

原子炉プラント機器の高経年化と 熱流動挙動に関する研究

村田 裕幸*、稲坂富士夫*、安達 雅樹*、澤田 健一*、
秋山 繁**、佐久間正明***、高橋一比古*、牛嶋 通雄*

Study on Relationship between Aging and Thermal-Hydraulic Behaviors of Nuclear Power Plants

by

Hiroyuki MURATA, Fujio INASAKA, Masaki ADACHI, Ken-ichi SAWADA,
Shigeru AKIYAMA, Masaaki SAKUMA, Ichihiko TAKAHASHI,
and Michio USHIJIMA

Abstract

The number of aged nuclear power plants will increase in the future, because operation periods of the existing nuclear power plants are being extended from thirty years of initial supposition to sixty years at the longest. Therefore, it is important to establish the methodology to guarantee integrity of the aged nuclear power plants. Among the reported damages of nuclear power plant components due to the fatigue during long terms, many cases are considered to be related to their thermal-hydraulic behaviors during operation. Thus, quantitative understanding of thermal-hydraulic behaviors in the nuclear power plants is important to estimate many kinds of aging processes accurately.

The research project, "study on relationship between nuclear power plant aging and its thermal-hydraulic behaviors", was conducted from 2001 to 2004 in order to clarify effects of thermal-hydraulic behaviors in the nuclear power plants on structural materials during aging processes. In this project, flow induced vibration of an array of circular cylinders was investigated experimentally and numerically. Rotating bending fatigue tests were also performed for the austenitic stainless steel SUS316L (JIS G4304) and Ni-Cr-Fe alloy NCF690 (JIS G4904, INCONEL alloy 690 equivalent material) in order to examine the fatigue strength in the ultra high cycle fatigue region, namely 10^7 - 10^9 cycles, and the notch effects.

* 海上安全研究領域, ** 輸送高度化研究領域, *** 環境・エネルギー研究領域
原稿受付 平成16年9月16日
審査済 平成17年6月6日

It was found that the reduced flow velocity at which the flow induced vibration of a single rod occurs in transverse direction decreases with the increase of the blockage ratio. When plural rods are inserted in the channel, the pitch has an effect on the behavior of the vibrating rods and its influence becomes remarkable as the blockage ratio decreases. As for fatigue test results in the ultra high cycle fatigue region, it turned out that the fatigue limit of SUS316L is 279 MPa and that of NCF690 ranges from 320 to 400 MPa.

目 次

記号表	2
1. はじめに	3
2. 流路内円管列の流力弾性振動	3
2. 1 実験装置及び実験方法	3
2. 2 実験結果と考察	5
2. 2. 1 単一円管を挿入した場合	5
2. 2. 2 複数の円管を挿入した場合	6
(1)流路幅が 25 mm の場合	7
(2)流路幅が 50 mm の場合	9
2. 3 流体・構造連成解析	10
2. 3. 1 解析手法	11
2. 3. 2 解析結果と問題点	12
2. 4 2章のまとめ	12
3. 超高サイクル疲労試験	13
3. 1 試験材の選定理由	13
3. 1. 1 SUS316L の選定理由	13
3. 1. 2 NCF690 の選定理由	13
3. 2 試験方法	15
3. 2. 1 試験片	15
3. 2. 2 試験装置	16
3. 2. 3 試験条件	16
3. 3 試験結果	16
3. 3. 1 SUS316L の試験結果	16
3. 3. 2 NCF690 の試験結果	16
3. 4 3章のまとめ	22
4. あとがき	22
謝辞	22
参考文献	22

記号表

c : はり要素の運動方程式の減衰係数
 C_n : 換算減衰率 ($\equiv 2m\delta/\rho_f d^2$)
 d : インコネル円管の外径 ($=0.0137$ [m])
 D : 疲労試験片の試験部直径 [mm]
 d_i : インコネル円管の内径 ($=0.00922$ [m])
 f : 円柱の振動周波数 [Hz]
 F : はり要素が流体から受ける力
 f_s : 円柱からの交互渦放出周波数 [Hz]

f_0 : インコネル管の基本固有振動数 ($=292.8$ [Hz])
 H : 流力振動実験装置の測定部高さ ($=0.20$ [m])
 K_t : 切欠き疲労試験片の応力集中係数
 L : インコネル円管の管長 ($=0.19$ [m])
 m : 付加質量を含む円管の単位長さ当たり質量 [kg/m]
 N_f : 疲労寿命 [cycles]
 p : インコネル円管の配置間隔 [m]
 $PD(\varepsilon_x)$: x 方向歪み信号のパワースペクトル密度
 $PD(\varepsilon_y)$: y 方向歪み信号のパワースペクトル密度
 Re : レイノルズ数 ($\equiv dU/\nu$)
 St : ストローハル数 ($\equiv f_s d/U$)
 t : 時間 [sec]
 U : 測定部の断面平均流速 [m/sec]
 U_c : 測定部流路閉塞部における平均流速 [m/sec]
 V_r : 換算流速 ($\equiv U_c/f_0 d$)
 W : 流力振動実験装置測定部の流路幅 ($=0.025$ または 0.050 [m])
 $w(L,t)$: 円管先端部の変位 [m]
 x : 主流方向変位 [m]
 x_m : 測定部上壁から軸方向に測った歪みゲージ貼付位置 ($=0.005$ [m])
 y : 垂直方向変位 [m]
 δ : 空気中における円管振幅の対数減衰率
 ε_m : 歪みゲージの計測値
 λ_1 : 片持ち梁の 1 次固有振動モードの解 ($=1.875$)
 ν : 動粘性係数 [m²/sec]
 ρ : 疲労試験片の切欠き半径 [mm]
 ρ_f : 流体の密度 [kg/m³]
 $\sigma_{0.2}$: 0.2% 耐力 [MPa]
 σ_a : 応力振幅 [MPa]
 σ_B : 引張強さ [MPa]
 σ_x : インコネル円管先端部の主流方向変動の標準偏差 [m]
 σ_y : インコネル円管先端部の垂直方向変動の標準偏差 [m]

添字

n_{rw} : 測定部の流路幅が 25mm のとき
 w_d : 測定部の流路幅が 50mm のとき
 1 : 最も上流の挿入円管
 2 : 上流から 2 番目の挿入円管

1. はじめに

我が国に軽水炉が導入されてから約35年が経過した。米国では近年、運転履歴をベースとした技術的評価を行って、法で定められた40年の使用年限を60年に延長する許可を取得する原子炉プラントが増えており、運転されている原子炉プラントの殆ど全てが延長を申請すると言われている¹⁾。我が国では、米国のように原子炉プラントの使用年限が法令によって規定されていないが、事業者によるプラント設計上は通常40年程度が使用年数の目標とされている¹⁾。通産省は1996年に原子炉プラントの供用期間延長に関して報告書をまとめ、点検・検査の充実化を図ることにより、今後、原子力発電所が高経年化しても安全に運転を継続することが可能であることを確認した²⁾。これを受けて現在、運転開始後30年目及び40年目の節目に事業者が「定期安全レビュー」を行って安全性について総合的に評価し、国の審査を受けた上で、必要な機器・設備の補修や取り替えを行って運転を続ける、原子炉プラントの長期供用化が進められている。このため、当初想定した供用期間を越えた高経年下での供用安全性を保証する評価手法を確立することが、原子炉プラントの安全性を評価する上で重要になってくる。上記報告書でも、経年変化による強度等の変化に対応した構造基準の整備が必要であり、より信頼性の高い管理を行うため、高経年化に対応した技術開発を継続することが重要である²⁾とされている。

1991年の関西電力美浜発電所2号機(PWR)での蒸気発生器伝熱管の流力弾性振動による破断事故³⁾、1995年の高速増殖炉「もんじゅ」での2次系温度計の流力弾性振動による疲労破壊⁴⁾、1999年の日本原子力発電敦賀発電所2号機(PWR)での化学体積制御系再生熱交換器連絡管の熱疲労破壊⁵⁾など、高サイクルの疲労に伴う原子炉プラント機器の損傷・き裂等の事例の中で、熱流動現象が関与すると考えられるものは数多く、しかもその現象は極めて複雑であることから、経年変化との因果関係を解明し、体系化していくことが重要な課題となっている⁶⁾。

「原子炉プラント機器の高経年化と熱流動挙動に関する研究」は、高経年化過程における原子炉プラント機器の損傷に関連する熱流動現象のうち流力弾性振動と熱疲労とに注目し、これらの現象がプラント部材に与える影響を明らかにすることを目的として、2001年度より3年間実施された。高経年化過程におけるプラント部材の損傷を予測するには高サイクル領域における疲労強度を評価する必要があるが、原子炉プラント構造材料の高サイクル疲労強度デー

タの整備は現状では不十分である。そこで、本研究では上記熱流動現象に対してモデル実験を行って現象の把握、構造部材が受ける応力の評価を行うと共に、 $10^7 \sim 10^9$ 回の超高サイクル疲労試験を実施して疲労強度データを取得した。また、熱流動実験に関する数値解析を行って、既存数値解析コードによる熱流動現象が予測可能であることを検証した上で、取得した高サイクル疲労試験データを元に実機プラントにおける構造部材の損傷予測が可能となるようなシステムの構築を目指した。しかし、研究期間が当初予定した5年から3年に短縮されたため、本研究で計画していた研究項目の全部は実施できなかった。本報では、研究期間内に得られた流路内円管列の流力弾性振動実験、同現象の流体・構造連成解析、及び原子炉プラント構造材料(SUS316L, NCF690)の超高サイクル疲労試験の結果について報告する。

2. 流路内円管列の流力弾性振動

原子炉プラント機器の損傷事例の中で、流力弾性振動が原因と考えられるものがいくつか報告されており^{3), 4)}、その現象解明は原子炉プラントの安全性を評価する上で重要な課題である。流力弾性振動現象については、一様流中の単一円管に関して精力的に研究がなされているが、その他の体系についてはデータの蓄積が不十分で、今後の研究が待たれている⁶⁾。

本研究では、既存データが乏しく実機への適用の観点から重要と考えられる、流れに直交する円管列をモデル体系として選んだ。後述するように、流力振動は2つの無次元数(換算流速、換算減衰率)によって支配される現象であるので、本実験では体系の幾何形状(流路閉そく比、円管の挿入本数及び間隔)をパラメータとして実験を行い、上記無次元数による整理によって流力振動挙動を検討する。ただし、実験装置の構造上の制約から換算減衰率を自由に変えられないので、本実験では換算流速のみによる整理となった。なお、具体的な実機条件における流力振動挙動については、本実験では検討できなかった換算減衰率の影響評価と併せて、本実験結果によって検証される流体・構造連成解析によって予測することにする。

2.1 実験装置及び実験方法

本実験に使用した流力振動実験装置を写真-2.1、図-2.1に示す。本実験装置は回流水槽であり、装置内部を循環する水は、連通管で連結された2つの貯水タンクから4系統の配管・ポンプを経由してヘッダー・タンクに入り、絞り管を経て測定部に流

入した後、戻り配管を経て貯水タンクに戻る。測定部入口で充分発達した速度分布が得られるよう、測定部の上流には十分な長さ(915mm)の助走区間が設けられている。また、測定部下流における流路断面形状の変化が測定部の流れに影響を及ぼさないよう、測定部下流側においても長さ565mmに亘って測定部と同一の断面形状が維持されている。

本実験装置測定部の概略を図-2.2に示す。本実験では、円管の流力振動に及ぼす流路閉そく比の影響を検討するため、測定部の流路幅を2種類に変化

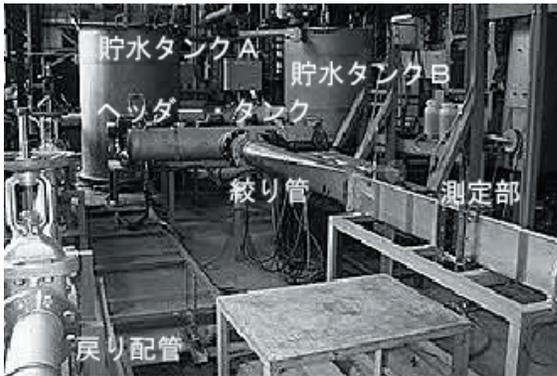


写真-2.1 流力振動実験装置

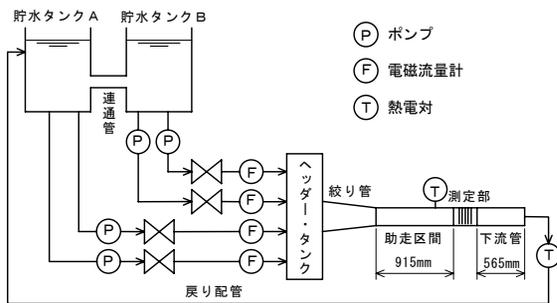


図-2.1 実験装置系統図

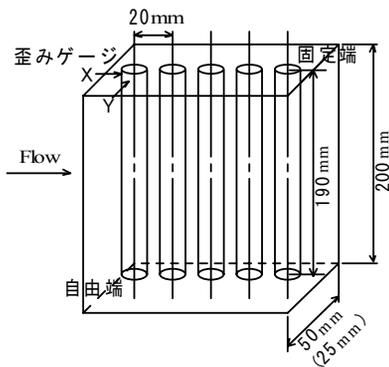


図-2.2 測定部概略

させて実験を行った。測定部の断面は幅： $W=25\text{mm}$ または 50mm 、高さ： $H=200\text{mm}$ の矩形であり、外径： $d=13.7\text{mm}$ 、内径： $d_i=9.22\text{mm}$ 、長さ： $L=190\text{mm}$ のインコネル600円管がピッチ20mmで流れ方向に5ヶ所装着できる構造となっている。また、測定部側面は透明壁になっており、円管の挙動が目視観察できる。このとき、流路閉そく比： d/W は $W=25\text{mm}$ のとき0.548、 $W=50\text{mm}$ のとき0.274となる。インコネル円管は測定部上壁でボルトにより固定され、下端は自由端となっており、各々の位置で円管の着脱が可能となっている。なお、円管の軸方向、固定端(測定部上壁)から下向きに5mmの位置の内壁面には周方向に2ヶ所、歪みゲージが貼付されており、円管の受ける抗力方向(x方向)及び揚力方向(y方向)の曲げ歪みが計測できるようになっている(図中の矢印先端が歪みゲージの貼付位置を示す)。本実験で使用したインコネル円管の基本固有振動数： f_0 は片持ちはりの式 ω より292.8Hzと見積もられる。また、インコネル管の振動の減衰の程度を表す換算減衰率： $C_n \equiv 2m\delta/\rho_f d^2$ (m :付加質量を含む円管の単位長さ当たり質量、 δ :空気中における円管の対数減衰率)はその内部構造、据付け方法に依存する ω のため、本実験装置では変えることは出来ない。打振試験の結果から、本装置の換算減衰率 $C_n=4.4$ を得た。この値は、次に示す流力振動評価指針 ω が対象としている換算減衰率範囲のほぼ中間に位置している。

本実験ではインコネル円管先端部の変位： $w(L,t)$ を直接計測する代わりに、歪みデータ計測値： ε_m から円管先端部変位を算出した。片持ちはりの曲げ振動の方程式の解から、円管先端部の変位は次式のように表される ω 。

$$w(L,t) = \frac{2\varepsilon_m L^2}{d_i \lambda_1^2} [\cosh \lambda_1 - \cos \lambda_1 - K \{ \sinh \lambda_1 - \sin \lambda_1 \}] / \left\{ \cosh \frac{\lambda_1 x_m}{L} + \cos \frac{\lambda_1 x_m}{L} - K \left(\sinh \frac{\lambda_1 x_m}{L} + \sin \frac{\lambda_1 x_m}{L} \right) \right\} \quad (1)$$

$$\therefore K \equiv [\cosh \lambda_1 + \cos \lambda_1] / [\sinh \lambda_1 + \sin \lambda_1]$$

但し、 x_m は測定部上壁から管軸方向に測った歪みゲージ貼付位置(=5mm)であり、円管の振動が1

次の固有モードの場合には、 $\lambda_1=1.875$ となる。なお、本実験における円管振動の固有モードが1次であることは、歪みゲージを軸方向の4ヶ所に貼付したインコネル円管を用いた予備実験を行って確認している。

本研究では、2種類の測定部に挿入された円管列の各々について、測定部における循環水の平均流速、挿入する円管の本数、間隔をパラメータとする流力振動実験を行った。また、歪み、流量、温度等のデータは、流量を所定の値に保持した状態で、高速AD変換器によりサンプリング周波数:2.5(または2)kHzで4秒間収録した。

2.2 実験結果と考察^{8)~11)}

一様流中に挿入された単一円管については、日本機械学会により流力振動回避のための評価指針⁷⁾が作成され、以下のように規定されている。一様流中の単一円管の流力振動は図-2.3に示すように、流路閉そく部の平均流速: U_c と円管の基本固有振動数: f_0 から定まる換算流速: $V_r \equiv U_c / f_0 d$ と、換算減衰率: C_n とによって整理され、流力振動が発生する領域は、①対称渦による抗力方向の振動領域($1.25 < V_r < 2.5$, $C_n \leq 1.2$)、②交互渦による抗力方向の振動領域($2.5 < V_r < 3.8$, $C_n \leq 2.5$)、③交互渦による揚力方向の振動領域($V_r > 4$, $C_n \leq 64$)の3種類に分類される。本実験で使用したインコネル円管は $C_n=4.4$ であるから、流路幅が無限大の一様流中に挿入した場合($d/W=0.0$)には③の交互渦による揚力方向の振動のみが発生すると予測されるが、本実験では流路閉そく比: d/W がかなり大きいので本マップの適用性について注意を払いながら検討を行うことにする。

2.2.1 単一円管を挿入した場合

測定部に円管を1本挿入した場合の流速と円管先端部のx方向、y方向の変動振幅との関係を図-2.4に示す。横軸は換算流速: V_r を、縦軸は円管先

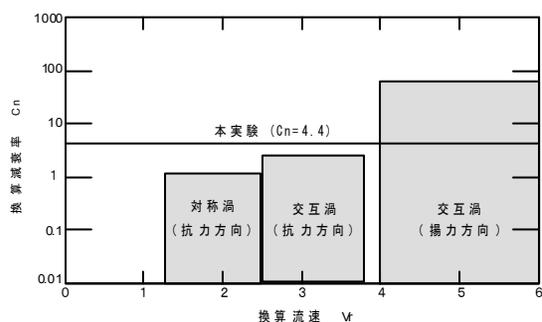


図-2.3 一様流中の単一円管の流力振動

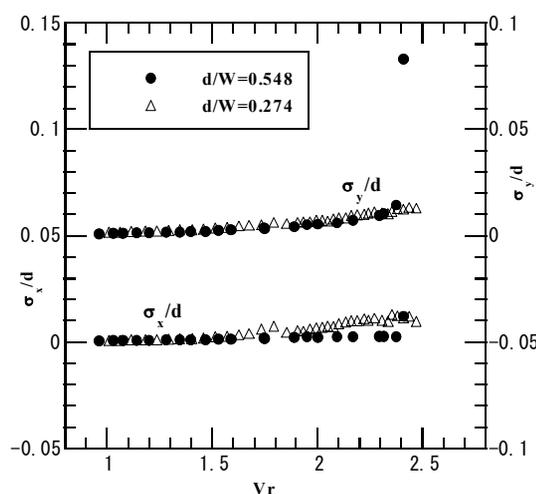


図-2.4 単一円管の変動振幅

端部のx方向、y方向変位の標準偏差: σ_x 、 σ_y を示す。閉そく比が0.548の場合(●印)、 $V_r \leq 2.38$ では円管先端部の変動振幅は小さいが、 $V_r=2.41$ でy方向の変動振幅が急増していることが分かる。実際、目視観察では $V_r=2.41$ で円管が顕著に振動することが確認されており、それに伴って円管から騒音が発生することから、このとき円管の流力振動が発生したと判断される。y方向の変動が顕著であることから、このときの流力振動は揚力方向の振動である。図-2.4に注目すると、y方向の変動振幅の換算流速に対する勾配が $V_r=2.38$ で急増していることから、本研究では、流力振動が発生する換算流速を「変動振幅~換算流速の勾配が明瞭な折れ曲がりを示す点」として定義することにする。なお、これ以上の換算流速では振動がさらに激しくなって円管を固定したボルトが緩んでしまうため、データの取得を断念した。一方、閉そく比が0.274の場合(△印)には、本装置で実施可能な流速範囲: $V_r \leq 2.47$ で流力振動は発生しない。なお、一様流中に挿入された単一円管の流力振動実験を行った岡島ら¹²⁾によれば、本実験の換算減衰率に近い $C_n=5.3$ では、揚力方向の流力振動が $V_r \geq 5.26$ で発生する。以上の結果から、揚力方向の流力振動が発生する換算流速は流路閉そく比の低下に伴って増大することが分かる。

図-2.5に $d/W=0.548$ 、 0.274 各々の場合で換算流速が最大のときの円管先端部のリサーチ曲線(各々の結果をx方向に0.1ずらして表示する)を示す。横軸はx方向変位、縦軸はy方向変位を示し、各円管の座標原点は流体静止時の先端部位置を示す。 $d/W=0.548$ 、 $V_r=2.41$ のとき、リサーチ曲線は扁平な双葉のような形状をしており、円管先端部がy方向に1周期変化する間に、x方向には2周期

変化することが分かる。抗力方向（x方向）の変動周波数が揚力方向（y方向）の変動周波数の2倍となるのは交互渦の特徴であり、このときの流力振動が円管から放出される交互渦による揚力方向の振動であることが分かる。一方、 $d/W=0.274$, $V_r=2.47$ の場合、円管先端部は静止時の位置よりも下流側に変位するものの、先端部の振動は微小であることが分かる。

図-2.6に $d/W=0.548$, $V_r=2.41$ のときのx方向、y方向の歪み信号のパワースペクトル密度を示す。x方向の変位信号は286.1 Hzでピークを示しているが、これは円管の基本固有振動数とほぼ等しい。また、その約2分の1の141.6 Hzにおいてもピークを示している。一方、y方向の歪み信号は141.75 Hzでピークを示している。交互渦の放出周波数はy方向の変動周波数と等しいので、このとき

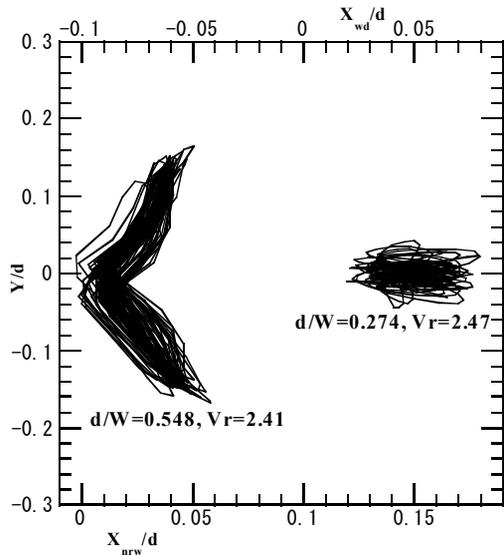


図-2.5 単一円管のリサージュ曲線の比較

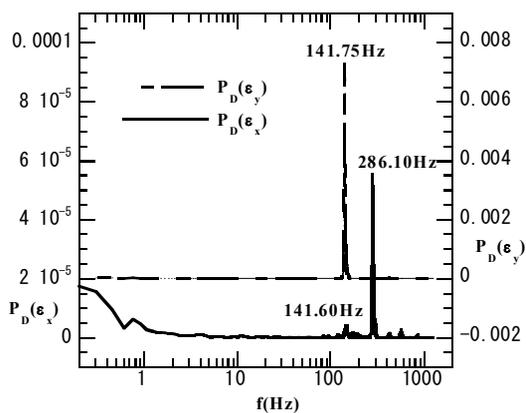


図-2.6 歪み信号のパワースペクトル密度

の交互渦の放出周波数は基本固有振動数の2分の1であることが分かる。

以上の結果を念頭に、流力振動が発生する換算流速が閉そく比の増加に伴って増大する原因を検討するため、交互渦の放出周波数と換算流速の関係に注目する。換算流速及びストローハル数 St の定義から次式⁷⁾が成り立つ（但し、 f_s は交互渦の放出周波数）。

$$V_r = \frac{1}{(1-dL/WH) \cdot St} \left(\frac{f_s}{f_0} \right) \quad (2)$$

岡島ら¹²⁾の実験では、右辺の流路閉塞による効果を表す項： $(1-dL/WH) = 1$ であり、ストローハル数は0.19と報告されている。また、彼らの実験では交互渦の放出周波数は基本固有振動数と等しいので、 $f_s/f_0 = 1$ である。これより流力振動が発生する換算流速は5.26となる。

一方、本実験の $d/W=0.548$ では $(1-dL/WH) = 0.4794$, $f_s/f_0 = 0.5$ である。本実験ではストローハル数を測定していないので、流力振動が発生する換算流速からストローハル数を推定すると $St = 0.44$ となる。円柱周りの流れに及ぼす閉そく比の影響を実験的に検討した鈴木ら¹³⁾によれば、ストローハル数は閉そく比の増加に伴って顕著に増大し、本実験のレイノルズ数範囲： $3 \times 10^4 \leq Re \equiv U d / \nu \leq 1.4 \times 10^5$ では $d/H=0.51$ のとき $St=0.36$ となる。本実験結果から推定したストローハル数は鈴木らの実験結果とは約20パーセントもの差があるが、何れにしろ本実験のストローハル数は一様流中の値に比べると相当大きいものと推察される。以上のことから、本実験で揚力方向の流力振動が発生する換算流速が一様流の場合に比べてかなり低いのは、①交互渦の放出周波数が基本固有振動数ではなく、その2分の1であること、②ストローハル数が一様流中の場合に比べて顕著に増大することによると考えられる。

本実験の $d/W=0.274$ では流力振動が発生しなかったため、鈴木ら¹³⁾の結果から本実験体系で流力振動が発生する換算流速を推定することにする。本実験のレイノルズ数範囲では閉そく比： $d/W=0.274$ に対して $St=0.232$ が得られる。これより、本実験の $d/W=0.274$ で揚力方向の流力振動が発生する換算流速は $V_r=2.91$ と推定される。

2.2.2 複数の円管を挿入した場合

次に見るように、円管を複数本挿入した場合の挙動は、測定部流路幅が25mm ($d/W=0.548$)のときと50mm ($d/W=0.274$)のときでは異なってい

る。このため、各々の場合について検討することにする。

(1) 流路幅が25mmの場合

測定部に円管を2本挿入したときの各円管先端部の揚力方向の変動振幅を図-2.7に示す。比較のため、単一円管を挿入した場合の実験結果を黒マル(●)で示す。また、各円管で流力振動が発生した換算流速値を表-2.1に示す。これより、何れの円管間隔: p/d においても①上流側(1番目)円管、下流側(2番目)円管の両方で揚力方向に顕著な流力振動が発生していること、②流力振動が発生する換算流速は上流側円管、下流側円管でほぼ同一であることが分かる。また、換算流速の測定誤差(± 0.05)を考慮すると、③円管を2本挿入した場合、流力振動が発生する換算流速は単一円管を挿入した場合よりも小さくなり、その値に関して円管間隔による顕著な違いは認められない。

図-2.8(a)に $p/d=2.92$ 、 $V_r=2.22$ における各円管先端部のリサージュ曲線を、図-2.8(b)に $p/d=1.46$ 、 $V_r=2.23$ における結果を示す。どちらの場合も上流側円管、下流側円管のリサージュ曲線は扁平な双葉のような形状を示しており、何れの

円管も振動挙動は単一円管の場合と同様であることが分かる。 $p/d=1.46$ の下流側円管の変動振幅は $p/d=2.92$ の場合と比べてやや小さいが、図-2.7に見るように $p/d=5.84$ のときの変動振幅とほぼ同じであり、円管間隔に関して系統だった傾向は認められない。

一様流中に2本の円管を流れ方向に前後して挿入したときの流動特性について実験的に検討した岡島¹⁴⁾は、円管周りの流れが円管間隔: p/d に支配され、本実験のレイノルズ数範囲において、円管間隔の狭い $p/d < 3.8$ では2本の円管の間の流れは死水領域で継がれた一つの物体周りの流れの挙動を呈して下流側円管の抗力係数が負となること、 $p/d \geq 3.8$ で

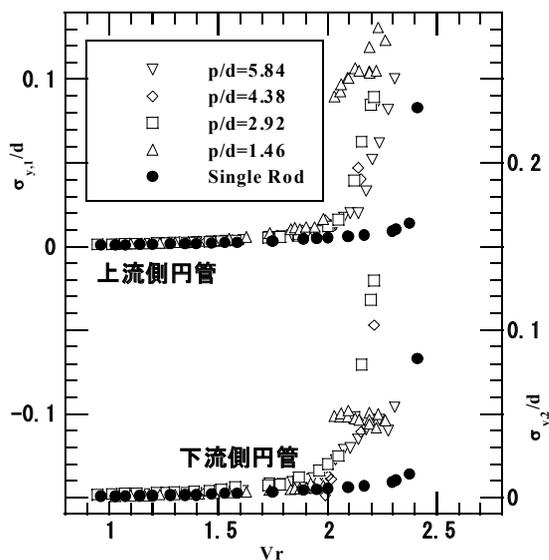


図-2.7 円管を2本挿入した場合の変動振幅

表-2.1 流力振動が発生する換算流速値

	上流側円管	下流側円管
$p/d=1.46$	$V_r=1.98$	$V_r=1.98$
$p/d=2.92$	$V_r=2.05$	$V_r=2.05$
$p/d=4.38$	$V_r=2.02$	$V_r=2.02$
$p/d=5.84$	$V_r=2.01$	$V_r=1.97$

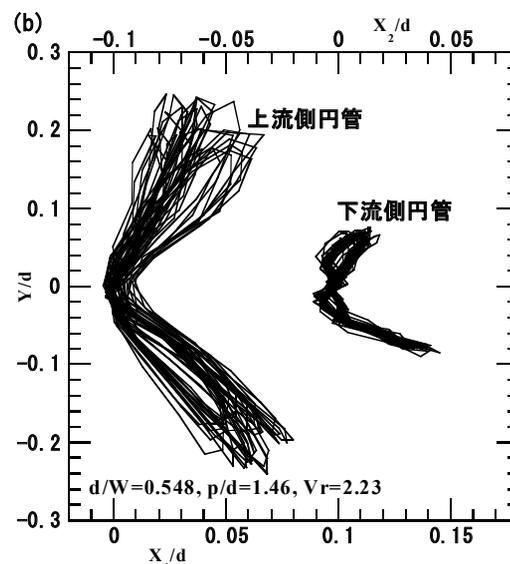
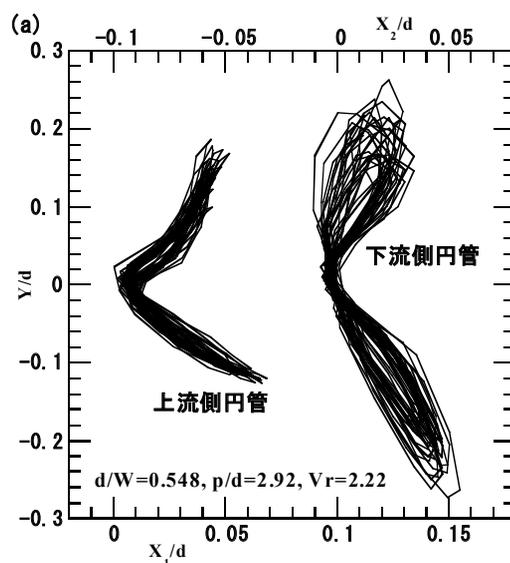


図-2.8 2本の円管のリサージュ曲線
(a) $p/d=2.92$ 、(b) $p/d=1.46$

は流れが変化して抗力係数及びストローハル数がステップ状に急増することを報告している。しかし、既に見た通り、閉そく比がかなり大きい本実験では、円管の振動挙動に及ぼす円管間隔の顕著な影響は認められない。

次に、 $p/d=2.92$ で測定部に円管を3本挿入したときの円管先端部の変動振幅を、図-2.9 (a) に示す。円管を3本挿入した場合、 $p/d=2.92$ では何れの円管も $V_r \geq 1.94$ で揚力方向の流力振動を起こしていることが分かる。また、 $p/d=1.46$ で円管3本を挿入したとき (図-2.9 (b)参照) にも、全ての円管が $V_r \geq 2.02$ で揚力方向に流力振動しており、流力振動が発生する換算流速値について両者の差は

ごく僅かである。

また、図-2.10 (a) に示す $p/d=2.92$ 、 $V_r=2.32$ の場合のリサージュ曲線 (各円管の結果を x 方向に0.2 ずつずらして表示する) では、全ての円管は扁平な双葉形状を示している。一方、 $p/d=1.46$ 、 $V_r=2.31$ の場合 (図-2.10 (b)参照) には、上流から1番目、3番目の円管のリサージュ曲線は扁平な双葉形状を示すものの、2番目の円管のリサージュ曲線は他の円管とは異なる形状を示しており、僅かに違いが認められる。

以上から、 $d/W=0.548$ の場合においては円管間隔が円管の振動挙動に及ぼす影響はごく僅かであることが分かる。その理由として、 $d/W=0.548$ の場

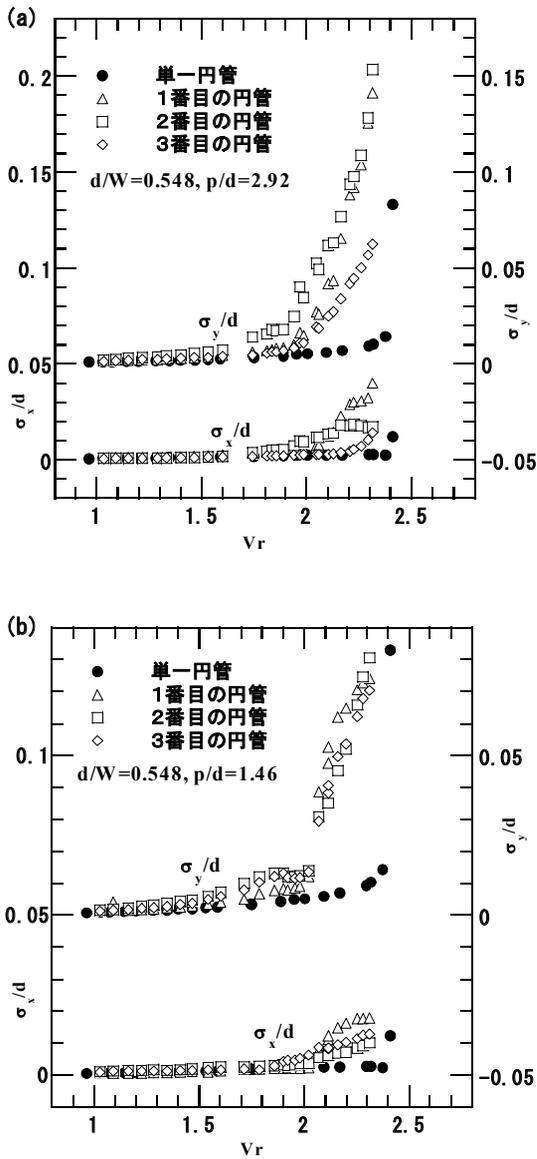


図-2.9 円管を3本挿入した場合の変動振幅
(a) $p/d=2.92$ 、(b) $p/d=1.46$

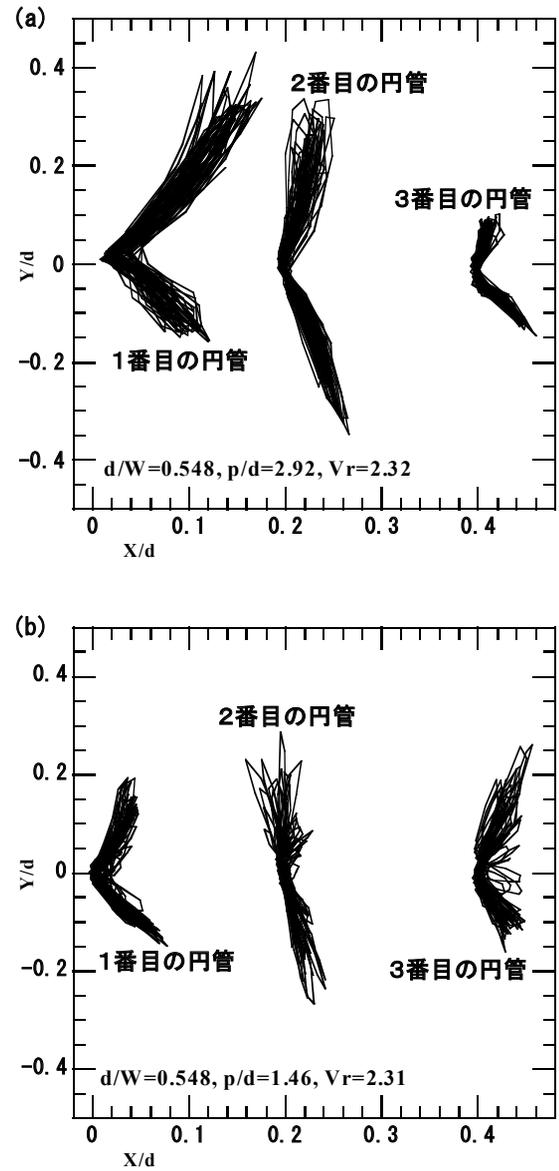


図-2.10 3本の円管のリサージュ曲線
(a) $p/d=2.92$ 、(b) $p/d=1.46$

合には、円管と側壁との距離の方が円管相互の距離よりも短いため、円管間隔が及ぼす効果は側壁の及ぼす影響に比べて相対的に小さいと考えられる。なお、 $p/d=1.46$ で円管の挿入本数を4本、5本と増やした場合、2番目の円管の振動挙動は図-2.9(b)、図-2.10(b)における2番目の円管の挙動と同様であり、3番目から最終端までの円管の振動挙動は図中の3番目の円管の振動挙動とほぼ同じであった(図省略)。

(2) 流路幅が50mmの場合

図-2.11に、測定部に円管を2本挿入した場合の円管先端部の変動振幅を示す。比較のため、単一円管の実験結果を黒丸(●)で示す。上流側(1番目)円管では円管間隔が短い場合にy方向変動振幅の若干の増大が認められるものの、その他のケースでは単一円管の場合との顕著な違いは見出せない。一方、下流側(2番目)円管では何れの円管間隔においても、換算流速の増加に伴って変動振幅が次第に増大しており、単一円管の結果とは明瞭な違いが認められる。このように、 $d/W=0.274$ の場合には下流側円管で流力振動が発生することが分かる。単一円管の場合には同一の換算流速範囲で流力振動が起こらないことから、円管間隔に依らず下流側円管で流力振動が発生するのは、上流側円管の後流によって下流側円管周りの流れ場が攪乱されることによるものと推察される。

図-2.11に示す下流側円管の変動振幅は $p/d=1.46$ とそれ以外のケース($p/d \geq 2.92$)では傾向が若干異なっている。図-2.12(a)に $p/d=2.92$ 、 $V_r=2.46$ における各々の円管先端部のリサーチ曲線

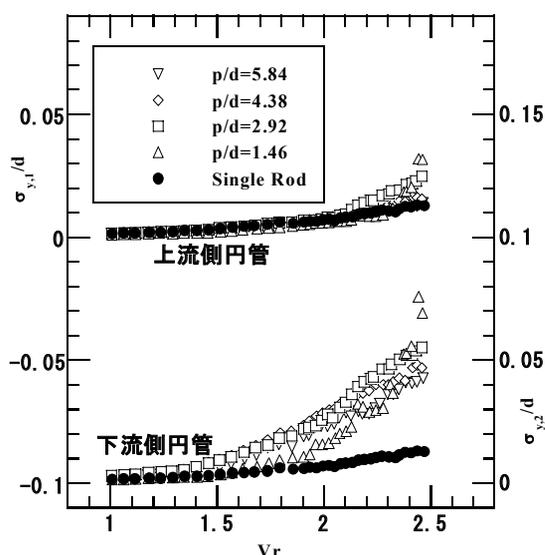


図-2.11 円管を2本挿入した場合の変動振幅

線を示す。上流側円管の先端部が小さく振動しているのに対し、下流側円管のリサーチ曲線は扁平な双葉形状を示している。歪み信号のパワースペクトル密度より、下流側円管のx方向変動の周波数は円管の基本固有振動数とほぼ等しく、y方向変動の周波数がそのほぼ2分の1であることが明らかとなった。これらの特徴から、下流側円管の流力振動が交互渦による揚力方向の振動であることが分かる。また、流れ方向に抗力を受けるため、下流側円管の先端部は静止時位置よりも下流側に変位している。 $p/d \geq 4.38$ のケースでも同様の挙動を示した。

これに対して $p/d=1.46$ 、 $V_r=2.45$ の場合(図-2.12(b)参照)、下流側円管先端部は静止時位置よ

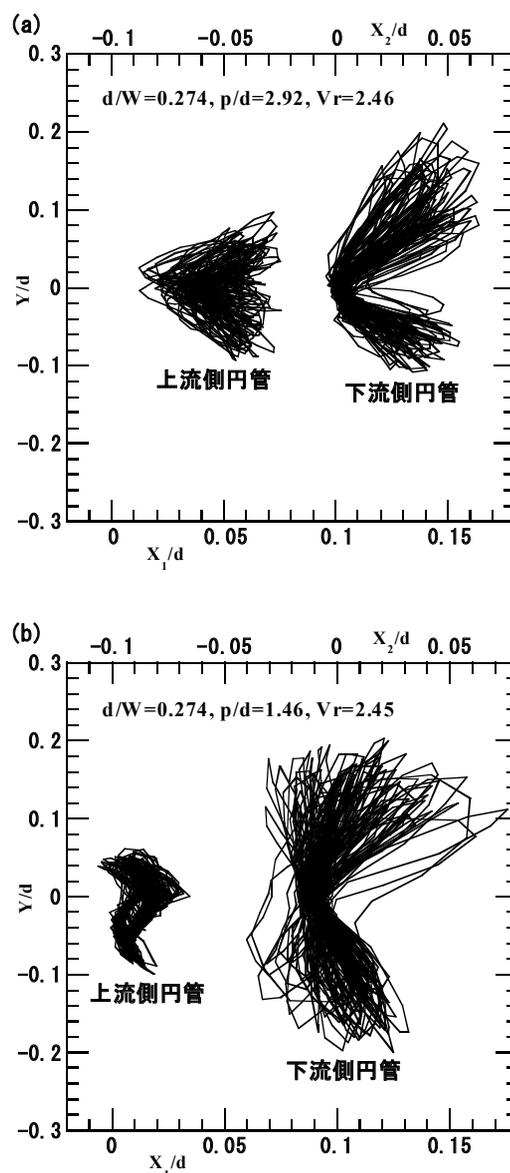


図-2.12 2本の円管のリサーチ曲線
(a) $p/d=2.92$ 、(b) $p/d=1.46$

りも上流側に変位して振動しており、このときの下流側円管の抗力係数は負になっていることが分かる。これより、 $d/W=0.274$ の場合には、 $p/d=1.46$ と $p/d=2.92$ を境にして円管周りの流れの挙動の急激な変化が起こっていることが分かる。これは先述の岡島¹⁴⁾の報告した、流れ方向に2本挿入された円管のうち、下流側円管の抗力係数がある p/d の値を境にして負から正へステップ状に変化する現象に対応すると考えられる。

図-2.13 に円管間隔： $p/d=1.46$ で測定部に挿入する円管の本数を3本にしたときの各円管先端部

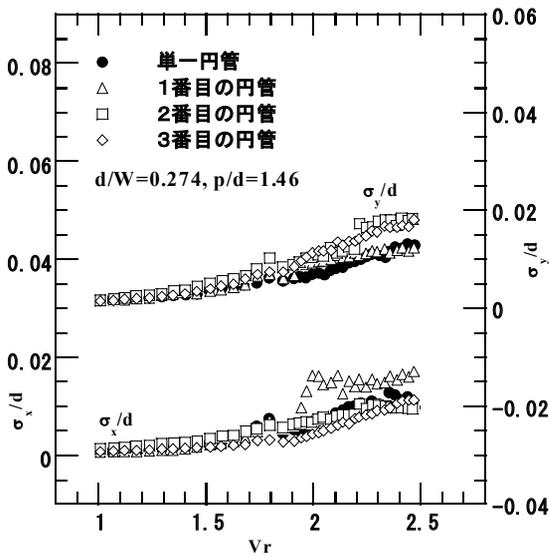


図-2.13 $p/d=1.46$ で円管を3本挿入した場合の変動振幅

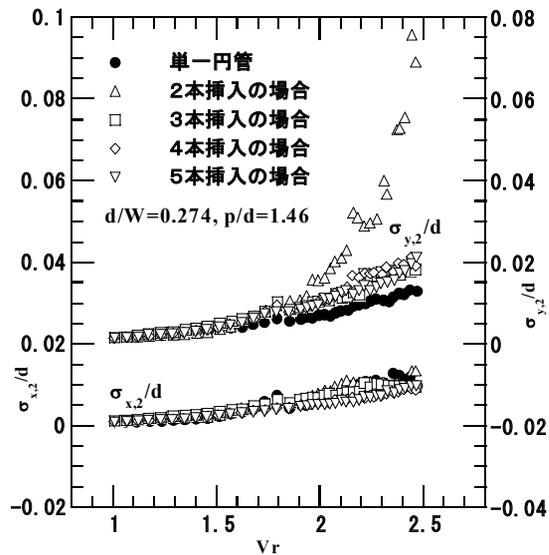


図-2.14 挿入本数による2番目の円管の変動振幅の変化

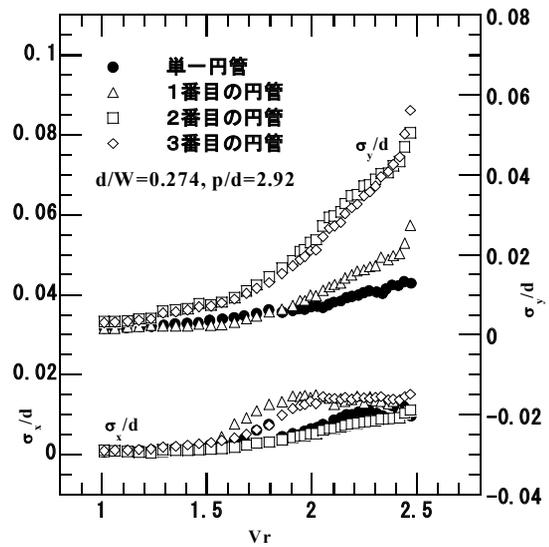


図-2.15 $p/d=2.92$ で円管を3本挿入した場合の変動振幅

の変動振幅を示す。円管の挿入本数が2本の場合、下流側(2番目)円管のy方向変動振幅は0.08とかなり大きい(図-2.11 参照)が、挿入本数が3本の場合には下流側(2番目、3番目)円管のy方向変動振幅は単一円管の結果と殆ど変わらないほど小さな値(=0.02)を示す。これより、円管の挿入本数が2本から3本になると下流側円管のy方向変動振幅が顕著に減少することが分かる。 $p/d=1.46$ として、円管の挿入本数をさらに増やした場合の2番目の円管の変動振幅を図-2.14 に示す。各ケースの2番目の円管の変動振幅は、挿入本数が2本の場合を除いて、x方向、y方向とも殆ど変化がないことが分かる。なお、挿入本数が3本以上の場合、3番目から最終端までの円管全ての振幅は各々のケースの2番目の円管振幅とほぼ同じであった。

一方、 $p/d=2.92$ で測定部に円管を3本挿入した場合(図-2.15 参照)、下流側(2番目、3番目)の円管はy方向に顕著な流力振動を示しており、円管間隔が同一で挿入本数が2本の場合の下流側円管の変動振幅(図-2.11 参照)と比べて殆ど違いは認められない。これより、 $p/d=2.92$ の場合には円管の挿入本数を2本から3本に増やしても、下流側円管の挙動に殆ど変化はないことが分かる。

2.3 流体・構造連成解析

これまで述べたように、本実験では一様流中の単一円管の場合と比べてかなり低い換算流速で流力振動が発生する。本実験体系に対して数値解析を行うことは、実機のような幾何形状・流動条件が異なる体系における円管の流力振動挙動を予測する上で重

要であり、流力振動実験では検討できなかった換算減衰率の影響についても数値解析では評価が可能である。円管の流力振動に関する数値解析は一様流中の単一円管に関して幾つか報告¹⁵⁾されているが、流路内の円管列に関する研究例は見当たらない。円管の流力弾性振動は、円管周りの流れ場と円管の変形・振動とが相互に影響を及ぼす現象なので、数値解析は流体解析と構造解析とを連成させて行う必要がある。本研究では、既存の汎用数値解析コードを利用して流体・構造連成解析を試み、流力振動現象が解析可能か検討した。解析対象としては、本実験結果の中で流れ場が最も複雑で数値解析が困難と思われる、流路幅： $W=25\text{mm}$ の測定部 ($d/W=0.548$) に $p/d=1.46$ で円管5本を挿入した $V_r=2.30$ の場合を選んだ。このとき、円管は5本全てでy方向の流力振動が発生している。以下では、その結果について報告する。

2. 3. 1 解析手法

本研究では円管列の流力弾性振動の流体・構造連成解析を行うため、流体解析には汎用熱流体解析コード:PHOENICSを、円管の構造解析には汎用構造解析コード:FINASを用い、各時間ステップ毎にデータ・ファイルを介して両コード間で情報交換を行った。なお、時間ステップ幅は現象が精度良く模擬

できるよう、十分小さな値 ($=10^{-4}\text{sec}$) とした。

座標系には3次元のBFC (境界適合曲線) 座標を適用した。PHOENICSには、BFC格子を時間ステップ毎に更新して構造物の変形による流れ場の時間変化に対応できる Moving BFC と呼ばれる機能があり、これを利用して円管の変形による流体への力を考慮した。計算格子は、各方向の計算精度のバランスと本計算で許容される格子点総数とを考慮し、 $300(\text{x方向}) \times 41(\text{y方向}) \times 80(\text{管軸方向})$ とした。図-2.16及び図-2.17に本計算で用いた計算格子を示す。

流体解析の支配方程式は3次元の Navier-Stokes 方程式であり、乱流成分は PHOENICS に組み込まれた $k-\epsilon$ モデル¹⁶⁾により計算した。一方、円管の構造解析ははり要素でモデル化し、次に示す運動方程式により計算を行った。ただし、はり要素の変位は水平方向だけとし、管軸方向への変位は考慮しない。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = F \quad (3)$$

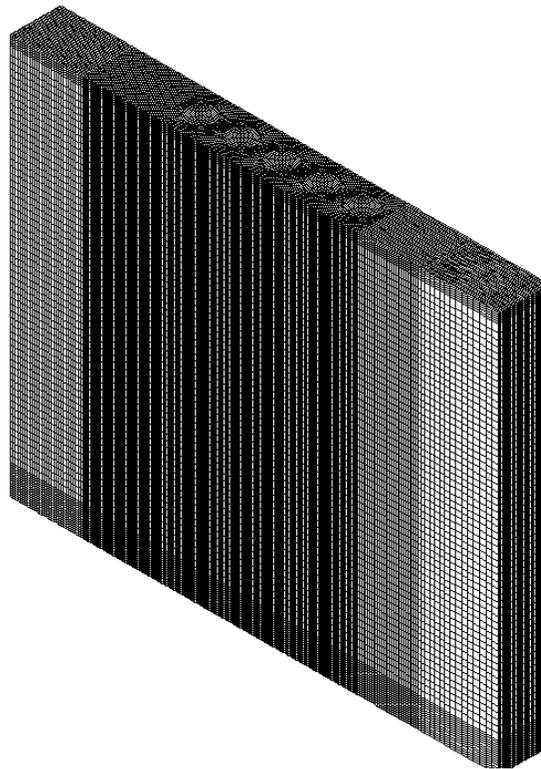


図-2.16 全解析領域の計算格子

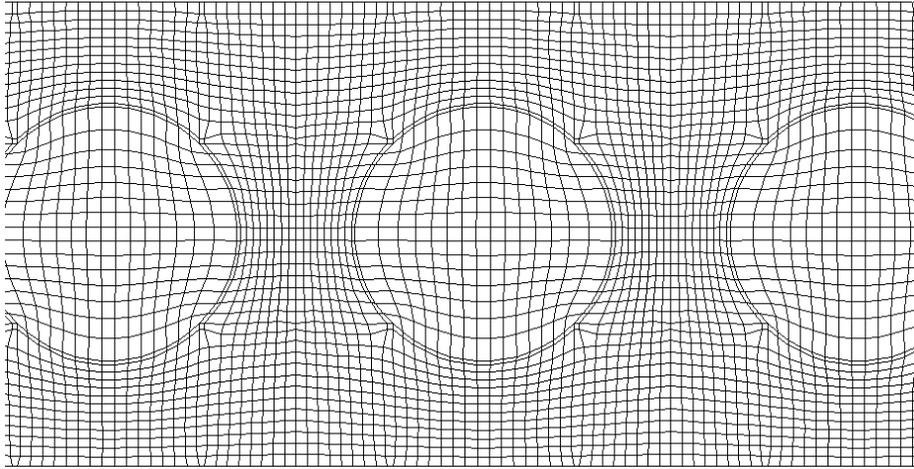


図-2.17 円管周りのBFC格子

ここで、はり要素が流体から受ける力: F は円管表面における圧力を積分して求め、はり要素の荷重条件として与えた。なお、円管表面の摩擦力ははり要素が受ける力の2、3パーセント程度と小さいので無視する。時刻とともに円管は変形し、それとともに円管表面も変位する。円管表面の変位による流体への排除圧力はPHOENICSのMoving BFC機能によって考慮される。

境界条件としては、計算領域入口断面で速度分布一様とし、出口断面で圧力を規定した。また、流路及び円管の表面上ではすべり無しとして表面上の速度をゼロとした。また、上記運動方程式における減衰係数: c は打振試験の計測値を用いた。

2.3.2 解析結果と問題点

上記の解析手法で得られた結果のうち、上流から1～3番目の円管先端部のリサージュ曲線を図-2.18 (各々の円管の結果を x 方向に0.0005ずつずらして表示する) に示す。図より、解析結果では円管先端部の変位のオーダーが実験値の百分の1程度と遙かに小さく評価されており、リサージュ曲線の形状も図-2.10(b)に示すような扁平な双葉形状ではなく、楕円形であることが分かる。この原因としては、PHOENICSで用いたBFC格子(H型格子)では円柱表面近傍の4頂点で格子の歪みが大きくなり、計算機のメモリの制限から格子間隔も十分細かく取れない(図-2.17参照)ため、発生した数値誤差によって見かけ上の粘性(数値粘性)が大きくなり、各円管から放出されるカルマン渦の挙動が正確に計算されず、円管が受ける抗力・揚力を精度良く評価できないことが考えられる。流力弾性振動を精度良く数値解析するためには、格子系の改良(非

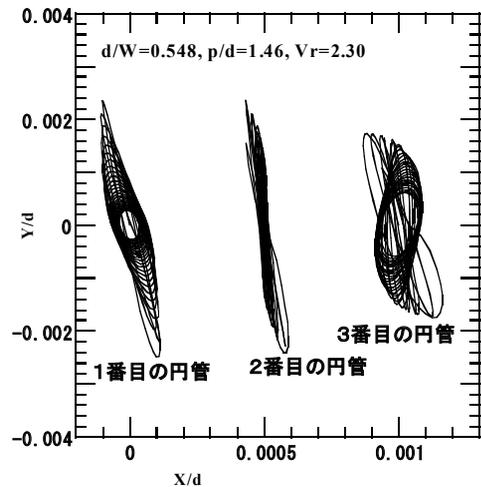


図-2.18 計算結果のリサージュ曲線

構造格子の採用など)によって円管の受ける流体力を正確に評価することが必要であり、今後の課題としたい。また、当初予定していた換算減衰率の及ぼす効果についても検討できなかった。これについても今後の課題としたい。

2.4 2章のまとめ

矩形流路中に円管を挿入し、流路閉そく比、挿入する円管の本数、ピッチをパラメータとする流力振動実験を行った。また、既存の汎用数値解析コードを利用して本実験体系に対する流体・構造連成解析を試みた。その結果、以下のことが明らかとなった。

①測定部に単一管を挿入した場合、流路閉そく比: $d/W=0.548$ のときには一様流中の場合よりもはるかに低い $V_r > 2.38$ で揚力方向の流力振動が発生したのに対し、 $d/W=0.274$ では実施可能な実験範囲:

$V_r \leq 2.47$ で明瞭な流力振動が発生せず、流路閉そく比の低下に伴って流力振動が発生する換算流速は増大する。

②流路閉そく比: $d/W=0.548$ の場合、円管を流れ方向に2本挿入すると、何れの円管においてもy方向に顕著な流力振動が発生すること、流力振動が発生する換算流速は上流側、下流側円管でほぼ同一であり、その値は何れの円管間隔でも $V_r \approx 2.0$ で単一円管の場合よりも小さいことが分かった。さらに、円管を3本以上挿入した場合でも、その挙動は殆ど変わらない。また、円管間隔が円管の流力振動挙動に及ぼす影響は、リサージュ曲線に僅かに認められるだけである。

③流路閉そく比: $d/W=0.274$ の場合、円管を流れ方向に2本挿入すると、上流側円管による乱れによって下流側円管で揚力方向に顕著な流力振動が発生する。但し、下流側円管の挙動は円管間隔: p/d に支配され、 $p/d=1.46$ では円管を3本以上挿入すると、2番目以降の円管の変動振幅が2本挿入したときに比べて著しく減少するのに対し、 $p/d=2.92$ では円管を3本挿入しても円管の変動振幅は円管を2本挿入したときと比べて顕著な変化は認められない。

④熱流体解析コード:PHOENICS と構造解析コード:FINAS を利用した円管列の流力弾性振動の数値解析は、定量的にも定性的にも実験結果を再現できなかった。これは、各円管から放出されるカルマン渦の挙動が正確に計算されないため、円管が受ける抗力・揚力を精度良く評価できないことが原因と考えられ、流体解析における格子系の改良が今後の課題となる。

本研究は、既存データが乏しい直交流中の円管列体系における流力振動挙動⁶⁾を明らかにするために実施され、矩形流路中の単一円管及び円管列の流力振動挙動に及ぼす流路閉そく比、円管間隔の影響を実験的に明らかにした。しかし、流体・構造連成解析については現在のところ、満足な結果が得られていない。実機における円管列の流力振動挙動を予測するためには数値解析手法の確立は必須であり、今後も検討を行うことが必要と考える。

3. 超高サイクル疲労試験

熱流動現象に起因する高サイクル疲労による原子力プラント機器の損傷事例がいくつか報告されているが、現在、原子力プラントの構造材料に対する疲労強度評価は、ほとんど 10^7 回までしか行われていない。高経年化が進めば、安全性及び経済性の面からも、さらに高サイクル領域における疲労強度評価

が重要となってくる。

本研究は、原子力プラントの構造材料について、 $10^7 \sim 10^9$ 回の超高サイクル疲労領域における疲労強度データを取得し、熱流動と構造材料の疲労強度との関係を明らかにすることを目的として開始した。しかし、結果的に研究期間が3年間に短縮されたため、熱流動と疲労強度の関係については、検討できなかった。そのため、超高サイクル疲労試験の結果についてのみ報告する。

疲労試験に用いた材料は、オーステナイト系ステンレス鋼 SUS316L (JIS G4304) とインコネル 690 相当材の NCF690 (JIS G4904) で、超高サイクル疲労強度特性と切欠き効果を検討するため、回転曲げ疲労試験を行った。

3. 1 試験材の選定理由

3. 1. 1 SUS316L の選定理由

1988年6月6日、九州電力玄海原子力発電所1号機において余熱除去システムの入口隔離弁近傍の配管溶接部が、高サイクル疲労により損傷事故を起こした¹⁷⁾。また、1999年7月12日、福井県敦賀市の日本原子力発電敦賀発電所2号機において化学体積制御系再生熱交換器連絡管の熱疲労破壊が発生した⁵⁾。

これらの構造部材には、オーステナイト系ステンレス鋼 SUS316 が、使用されている。そのため、SUS316 鋼の超高サイクル疲労試験を実施することにした。

3. 1. 2 NCF690 の選定理由

1991年2月9日、関西電力美浜発電所2号機において蒸気発生器の伝熱管が破断し、非常用炉心冷却装置が作動した。この原因は、振止め金具の大幅な挿入不足により、局所流速が速くなったため、本来振止め金具で支持されるべき伝熱管に流力弾性振動が発生したためである³⁾。その結果として、高サイクル疲労により伝熱管にき裂が発生し、それが進展して破断に至った。

また、1987年7月に発生した米国バージニア電力ノースアンナ発電所1号機の伝熱管破断事象では、伝熱管の環境対策のため蒸気発生器2次側器内水の流速を高めていたことにより、伝熱管に作用する流体力が相当大きくなっていったこと、及び振止め金具の過剰な挿入と先端の不揃いにより局所流速が速くなっていったことから、設計では振止め金具により支持される必要がない伝熱管に流力弾性振動が発生したためである³⁾。その結果として、高サイクル疲労により伝熱管にき裂が発生し、それが進展して破断に至った。

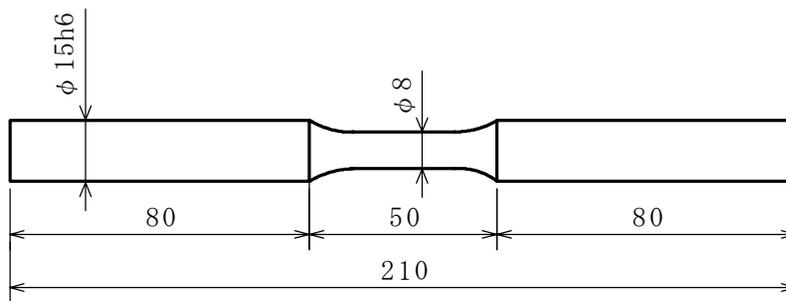
このように、近年、蒸気発生器伝熱管が流力弾性振動による高サイクル疲労を受けて破断する事故が

表－ 3. 1 化学成分 (wt.%)

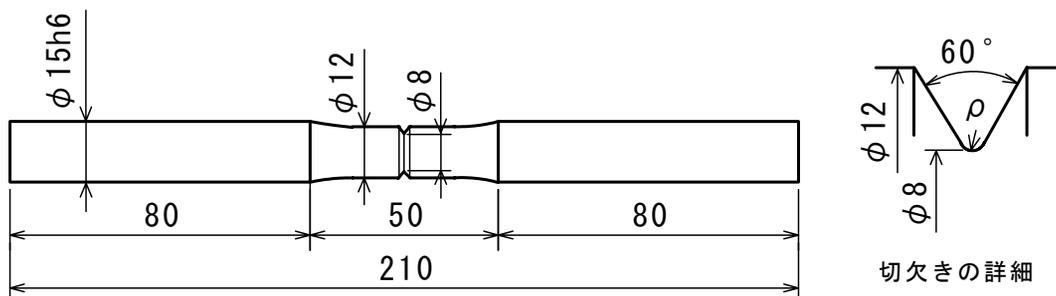
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Fe
SUS316L	0.013	0.50	0.85	0.024	0.001	12.16	17.75	2.19	bal.
NCF690	0.02	0.30	0.30	0.007	0.001	60.60	29.6	—	8.90

表－ 3. 2 機械的性質

	引張強さ σ_B (MPa)	0.2%耐力 $\sigma_{0.2}$ (MPa)	伸び (%)
SUS316L	575	260	58
NCF690	698	306	49



図－ 3. 1 平滑試験片 (単位 : mm)



図－ 3. 2 切欠き試験片 (単位 : mm)

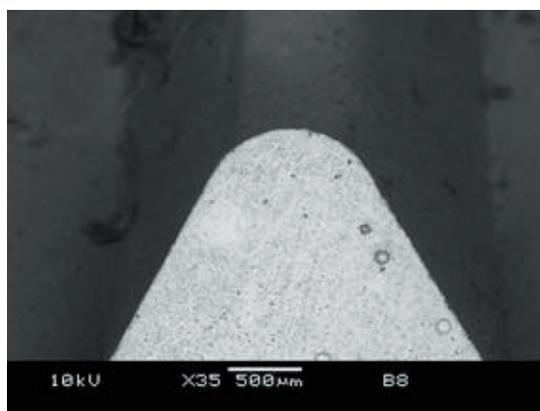
いくつか発生している。従来、蒸気発生器伝熱管に使用されていた材料は、インコネル600であったが、国内では1998年頃から、伝熱管の材料をインコネル600から、より耐食性の優れたインコネル690へ変更するようになった。そのため、本研究では、これから使用される材料を優先しようと考え、まだ高サイクル疲労データがほとんど公表されていないインコネル690相当品であるNCF690の超高サイクル疲労試験を行うこととした。

3.2 試験方法

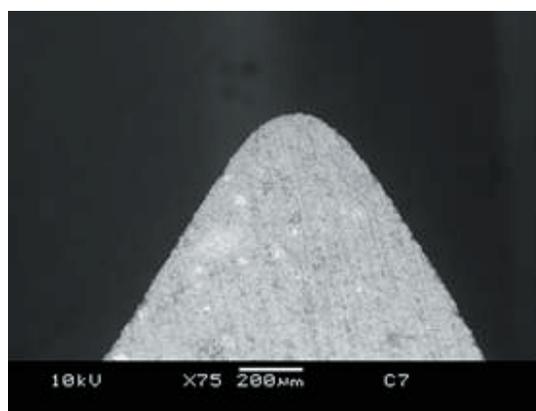
3.2.1 試験片

供試材は、オーステナイト系ステンレス鋼 SUS316L (JIS G4304) とインコネル 690 相当材の NCF690 (JIS G4904) を用いた。前者は平滑試験片

および2種類の環状切欠き試験片 (応力集中係数 $K_t=2$ と $K_t=3$) を、後者は平滑試験片をそれぞれ10本製作した。その化学成分と機械的性質の実測値をそれぞれ表-3.1及び表-3.2に示すが、いずれもJIS規格の要求値を満足している。試験片形状は、平滑試験片を図-3.1に、切欠き試験片を図-3.2に示す。また、SUS316L試験片の切欠き底の様相は、走査型電子顕微鏡 (SEM) を用いて観察した。その代表例として、表-3.5の試料No. S-B-8 ($K_t=2$) と試料No. S-C-7 ($K_t=3$) の切欠き底の様相を写真-3.1に示す。図中の白い部分は切欠き底の形状を樹脂により型取りしたものであり、白と黒の境界が切欠き底に相当するが、特に異常な点は見られない。



試料 No. S-B-8 ($K_t=2$)



試料 No. S-C-7 ($K_t=3$)

写真-3.1 SUS316L環状切欠き試験片の切欠き底の様相 (代表例)

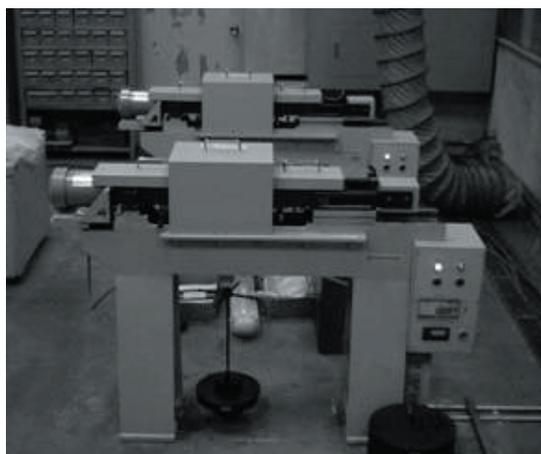


写真-3.2 小野式回転曲げ疲労試験機

3. 2. 2 試験装置

疲労試験は、写真-3.2に示す島津製作所製の小野式回転曲げ疲労試験機 H7 型を2台用いた。本試験機は試験片に4点曲げ荷重を加えながら回転させ、曲げ疲労による材料の疲労強度を求める装置である。本試験機の主な仕様は、以下の通りである。

最大曲げモーメント	100N・m
最大回転速度	3,400rpm (インバータ)
駆動用モータ	三相、200V、400W
本体寸法	幅 1,600×奥行 500 ×高さ 1,000(mm)

3. 2. 3 試験条件

SUS316Lの試験条件を表-3.3に、NCF690の試験条件を表-3.4に示す。本試験機は、最大回転速度 3,400rpm の能力を有するが、試験機の安定性を考慮して、3,000rpm (50Hz) 以下の回転速度で試験を行った。また、試験は、室温大気中で行い、目標繰返し数は、 $\sim 10^9$ 回(cycles)とした。なお、試験の応力振幅は、切欠き底の直径に基づいて算出した公称曲げ応力振幅である。SUS316L及びNCF690の試験の応力振幅は、それぞれ表-3.5及び表-3.6に示す。

3. 3 試験結果

3. 3. 1 SUS316L の試験結果^{18), 19)}

試験結果を表-3.5及び図-3.3に示す。図中で、●印は平滑試験片、△印は応力集中係数 $K_t=2$ の試験片、□印は $K_t=3$ の試験片の結果である。試験結果は、応力集中係数の増加とともに疲労強度が

低下することを示している。平滑試験片では、疲労限度 279MPa が得られた。また、応力集中係数 $K_t=2$ 及び $K_t=3$ の試験データは、まだ十分得られていないが、 $K_t=2$ では約 260~280MPa の範囲で、 $K_t=3$ は約 160~200MPa の範囲で疲労限度が得られると考えられる。

次に、破面のマクロ写真を写真-3.3~3.5に示す。平滑試験片の破断位置は試験片の平行部分である。応力振幅が大きい条件では、凹凸した延性的な破面を呈しており、き裂が試験片表面から比較的急速に進展し、曲げ荷重により延性的に破断したものと考えられる。環状切欠き試験片($K_t=3$)の破面を観察すると、試験片表面からき裂(凹凸の少ない面)が進展し、最後に僅かに繋がっていた中央部が曲げ荷重により短時間に破断したため、延性的な様相(中央部の凹凸部分)を示している。応力振幅 σ_a が小さくなる程、疲労により生じたと考えられる傷が切欠き底から中心に向けて長く成長している。

3. 3. 2 NCF690 の試験結果

試験結果を表-3.6及び図-3.4に示す。ただし、応力振幅 497 MPa の試験は、温度上昇による試験片の変形で停止したため、図-3.4において試験結果を(●)で表示した。超高サイクル領域でのデータが不足しているため、疲労限度はまだ確定できていない。しかし、応力振幅 398 MPa 以上のとき繰返し数約 1.1×10^6 回以下で試験片が破断し、応力振幅 318 MPa のとき繰返し数 10^9 回に達しても試験片が破断しなかったことから、NCF690の疲労限度は、約 320~400 MPa の範囲に収まると考えられる。今後も、疲労試験を継続して行い、データを取

表-3.3 SUS316L の試験条件

試験温度	試験速度 (rpm)	応力集中係数 K_t	切欠き半径 ρ (mm)	目標繰返し数 (cycles)
室温	1,000	1	(平滑試験片)	$\sim 10^9$
	?	2	0.74	
	3,000	3	0.27	

表-3.4 NCF690 の試験条件

試験温度	試験速度 (rpm)	目標繰返し数 (cycles)
室温	600~2,400	$\sim 10^9$

表-3.5 SUS316L の試験結果

試料 No.	応力集中係数 K_t	試験部直径 D (mm)	応力振幅 σ_a (MPa)	疲労寿命 (破断寿命) N_f (cycles)	備考
S-A-1	1	8	318	13,700	
S-A-2	1	8	298	35,700	
S-A-3	1	8	279	2,523,100	
S-A-4	1	8	279	> 1,000,000,000	中断
S-A-5	1	8	259	> 1,000,000,000	中断
S-A-6	1	8	219	> 1,000,000,000	中断
S-B-1	2	8	328	32,900	
S-B-2	2	8	308	75,600	
S-B-3	2	8	318	127,700	
S-B-4	2	8	298	150,900	
S-B-5	2	8	279	273,000	
S-B-6	2	8	239	> 313,487,600	中断
S-B-7	2	8	259	> 1,005,240,000	中断
S-B-8	2	8	249	> 1,007,080,000	中断
S-C-1	3	8	308	13,100	
S-C-2	3	8	279	75,900	
S-C-3	3	8	259	144,900	
S-C-4	3	8	219	232,600	
S-C-5	3	8	239	274,400	
S-C-6	3	8	199	963,500	
S-C-7	3	8	179	203,004,700	

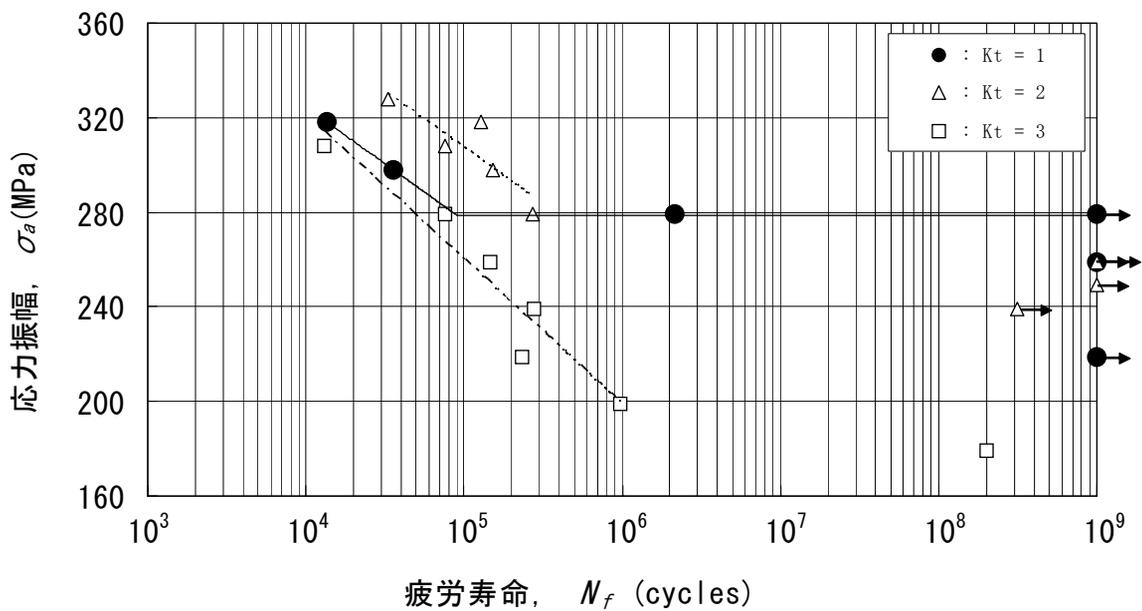
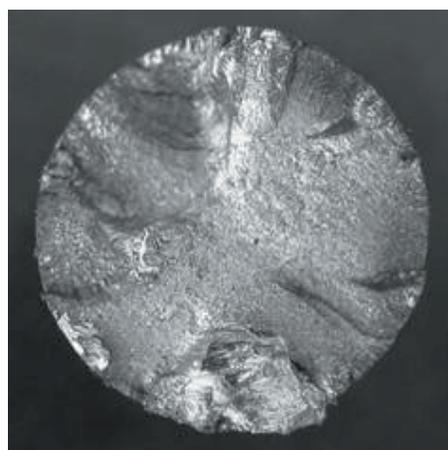


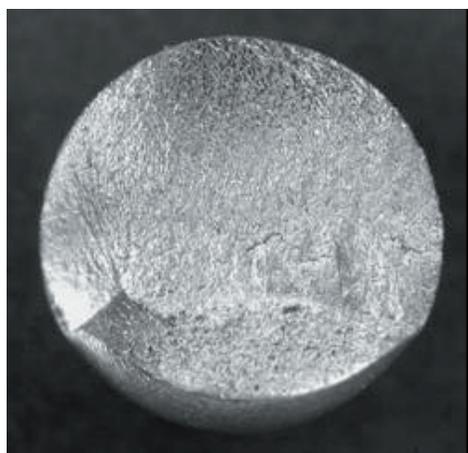
図-3.3 SUS316L の試験結果



試料 No.S-A-1
($\sigma_a=318\text{MPa}$, $N_f=13,700\text{cycles}$)



試料 No.S-A-2
($\sigma_a=298\text{MPa}$, $N_f=35,700\text{cycles}$)



試料 No.S-A-3
($\sigma_a=279\text{MPa}$, $N_f=2,523,100\text{cycles}$)



試料 No.S-B-1
($\sigma_a=328\text{MPa}$, $N_f=32,900\text{cycles}$)



試料 No.S-B-2
($\sigma_a=308\text{MPa}$, $N_f=75,600\text{cycles}$)

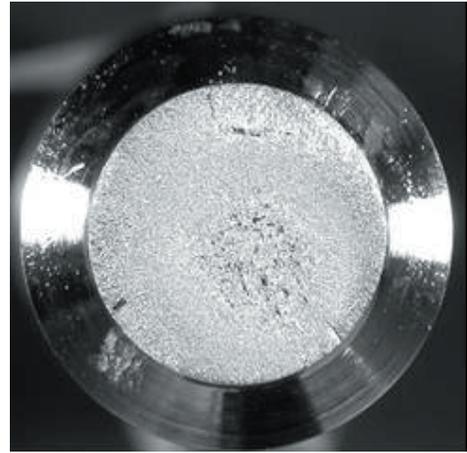


試料 No.S-B-3
($\sigma_a=318\text{MPa}$, $N_f=127,700\text{cycles}$)

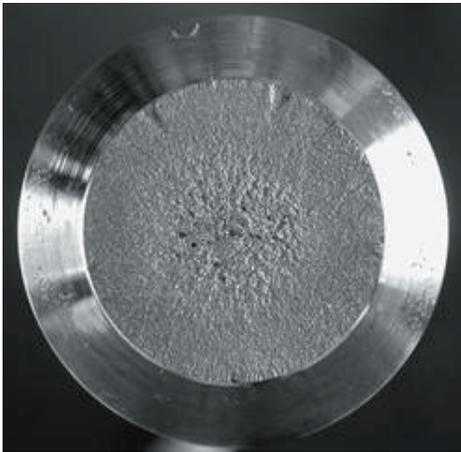
写真- 3. 3 SUS316L の破面 (I)



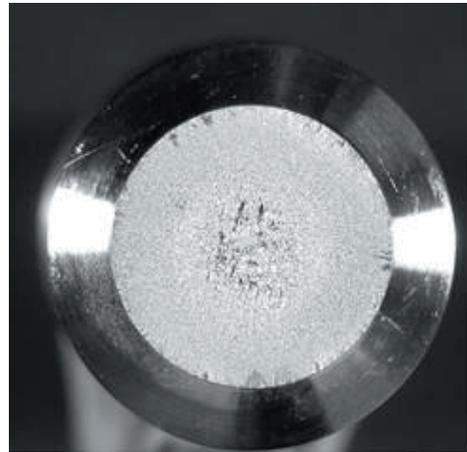
試料 No.S-B-4
($\sigma_a=298\text{MPa}$, $N_f=150,900\text{cycles}$)



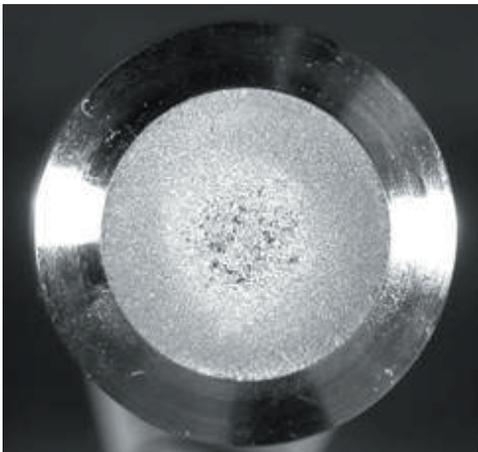
試料 No.S-B-5
($\sigma_a=279\text{MPa}$, $N_f=273,000\text{cycles}$)



試料 No.S-C-1
($\sigma_a=308\text{MPa}$, $N_f=13,100\text{cycles}$)



試料 No.S-C-2
($\sigma_a=279\text{MPa}$, $N_f=75,900\text{cycles}$)

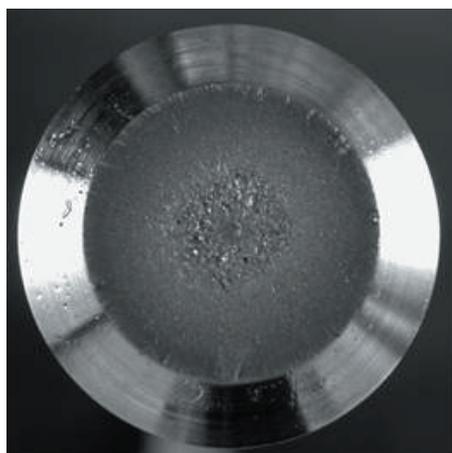


試料 No.S-C-3
($\sigma_a=259\text{MPa}$, $N_f=144,900\text{cycles}$)

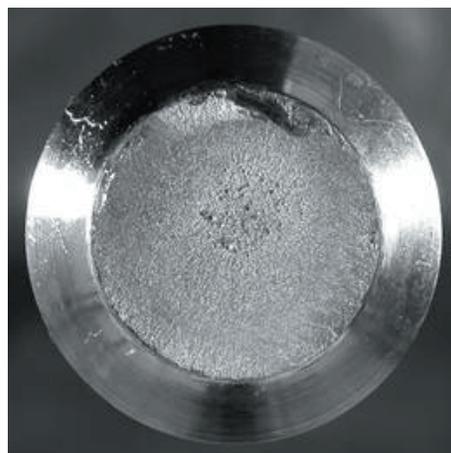


試料 No.S-C-4
($\sigma_a=219\text{MPa}$, $N_f=232,600\text{cycles}$)

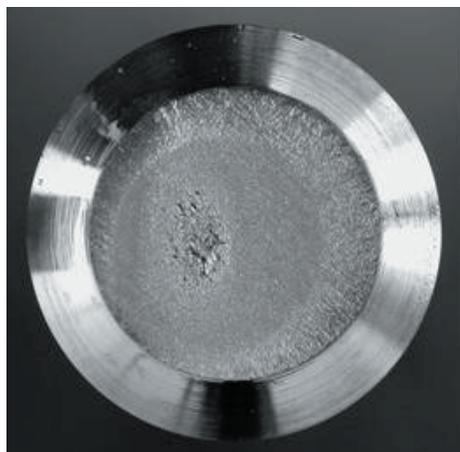
写真-3.4 SUS316Lの破面(II)



試料 No.S-C-5
($\sigma_a=239\text{MPa}$, $N_f=274,400\text{cycles}$)



試料 No.S-C-6
($\sigma_a=199\text{MPa}$, $N_f=963,500\text{cycles}$)



試料 No.S-C-7
($\sigma_a=179\text{MPa}$, $N_f=203,004,700\text{cycles}$)

写真-3.5 SUS316Lの破面(Ⅲ)

表-3.6 NCF690の試験結果

試料 No.	応力集中係数 K_t	試験部直径 D (mm)	応力振幅 σ_a (MPa)	疲労寿命 (破断寿命) N_f (cycles)	備考
I-A-1	1	8	497	2,300	温度上昇による停止
I-A-2	1	8	477	46,300	
I-A-3	1	8	458	92,900	
I-A-4	1	8	418	173,400	
I-A-5	1	8	398	1,119,100	
I-A-6	1	8	358	> 69,000,000	中断
I-A-7	1	8	318	> 1,000,000,000	中断

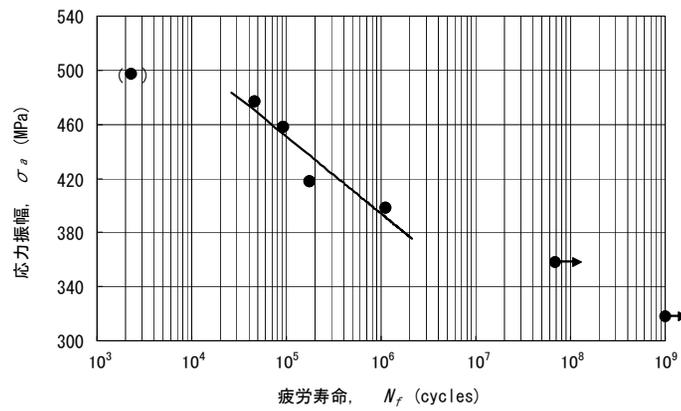
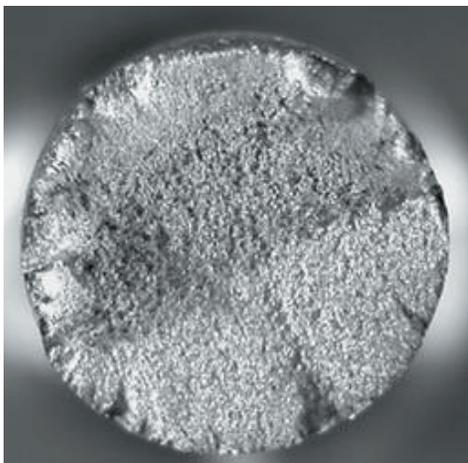


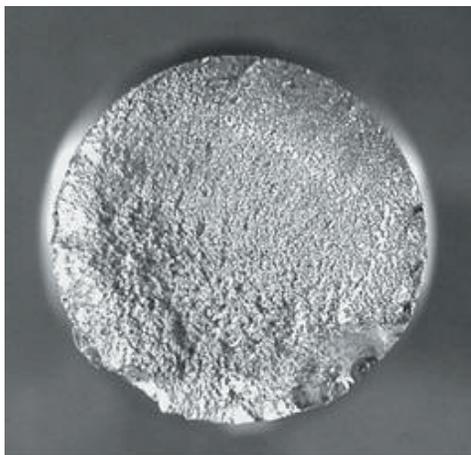
図-3.4 NCF690 の試験結果



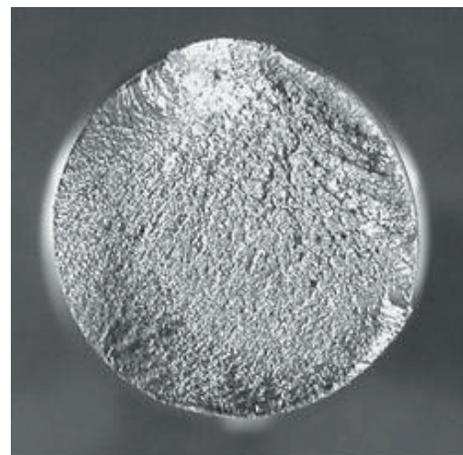
試料 No.I-A-2
($\sigma_a=477\text{MPa}$, $N_f=46,300\text{cycles}$)



試料 No.I-A-3
($\sigma_a=458\text{MPa}$, $N_f=92,900\text{cycles}$)



試料 No.I-A-4
($\sigma_a=418\text{MPa}$, $N_f=173,400\text{cycles}$)



試料 No.I-A-5
($\sigma_a=398\text{MPa}$, $N_f=1,119,100\text{cycles}$)

写真-3.6 NCF690 の破面

得する予定である。

次に、破面のマクロ写真を写真-3.6に示す。全ての試験片で表面からの疲労き裂が伸展して破壊している。なお、試料No. I-A-1は、試験片が変形して停止したため破断面の写真はない。

3.4 3章のまとめ

一般的に、低サイクル疲労、高サイクル疲労、超高サイクル疲労の区分は、破壊繰返し数でそれぞれ 10^5 回以下、 $10^5 \sim 10^7$ 回、 10^7 回以上である²⁰⁾。超高サイクル疲労強度特性に及ぼす切欠き効果の影響を検討するため、小野式回転曲げ疲労試験機を用いて、オーステナイト系ステンレス鋼 JIS SUS316L の平滑試験片と2種類の環状切欠き試験片（応力集中係数： $K_t=2$ 及び3）、及びインコネル 690 相当材 JIS NCF690 の平滑試験片について回転曲げ疲労試験を行った。

その結果、SUS316L については、応力集中係数の増大につれて疲労強度が低下する傾向が見られ、平滑試験片の疲労限度 279MPa が得られた。NCF690 については、データが不足しているため、疲労限度はまだ確定できていないが、平滑試験片の疲労限度は、約 320～400MPa の範囲に収まると考えられる。

4. あとがき

本研究は、平成 13 年度から 3 年間、原子力試験研究「原子炉プラント機器の高経年化と熱流動挙動に関する研究」として実施したものである。本研究では流路内円管列の流力振動挙動を実験的に明らかにすると共に、原子力プラント構造材料の超高サイクル疲労試験データを取得した。しかし、流力振動現象の流体・構造連成解析は定性的にも定量的にも実験結果を模擬することができず、格子系の改良等により計算精度を向上させることが今後の課題として残された。なお、超高サイクル疲労試験は今後も継続し、疲労試験データを蓄積してゆく予定である。

謝 辞

本研究は原子力委員会の評価に基づき、文部科学省原子力試験研究費により実施されたものである。

参考文献

- 1) 「原子力のすべて」編集委員会、「原子力のすべて」、p. 171、<http://www.genshiryoku-subete.jp/book/5syou.pdf>、(2003)

- 2) 資源エネルギー庁、「高経年化に関する基本的な考え方」(1996)
- 3) 資源エネルギー庁、「関西電力(株)美浜発電所2号機蒸気発生器伝熱管損傷事象について」(1991)
- 4) 伊藤ほか10名、「『もんじゅ』ナトリウム漏えい事故に関する技術報告」、原子力誌, 39-9 (1997)、pp. 704-732
- 5) 星野、武藤、「化学体積制御系再生熱交換器連絡管からの漏えいの原因について」、日本原子力学会秋の大会 特別セッション、(1999)
- 6) 日本原子力学会、「原子炉プラントの経年変化と熱流動」、(1999-3)
- 7) 日本機械学会、「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」、JSME S 012 (1998)
- 8) 村田、稲坂、安達、「流路内に挿入された円管列の流力振動」、日本原子力学会春の年会、(2003)、J 32
- 9) 村田、稲坂、安達、「流路内に挿入された円管列の流力振動(続報)」、日本原子力学会春の年会、(2004)、L 25
- 10) 村田、稲坂、安達、「流路内に挿入された円管列の流力振動」、海技研発表会講演集、(2003)、pp.291-294
- 11) 村田、稲坂、安達、「流路内に挿入された円管列の流力振動(続報)」、海技研発表会講演集、(2004)、pp.153-156
- 12) 岡島、杉谷、「一様流中で種々な振動方向に振動する円柱」、九大応力研所報、57(1982)、pp.229-245
- 13) 鈴木、平野、「円柱まわりの流れに及ぼす流路幅の影響(臨界付近について)」、機論、44-385(1978)、pp.3044-3051
- 14) 岡島、「高レイノルズ数における直列2円柱まわりの流れ」、機論、44-384(1978)、pp.2663-2671
- 15) 日本機械学会、No.02-36 講習会「配管内円柱状構造物の流力振動：機械学会指針とその後の研究動向」、(2002) pp.31-39
- 16) 日本機械学会、「熱と流れのコンピュータアナリシス」、コロナ社、(1986) p.110
- 17) 火力原子力発電技術協会、「原子力発電所運転管理年報」、(1989)
- 18) 日本溶接協会、受託研究報告書「原子力機器用構造材の高サイクル疲労評価研究」平成13年度(成果報告書)、(2002)、pp.240-241
- 19) 日本溶接協会、受託研究報告書「原子力機器用構造材の高サイクル疲労評価研究」平成14年度(成果報告書)、(2003)、pp.530-535
- 20) 日本溶接協会、受託研究報告書「原子力機器用構造材の高サイクル疲労評価研究」平成12年度(成果報告書)、(2001)、p.163