグ配管外部の流れによる振動
- ④ ポンプからの圧力変動及び機械振動と配管振動の共振
- ⑤ エルボ部二次流れと旋回流れの干渉による不安定
- ⑥ 管内流れの乱れに起因したランダム振動を考慮した流力振動

管内流れの乱れに起因したランダム振動の評価方法は、本指針（案）の指針「本文」（案）中に記載し、ランダム振動以外の共振や不安定を回避する評価方法は、「付属書（案）B」に記載する。

評価手順は、まず、「付属書 B」に従ってランダム振動以外の共振や不安定を回避する設計を行った後、指針（案）「本文」の 3.2 章及び 4 章に記載する評価方法に従って、管内流れに起因したランダム振動による配管の健全性を評価する。ランダム振動解析の入力項目は、「付属書 C」に示す「流速」「振動特性」「減衰比」である。流体力による応力の算出方法を「付属書 D」及び「付属書 E」に示す。

配管全体の強度評価は、日本機械学会の発電用原子力設備規格 設計・建設規格や高速炉規格に準じた方法に従って評価を行うこととなるため、本指針（案）では、流力振動に関する強度評価について疲労評価の実施までを記載する。設計疲労制限値については別途評価される。

本指針（案）で具体的に評価方法を示す流れの乱れに起因したランダム振動の評価方法は、主にホットレグ配管の縮尺試験体を用いた大口径高流速配管縮尺流力振動試験<sup>2.1-1)</sup>を基に構築している。この試験結果に基づいた実機配管のランダム振動評価を行う設計評価手順を図 2.1-2 に示す。図に示すように、大口径高流速配管縮尺流力振動試験では、アクリル製のホットレグ配管試験体を用いた流動試験と SUS 製のホットレグ配管試験体を用いた振動試験を実施した。流動試験は、流れによって生じる圧力変動データの取得と流れの可視化を、振動試験は、流動試験と同じ流動条件下での配管振動のデータ取得を行った。

ホットレグ配管内の流れの乱れに起因したランダム振動評価法を構築するためには、評価に用いる流体側の圧力変動特性（圧力変動 PSD、圧力変動の軸方向及び周方向相関長）を把握する必要がある。ただし、荷重条件の把握だけでは、評価法の構築はできるが、構築した評価法が妥当であるかどうかの確認ができない。そこで、流動試験を実施したアクリル製と同じ縮尺でできるだけ剛性比も実機に近くなるような SUS 製の振動試験体を用いた振動試験を行った。振動試験では、流動試験と同じ荷重が付加されたときの配管の振動応答を取得した。また、流動試験で取得した荷重をインプットにして構築したランダム振動評価法で振動試験体を解析しており、試験結果と解析結果を比較することで、評価法の妥当性を確認した。

また、大口径高流速配管縮尺流力振動試験は、1/3 縮尺であるため、取得したデータを実機の状態まで外挿する必要がある。

流動試験では、振動評価に用いるための圧力変動特性（圧力変動 PSD、圧力変動の周方向及び軸方向の相関長）を取得するとともに、実機外挿のためのロジックを構築する目的でエルボ部の全損失係数、流況観察、流速分布も取得した。各々の計測の目的を以下に示す。

- ・ 流況観察、流速分布計測によりエルボ部のはく離の挙動、大きさを把握
- ・ 配管内流速と温度をパラメータにしてエルボ部の全損失係数を計測することで、 $Re$  数に対応するエルボ部のはく離の状態を把握
- ・ 圧力変動を計測し、振動評価に用いる圧力変動 PSD と相関長を把握

実機ランダム振動評価は、上記に示すように妥当性を確認した評価法を用いて行っている。ただし、1/3 縮尺大口径高流速配管流力振動試験では実機の原子炉容器からホットレグ配管に流入する流れそのものを再現できていないため、原子炉容器内の流れによる旋回流、偏流を考慮して実機評価を行う必要がある。

上流からの影響として原子炉容器内の複雑な流れによる入口乱れや旋回流、偏流の影響を管内流れによるランダム振動評価に取り入れる必要があるため、大口径高流速配管縮尺流力振動試験では、入口条件として個別に設定した旋回流、偏流試験を実施している。これらの試験条件は、別途実施している実機の炉上部プレナムの流動解析結果をもとに設定した。これらの個別に設定した旋回流、偏流試験の結果をもとに圧力変動特性を設定し、実機ランダム振動評価方法に反映している。

その他、配管設計には、出口側となる IHX の入口プレナムに設けられた堰の影響なども考慮する必要がある。

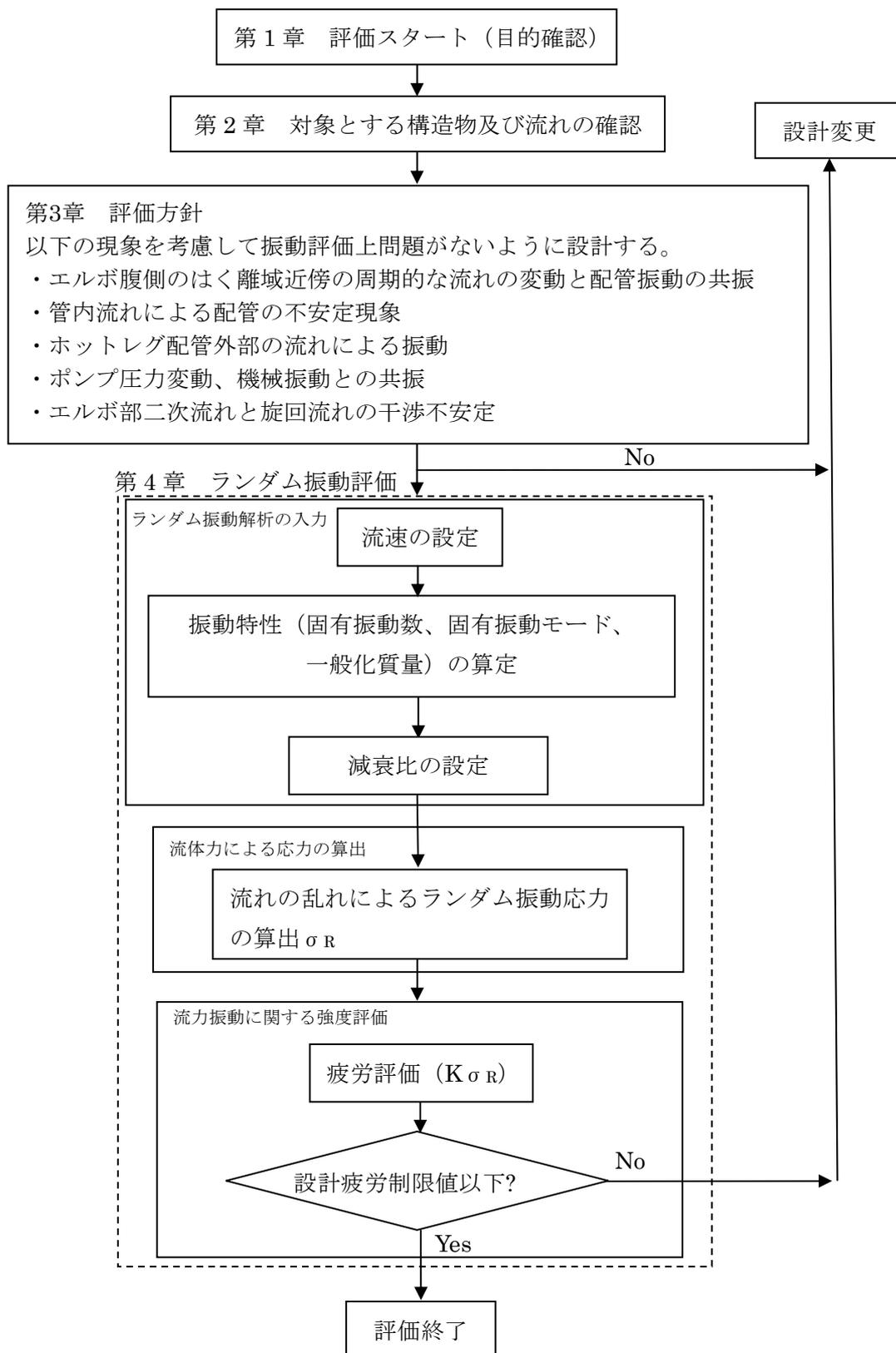


図 2.1-1 流力振動評価フロー

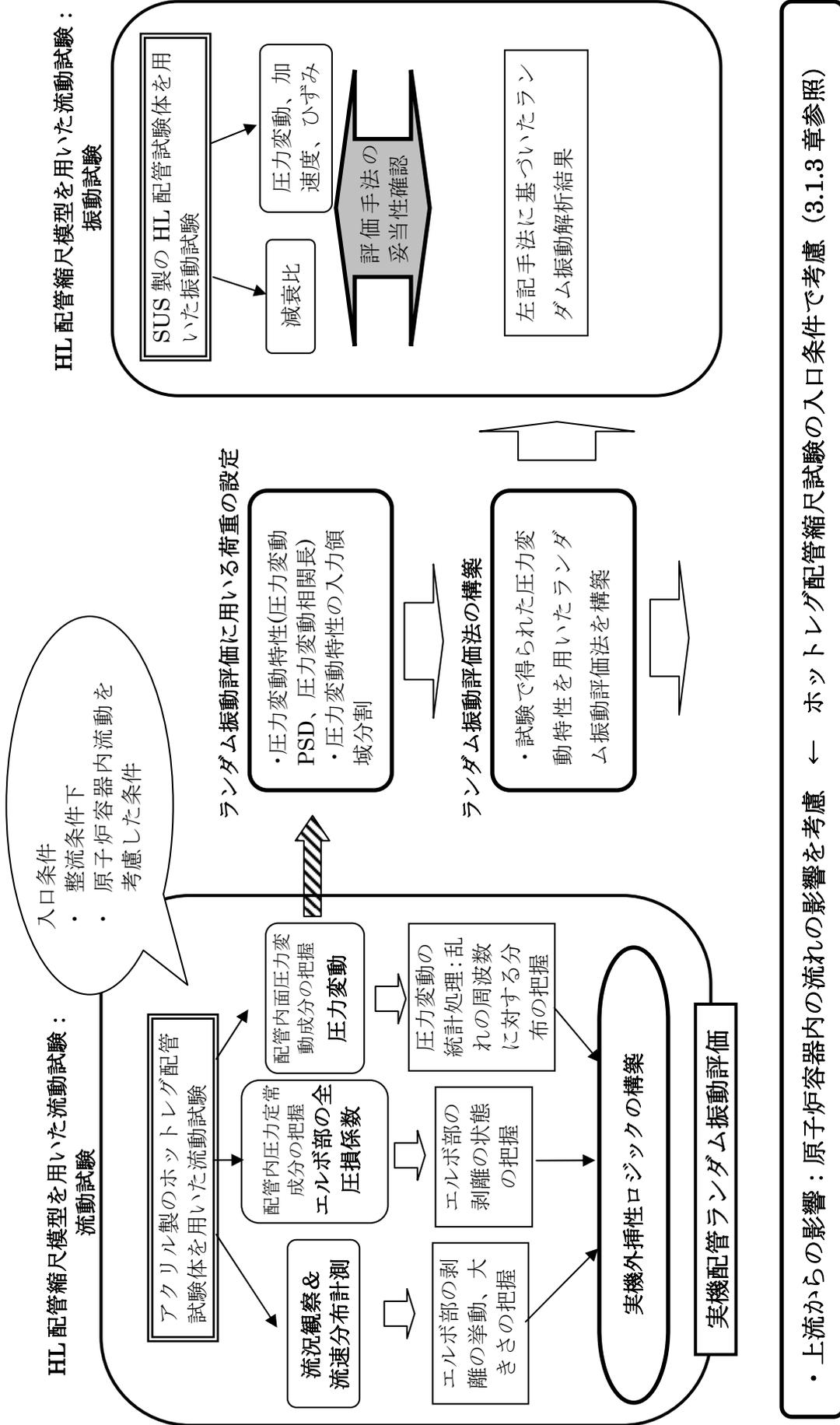


図 2.1-2 設計評価手順

## 2.2 入力データ設定の考え方

この節では、ホットレグ配管の流れによる振動応力を算出するために必要な入力データの設定の考え方について解説する。振動応答応力を算出するために必要な入力データは、圧力変動特性(圧力変動 PSD、相関長)、減衰比、振動特性(固有振動数、固有振動モード、一般化質量)、ピーク値換算係数である。振動特性は、ホットレグ配管の内側と外側にある流体の見かけの質量(流体付加質量)を考慮して解析モデルを作成し、固有値解析によって求めることができる。圧力変動特性(圧力変動 PSD、相関長)については、縮尺模型を用いた流動実験で得られた圧力変動特性データに基づいて設定する。減衰比については、実機または実機相当の試験体を用いた加振実験により求めるのが望ましいが、そのような実験データはないため縮尺模型による加振実験で得られた減衰比データに基づいて設定する。ピーク値換算係数については、統計的な理論検討から設定する。

ホットレグ配管の流れによる振動応力を算出するための入力データである圧力変動特性、減衰比、振動特性、ピーク値換算係数には、不確かな要素が含まれていると考えられる。そのため、不確かな要素を考慮し、ホットレグ配管の振動応力を保守側に評価できるように、入力データを設定する必要がある。以下に評価に使用する圧力変動特性(圧力変動 PSD、相関長)、減衰比、振動特性、ピーク値換算係数及びその設定の考え方を解説する。

### 2.2.1 圧力変動パワースペクトル密度 (PSD) の設定

本項では、実機評価で使用する圧力変動 PSD の設定方法について解説する。実機の縮尺模型を用いた水流動実験を実施し、得られた圧力変動 PSD データに基づいて実機評価に使用する圧力変動 PSD を設定する。また、ホットレグ配管の振動応力を保守側に評価できるように、不確かさを考慮して圧力変動 PSD を設定する。

初めに 1/3 縮尺模型を用いた流動実験で求めた圧力変動 PSD データを示す。流動実験の圧力変動計測点数を図 2.2.1- 1 に示す。図のように、エルゴを持つ配管の圧力変動を詳細に把握するため、圧力変動計測点は 124 点と数多く設定している。これらの計測点で計測した圧力変動データは、実験ループ固有の圧力変動や配管振動の影響を受けていることから、それらを取り除く平均化処理が必要であった。また、124 点という非常に多くの箇所における圧力変動データをそのまま解析入力とするのは実用的ではないため、流れの特徴が似ている領域ごとに平均的な圧力変動 PSD を求めて、それを解析入力とする必要があった。さらに、実機評価に使用する圧力変動 PSD としては一般性を得るために無次元化すること、及び保守側に評価するために旋回成分や偏流成分のデータも含めて不確かさを考慮した圧力変動データの包絡処理が必要であった。以下にこれらの平均化処理、領域分け、無次元化処理及び包絡処理について解説する。

#### (1) 圧力変動データの平均化処理

1/3 縮尺模型を用いた流動実験で計測した圧力変動には、本実験ループ固有の圧力変動や配管振動等の影響が含まれていると考えられるため、実験で得られた圧力変動データからこれらの影

響を分離する平均化処理が行われた。平均化処理方法を図 2.2.1- 2 に示す。計測された圧力変動データ  $P_i$  は、縮尺模型の供試体配管内部で同レベル、同位相で変動する成分  $P_o$  と、流れの乱れによる圧力変動成分  $P'_i$  に分けられることができると仮定する。 $P_o$  が本実験ループ固有の圧力変動や配管振動等と考えられるため、実験で得られた圧力変動データから  $P_o$  を分離する。次式のように、圧力変動の時刻歴波形を空間平均化して近似的に  $\overline{P_o}$  を求め、圧力変動から  $\overline{P_o}$  を引くことにより  $P_o$  を分離し、流れの乱れによる圧力変動成分  $\overline{P'_j}$  を近似的に算出する。

$$\overline{P'_j} = P_j - \overline{P_o} = P_o + P'_j - P_o - \frac{\sum_i P'_i}{n} = P'_j - \frac{\sum_i P'_i}{n} \quad (2.2.1-1)$$

ここで、 $i$  は平均化処理する対象とした圧力計測点を示す。 $j$  は全ての圧力計測点であり、平均化処理した結果を適用する計測点である。流動実験で得られた圧力変動データから実機評価に使用する圧力変動 PSD を設定する際には、平均化処理して同位相成分を除去した圧力変動 PSD データ ( $\overline{P'_j}$ ) に基づいて設定する。

平均化処理して同位相成分を除去した圧力変動 PSD データ（整流条件、常温、流速 9.2m/s）の例を図 2.2.1- 3 に示す。ホットレグ配管のエルボ下流側の圧力変動 PSD には次のような特徴がある。

- ・整流条件においては、配管入口の流れの乱れが小さいため、エルボ部より上流側（A 断面）の圧力変動 PSD のレベルは小さい。
- ・エルボ部の腹側（D 断面 180 度側付近）では、はく離で生じた流れの乱れの影響で、圧力変動 PSD のレベルは大きい。また、C' から K 断面で、10Hz(無次元振動数：0.45)の卓越ピークが見られる。無次元振動数は、振動数×配管内径／流速で定義される。10Hz で卓越ピークが見られるのは、エルボでのはく離現象に起因する特徴、すなわちはく離域からの渦放出の周期性に対応するものと考えられる。
- ・はく離域で発生した周期的な渦はエルボ背側には到達しないため、エルボ部の背側（D 断面 0 度側）では、エルボでのはく離現象に起因する 10Hz の卓越ピークは見られない。
- ・エルボ部のはく離域からの放出された渦は下流側に流れるにつれて減衰するため、下流側（K 断面）では 10Hz の卓越ピークは明確には見られなくなる。
- ・エルボ部のはく離域より上流側とエルボ背側では、圧力変動 PSD は振動数に対して全体的に緩やかな右下がりの傾向を示す。
- ・エルボ部のはく離域より下流側では、圧力変動 PSD はある振動数まではほぼ一定であり、それ以上の振動数では緩やかな右下がりの傾向を示す。

## (2) 圧力変動の領域分けについて

ホットレグ配管の振動解析において、配管に作用する荷重として実験で取得した圧力変動特性（圧力変動 PSD、相関長）をそのまま使用するのは、データ数が多いため実用的ではない。図 2.2.1- 4 に示すように、圧力変動特性を解析モデルにそのまま入力する場合は、計測点の位置毎に全ての圧力変動特性を入力することになる。しかし、流れの特徴毎に、圧力変動特性を領域分けすることで、ホットレグ配管のランダム振動解析に入力する圧力変動特性のデータ数を減らすことが

できる。また、流れの特徴を考慮した圧力変動の領域分けであるため、配管形状が変わっても流れの特徴が同じであれば同じ領域の圧力変動特性を用いることが可能である。そのため、縮尺模型を用いた流動実験で取得した圧力変動特性の領域分けを行った。

図 2.2.1-5 に圧力変動特性の領域分けを示す。エルボ開始端から 67.5° (エルボ下端から上流側に 22.5°) の腹側の位置ではく離が生じること及びエルボ付近の圧力変動はエルボ終端から 1.3D 離れたところまで大きいことから、エルボ開始端から 67.5° とエルボ終端から 1.3D の間のエルボ腹側を一つの領域とする。図 2.2.1-5 に示す領域毎の圧力変動 PSD の最大包絡曲線  $G_{max}(f)$  と平均曲線  $G_{mean}(f)$  を求め、図 2.2.1-6 に及び図 2.2.1-7 に示す。最大包絡曲線は、次式に従って領域内の計測点の圧力変動 PSD を全て包絡したものである。

$$G_{max}(f) = \max(G_i(f)) \quad (2.2.1-1)$$

ここで、 $G_i(f)$  は計測点  $i$  の圧力変動 PSD である。また、平均曲線は次式に従って領域内の計測点の圧力変動 PSD を全て平均したものである。

$$G_{mean}(f) = \Sigma G_i(f) / n \quad (2.2.1-2)$$

ここで、 $n$  は領域内の計測点数である。また、実機評価に使用する圧力変動 PSD として一般性を持たせ、流速や配管内径等の異なる配管の振動評価にも適用できるように、有次元の圧力変動 PSD を次式で無次元化する。

$$\bar{G}(f) = G(f) / ((1/2)^2 \rho^2 U^3 D) \quad (2.2.1-3)$$

$$\bar{f} = fD/U \quad (2.2.1-4)$$

ここで、 $\bar{G}(f)$  は無次元圧力変動 PSD、 $G(f)$  は有次元圧力変動 PSD、 $\bar{f}$  は無次元振動数、 $f$  は振動数、 $\rho$  はホットレグ配管外側の流体密度、 $U$  は流速、 $D$  は配管内径である。

### (3) ホットレグ配管の振動解析に使用する圧力変動 PSD の設定

ここでは、1/3 縮尺模型を用いた流動実験で取得した全ての実験条件（整流条件、旋回流条件、偏流条件）での圧力変動データをもとにホットレグ配管の振動解析に用いる圧力変動 PSD の設定方法について解説する。保守側に評価するための圧力変動 PSD の設定方法として 2 種類の案が考えられる。

1 つは、「最大包絡曲線」を用いる案である。この案は、ある実験条件の各領域における全ての圧力変動 PSD の最大包絡曲線を求め、全ての実験条件の最大包絡曲線をさらに包絡する圧力変動 PSD を用いる案である。図 2.2.1-6 の領域毎の各実験条件の最大包絡曲線を全ての実験条件で包絡した線を図 2.2.1-6 に併せて記載している。また、図 2.2.1-8 にこのように求めた圧力変動 PSD の最大包絡曲線を全領域まとめて示す。

もう 1 つの設定方法は、「平均曲線」を用いる案である。この案は、ある実験条件の各領域における全ての圧力変動 PSD の平均曲線を求め、全ての実験条件の平均曲線を包絡した圧力変動 PSD を用いる案である。図 2.2.1-7 の領域毎の平均曲線を全ての実験条件で包絡した線を図 2.2.1-7 に併せて記載している。また、図 2.2.1-9 に圧力変動 PSD の平均曲線を全ての実験条件に対してさらに包絡した線を全領域まとめて示す。

「最大包絡曲線」を用いる方法では、領域の中の一部に非常に大きな圧力変動 PSD があるだけ

でも、その領域の全体にその大きな圧力変動 PSD を適用することになり、過度に保守的になる。一方、「平均曲線」を用いる方法では、領域全体にかかる加振力として圧力変動 PSD を設定するため、その領域の平均的な圧力変動 PSD を求め、実機条件を加味した各実験条件における平均曲線を包絡した圧力変動 PSD を使用することで保守性を確保することができる。したがって、ホットレグ配管の振動解析に使用する圧力変動 PSD としては「平均曲線」を用いる方法を適用する。

「平均曲線」を用いて設定したホットレグ配管の振動解析に使用する各領域の圧力変動 PSD について、 $g_i(\bar{f})$  を  $i$  領域の実機評価用 PSD、 $\bar{f}$  を無次元振動数として以下に示す。

領域 1：ホットレグ配管入口からエルボ上端までの領域

$$g_1(\bar{f}) = 4.7 \times 10^{-5} \times \bar{f}^{-1.25} \quad (2.2.1-5)$$

領域 2：エルボ上端とエルボ上端から 67.5° 位置の間の領域

$$g_2(\bar{f}) = \begin{cases} 3.0 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-0.70} & \bar{f} \leq 1.09 \\ 3.2 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.80} & 1.09 < \bar{f} \end{cases} \quad (2.2.1-6)$$

領域 3：エルボ上端から 67.5° 位置とエルボ下端から 1.3D の間でエルボ腹側の領域

$$g_3(\bar{f}) = \begin{cases} 1.8 \times 10^{-2} & \bar{f} \leq 0.62 \\ 7.0 \times 10^{-3} \times \bar{f}^{-2.00} & 0.62 < \bar{f} \end{cases} \quad (2.2.1-7)$$

領域 4：エルボ上端から 67.5° 位置とエルボ下端から 1.3D の間でエルボ背側の領域

$$g_4(\bar{f}) = \begin{cases} 1.4 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.00} & \bar{f} \leq 0.89 \\ 1.3 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.50} & 0.89 < \bar{f} \end{cases} \quad (2.2.1-8)$$

領域 5：エルボ下端から 1.3D 以上下流側の領域

$$g_5(\bar{f}) = \begin{cases} 1.1 \times 10^{-3} & \bar{f} \leq 0.72 \\ 6.1 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.85} & 0.72 < \bar{f} \end{cases} \quad (2.2.1-9)$$

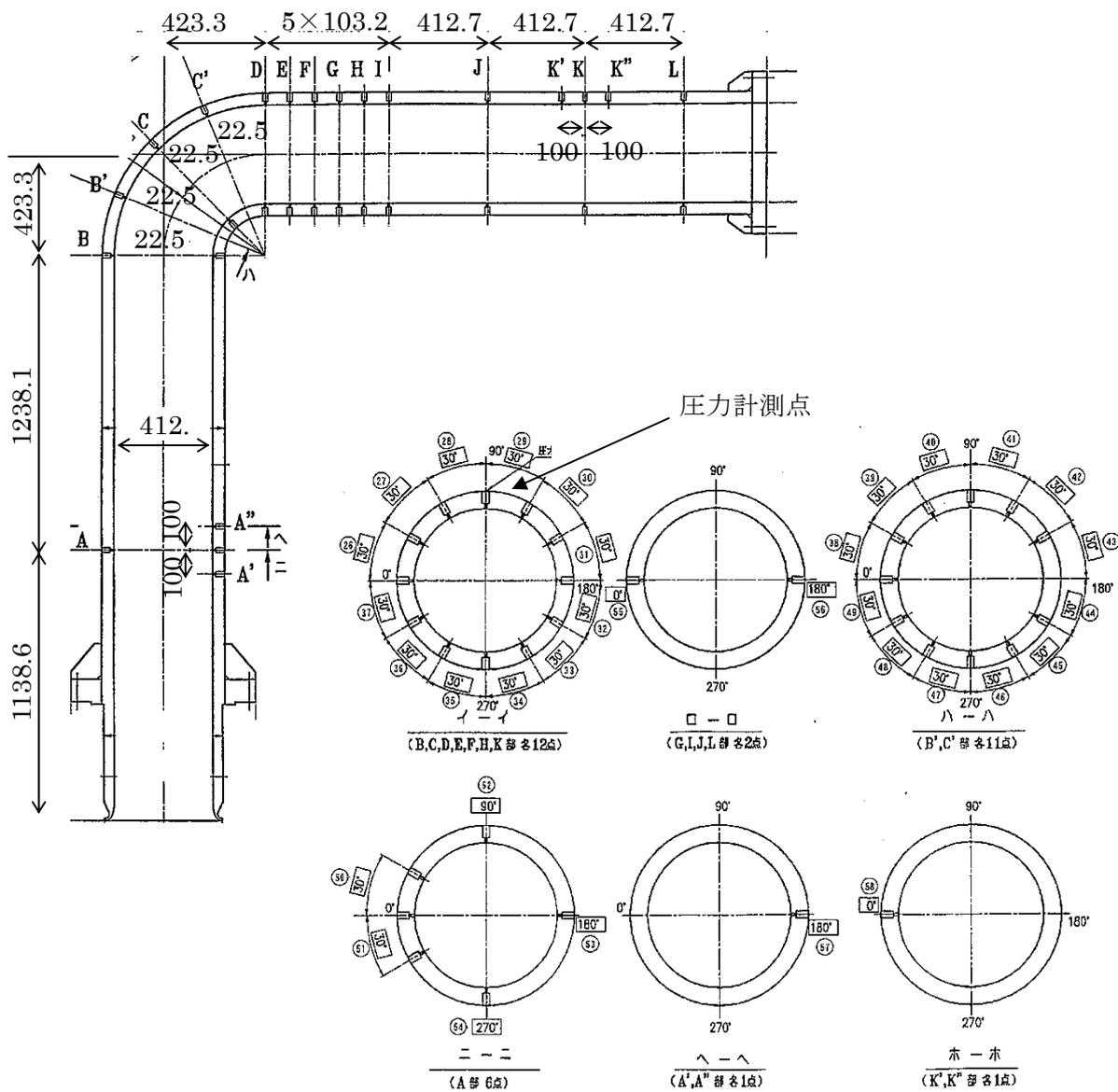


図 2.2.1-1 縮尺模型を用いた流動試験における圧力変動計測点

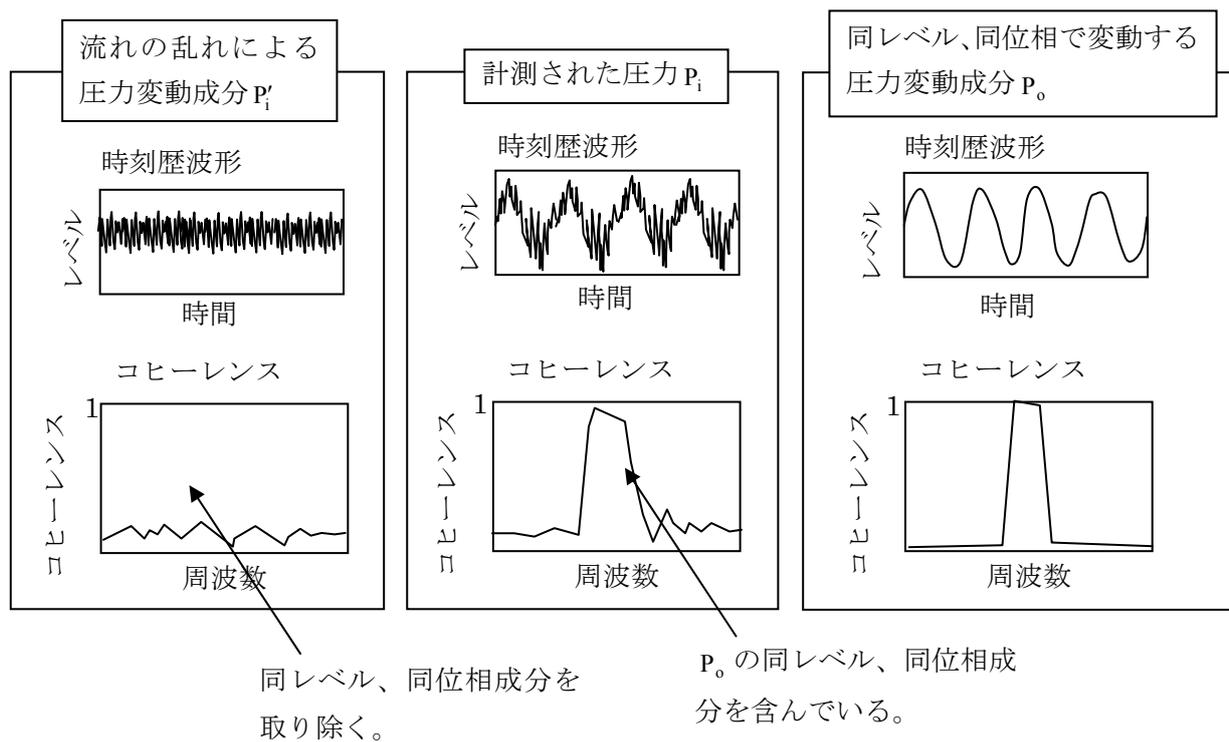


図 2.2.1-2 圧力変動計測データの平均化処理

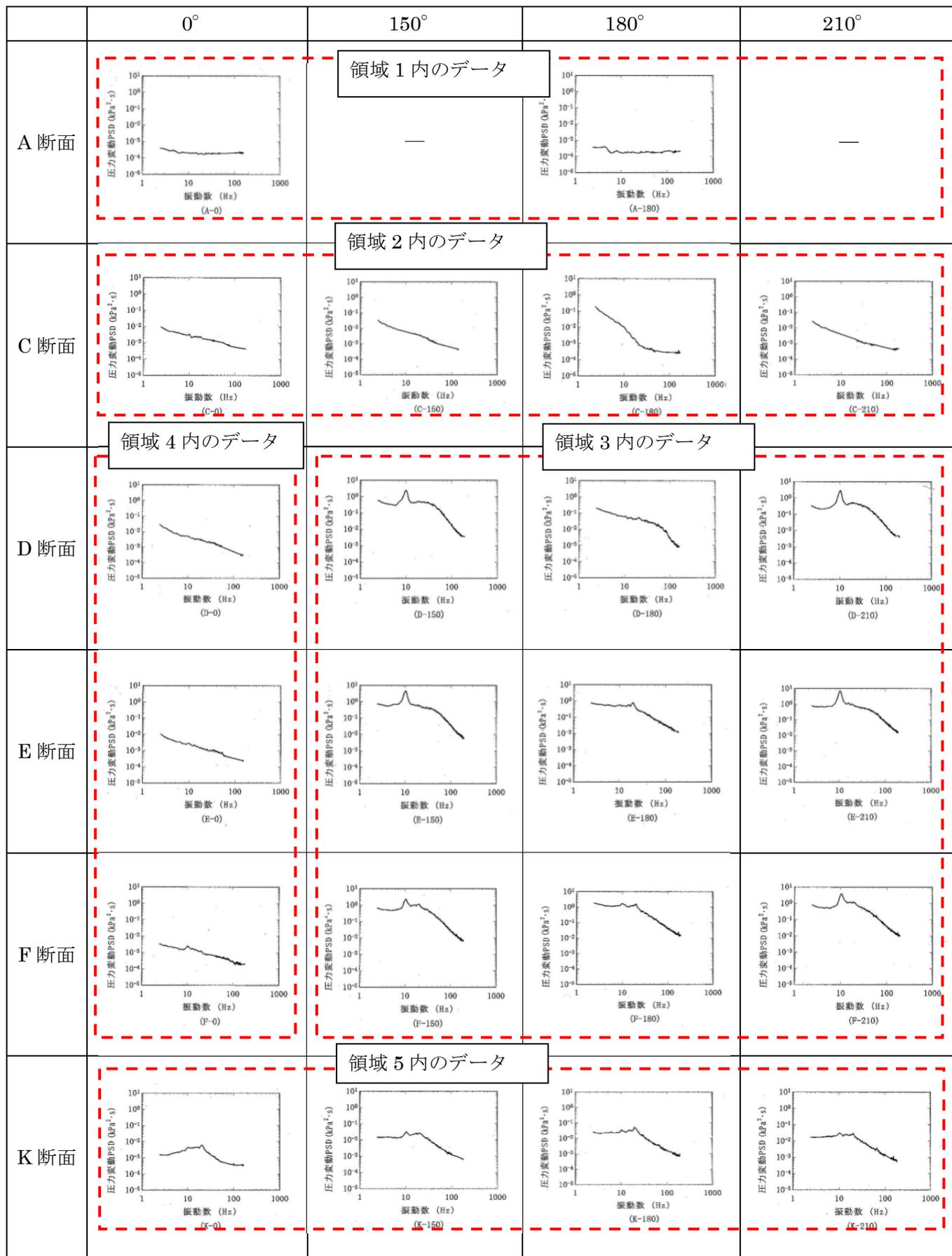


図 2.2.1-3 縮尺模型を用いた流動試験の圧力変動 PSD 計測結果 (整流条件、常温、流速：9.2m/s)

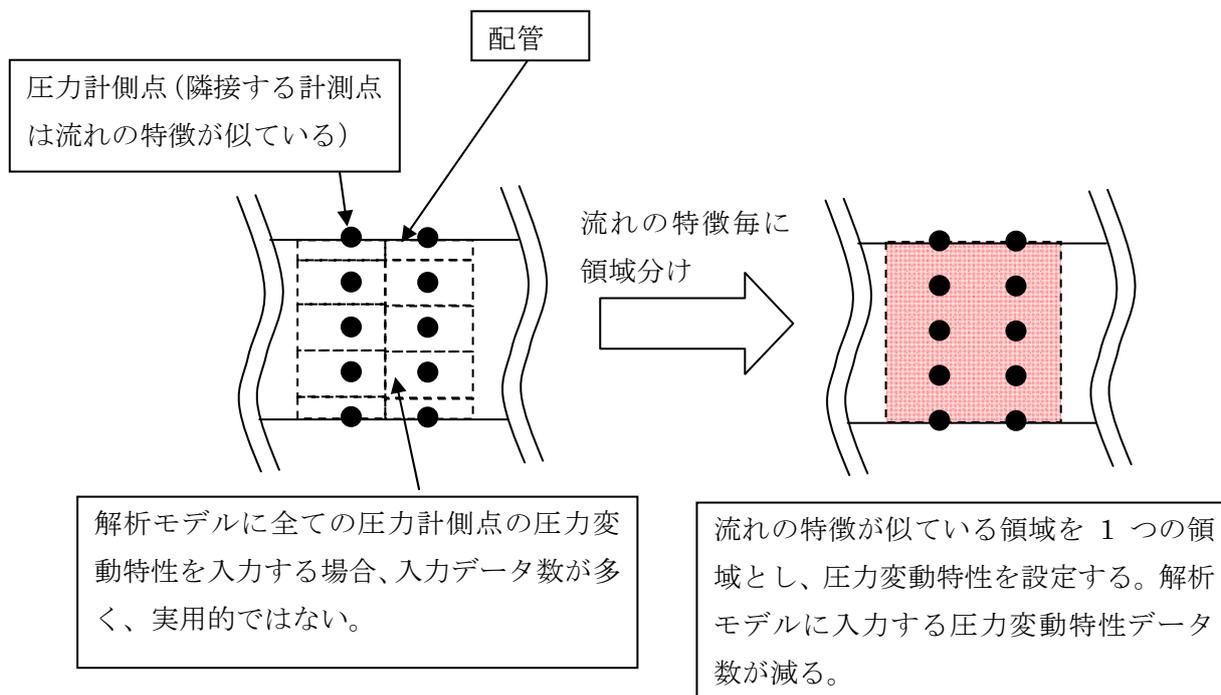


図 2.2.1-4 圧力変動特性データの領域分けの考え方

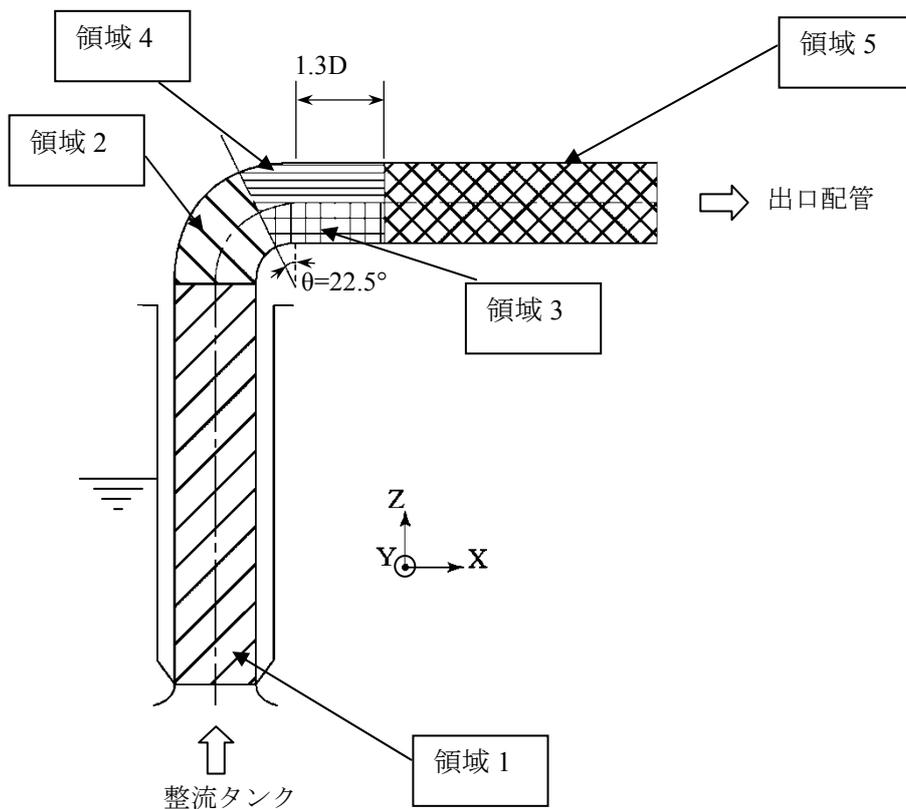


図 2.2.1-5 圧力変動 PSD の領域分け

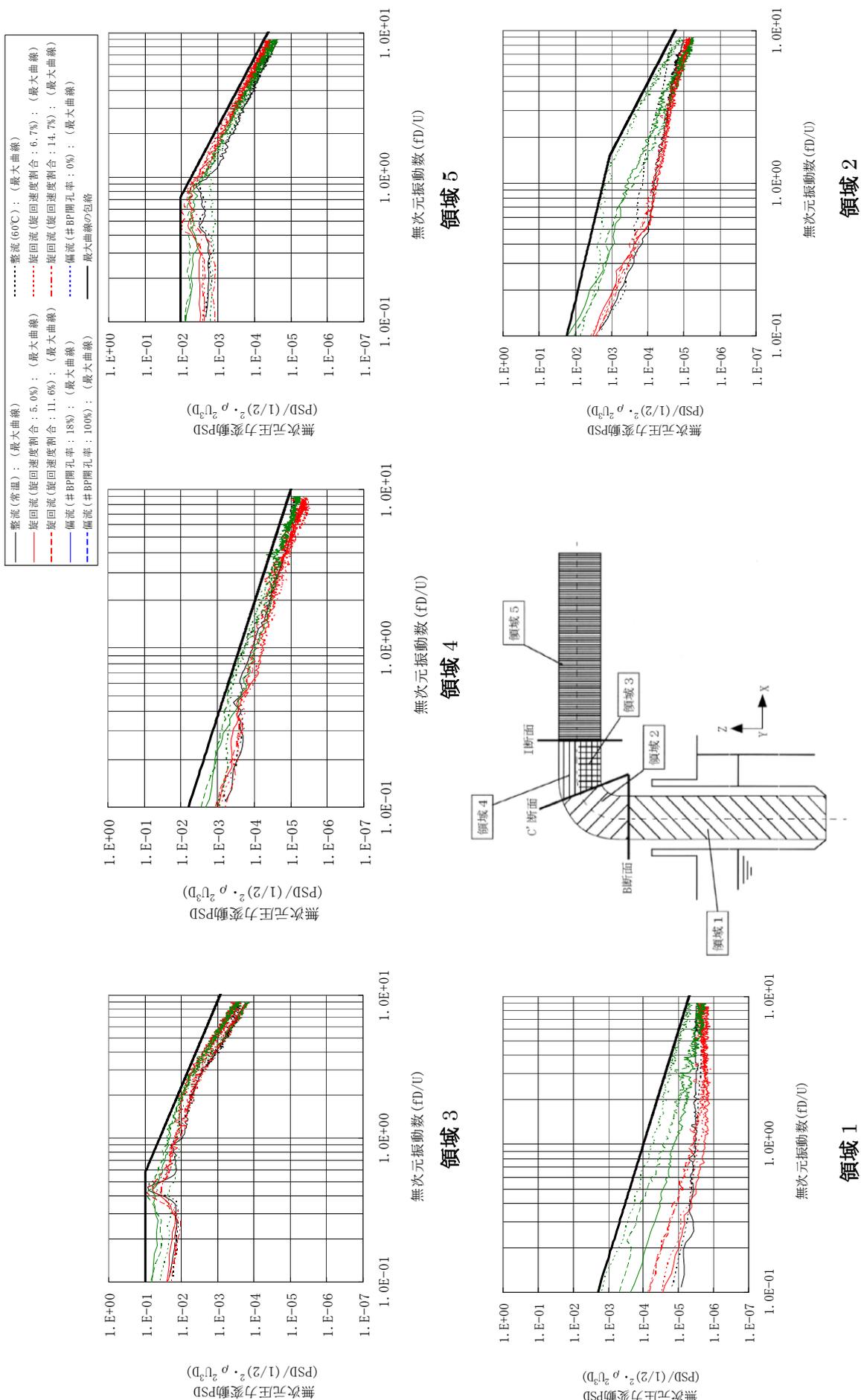


図 2.2.1-6 各領域の圧力変動 PSD の個別条件最大包絡曲線と全実験条件に対する包絡線

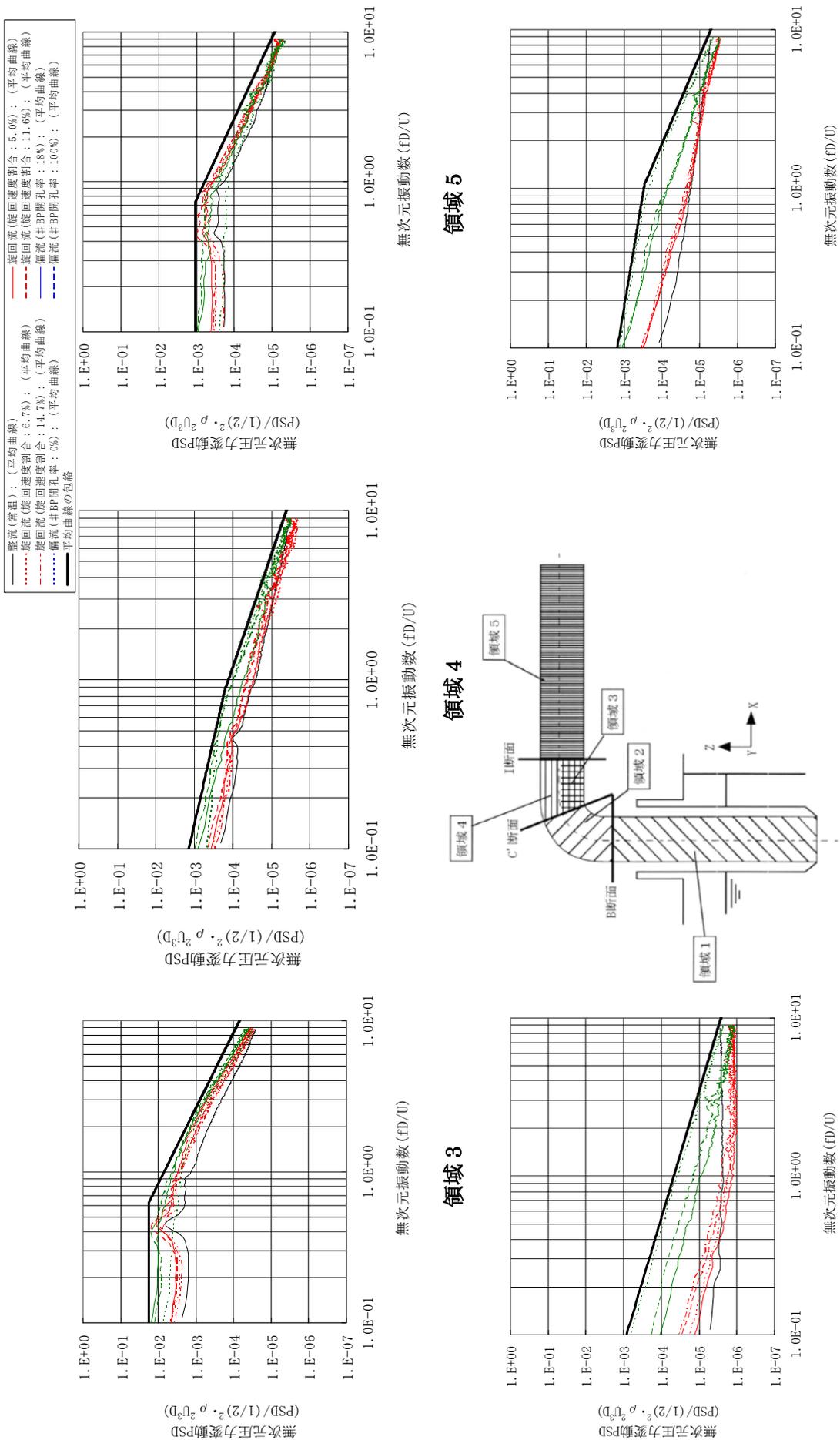


図 2.2.1-7 領域の圧力変動 PSD の個別条件平均曲線と全実験条件に対する包絡線

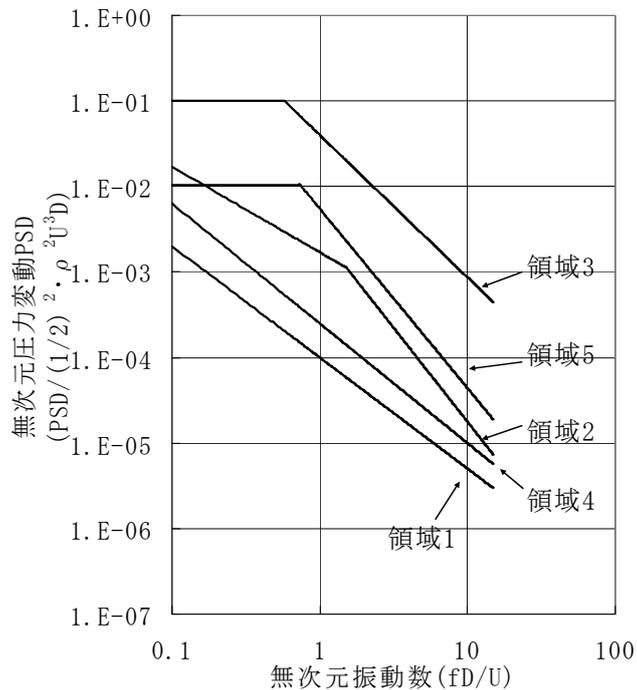


図 2.2.1- 8 ホットレグ配管振動解析用の圧力変動 PSD (最大包絡曲線を用いる方法)

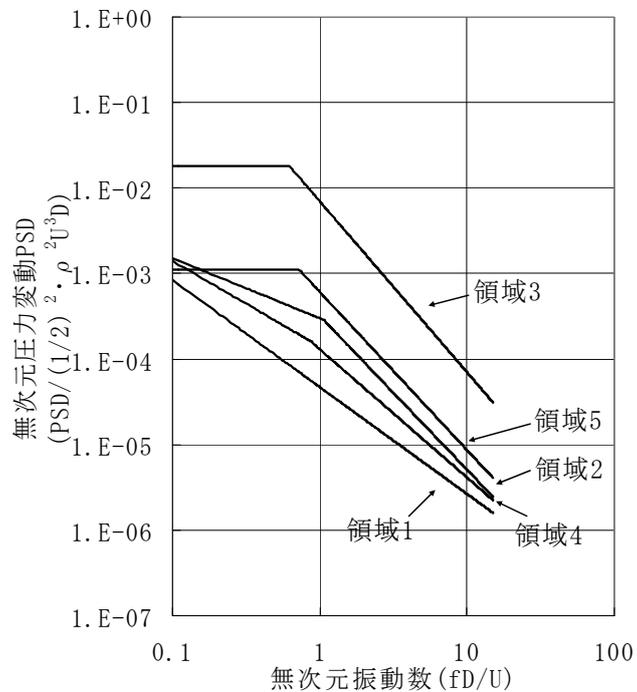


図 2.2.1- 9 ホットレグ配管振動解析用の圧力変動 PSD (平均曲線を用いる方法)

## 2.2.2 相関長の設定

本項では、実機評価で使用する圧力変動の相関長の設定方法について解説する。実機の 1/3 縮尺模型を用いた水流動実験を実施し、得られた相関長データに基づいて実機評価に使用する相関長を設定する。また、ホットレグ配管の振動応力を保守側に評価できるように、不確かさを考慮して相関長を設定する。流動実験で計測した圧力変動データは、実験ループ固有の圧力変動や配管振動の影響を受けていることから、2.2.1 項で解説したような平均化処理を実施し、平均化処理して同位相成分を除去したデータを用いて相関長を求める。

また、圧力変動 PSD と同様に、流れの特徴が似ている領域ごとに平均的な相関長を求めて、それを解析入力とする。実機評価に使用する相関長としては一般性を得るために無次元化すること、及び保守側に評価するために巡回成分や偏流成分のデータも含めて不確かさを考慮して相関長を設定する。以下にこれらの領域分け、無次元化処理及び相関長の設定の考え方について解説する。

縮尺模型を用いた流動実験で取得したエルボ出口の D-E 断面間でのコヒーレンスを図 2.2.2-1 に示す。軸方向（流れ方向）のコヒーレンス実部は、振動数に対して周期的に変動しながら減少する。これは、流れ方向の相関が振動数とともに小さくなるだけではなく、加振源となる渦の移動に伴う時間遅れによると考えられる。

平均化処理後の軸方向及び周方向の相関長データ（整流条件、常温、流速 9.2m/s）の例を図 2.2.2-2 及び図 2.2.2-3 に示す。整流条件におけるホットレグ配管の相関長の特徴を以下に示す。これらの図より、軸方向については、エルボ上流側（領域 1）に相関が見られないこと、圧力変動 PSD の領域 2～4 に相当する領域ではほぼ同じ相関長であること、圧力変動 PSD の領域 5 では高周波数の相関が小さいことがわかる。周方向については、エルボ上流側及びエルボ部（エルボ開始端から 67.5° まで）では相関が見られないことがわかる。

ホットレグ配管の振動解析において実験で取得した相関長をそのまま使用するのには、データ数が多いため実用的ではないことから、流れの特徴毎に圧力変動の相関長を領域分けすることとした。図 2.2.1-5 に示した圧力変動 PSD の領域分けの図を参照して相関長の領域分けについて解説する。軸方向については、エルボ上流側領域（領域 1）、エルボ部（領域 2～4）、エルボ下流側領域（領域 3）の 3 領域に分けた。周方向については、エルボ上流側（領域 1、2）、エルボ腹側（領域 3）、エルボ背側（領域 4）、エルボ下流側領域（領域 5）の 4 領域に分ける。

実機評価に用いる圧力変動の相関長としては、1.2.2 項に示したような理論的に最も配管振動が大きくなる相関長を設定する方法、縮尺模型を用いた流動試験で求めた相関長の平均曲線を設定する方法が考えられる。

1.2.2 項に示すように、相関長が長い方が必ずしも配管振動に対して保守的とはならないことから、ホットレグ配管の振動解析に使用する相関長としては、各領域の相関長の平均曲線について各実験条件の平均値を採用した。圧力変動 PSD の方は各実験条件の包絡値を採用していることから、保守性は確保されると考えられる（2.4 項参照）。

図 2.2.2-4、図 2.2.2-5 に軸方向及び周方向の相関長を示す。これらの図は、領域内の計測点の相関長を全て平均したものである。また、実機評価に使用する相関長として一般性を持たせ、配管内径の異なる配管の振動評価にも適用できるように、有次元の相関長を次式のように配管内

径で無次元化する。

$$\lambda_c = \bar{\lambda}_c D \quad (2.2.2-1)$$

$$\lambda_a = \bar{\lambda}_a D \quad (2.2.2-2)$$

図 2.2.2- 5 には、各領域の相関長の平均曲線について全実験条件の平均値を赤い線で示す。この全実験条件の相関長の平均曲線を、ホットレグ配管の振動解析用に使用する。

ホットレグ配管の振動解析に使用する圧力変動特性（圧力変動 PSD、相関長）を表 2.2.2- 1 に示す。表のように、解析に使用する無次元圧力変動 PSD も無次元相関長も数式で表して、解析を実施するものが使用しやすいように工夫している。

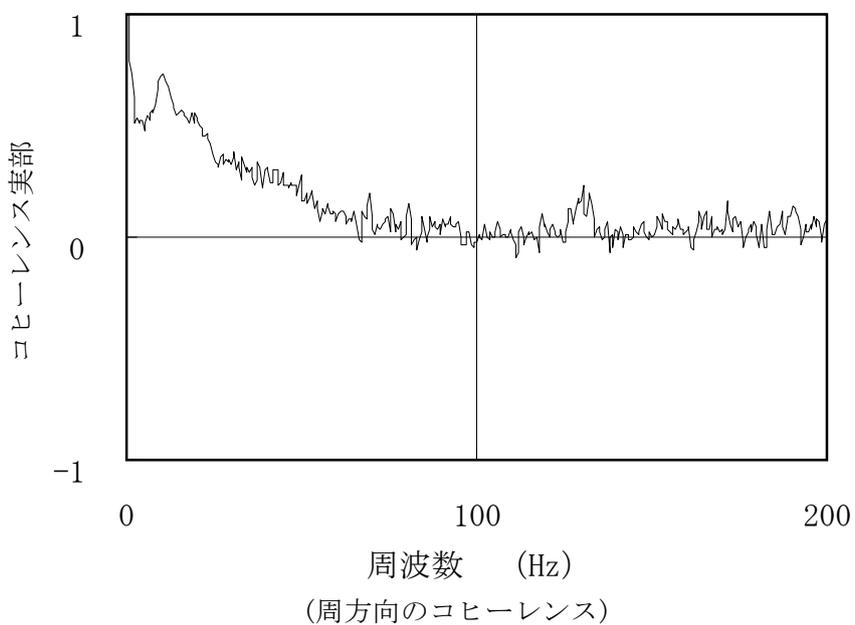
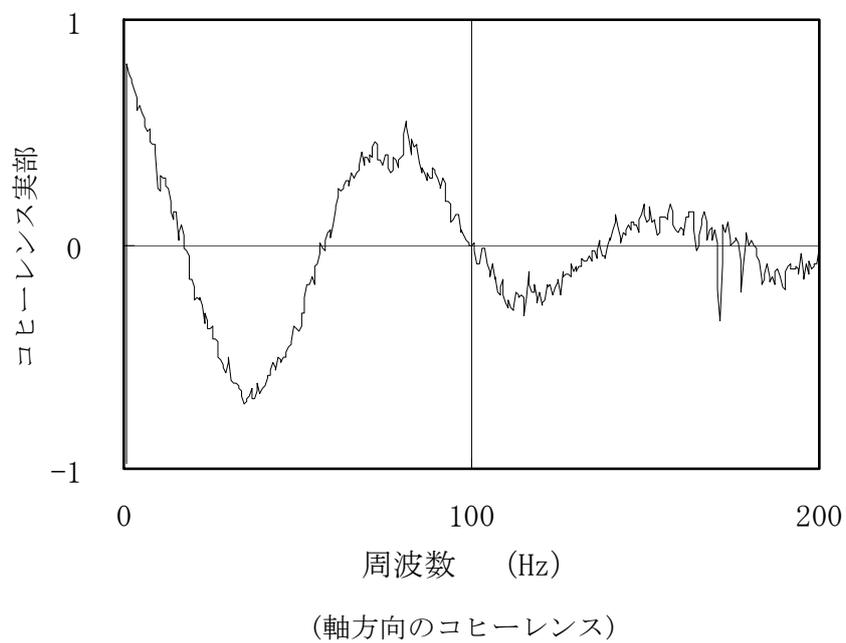


図 2.2.2-1 圧力変動のコヒーレンス分析例(整流条件、常温、流速：9.2m/s)

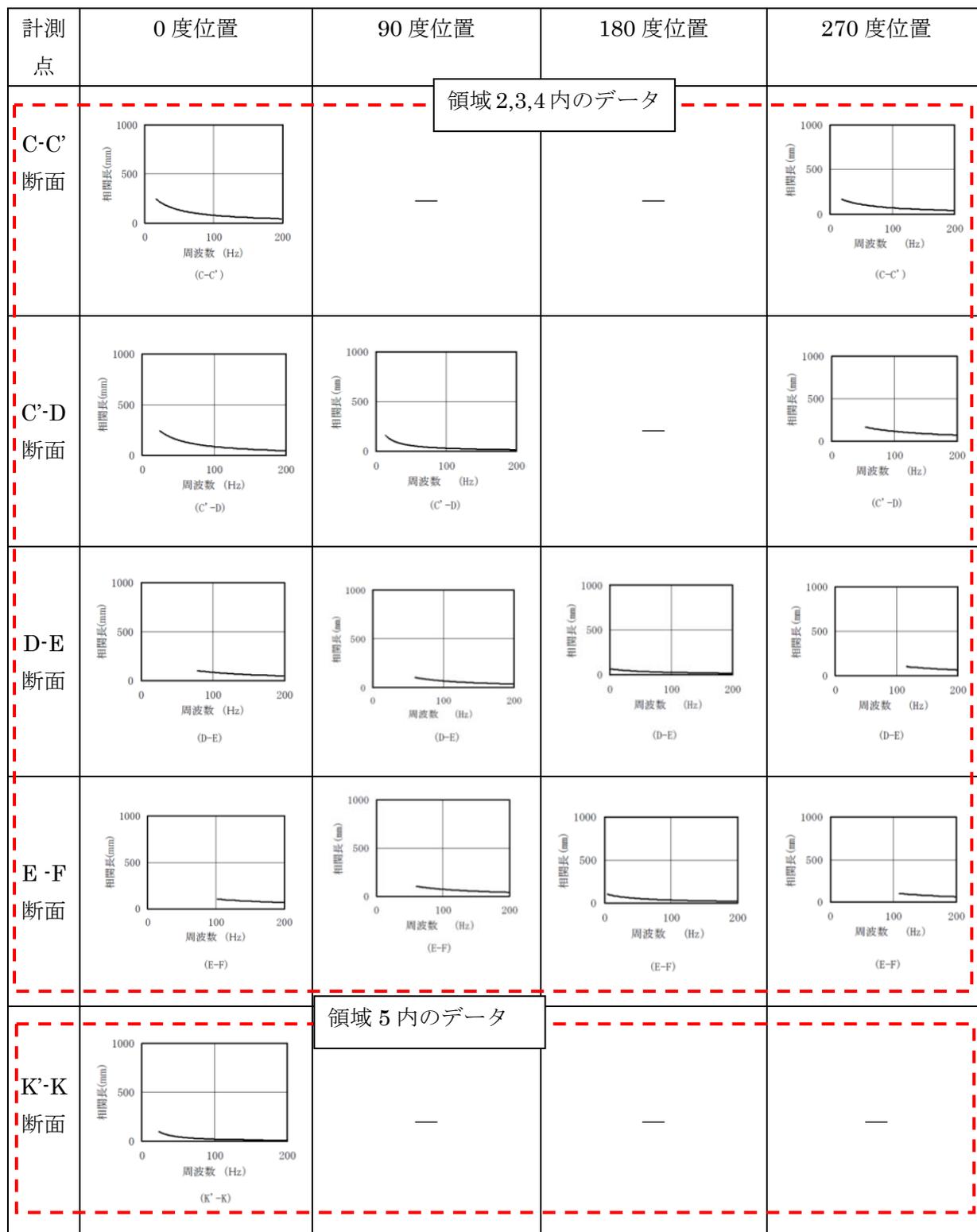


図 2.2.2-2 縮尺模型を用いた流動実験の軸方向相関長(整流条件、常温、流速：9.2m/s)

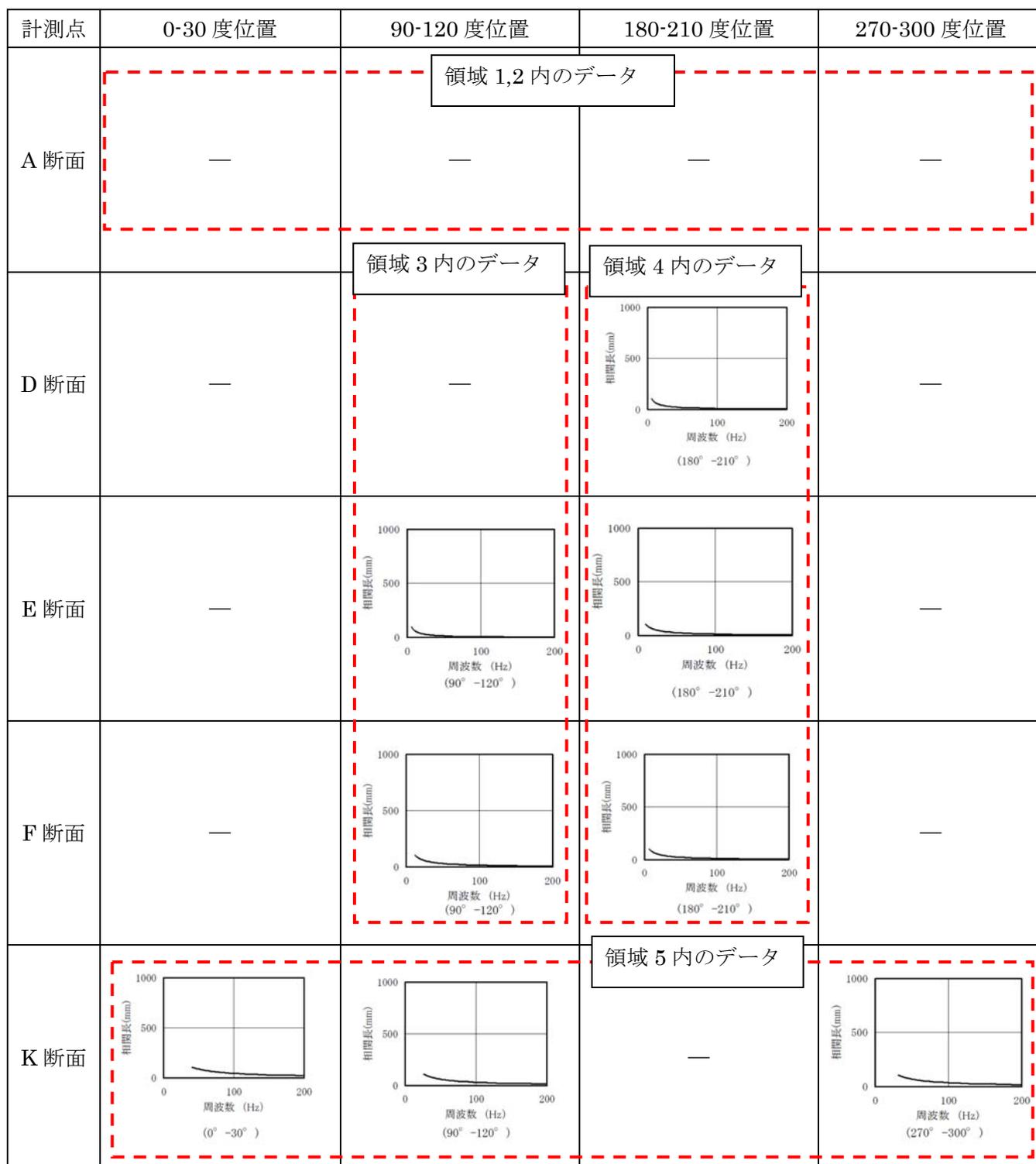


図 2.2.2-3 縮尺模型を用いた流動実験の周方向相関長(整流条件、常温、流速：9.2m/s)

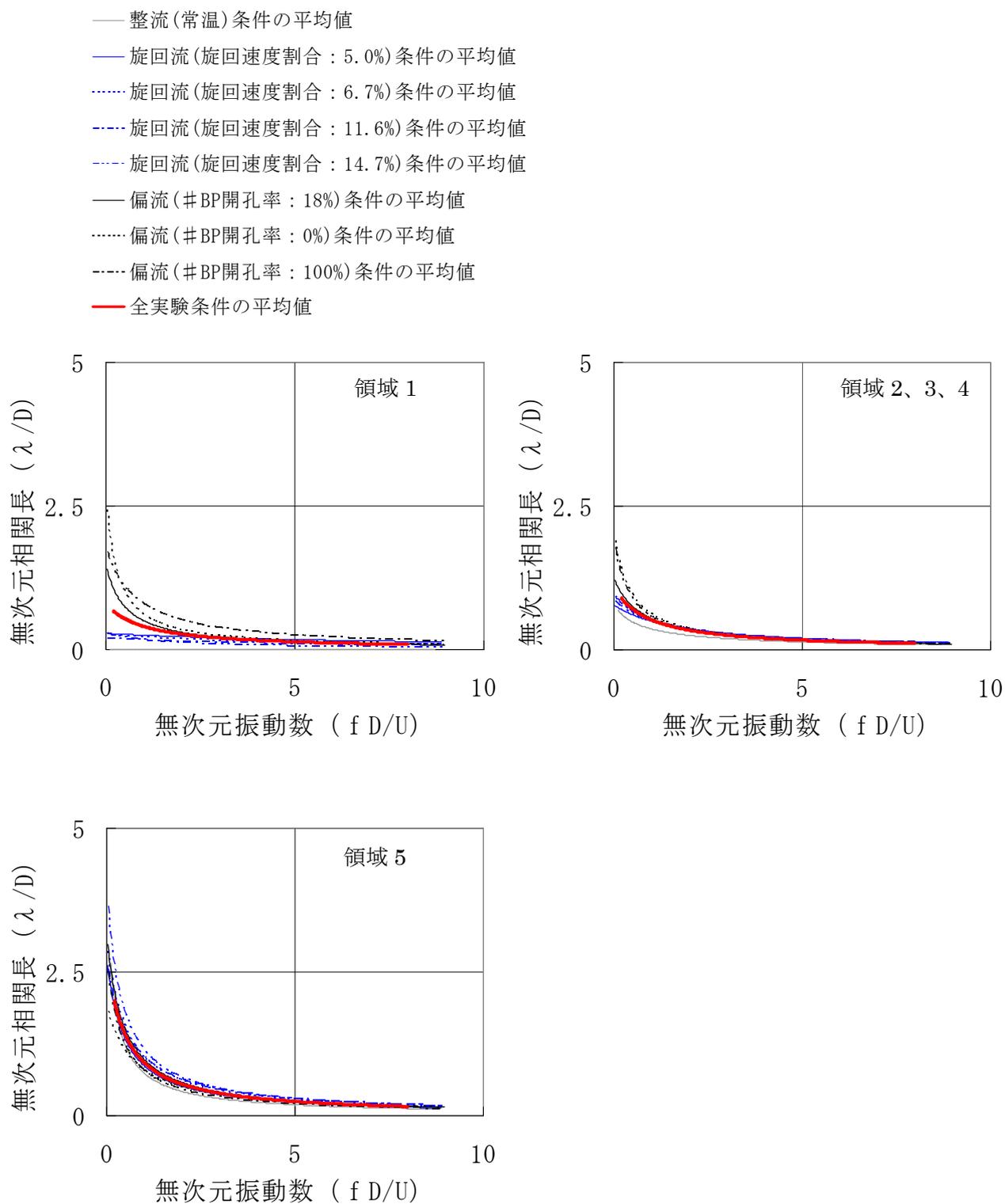


図 2.2.2- 4 ホットレグ配管振動解析用の無次元軸方向相関長

- 整流(常温)条件の平均値
- 旋回流(旋回速度割合: 5.0%)条件の平均値
- ⋯ 旋回流(旋回速度割合: 6.7%)条件の平均値
- ⋯ 旋回流(旋回速度割合: 11.6%)条件の平均値
- ⋯ 旋回流(旋回速度割合: 14.7%)条件の平均値
- 偏流(#BP開孔率: 18%)条件の平均値
- ⋯ 偏流(#BP開孔率: 0%)条件の平均値
- ⋯ 偏流(#BP開孔率: 100%)条件の平均値
- 全実験条件の平均値

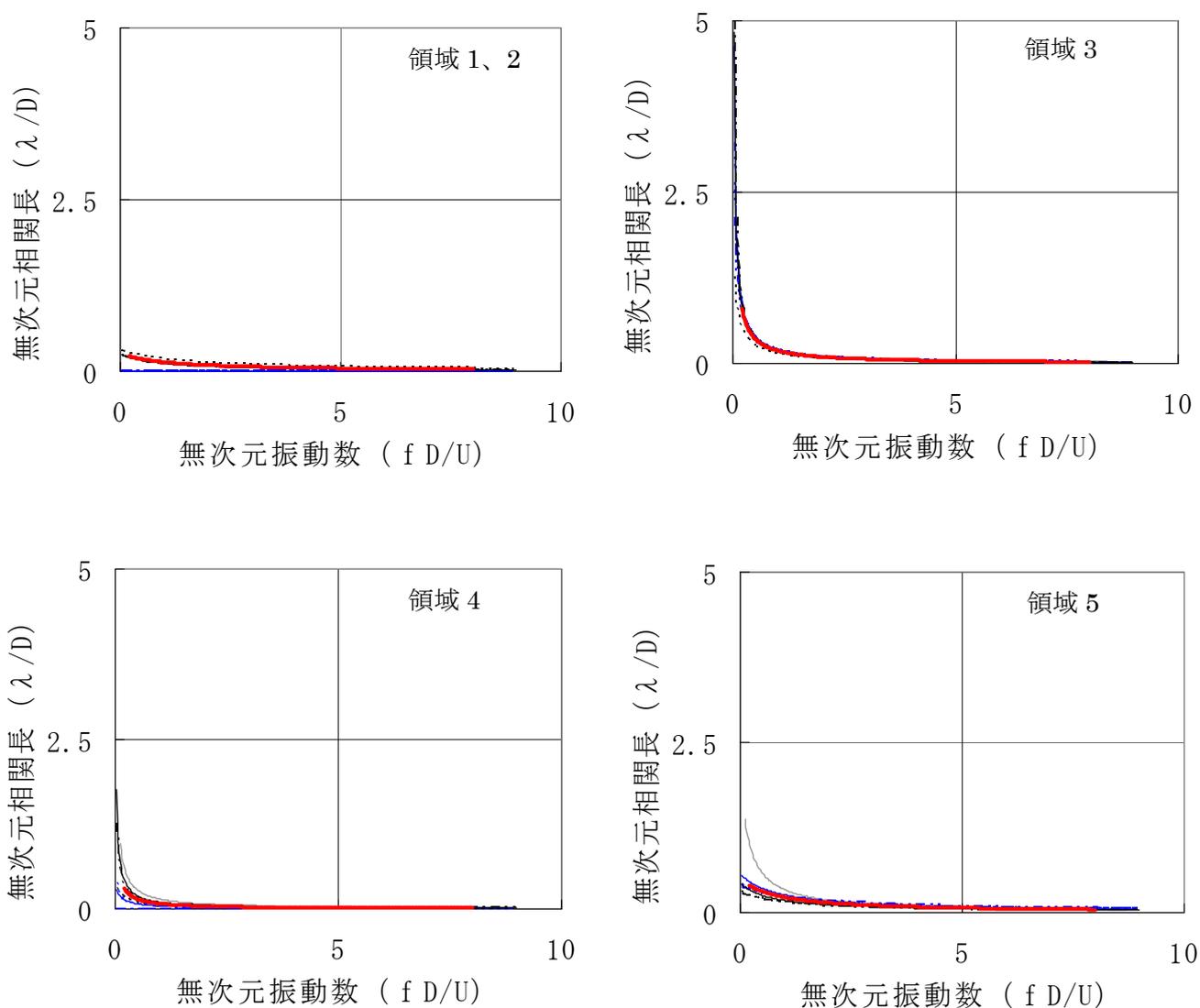


図 2.2.2- 5 ホットレグ配管振動解析用の無次元周方向相関長

表 2.2.2-1 ホットレグ配管振動解析用の圧力変動特性 (圧力変動 PSD、相関長)

領域	無次元圧力変動 PSD	無次元軸方向相関長	無次元周方向相関長
1 ホットレグ配管入口からエルボ始端までの領域	$g_1(\bar{f}) = 4.7 \times 10^{-5} \times \bar{f}^{-1.25}$	$\bar{\lambda}_{a1} = \frac{-1}{-1.25 - \bar{f}/0.817}$	$\bar{\lambda}_{c1} = \frac{-1}{-3.84 - \bar{f}/0.277}$
2 エルボ上端とエルボ始端から 67.5° 位置の間の領域	$g_2(\bar{f}) = \begin{cases} 3.0 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-0.70} & \bar{f} \leq 1.09 \\ 3.2 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.80} & 1.09 < \bar{f} \end{cases}$	$\bar{\lambda}_{a2} = \frac{-1}{-0.914 - \bar{f}/0.989}$	$\bar{\lambda}_{c2} = \frac{-1}{-0.235 - \bar{f}/0.198}$
3 エルボ始端から 67.5° 位置とエルボ終端から 1.3D の間でエルボ腹側の領域	$g_3(\bar{f}) = \begin{cases} 1.8 \times 10^{-2} & \bar{f} \leq 0.62 \\ 7.0 \times 10^{-3} \times \bar{f}^{-2.00} & 0.62 < \bar{f} \end{cases}$		
4 エルボ始端から 67.5° 位置とエルボ終端から 1.3D の間でエルボ背側の領域	$g_4(\bar{f}) = \begin{cases} 1.4 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.00} & \bar{f} \leq 0.89 \\ 1.3 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.50} & 0.89 < \bar{f} \end{cases}$	$\bar{\lambda}_{a3} = \frac{-1}{-0.351 - \bar{f}/1.36}$	$\bar{\lambda}_{c3} = \frac{-1}{-0.832 - \bar{f}/0.0826}$
5 エルボ終端から 1.3D 以上下流側の領域	$g_5(\bar{f}) = \begin{cases} 1.1 \times 10^{-3} & \bar{f} \leq 0.72 \\ 6.1 \times 10^{-4} \times \bar{f}^{-1.85} & 0.72 < \bar{f} \end{cases}$		

### 2.2.3 減衰比の設定

この項では、ホットレグ配管の振動解析において入力する必要がある減衰比の設定について解説する。1.2.1項に示すように、配管の減衰比には、材料減衰、配管内部または外部の流体付加減衰、サポートと配管とのガタによるエネルギー消費による減衰があり、減衰比を計算で求めることは困難である。また、ガタによるエネルギー消費のような非線形現象を考慮する必要がある、減衰比の相似則の考え方が確立していない。このため、ホットレグ配管の実機または実機相当の実物を製作し、打振試験または加振試験を行って減衰データを取得することが望ましい。しかし、ホットレグ配管の実機または実機相当の実物を現段階で製作するのは費用対効果の点で現実的でない。

したがって、配管寸法と支持条件を模擬したホットレグ配管の縮尺モデルの減衰比を参考にし、振動解析で使用する減衰比を設定することとした。縮尺モデルを用いてタッピング試験を行うことにより求めた減衰比を表 2.2.3-1 に示す。また、対応する固有振動数と固有振動モードを図 2.2.3-1 に示す。

シェル振動モードの減衰比には、管の材料減衰、配管内外の流体付加減衰が含まれている。ビーム振動モードの減衰比には、配管の材料減衰、配管内外の流体付加減衰及びサポートと配管とのガタによるエネルギー吸収による減衰が含まれている。このため、シェル振動モードに比べてビーム振動モードの減衰比の方が大きい。ホットレグ配管の振動を保守側に評価するための小さな減衰比として、ビーム振動モードに対する減衰比を 0.5%、シェル振動モードに対する減衰比を 0.2% に設定する。

参考として、日本電気協会の原子力発電所耐震設計技術規定 JEAC4601<sup>2.2.3-1)</sup>、アメリカ機械学会 ASME の設計指針 ASME N-1300<sup>2.2.3-2)</sup> で設定されている減衰比を紹介する。原子力発電所耐震設計技術規程 JEAC4601<sup>2.2.3-1)</sup> では、図 2.2.3-2 に示す 1 次冷却材管の水平方向の減衰比を 3.0%、鉛直方向の減衰比を 1.0% と設定している。この値は、既存の 1 次冷却材管の構造を前提に行った実験結果等に基づいて設定したものである。したがって、ホットレグ配管など構造等が大きく異なる場合については、この減衰比の値の適用に注意が必要である。アメリカ機械学会の指針 ASME N-1300<sup>2.2.3-2)</sup> では、管群の流体弾性振動評価に使用する減衰比として気中 0.5%、湿気中・水中 1.5% を設定している。

表 2.2.3-1 縮尺模型を用いた打診試験で求めた固有振動数と減衰比 (K.Hirota et al. 2.2.3-3)の Table 1)

打診試験結果(水中)		モード形状
固有振動数 (Hz)	減衰比 (%)	
23.0	1.06	支持管とHL配管 X方向ビーム1次モード
23.0		支持管とHL配管 Y方向ビーム1次モード
28.5	1.66	HL配管 Y方向ビーム1次モード
59.0	0.38	支持管とHL配管 シェル2次モード (同相、X,Y軸方向)
—	—	支持管とHL配管 シェル2次モード (同相、X,Y軸に斜めの方向)
75.5	0.53	支持管とHL配管 シェル2次モード (逆相、X,Y軸方向)
—	—	支持管とHL配管 シェル2次モード (逆相、X,Y軸に斜めの方向)
105.0	0.41	HL配管 水平部主体シェル2次モード(Y,Z軸方向)
—	—	HL配管 水平部主体シェル2次モード(Y,Z軸に斜めの方向)
135.5	0.36	HL配管 鉛直部シェル3次モード
149.0	0.32	HL配管 水平部シェル3次モード
158.0	0.38	支持管とHL配管 シェル3次モード、軸方向2次モード
186.0	0.34	支持管とHL配管 X方向ビーム2次、シェル2次モード (同相)

注1 X方向とY方向の向きを図2.2.3-1に記載する。

注2 同相とはホットレグと支持管が同じ方向に同時に変位することを示し、逆相はホットレグが変形した方向とは逆の方向に支持管が変位することを示す。

ビームモード			シェルモード		
X-方向	Y-方向	Z-方向	d位置	h位置(ホットレグ)	h位置(支持管)
 振動数: 23.00 [Hz]	—	 振動数: 23.00 [Hz]	 振動数: 23.00 [Hz]	 振動数: 23.00 [Hz]	 振動数: 23.00 [Hz]
—	 振動数: 23.00 [Hz]	—	—	 振動数: 23.00 [Hz]	 振動数: 23.00 [Hz]
 振動数: 28.50 [Hz]					
 振動数: 56.50 [Hz]					
 振動数: 59.00 [Hz]					
 振動数: 73.00 [Hz]					
 振動数: 75.50 [Hz]					

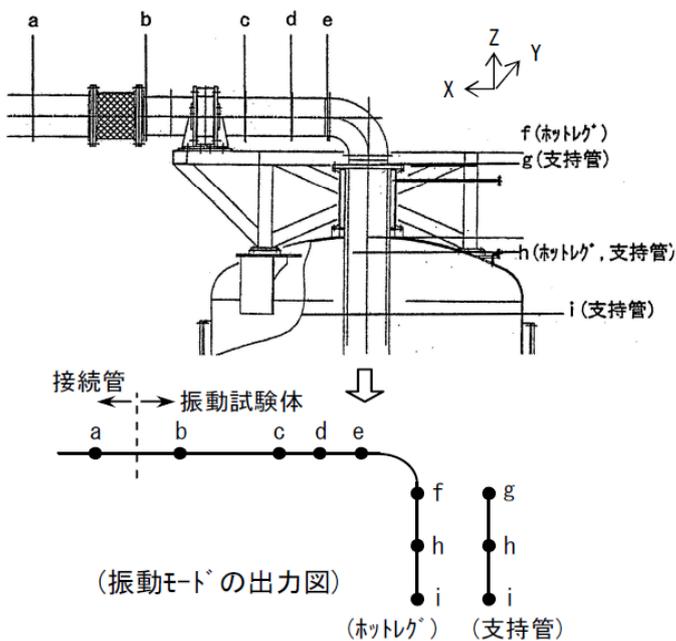


図 2.2.3-1 縮尺模型の振動モード (水中、打振試験結果)

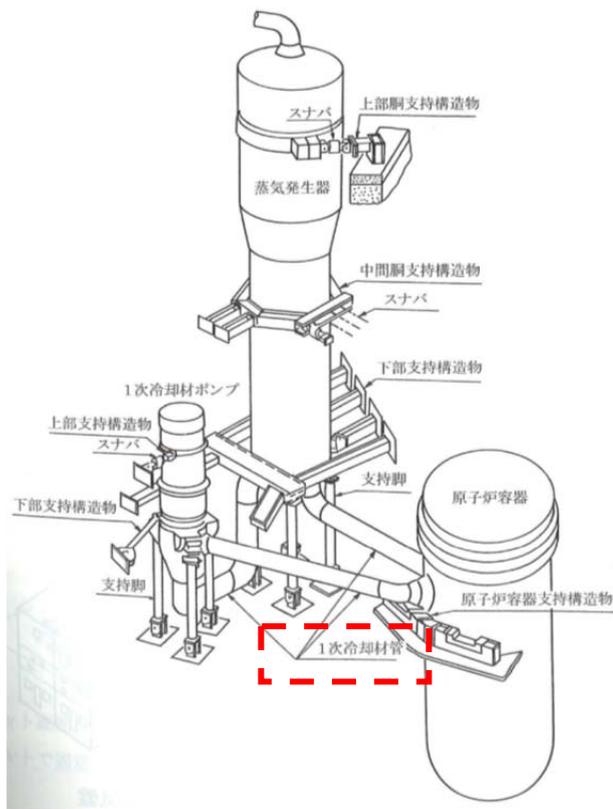


図 2.2.3-2 PWR の 1 次冷却材管 (日本電気協会<sup>2.2.3-1)</sup>の解説図 4.4.5-1)

## 2.2.4 振動特性の算出

ホットレグ配管は薄肉であるため、流れの乱れによりビーム振動モードだけではなく、シェル振動モードも励起される。また、外管等とホットレグ配管が連成した振動が発生することも考えられる。このため、ビーム振動モード及びシェル振動モード並びに外管等も考慮してホットレグ配管の振動解析を行う。この項では、ホットレグ配管の振動解析を行うための振動特性の算出について解説する。

図 2.2.4- 1 に実機ホットレグ配管の振動解析モデルの例を示す。図のようにホットレグ配管とそれに接続される支持管や外管までモデル化し、ポンプ組込型中間熱交換器 (IHX) や原子炉容器 (RV) 自体はホットレグ配管に比べて十分質量が大きいいため振動解析上のモデル化はしないが、IHX や RV との境界は適切な接続剛性を入力する。また、ホットレグ配管は、内部及び外側に流体を有する配管であるため、配管内部に存在する流体を流体要素としてモデル化する方法などで流体付加質量を考慮して振動解析を行う。このような振動解析モデルを用い、固有値解析により固有振動数、固有振動モード、一般化質量などの振動特性を算出する。

縮尺模型を用いた打診試験による振動モードを図 2.2.3- 1、流動実験で求めた配管の振動応力のスペクトルを図 2.2.4- 2 に示す。図のように、配管振動の応力のスペクトルの 23.5Hz、59.5Hz と 76.5Hz 付近に卓越ピークが見られる。これは、流れの乱れによって 23.5Hz のビーム振動モードと 59.5Hz と 76.5Hz のシェル振動モードが励起されたためである。ただし、23.5Hz、59.5Hz、76.5Hz 以外の振動数でも配管振動の応力のスペクトルに卓越ピークは数多く見られる。これは配管と整流タンク、架台等が連成したモードが含まれていると考えられる。したがって、ホットレグ配管の実機振動解析にあたっては、支持管や外管と連成する振動モードを含め、ホットレグ配管の振動応力が発生しうる振動モードを対象とする。

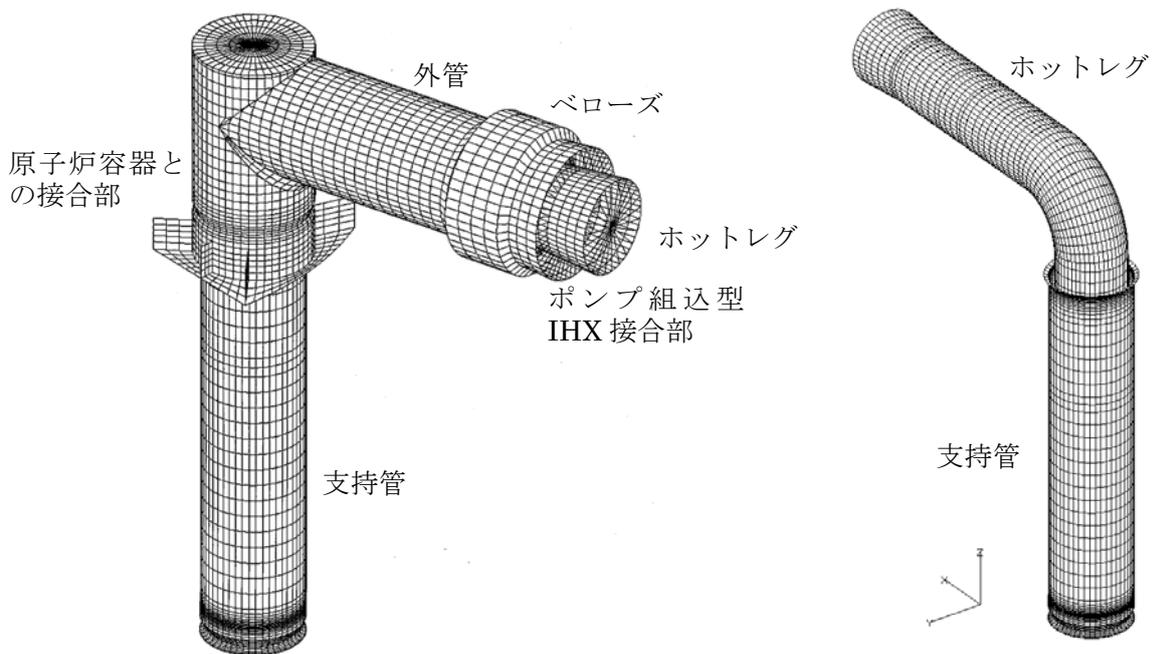


図 2.2.4-1 ホットレグ配管の解析モデルの例

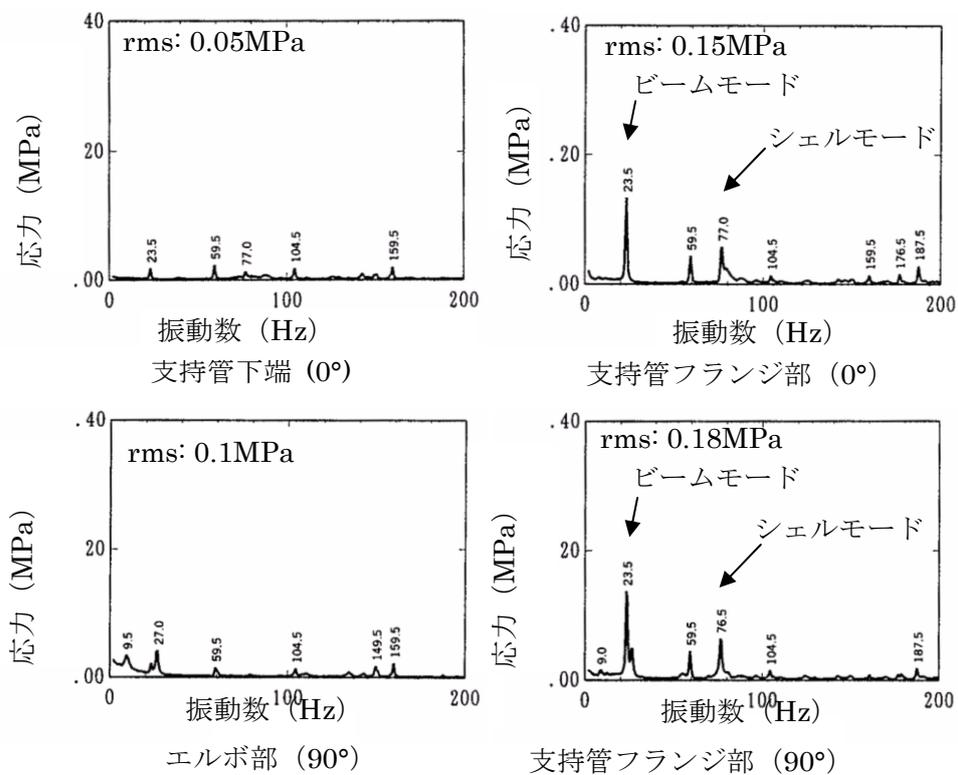


図 2.2.4-2 縮尺模型を用いて流動実験で計測した配管振動応力

## 2.2.5 ピーク値換算係数と応力集中係数の設定

この項では、ピーク値換算係数( $C_0$ )や応力集中係数( $K$ )の設定について解説する。

### (1) ピーク値換算係数( $C_0$ )について

不規則波形  $y(t)$  のピーク値が図 2.2.5-1 に示すように  $a$  と  $a+da$  の範囲に入る確率を  $P(a)da$  とする。不規則波形  $y(t)$  にガウス性があれば、 $P(a)$  は図 2.2.5-2 に示すようなレーリー分布

$$P(a) = \frac{2}{\sigma^2} e^{-\frac{a^2}{2\sigma^2}} \text{ に従うことになる。このとき、} P(a) \text{ は } a = \sigma \text{ (} \sigma \text{: 標準偏差} = 2 \text{乗平均値 } y_{rms} \text{)}$$

の位置に極大値を有する。不規則波形  $y(t)$  のピーク値が  $a$  より小さい確率  $p$ (ピーク値  $< a$ ) は、

$$p(\text{ピーク値} < a) = \int_{-\infty}^a P(a)da = 1 - e^{-\frac{a^2}{2\sigma^2}} = 1 - e^{-\frac{a^2}{2y_{rms}^2}} \quad (2.2.5-1)$$

で与えられる。式(2.2.5-1)で表される確率分布を図 2.2.5-3 に示す。式(2.2.5-1)において  $a = C_0 y_{rms}$  がピーク値を下回る確率  $p$ (ピーク値  $< a = C_0 y_{rms}$ ) は表 2.2.5-1 のようになる。

ホットレグ配管の振動数を 7Hz と仮定すると、設計寿命 60 年間 ( $1.89 \times 10^9$  秒) に配管が振動する回数は約  $1.4 \times 10^{10}$  回である。表 2.2.5-1 の確率がピーク値換算係数 5 においても妥当であるとすると、配管の振動応力波形の最大値がピーク値換算係数 5 で換算されるピーク値を上回る確率は約 0.0004% であるから、 $5 \times 10^4$  回となる。

したがって、不規則波形  $y(t)$  のピーク値を 2 乗平均値  $y_{rms}$  で推定する場合、換算係数を  $C_0 = 5$  とすればピーク値をほぼ包絡することになる。以上より、ホットレグ配管の振動解析においては、ピーク値換算係数  $C_0=5$  を使用し、 $y_{rms}$  から応力の最大値を求める。

### (2) 応力集中係数( $K$ )について

ホットレグ配管の振動解析においては、「発電用原子力設備規格 設計・建設規格 <第 I 編 軽水炉規格> JSME S NC1-2008」<sup>2.2.5-2)</sup> の PVB-3130 節を参照して応力集中係数 ( $K$ ) を設定する。

表 2.2.5-1 ピーク値  $a = C_0 y_{rms}$  となる確率 (日本機械学会 2.2.5-1) の解説表 A-5)

換算係数	$a = C_0 y_{rms}$ ピーク値を下回る確率 $p(\text{ピーク値} < a = C_0 y_{rms})$
1	39.3%
2	86.5%
3	98.9%
4	99.97%
5	99.9996%

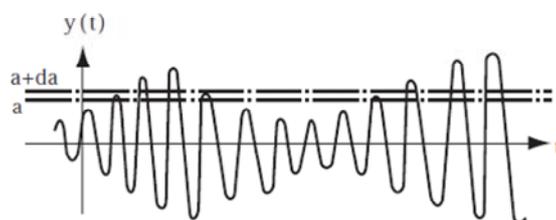


図 2.2.5-1  $y=a$  から  $y=a+da$  のバンド内にあるピークの同定 (日本機械学会 2.2.5-1) の解説図 A4-24)

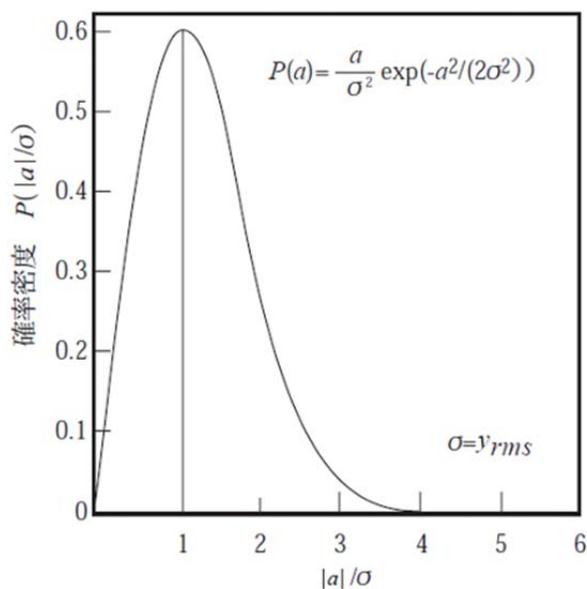


図 2.2.5-2 ピーク値のレーリー分布 (日本機械学会 2.2.5-1) の解説図 A4-25)

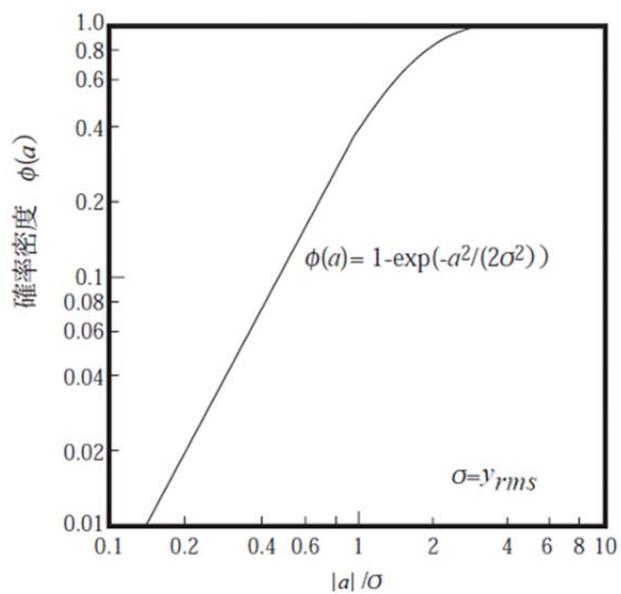


図 2.2.5-3 確率分布 (日本機械学会 2.2.5-1)の解説図 A4-26)

## 2.3 振動解析手法の検証について

この節では、縮尺模型を用いた流動実験結果とホットレグ配管の流力振動評価指針に基づいて算出した振動解析結果をもとに、振動解析手法の妥当性について検証した結果を解説する。振動解析手法の妥当性検証として、振動特性（固有振動数や固有振動モード）の妥当性検証と流力振動応答解析の妥当性検証の両方を行った。

### 2.3.1 振動特性解析の検証

この項では、縮尺模型を用いた実験結果と振動解析結果を比較することにより、振動特性（固有振動数や固有振動モード）の妥当性を検証した結果について解説する。

#### (1) 解析手法

振動特性（固有振動数や固有振動モード）の妥当性を検証するため、縮尺模型（振動試験体）の実験結果と解析結果の比較を行った。図 2.3.1-1 に縮尺模型（振動試験体）の解析モデルを示す。振動試験体の支持条件（境界条件）を模擬するために、振動試験体だけでなく、整流タンク、接続管、サポートをシェル要素でモデル化した。また、ベローズを含め出口配管もモデル化した。配管内部の水は流体要素でモデル化し、支持管外側の水は流体付加質量として振動解析モデルに入力している。

#### (2) 解析結果

有限要素解析コード FINAS を用いて振動試験体の中に水がある状態の配管の固有振動数と固有振動モードを求めた結果を表 2.3.1-1 と図 2.3.1-2 に示す。振動試験体の打診試験によって求めた配管の固有振動数は、固有値解析によって求めた結果とよく一致した。また、振動試験体の打診試験によって求めた固有振動モードと固有値解析によって求めた結果を比較したところ、両者の固有振動モードはよく一致した。以上より、振動特性解析の妥当性を検証することができた。

表 2.3.1- 1 縮尺模型（振動試験体）と振動解析の固有振動数の比較

固有振動数		モード形状
試験体	解析モデル	
23.0Hz	21.8Hz	支持管とHL配管 X方向ビーム1次モード
23.0Hz	22.1Hz	支持管とHL配管 Y方向ビーム1次モード
28.5Hz	31.0Hz	HL配管 Y方向ビーム1次モード
59.0Hz	58.4Hz	支持管とHL配管 シェル2次モード（同相、X,Y軸方向）
—	59.0Hz	支持管とHL配管 シェル2次モード（同相、X,Y軸に斜めの方向）
75.5Hz	72.1Hz	支持管とHL配管 シェル2次モード（逆相、X,Y軸方向）
—	72.9Hz	支持管とHL配管 シェル2次モード（逆相、X,Y軸に斜めの方向）

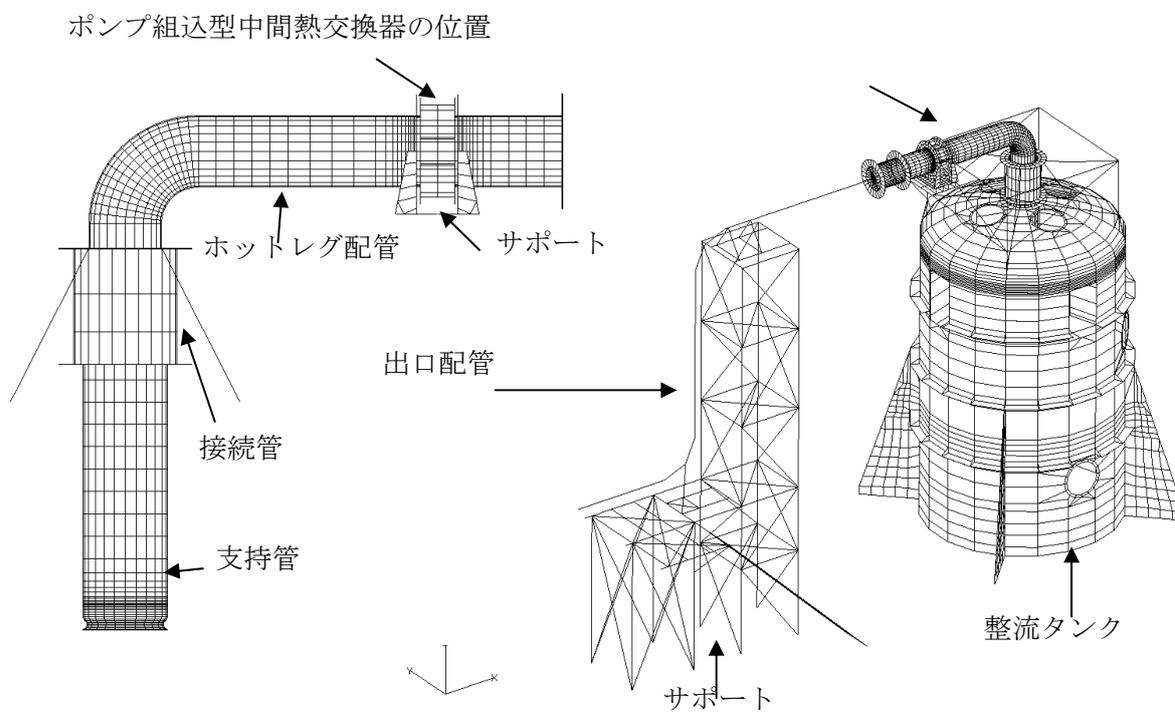


図 2.3.1- 1 縮尺模型（振動試験体）の振動解析モデル（K.Hirota et al.<sup>2.2.3-3</sup>）の Fig.10

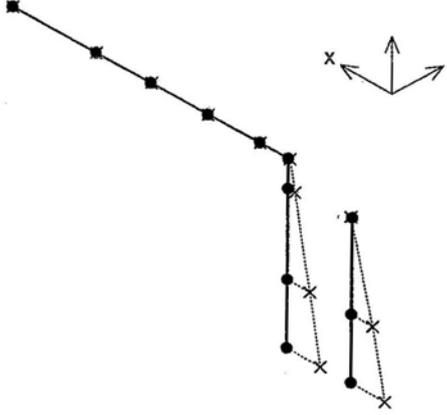
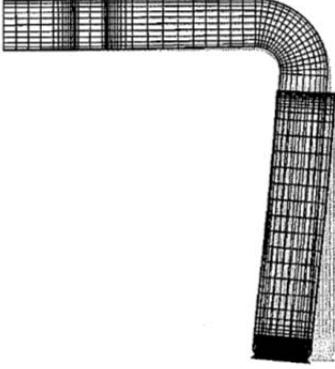
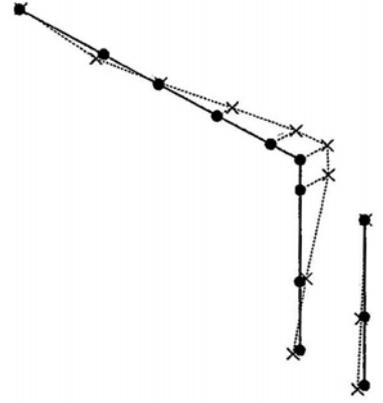
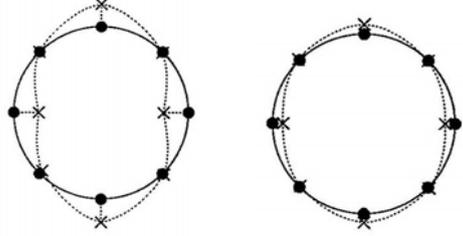
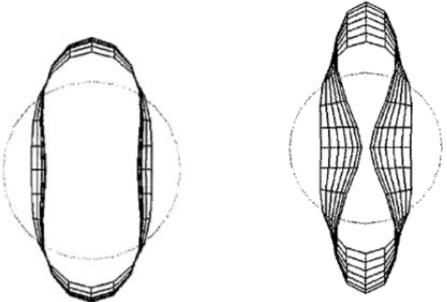
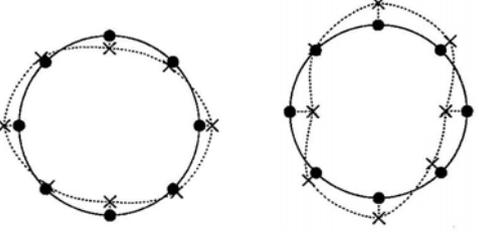
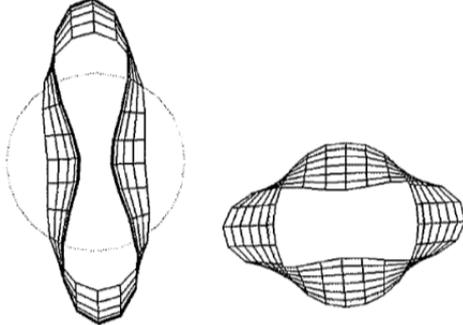
打診試験結果	解析結果
 <p>ビーム振動モード：23.0Hz</p>	 <p>ビーム振動モード：21.8Hz</p>
 <p>ビーム振動モード：28.5Hz</p>	 <p>ビーム振動モード：31.0Hz</p>
 <p>ホットレグ                      支持管 シェル振動モード：59.0Hz</p>	 <p>ホットレグ                      支持管 シェル振動モード：58.4Hz</p>
 <p>ホットレグ                      支持管 シェル振動モード：75.5Hz</p>	 <p>ホットレグ                      支持管 シェル振動モード：72.1Hz</p>

図 2.3.1-2 縮尺模型（振動試験体）と振動解析の固有振動数及び固有振動モード <sup>2.2.3-3)</sup>

### 2.3.2 流力振動解析の検証

この項では、縮尺模型を用いた実験結果と振動解析結果を比較することにより、流力振動応答解析の妥当性を検証した結果について解説する。

#### (1) 解析手法

本指針(案)本文の付属書D-2に記載しているホットレグ配管の流力振動解析手法に基づいて、縮尺模型(振動試験体)の流力振動応答を計算する。図2.3.2-1は、流力振動解析で用いる圧力変動PSDを示す。この圧力変動PSDは、縮尺模型(可視化試験体)を用いて計測した各領域の圧力変動PSDを平均して求めたものである。図2.3.2-2と図2.3.2-3は、流力振動解析で用いる軸方向相関長と周方向相関長である。この相関長は、縮尺模型(可視化試験体)を用いて計測した各領域の相関長を平均して求めたものである。

#### (2) 流力振動解析結果

図2.3.2-4は、縮尺模型(振動試験体)の流動振動による応力の周波数スペクトルの解析結果と実験結果の比較を示す。解析及び実験条件は、室温で流速9.2m/sである。図のように、支持管フランジ0度位置の応力の周波数スペクトルには、ビーム振動モード(21.8Hz)だけでなくシェル振動2次同相モード(58.4Hz)、シェル振動2次逆相モード(72.1Hz)の卓越ピークが見られる。支持管フランジ90度位置の応力の周波数スペクトルには、ビーム振動モード(22.1Hz)、シェル振動2次同相モード(58.4Hz)、シェル振動2次逆相モード(72.1Hz)の卓越ピークが見られる。

このように、応力の周波数スペクトルの実験結果にも解析結果にも共通の卓越ピークが見られる。ただし、解析結果の応力の卓越ピークレベルは、実験結果に比べ大きい。振動応力の周波数スペクトルには、エルボ腹側の流れのはく離領域付近における周期的圧力変動10Hz成分の卓越ピークは見られない。

表2.3.2-1に、振動試験体の応力の実験結果と計算結果のRMS値を示す。表に示すように、解析結果は実験結果の振動応力より1から2倍程度でよく一致しており、流力振動解析の妥当性が確認される。エルボ腹側のはく離領域のごく狭い範囲において大きな圧力変動が計測されているが、振動解析に使用する圧力変動PSDの領域分けでは、領域3全体にわたって圧力変動PSDを平均している。このため、配管に対する加振力を大きめに入力していることとなり、解析結果の方が実験結果に比べて大きいと考えられる。

### 2.3.3 振動解析手法の検証結果のまとめ

振動特性解析及び流力振動解析の両方について、実験結果と解析結果の比較を行うことにより、解析手法の検証を行った。その結果、振動特性解析結果(固有振動数、固有振動モード)はよく一致し、解析手法の妥当性が検証された。また、流力振動解析結果の結果、応力の周波数スペクトルの卓越ピークはよく一致し、応力の大きさは解析結果の方が大きく、保守側に評価できることが示された。

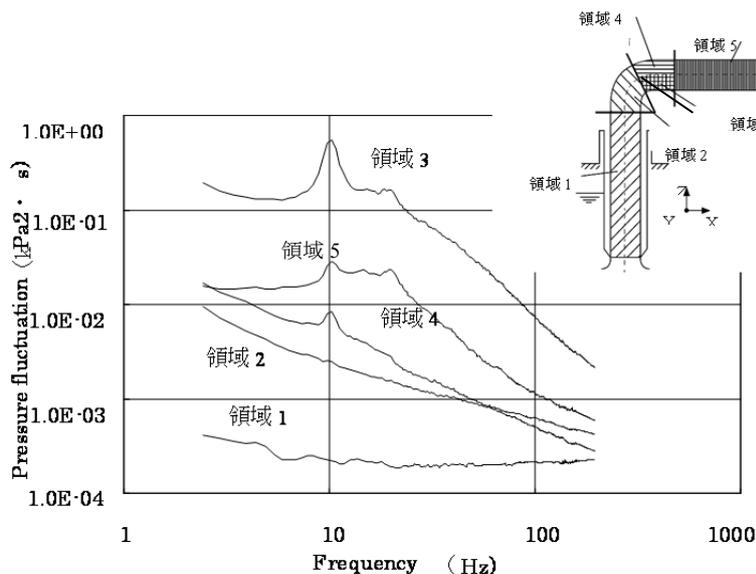


図 2.3.2- 1 流力振動解析で使用する圧力変動 PSD (K.Hirota et al.<sup>2.2.3-3</sup>)の Fig12)

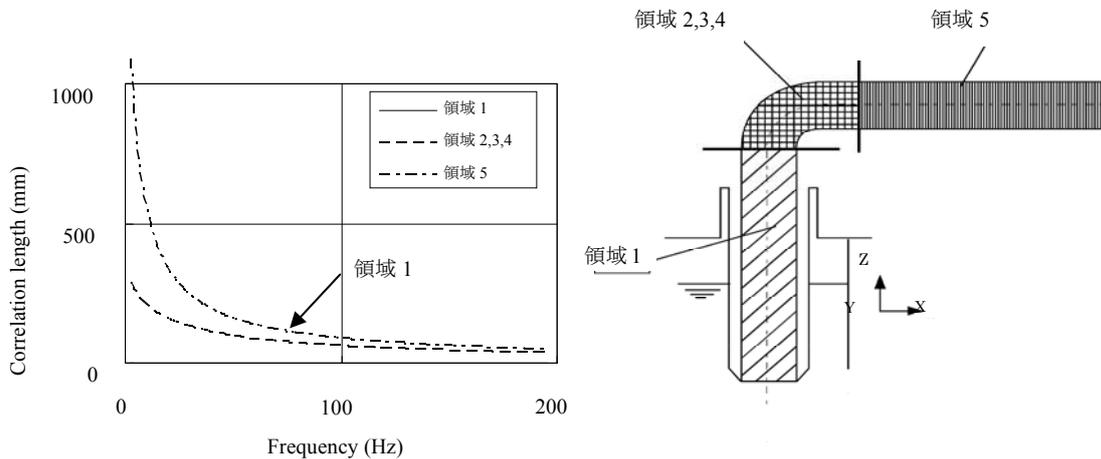


図 2.3.2-2 流力振動解析で使用する周方向相関長 (K.Hirota et al.<sup>2.2.3-3</sup>)の Fig14)

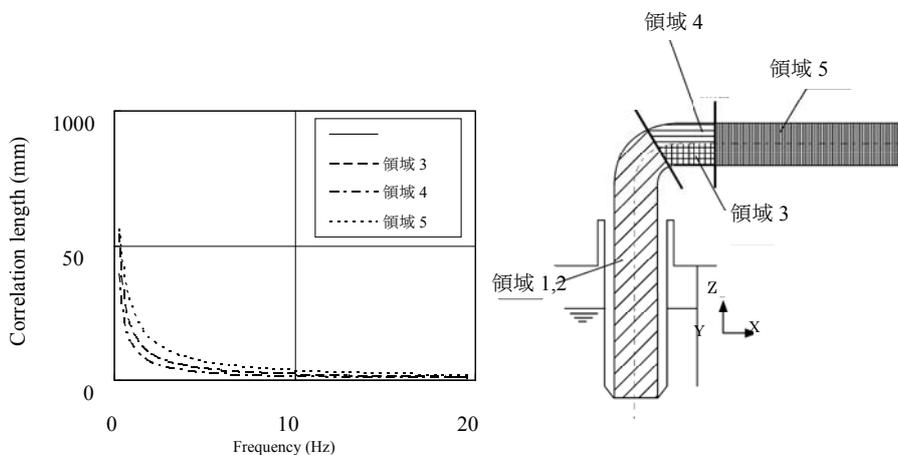


図 2.3.2- 3 流力振動解析で使用する軸方向相関長 (K.Hirota<sup>2.2.3-3</sup>)の Fig.13)

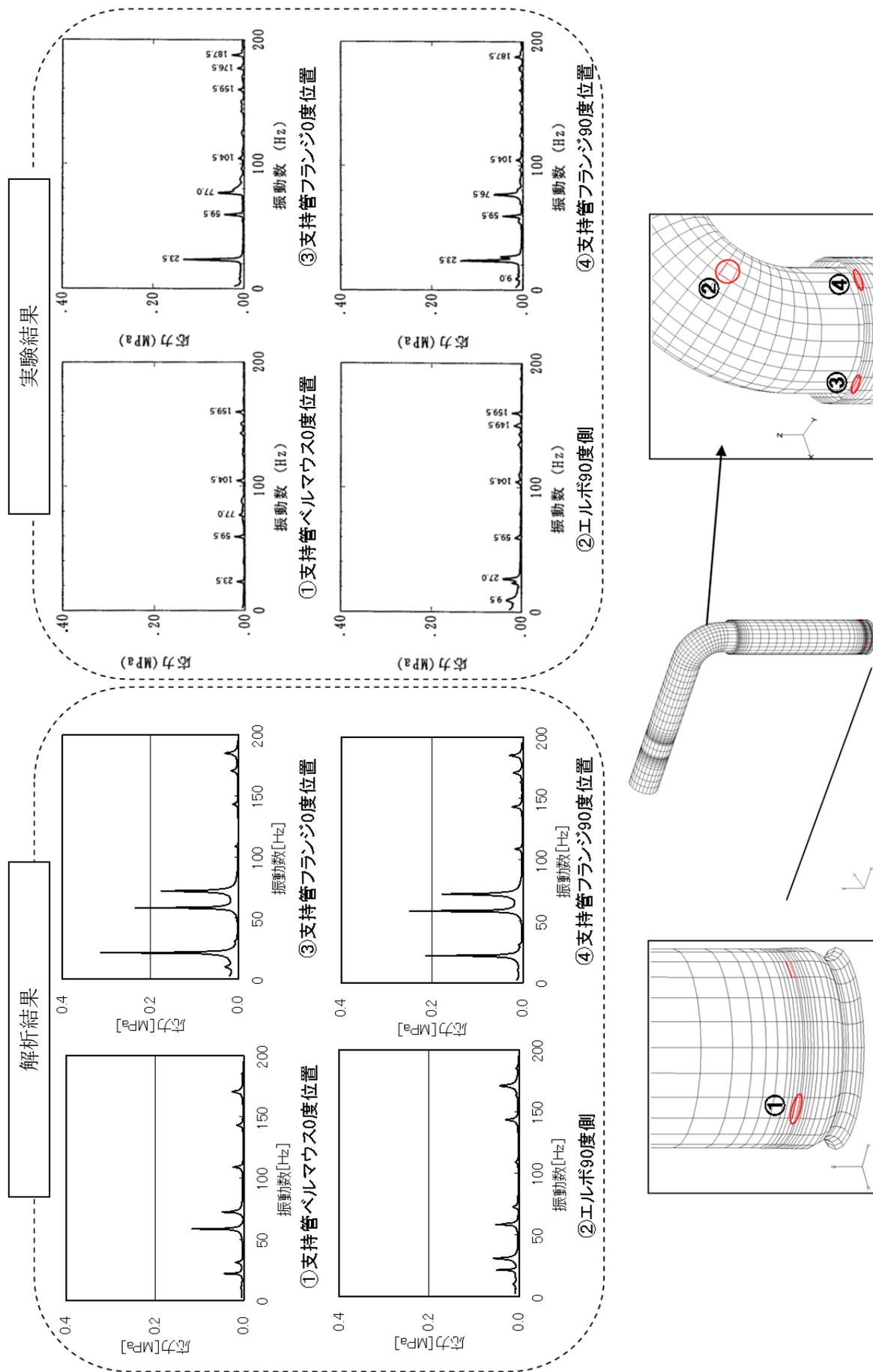
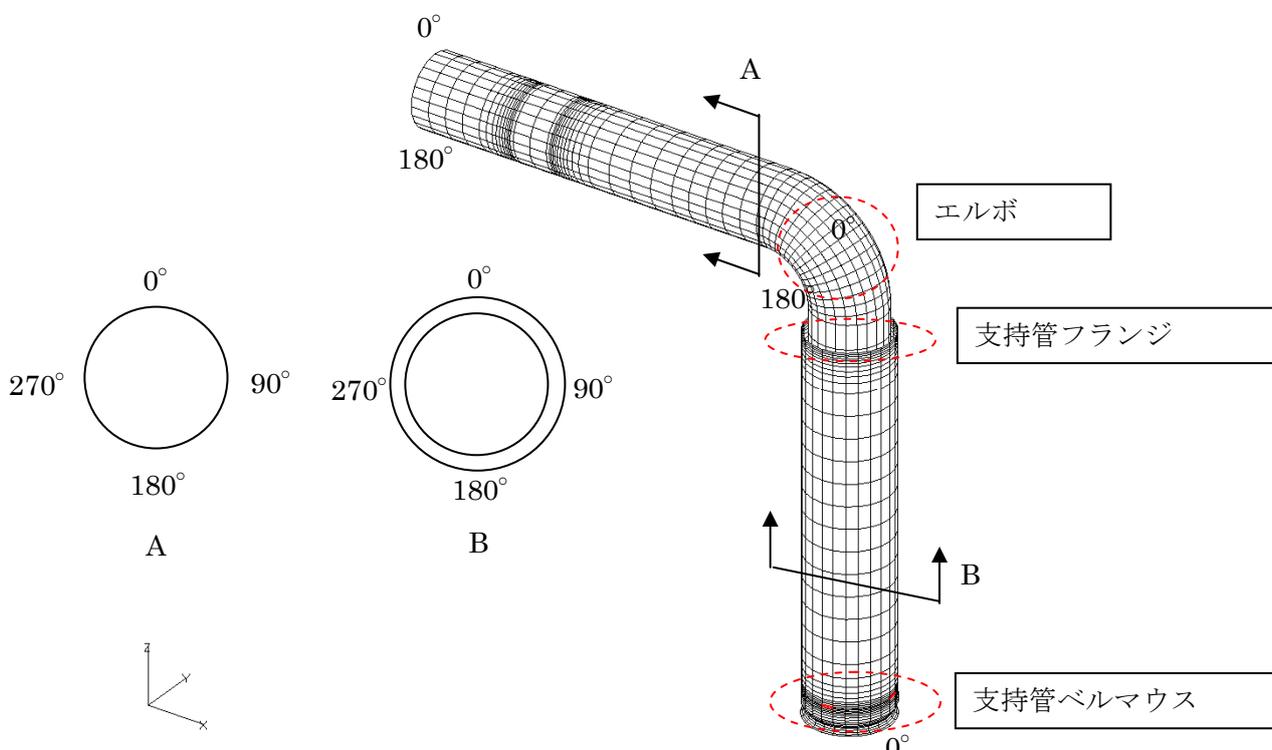


図 2.3.2-4 振動試験体の応力の実験結果と解析結果の比較(K.Hirota et al. 2.2.3-3)の Fig.13)

表 2.3.2-1 振動試験体の応力の実験結果と解析結果の比較

評価位置		応力評価結果 (RMS 値)		
		計測結果 (MPa)	解析結果 (MPa)	解析結果/ 計測結果
エルボ	90°側	0.10	0.11	1.1
	270°側	0.09	0.11	1.3
支持管 フランジ	0°位置	0.15	0.33	2.3
	90°位置	0.18	0.29	1.7
	180°位置	0.16	0.33	2.0
	270°位置	0.18	0.29	1.6
支持管 ベルマウス	0°位置	0.05	0.11	2.1
	90°位置	0.11	0.21	1.8
	180°位置	0.06	0.12	2.0
	270°位置	0.09	0.21	2.2



## 2.4 設計評価法の持っている安全率について

本節では、ホットレグ配管の振動解析手法が持っている安全率について解説する。

振動解析に用いる減衰比は、縮尺模型（振動試験体）の打診試験結果で得られた減衰比を基にして小さめに設定し、圧力変動 PSD は、振動試験体の流動実験で取得した圧力変動 PSD に基づいて保守側に設定した。相関長は、振動試験体の流動実験で取得した相関長の平均値に設定した。

以下に、圧力変動 PSD の実験データのばらつきと実機振動解析用の圧力変動 PSD との関係から設計評価法の持っている安全率を調べた結果、及び、実機条件に最も近い偏流条件において実験結果と設計評価法に基づく振動解析結果の比較を行って安全率を調べた結果を示す。

1/3 縮尺水流動試験の実機条件に最も近い#1BP 開孔率 18%の偏流条件について、各計測点の圧力変動データに基づき、領域毎の無次元圧力変動係数の平均値と標準偏差を求めた。その結果と、実機振動解析用の圧力変動 PSD の無次元圧力変動係数を比較したものを表 2.4-1 に示す。実機評価用圧力変動 PSD に基づく無次元圧力変動係数は、#1BP 開孔率 18%の偏流条件の無次元圧力変動係数の平均値に対して  $0.9\sigma \sim 2.4\sigma$  大きく評価していることがわかる。

実機評価用圧力変動 PSD を用いて振動解析した場合の安全率を確認するため、実機条件に最も近い偏流条件における実験結果と設計評価法に基づく振動解析結果の比較を行った。その結果を表 2.4-2 に示す。また、設計評価法に基づく振動試験体の応力のスペクトルを図 2.4-1 に示す。設計評価法においては、縮尺模型を用いた流動試験で取得した圧力変動 PSD データを基にして全ての実験条件のデータを包絡した圧力変動 PSD を用いていること、及び、ホットレグ配管の縮尺模型を用いて計測したデータを基にして小さ目の減衰比を用いていることにより配管の振動応力を保守側に評価できるようにしている。したがって、表 2.4-2 に示すように設計評価法に基づく解析結果の応力の RMS 値は、実験結果の 2 倍から 4 倍程度大きく評価されている。

実機評価用の各領域の圧力変動 PSD が、それぞれ振動解析の応力にどの程度寄与しているのかを示す寄与率を求めた。各領域単独の実機評価用圧力変動 PSD を入力したときの応力 RMS 値を、全領域の実機評価用圧力変動 PSD を入力したときの応力 RMS 値で割った商を 2 乗して寄与率を算出している。その結果を図 2.4-2 に示す。図のように、縮尺模型（振動試験体）の振動応力に対しては、領域 1 と領域 3 の圧力変動の影響が大きいことがわかる。したがって、領域 1 つまりホットレグ配管入口の乱れを把握することが重要である。

圧力変動 PSD の実験データのばらつきと実機振動解析用の圧力変動 PSD との関係を調べた結果、実機評価用圧力変動は、実機条件に近い偏流条件の圧力変動平均値に対して  $0.9\sigma \sim 2.4\sigma$  大きめに設定していることがわかった。また、実機条件に近い偏流条件において実験結果と設計評価法に基づく振動解析結果の比較を行ったところ、解析結果の応力 RMS 値は、実験結果の応力に対して 2 倍から 4 倍大き目に評価することがわかった。

表 2.4-1 無次元圧力変動係数

(実機評価用の圧力変動と実機条件に近い偏流#1BP 開孔率 18%条件の圧力変動の比較)

領域	領域内の各計測点 <sup>注2</sup>		実機評価用無次元圧力変動 PSD の 無次元圧力変動係数	(無次元 PSD の無次元圧力変動係数－平均値)/標準偏差
	平均値	標準偏差 $\sigma$		
領域 1	$6.72 \times 10^{-3}$	$5.68 \times 10^{-4}$	$1.56 \times 10^{-2}$	16 <sup>注2</sup>
領域 2	$1.62 \times 10^{-2}$	$8.20 \times 10^{-3}$	$2.94 \times 10^{-2}$	1.6
領域 3	$8.36 \times 10^{-2}$	$6.89 \times 10^{-2}$	$1.42 \times 10^{-1}$	0.9
領域 4	$1.61 \times 10^{-2}$	$2.88 \times 10^{-3}$	$2.29 \times 10^{-2}$	2.4
領域 5	$2.17 \times 10^{-2}$	$1.61 \times 10^{-2}$	$3.93 \times 10^{-2}$	1.1

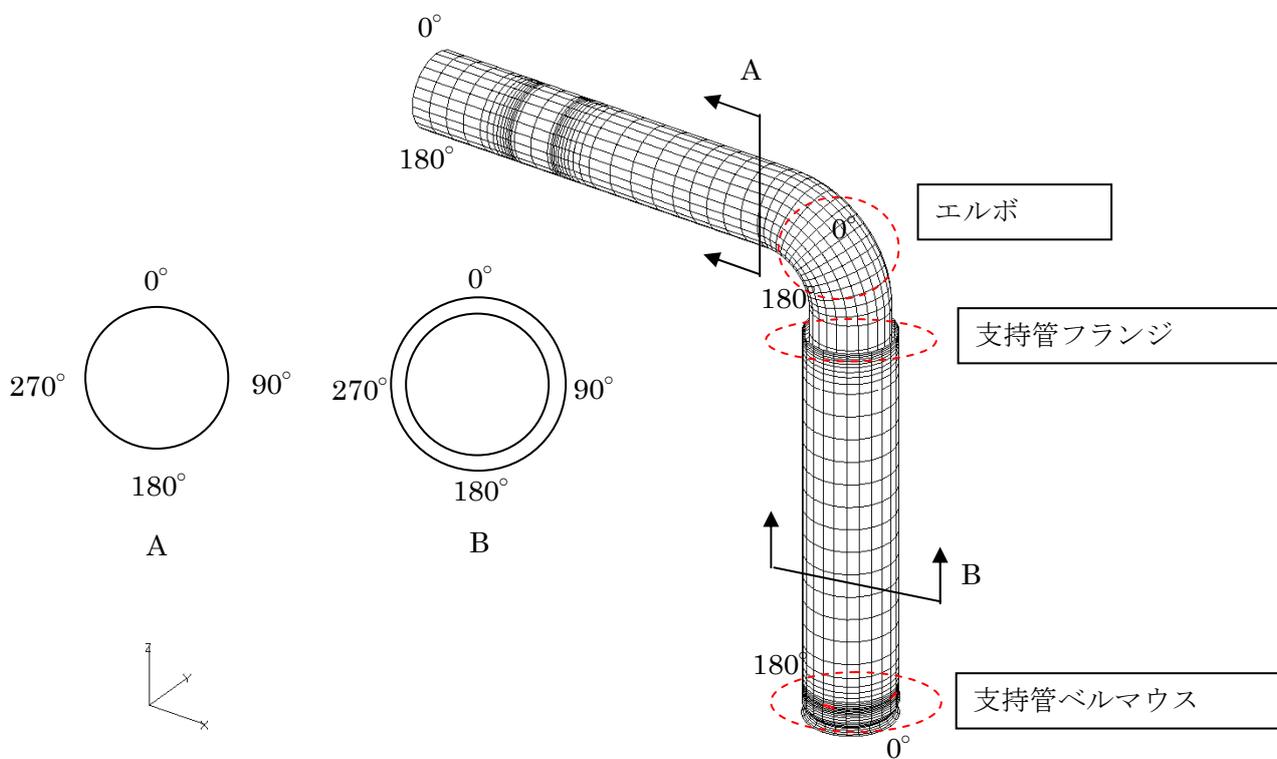
注 1 無次元圧力変動係数 = RMS 値 /  $(1/2 \rho U^2)$ 。  $\rho$  は流体密度、U は流速である。

注 2 領域 1 においては、#1BP 開孔率 18%条件に比べ 0%条件の圧力変動 PSD のレベルが大きい。そのため、0%条件での圧力変動 PSD も包絡した実機評価用圧力変動 PSD は、偏流 18%条件に比べて大きな設定になっている。他の領域とは大きく異なる値になるため、本文では領域 1 の値を除いて記載している。

表 2.4-2 実験結果と解析結果の応力 RMS 値 (#1BP 開孔率 18%条件)

評価位置		応力評価結果		
		計測結果 (MPa) (偏流、18%) 7.60m/s⇒9.2 m/s に換算 <sup>注1</sup>	解析結果 <sup>注1</sup> (MPa)	解析結果/ 実験結果
エルボ	90° 側	0.20	0.38	1.9
	270° 側	0.19	0.39	2.1
支持管 フランジ	0° 位置	0.33	1.41	4.3
	90° 位置	0.33	1.33	4.0
	180° 位置	0.33	1.40	4.2
	270° 位置	0.34	1.29	3.8
支持管 ベルマウス	0° 位置	0.16	0.38	2.4
	90° 位置	0.20	0.68	3.4
	180° 位置	0.18	0.40	2.2
	270° 位置	0.18	0.68	3.8

注1 ビーム振動モードの減衰比は 0.5%、シェル振動モードの減衰比は 0.2%で解析した結果である。



圧力変動 PSD : 実機評価用圧力変動 PSD  
 軸方向相関長 : 平均相関長 (領域分け有り)  
 周方向相関長 : 平均相関長 (領域分け有り)

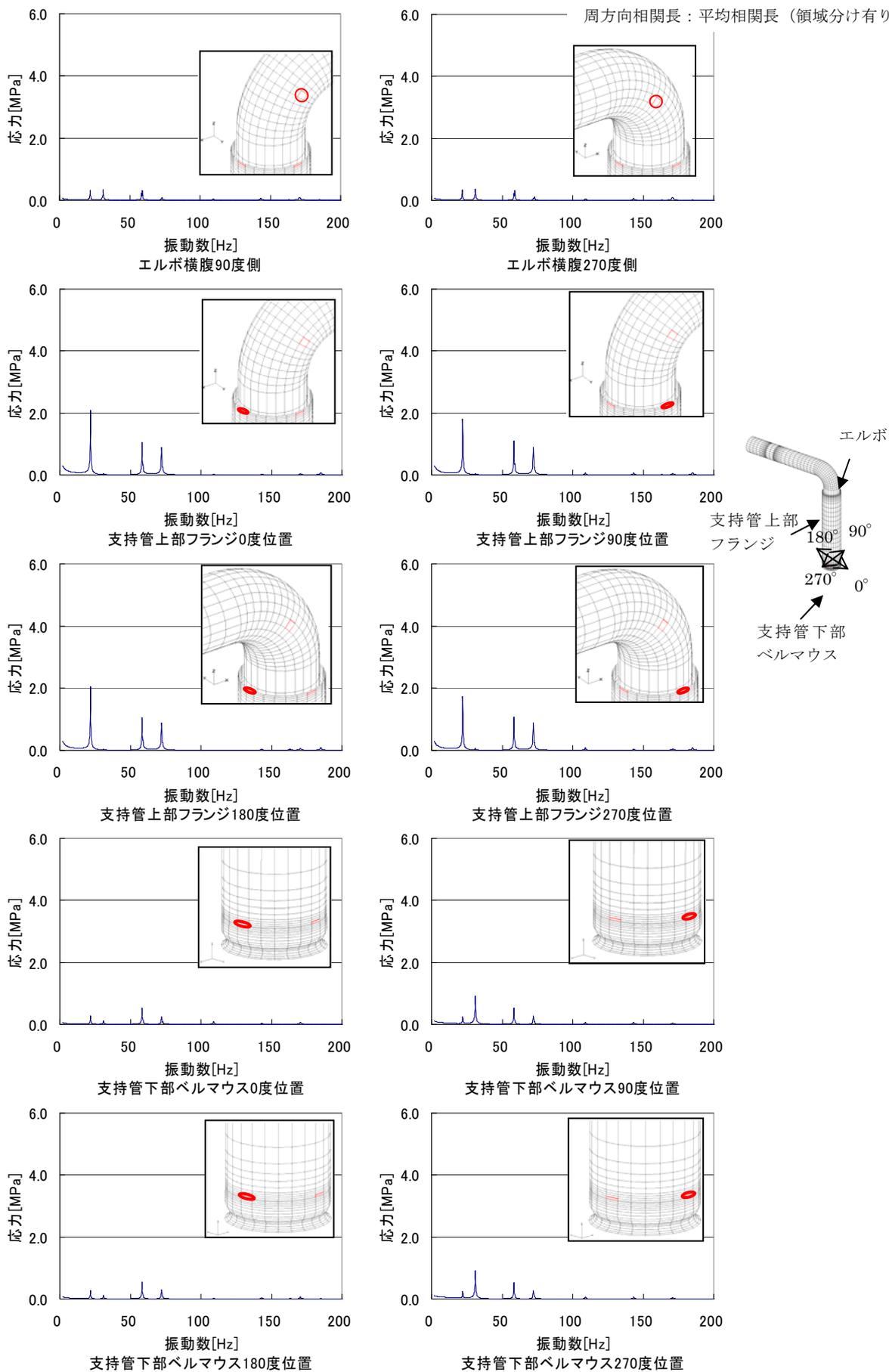
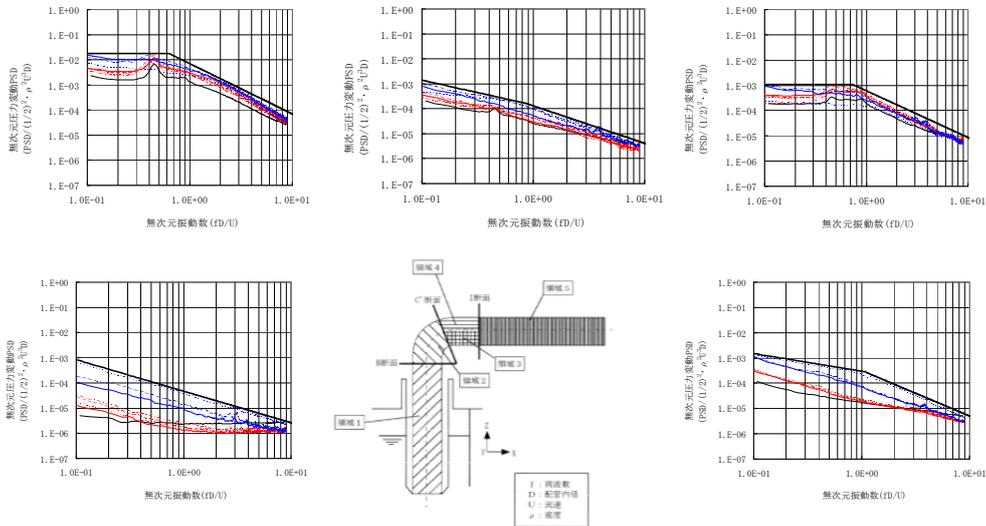
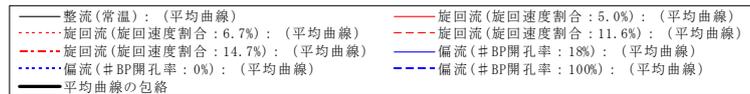
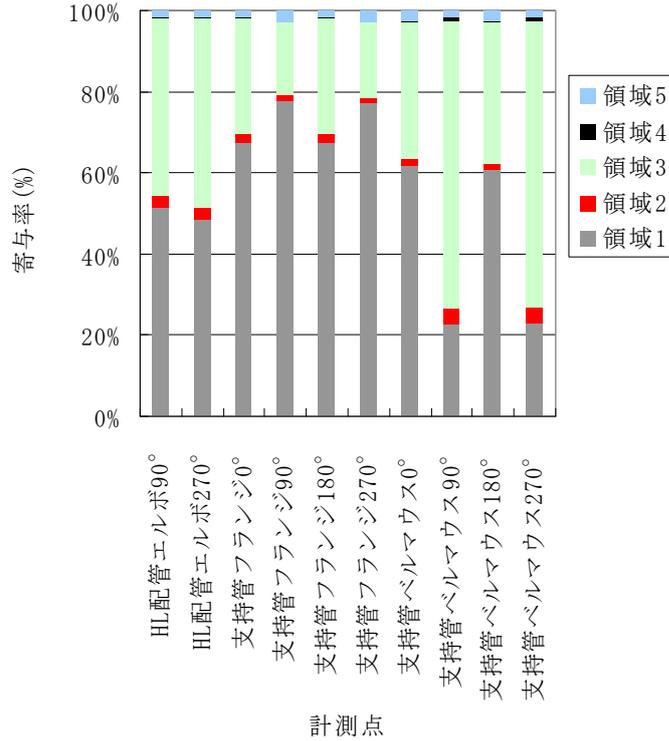


図 2.4-1 縮尺模型 (振動試験体) の流力振動解析結果 (応力の周波数スペクトル)



注1 寄与率(%)=(領域毎に実機評価用圧力変動 PSD を入力した場合の応力 RMS 値 ÷ 表 2.4-3 に示す応力 RMS 値)<sup>2</sup> × 100(%)

図 2.4-2 各領域の圧力変動 PSD の配管振動応力への寄与率

### 3. 実機ホットレグ配管への適用性

#### 3.1 実機外挿の考え方

##### 3.1.1 水試験に基づく実機外挿の検討

実機ホットレグ配管ランダム振動を精度よく評価するには、配管振動に寄与する流体励振力を正しく把握する必要がある。そのためには、実機相当の試験を行い、流体力を把握することが実体に近い評価となるが、実規模試験の実施は合理的ではない。そこで、1/3 縮尺水流動試験（1.1.7 章参照）をベースに実機ホットレグ配管ランダム振動評価に用いる流体励振力への外挿方法について述べる。

##### (1) 流動に関する相似則

ここでは、一般的な流動の外挿性について支配方程式と境界条件の相似性に着目してまとめた結果を以下に示す。一般に、境界壁で囲まれる内部流れは、粘性の影響を表すレイノルズ数（以下  $Re$  数）で特徴付けられる。エルボ内の流れは、単相の非圧縮性流体が流れているので密度が一定であり、物性の影響は  $Re$  数のみにより評価できる。それは、下記のとおり流れの相似性から確認できる。

流動が相似であるためには次の 2 項を相似にする必要がある。

- 1) 支配方程式
- 2) 境界条件

##### 1) 支配方程式

先ず、支配方程式から相似則を導く。本指針で扱う流れ場は等温条件下での非圧縮性流体である。従って、エネルギーの式と状態方程式は不要なため、その支配方程式は(3.1.1-1)連続の式と(3.1.1-2)運動方程式の二つである。

連続の式：

$$(\nabla \cdot \mathbf{u}) = 0 \quad (3.1.1-1)$$

運動方程式 (Navier-Stokes の式)：

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \mathbf{u} \quad (3.1.1-2)$$

ただし、 $\mathbf{u}$  は速度ベクトル、 $t$  は時間、 $p$  は圧力、 $\rho$  は液体の密度、 $\nu$  は液体の動粘性係数であり、 $\nabla$  (ナブラ) と  $\Delta$  (ラプラシアン= $\nabla^2$ ) は直交座標で表すと、次式となる。

$$\nabla = \left( \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right), \quad \Delta = \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

連続の式、(3.1.1-1)式、と運動方程式、(3.1.1-2)式、を無次元化すると、次のようになる。

$$(\nabla^* \cdot \mathbf{u}^*) = 0 \quad (3.1.1-3)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}^*}{\partial t^*} + (\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) \mathbf{u}^* = -\nabla^* \left( \frac{p}{\rho U^2} \right) + \frac{1}{Re} \Delta^* \mathbf{u}^* \quad (3.1.1-4)$$

ただし、各無次元量は配管の平均速度  $U$  と配管の直径  $D$  を使って次のように定義した。

$$\mathbf{u}^* \equiv \frac{\mathbf{u}}{U}, \quad t^* \equiv \frac{t}{D/U}, \quad \nabla^* \equiv D \nabla, \quad \Delta^* \equiv D^2 \Delta \quad \text{and} \quad Re \equiv \frac{DU}{\nu}.$$

連続の式、(3.1.1-3)式、は物性値の影響が全くないため、無条件で相似となる。一方、運動方程式、(3.1.1-4)式、から、圧力  $p$  は流体の密度  $\rho$  と速度  $U$  を使った無次元圧力、 $p/\rho U^2$  (Euler 数)、にする事により水とナトリウム間でも変換可能である。従って、(3.1.1-4)式から、流体の物性が効くのはレイノルズ数、 $Re$  だけとなる。

配管内面での圧力を求める場合の影響因子を明らかにするために Gauss-Ostrogradskii divergence theorem (ガウスの発散定理) を使って(3.1.1-4)式を積分し、変形すると配管内面での任意の点の圧力を次の様に表現できる。

$$\begin{aligned} \frac{p}{\rho U^2} \Big|_p = \lim_{r^* \rightarrow 0} \frac{1}{\pi r^{*2}} \left[ -\iiint_{V^*} \frac{\partial}{\partial t^*} (\mathbf{N} \cdot \mathbf{u}^*) dV^* - \iiint_{V^*} (\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) (\mathbf{N} \cdot \mathbf{u}^*) dV^* \right. \\ \left. + \frac{1}{Re} \iiint_{V^*} \Delta^* (\mathbf{N} \cdot \mathbf{u}^*) dV^* - \iint_{S^*-P} (\mathbf{N} \cdot \mathbf{n}) \left( \frac{p}{\rho U^2} \right) dS^* \right] \end{aligned} \quad (3.1.1-5)$$

ただし、 $r^* \equiv r/D$  であり、 $r$  と  $N$  はそれぞれ計測点、 $P$ 、での面素の半径と単位法線ベクトルであり、 $\mathbf{n}$  は任意の面素の単位法線ベクトルである。配管の体積と面積をそれぞれ  $V$  と  $S$  で表し、それぞれの無次元量を  $V^* \equiv V/D^3$  と  $S^* \equiv S/D^2$  とした。

(3.1.1-5)式が流体による配管壁面上の加振力を記述する式であり、右辺の第1項から第4項はそれぞれ下記の影響を表している。

第1項：速度変動の影響

第2項：移流の影響

第3項：粘性の影響

第4項：計測点以外の境界条件（入口、出口および固体壁上の圧力）の影響

## 2) 境界条件

ここでは、以下に示す実機と模型試験について境界形状、入口条件、出口条件に対する相似性について示す。

### i. 境界形状の相似性

エルゴ配管内流動は境界値問題であるため、模型試験を行う場合、相似模型を使う必要がある。1/3 縮尺水流動試験においては、ホットレグ配管部分は相似模型を用いており、境界形状の相似性は満足している。ただし、壁面上の相対粗度は実機と異なる可能性がある。壁面上の粗度は乱れの発生に影響すると考えられるが、超臨界域の高  $Re$  数域においては配管の抵抗

係数がほとんど変化しなくなるので、模型と実機の粗度の違いによる流動構造への影響は小さいと考えられる。

## ii. 入口条件の相似性

実機ホットレグ配管は、原子炉容器上部プレナムの流れを吸い込む。原子炉容器上部プレナム内の流れは、複雑であり、ホットレグ配管のランダム振動に影響する可能性があるため、炉上部の構造を正確に模擬した模型試験を実施することが望ましい。しかし、1/3 縮尺水流動試験では、入口条件が実機を模擬したモデルとなっていないため、流動解析で予測した流速分布を基に実機条件を内挿する様に入口条件をパラメータに設定し、試験で流体加振力を評価する。

模型試験では入口条件の相似性は満足されないので、下記に着目して条件を設定する。

無次元運動方程式、(3.1.1-4)式、の変数は速度と圧力である事から、入口条件として考慮すべき項目は速度と圧力に関する以下の項目である。

- ① 速度分布の偏り
- ② 旋回速度
- ③ 乱れ度
- ④ 圧力変動

乱れと同程度の細かな圧力変動は、乱れと相関していると考えられるので③乱れ度を考慮すればよい。乱れより大きな圧力変動は配管全体にほぼ同時に作用すると考えられるので、ランダム振動上は問題とならない。従って、入口条件として④圧力変動は考慮する必要はなく、速度に関する①～③項について検討する必要がある。

このような考え方の下、1/3 縮尺水流動試験の入口条件は基本となる整流条件に加えて、旋回流条件、偏流条件を人為的に設定して試験を実施した。なお、入口の乱れ度に関しては、旋回流条件や偏流条件を人為的に作ることから切り離して考えられないことや更に加わると予測される実機の乱れ度を人為的に作ることが難しいことより、入口条件を変更した試験結果と別試験を参照として検討した。

## iii. 出口条件の相似性

はく離流れからの復帰後、流れは上流から下流に移流するため速度場に関して出口条件が上流側の流れに影響を与えることはないが、圧力変動は音速で上流側に伝わる。細かな圧力変動は減衰が大きいので、試験部の下流側にある程度の助走距離を確保することで、試験部（エルボ部）に対する細かな圧力変動の影響は抑えられる。また、入口条件でも述べた様に、乱れより大きな圧力変動は配管全体にほぼ同時に作用すると考えられるため、ランダム振動上は問題とならないと考えられている。従って、前述の対策（下流側での直管の設置）を施せば出口条件の相似性の影響は小さく、考慮の対象から外せると考える。

## (2) 流体励振力に対する相似則の検討

実機配管のランダム振動評価に用いる流体励振力を推測するためには、乱流現象を推測して乱

れの大きさや周波数分布を把握する必要があるが、一般的に、乱流現象の詳細を把握することは困難である。そのため、次の実機条件下でデータを取得することが理想である。

- 1) 実寸
- 2) 実流体
- 3) 実流速

ところで、(3.1.1-4)式から、相似条件として考慮しなければならない無次元数はレイノルズ数（以下  $Re$  数）、だけであった。 $Re$  数には流速も影響するため、ここでは、 $Re$  数について着目して乱れの大きさや周波数分布の相似性について、配管内流れの全乱れエネルギーの大きさを評価するのに配管内の圧損係数の傾向を検討することが重要である。

一般に、配管内流れの損失係数は  $Re$  数の関数となるが、流動状態によってその傾向は異なる。ホットレグ体系ではエルボ腹側のはく離状態に大きく依存することになる。I.E.Idelchik によればホットレグの様にエルボ上流側直管が短い体系ではく離近傍の流れは入口からの乱流の発達が弱いため、流速を上げるに伴い亜臨界域(Subcritical Regime)、遷移域(Transition Regime)そして超臨界域(Postcritical Regime)の状態をたどる。それらのはく離状態はそれぞれ円柱を横切る流れの層流はく離、遷移はく離、乱流はく離と類似であると述べられている。(1/3 縮尺水流动試験の  $Re$  数が  $2 \times 10^5$  の領域でエルボに層流はく離が生じるのはエルボ上流の直管が非常に短いため、乱流の発達が弱いからと考えられる。)

また、乱流はく離となる超臨界域ではホットレグ配管エルボの損失係数に  $Re$  数依存性が無いことが実験的に確認されている。この理由は乱流はく離ではく離位置が  $Re$  数へ依存しにくいためと考えられている。これは、結局、損失エネルギーの大部分が乱れになる（この他に壁面上での仕事により、直接、熱に変換されるエネルギーもある）ため、損失係数が一定であることは乱流への入力エネルギーの総量に相似性（損失係数で変換できる）が存在することを意味していると考えられている。

乱れエネルギーの生成は、以下が考えられる。

- ① 壁面上の境界層で作られる
- ② エルボのはく離で作られる
- ③ エルボの背側の減速域で作られる

1/3 縮尺水流动試験の結果では、③エルボの背側の減速域では低流速 ( $Re \approx 2.6 \times 10^5$ ) で圧力変動のパワースペクトルが若干大きくなったので、乱れエネルギーが作られていると考えられるが、高流速 ( $Re \geq 10^6$ ) では顕著ではないので、無視して良いと考えられている。また、ベルマウスからエルボまでの鉛直管長さが比較的短いために、①壁面上の境界層で作られる乱れエネルギーより、②エルボのはく離で作られる乱れエネルギーの方が大きい事が確認された。合わせて、ベルマウスからエルボまでの鉛直長さが短いことにより、エルボの圧損特性は流速を上げることで亜臨界域層、遷移域、超臨界域の状態をたどることも確認している。また、エルボ内のはく離の特性は円柱を横切る流れと合わせて 3.1.2 節に詳細に調べられており、実機条件が属している超臨界域ではく離状態が安定して形成されていると考えられる。

また、乱流理論によると、乱れに粘性（レイノルズ数）の影響が出るのはコルモゴルフのマイクロスケール以下である。1/3 縮尺水流动試験ではコルモゴルフのマイクロスケールは約  $50 \mu m$

のオーダーである。従って、ここで問題とする寸法（数 mm～数 100mm）の流動現象には粘性の影響が出ないと考えられる。逆に、はく離の挙動は、主流の流動が支配的と考えられる。

寸法については、支配方程式を無次元化して求まる相似条件、3.1.1.1(1)で示した(3.1.1-3)、(3.1.1-4)式を満足する縮尺模型で実施する必要がある。(3.1.1-3)、(3.1.1-4)式の相似条件によると、流体の物性は無次元値を使うことで変換可能であり、水を使ってナトリウムの流動を予測できる。模型試験を行う場合は、対象としている現象を支配する無次元量を合わせて試験を行う必要があり、流力振動の相似則を考える為には、流体側の相似性だけでなく、構造側のモデルの相似則も合わせて検討する必要がある。

構造側は、流れ場が相似形状を保つように、つまり流路が相似形状になるように構造の形状を決定する。模型試験では、構造の寸法（長さ、板厚、径など）を相似率に合わせ、また、構造密度や縦弾性係数が実機とほぼ同様になる材料で製作する。このため、固有振動数は縮尺比の逆数すなわち、1/3 縮尺水流動試験では固有振動数は3倍となる。流動側あるいは構造側の特性を個別に把握するためには必ずしも実機流速と一致させる必要はないが、渦励振など流れの変動によって構造が共振するような現象を捉えるためには、流れの変動の周波数と構造の固有振動数の関係を相似とする必要がある。流速変動はストローハル数  $St=f \cdot D/V$  に支配されることが知られている。縮尺模型では代表長さ  $D$  が実機の縮尺に比例しており、流れの変動の周波数を構造の固有振動数に合わせるためには流速を実機流速と一致させる（1倍）必要がある。流体側は、圧力変動は流速の自乗にほぼ比例することが既往試験から得られており、また、配管内の流力振動を対象とする場合、流速を実流速（一致させる）とすることが必要である。

### 3.1.2 実機 $Re$ 数までの外挿

#### (1) 流動面からの外挿性の説明

3.1.1 章で述べたようにホットレグ配管のエルボのはく離の流動に関する相似条件として考慮しなければならない無次元数は  $Re$  数だけである。一般に、配管内流れの圧力損失は  $Re$  数の関数となるが、流動状態によって変化の仕方が異なる。ホットレグ体系ではエルボ腹側のはく離状態に依存する。はく離流れを伴う代表的な現象である円柱を横切る流れにおいて固体表面からはく離現象について詳細に調べられている。エルボ管では内部流、円柱では外部流との違いはあるが、固体表面のはく離点近傍については両方に共通する現象が起こっていると考えられる。以下に、実機  $Re$  数条件への外挿性について、単独円柱周りはく離とエルボ部ではく離を比較して解説する。

##### 1) 単独円柱周りの流れ

単独円柱の周りの流れと抗力係数  $C_d$ 、ストローハル数（以下  $St$  数）との関係はかなり詳しく調べられており、 $C_d$  や  $St$  数の変化が円柱上の流れのはく離形態と密接に結びついている事が確認されている<sup>3.1.2-1)</sup>。この内、高  $Re$  数に関する部分をまとめて、単独円柱の周りはく離の特性と合わせて整理した結果を表 3.1.2-1 に示す。

表 3.1.2-1 に示すように、 $Re < 3 \times 10^5$  では円柱上で層流はく離するが、その最後の  $Re$  数付

近  $2 \times 10^5 < Re < 3 \times 10^5$  では一度層流はく離した後、流れが円柱に再付着し(はく離泡の形成)、再び乱流はく離する。この為、円柱の後流幅が狭くなり、抗力係数  $C_D$  が大きく低下する。

その後、 $3 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^6$  でははく離が乱流に遷移するが、明確な渦放出は見られない。この間は円柱からの渦放出が乱れに影響され、流れの乱れ度に応じて卓越  $St$  数が変化する。また、 $Re$  数が大きくなるに伴い、抗力係数  $C_D$  は徐々に大きくなる。

更に  $Re$  数が大きくなり、 $3.5 \times 10^6 < Re$  では、再び、卓越  $St$  数が出てくる。これは高  $Re$  数になったため流れの乱れが細くなり、円柱からの渦放出との干渉が無くなったためと考えられる。また、 $Re$  数が大きくなるに伴い、円柱上の境界層で層流から乱流への遷移点が上流側へ移動する。

そして、 $3.5 \times 10^6 < Re$  では円柱上の淀み点(最前部)付近まで乱流境界層となると考えられ、抗力係数  $C_D$  が一定値に漸近する。この間、 $3.5 \times 10^6 < Re < 6 \times 10^6$ 、 $St$  数は徐々に上昇して、 $St=0.30$  に近づいている。

データの右端、 $Re=1 \times 10^7$  における状態は、円柱上の淀み点付近から乱流境界層が発達し、乱流はく離を起こして、細かな乱れを発生するが、後流の渦放出による卓越  $St$  数が存在する。

$1 \times 10^7 < Re$  の状態を予測すると、 $Re=1 \times 10^7$  における状態を維持すると思われる。その理由は、円柱上境界層からはく離、そして後流まで乱流となっており、さらに  $Re$  数が大きくなるにつれて乱れは強く細くなるため、はく離に影響を与える新たな流動状態は発生しないと考えられる。

## 2) エルボ部での流れ

単独円柱周りのはく離の特徴と合わせて、エルボ部ではく離の特徴についてまとめたものを表 3.1.2-2 に示す。

表 3.1.2-2 に示すように、ホットレグ配管のエルボ部のはく離も円柱上のはく離と同様な遷移を辿ることが確認されている。図 3.1.2-1 に I.E. Idelchik のデータ<sup>3.1.2-4)</sup>と 1/3 縮尺水流动試験データを示す。Idelchik の説明によると、Subcritical Regime (亜臨界域) はエルボ部で層流はく離し、Transition Regime (遷移域) では層流はく離から乱流はく離に遷移し、Postcritical Regime (超臨界域) では乱流はく離となる。この全損失係数  $\zeta_{tot}$  の変化は主に境界層中の流動様式の変化に因って決定され、円柱での抗力係数  $C_D$  の変化と対応している。層流はく離から乱流はく離へ遷移する時の  $Re$  数がエルボ部と円柱とで異なるのは、境界形状が異なるため(代表寸法と代表流速の取り方の違い)であり、はく離現象を対応付けて考えれば損失係数の変化を説明できると考える。以下に代表的なはく離状態について記載する。

### i) $Re < 1.0 \times 10^5$ 、層流境界層、層流はく離、乱流軌跡 (Trail)

- ・ 実流速(9.2m/s、 $Re=3.7 \times 10^6$ )での計測結果であるが、流れの最大流速はエルボ部の角度にして約  $30^\circ \sim 60^\circ$  の流れの中で観察された。従って、実流速の試験でも最小圧力点も約  $45^\circ$  付近にあると考えられる。最小圧力点は主流の流動に依って決まるので、 $Re$  数の影響(速度境界層の影響)は受けにくい。従って  $Re=1 \times 10^6$  での最小圧力点の位置も同様に約  $45^\circ$  付近にあると考えられる。

- そして、エルボ入口からその最小圧力点までは圧力降下領域（加速域）で、その下流に圧力回復領域（減速域）がある。はく離は圧力回復域で発生するので、はく離点が、圧力最小点を通り過ぎたり、圧力降下域まで遡ることはない。
- $Re=1 \times 10^5$  の状態は、Subcritical Regime の終わりにあるので、エルボ部に層流境界層が発達し、層流はく離をした後、はく離流れは乱流軌跡 (Turbulent Trail) となる。エルボの全損失係数が比較的大きいことから、はく離域が広がり大きくなっており、はく離点は Postcritical Regime (例えば  $Re=3.7 \times 10^6$  の場合  $67.5^\circ$  付近) の場合より上流側に位置している（最小圧力点より下流であるが）と考えられる。
- このはく離状態に対応する円柱の  $Re$  数は  $Re=2 \times 10^5$  と考えられる。

ii)  $1.0 \times 10^5 < 1.0 \times 10^5 < Re < 2.0 \times 10^5$ 、層流はく離、再付着、乱流はく離、乱流軌跡 (Trail)

- レイノルズ数が  $2 \times 10^5$  から  $4.0 \times 10^5$  と更に大きくなると、エルボの全損失係数が急激に低下する。これは一度層流はく離した流れがエルボに再付着し (Separation Bubble (はく離泡) の形成)、その下流側で乱流はく離するのではく離点が後退し、はく離域が小さくなったためと考えられる。
- このはく離状態に対応する円柱の  $Re$  数は  $Re=3 \times 10^5$  と考えられる。
- $Re$  数を更に上げると、円柱の場合、はく離が主流の乱れの影響を受け、規則的な渦放出が消えて種々の周波数特性の変動を発生させる。エルボでもはく離が不安定になると思われるが、エルボでは全損失係数の回復域（遷移域）が狭い（円柱で  $Re=3 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$  に対してエルボでは  $Re=2 \times 10^5 \sim 4 \times 10^5$ ）ので、規則的な渦放出が無くなる状態が存在するか否かは不明であるが、エルボでの遷移域が狭いのは、円柱に比べてはく離泡が出来にくい（境界形状の違いと考えられる）と考えられる。

iii)  $2.0 \times 10^5 < Re < 4.0 \times 10^5$ 、乱流境界層の成長、乱流はく離、乱流軌跡 (Trail)

- エルボで  $Re$  数が  $2.0 \times 10^5$  から  $4 \times 10^5$  と更に大きくなると（円柱では  $Re > 2 \times 10^6$  に対してエルボでは  $Re > 4 \times 10^5$ ）、乱流はく離して Separation Bubble は形成しなくなる。円柱の場合、少しずつ抵抗係数が大きくなっているため、はく離点が圧力回復域の中を少しずつ上流側へ移動し、はく離域が少しずつ広がって（運動量欠損が少しずつ大きくなって）いる。しかし、エルボでは全損失係数がほぼ一定なので、乱流境界層は上流側へ成長する傾向にあるが、はく離域は広がらず、はく離点も殆ど移動しないと考えられる。この状態でははく離は安定している。

iv)  $4.0 \times 10^5 < Re < 8.0 \times 10^6$ 、乱流境界層、乱流はく離、乱流軌跡 (Trail)

- 円柱では  $Re$  数が  $1 \times 10^7$  になると、円柱上で淀み点付近からはく離点までほぼ全域が乱流境界層となる。エルボの場合も  $Re$  数が  $4 \times 10^5$  と高くなると広い範囲が乱流境界層で覆われると考えられる。そして、エルボの全損失係数も、円柱の抵抗係数と同様にほぼ一定なので、はく離域は広がらず、はく離点も殆ど移動しないと考えられる。
- さらに  $Re$  数が増加すると、円柱では  $Re$  数が上がって  $Re=1 \times 10^7$  を越えても乱流境界

層、乱流はく離、乱流軌跡の状態は変わらないことから、エルボにおいても実機  $Re$  数  $Re=4.2 \times 10^7$  になっても、このはく離状態は維持されると考えられる。

図 3.1.2- 1 の全圧損失係数に示すようにエルボの Postcritical Regime で全損失係数が最小値から回復した後、一定値になるのは円柱での  $6 \times 10^6 < Re$  の状態に対応する。

このため、今回の試験で取得したデータの内、それより高い  $Re$  数部分  $4 \times 10^5 < Re < 8 \times 10^6$  の全損失係数は更に高  $Re$  数の実機条件まで適用できると考えられる。

上記に単独円柱周りの流れ及びエルボ部のはく離に関して、既往研究結果及び試験で取得した結果に基づき、 $Re=$ 約  $1 \times 10^7$  までの状態について説明をした。それらの結果を踏まえて、実機状態へ外挿するときの考え方をまとめると以下のようになる。

●単独円柱周りの流れに対する外挿の考え方

単独円柱周りの流れの  $Re=1 \times 10^7$  における状態は、円柱上の淀み点付近から乱流境界層が発達し、乱流はく離を起こして、細かな乱れを発生するが、後流中に渦放出による卓越  $St$  数が存在する。更に  $1 \times 10^7 < Re$  の状態を予測すると、円柱では既に  $Re=1 \times 10^7$  において、円柱上境界層からはく離、そして後流まで乱流となっている。そのため、さらに  $Re$  数が大きくなっても、はく離に影響を与える新たな流動状態は発生しないと考えられる。したがって、 $1 \times 10^7 < Re$  では、 $Re=1 \times 10^7$  における流動状態を維持すると思われる。

●エルボ部のはく離近傍の流れの外挿の考え方

図 3.1.2- 1 の全損失係数の推移に示すようにエルボの Postcritical Regime で全損失係数が最小値から回復した後、一定値になるのは円柱での  $6 \times 10^6 < Re$  の状態に対応する。

この為、今回の試験で取得したデータの内、それより高い  $Re$  数部分  $3 \times 10^5 < Re < 8 \times 10^6$  の全損失係数は更に高  $Re$  数の実機条件まで適用できると考えられる。

また、エルボ部の試験で  $Re$  数が  $8 \times 10^6$  になると、単独円柱周りの  $Re=1 \times 10^7$  の円柱上で淀み点付近からはく離点まではほぼ全域が乱流境界層となるのと同様に、エルボの場合も広い範囲が乱流境界層で覆われると考えられる。そして、エルボの全損失係数は円柱の抵抗係数と同様に、ほぼ一定なので、はく離域は広がらず、はく離点もほとんど移動しないと考えられる。

さらに円柱では  $Re$  数が上がって  $Re=1 \times 10^7$  を越えても、このような乱流状態、乱流境界層、乱流はく離、乱流軌跡は変わらないので、従って、円柱での考え方と同様に、エルボで実機の  $Re$  数  $Re=4.2 \times 10^7$  になっても、このはく離状態は維持されると考えられる。

この予測の裏付けとして、1/3 縮尺流動試験とは、条件（入口条件や粗度など）が異なるが、図 1.1.6- 3 や図 1.1.6- 5 に示す Coffield の研究で  $Re=4.2 \times 10^7$  までの圧損係数の計測結果からも、 $Re=6 \times 10^6$  以上で変曲点が無いことが確認されている。これは、大きな現象の変化がないことを意味しており、エルボで  $Re$  数  $Re=4.2 \times 10^7$  になっても、このはく離状態は維持されると考えられる。

表 3.1.2- 1 円柱ではく離現象 (S.S.Chen<sup>3.1.2-1</sup>)の Fig7.1、 Fig.7.2、 Fig.7.5

はく離の状態	Re 数範囲	代表 Re 数ではく離の状態	
Subcritical regime 層流はく離域	$Re < 2 \times 10^5$	$300 \leq Re \leq 3 \times 10^5$ VORTEX STREET IS FULLY TURBULENT 	<ul style="list-style-type: none"> <li>レイノルズ数 <math>Re &lt; 3 \times 10^5</math> では円柱上で層流はく離する</li> </ul>
Transition Regime 遷移域	$2 \times 10^5 < Re < \text{約 } 3.5 \times 10^6$ $2 \times 10^5 < Re < 3 \times 10^5$ (急激な抵抗減少) $3 \times 10^5 < Re < \text{約 } 3.5 \times 10^6$ (ゆっくりとした抵抗回復)	$3 \times 10^5 \leq Re < 3.5 \times 10^6$ LAMINAR BOUNDARY LAYER HAS UNDERGONE TURBULENT TRANSITION AND WAKE IS NARROWER AND DISORGANIZED 	<ul style="list-style-type: none"> <li>最後のレイノルズ数付近 <math>2 \times 10^5 &lt; Re &lt; 3 \times 10^5</math> では一度層流はく離した後、流れが円柱に再付着し (はく離泡の形成)、再び乱流はく離する。この為、円柱の後流幅が狭くなり、抗力係数 <math>C_D</math> が大きく低下する。</li> <li>その後、<math>3 \times 10^5 &lt; Re &lt; \text{約 } 3.5 \times 10^6</math> でははく離が乱流に遷移するが、明確な渦放出は見られない。この間は円柱からの渦放出が乱れに影響され、流れの乱れ度 (TI) に応じて卓越ストローハル数 <math>St</math> が変化する。また、レイノルズ数が大きくなるに伴い、抗力係数 <math>C_D</math> は徐々に大きくなる。</li> </ul>
Postcritical Regime 乱流はく離域	$Re > \text{約 } 3.5 \times 10^6$	$3.5 \times 10^6 \leq Re$ RE-ESTABLISHMENT OF TURBULENT VORTEX STREET 	<ul style="list-style-type: none"> <li>更にレイノルズ数が大きくなり、約 <math>3.5 \times 10^6 &lt; Re</math> では、再び、明確なストローハル数が出てくる。これは高レイノルズ数になったため流れの乱れが細くなり、円柱からの渦放出との干渉が無くなったためと考えられる。また、レイノルズ数が大きくなるに伴い、円柱上の境界層で層流から乱流への遷移点が上流側へ移動する。</li> <li>そして、<math>3.5 \times 10^6 &lt; Re</math> では円柱上の淀み点 (最前部) 付近まで乱流境界層となり、抗力係数 <math>C_D</math> が一定値に漸近する。この間、<math>3.5 \times 10^6 &lt; Re &lt; 6 \times 10^6</math>、ストローハル数は徐々に上昇して、<math>St = 0.30</math> に近づいている。</li> <li>データの右端、<math>Re = 1 \times 10^7</math> における状態は、円柱上の淀み点付近から乱流境界層が発達し、乱流はく離を起こして、細かな乱れを発生するが、後流の渦放出による明確なストローハル数が存在する。</li> <li><math>1 \times 10^7 &lt; Re</math> の状態を予測すると、<math>Re = 1 \times 10^7</math> における状態を維持すると思われる。その理由は、円柱上境界層からはく離、そして後流まで乱流となっており、さらにレイノルズ数が大きくなるにつれて乱れは強く細くなるため、はく離に影響を与える新たな流動状態は発生しないと考えられる。</li> </ul>

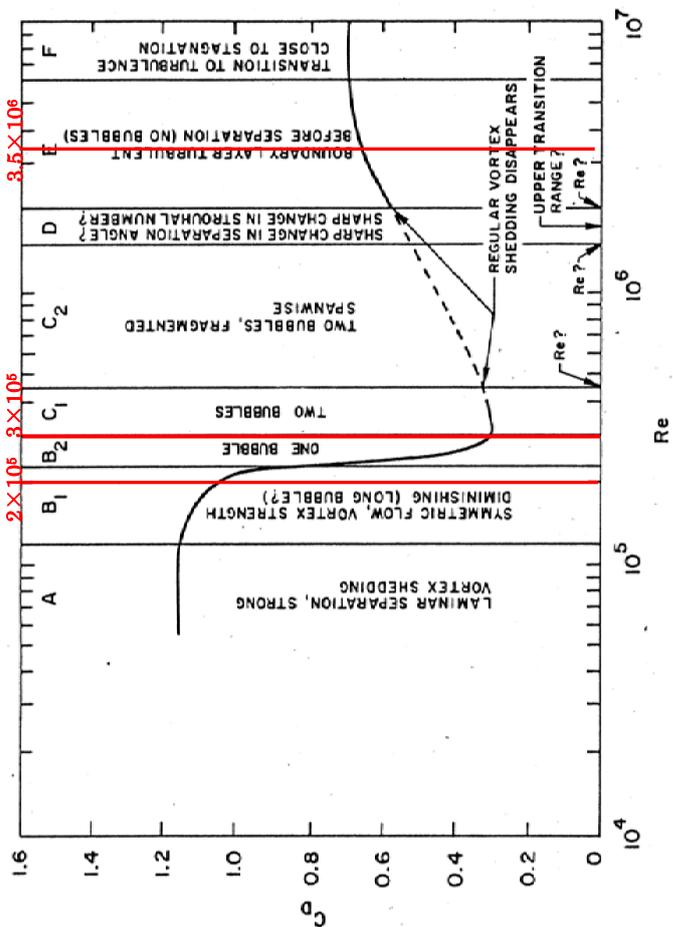


FIGURE 7.2. Flow regimes (from Farell 1981, with permission--see Credits)

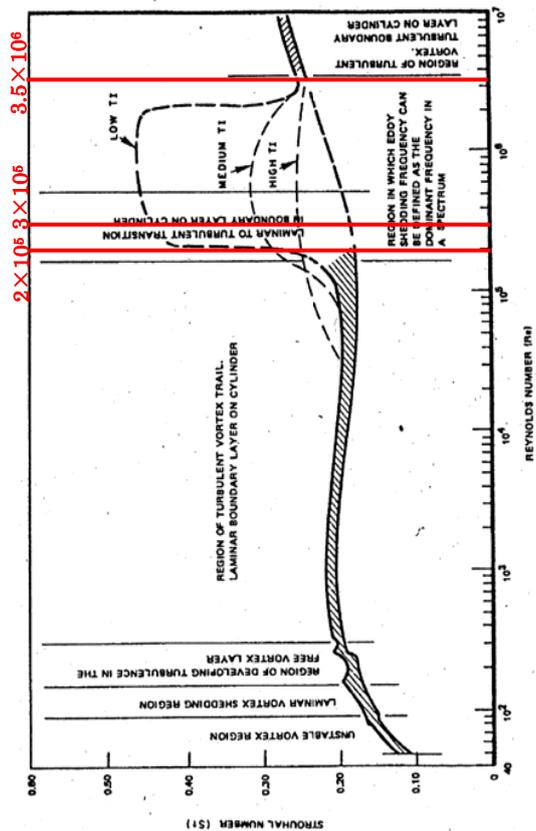


FIGURE 7.5. Envelope of Strouhal/Reynolds number relationship for Circular Cylinders (Shin and Namsgangse 1977 and Jendrzejczyk and Chen 1985)

表 3.1.2-1 の付図：円柱の抗力係数  $C_d$  とストローハル数  $St$   
 (Ceasar Farell<sup>3.1.2-2</sup>) の Fig. 7.2 と J.A.Jendrzejczyk et al.<sup>3.1.2-3</sup>) の Fig. 21)

表 3.1.2-2 エルボでののはく離現象 (1 / 2)

はく離の状態	Re 数範囲	代表 Re 数でののはく離の状態	
Subcritical regime 層流はく離域	Re < 1 × 10 <sup>5</sup>		<p>(a) Re=1.0×10<sup>5</sup>、層流境界層、層流はく離、乱流軌跡 (Trail)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Re=1×10<sup>5</sup>の状態は、Subcritical Regime の終わりにあるもので、エルボ部に層流境界層が発達し、層流はく離をした後、はく離流れは乱流軌跡 (Turbulent Trail) となる。エルボの全損失係数が比較的大きいことから、はく離域が広がり大きくなっており、はく離点は Postcritical Regime (例えば Re=3.7×10<sup>6</sup> の場合 67.5° 付近) の場合より上流側に位置している (最小圧力点より下流であるが) と考えられる。</li> <li>• このはく離状態に対応する円柱の Re 数は Re=2×10<sup>5</sup> と考えられる。</li> </ul>
Transition Regime 遷移域	<p>1 × 10<sup>5</sup> &lt; Re &lt; 4 × 10<sup>5</sup>                      1 × 10<sup>5</sup> &lt; Re &lt; 2 × 10<sup>5</sup>                      (急激な抵抗減少)</p> <p>2 × 10<sup>5</sup> &lt; Re &lt; 4 × 10<sup>5</sup>                      (ゆっくりとした抵抗回復)</p>		<p>(b) 1 × 10<sup>5</sup> &lt; Re &lt; 2.0 × 10<sup>5</sup>、層流はく離、再付着、乱流はく離、乱流軌跡 (Trail)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 1 × 10<sup>5</sup> &lt; Re &lt; 2 × 10<sup>5</sup> になるとエルボの全損失係数が急激に低下する。これは一度層流はく離した流れがエルボに再付着し (Separation Bubble の形成)、その下流側で乱流はく離するのではく離点が後退し、はく離域が小さくなったためと考えられる。</li> <li>• このはく離状態に対応する円柱の Re 数は Re=3 × 10<sup>5</sup> と考えられる。</li> </ul> <p>(c) 2.0 × 10<sup>5</sup> &lt; Re &lt; 4.0 × 10<sup>5</sup>、乱流境界層の成長、乱流はく離、乱流軌跡 (Trail)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• エルボでレイノルズ数が 2.0 × 10<sup>5</sup> から 4 × 10<sup>5</sup> と更に大きくなると、乱流はく離して Separation Bubble は形成しなくなる。円柱の場合、少しずつ抵抗係数が大きくなっていくので、はく離点が圧力回復域の中を少しずつ上流側へ移動し、はく離域が少しずつ広がっている。しかし、エルボでは全損失係数がほぼ一定なので、乱流境界層は上流側へ成長する傾向にあるが、はく離域は広がらず、はく離点も殆ど移動しないと考えられる。この状態でははく離は安定している。</li> </ul>

表 3.1.2-2 エルボでののはく離現象 (2 / 2)

<p>Postcritical Regime 乱流はく離域</p>	<p><math>Re &gt; 4 \times 10^5</math></p>		<p>(d) <math>4.0 \times 10^5 &lt; Re &lt; 8.0 \times 10^6</math>、乱流境界層、乱流はく離、乱流軌跡 (Trail)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・ 円柱ではレイノルズ数が <math>1 \times 10^7</math> になると、円柱上で淀み点付近からはく離点までほぼ全域が乱流境界層となる。エルボの場合もレイノルズ数が <math>4 \times 10^5</math> 以上高くなると広い範囲が乱流境界層で覆われると考えられる。そして、エルボの全損失係数も円柱の抵抗係数と同様にほぼ一定なので、はく離域は広がらず、はく離点も殆ど移動しないと考えられる。</li> </ul>
---------------------------------------	---	--	--

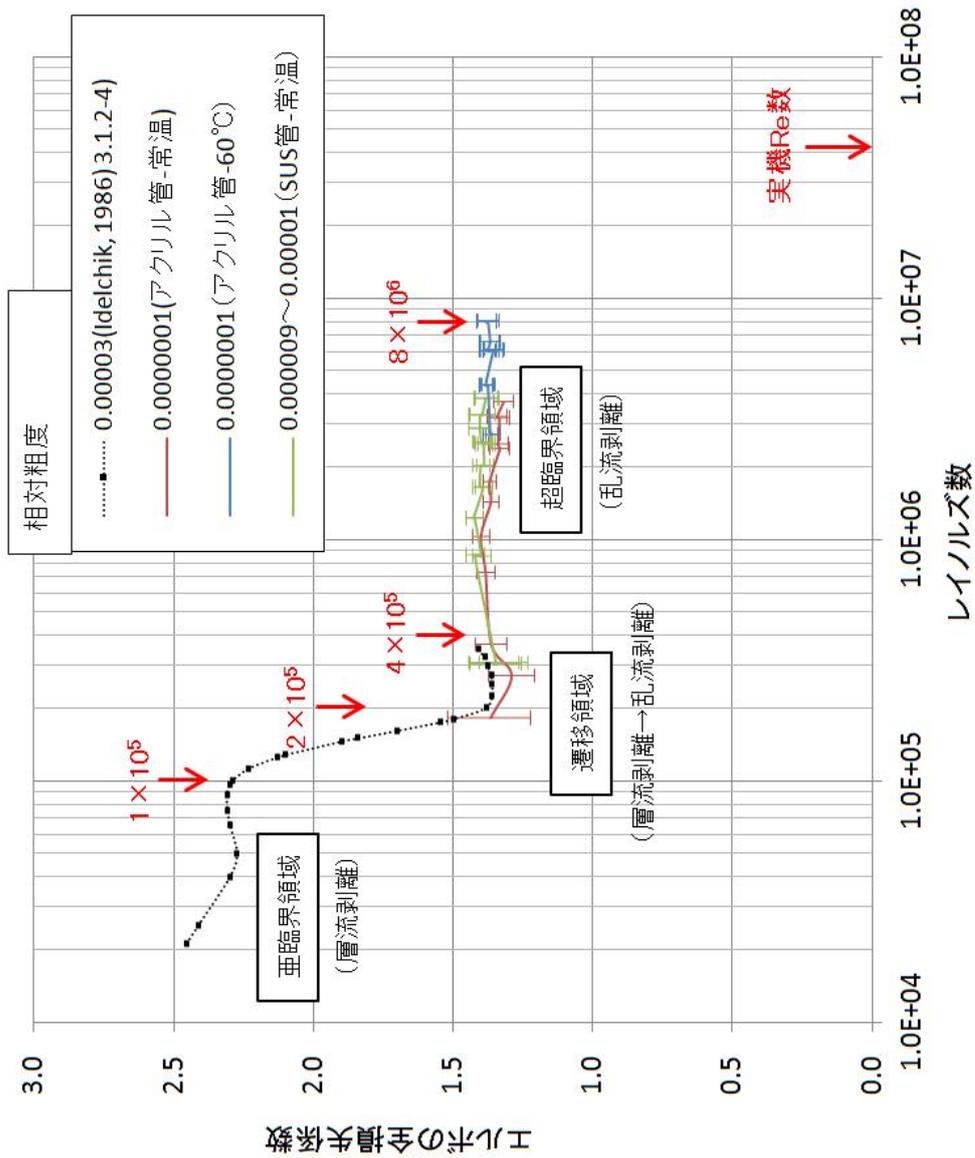


図 3.1.2-1 エルボの全損失係数に関するレイノルズ数依存性

## (2) 振動面からの外挿性の説明

振動面からの外挿性は、評価に用いる流れが実機と相似であることを基本として、流動面からの外挿性が確認されていれば問題ないが、振動評価に用いるために取得したデータの  $Re$  数範囲で  $Re$  数依存性がないことが確認される必要がある。以下に振動評価に用いたデータが  $Re$  数に依存していないことを示す。

1/3 縮尺水流動試験の可視化試験で計測した配管内の圧力変動を動圧  $(1/2)\rho V^2$  で割ることにより無次元化し、次式で定義される無次元圧力変動係数  $C_p$  を求めた。

$$C_p = \frac{p}{(1/2)\rho V^2} \quad (3.1.2-1)$$

流速や温度の条件を変えて複数の  $Re$  数で実験を行い、配管内の圧力変動を計測して無次元圧力変動係数を求めた。一例としてエルボ終端付近（D 断面）で計測した無次元圧力変動係数を図 3.1.2-2 に示す。無次元圧力変動は  $Re$  数に依存せずほぼ同じ値であることが分かる。

同様に配管ランダム振動評価に用いる圧力変動パワースペクトル密度（以下、圧力変動 PSD）を図 3.1.2-3 に示す。温度、流速を変えても、無次元化した圧力変動 PSD は、ほとんど変化がないことが確認された。

これらの結果より、ホットレグ配管のランダム振動評価用に取得した圧力変動データを振動評価用に変動成分だけ取り出し、整理した結果を確認すると、実流速までの試験取得範囲では、 $Re$  数依存性もなく、無次元化するとほぼ一致することが確認された。無次元化した圧力変動 PSD が一致するということから、乱れの周波数分布も一致することが確認された。

上記に示すように試験で取得した  $Re$  数範囲では、ランダム振動評価に用いる無次元圧力変動 PSD に  $Re$  数依存性も流速依存性も見られなかった。

流動面の検討結果も併せて考慮すると、はく離状態がこのまま維持されると考えられるため、更に高レイノルズ数の実機条件（ $4.2 \times 10^7$ ）まで適用できると考えられる。したがって、動圧を用いて無次元化した規格化圧力変動パワースペクトル密度 PSD を用いて下記に示すような相似則から実機ホットレグ配管の振動応答を求めることができると考えられる。

$$\text{圧力： } p_p = \frac{\frac{1}{2}\rho_p U_p^2}{\frac{1}{2}\rho_m U_m^2} p_m = \frac{\rho_p}{\rho_m} p_m \quad (3.1.2-2)$$

$$\text{周波数： } f_p = \frac{D_m U_p}{D_p U_m} f_m = \frac{D_m}{D_p} f_m \quad (3.1.2-3)$$

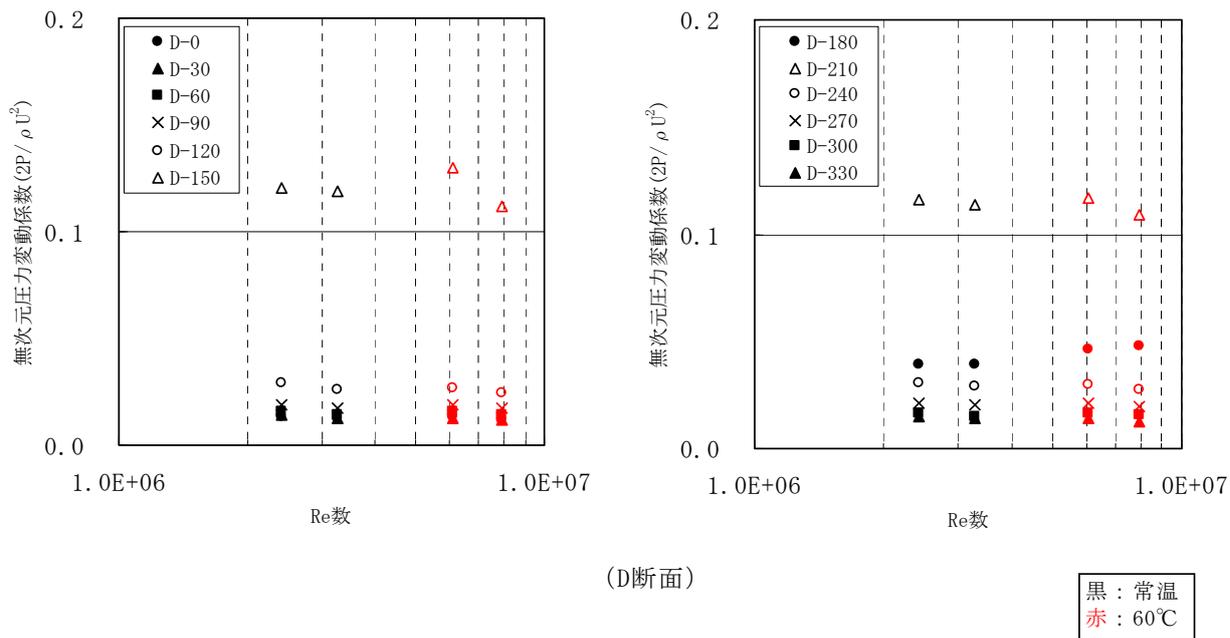
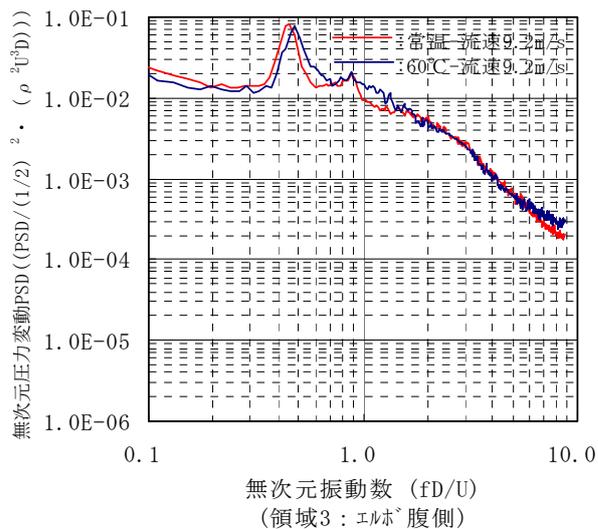
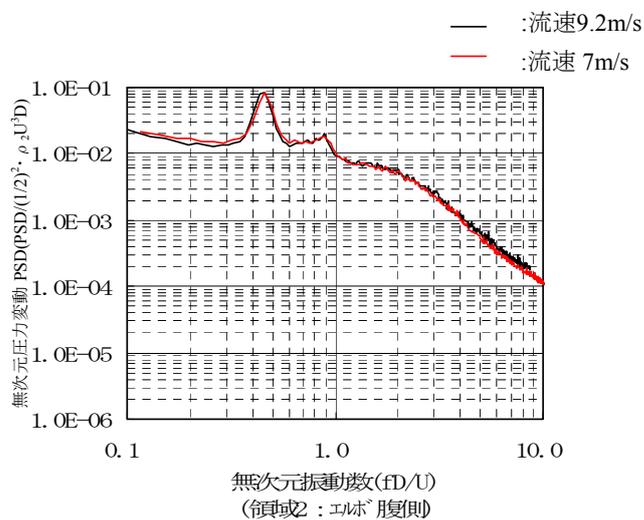


図 3.1.2- 2 無次元圧力変動係数のレイノルズ数依存性



無次元圧力変動 PSD (整流条件 常温、60°C)



注 上図の領域3と下図の領域2の領域分けの範囲は、どちらもC'断面からH断面90-270度の範囲である。

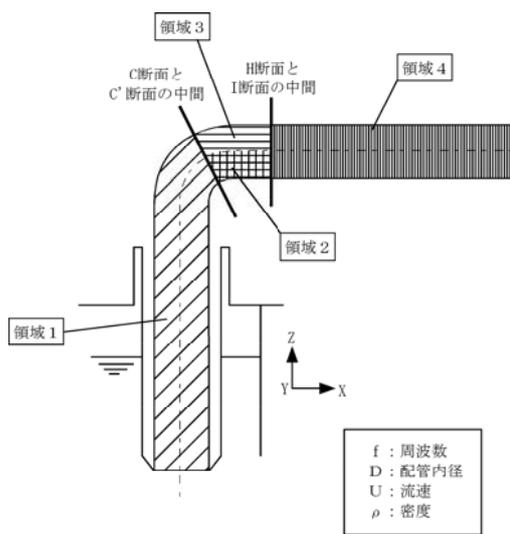


図 無次元圧力変動 PSD の最大包絡曲線 (整流条件、常温試験、エルボ腹側)

図 3.1.2-3 無次元圧力変動 PSD

### 3.1.3 実機入口流況に対する考え方

実機ホットレグ配管では原子炉容器上部プレナム内の複雑な流れを吸い込むため、可能な範囲で炉上部の構造を模擬した試験の実施が望まれる。

実機ホットレグ配管の入口条件を決める要因は、

- (1) 旋回流
- (2) 偏流
- (3) 乱れ

が考えられる。

1/3 縮尺水流動試験では装置の制約から完全に実機構造物を模擬することは難しいため、旋回流および偏流発生装置を取り付けて試験が行われた。試験条件設定に当たっては実機上部プレナムを対象とした流動解析で予測した流速分布を基に設定した。なお、乱れについては、旋回流と偏流のように弁別することは困難であるため、乱れの効果を分離せずに、ある程度は旋回流試験および偏流試験の中で確認されることになる。

- (1) 旋回流は、実機で予測されるホットレグ配管入口部の循環をもとに1つの旋回流を入口に与えることとし、1/3 縮尺水流動試験装置に旋回発生機構を設置した試験（1/3 縮尺旋回流試験）を実施した。これにより、(1) 旋回流によるエルボはく離域への影響を確認した。ただし、1/3 縮尺旋回流試験では配管全面に及ぶ単一の旋回流で代表していることに注意が必要である。これについては、実機形状（UIS 形状、炉内構造物など）を模擬した 1/11 縮尺上部プレナム水流動試験の試験結果を含めて検討する。
- (2) 偏流は、実機で予想される (2) 偏流および (3) 乱れの複合効果について、上部プレナム内の炉上部構造を考慮した 1/3 縮尺偏流試験（1/3 縮尺水流動試験装置に偏流発生機構を設置した試験）を実施してその影響について確認した。1/3 縮尺偏流試験では、実機の UIS 形状をモデル化しているため、乱れの状態を含めホットレグ配管に吸い込まれる際の偏流の状態をある程度は考慮できていると推測される。また、バッフル板で強制的に偏流を発生させたため、UIS 部で生じる乱れの効果も同時に含まれると考えられる。実機への外挿性については、炉上部プレナム内の流れが、炉内構造物の構造支配となっており、縮尺試験でもある程度は実機の流れを模擬していると推測される。ただし、実機炉上部プレナム内の炉内構造物をモデル化した水流動試験により、配管に流入する旋回流、偏流、乱れ等、それらの複合効果も含めた応力の計測を行い、実機評価の妥当性を確認する必要がある。

#### (1) 旋回流による入口流動条件の影響

ここでは 1/3 縮尺旋回流試験について述べる。

##### 1) 配管内全体流れの把握

- ・図3.1.3- 1から図3.1.3- 4に示す炉上部プレナム流動解析結果を参考にして、配管内流れについて検討した。
- ・図3.1.3- 4に示す結果より炉上部プレナムでは、多くの渦心の糸状の連なりが見え、それら

がホットレグ配管に吸い込まれている。それらの液中渦はホットレグ配管に吸い込まれることにより引き延ばされて細く強くなる。特に強いコールドレグ配管（以下CL配管）またはコールドトラップ（以下CT）からの液中渦もホットレグに吸い込まれることにより引き延ばされて細く強くなる。図3.1.3- 2及び図3.1.3- 3に示すホットレグ配管吸込み部上流では、これらの液中渦がホットレグ入口において、解析メッシュサイズの影響の為に渦を表現できなくなり消滅している。。実際には、これらの強く細い渦はホットレグ配管へ入ることが別途実施している1/11縮尺上部プレナム水流動試験で確認されており、配管振動への影響が懸念される。しかし、ホットレグ配管のはく離などには、このような細かな渦より大きな旋回流の方が与える影響が大きいいため、ホットレグ配管へ吸い込まれる流体の循環（旋回流）に着目する。

- ・一方、原子炉容器上部プレナムで見られる多くの渦は、ホットレグ配管に吸い込まれると細く強い渦となるので、これについては、ホットレグ配管入口条件の乱れ等で考慮する必要がある。

## 2) ホットレグ配管入口部の水平断面での流速による旋回条件の検討

ホットレグ配管入口部の旋回条件についてホットレグ配管吸込み部上流の水平断面流速ベクトル図をもとに検討した結果を以下に示す。

- ・図3.1.3- 2及び図3.1.3- 3に示す原子炉容器（RV）180°側を上から見たホットレグ配管吸込み部上流の水平断面流速ベクトル図より右手系（流れに対して右回り）の循環が生じていることを確認している。
- ・この循環はホットレグに入り、ホットレグ配管内の旋回流を形作る。そこで、試験装置入口の旋回流強さを決めるために、ホットレグ配管周りの循環の大きさが評価されている。
- ・上記の検討結果よりホットレグ配管周りの循環の評価を行った。平成17年度の実機原子炉容器上部プレナムの流動解析結果（「平成16年度設計Case1」）によると、ホットレグ配管入口での循環量は  $\Gamma=1.24\text{m}^2/\text{s}$  である。これに対応する平均旋回速度は  $v=\Gamma/(\pi D)=1.24/(1.238\pi)=0.319\text{m/s}$  と、平均流速  $U=9.2\text{m/s}$  の3.5%である。

## 3) 試験条件の決定

ホットレグ配管のはく離などに影響する旋回流は、ホットレグ配管へ吸い込まれる流体の循環量を評価する必要がある、これらの循環量を評価したところ解析結果では平均流速  $U=9.2\text{m/s}$  の3.5%であることが確認された。この解析結果の循環量をもとに旋回流の強さを決定している。なお、1/3縮尺水流動試験では、旋回流強さとして旋回速度割合（ホットレグ入口から約1140mm下流位置で配管内壁より20mm入った箇所）で周方向4カ所で計測した周方向流速成分と軸方向流速成分の比）5%、6.7%、11.6%、14.7%の4条件について試験を実施している。

## 4) 試験結果

旋回流試験は、1/3縮尺水流動試験装置の整流タンクに図3.1.3- 5の旋回羽を迫設して実施した。

旋回流が加わった時のはく離域の大きさを表3.1.3- 1に示す。旋回条件5%と14.7%の時の流況観察結果を図3.1.3- 6に示す。また、代表位置での流速分布を図3.1.3- 7に示す。図3.1.3-

8は、代表部位の振動評価用に整理した圧力変動 PSD である。これらの結果からもわかるように旋回流によりはく離域は、曲げられるが、圧力変動に関しては、整流条件に比べて差がないことを確認した。

## (2) 偏流によるホットレグ配管入口流動条件への影響

ここでは 1/3 縮尺偏流試験について述べる。

### 1) 配管内の全体流れの把握

- ・ホットレグ配管入口部の偏流条件を検討するに当たって図 3.1.3- 1 に示す炉上部プレナム全体流速ベクトル図を参考にして、配管内全体流れについて検討した。
- ・解析結果からは、エルボに相当する位置に偏流が生じていることが確認できる。更に、エルボ腹側に相当する位置の速度が上がっていることも確認できる。

### 2) 偏流発生の原因の検討

ホットレグ配管入口部の偏流条件を検討するに当たって図 3.1.3- 1 に示すプレナム全体流速ベクトル図をもとに配管内の全体流れを把握し、検討した結果を以下に示す。

- ・表3.1.3- 2に示したCFD解析結果より、UISから径方向に流出する流出量は、全体流量に対して計装取付板と第1BPの間から34.1%、第1BPと第2BPの間から38.1%、第2BPと第3BPの間から15.5%流出しており、第3BPより上方で径方向に流出する流量が12.3%であった。つまり、87.7%の流量がホットレグ入口位置より下方の計装取付板-第3BPの間からUIS外側へ流出している。
- ・上記の結果より#3BP以下で発生している横流れがホットレグ配管に偏流を発生させていると考えられた。

### 3) 試験条件の決定

以上の検討より、ホットレグ配管入口部の偏流発生 of 直接的な原因は UIS の体系から生じる横流れ (径方向流出量による流れ) による影響が大きいことが分かった。従って、試験へは、UIS の体系から生じる横流れの影響を考慮する必要があると考え、1/3 縮尺水流動試験装置に UIS 構造の#3BP 以下の範囲をモデル化して試験装置に組み込み、偏流を発生させることを選定した。また、偏流に一番影響する箇所は、#1BP と考え、1/3 縮尺水流動試験では、#1BP の開孔率を実機相当 (18%)、0%、100% の 3 ケースについて実施した。ただし、この条件では、偏流と同時に乱れも付加されるため、評価には、その乱れも含めている。

### 4) 試験結果

偏流試験は、1/3 縮尺水流動試験装置の整流タンクに図 3.1.3- 9 に示すように UIS の一部をモデル化した偏流発生装置を追設して実施した。

偏流が加わった時のはく離域の大きさを表 3.1.3- 3 に示す。偏流条件#BP1 の開孔率 18% の時の流況を図 3.1.3- 11 に示す。また、B 断面の位置でピトー管を用いて偏流条件を確認した結果を図 3.1.3-10 に示す。代表位置での流速分布を図 3.1.3- 12 に示す。図 3.1.3- 13 は、代表部位の振動評価用に整理した圧力変動 PSD である。これらの結果からもわかるように偏流によりはく離域は、長く、高くなるが、幅はほとんど変わらないことが明らかになった。圧力変動は、整流条件に比べて大きくなることを確認した。

表 3.1.3-1 旋回流条件下の流況観察結果 はく離域寸法

旋回速度 割合	剥離域					試験圧力 (kPa gauge)	キャビテーションの有無 (コア=キャビテーション ・コア)
	時間平均長さ (流れ方向)	再付着点の 変動幅	幅：D断面	幅：F断面	高さ		
整流条件	315	50	200	—	65	90	無し
5.0%	305	70	200	130+110	65	90	無し
6.7%	302.5	125	90+75	140+80	75	90	有り：コアφ5mm程度
11.6%	300	100	110+90	140+100	110	90	有り：コアφ5~10mm程度
14.7%	295	100	105+85	140+95	120	90	有り：コアφ10~12mm程度

表 3.1.3-2 計装取付板とバッフル板間の径方向流出量の比較

	径方向流出量 (kg/s)	流出割合
計装取付板(CIP)/BP1 間	5956.5	34.1%
BP1/BP2 間	6645.5	38.1%
BP2/BP3 間	2700.7	15.5%
BP3 以上	2153.6	12.3%
合計	17456.3	100.0%

注 1) CIP : 炉心計装取付板

注 2) BP : バッフル板

表 3.1.3-3 偏流条件下の流況観察結果 はく離域寸法

偏流条件	剥離点 D断面上流の距離	剥離域の長さ	剥離域の高さ			
			D断面	D断面+75mm	F断面+50mm	G断面
整流*1	83	316±25	35±10	65±10		
100%	83±5	420±110	40±10	70±10	115±10	120±10
18%	83±5	410±100	35±10	65±10	105±10	110±10
0%	73±10	363±100	30±15	45±15	85±15	90±15
備考	±剥離点変動幅	±再付着点変動幅				
観察方法	D断面180° からインク注入		B断面180° からインク注入			

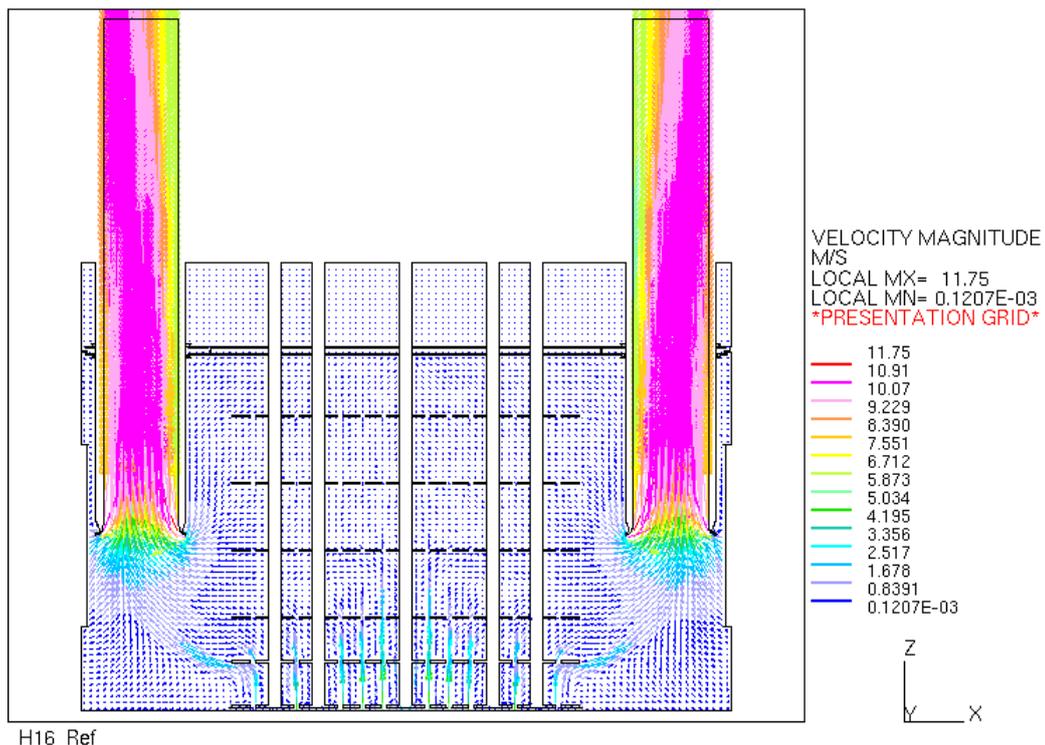


図 3.1.3-1 0° -180° R-Z 断面プレナム全体流速ベクトル図

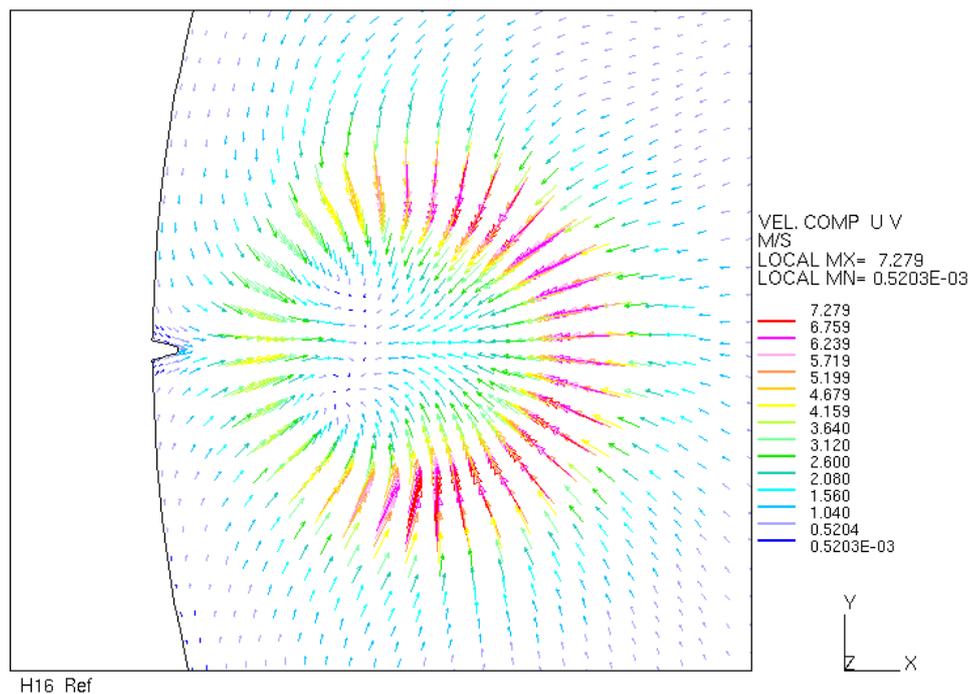


図 3.1.3- 2 ホットレグ吸込み部上流 100mm での水平断面内流速ベクトル図

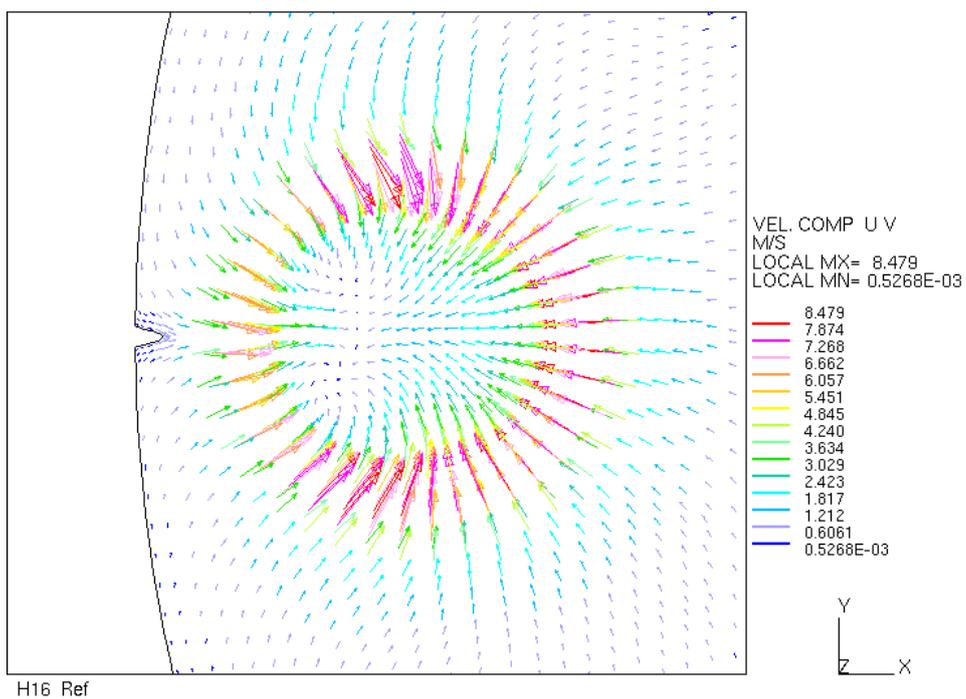


図 3.1.3- 3 ホットレグ吸込み部上流 10mm での水平断面内流速ベクトル図

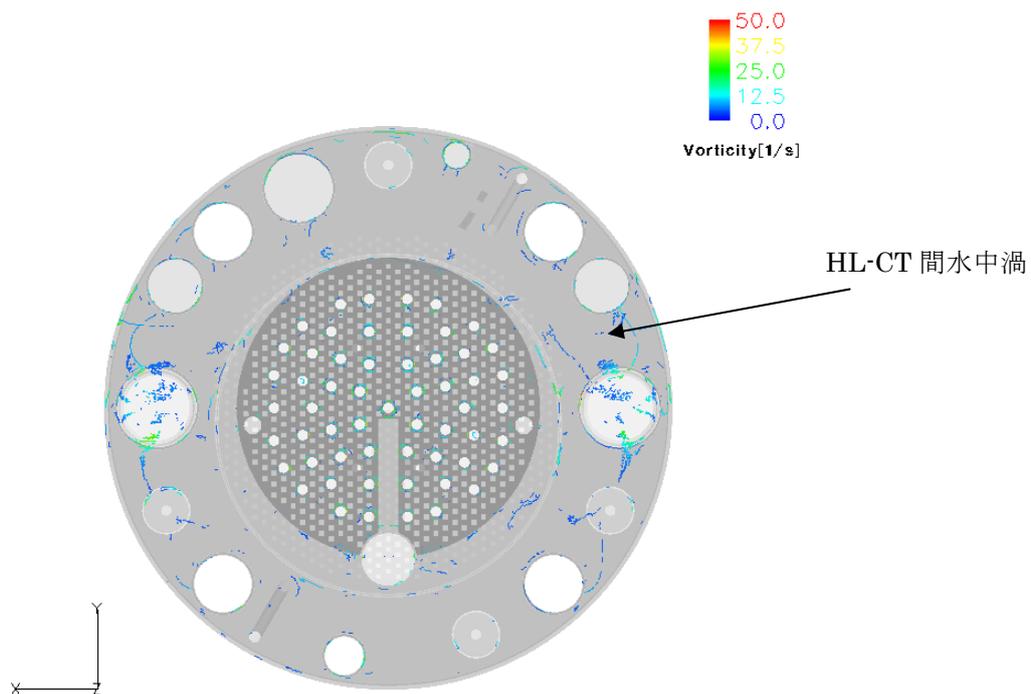


図 3.1.3- 4 渦度分布プロット図 -Z 方向視点(bottom view)

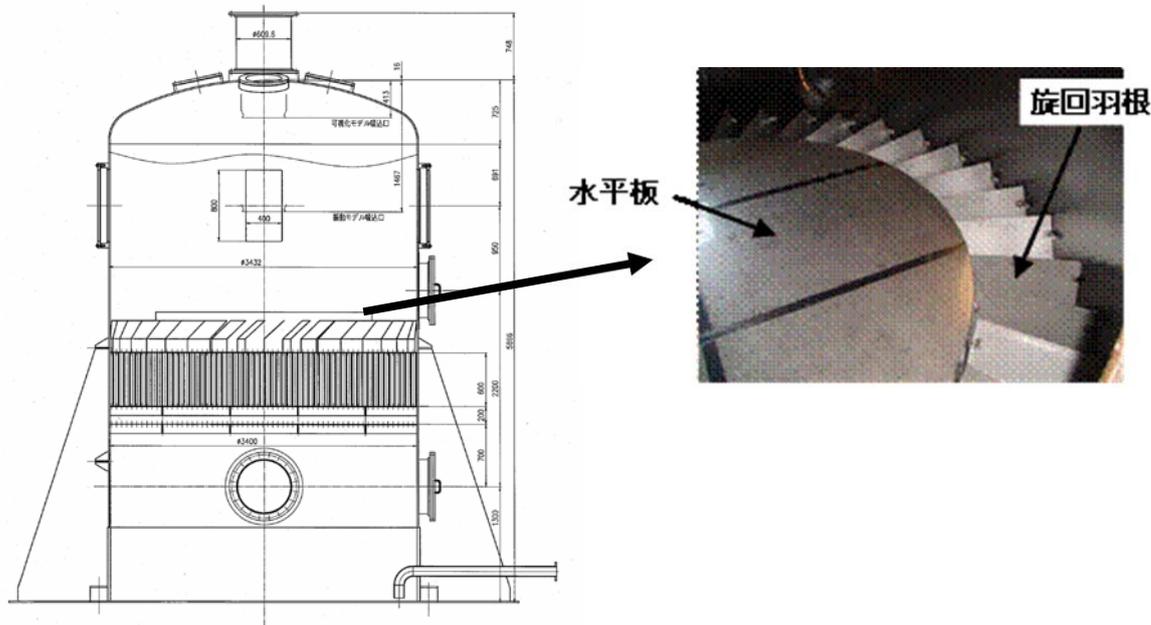


図 3.1.3- 5 旋回流発生装置

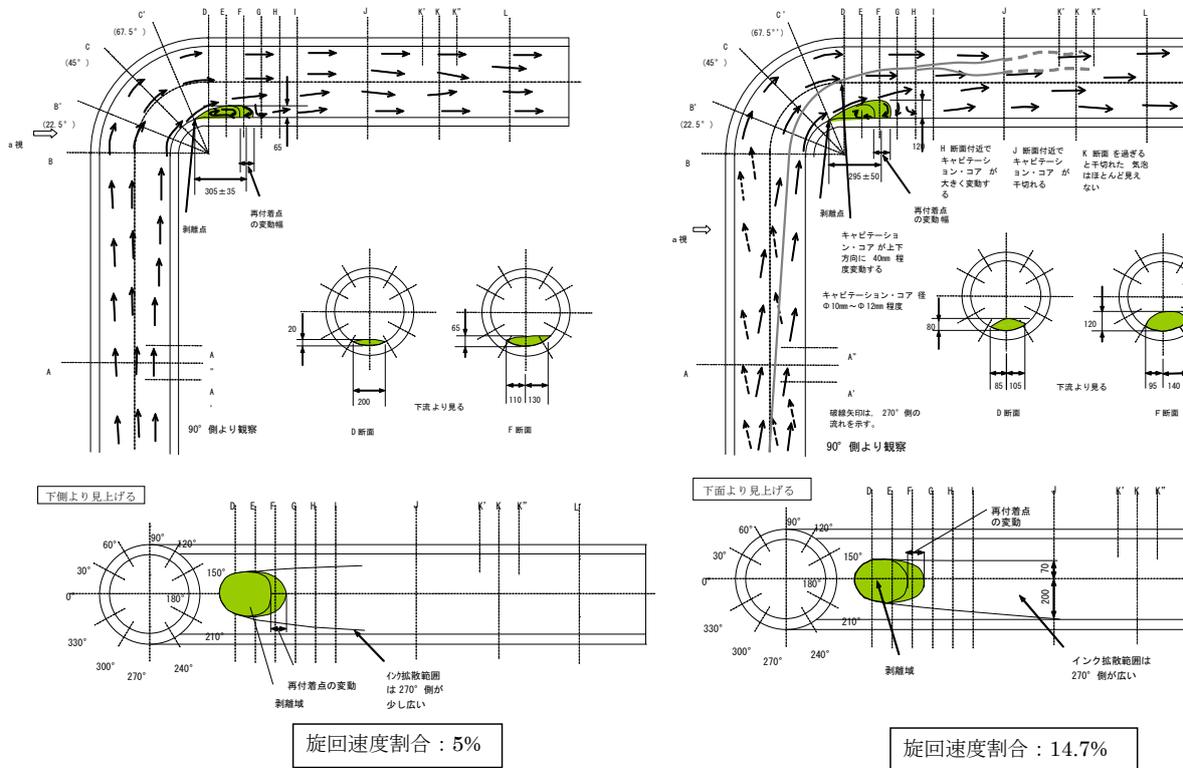


図 3.1.3- 6 旋回流条件下での流況観察結果

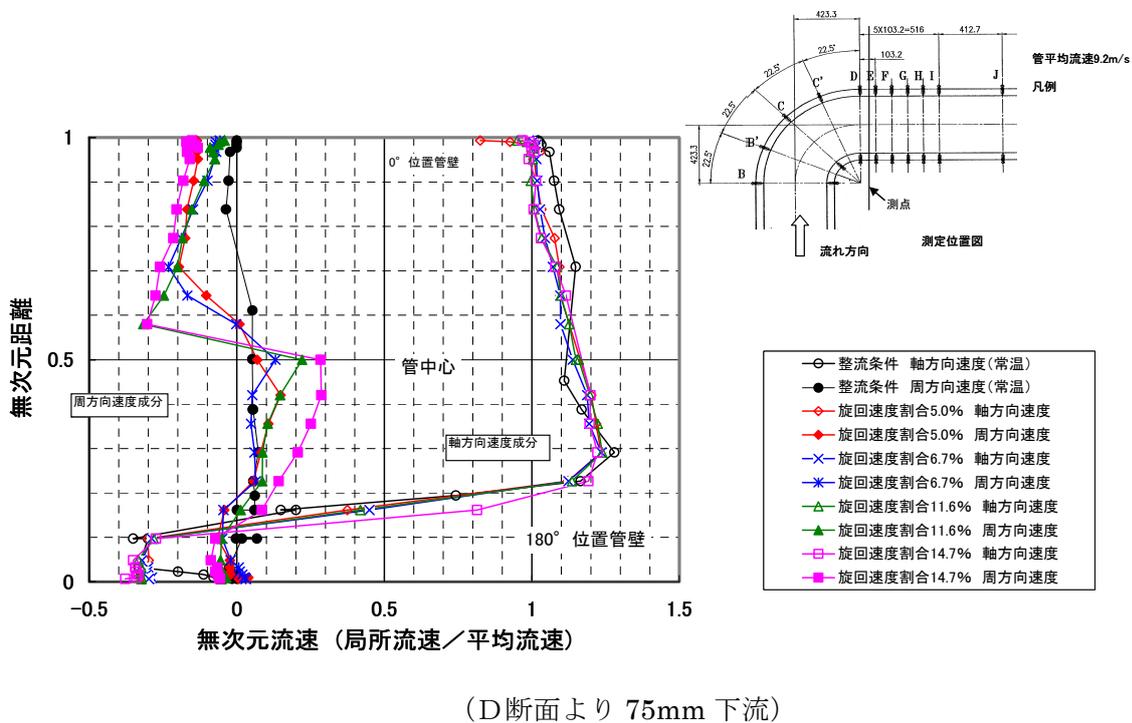
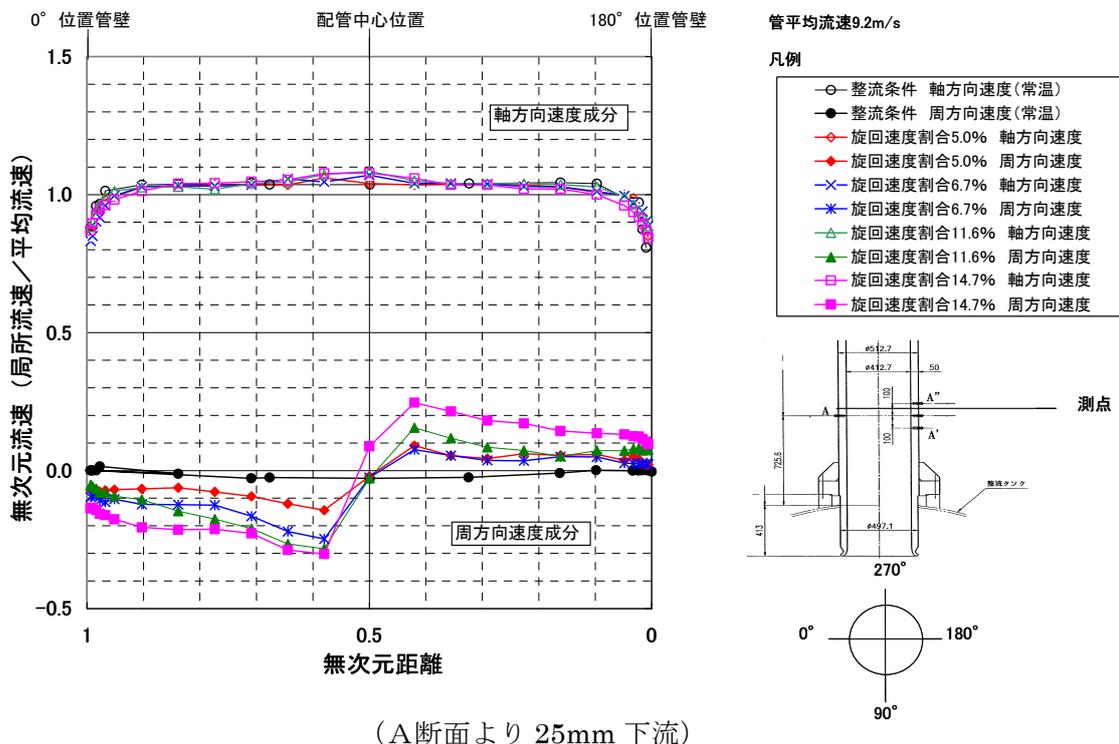


図 3.1.3- 7 旋回流条件下での LDV 計測結果

整流条件(常温試験)  
 旋回度割合: 5%  
 旋回度割合: 6.7%  
 旋回度割合: 11.6%  
 旋回度割合: 14.7%

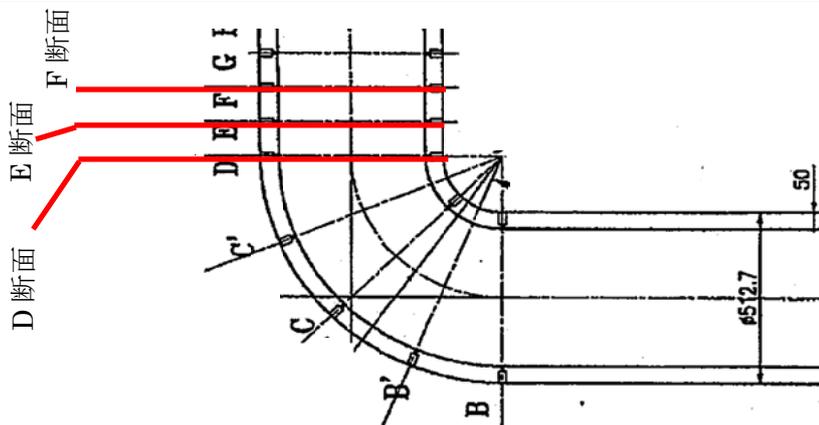
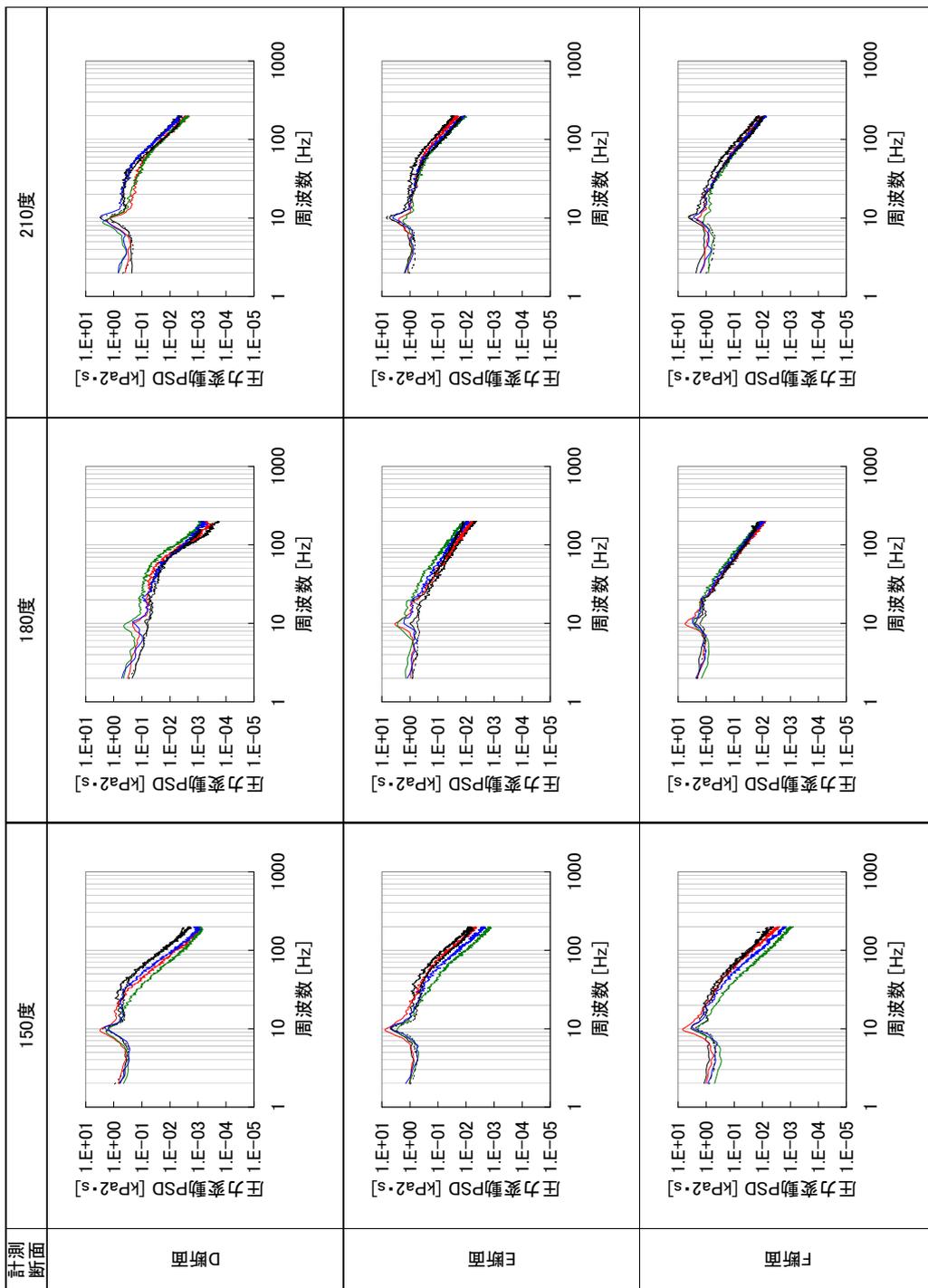
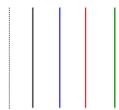
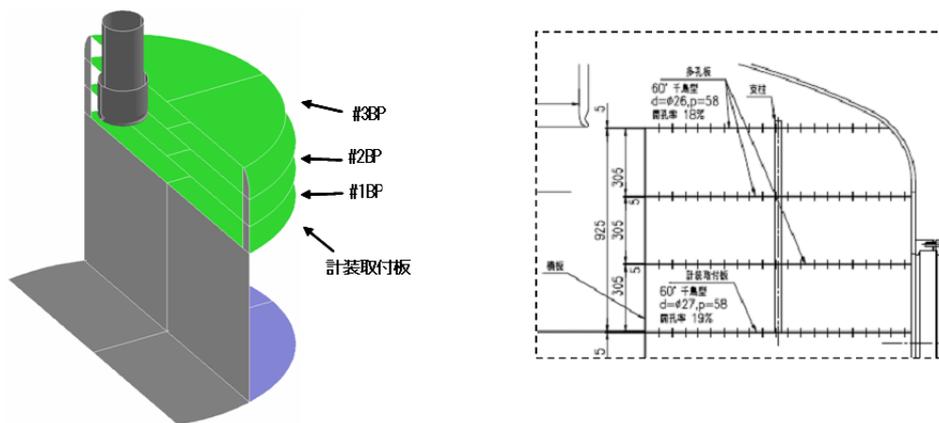
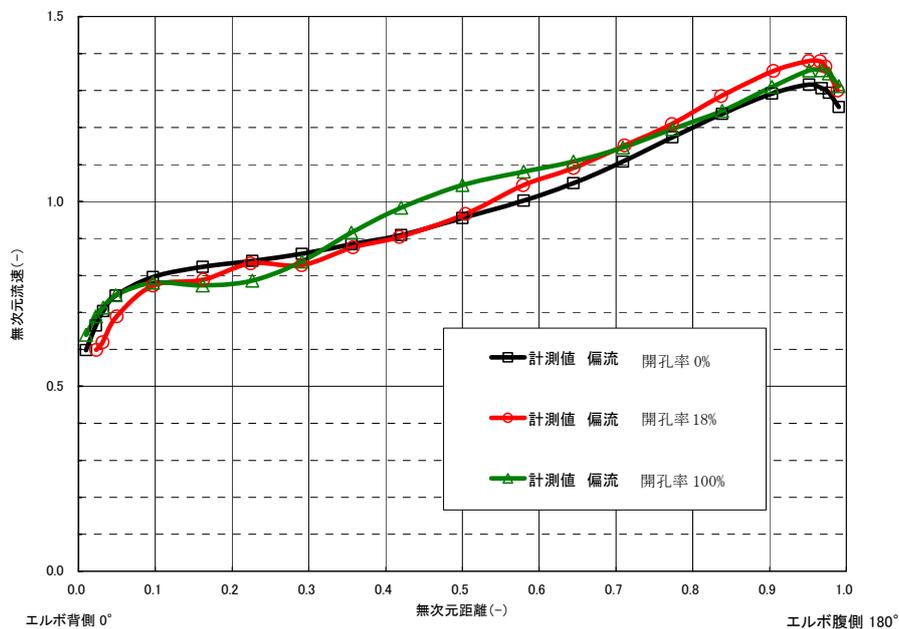


図 3.1.3- 8 旋回流条件下での代表部位での圧力変動 PSD (振動評価用に整理されたデータ)



試験条件	#1BPの状態
実機に近い偏流	開孔率18%
強い偏流条件	孔を塞ぐ(開孔率0%)
弱い偏流条件	#1BPを外す(開孔率100%)

図 3.1.3- 9 偏流発生機構



偏流 B断面0-180° 流速分布計測結果

図 3.1.3- 10 偏流条件計測結果 (断面 B 0° -180° 測線)

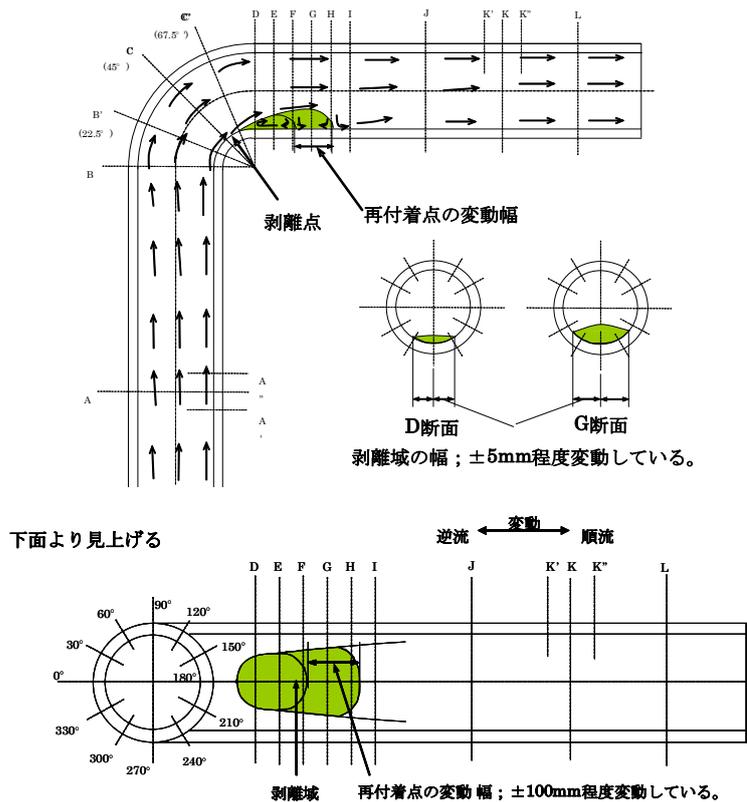
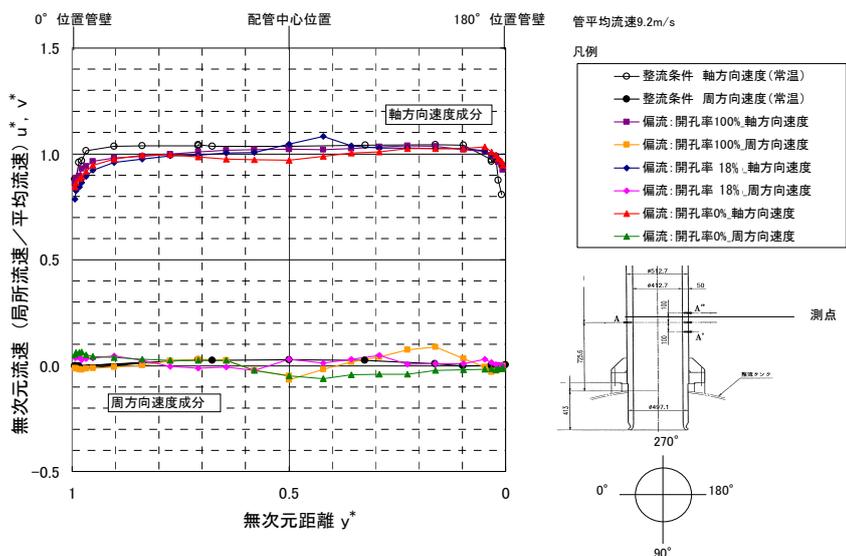
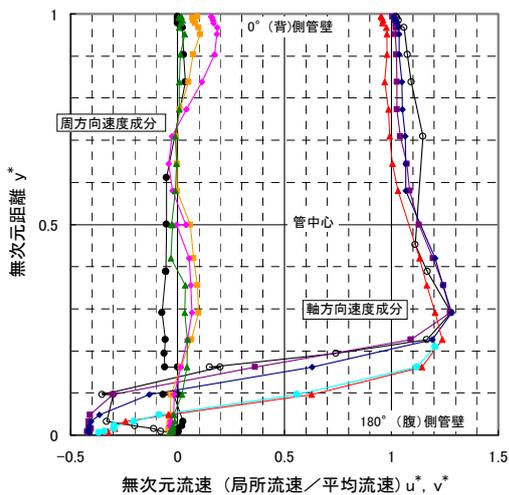
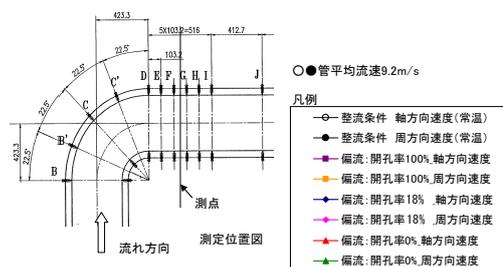
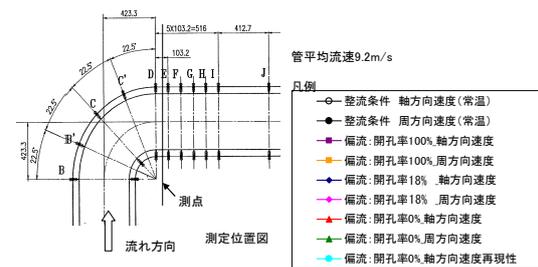


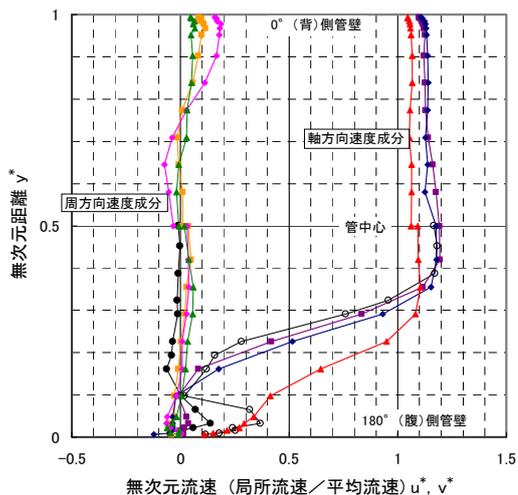
図 3.1.3- 11 偏流条件下の流況観察結果 (#1BP 開孔率 18%)



(A断面より 25mm 下流)



(D断面より 75mm 下流)



(F断面より 50mm 下流)

図 3.1.3- 12 偏流条件下での LDV 計測結果

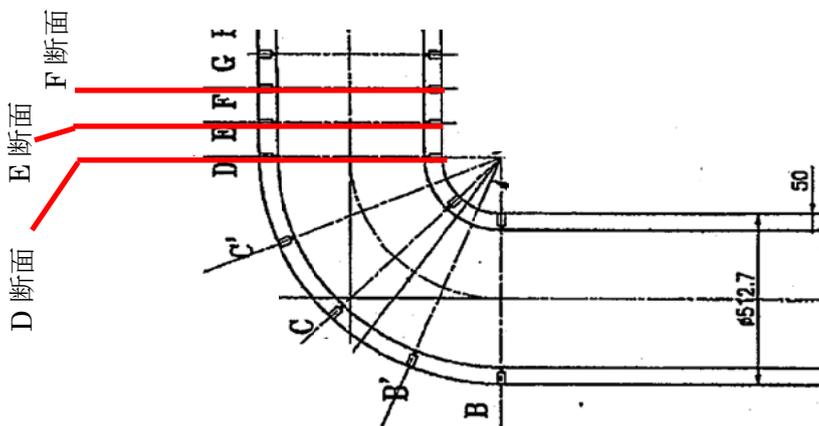
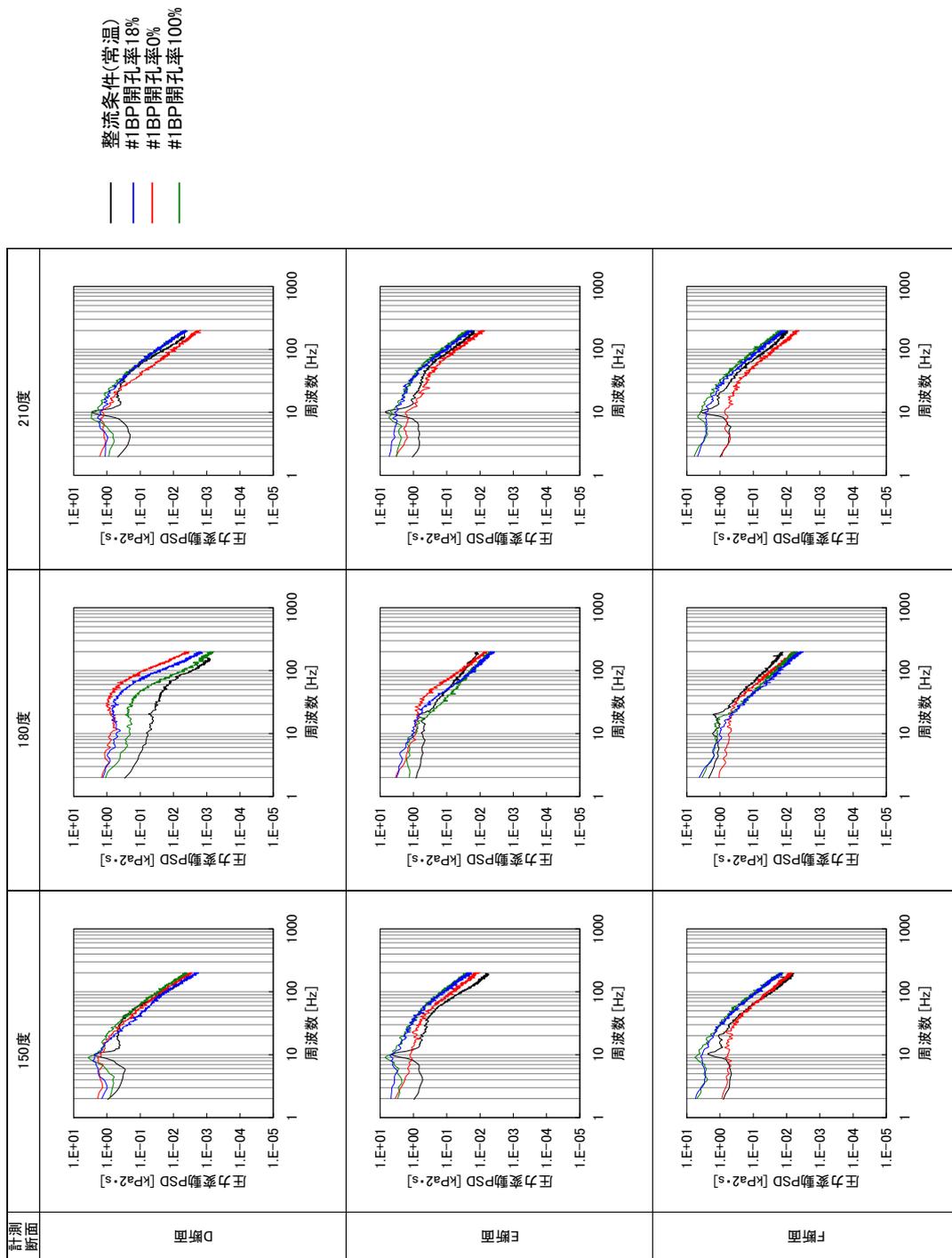


図 3.1.3-13 偏流条件下での代表部位での圧力変動 PSD (振動評価用に整理されたデータ)

### 3.1.4 実機出口流況に対する考え方

1/3 縮尺水流動試験で入口条件が整流条件、旋回流条件、偏流条件に対して  $90^\circ$  ショートエルボで生じるはく離域の大きさを調査した。はく離域の大きさを表 3.1.3-1 および表 3.1.3-3 に示す。

表 3.1.3-1 および表 3.1.3-3 に示す結果によるとはく離はエルボ部の R エンド (D 断面) の近傍で生じ、その大きさは変動を考慮すると  $0.6D$  から  $1.3D$  程度である。1/3 縮尺水流動試験装置は、実機ホットレグ配管をベースにモデル化をしているが、ホットレグ配管の後方に IHX 相当の機器は設置しておらず、エルボから下流側の直管部は、約  $10D$  設けて出口の影響を極力排除した。なお、実機ホットレグ配管のエルボ出口から中間熱交換器 (IHX) との接合部までの直管部は約  $4D$  であり、エルボで生じるはく離の大きさより十分長い直管部を有しているため、実機ホットレグ配管において、配管出口部の流況がはく離領域に与える影響は極めて限定的と考えられる。従って、1/3 縮尺水流動試験装置で取得したデータは、はく離の挙動を確認するのに十分な寸法を有しており、これらの結果を用いて実機の検討を行うことが可能である。

### 3.2 高 $Re$ 数域での実績調査

現在稼働している発電プラントにおいて、高流速、高  $Re$  数の流れを有するものとして、軽水炉プラントや揚水発電プラントがある。

軽水炉プラントの1次系配管では、流量1500t/h/ループ、内径約790mm、管内流速は約15m/sであり、概算の  $Re$  数は  $1 \times 10^8$  程度となる。ただし、採用されているエルボはロングエルボであり、1次系配管の内径に対する板厚は大きく配管剛性は高い。

もう1つの代表例として表 3.2-1 に揚水発電プラントで使っている水圧鉄管内の管内流速、 $Re$  数（概算値）についてまとめた。参考に、図 3.2-1 に水圧鉄管の例を示す。

表 3.2-1 に示すように、水圧鉄管の管内流速は配管内径によって変化し、最大で約10m/sとなる。 $Re$  数はおおよそ  $7 \times 10^7$  となり、実機ホットレグ配管の  $Re$  数（約  $4.2 \times 10^7$ ）と同程度である。水圧鉄管は、山中の地中に埋設されたものが主流で、ほとんどの部分が地中に埋められて拘束されているが、メンテナンス用のマンホールなどがある近傍は一部露出している部分があり、その部分については、流力振動に対する検査が必要となっている。図 3.2-2 に水車回転数と水圧鉄管の固有振動数算定値の比較したものを、図 3.2-3 に共振が生じる可能性のある水圧鉄管の形状比を示す<sup>3.2-1)</sup>。図 3.2-2 は、固有振動数を縦軸に、水車回転数を横軸にとり、両者の関係を示したものである。図中の  $Y=X$  は水車回転数 ( $X$ ) と鉄管振動数 ( $Y$ ) が一致する状態、 $Y=X/3.6$  は発電機の部分負荷における吸い出し管内の水の旋回流による振動数が鉄管振動数と一致する状態を示す。グラフによると振動事例は、 $Y=X$  に近いところに分布しており、この周辺で顕著な水圧変動（脈動）が存在すれば、共振する可能性がある。つまり、水車回転数と水圧鉄管の固有振動数が一致し共振した場合に振動事例が発生する可能性があることがわかる。ASCE（アメリカ土木学会）<sup>3.2-2)</sup>の指針によれば、固有振動数を最低20%以上離すことを推奨している。図 3.2-3 は、横軸に配管の長さ半径の比、縦軸に半径と板厚の比をとり、振動事例が発生したものと固有振動数の算定値が水車回転数の±10%以内にあるものを記号で示したものである。この図から、「振動事例」が発生している条件と「固有振動数算定値が水車回転数の±10%以内にある」条件が近接していることがわかる。図 3.2-3 には、実機ホットレグ配管の形状比もプロットしている。この図から、実用炉のホットレグ配管の仕様は、水圧鉄管に比べると半径/板厚が小さく剛性が高い領域となっている。したがって、ホットレグ配管より剛性が小さい配管でも実機の  $Re$  数と同等の  $Re$  数の流れを有したプラントが運転されていることがわかる。

表 3.2- 1 水圧鉄管内の流速と概算 *Re* 数 の代表例

発電所名	奥多々良木	奥多々良木(増設)	今市	葛野川
竣工年	1975年	1998年	1988年	1999年
出力(MW)	1212	720	1050	1600
使用水量(m <sup>3</sup> /s)	383.4	218	240	280
水圧鉄管条数(条)	2	1	1	2
内径(m)	6.3~4.9	6.5~5.3	7.3~5.5	8.2~4.0

出典:水門鉄管技術基準(改訂5) 水圧鉄管・鉄鋼構造物編 一付解説一 社団法人 水門鉄管協会

以下、上記に示す情報をもとに算出した流速、*Re* 数 (参考値)

代表径(m)	4.9	5.3	5.5	4
流速(m/s)	10.17	9.88	10.10	11.14
動粘性係数at 10°C(mm <sup>2</sup> /s)	1.31	1.31	1.31	1.31
動粘性係数at 20°C(mm <sup>2</sup> /s)	1.00	1.00	1.00	1.00
動粘性係数at 30°C(mm <sup>2</sup> /s)	0.80	0.80	0.80	0.80
<i>Re</i> 数at 10°C(-)	3.8E+07	4.0E+07	4.3E+07	3.4E+07
<i>Re</i> 数at 20°C(-)	5.0E+07	5.2E+07	5.5E+07	4.4E+07
<i>Re</i> 数at 30°C(-)	6.2E+07	6.5E+07	6.9E+07	5.6E+07
代表径(m)	6.3	6.5	7.3	8.2
流速(m/s)	6.15	6.57	5.73	2.65
動粘性係数at 10°C(mm <sup>2</sup> /s)	1.31	1.31	1.31	1.31
動粘性係数at 20°C(mm <sup>2</sup> /s)	1.00	1.00	1.00	1.00
動粘性係数at 30°C(mm <sup>2</sup> /s)	0.80	0.80	0.80	0.80
<i>Re</i> 数at 10°C(-)	3.0E+07	3.3E+07	3.2E+07	1.7E+07
<i>Re</i> 数at 20°C(-)	3.9E+07	4.3E+07	4.2E+07	2.2E+07
<i>Re</i> 数at 30°C(-)	4.8E+07	5.3E+07	5.2E+07	2.7E+07
代表径(m)	5.6	5.9	6.4	6.1
流速(m/s)	7.78	7.97	7.46	4.79
動粘性係数at 10°C(mm <sup>2</sup> /s)	1.31	1.31	1.31	1.31
動粘性係数at 20°C(mm <sup>2</sup> /s)	1.00	1.00	1.00	1.00
動粘性係数at 30°C(mm <sup>2</sup> /s)	0.80	0.80	0.80	0.80
<i>Re</i> 数at 10°C(-)	3.3E+07	3.6E+07	3.7E+07	2.2E+07
<i>Re</i> 数at 20°C(-)	4.3E+07	4.7E+07	4.8E+07	2.9E+07
<i>Re</i> 数at 30°C(-)	5.4E+07	5.9E+07	6.0E+07	3.6E+07

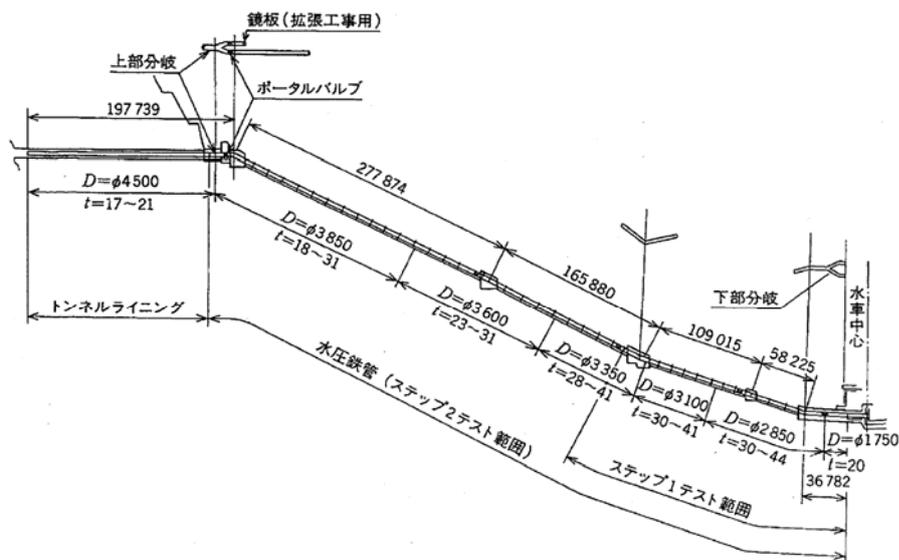


図3 水圧管路一般図 水圧鉄管、トンネルライニング、ポータルバルブを含む水圧管路の概要。 General arrangement of penstock

三菱重工技報 Vol. 27 No. 5 (1990-9)

図 3.2-1 水圧鉄管路の例 (三菱重工技報 3.2-3)の図 3)

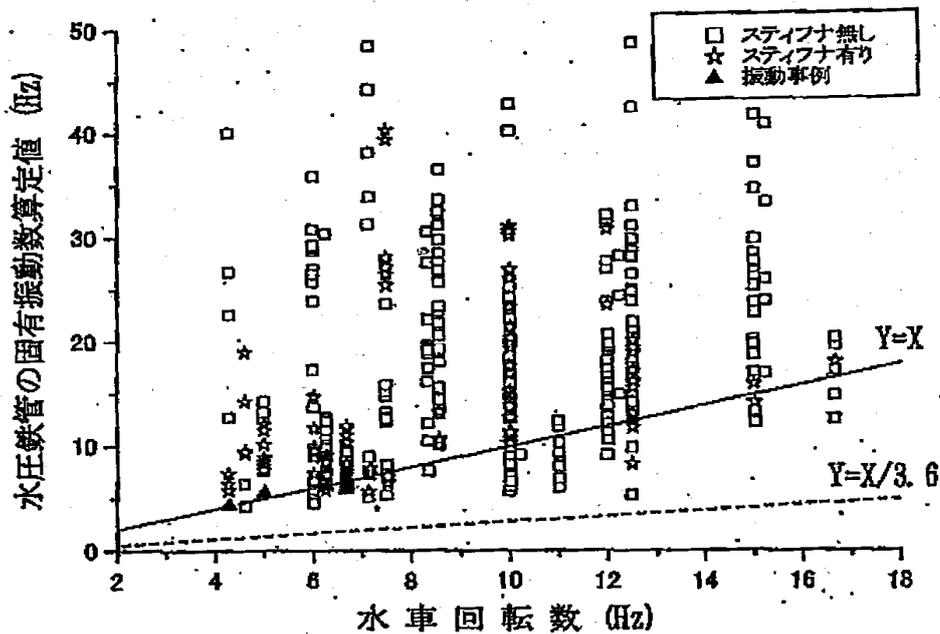


図 3.2-2 水車回転数と水圧鉄管の固有振動数算定値の比較 (水門鉄管協会 3.2-1)の図 1-20-2)

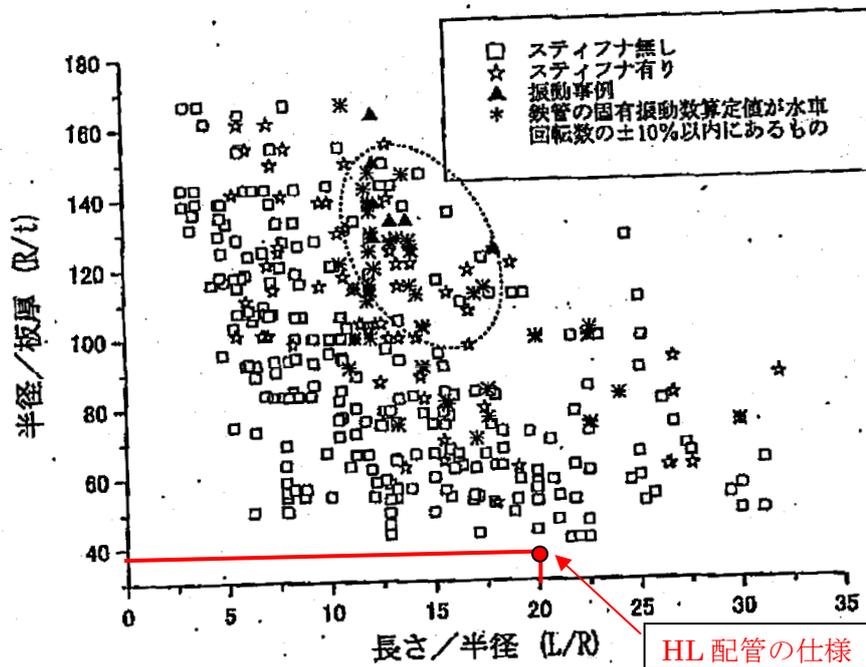


図 3.2-3 共振が生じる可能性のある水圧鉄管の形状比  
 (水門鉄管協会 3.2-1)の図 1-20-3)

### 3.3 実機ホットレグ配管における流動メカニズム

#### 3.3.1 エルボ流れの特徴

第1章での文献調査、縮尺水流動試験および数値解析から得られた知見を基に、入口整流条件（1/3 縮尺水流動試験において旋回および偏流を伴わない）とした場合のショートエルボを有するホットレグ配管内の流動現象について図 3.3.1-1 に示す部位に沿って概説する。

##### (1) 鉛直配管入口部

ホットレグ配管の入口部では端部ではなく離れおよびキャビテーションの発生を抑えるためにベルマウス構造を採用しており、配管内にスムーズに流入する。実機で想定される上部プレナムからの吸い込みについては、3.3.3 項で述べる。

##### (2) 鉛直配管

鉛直配管部では、配管表面粗さ、製作公差に伴う配管の変形（扁平度）による影響を受けつつ（3.3.3 項参照）、入口端部からの境界層の発達に伴って流速分布が変化する。

##### (3) エルボ入口近傍

エルボ入口近傍では、エルボ部への主流の流入に伴い背側圧力が増加して逆圧力勾配となり、エルボ背側の軸方向流速は減速する。このとき、エルボ管断面内で背側から腹側への内向流が発生し、背側を流れる流体は腹側へ輸送され、エルボ腹側の軸方向流速は加速する。エルボ腹側での軸方向流速の増加に伴って、腹側の圧力は低下（順圧力勾配）する。

##### (4) エルボ中央部

背側の高圧領域と腹側の低圧領域との圧力差が駆動力となり背側から腹側へ流体が輸送されるが、配管中央部では慣性力の強い高速の主流が存在しているため、配管内表面近傍の低流速領域（慣性力の小さな境界層）に沿って周方向流れが発生する。このとき、断面内で左右対称な2次流れ（ディーン渦）を生じることになる。背側から腹側に輸送された流体は、腹側の高速流領域をさらに加速し、腹側の圧力もさらに低下する。このようにエルボ入口から中央部にかけては腹側で順圧力勾配となるが、エルボ下流では流れが回復するため、中央部から出口近傍にかけては逆圧力勾配となる。このとき、逆圧力勾配によって腹側の主流は減速してはく離を起こす（図 3.3.1-2 参照）。はく離が生じるとその下流では流体の欠損を補うために周囲から流体が供給される必要がある。エルボ上流での軸方向流速分布が発達流となる場合（配管中心で凸となる速度分布の場合）場合には、壁面近傍の比較的広い範囲で軸方向流速が遅いため壁面近傍を流れる2次流れが発達し、背側から腹側にかけて強い2次流れが存在する。この場合、2次流れによる左右からの流線が合流して図 3.3.1-3(b)に示す自由渦層型のはく離形態となり、エルボ腹側の極め狭い領域でよどみ領域が形成される。また、はく離領域に2次流れによって流体が供給されることになるため、エルボ腹側での低圧領域は急速に回復し、2次流れによる左右からの流線の合流に

よって腹側近傍での流れは順流方向に加速される。一方で、未発達流となる場合（平坦分布に近い場合）には、配管中央部の広い範囲に主流が存在するため、2次流れは壁近傍の極薄い領域でしか存在せず、強い主流に阻まれてエルボ腹側へ到達することができず流体の供給がなされない、そこで、はく離点下流の逆圧力勾配によって逆流が生じエルボ下流側からはく離点背後に流体が供給される。このとき、図 3.3.1- 3(a)に示すバブル型のはく離形態となり、逆流域（はく離泡）が流れ方向に広い範囲で存在する。

ショートエルボにおいては、エルボ腹側での圧力低下が顕著であり、エルボ下流側で急峻な逆圧力勾配が存在するため上流側での軸方向流速分布の如何に問わず、壁面近傍での減速効果によってはく離が発生する。また、背側での高圧領域の形成により、配管断面内での壁面近傍を流れる対称な周方向流れ、すなわち2次流れが発生する。ただし、エルボ上流側での軸方向流速分布は2次流れの発達度合いに影響するため、入口流速分布の違い（境界層発達の違い）によって、エルボ出口近傍におけるはく離の形成とはく離に伴う逆流領域の形成が異なってくる。

#### (5) エルボ出口近傍

エルボ背側では、壁面に沿った左右対称な周方向流れ（2次流れ）を伴う一様な軸方向流れとなるが、エルボ腹側では、2次流れが支配的となる自由渦層型のはく離と、広範囲に逆流を伴うバブル型のはく離のいずれかが存在する。

エルボ腹側から少し上方にある水平断面を切り取ってみると、流路はエルボの3次元的な形状によって縮流となっている。高流速の主流がエルボ腹側に存在することは記述した通りであるが、エルボに鉛直方向に流入した流れが水平方向流れに転換されて水平管に流れ込む際に、このエルボ形状から縮流条件となり両側面近傍で加速されて水平配管に流入する。

逆流領域を伴うはく離（バブル型）の場合、主流がはく離領域の上方に存在すると共に、縮流となることからはく離領域を包み込むようにして高流速領域が存在する。このとき、主流とはく離内部との間の速度分布は  $U(y)=\tanh(y)$  のようになり、「単調な流速分布の変曲点においてせん断応力が極大となる流れでは不安定波が存在する」（Fjørtoft の定理、Tollmien の定理）ことから、逆流領域の境界（変曲点）近傍においてせん断応力が極大となり不安定性が生じる。はく離領域を包み込む高流速領域との境界面（アーチ状に形成）での不安定性が発達して馬蹄状の渦構造が形成される。一方で、自由渦層型のはく離では、不安定を引き起こす速度分布とならないため、馬蹄状の3次元渦の形成は見られない。

#### (6) 水平配管

エルボ上流側の軸方向流速分布形状によってエルボ内で形成されるはく離形態が異なるため、エルボ出口での速度場も異なってくる。ただし、共通して、配管断面内で形成される左右対称な2次流れは、逆圧力勾配の回復点（はく離の再付着点）下流で、配管腹側で合流する。このとき、2次流れはエルボ形状から縮流条件となることにより両側面近傍で加速流（軸方向流速）となっており、主流方向に傾いた斜流となって左右から合流する。この合流時に、層流条件であれば左右対称な流線が形成されるが、乱流条件では微小擾乱が発達して、ある特定の卓越周波数での揺動（ $St$  約 0.5）を伴うと考えられる（卓越周波数発生メカニズムについては不明であるが、既往

文献および縮尺試験結果から実験事実としては明らか。

逆流を伴うはく離（バブル型）の場合、はく離領域（逆流領域）の境界に沿って境界面での不安定性が成長して馬蹄状の渦（はく離領域の境界が半円状）が形成される。再付着点で渦構造を伴って 2 次流れが合流する際に、 $St=$ 約 0.5 の揺動現象に同期して、速度変動のみならず、渦の通過に伴って配管内表面で圧力変動を発生することになる。一方、自由渦層型のはく離では、低圧源と渦の形成がないため、 $St=$ 約 0.5 の揺動現象による速度変動のみが現れる。また、2 次流れの合流によって、配管腹側での軸方向流速の局所的な加速現象が現れる。

既往文献および実験結果からはく離領域の再付着点はエルボ出口から  $1.0D$  までの範囲にあると推定でき、エルボ管流れの非定常性が特に問題となるのはエルボ出口から  $1D$  までの範囲である。さらに下流では、次第に発達した乱流分布に近づいていく。

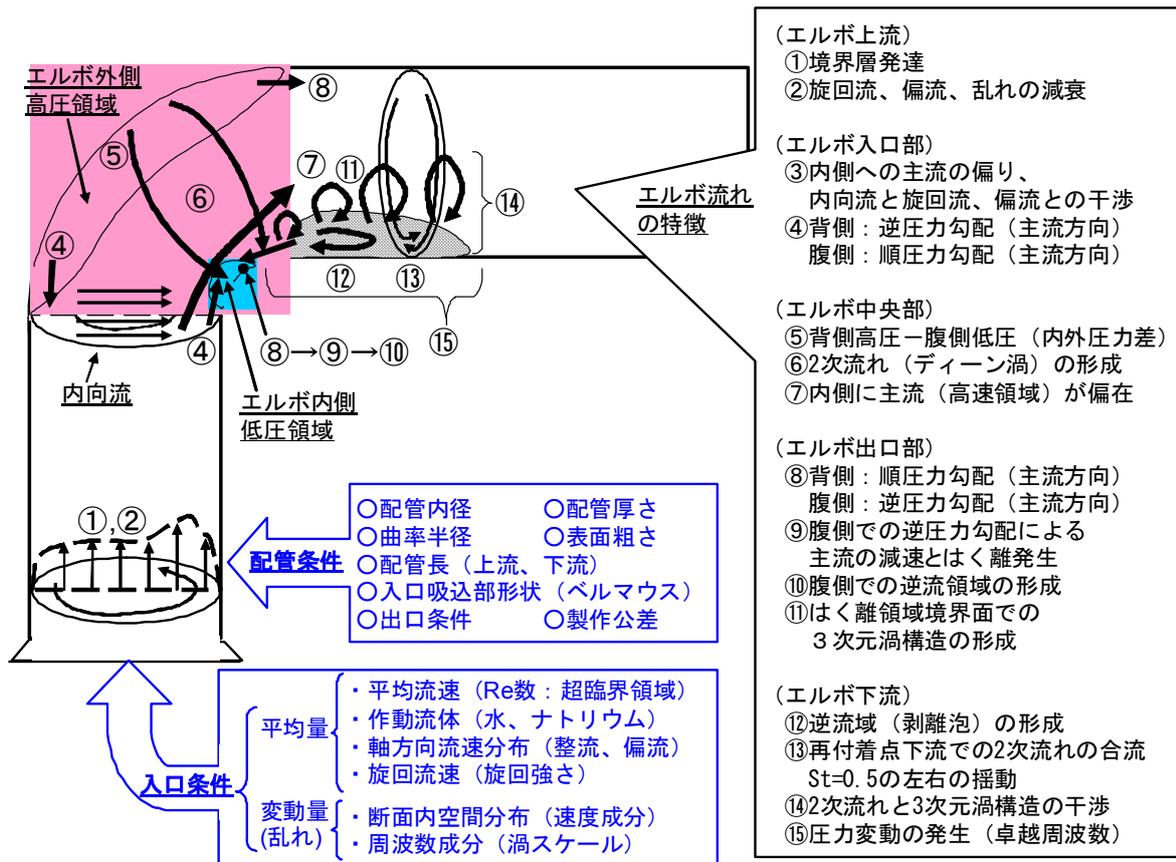


図 3.3.1-1 ショートエルボ管流れの特徴

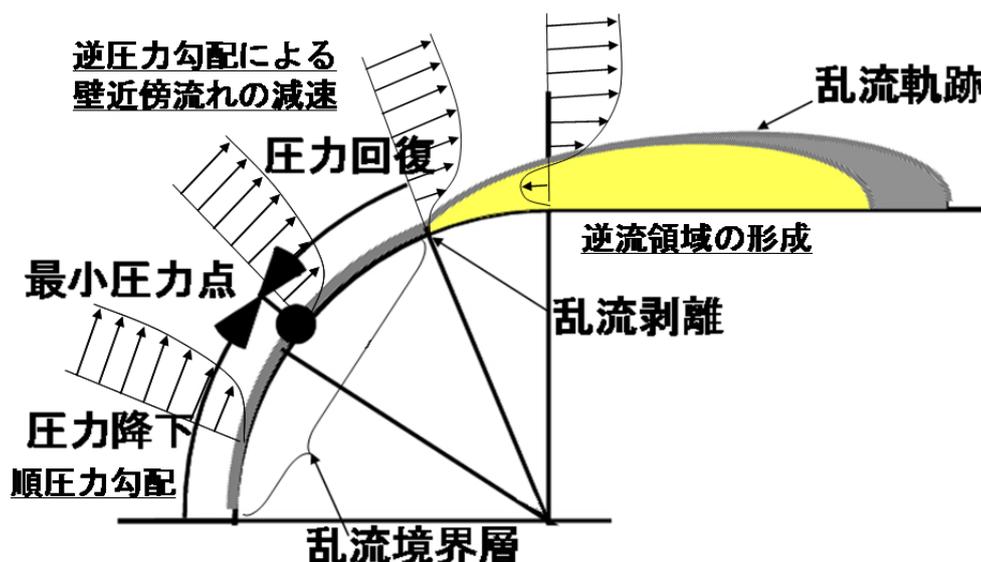


図 3.3.1-2 エルボ管内における流れのはく離

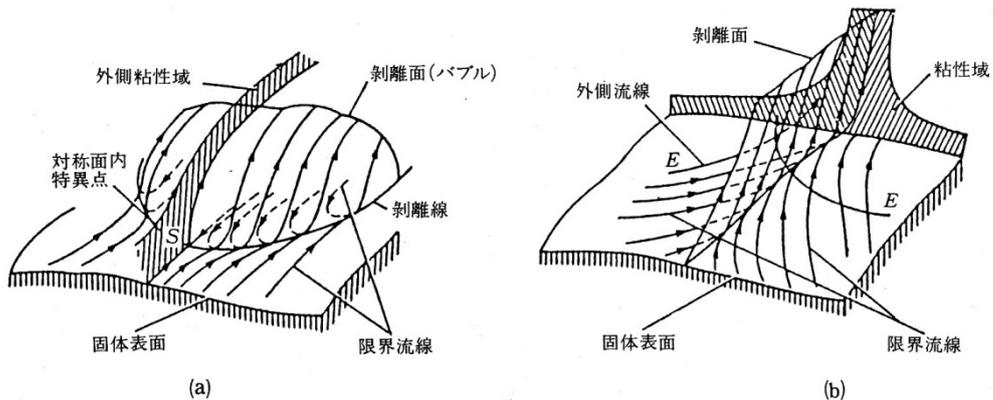


図 11.45 Maskell の剥離モデル。  
 (a) バブル型, (b) 自由せん断層。

(a)バブル型

(b)自由渦層型

図 3.3.1- 3 はく離モデル (巽 友正 3.3-1)の図 11.45)

### 3.3.2 実機ホットレグ配管内の流動構造

実機ホットレグ配管を縮尺模擬した水流動試験を実施しており、そこで得られた知見を基に 3.3.1 項で整理したショートエルボ配管における流動メカニズムの知見は、実機ホットレグ配管内の流動構造の検討に反映する。

#### (1) ホットレグ入口部の流況

上部プレナムからホットレグ配管に吸い込まれる際には、多孔板を内包する UIS からの水平方向流れや炉心上部機構 (UIS) 外部のプレナム内の循環流の影響を受けて、旋回流および偏流を生じると考えられる。そこで、別途、実機プレナムを 1/11 に縮尺模擬した水流動試験 (1/11 縮尺上部プレナム水流動試験) において、ホットレグ配管内での流速分布が調べられている。1/11 縮尺上部プレナム水流動試験は、流動適正化の観点での設計検討の一環として実施したもので、UIS 形状や配管配置に不確かさがあり、設計が確定した後、別途確認試験等が必要となることに注意が必要である。1/11 縮尺上部プレナム水流動試験での模擬ホットレグ配管の内径は 110mm であり、ホットレグ配管の吸い込み流速 (断面平均軸方向流速) を  $3.95\text{m/s}$  ( $Re=4.3\times 10^5$ ) および  $2.63\text{m/s}$  ( $Re=2.87\times 10^5$ ) とした試験である。配管内の流速分布計測結果から、時間平均場において、ホットレグ配管入口では、UIS 切り欠き部側およびその反対側から、対向する水平方向流れを伴って流入することが分かった。その際、UIS 切り欠き部方向からの流入が若干強く、断面内のアンバランスから旋回流が発生する。配管中心部に大きな旋回流が存在し、その周囲に壁面との相互作用により小さな弱い旋回流が複数存在する。旋回流速が最も強いのは配管中心部の大きな旋回流であり、エルボ入口から約  $2D$  上流が泡の断面内において最大周方向流速は断面平均軸方向流速の 16%程度であった。壁近傍の複数の旋回流はエルボ入口に到達するまでの間に、さらに配管中心の大きな旋回流に集約されるものと考えられる。また、同じくエルボ入口から約  $2D$  上流側において軸方向流速分布は、ほぼ平坦に近い流速分布となっており、1/3 縮尺水流動試験条件と大きく変わらない分布となっている。さらに、軸方向流速変動強度 (乱れ) は配管中心部で断面平均軸方向流速の 10%程度であり、壁面近傍では配管の曲率の影響から精確な値は計測できていないが、断面平均軸方向流速のおよそ 20%以上であることが分かった。壁面近傍で乱れの大きな流れとなっている。

#### (2) 旋回流の影響

(1)においてホットレグ配管内で旋回流が発生することを示した。ホットレグ配管内で発生する旋回流を模擬した 1/3 縮尺水流動試験<sup>1.1.7-6)</sup>では、最大周方向流速として断面平均軸方向流速の 14%程度までの実験を実施している。これは、上述の 1/11 縮尺上部プレナム水流動試験での最大周方向流速が含まれる範囲である。

旋回流の影響については、弱い旋回流の場合と強い旋回流の場合に分けて考えることができる。強い旋回流が存在する場合<sup>1.1.5-5)</sup>、旋回による周方向流れが、エルボで発生する 2 次流れに打ち勝ち、若干 2 次流れの影響は残るものの、エルボ管内において旋回流が支配的となり、3.3.1 項で述べたエルボ管内流れとは異なる流動場が形成される。次に、弱い旋回流の場合、エルボ管内

において 2 次流れが優勢となり、はく離位置が旋回流により周方向に若干移動する程度であり、3.3.1 項で述べたエルボ管内流れで説明ができる。入口で旋回流を伴う場合、圧力差によって形成される背側から内側への内向流を旋回流が加速させる領域と、減速させる領域がある。エルボ入口部での内向流の形成は腹側での高速流領域の形成に必要不可欠なものであり、旋回流が弱く内向流が卓越する場合には、旋回流を伴わない場合と同じく、エルボへの流入による背側圧力の増加、腹側での高流速領域の形成、腹側での圧力低下といった一連の現象が出現する。1/3 縮尺水流動試験の結果（1.1.7 項の(1)を参照のこと）は、この弱い旋回流の場合であり、実機で発生が想定される程度の旋回流条件では、旋回流による影響は限定的であり、3.3.1 項で示した流動メカニズムと変わらないと考えられる。すなわち、エルボおよびその下流では、配管断面内で背側から腹側への内向流に旋回流による非平衡流れが生じ、2 次流れの形成およびはく離位置が旋回方向に曲げられることになる。

### (3) 偏流および乱れの影響

1/11 縮尺上部プレナム水流動試験結果からは、ホットレグ配管内で有意な偏流が存在する結果は見られなかった。また、1/3 縮尺水流動試験（1.1.7 項の(1)を参照のこと）において、UIS からの水平方向流れによるホットレグ配管内での偏流の発生を想定して、UIS と上部プレナム内の配管配置を一部模擬した試験を実施している。これら試験結果から、エルボ上流の配管内では有意な偏流は存しないが、エルボ下流において、整流条件および旋回流条件下での圧力変動強度を上回る圧力変動が生じると考えられる。ただし、実機体系（1/11 縮尺上部プレナム水流動試験体系を含め）の一部を正確に抽出して模擬した訳ではないことに注意が必要である。

### (4) 実機流入条件下での流動場および圧力変動の推定

(2) 旋回流の影響および(3) 偏流および乱れの影響で述べた様に、3.5.1 項で述べた流動メカニズムに対して、旋回流によりはく離位置が若干旋回方向に曲げられるだけであり、整流条件と比較して、基本的な流動メカニズムは変わらない。偏流および乱れの影響については、時間平均値でみた軸方向流速分布に有意な偏流はなく、エルボ内で整流条件下での背側と腹側での特徴的な圧力分布および圧力勾配は変わらず形成され、2 次流れとはく離の形成過程は変わらないと考えられる。一方、1/11 縮尺上部プレナム水流動試験結果から推測されるように壁面近傍で乱れ（速度変動）が強い場合、エルボ内のはく離点近傍において、定常的な流速分布が形成されないため、はく離点位置が安定せず、はく離領域の変動および整流条件下で見られた馬蹄状渦の安定した（定常的な）形成が行われなくなることが考えられる。この場合、整流条件下で観察された馬蹄渦の運動に起因する圧力変動のピークは小さくなり、かえって速度変動（乱れ）に伴う圧力変動の寄与分が大きくなり、PSD スペクトルの分布として全体的に増大することになると考えられる。すなわち、JSFR において旋回流や乱れが発生した場合、エルボ下流ではく離領域が旋回方向に若干移動する程度であり、吸い込み条件によっては圧力変動が増加するものの、基本的には 3.5.1 節で示した流動構造が維持されると考えられる。

1/3 縮尺水流動試験では実機流速一致条件を達成しているものの、これまで実施した縮尺水流動試験では JSFR 条件 ( $Re=4 \times 10^7$ ) までは達成できておらず、外挿して評価する必要がある。実

験事実として利用可能な情報は少ないが、Coffield ら<sup>1.1.6-9)</sup>の圧力損失計測結果からは  $Re=10^7$  の前後で連続した分布が得られており、現象の連続性（相似性）が示されている。また、1/3 縮尺水流動試験<sup>1.1.7-6)</sup>でも  $3.2 \times 10^5 \leq Re \leq 8 \times 10^6$  でエルボ下流での軸方向流速分布が相似となること、圧力損失がほぼ一定値となることが分かっており、 $Re > 10^7$  においても現象の連続性は維持されると考える。また、JSFR の  $Re$  条件から考えて、エルボ上流から下流まで一貫して乱流状態であり、エルボ内では乱流境界層から乱流はく離となる。第 3.1.2 項で示した通り、構造表面からのく離現象との観点で、円柱からのく離現象において円柱表面で乱流境界層から乱流はく離となる高  $Re$  条件 ( $> 10^6$ ) での現象の連続性が示されており<sup>1.1.8-4), 3.1.2-1)</sup>、エルボ管内の流動について JSFR 条件までの現象の連続性を判断する有力な証拠となる。

ただし、ホットレグ配管への流入条件は、上部プレナム内の流動場と強く関係しており、上部プレナム内構造物の設計が明らかとなった時点で、上部プレナム内の流動も含めてエルボ配管下流側で発生する圧力変動について確認しておく必要がある。

### 3.4 実機条件で懸念される事項

これまで検討してきた  $Re$  数= $10^6$  までの実験データなどの知見から、実機状態及び実機  $Re$  数= $10^7$  で少しでも懸念される事象を予想して流動や振動への影響を考察し、その不確かさをプラスアルファの安全裕度として励振力に係数ををかけて評価することを検討する。

実機状態及び  $Re$  数= $10^7$  で懸念される事象の例

- ① 配管の不安定現象（ダイバージェンス、フラッタ）の発生（ $Re$  数が高くなると粘性が下がるので配管の流体減衰が低下）
  - $Re$  数が高くなり流体粘性が下がったところで、配管のビーム振動やシェル振動に対する減衰比が低下するところまでいくとは考えられない。
- ② ポンプからの圧力脈動と配管振動の共振発生
  - $Re$  数が高くなり流体粘性が下がっても、圧力脈動の周波数も配管の固有振動数も変化しないため、共振が発生するとは考えられない。
- ③ ホットレグ配管外部の流れによる振動発生
  - ホットレグ配管外部の流速は低く、流体粘性が下がっても  $Re$  数= $10^7$  の領域まで到達せず関係ない。
- ④ エルボ部の二次流れと旋回流れの干渉による不安定の発生
  - 実機で想定される旋回流れを超える旋回速度割合まで実施した実験によれば、実機  $Re$  数= $10^7$  において旋回効果による特異な現象が発生しないと予測できる。
- ⑤ 入口境界条件による影響
  - 配管入口の乱れ、流速分布などについて、1/3 縮尺上部プレナム試験等において上部プレナム部との相互作用を考慮した確認が必要となる。

したがって、実機状態及び実機  $Re$  数= $10^7$  で少しでも懸念される事象としては上記の⑤を考慮する必要があり、現時点において境界条件分の裕度を見ておく事も考えられるが、最終的には、計画されている 1/3 縮尺炉上部プレナム試験で評価の持つ安全率も含めて確認する。

### 3.5 構造に対する留意点

#### 3.5.1 配管の扁平度の流れの影響

実用炉の1次系ホットレグ配管は大口徑薄肉のため、内圧や熱膨張によるエルボ部の扁平状変形が発生すると予測され、その扁平具合によるはく離など流動への影響を確認する必要がある。本項は、1次系ホットレグ配管の内圧または熱膨張による変形を検討し、流動影響への判断の参考データとする。

##### (1) 内圧によるエルボ部の変形

内圧荷重によるエルボ部の変形挙動を把握するため、シェルモデルで検討する。解析は汎用有限要素ソフト FINAS19.0 を用いて実施した。

###### ① 配管基本仕様

- ・ 配管口径：50B、外径 1270mm
- ・ 配管肉厚：主要部 15.9mm

###### ② 内圧条件

- ・ 0.2MPa（実用炉ホットレグ配管部の最高圧力）
- ・ 1.0MPa（比較用条件）

0.2MPa の場合の最大変位量は 0.09mm 以下で、1.0MPa の場合の最大変位量は 0.2MPa の約 5 倍の 0.5mm 弱となる。

エルボ部の変形量を示すため、配管断面に対し、 $0^\circ$ 、 $22.5^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $67.5^\circ$ 、 $90^\circ$  の 5 断面の変形量を抽出した。エルボ部には僅かな扁平変形が発生しており、その程度は扁平度で評価できる。

通常、扁平度は、楕円もしくは回転楕円体が円もしくは球に比べてどれくらい扁平か（つぶれているか）を表す値である。楕円または回転楕円体の長半径を  $a$ 、短半径を  $b$  とすると、扁平度は次式で定義される。

$$f = \frac{a-b}{a} = 1 - \frac{b}{a} \quad (3.4.1-1)$$

で定義される。

上記の定義より算出した扁平度は、内圧 0.2MPa の場合、約  $1.5 \times 10^{-4}$ 、内圧 1.0MPa の場合、約  $7.6 \times 10^{-4}$  と小さい値となっている。

##### (2) 熱膨張によるエルボ変形効果

ホットレグ配管は高温で使用され、熱膨張によるエルボ部の変形挙動を把握するため、シェルモデルで検討する。

解析は汎用有限要素ソフト FINAS19.0 を用いて実施した。温度条件は  $550^\circ\text{C}$ （実用炉ホットレグ配管の定格温度）である。

エルボ部の変形量を示すため、配管断面に対し、 $0^\circ$ 、 $22.5^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $67.5^\circ$ 、 $90^\circ$  の5断面の変形量を抽出した。エルボ部には扁平変形が発生され、扁平度は式(3.5.1-1)より算出した結果、 $1.6 \times 10^{-2}$ となる。

このように、配管扁平度は熱膨張の方が内圧より大きい。

### (3) まとめ

内圧と熱膨張によるホットレグ配管の変形状況を解析で評価した。その結果、配管エルボ部において、熱膨張の方が内圧より配管扁平度が大きい。内圧の場合、扁平度は $10^{-4}$ オーダーで、熱膨張の場合、扁平度は $10^{-2}$ オーダーとなっている。

よって、内圧や熱膨張による配管断面の扁平化は流動への影響が無視できると考えられる。

## 3.5.2 ベルマウス形状

ホットレグ配管入口には流れのはく離を防止するためにベルマウスが付けられている。ベルマウスは配管入口での流れのはく離を防止し、入口抵抗を低減して流れを安定させることに有効である。ベルマウスの曲壁上の局所圧力は流線が曲がって遠心力が作用するために配管入口中心の圧力より低下する。キャビテーションの発生を防ぐには曲壁の曲率半径を大きく取ることにより局所圧力の低下を小さく抑える必要がある。このように流れのはく離とキャビテーションを防止できれば、ホットレグ配管入口にはほぼ均一な軸方向速度分布が形成される。従って、このように整流された場合は、ホットレグ配管入口の流れがエルボ部への流れに影響を及ぼす心配は無い。

## 3.5.3 配管の製作性の影響

ホットレグ配管はシームレス製作をレファレンスとしているが、場合によって溶接管を採用する可能性もある。シームレス管の場合、製作精度が実用中型炉の検討では、配管直径公差は $\pm 10\text{mm}$ 程度（JIS基準では直管の直径公差は $\pm 0.8\%$ 、ただし、配管口径は650Aまで）と暫定しているが、溶接管の場合、これに相当またはこれ以上の公差が予想される。3.5.1節で検討した熱膨張によるエルボの扁平度レベルと比較すると、製作による配管扁平度が同程度である。公差 $\pm 10\text{mm}$ 、配管口径1270mmから換算すると、製作による配管扁平度  $f=1-(1270-10)/(1270+10)=1.6 \times 10^{-2}$ である。

一方、配管は溶接で接続されるため、溶接部の内面裏波は配管の流動に影響を与える可能性がある。特に配管流力振動への影響の大きいと思われるエルボはく離領域前後には、エルボと直管に接続する溶接線が存在し、その影響が無視できない。実際、裏波は配管の高サイクル疲労強度にも影響を及ぼすため、設計としては、配管溶接部の内面裏波を除去し、表面粗さを低減する方向で検討していく方針である。

このように、配管溶接部は、溶接後、手入れを行い滑らかにすることを想定しているため、流れに対する影響は無視できると考えられる。

## 4. 今後の R&D 展開

### 4.1 ホットレグ配管に対する炉上部プレナム内流動の影響

入口乱れの影響は、偏流条件下の試験で、ある程度は含んだデータを取得しており、評価に反映しているが、それだけでは、実機相当の乱れの影響が十分かどうかの判断が難しい。また、実機での複雑な流れのカップリングによる効果も 1/3 縮尺試験では把握ができていない。そのため、まずは、より実機構造が試験装置に反映されている 1/11 縮尺上部プレナム水流動試験の結果なども考慮したうえで評価を行い、最終的には 1/3 総合流動試験で評価する必要がある。

### 4.2 コールドレグ配管流力振動評価手法の開発

IHX から RV 間に配置されるコールドレグ配管は、3つのエルボを3次的に配置される。また、コールドレグ配管中央付近を外管に Y ピースで支持しており、ルーフデッキ位置付近と下流側端部を支持している。複数エルボによって配管内に旋回流を生じ極めて複雑な流動状況になると考えられる。コールドレグ配管は薄肉であるため、ビーム振動モード及びシェル振動モードで、配管内乱れによって励起される。IHX で発生するポンプ脈動の Nz 成分との共振や自励振動とかもあるが、本項では、配管内乱れによって生じるランダム振動を対象とする。

ランダム振動解析手法及び設計評価手法はホットレグ配管と同じ手法とする。コールドレグ配管の振動解析モデルを作成し、圧力変動特性（圧力変動 PSD、相関長）を用いて、コールドレグ配管の振動応答応力を算出し、許容値と比較する。また、ホットレグ配管の縮尺実験で得られた減衰比をコールドレグ配管の減衰比と仮定する。

しかしながら、コールドレグ配管内乱れの圧力変動の実験結果が無いため、今後はコールドレグ配管のための試験を行う必要がある。

## 参考文献

- 1) E. Fried, I.E. Idelchik, “Flow Resistance: “A Design Guide for Engineers,” Hemisphere Publishing Corporation (1989).
  - 2) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section III, Division 1 Appendix N, Article N-1300 ASME (1995).
  - 3) H.Yamano, S.Kubo, K.Kurisaka, Y.Shimakawa, H.Sago, “Technological Feasibility of Two-Loop Cooling System in JSFR,” Nucl. Technol., Vol.170, p.159 (Apr. 2010).
  - 4) 次世代原子力システム研究開発部門 FBR 安全ユニット, “ナトリウム冷却高速炉 1 次系ホットレグ配管流力振動評価指針 (案),” JAEA-Research 2011-021 (2011).
- 
- 1.1.1-1) 伊藤 英覚, “円管内の流れとその損失”, 日本機械学会誌、第 62 巻、第 490 号、pp.1634-1642 (1959) .
  - 1.1.1-2) 伊藤 英覚, “曲がり管内の流れ 2、日本機械学会論文集 (B 編) 50 巻 458 号、pp.2267-2274 (昭 59 年 10 月、1984 年) .
  - 1.1.1-3) S. A. Berger, L. Talbot and L.-S. Yao, “Flow in Curved Pipes,” Ann. Rev. Fluid Mech., 15, pp.461-512, (1983).
  - 1.1.1-4) 多田 茂、山根 隆一郎, “曲がり管内の脈動流 (生体流体力学の観点から) ”、日本機械学会論文集 (B 編)、59 巻 564 号、pp.2377-2384 (1993-8) .
  - 1.1.1-5) 杉山 均, “曲がり管路内流れ”, ながれ、22、pp.41-50、(2003).
  - 1.1.1-6) 日本機械学会、技術資料 “管路・ダクトの流体抵抗”、第 4.7 節、(1979).
  - 1.1.1-7) 日本工業規格、”鉄鋼製管継手用語”、JIS B0151、(2005)
  - 1.1.1-8) 日本工業規格、”配管用鋼製突合せ溶接式管継手”、JIS B2312、(2005).
- 
- 1.1.2-1) S. A. Berger, L. Talbot and L.-S. Yao, “Flow in Curved Pipes,” Ann. Rev. Fluid Mech., 15, pp.461-512, (1983).
  - 1.1.2-2) Rowe, M., “Measurement and computations of Flows in Pipe Bends,” Journal of Fluids Mechanics, Vol.43, pp.771-783 (1970).
  - 1.1.2-3) L. R. Austin and J. D. Seader, “Entry Region for Steady Viscous Flow in Coiled Pipes,” AIChE J., Vol.20, 4, pp.820-822. (1974).
  - 1.1.2-4) Y. Agrawal, L. Talbot and K. Gong, “Laser anemometer study of flow development in curved circular pipes,” Journal of Fluid Mechanics, 85, pp. 497-518(1978).
  - 1.1.2-5) Azzola, “Developing Turbulent Flow in a U-Bend of Circular Cross-Section: Measurement and Computation,” Trans. ASME, J of Fluids Engineering, Vol. 108, pp. 214-221 (1986).
  - 1.1.2-6) M. Anwer, R. M. C. So, and Y. G. Lai, “Perturbation by and recovery from bend curvature of a fully developed turbulent pipe flow,” Phys. Fluids A 1 (8), pp.1387-1397, (August 1989).

- 1.1.2-7) 青山善行、土方邦夫、二神浩三、“曲円管内乱流の実験的研究”, 日本機械学会論文集 (B編)、第 55 巻 516 号、pp. 2212-2220 (1989 年 8 月) .
- 1.1.2-8) Dean, W. R., “XVI. Note on the motion of fluid in a curved pipe”, *Philosophical Magazine Series 7*, 4: 20, pp. 208-223 (1927).
- 1.1.2-9) L. R. Austin and J. D. Seader, “Fully Developed Viscous Flow in Coiled Circular Pipes,” *AIChE J.*, Vol.19, 1, pp.85-94, (1973).
- 1.1.2-10) Dean, W. R., “LXXII. The stream-line motion of fluid in a curved pipe (Second paper),” *Philosophical Magazine Series 7*, 5: 30, pp. 673-695 (1928).
- 1.1.2-11) L. R. Austin and J. D. Seader, “Fully Developed Viscous Flow in Coiled Circular Pipes,” *AIChE J.*, Vol.19, 1, pp.85-94. (1973).
- 1.1.2-12) S. V. Patankar, V. S. Pratap and D. B. Spalding, “Prediction of laminar flow and heat transfer in helically coiled pipes,” *J. Fluid Mech.*, vol. 62, part 3, pp. 539-551, (1974).
- 1.1.2-13) S. V. Patankar a1, V. S. Pratap a1 and D. B. Spalding, “Prediction of turbulent flow in Curved pipes,” *Journal of Fluid Mechanics*, 67, pp. 583-595 (1975).
- 1.1.2-14) 須藤浩三、高見敏弘、“レイノルズ応力モデルによる曲り円管内乱流の数値解析”, 日本機械学会論文集 (B編)、第 54 巻 506 号、pp. 2755-2761 (1988 年 10 月) .
- 1.1.2-15) 青山善行、土方邦夫、二神浩三、“代数応力モデルを併用した k-e モデルによる曲円管内乱流の解析”, 日本機械学会論文集 (B編)、第 56 巻 528 号、pp. 2300-2307 (1990 年 8 月) .
- 1.1.2-16) B.J. Boersma and F. T. M. Nieuwstadt, “Large-Eddy Simulation of Turbulent Flow in a Curved Pipe,” *Trans. ASME J. Fluid Engineering*, Vol.118, pp. 248-254 (Jun. 1996).
- 1.1.3-1) M. M. Enayat, M. M. Gibson, A. M. K. P. Taylor and M. Yianneskis, “Laser-Doppler Measurements of laminar and turbulent flow in a pipe bend”, *Int. J. Heat & Fluid Flow*, Vol.3, No.4, pp.3219-3219 (Dec. 1982).
- 1.1.3-2) P.H.M. Bovendeerd, A.A. Van Steenhoven, F.N. Van de Vosse, G. Vossers “Steady entry flow in a curved pipe”, *J. Fluid Mech.*, 177, pp. 233-246 (1987).
- 1.1.3-3) G. E. Mattingly and T. T. Yeh, “Effects of pipe elbows and tube bundles on selected types of flowmeters,” *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol.2, pp.4-13 (Jan. 1991).
- 1.1.3-4) 須藤浩三、高見敏弘、矢野賢司、“円形断面をした 90°ベント内の乱流”、日本機会学会論文集 (B編) 58 巻 548 号 (1992-4) .
- 1.1.3-5) 河村勉、中尾俊次、村瀬道雄、“エルボ下流の乱流計測”、日本機械学会論文集 (B編)、第 62 巻 593 号、pp. 230-233 (1996 年 1 月) .
- 1.1.3-6) 河村勉、中尾俊次、高橋正典、“エルボ下流の乱れに及ぼすレイノルズ数の影響”、日本機械学会論文集 (B編)、第 68 巻 667 号、pp. 645-651 (2002 年 3 月) .
- 1.1.3-7) 結城和久、熊野孝保、戸田三郎、橋爪秀利、村松壽晴、90° ベントで発生する二次流れの非定常減衰挙動、日本機械学会論文集 (B編)、70 巻 693 号、pp. 1163-1170、(2004-5) .

- 1.1.3-8) 杉山均、秋山光庸、篠原康則、人見大輔、“代数応力モデルによる 180°曲がり円管内乱流の数値解析”,日本機械学会論文集(B編)、第 63 巻 609 号、pp. 1533-1540 (1997 年 5 月).
- 1.1.3-9) 須藤浩三、高見敏弘、“円形断面をした 180°ベンド内の乱流”,ターボ機械, 20[12], pp. 33-38 (1992).
- 1.1.3-10) 杉山均、秋山光庸、篠原康則、人見大輔、“代数応力モデルによる 90° 曲がり円管内乱流の数値解析”日本機械学会論文集 (B編)、第 63 巻 610 号、pp. 1920-1927 (1997 年 6 月) .
- 1.1.3-11) G. F. Homicz, “Computational Fluid Dynamic Simulations of Pipe Elbow Flow,” Sandia National Laboratories, SAND Report, SAND2004-3467, (2004).
- 1.1.3-12) S.A.Hambric, D.A.Boger, J.B.Fahline and R.L. Campbell, "Structure- and fluid-borne acoustic power sources induced by turbulent flow in 90° piping elbows", Journal of Fluids and Structures, Vol. 26, Issue 1, pp.121-147, (January 2010).
- 1.1.4-1) R. B. Dean, “Reynolds number dependence of skin friction and other bulk flow variables in two-dimensional rectangular duct flow,” J. Fluids Eng. 100, pp. 215-223 (1978) .
- 1.1.4-2) N. Shiragami and I. Inoue, “Pressure Losses in Squire Section Bends,” J. of Chemical Engineering of Japan, Vol.14 No.3, pp.173-177, (1981).
- 1.1.4-3) N. Shiragami and I. Inoue, “An experimental study of pressure loss in downstream tangent away from a square section bend,” J. of Chemical Engineering of Japan, Vol.15 No.5, pp.394-396, (1982).
- 1.1.4-4) N. Shiragami and I. Inoue, “An experimental study of separation phenomena in a square section bend,” Vol.16 No.1, pp.24-29, (1983).
- 1.1.4-5) A.M.K.P. Taylor, J.H. Whitelaw and M. Yianneskis, 1981. Curved Ducts with Strong Secondary Motion: Velocity Measurements of Developing Laminar and Turbulent Flow, Journal of Fluids Engineering, Vol. 104, pp.350-359, (1982).
- 1.1.4-6) 須藤 浩三、板野 則弘、“正方形断面を有する 90°ベンド内の乱流：第 1 報、平均速度の測定”、日本機械学会論文集. B編 54(502), pp. 1319-1324, (1988-6) .
- 1.1.4-7) 須藤 浩三、高見 敏弘、板野 則弘、“正方形断面を有する 90°ベンド内の乱流：第 2 報、乱れの測定”、日本機械学会論文集. B編 55(515), pp. 1861-1867, (1989-7)
- 1.1.4-8) Belaidi, A.; Johnson, M. W.; Humphrey, J. A. C., “Flow instability in a curved duct of rectangular cross section,” Journal of Fluids Engineering, vol. 114, pp. 585-592.
- 1.1.4-9) 杉山 均、秋山光庸、藤田 修、佐藤誉之、“正方形断面を有する 90° 曲がり管路内乱流の平均速度場解析,” 日本機械学会論文集,(B編),第 61 巻 587 号,pp.2393-2400, (1995-7).
- 1.1.4-10) 杉山 均、秋山光庸、藤田 修、佐藤誉之、“正方形断面を有する 90° 曲がり管路内乱流の応力場解析,” 日本機械学会論文集,(B編),第 61 巻 591 号,pp.3975-3982, (1995-11).
- 1.1.4-11) 杉山 均、秋山光庸、藤田 修、“長方形断面を有する 90° 曲がり管路内乱流の平均速度場解析,” 日本機械学会論文集,(B編),第 63 巻 606 号,pp.521-528, (1997-2).

- 1.1.5-1) M. Anwer and R. M. C. So, “Swirling turbulent flow through a curved pipe,” Experiments in Fluids, Volume 14, Numbers 1-2, pp. 85-96, (1993).
- 1.1.5-2) Y. Agrawal, L. Talbot and K. Gong, “Laser anemometer study of flow development in curved circular pipes,” Journal of Fluid Mechanics, 85, pp. 497-518A, (1978).
- 1.1.5-3) M. Anwer and R. M. C. So, “Swirling turbulent flow through a curved pipe,” Experiments in Fluids, Volume 14, Numbers 1-2, pp. 85-96, (1993).
- 1.1.5-4) R. M. C. So and M. Anwer, “Swirling turbulent flow through a curved pipe,” Experiments in Fluids, Volume 14, Number 3, pp. 169-177, (1993).
- 1.1.5-5) 須藤 浩三、高見 敏弘、“バンド内の旋回流れ”、日本機械学会論文集. B編 60(570), pp. 464-472, (1994-02).
- 1.1.5-6) 須藤浩三、高見敏弘、矢野賢司、“円形断面をした 90°ベント内の乱流”、日本機化学会論文集 (B編) 58 卷 548 号 (1992-4) .
- 1.1.5-7) 須藤 浩三、高見 敏弘、檜原 秀樹、野村 忠宏、角田 勝、“弱い旋回を伴うバンド内の流れ”、日本機械学会論文集. B編 63(606), pp. 505-512, (1997-02).
- 1.1.5-8) 佐野 勝志、菊山 功嗣、小池 建司、大石 俊弥、“90° ベント内の乱流脈動流：未発達の流れが流入する場合”、日本機械学会論文集. B編 61(585), pp. 1722-1729, (1995-05).
- 1.1.5-9) 有水 博、梶島 岳夫、三宅 裕、“曲がり管への不均一な流入による旋回流の発生について”、日本機械学会論文集. B編 63(606), pp. 483-490, (1997-02).
- 1.1.6-1) 伊藤 英覚、“円管内の流れとその損失”、日本機化学会誌、第 62 卷、第 490 号、pp. 1634-1642 (1959) .
- 1.1.6-2) Ito, H., “Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes”, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol. 81, pp.123-134 (1959).
- 1.1.6-3) Ito, H., “Pressure Losses in Smooth Pipe Bends”, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol.82, pp.131-143 (1960).
- 1.1.6-4) 伊藤英覚、“曲がり管内の流れ,” 日本機化学会論文集 B編, Vol. 50, No. 458, pp. 2267-2274 (1984) .
- 1.1.6-5) 日本機化学会、技術資料 “管路・ダクトの流体抵抗”、第 4.7 節、(1979).
- 1.1.6-6) E.Fried, I.E.Idelchik, “Flow Resistance: A design Guide for Engineers, Hemisphere Publishing Corporation,” Sec.2 and Sec.6, (1989).
- 1.1.6-7) Piggot, R. J. S., “Losses in Pipe and Fittings”, Trans. ASME, Vol. 79, No. 8, pp.1767-1783 (1957).
- 1.1.6-8) R.D. Coffield, P.S. Brooks and R.B.Hammond, “Piping Elbow Irrecoverable Pressure Loss Coefficients for Moderately High Reynolds Numbers,” WAPD-T-3064, (1995).
- 1.1.6-9) R. D. Coffield, R. B. Hammond, J. P. Koczko, P. T. McKeown and P. J. Zirpoli, “Irrecoverable Pressure Loss Coefficients for A Short Radius of Curvature Piping Elbow at High Reynolds Numbers,” WAPD-T-3190, (1998).

- 1.1.7-1) Kotake, S., Sakamoto, Y., Mihara, T., Kubo, S., Uto, N., Kamishima, Y., Aoto, K., and Toda, M.,. "Development of Advanced Loop-Type Fast Reactor in Japan," Nucl. Technol., Vol. 170, No. 4, pp. 133-147 (2010).
- 1.1.7-2) H. Yamano, S. Kubo, K. Kurisaka, Y. Shimakawa, H. Sago, "Development of Advanced Loop-Type Fast Reactor in Japan (2): Technological Feasibility of Two-Loop Cooling System in JSFR," Proc. 2008 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP'08), Anaheim, CA, USA (June 8-12, 2008) No.8231.
- 1.1.7-3) H. Yamano, S. Kubo, K. Kurisaka, Y. Shimakawa, H. Sago, "Technological Feasibility of Two-Loop Cooling System in JSFR," Nuclear Technology, vol. 170, pp. 159-169 (Apr. 2010).
- 1.1.7-4) T. Nakamura, T. Shiraishi, Y. Ishitani, H. Watakabe, H. Sago, T. Fujii, A. Yamaguchi, M. Konomura, "Flow-induced Vibration of a Large-diameter Elbow Piping based on Random Force Measurement caused by Conveying Fluid," Proc. 2005, ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, Denver, Colorado (July 17-21, 2005) PVP2005-71277.
- 1.1.7-5) T. Shiraishi, H. Watakabe, H. Sago, M. Konomura, A. Yamaguchi, T. Fujii, "Resistance and Fluctuating Pressures of a Large Elbow in High Reynolds Numbers," Journal of Fluids Engineering, vol. 128, pp. 1063-1073 (Sep. 2006).
- 1.1.7-6) T. Shiraishi, H. Watakabe, H. Sago, H. Yamano, "Pressure Fluctuation Characteristics of the Short Radius Elbow Pipe for FBR in the Postcritical Reynolds Regime," Journal of Fluid Science and Engineering, vol. 4(2), pp. 430-439 (May 2009).
- 1.1.7-7) K. Hirota, Y. Ishitani, T. Nakamura, T. Shiraishi, H. Sago, H. Yamano, S. Kotake, "Flow-induced Vibration of a Large-diameter Elbow Piping in High Reynolds Number Range: Random Force Measurement and Vibration Analysis," Proc. 9th International Conference on Flow-Induced Vibrations (FIV2008), Prague, Czeck Republic (June 30 – July 3, 2008) No.264.
- 1.1.7-8) K. Hirota, Y. Ishitani, K. Nishida, H. Sago, X. Yang, H. Yamano, S. Nakanishi, S. Kotake, "Study on Flow-Induced-Vibration Evaluation of Large-Diameter Pippings in a Sodium-Cooled Fast Reactor (3) Random Vibration Analysis Method Based on Turbulence Energy Calculated by CFD," Proc. Japan-Korea Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety (NTHAS6), Okinawa, Japan (Nov. 24-27, 2008) N6P1033.
- 1.1.7-9) A. Ono, N. Kimura, H. Kamide, A. Tobita, "Unsteady Hydraulic Characteristics in Large-Diameter Pippings with Elbow for JSFR (4) Influence of Elbow Curvature on Velocity Fluctuation at Elbow Outlet," Proc. The 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13) Kanazawa, Japan (Sep. 27 - Oct. 2, 2009) N13P1166.
- 1.1.7-10) A. Ono, N. Kimura, H. Kamide, A. Tobita, "Study on Flow-Induced Vibration

- Evaluation of Large-Diameter Pipings in a Sodium-Cooled Fast Reactor - Study on Unsteady Flow Structure and Characteristics of Pressure Fluctuation”, Proc. of the Seventh Korea-Japan Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety (NTHAS7), Chuncheon, Korea, (November 14- 17, 2010), N7P0078.
- 1.1.7-11) Y. Iwamoto, K. Yasuda, M. Sogo, H. Yamano, S. Kotake, “Study on Flow-Induced-Vibration Evaluation of Large-Diameter Pipings in a Sodium-Cooled Fast Reactor (4) Experiments on the 1/10-Scale Hot Leg Test Facility in Reynolds Number of 50000 and 320000,” Proc. Japan-Korea Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety (NTHAS6), Okinawa, Japan (Nov. 24-27, 2008) N6P1010.
- 1.1.7-12) 岩本幸治、南浦弘尚、十河基介、山野秀将、“高レイノルズ数域における曲率の強いエルボ内流れのLDV計測”、日本機械学会論文集. B編 76(765), pp. 830-838, (2010-05-25).
- 1.1.7-13) Y. Iwamoto, M.Kondo, K. Yasuda, M. Sogo, M.Tanaka, H. Yamano, “Study on Flow Induced Vibration Evaluation for A Large Scale JSFR Piping: (4) Unsteady Flow Characteristics in 1/10 Scale Hot-Leg Piping Experiments Under Undeveloped And Swirl Inflow Conditions”, Proc. of ICONE19, Chiba, Japan, ICONE19-43569 (May 16-19, 2011).
- 1.1.7-14) Y. Aoya, T. Sato, S. Ebara, H. Hashizume, K. Yuki, K. Aizawa, H. Yamano, “Pressure Measurement Test of Single Elbow Simulating Na Cooled Fast Reactor Cold-Leg Piping,” Proc. 18th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE18), Xi’an, China (May 17-21, 2010) ICONE18-29719.
- 1.1.7-15) S. Ebara, Y. Aoya, T. Sato, H. Hashizume, K. Yuki, K. Aizawa, H. Yamano, “Pressure Fluctuation Characteristics of Complex Turbulent Flow in Single Elbow with Small Curvature Radius for a Sodium-Cooled Fast Reactor,” Journal of Fluids Engineering, vol. 132, pp. 111102-1 – 111102-7 (Nov. 2010).
- 1.1.7-16) K. Aizawa, H. Yamano, S. Kotake, K. Fujimata, “Numerical Calculation of Fluid Flow within a Large-Diameter Piping with a Short-Elbow in JSFR,” Proc. International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, Operation and Safety (NUTHOS-7), Seoul, Korea (Oct. 5-9, 2008) No.039.
- 1.1.7-17) K. Aizawa, S. Nakanishi, H. Yamano, S. Kotake, S. Hayakawa, O. Watanabe, K. Fujimata, “Study on Flow-Induced-Vibration Evaluation of Large-Diameter Pipings in a Sodium-Cooled Fast Reactor (1) Sensitivity Analysis of Turbulent Flow Models for Unsteady Short-Elbow Pipe Flow,” Proc. Japan-Korea Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety (NTHAS6), Okinawa, Japan (Nov. 24-27, 2008) N6P1053.
- 1.1.7-18) M. Tanaka, H. Ohshima, H. Yamano, K. Aizawa, T. Fujisaki, “Application of U-RANS to Elbow Pipe Flow with Small Curvature Radius under High Reynolds Number Condition,” Proc. 2009 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP’09), Tokyo, Japan (May 10-14, 2009) No.9285.
- 1.1.7-19) M. Tanaka, H. Ohshima, H. Yamano, K. Aizawa, T. Fujisaki, “U-RANS Simulation of Unsteady Eddy Motion in Pipe Elbow at High Reynolds Number Conditions,” Proc. 2010

- International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP'10), San Diego, CA, USA (June 13-17, 2010) No.10272.
- 1.1.7-20) 江口讓、服部康男、複雑形状流れに対する非定常乱流解析コードの開発(その1)-有限要素法 LES 解析コード SMART-FEM の開発-、電力中央研究所報告研究報告 U02042, (2003).
- 1.1.7-21) Y. Eguchi, T. Murakami, H. Ohshima, H. Yamano, S. Kotake, "Study on Flow-Induced-Vibration Evaluation of Large-Diameter Pipings in a Sodium-Cooled Fast Reactor (2) A Large-Eddy Simulation of Turbulent Flow in a Short-Elbow Pipe," Proc. Japan-Korea Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety (NTHAS6), Okinawa, Japan (Nov. 24-27, 2008) N6P1003.
- 1.1.7-22) Y. Eguchi, T. Murakami, M. Tanaka, H. Yamano, "Unsteady Hydraulic Characteristics in Large-Diameter Pipings with Elbow for JSFR (2) Studies on Applicability of A Large-Eddy Simulation to High Re-number Short-Elbow Pipe Flow," Proc. The 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13) Kanazawa, Japan (Sep. 27 - Oct. 2, 2009) N13P1162.
- 1.1.7-23) M. Tanaka, H. Ohshima, H. Monji, "Numerical Investigation of Flow Structure in Pipe Elbow with Large Eddy Simulation Approach," Proc. 2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference (PVP2009), Prague, Czech Republic (July 26-30, 2009).
- 1.1.7-24) 田中正暁、藤崎竜也、大島宏之、文字秀明、"エルボ管内非定常流れにおける大規模渦構造の数値解析"、日本機械学会 2010 年度年次大会講演論文集、S0802-1-4、Vol.3、pp.151-152、(2010).
- 1.1.7-25) M. Tanaka and H. Ohshima, "Numerical Investigation on Large-scale Eddy Structure in Unsteady Pipe Elbow Flow at High Reynolds Number Conditions with Large Eddy Simulation Approach", Proc. of ICONE19, Chiba, Japan, ICONE19-43730, (May 16-19, 2011).
- 1.1.8-1) M. M. Zdravkovich," Conceptual overview of laminar and turbulent flows past smooth and rough circular cylinders," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol.33, pp.53-62, (1990).
- 1.1.8-2) A. Roshko, "Perspectives on bluff body aerodynamics," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol.49, pp.79-100, (1993).
- 1.1.8-3) C.H.K. Williamson, "Vortex dynamics in the cylinder wake," *Annu. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 28 pp. 477-539, (1996),.
- 1.1.8-4) M.M. Zdravkovich, "*Flow around circular cylinders, Vol.1: Fundamentals*," Oxford: Oxford University Press, (1997).
- 1.1.8-5) E. Achenbach and E. Heinecke, "On vortex shedding from smooth and rough cylinders in the range of Reynolds numbers  $6 \times 10^3$  to  $5 \times 10^6$ ", *Journal of Fluid Mechanics*, 109, pp 239-251, (1981).
- 1.1.8-6) A. Roshko, "Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Reynolds

- number,” *J. Fluid Mech.*, Vol.10, pp.345-356, (1961).
- 1.1.8-7) C. Norberg, Flow around a circular cylinder, “Aspect of fluctuating lift,” *J. Fluids Struct.*, Vol. 15, pp. 459-469, (2001).
- 1.1.8-8) C. Norberg, “Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements,” *J. Fluids Struct.*, Vol. 17, pp. 57-96, (2003).
- 1.2.1-1) Robert D.Blevins Ph.D., “Formulas for natural frequency and mode shape”, Van Nostrand Reinhold Company, (1979).
- 1.2.1-2) 日本建築学会, “建築物の減衰”, (2000).
- 1.2.1-3) 金子成彦ほか, “事例に学ぶ流体関連振動”, 日本機械学会, (2003).
- 1.2.2-1) Shoen-sheng Chen, Martin W. Wambsganss “Parallel-flow-induced vibration of fuel rods”, *Nuclear Engineering and design*, Vol.18, Issue 2, 253-278 (1972).
- 1.2.2-2) J.M.Chlinch, “Measurements of the Wall Pressure Field at the Surface of a Smooth-Walled Pipe Containing Turbulent Water Flow”, *J.Sound Vib.*, pp. 398-419, (1969).
- 1.2.2-3) M.K.Au-Yang, “Common Mistake and Misconception in Flow-Induced Vibration and Coupled Fluid Structural Dynamics Analysis”, ASME International Tutorial at PVP conf., (1999).
- 1.2.2-4) M.K.Au-Yang, “Dynamic Pressure inside a PWR.A Study Based on Laboratory and Field Test Data”, *Nuclear Engineering and Design*, 58(1980), pp.113-125.
- 1.2.2-5) 藤井正, 近澤佳隆, 此村守, 山口彰, “大口径・高流速配管の流動励起振動試験,” *サイクル機構技報* No.26, pp. 63-76 (2005.3).
- 1.2.2-6) M.K.Au-Yang, “Flow-induced Vibration of Power and Process Plant Component”, ASME, (2001).
- 1.2.3-1) Benjamin, T.B., *Proc. of the Royal Society*, A206, pp.457-486 (1961).
- 1.2.3-2) Gregory, R.W., et al., *Proc. of the Royal Society*, A293, pp.512-527 (1966).
- 1.2.3-3) Michael P. Paidoussis, “FLUID-STRUCTURE INTERACTIONS Slender Structures and Axial Flow Volume1”, Academic Press.(1998).
- 1.2.3-4) Michael P. Paidoussis, “Mechanical Engineering Research Laboratories report MERL”, Department of Mechanical Engineering, McGill Univ., 69-3 (1969).
- 1.2.3-5) Chen S.S., “Out-of-Plane Vibration and Stability of Curved Tubes Conveying Fluid,” *Journal of Applied Mechanics*, 40-2 pp.362-368 (1973).
- 1.2.3-6) Misra, A.K., et al., “On the Dynamics of Curved Pipes Transporting Fluid. Part I/ Part II,” *Journal of Fluid and Structures*, 2, pp.211-244/245-261 (1988).
- 1.2.3-7) Lakis, A.A & Paidoussis, “Dynamic analysis of axially non-uniform thin cylindrical shells,” *I.Mech.E.journal of Mechanical Engineering Science* 14, pp.49-71, (1972).

- 1.2.3-8) Lakis, A.A & Paidoussis, “Prediction of the response of a cylindrical shell to arbitrary or boundary-layer-induced random pressure field,” *Journal of Sound and Vibration* 25, pp.1-27, (1972).
- 1.2.3-9) Blevins, R.D., “Flow-Induced Vibration second edition,” VAN NOSTRAND REINHOLD (1990).
- 1.2.4-1) Sparks, C.R. and Wachel, J.C., “Pulsations in Liquid Pumps and Piping Systems”, *Proc. 5th Turbomachinery Symp.*, pp. 55–61 (1976).
- 1.2.4-2) Rzentkowski, G, “Experimental Characterization of Centrifugal Pumps as an Acoustic Source at the Blade-passing Frequency” *Journal of Fluid and Structures*, pp. 529-558(30), (2000).
- 1.2.4-3) 佐野勝志, “ターボ型ポンプ配管系の圧力脈動に関する研究,” *日本機械学会論文集(B編)*, 440, p.49 (1983).
- 1.2.5-1) 坂本雄二郎ほか, “配管内旋回流に起因する流体関連振動,” *日本機械学会講演論文集*, 868-3, p.25 (1986).
- 1.2.5-2) 須藤浩三ほか, “弱い旋回を伴うベンド内の流れ,” *日本機械学会論文集(B編)*, 63-606, 1997-2 (1997).
- 1.2.6-1) 日本機械学会, “日本機械学会基準 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針, JSME S012 (1998).
- 2.1-1) T.Shiraishi, “Resistance and Fluctuating Pressures of a Large Elbow in High Reynolds numbers” *Journal of Fluids Engineering*, Vol.128 (2006).
- 2.2.3-1) 日本電気協会, “原子力発電所耐震設計技術規程 JEAC4601-2008”, (2008).
- 2.2.3-2) ASME, “Boiler and Pressure Vessel Code Section III, Division I Appendix N, Article N-1300”, pp. 320-338, ASME, (2004).
- 2.2.3-3) K. Hirota, Y. Ishitani, T. Nakamura, T. Shiraishi, H. Sago, H. Yamano, S. Kotake, “Flow-induced Vibration of a Large-diameter Elbow Piping in High Reynolds Number Range: Random Force Measurement and Vibration Analysis,” *Proc. 9th International Conference on Flow-Induced Vibrations (FIV2008)*, Prague, Czech Republic (June 30 – July 3, 2008) No.264.
- 2.2.5-1) 日本機械学会, “日本機械学会基準 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針,” JSME S012 (1998).
- 2.2.5-2) 日本機械学会, “発電用原子力設備規格 設計・建設規格 <第I編 軽水炉規格>,” JSME S NC1-2008 (2008).

- 3.1.2-1) John H. Lienhard “Synopsis of Lift, Drag and Vortex Frequency Data for Rigid Circular Cylinders” Washington State University, College of Engineering, Research Division Bulletin 300 (1966).
- 3.1.2-2) Cesar Farell “Flow around fixed circular cylinders: Fluctuating Loads” American Society of Civil Engineers, J.Eng.Mech 109, p.1153 (1983).
- 3.1.2-3) J. A. Jendrzejczyk, S. S. Chen “Fluid Forces on two circular cylinders in crossflow” Argonne National Laboratory, ANL-85-35, (1985).
- 3.1.2-4) I.E. Idelchik, “Handbook of Hydraulic Resistance,” CRC Press, (1987).
- 3.2-1) 水門鉄管協会, “水門鉄管技術基準 第5回改訂版 水圧鉄管・鉄鋼構造物編一付解説一,” 電力土木技術協会 (2007).
- 3.2-2) ASCE, “Steel Penstocks, ASCE Manuals and Reports on Engineering Practice”, No.79, (1993).
- 3.2-3) 三菱重工技報 Vol27 No.5 図3 (1990-9).
- 3.3-1) 巽 友正 編, “乱流現象の科学 その解明と制御”, 東京大学出版会, p.404 (1986).

This is a blank page.

# 国際単位系 (SI)

表1. SI 基本単位

基本量	SI 基本単位	
	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質の量	モル	mol
光度	カンデラ	cd

表2. 基本単位を用いて表されるSI組立単位の例

組立量	SI 基本単位	
	名称	記号
面積	平方メートル	m <sup>2</sup>
体積	立法メートル	m <sup>3</sup>
速度	メートル毎秒	m/s
加速度	メートル毎秒毎秒	m/s <sup>2</sup>
波数	毎メートル	m <sup>-1</sup>
密度, 質量密度	キログラム毎立方メートル	kg/m <sup>3</sup>
面積密度	キログラム毎平方メートル	kg/m <sup>2</sup>
比体積	立方メートル毎キログラム	m <sup>3</sup> /kg
電流密度	アンペア毎平方メートル	A/m <sup>2</sup>
磁界の強さ	アンペア毎メートル	A/m
量濃度 <sup>(a)</sup> , 濃度	モル毎立方メートル	mol/m <sup>3</sup>
質量濃度	キログラム毎立方メートル	kg/m <sup>3</sup>
輝度	カンデラ毎平方メートル	cd/m <sup>2</sup>
屈折率 <sup>(b)</sup>	(数字の) 1	1
比透磁率 <sup>(b)</sup>	(数字の) 1	1

(a) 量濃度 (amount concentration) は臨床化学の分野では物質濃度 (substance concentration) ともよばれる。  
 (b) これらは無次元量あるいは次元1をもつ量であるが、そのことを表す単位記号である数字の1は通常は表記しない。

表3. 固有の名称と記号で表されるSI組立単位

組立量	SI 組立単位		
	名称	記号	他のSI単位による表し方
平面角	ラジアン <sup>(b)</sup>	rad	1 <sup>(b)</sup>
立体角	ステラジアン <sup>(b)</sup>	sr <sup>(c)</sup>	1 <sup>(b)</sup>
周波数	ヘルツ <sup>(d)</sup>	Hz	s <sup>-1</sup>
力	ニュートン	N	m kg s <sup>-2</sup>
圧力, 応力	パスカル	Pa	N/m <sup>2</sup>
エネルギー, 仕事, 熱量	ジュール	J	N m
仕事率, 工率, 放射束	ワット	W	J/s
電荷, 電気量	クーロン	C	s A
電位差 (電圧), 起電力	ボルト	V	W/A
静電容量	ファラド	F	C/V
電気抵抗	オーム	Ω	V/A
コンダクタンス	ジーメン	S	A/V
磁束	ウェーバ	Wb	Vs
磁束密度	テスラ	T	Wb/m <sup>2</sup>
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A
セルシウス温度	セルシウス度 <sup>(e)</sup>	°C	K
光照射量	ルーメン	lm	cd sr <sup>(c)</sup>
放射線量	グレイ	Gy	J/kg
放射性核種の放射能 <sup>(f)</sup>	ベクレル <sup>(d)</sup>	Bq	s <sup>-1</sup>
吸収線量, 比エネルギー分与, カーマ	グレイ	Gy	J/kg
線量当量, 周辺線量当量, 方向性線量当量, 個人線量当量	シーベルト <sup>(g)</sup>	Sv	J/kg
酸素活性化	カタール	kat	s <sup>-1</sup> mol

(a) SI接頭語は固有の名称と記号を持つ組立単位と組み合わせても使用できる。しかし接頭語を付した単位はもはやコヒーレントではない。  
 (b) ラジアンとステラジアンは数字の1に対する単位の特別な名称で、量についての情報をつたえるために使われる。実際には、使用する時には記号rad及びsrが用いられるが、習慣として組立単位としての記号である数字の1は明示されない。  
 (c) 測光学ではステラジアンという名称と記号srを単位の表し方の中に、そのまま維持している。  
 (d) ヘルツは周期現象についてのみ、ベクレルは放射性核種の統計的過程についてのみに使用される。  
 (e) セルシウス度はケルビンの特別な名称で、セルシウス温度を表すために使用される。セルシウス度とケルビンの単位の大きさは同一である。したがって、温度差や温度間隔を表す数値はどちらの単位で表しても同じである。  
 (f) 放射性核種の放射能 (activity referred to a radionuclide) は、しばしば誤った用語で"radioactivity"と記される。  
 (g) 単位シーベルト (PV.2002.70,205) についてはCIPM勧告2 (CI-2002) を参照。

表4. 単位の中に固有の名称と記号を含むSI組立単位の例

組立量	SI 組立単位	
	名称	記号
粘力のモーメント	パスカル秒	Pa s
表面張力	ニュートンメートル	N m
角加速度	ラジアン毎秒	rad/s
角加速度	ラジアン毎秒毎秒	rad/s <sup>2</sup>
熱流密度, 放射照度	ワット毎平方メートル	W/m <sup>2</sup>
熱容量, エントロピー	ジュール毎ケルビン	J/K
比熱容量, 比エントロピー	ジュール毎キログラム毎ケルビン	J/(kg K)
比エネルギー	ジュール毎キログラム	J/kg
熱伝導率	ワット毎メートル毎ケルビン	W/(m K)
体積エネルギー	ジュール毎立方メートル	J/m <sup>3</sup>
電界の強さ	ボルト毎メートル	V/m
電荷密度	クーロン毎立方メートル	C/m <sup>3</sup>
電表面電荷	クーロン毎平方メートル	C/m <sup>2</sup>
電束密度, 電気変位	クーロン毎平方メートル	C/m <sup>2</sup>
誘電率	ファラド毎メートル	F/m
透磁率	ヘンリー毎メートル	H/m
モルエネルギー	ジュール毎モル	J/mol
モルエントロピー, モル熱容量	ジュール毎モル毎ケルビン	J/(mol K)
照射線量 (X線及びγ線)	クーロン毎キログラム	C/kg
吸収線量率	グレイ毎秒	Gy/s
放射強度	ワット毎ステラジアン	W/sr
放射輝度	ワット毎平方メートル毎ステラジアン	W/(m <sup>2</sup> sr)
酵素活性濃度	カタール毎立方メートル	kat/m <sup>3</sup>

表5. SI 接頭語

乗数	接頭語	記号	乗数	接頭語	記号
10 <sup>24</sup>	ヨタ	Y	10 <sup>1</sup>	デシ	d
10 <sup>21</sup>	ゼタ	Z	10 <sup>2</sup>	センチ	c
10 <sup>18</sup>	エクサ	E	10 <sup>3</sup>	ミリ	m
10 <sup>15</sup>	ペタ	P	10 <sup>6</sup>	マイクロ	μ
10 <sup>12</sup>	テラ	T	10 <sup>9</sup>	ナノ	n
10 <sup>9</sup>	ギガ	G	10 <sup>12</sup>	ピコ	p
10 <sup>6</sup>	メガ	M	10 <sup>-15</sup>	フェムト	f
10 <sup>3</sup>	キロ	k	10 <sup>-18</sup>	アト	a
10 <sup>2</sup>	ヘクト	h	10 <sup>-21</sup>	zepto	z
10 <sup>1</sup>	デカ	da	10 <sup>-24</sup>	yocto	y

表6. SIに属さないが、SIと併用される単位

名称	記号	SI 単位による値
分	min	1 min=60s
時	h	1 h=60 min=3600 s
日	d	1 d=24 h=86 400 s
度	°	1°=(π/180) rad
分	'	1'=(1/60)°=(π/10800) rad
秒	"	1"=(1/60)'=(π/648000) rad
ヘクタール	ha	1 ha=1 hm <sup>2</sup> =10 <sup>4</sup> m <sup>2</sup>
リットル	L, l	1 L=1 dm <sup>3</sup> =10 <sup>3</sup> cm <sup>3</sup> =10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>
トン	t	1 t=10 <sup>3</sup> kg

表7. SIに属さないが、SIと併用される単位で、SI単位で表される数値が実験的に得られるもの

名称	記号	SI 単位で表される数値
電子ボルト	eV	1 eV=1.602 176 53(14)×10 <sup>-19</sup> J
ダルトン	Da	1 Da=1.660 538 86(28)×10 <sup>-27</sup> kg
統一原子質量単位	u	1 u=1 Da
天文単位	ua	1 ua=1.495 978 706 91(6)×10 <sup>11</sup> m

表8. SIに属さないが、SIと併用されるその他の単位

名称	記号	SI 単位で表される数値
バール	bar	1 bar=0.1 MPa=100 kPa=10 <sup>5</sup> Pa
水銀柱ミリメートル	mmHg	1 mmHg=133.322 Pa
オングストローム	Å	1 Å=0.1 nm=100 pm=10 <sup>-10</sup> m
海里	M	1 M=1852 m
バトン	b	1 b=100 fm <sup>2</sup> =(10 <sup>12</sup> cm) <sup>2</sup> =10 <sup>-28</sup> m <sup>2</sup>
ノット	kn	1 kn=(1852/3600) m/s
ネーパ	Np	SI単位との数値的關係は、 対数量の定義に依存。
ベレル	B	
デジベル	dB	

表9. 固有の名称をもつCGS組立単位

名称	記号	SI 単位で表される数値
エル	erg	1 erg=10 <sup>-7</sup> J
ダイン	dyn	1 dyn=10 <sup>-5</sup> N
ポアズ	P	1 P=1 dyn s cm <sup>-2</sup> =0.1 Pa s
ストークス	St	1 St=1 cm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> =10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
スチルブ	sb	1 sb=1 cd cm <sup>-2</sup> =10 <sup>4</sup> cd m <sup>-2</sup>
フオト	ph	1 ph=1 cd sr cm <sup>-2</sup> 10 <sup>4</sup> lx
ガリ	Gal	1 Gal=1 cm s <sup>-2</sup> =10 <sup>-2</sup> ms <sup>-2</sup>
マクスウェル	Mx	1 Mx=1 G cm <sup>2</sup> =10 <sup>-8</sup> Wb
ガウス	G	1 G=1 Mx cm <sup>-2</sup> =10 <sup>-4</sup> T
エルステッド <sup>(c)</sup>	Oe	1 Oe <sub>e</sub> =(10 <sup>3</sup> /4π) A m <sup>-1</sup>

(c) 3元系のCGS単位系とSIでは直接比較できないため、等号「△」は対応関係を示すものである。

表10. SIに属さないその他の単位の例

名称	記号	SI 単位で表される数値
キュリー	Ci	1 Ci=3.7×10 <sup>10</sup> Bq
レントゲン	R	1 R=2.58×10 <sup>-4</sup> C/kg
ラド	rad	1 rad=1 cGy=10 <sup>-2</sup> Gy
レム	rem	1 rem=1 cSv=10 <sup>-2</sup> Sv
ガンマ	γ	1 γ=1 nT=10 <sup>-9</sup> T
フェルミ	f	1 フェルミ=1 fm=10 <sup>-15</sup> m
メートル系カラット		1メートル系カラット=200 mg=2×10 <sup>-4</sup> kg
トル	Torr	1 Torr=(101 325/760) Pa
標準大気圧	atm	1 atm=101 325 Pa
カロリ	cal	1 cal=4.1858 J (「15°C」カロリ), 4.1868 J (「IT」カロリ), 4.184 J (「熱化学」カロリ)
マイクロン	μ	1 μ=1 μm=10 <sup>-6</sup> m

