

温度計の流力振動防止のための設計方針

—解説—

(研究報告)

2000年9月



核燃料サイクル開発機構
大洗工学センター

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

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松4番地49
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki, 319-1184,
Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)
2000

温度計の流力振動防止のための設計方針 －解説－

(研究報告)

岩田 耕司 *
森下 正樹 *
山口 彰 *
和田 雄作 **

要　旨

1995年に発生した高速増殖原型炉「もんじゅ」の2次主冷却系配管からのナトリウム漏えい事故は温度計の流力振動による破損が原因であった。核燃料サイクル開発機構（旧、動力炉・核燃料開発事業団）では、この種の破損を防止するため、「温度計の流力振動防止のための設計方針（案）」（1997年3月発行。以下「温度計設計方針」という）を策定した。本解説書は、「温度計設計方針」における流力振動防止の考え方、防止規定の内容、評価方法及びそれらの根拠等について詳細に解説したものである。本解説書の内容は、基本的に「温度計設計方針」策定時点で利用可能な流力振動の試験データや技術的知見、検討結果に基づいて作成されているが、その後に得られた最新の研究成果等も取り入れ内容の充実を図っている。

*) 大洗工学センター システム技術開発部
**) 大洗工学センター 要素技術開発部

Flow-induced Vibration Design Guide for Thermometer Wells — Background Document —

Koji IWATA*
Masaki MORISHITA*
Akira YAMAGUCHI*
Yusaku WADA**

Abstract

The 1995 sodium leak incident of the secondary main piping of the prototype fast breeder reactor MONJU stemmed from the failure of a thermometer well, which was due to flow-induced vibration. JNC, Japan Nuclear Fuel Cycle Development Institute, formerly PNC, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation, prepared the Flow -induced Vibration Design Guide for Thermometer Wells (FIV-DG) in 1997, to prevent the recurrence of the similar phenomena. This document provides a detailed background for the FIV-DG, covering the basic design philosophy against flow-induced vibration, the explanation of each provision, the design methods and procedures employed, and supporting experimental data. Recent experimental results and findings, which were obtained after the establishment of the FIV-DG, are utilized to enrich this background document.

* Oarai Engineering Center, System Engineering Technology Division
** Oarai Engineering Center, Advanced Technology Division

目 次

要旨	i
Abstract	ii
表リスト	iv
図リスト	iv
1. はじめに	1
2. 「温度計設計方針」の位置づけ	2
3. 適用範囲	3
4. 考慮すべき荷重と設計の方法	4
5. 流体力に対する設計方法	4
5. 1 流体力に関する制限	4
5. 2 流力振動に関する制限	7
(1) 同期振動領域の回避	7
(i) 涡放出特性	7
(ii) 涡励起振動	8
(iii) 同期振動の回避・抑制条件	13
(2) 流力振動による応力振幅の制限	24
(i) 応力振幅の制限式	24
(ii) 涡による強制振動	25
(iii) 不規則流成分による振動	29
(iv) 高サイクル疲労評価用の設計疲労限	41
謝辞	53
参考文献	54
付録 A ASME N-1300 及び日本機械学会基準 JSME S 012との比較	58

表 リ ス ト

Table 1 同期振動の回避と抑制の判定条件 14

図 リ ス ト

Fig. 1	配管に取り付けた温度計さやの例	3
Fig. 2	流力振動評価の流れ	5
Fig. 3	円柱の抗力係数とレイノルズ数の関係	6
Fig. 4	静止円柱のストローハル数（平滑円柱，乱れ強度の小さい直交流）	8
Fig. 5	空気中で定常直交流を受ける両端柔支持円柱の流力振動応答	9
Fig. 6	2次元円柱の渦励起振動発生領域と最大振幅 (定常直交空気流，両端柔支持円柱)	10
Fig. 7	円柱の2つのインライン振動挙動 (King らの水路実験)	11
Fig. 8	円柱のインライン振動応答 (King らの換算減衰を変化させた水実験)	12
Fig. 9	円柱の典型的な渦励起振動の模式図 (亜臨界流，換算減衰小)	13
Fig. 10	同期振動の回避・抑制の判定図	14
Fig. 11	レイノルズ数域の違いによるインライン振動応答の比較 (King)	16
Fig. 12	大気中の円柱のインライン振動応答(岡島ほか)	17
Fig. 13	超臨界レイノルズ数領域における円筒の渦励起振動応答 (堺ほか)	17
Fig. 14	テーパ付き円筒の渦励起振動応答の例(堺ほか)	18
Fig. 15	最大ピーク振幅発生時点の無次元流速から算出した ストローハル数とレイノルズ数の関係	20
Fig. 16	インライン振動の最大振幅と換算減衰の関係 (King)	21
Fig. 17	インライン振動の最大振幅と換算減衰の関係 (岡島ほか)	22
Fig. 18	インライン振動の最大振幅と換算減衰の関係 (堺ほか)	23
Fig. 19	全変動揚力係数 C_L と狭帯域変動揚力係数 C_{LV} (Mulcahy)	27
Fig. 20	広帯域変動揚力係数 C_{LR} と変動抗力係数 C_D' (Mulcahy)	27
Fig. 21	変動流体力を受ける円柱	29
Fig. 22	乱流励振下の円柱の相関長さ	33
Fig. 23	乱流励振の振幅ピーク値係数と累積確率分布	35
Fig. 24	配管内水流動試験による揚力のパワースペクトル密度	36
Fig. 25	揚力の規格化パワースペクトル密度 (空気実験と理論式との比較)	37
Fig. 26	乱流励振の流体力係数	38
Fig. 27	高レイノルズ数領域の乱流励振振幅の計算値と測定値の比較	40

Fig. 28 通産省告示第 501 号 別図第 2 — 設計疲れ線図 (オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金)	42
Fig. 29 ASME の A,B,C 線図と Jaske 表示式の比較	43
Fig. 30 ASME 基準に使用されたオーステナイト系ステンレス鋼試験データ と線図との対応	43
Fig. 31 高温高サイクル疲労試験結果 (回転曲げ, SUS304)	44
Fig. 32 高サイクル側への外挿方法 (SUS304)	45
Fig. 33 SUS304 試験データと疲労線図の対応 (625°C)	46
Fig. 34 SUS304 及び SUS316 の高サイクル疲労線図	46
Fig. 35 設計疲労限 (SUS304 及び SUS316)	47
Fig. 36 通産省告示第 501 号 別図第 1 — 設計疲れ線図 (炭素鋼, 低合金鋼及び高張力鋼)	48
Fig. 37 ASME 線図と ASME1969 年資料の比較 (2½Cr-1Mo 鋼)	49
Fig. 38 高温高サイクル疲労試験結果 (回転曲げ, 2½Cr-1Mo 鋼)	50
Fig. 39 ASME 最適傾向線 (平均応力なし) と BDS 最適傾向線の比較 (2½Cr-1Mo 鋼, 370°C)	51
Fig. 40 高サイクル側への外挿方法 (2½Cr-1Mo 鋼)	52
Fig. 41 設計疲労限 (2½Cr-1Mo 鋼)	52

1. はじめに

本解説書は、高速増殖原型炉「もんじゅ」において平成5年12月に発生した2次系配管からのナトリウム漏洩事故を踏まえ、事故の直接の原因であった温度計さや（保護管あるいはウェル）の破損の再発防止を目的として定めた「温度計の流力振動防止のための設計方針（案）」¹⁾（平成9年3月、動力炉・核燃料開発事業団。以下「温度計設計方針」という）について解説したものである。

「温度計設計方針」は、「もんじゅ」の原子炉施設に適用される「ナトリウム冷却型高速増殖炉発電所の原子炉施設に関する技術基準」²⁾（昭和59年11月、科学技術庁・原子力安全局。以下「施設の技術基準」という）における、冷却材の循環等により生じる振動による損傷防止条項を、配管の温度計保護管に適用することを念頭に置いて、具体的に規定したものであり、「ナトリウム冷却型高速増殖炉発電所の原子炉施設に関する構造等の技術基準」³⁾（昭和59年11月、科学技術庁・原子力安全局。以下「構造等の技術基準」という）及び「高速原型炉第1種機器の高温構造設計指針」⁴⁾（昭和59年11月、科学技術庁・原子力安全局。以下「高温構造設計指針」という）の規定を補完するものとして位置づけられる。なお、「温度計設計方針」の表題に付した（案）は、核燃料サイクル開発機構の提案を意味するものである。

撓み易い構造要素が流体の流れを受けて振動する現象は、流力振動と総称され、動力プラントの機器等の設計において、十分な注意を払わなければならない現象の1つとされている。しかしながら、流力振動は、流れと構造物の動力学的相互作用の結果生じる複雑な現象であることから、そのメカニズムが十分明らかになっていないものも多く、従来は主として工業分野ごとに蓄積されてきた経験や実績に基づく設計が行われてきた。流力振動の研究は1960、1970年代に大きく進展したが、これらの研究成果を設計指針化する動きが始まったのは1980年代に入ってからである⁵⁾。特にASME（米国機械学会）の Boiler and Pressure Vessel Code（ボイラー及び圧力容器規格）においては、流力振動の体系立った設計指針の検討が行われ、約10年の検討期間を経て、1991年12月に、同規格のSection III（原子力発電プラント機器用）Appendix N（動的解析）⁶⁾の中にN-1300「管及び管群の流力振動に対する設計指針」（以下、ASME N-1300という）が新たに整備・発行された。これは、非強制の（non-mandatory）設計指針、すなわち設計参考情報の位置づけであるが、現状では最もよく整備された指針であるといえる。「温度計設計方針」は、ASME N-1300の考え方を参考にして、温度計さやの健全性の評価に適用できる規定として定めたものである。

本解説書の作成に当たっては、「温度計設計方針」の流力振動防止に対する考え方、各条項の内容及び設定根拠の説明、並びに各条項の解釈を統一するための解説等を含めることとした。

本解説書は、基本的に「温度計設計方針」策定時点までのデータや知見、検討

結果に基づき作成しているが、その後得られた研究開発成果等も一部取り入れ内容の充実を図っている。なお、「温度計設計方針」が策定されたのち、日本機械学会においても同様な指針の検討が行われ、1998年9月に「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」(JSME S 012)⁷⁾が発行されている。参考までに付録Aに「温度計設計方針」と、ASME N-1300ならびにJSME S 012との比較一覧表を示す。

2. 「温度計設計方針」の位置づけ

高速増殖原型炉「もんじゅ」に適用される技術基準体系は、原子炉等規制法及び電気事業法の下に整備されており、温度計さやの設計もこの技術基準体系に従って行われる。この技術基準体系では、「施設の技術基準」第8条が総則としての振動による損傷の防止条項となっており、冷却材の循環等により生ずる振動（流力振動）による損傷を防止すること、とされているが、関連する技術基準である「構造等の技術基準」及び「高温構造設計指針」においてはその細則を具体的に定めることはしていない。設計の規格・基準におけるこのような取扱いは、上記技術基準体系が整備された当時は、ASME ボイラー及び圧力容器規格においても同様の状況であったが、前述のように、ASME 規格 Sec III では、比較的最近(1992年12月)，非強制の指針 Appendix N の中に N-1300（管及び管群の流力振動）⁶⁾が新たに追加されている。

「温度計設計方針」は、「施設の技術基準」第8条の振動による損傷の防止条項を受けて、配管内の流体中に突き出した温度計さやという特定の構造体系について、流力振動による損傷を防止するために、具体的かつ詳細な設計の方法を定めたものであり、「構造等の技術基準」及び「高温構造設計指針」を補完するものとして位置づけられる。なお、配管の温度計さやは、それが取り付けられる配管と同一境界（バウンダリ）を形成することから、基本的には「構造等の技術基準」及び「高温構造設計指針」における配管の規定が適用される。

なお、温度計さやの設計において従来からしばしば参照されている規定として、ASME の Performance Test Code⁸⁾（性能試験規格）体系下の温度計測に関する規定(PTC 19.3) や日本工業規格 (JIS) における温度測定方法通則 (JIS Z 1870)⁹⁾がある。前者は温度測定性能と強度確保の観点からさやの許容形状を定めており、また後者は主に測定性能面からの指針を与えており、それぞれ参考になる。

3. 適用範囲

「温度計設計方針」が適用される構造、材料及び使用温度の範囲、並びに使用環境を定めている。

温度計さやの基本形状は、円筒形状又はテーパ付き円筒形状であること、配管へのさやの取り付け方法は、Fig.1 に示すように、配管の表面に穴を設け内部に挿入して取り付ける方式とし、溶接は「施設の技術基準」で認められた溶接方法により、配管に直付け溶接又は管台を介した溶接が施工されることとなる。また、

「温度計設計方針」は、配管の長手方向に直交して取り付けられたさやを対象としているが、斜めに取り付けられたさやに対しても、理論的考察あるいは実験により保守性を確認した上で同様な方法を適用することができる。

温度計さやの材料及びその使用温度の上限は、配管設計に適用される「構造等の技術基準」がそのまま適用される。

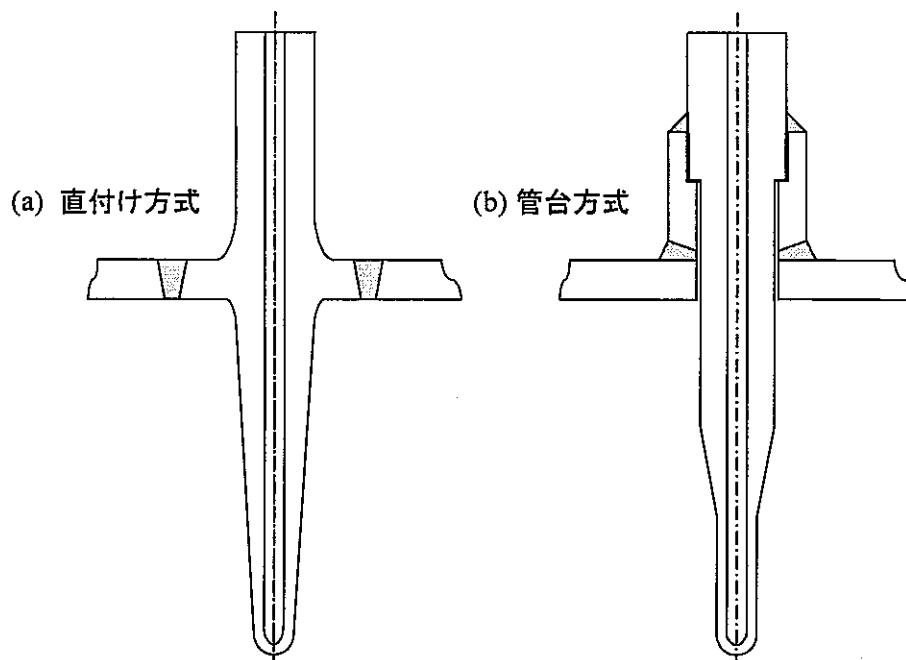


Fig.1 配管に取り付けた温度計さやの例

4. 考慮すべき荷重と設計の方法

配管内に突き出た温度計さやが受ける主な荷重としては、外圧（流体圧）、熱荷重、流体力がある。このうち外圧、熱荷重については、「構造等の技術基準」の規定に従い評価する。流体力については、定常抗力（流れ方向）、及び変動する揚力（流れに直交方向）と抗力、乱流による励振力等が考えられるが、これらは「温度計設計方針」の規定に従い評価する。設計は、有限要素法等による温度計さやの振動特性解析と応力解析、及び「温度計設計方針」に定める算定式により評価する方法を基本とする。ただし、その妥当性が示される場合は、実験あるいは解析による設計も認められる。

5. 流体力に対する設計方法

温度計さやの流体力に対する設計評価の全体の流れを Fig.2 に示す。まず、1 次応力による破損防止を確認したのち、温度計さやの振動特性と流力振動に係る諸特性を評価し、渦放出との同期振動の回避・抑制を図る。その上で、渦放出による微小な振動と、乱流による不規則振動から生じる高サイクルの応力振幅により疲労破損が起きないことを示す。これが基本的な設計評価の流れであるが、「温度計設計方針」では、前述のように、これによらない実験等の手段により設計の妥当性を示すことも認めている。

5. 1 流体力に関する制限

定常流体力及び変動流体力は温度計さやに曲げ応力を生じさせる。この応力は、「構造等の技術基準」の 1 次応力制限の評価において、1 次曲げ応力として加算しなければならない。

一様流中の円形断面さやに作用する定常流体力としては、揚力成分はなく、抗力成分のみを考慮すればよい。単位長さ当たり定常抗力 F_D は次式で与えられる。

$$F_D = (\frac{1}{2} \rho V^2) D C_D \quad (1)$$

ここで、
 V : 流速
 ρ : 流体密度
 D : さや外径
 C_D : 抗力係数

抗力係数 C_D は、Fig.3 に示すようにレイノルズ数 Re によって変化し、層流はく離を生じる亜臨界レイノルズ数領域($10^4 < Re < 2 \times 10^5$) では約 1.2 であるが、臨界レイノルズ数($Re \approx 2 \times 10^5$) を超えると乱流はく離を生じ、約 0.3 へと著しく

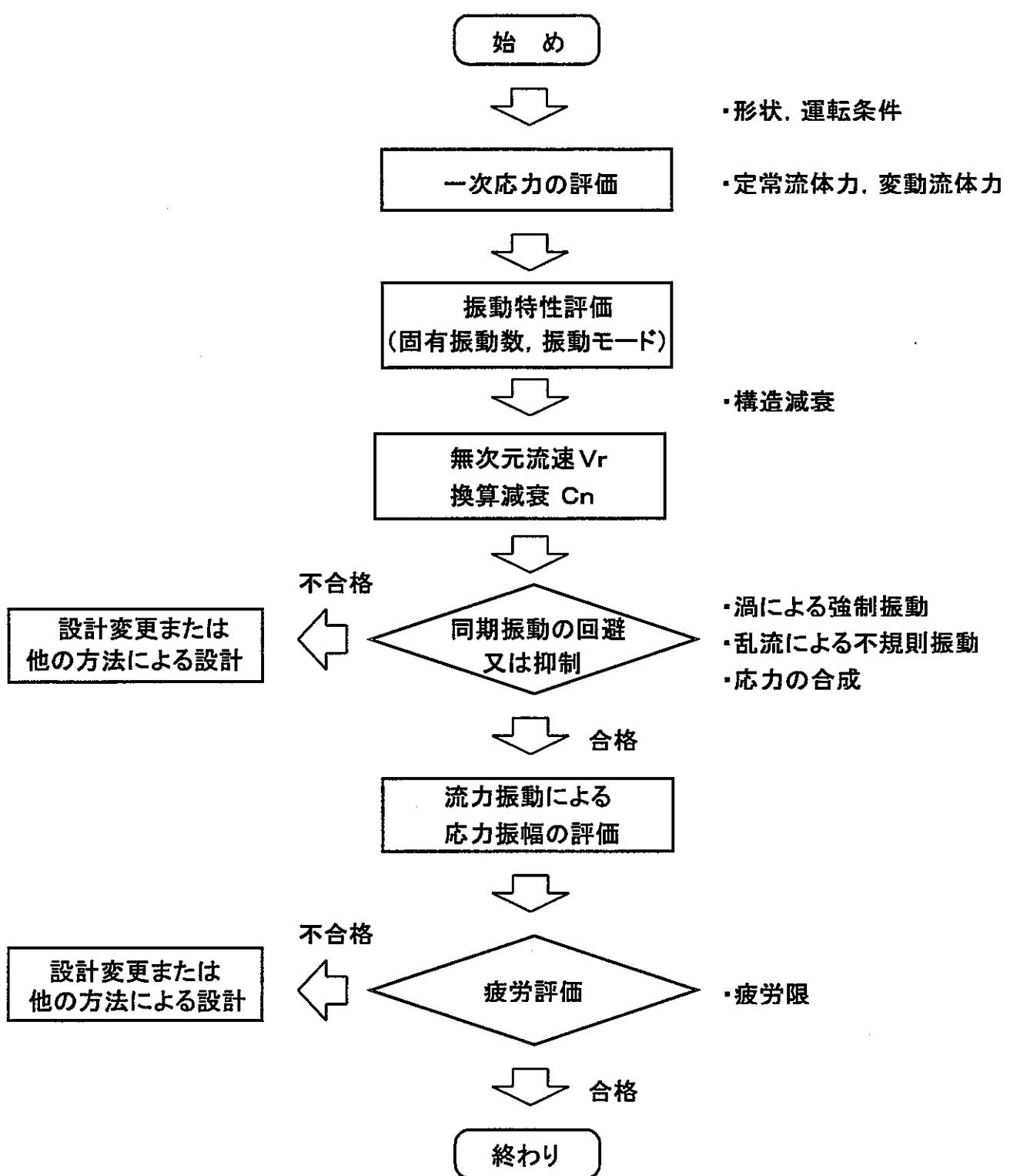
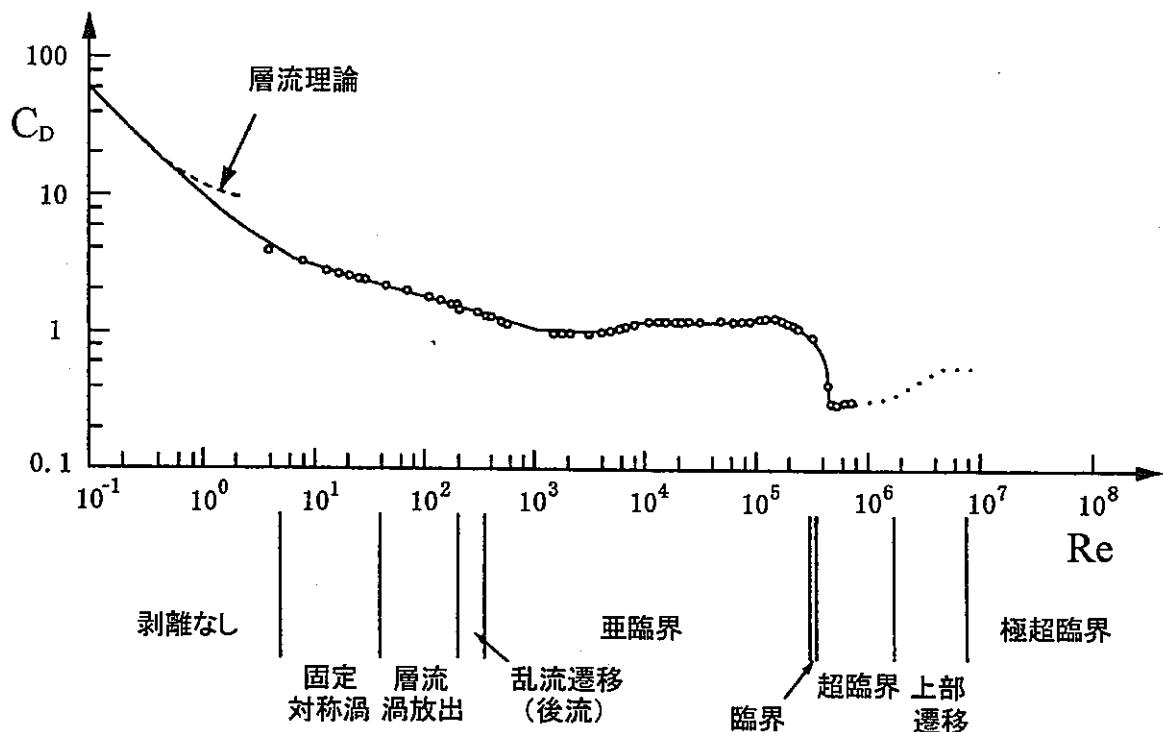


Fig.2 流力振動評価の流れ

Fig.3 円柱の抗力係数とレイノルズ数の関係 (Sumer, B.M. and Fredsoe, J.¹⁰⁾)

低下する。 $Re < 10^3$ の領域では、 C_D はレイノルズ数が減少するにしたがって急激に増加する。しかしながら、流体力は C_D と流速の 2 乗の積に比例するので、最大流速が $Re > 10^3$ の実用的な流速範囲にある場合は、一定値 $C_D = 1.2$ を用いておけば常に保守的となる。また、定常流体力はさや全長にわたって一様に作用すると仮定することで、常に保守的な取扱いとなる。

一方、変動流体力としては、周期的な渦放出により生じる正弦波状成分（変動揚力と変動抗力）、及び流れに含まれる乱れにより生じるランダム成分がある。これらの変動流体力により生じる曲げ応力の具体的算出方法は、5. 2 以降に示す通りである。これらの変動流体力は、本来、疲労破損防止の観点での評価が主体となるが、通常の「構造等の技術基準」の評価体系によると、その前段階の 1 次応力制限においても考慮する必要がある。

5. 2 流力振動に関する制限

流体により励起される温度計さやの振動に関しては、設計上、渦放出による励起振動と乱流励起（ランダム）振動の両者を考慮する必要がある。

渦放出による変動流体力が作用すると、温度計さやは多少とも振動するが、この振動現象は流速領域によって様相が著しく変化する。ある流速領域では、渦放出周波数は構造体の固有振動数に引き込まれて同期（ロックイン）し、大きな振動を起こす現象（同期振動という）がある。この同期振動は複雑な自励振動であり、現状の技術では正確な振幅の算定が難しいこと、及びこの振動が起きた場合、一般に高サイクル疲労による破損を引き起こし易いことから、設計ではこれを回避するか、または構造体の減衰を大きくし振動を抑制することを原則とするべきである。この同期振動が起きる流速領域を外れると、流体力による温度計さやの振動は強制振動的となり、その振幅は一般に微小となる。

一方、流れの不規則変動（乱れ）は、実際の流れ場においては常に存在し、温度計さやに有意なランダム振動を生じさせる可能性がある。このため、渦放出による振動の振幅とは別に、ランダム振動による振幅を評価する必要がある。「温度計設計方針」では、これらを重ね合わせて、温度計さや内部に生じる流力振動による応力振幅を算出し、これを材料の疲労限を考慮して定めた設計許容応力以下にすることにより破損を防止することとしている。

(1) 同期振動領域の回避

(i) 渦放出特性

一定流速の2次元流れの中に置かれた静止（固定）円柱の後流には、次式で与えられる周波数の渦が放出されることが知られている。

$$f_s = St \frac{V}{D} \quad (2)$$

ここで、 f_s : 渦放出周波数

V : 流速

D : 円柱の外径

St : ストローハル (Strouhal) 数

ストローハル数は、Fig.4 に示すようにレイノルズ数によって変化するが、亜臨界領域 $10^3 < Re < 2 \times 10^5$ ではほぼ一定値の $St \approx 0.2$ となる。ランダム流へと移行する、遷移域、臨界域、超臨界域に相当する $2 \times 10^5 < Re < 3 \times 10^6$ の領域では渦放出の周期性に乱れが生じ、明確なストローハル数は認められないこと、さらに、 $Re > 3 \times 10^6$ では再び周期的な渦放出が現れるようになることが知られている。ストローハル数が一定とみなせるレイノルズ数領域では渦放出周波数は流速に比例する。

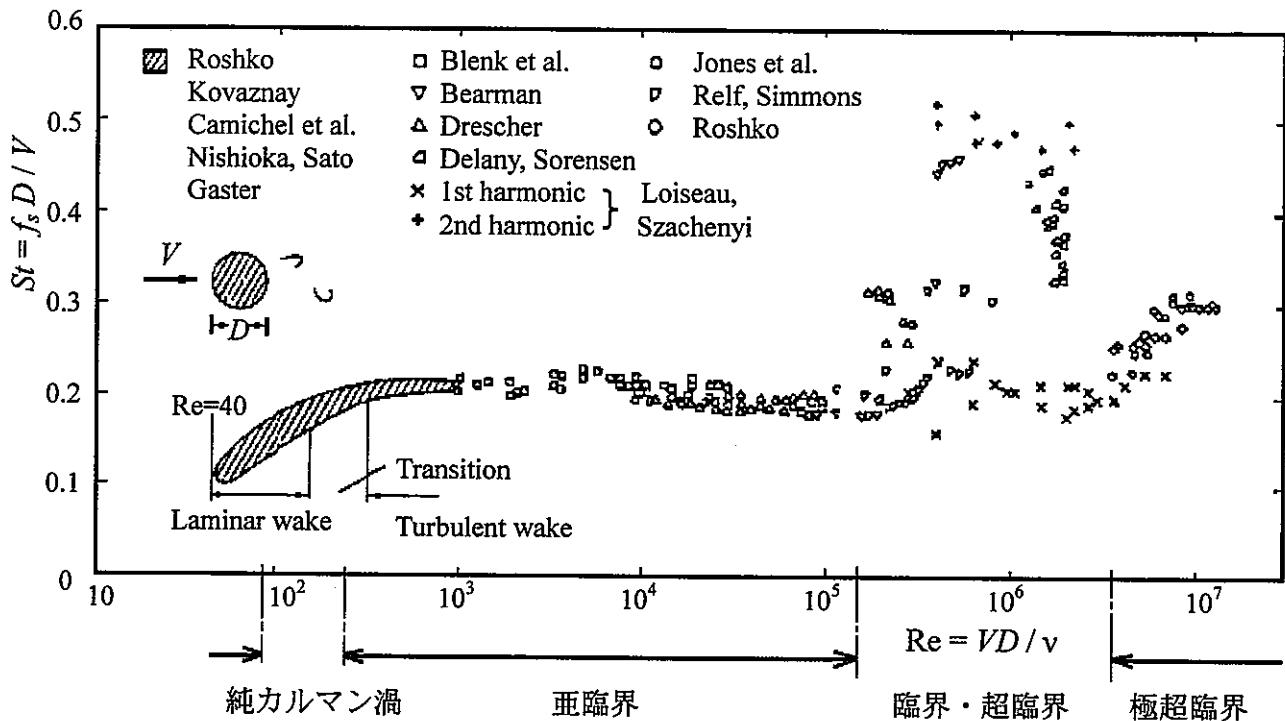


Fig.4 静止円柱のストローハル数（平滑円柱、乱れ強度の小さい直交流）
(Naudascher, E. and Rockwell, D.¹¹⁾)

(ii) 渦励起振動

円柱が固定でなく移動（運動）可能な場合、流速を徐々に増加させていくと、流れ方向や流れ直交方向に支配的な自励振動が生じる流速域がいくつか現れることがある。この振動は、流れによる渦形成と円柱の移動が相互に作用しながら起きる複雑な自励振動であり、通常、渦励起振動といわれている。一般に、振動の起きる流速範囲や振幅の大きさは、空気や水など流体の種類、レイノルズ数や構造系の減衰等によって異なってくる。

最もよく知られている渦励起振動は、円柱の渦放出周波数が固有振動数に一致する流速近傍で生じる流れ直交方向の共振、いわゆるカルマン渦との共振である。Fig.5は両端柔支持された円柱が定常直交空気流を受けたときの流れ直交方向振動応答の実験結果の1例¹⁰⁾である。図では、測定された円柱の振動周波数と振幅および渦放出周波数を、次式で定義される無次元流速に対してプロットしている。

$$V_r = \frac{V}{f_n D} \quad (3)$$

ここで、 V_r は無次元流速（換算流速ともいう）であり、 f_n は円柱の固有振動数（一般には n 次）である。

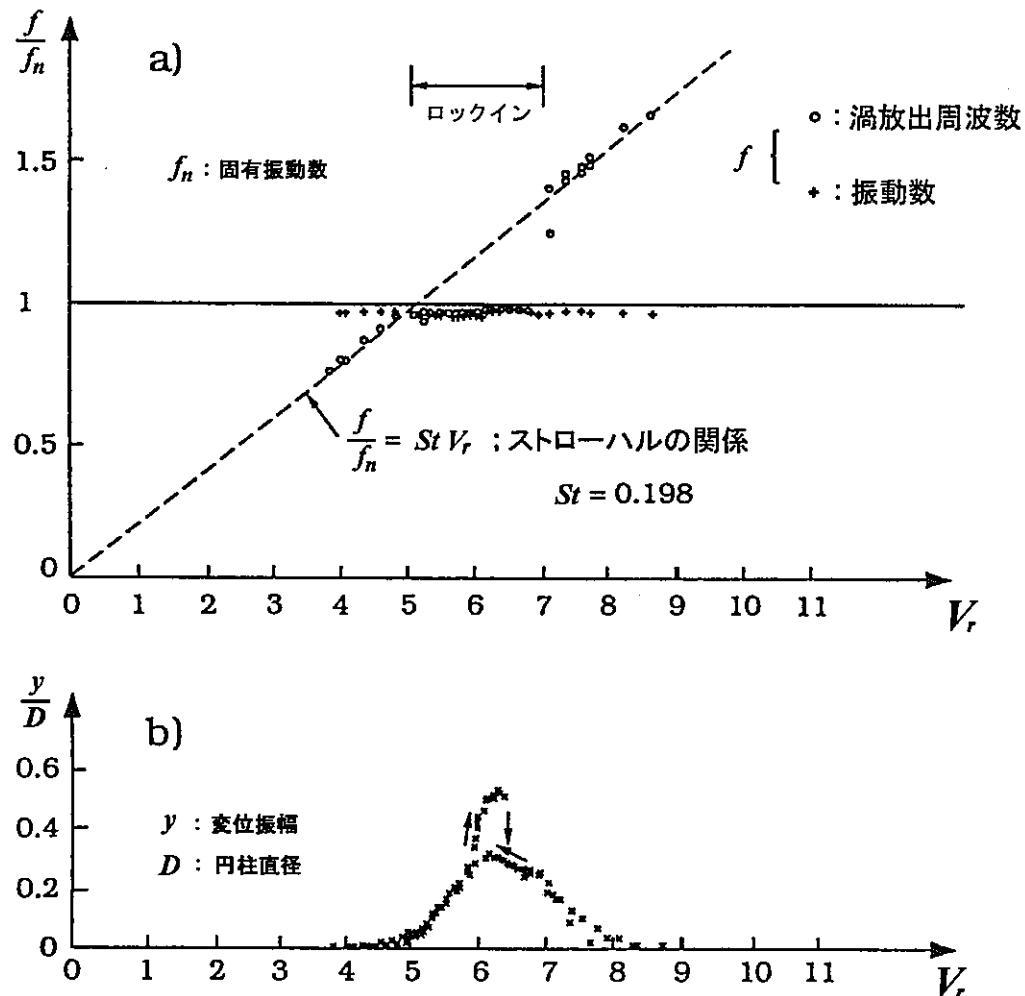


Fig.5 空気中で定常直交流を受ける両端柔支持円柱の流力振動応答
(Feng, C.C.の実験¹⁰⁾)

無次元流速は、円柱が固有振動数で 1 サイクル振れる間に流体が進む距離 V/f_n を円柱直径 D （後流の幅を支配するパラメータ）で規格化したパラメータで、渦励起振動を論じる上で有効な尺度である。 V_r は、ストローハル数 St を用いると、次式のように円筒の固有振動数 f_n に対する渦放出周波数 f_s の比として表すこともできる。

$$V_r = \frac{1}{St} \cdot \frac{f_s}{f_n} \quad (4)$$

Fig.5 より明らかなように、渦放出周波数 f_s は、それが円柱の固有振動数に接近したとき ($f_s \approx f_n$, すなわち $V_r \approx 1/St$ 付近) には、ストローハル数には支配されず (式 (2) の関係に従わず), 円柱の固有振動数 f_n に同期し、また、円柱

には流れ直交方向に卓越した固有振動数 f_n の振動を生じている。この現象は同期振動あるいはロックイン（あるいはロックオン）といわれる。

Scruton¹²⁾ は、空気流を受ける両端柔支持された剛な円柱（2次元条件）について、円柱質量と減衰を変化させた系統的な実験を基に、流れ直交方向の同期振動が生じる条件を調べ、その結果、無次元流速と、次式で定義される換算減衰を用いて、Fig.6 のような同期振動領域線図を得ている。

$$C_n = 2\delta \frac{m_t}{\rho D^2} \quad (5)$$

ここで、 C_n : 換算減衰（本記号は後述の一般化した n 次固有振動モードに対する定義式(7)の記号に合わせている）

δ : 円柱の対数減衰比 ($= 2\pi\xi$, ここで ξ は臨界減衰比)。

m_t : 円柱の単位長さ当たり有効質量

換算減衰は、流体と円柱の質量比 $m_t/\rho D^2$ と対数減衰比 δ の積の2倍で定義される、流力振動の起こりにくさ（抑制効果）を表わすパラメータで、質量・減衰パラメータ、安定性パラメータ、または Scruton 数ともいう。

Fig.6 より、流体・構造系の換算減衰が小さい場合は、 $4 < V_r < 8$ という広い流速範囲でロックイン振動を生じるが、換算減衰が大きくなるとともに振動する流速範囲は狭まり、 $C_n > 64$ では有意な振動は生じなくなることが分かる。また、振動のピークは $V_r=5$ 付近で生じ、減衰が小さい場合の振幅は $2D$ 程度にまで達する。

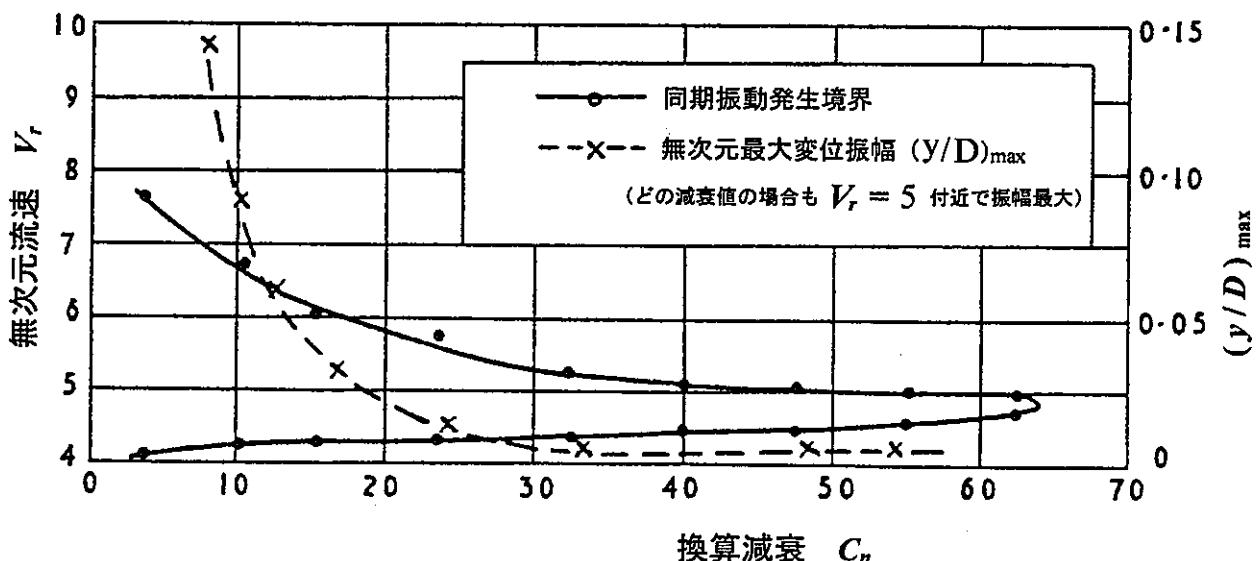


Fig.6 2次元円柱の渦励起振動発生領域と最大振幅¹²⁾
(定常直交空気流、両端柔支持円柱)

一方、水中に置かれた円柱の場合は、上述の流れ直交方向振動のほかに、さらに低流速域 ($V_r < 4$)において、2種類の流れ方向励起振動の起きる領域が存在することが King らによって明らかにされた¹³⁻¹⁶⁾。1つは $f_s \approx f_n / (3 \sim 4)$ (すなわち $V_r \approx 1 / \{ (3 \sim 4) St \}$) 付近、他の1つは $f_s \approx f_n / 2$ (すなわち $V_r \approx 1 / (2 St)$) 付近に対応する流速域であり、それぞれ第1、第2インライン振動域とよばれる。Figs.7, 8 は King らが水路内に垂直に立てた細長い片持ち円柱の実験から得た流れ方向振動応答の例であるが、2つのインライン振動域が明確に現れている。各領域の振動の特徴をまとめると以下の通りである¹³⁾。

・第1インライン振動域 ($1.25 < V_r < 2.5$) :

振動1サイクルごとに円柱の両側から対称渦の放出を伴う振動である。後流渦周波数と円柱固有振動数との同期はあまり明瞭ではない。

・第2インライン振動域 ($2.5 < V_r < 3.8$) :

振動1サイクルごとに円柱の両側から交互に渦が放出され、後流には交互の渦列（カルマン渦列）が形成される。流れ方向流体力の振動数は後流渦周波数の2倍 ($2f_s$) となるため、これと円柱固有振動数が同期 ($f_s \approx f_n / 2$) した振動である。

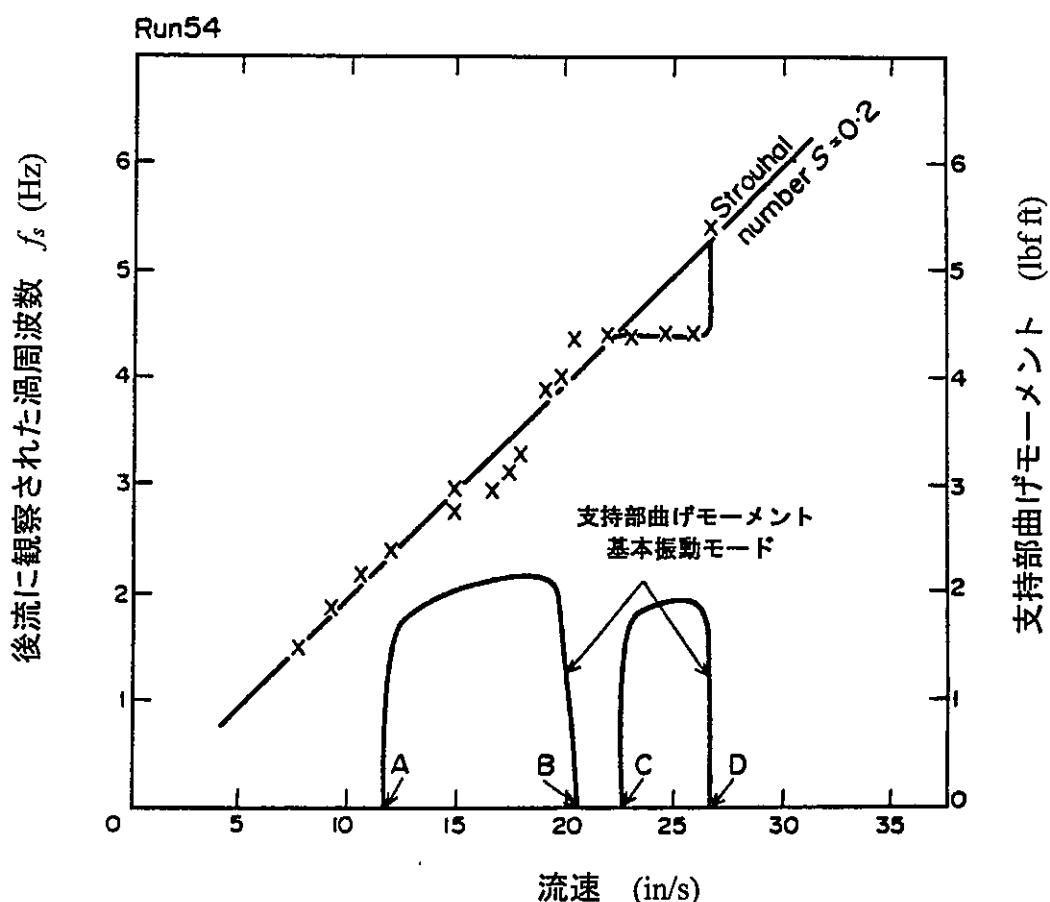
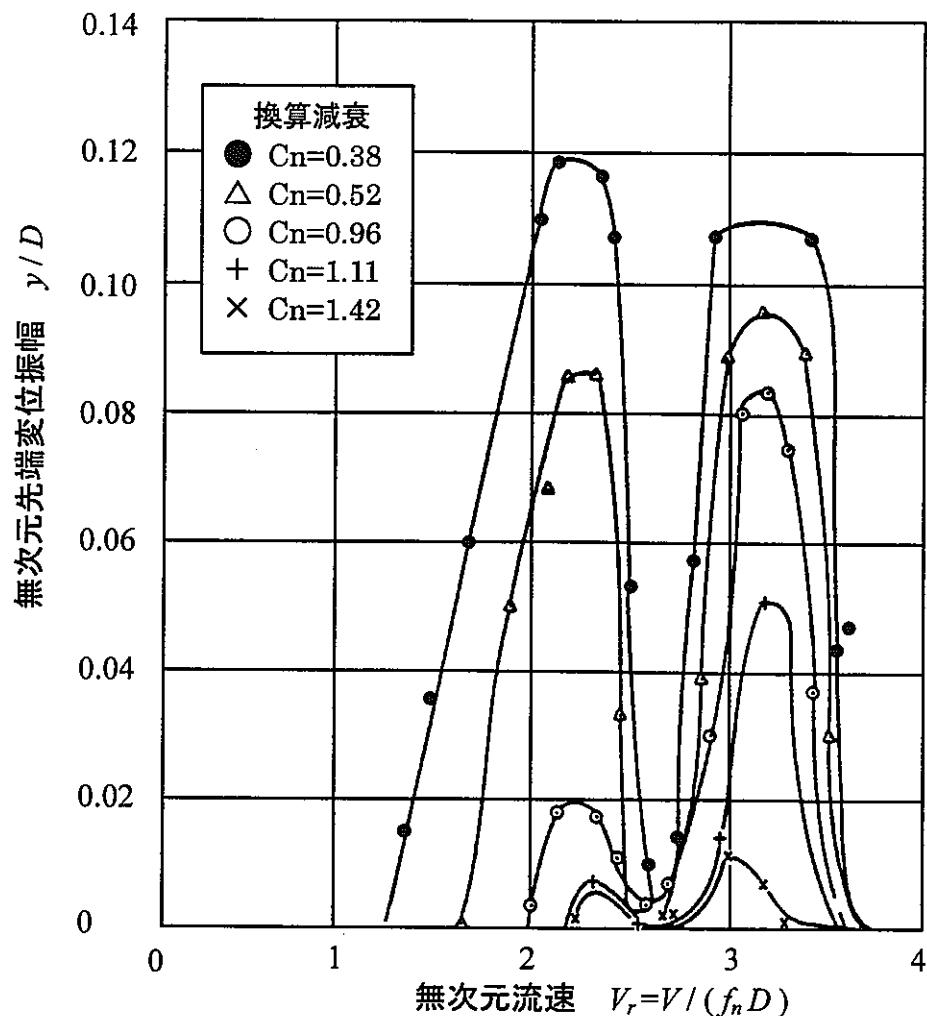


Fig.7 円柱の2つのインライン振動挙動(King らの水路実験¹³⁾)

Fig.8 円柱のインライン振動応答(King らの換算減衰を変化させた水実験¹⁴⁾)

以上、定常直交流を受ける円柱の流れ直交方向および流れ方向の渦励起振動応答の全体様相を、亜臨界流で換算減衰が小さい場合（水など密度の大きい流体の亜臨界流れの中の金属製円柱などに相当）を例にとり模式的にまとめると Fig.9 のようになる。すなわち、低流速側から順に、第1、第2インライン振動域、流れ直交方向振動域が断続的に現れること、いずれの領域の振動もほぼ円柱の固有振動数に同期した振動（同期振動）であること、渦励起振動は自己制限的性質があり、減衰が十分小さい場合でも、流れ方向振動の最大振幅は高々0.2D、流れ直交方向振動の最大振幅は高々2D程度であることが分かっている。また、渦励起振動が始まる最低の無次元流速は $V_r > 1$ であることが分かっているが、これを裏付ける実験事実については、後に詳しく述べる。

なお、渦励起振動の現れ方は、流れのレイノルズ数域（亜臨界、超臨界、極超臨界）、円柱のアスペクト比、支持条件（両端柔支持、片持ち支持など）、表面粗さなどによって大きな影響を受けることが知られている。

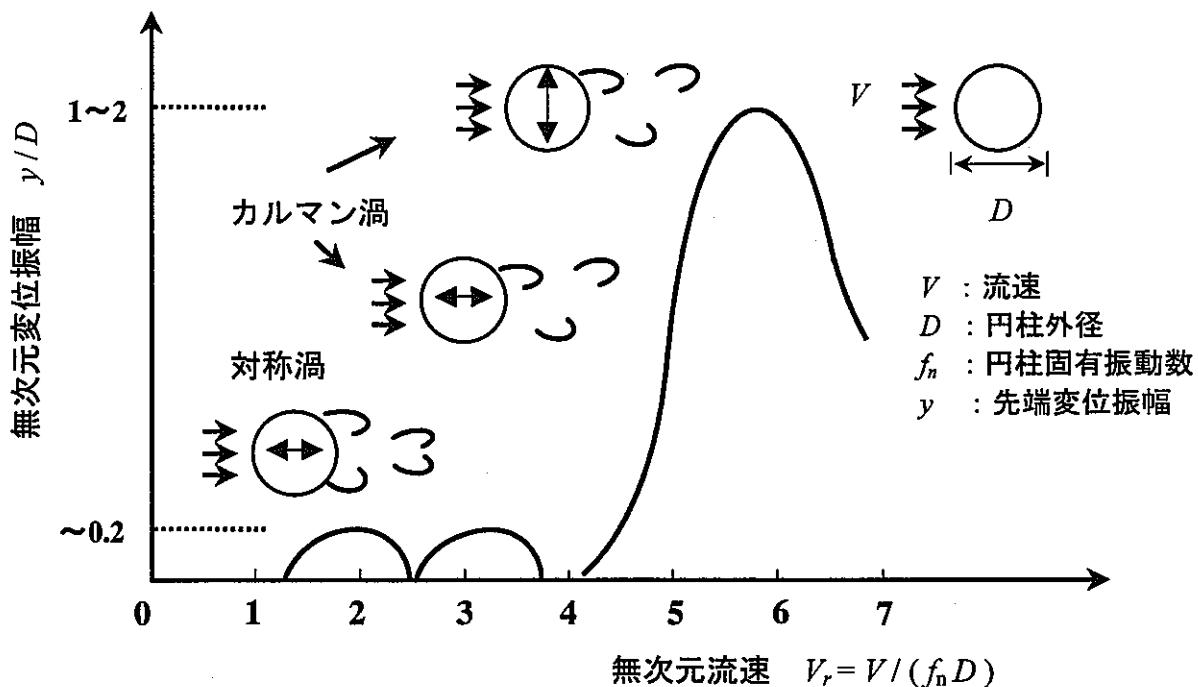


Fig.9 円柱の典型的な渦励起振動の模式図（亞臨界流、換算減衰小）

(iii) 同期振動の回避・抑制条件

流れを受ける温度計さやの設計では、前述のすべての渦励起振動（同期振動）を防止する必要がある。このための基本的な方法は、(a) 渦放出周波数と温度計さやの固有振動数を十分離隔すること、及び(b) 振動体系の減衰を大きくして振動を抑制することである。「温度計設計方針」では、無次元流速 V_r と換算減衰 C_n を用いて、同期振動の回避あるいは抑制の判定条件を Table 1 のように定めている。Fig.10 はこの判定条件を図示したものである。これらの判定条件は、基本的には ASME N-1300 の判定条件に準拠したものであるが、以下の 3 点の変更を加えている。

- ASME-N-1300 の第 1 の判定条件は基本振動モード（最低次）のみに適用しているが、これをすべての振動モードについて判定することとした。
- ASME N-1300 の第 4 の判定条件、固有振動数に関する $\pm 30\%$ 規則 ($f_n < 0.7 f_s$ または $f_n > 1.3 f_s$) は不採用とした。
- ASME N-1300 で一様円筒についてのみ定義している V_r と C_n を、テーパ形状等の非一様円筒にも適用できるように拡張した。

第 1 の変更点は、温度計全体の構造系の基本振動モード（最低次）が温度計さやにとって重要な振動モード（先端部が振れるモード）とならない場合があることを考慮したものである。また、固有振動数に関する $\pm 30\%$ 規則不採用の理由は、 $f_n > 1.3 f_s$ は (1), (3) の判定条件に実質的に包含されること、および $f_n < 0.7 f_s$ は温度計さや設計上必要な領域にないことによる。

Table 1 同期振動の回避と抑制の判定条件

判定条件	対象とする振動	
	揚力方向振動	抗力方向振動
(1) $V_r < 1$	同期回避	同期回避
(2) $C_n > 64$	抑制	抑制
(3) $V_r < 3.3$ かつ $C_n > 1.2$	同期回避	抑制

注) 判定条件(1),(2),(3)のいずれかを満足すること。

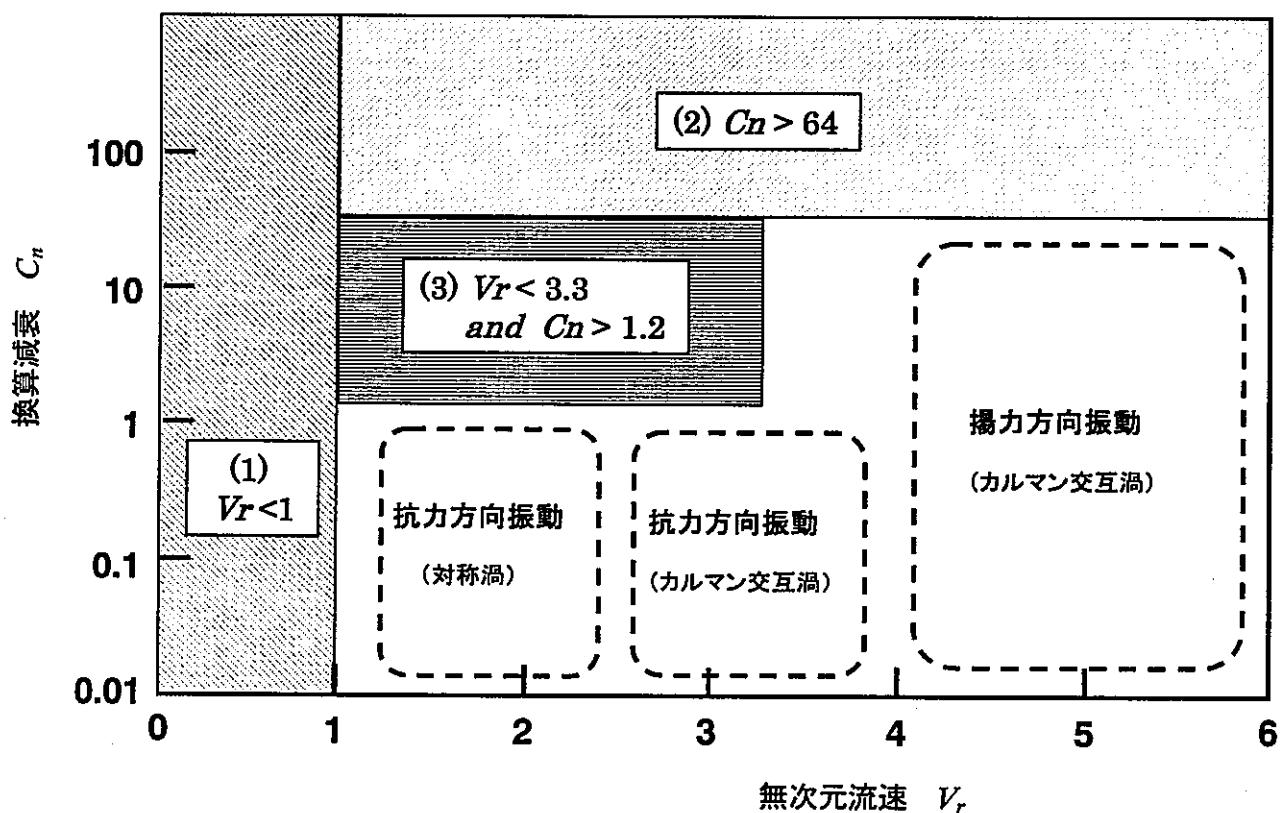


Fig.10 同期振動の回避・抑制の判定図

また、「温度計設計方針」における V_r と C_n は、各固有振動モードに対して以下のように定義されている。

$$V_r = \frac{V}{f_n D_0} \quad (6)$$

$$C_n = \frac{4\pi \xi_n M_n}{\rho \int_{L_e}^L D^2(x) \phi_n^2(x) dx} \quad (7)$$

ここで
 V : 温度計さやまわりの平均流速
 D_0 : 温度計さやの最小断面直径
 $D(x)$: 温度計さや外径（軸方向 x に変化）
 $\phi_n(x)$: 温度計さやの n 次振動モード関数
 M_n : 温度計さやの n 次振動モードの一般化質量

$$= \int_0^L m_t(x) \phi_n^2(x) dx$$

ただし、 $m_t(x)$ は温度計さや単位長さ当たり有効質量であり、
 $m_t(x)=m_s(x)+m_c(x)+m_A(x)$ により評価する。

有効質量の成分 $m_s(x)$, $m_c(x)$, $m_A(x)$ はそれぞれ単位長さ当たり温度計さや質量、さやに内包する流体質量、さやの移動による排除流体質量である。積分範囲 L , L_e はそれぞれ温度計さやの全長及び流れを受ける長さ範囲についての積分を表す。

式(6)の無次元流速は、設計評価において同期振動の回避・抑制の判定条件に用いられるもので、常に保守側に評価しておく必要があるので、テーパ等の非一様円柱の場合には最小断面直径を用いることとしている。この取扱いの根拠については、以下の項目 (a) のところで述べる。

式(7)の換算減衰の定義式は、振動モードの影響を考慮し式(5)を一般化したものであるが、温度計さやが非一様円筒であること、及び、流れが L_e 部分にのみ作用することを考慮しており、ASME N-1300 の式を拡張したものとなっている。

Table 1 に示す各判定条件式そのものは、無次元流速と換算減衰の定義式に関する上記相違点を除き ASME N-1300 と同一である。各判定条件の根拠は以下の通りである。

(a) 判定条件 $V_r < 1$

King らは、亜臨界域の水流動試験（最大 $Re \approx 18000$ ）により、インライン振動が生じるのは、減衰が十分小さいとしても $V_r > 1.2$ の領域においてであると報告している^{13,15}。しかしながら、渦励起振動はストローハル数と密接に関係すると考えられることから、インライン振動が始まる無次元流速はレイノルズ数、円柱の表面粗さなど諸要因の影響を受ける可能性があるが、これに関する試験データは限られている。Wootton らの実物大円筒パイプを用いた臨界・超臨界域の潮流中（最大 $Re=6 \times 10^5$ ）の試験¹⁷⁾では、インライン振動は亜臨界域の King の結

果より若干低流速から始まっているものの、 $V_r=1$ を下回ってはいない (Fig.11)。一方、Griffin と Ramberg¹⁸⁾は水流動試験より、 $Re < 1.2 \times 10^3$ ではインライン振動は起きないと報告している。ASME N-1300 では、以上のような知見に基づき、減衰の大小及びレイノルズ数によらずに渦励起振動を回避する条件として $V_r < 1$ を採用したものと考えられ¹⁹⁾、「温度計設計方針」もこれにならった。

「温度計設計方針」の策定後、この判定条件の妥当性を支持する種々のデータが得られている。岡島ら²⁰⁾は、両端柔支持円柱（流れ方向のみ運動可）を用いて大気中試験（亜臨界域）で初めてインライン振動を計測した。Fig.12 はその試験結果を示している。試験のレイノルズ数は $V_r=2$ 時点で約 1.6×10^4 であるが、インライン振動の開始流速はすべて $V_r > 1$ を余裕をもって満たしている。また、堺ら²¹⁾は水中で $10^5 < Re < 3 \times 10^6$ の超臨界域の渦励起振動試験を実施し、レイノルズ数域により応答挙動が大きく変化するものの、インライン振動の開始はいずれも $V_r > 1$ であることを確認している (Fig.13)。堺らの試験は通常の機械加工仕上げの円柱 (J I S の△△程度) を用いて、 $V_r=1$ でのレイノルズ数が約 1.1×10^6 の超臨界域まで実施され、本判定式の妥当性が確認されている。なお、円柱の表面粗さの程度により臨界・超臨界域を示すレイノルズ数範囲が異なってくるが、本判定式は通常の機械加工仕上げで $Re < 10^6$ の超臨界域まで適用可能と考えてよい。

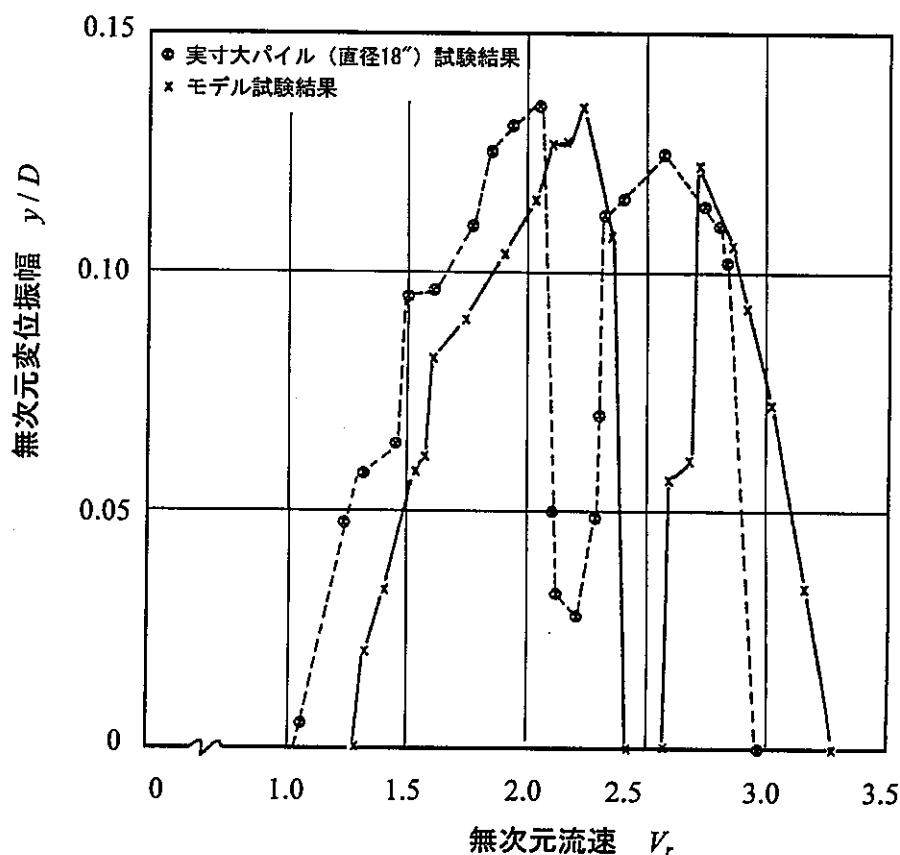


Fig.11 レイノルズ数域の違いによるインライン振動応答の比較(King¹⁵⁾)：
実寸大パイル試験 $Re \approx 4 \times 10^5$ ($V_r=2$ 時点), モデル試験 $Re \approx 4 \times 10^3$ ($V_r=2$ 時点)

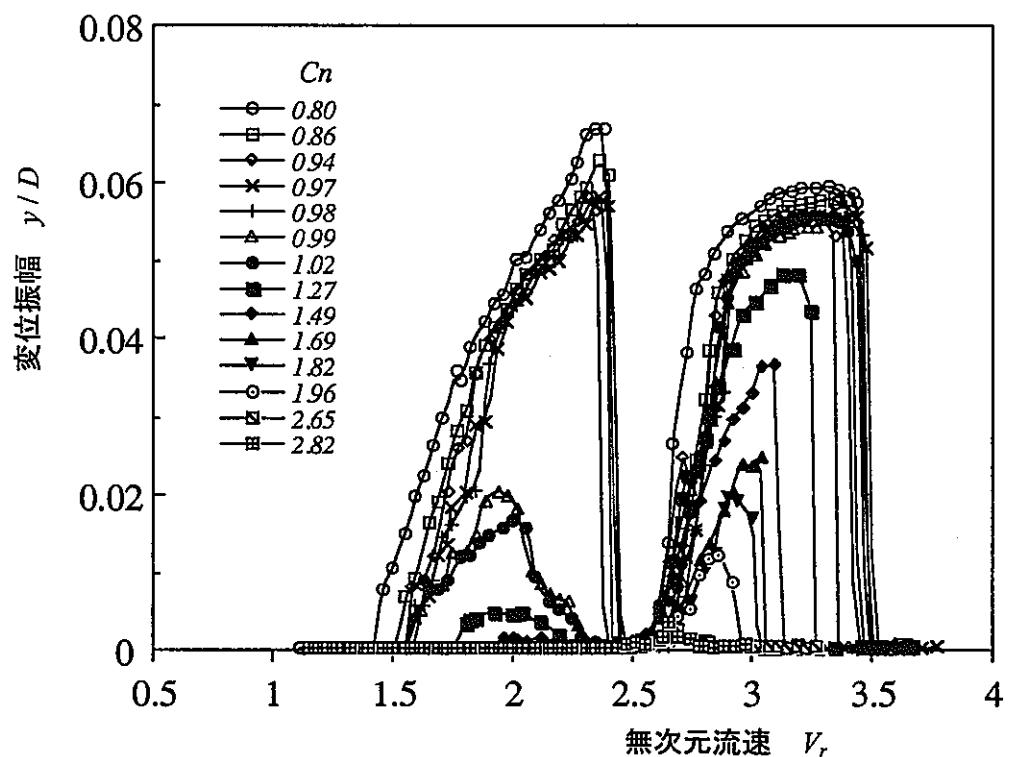


Fig.12 大気中の円柱のインライン振動応答(岡島ほか²⁰⁾)

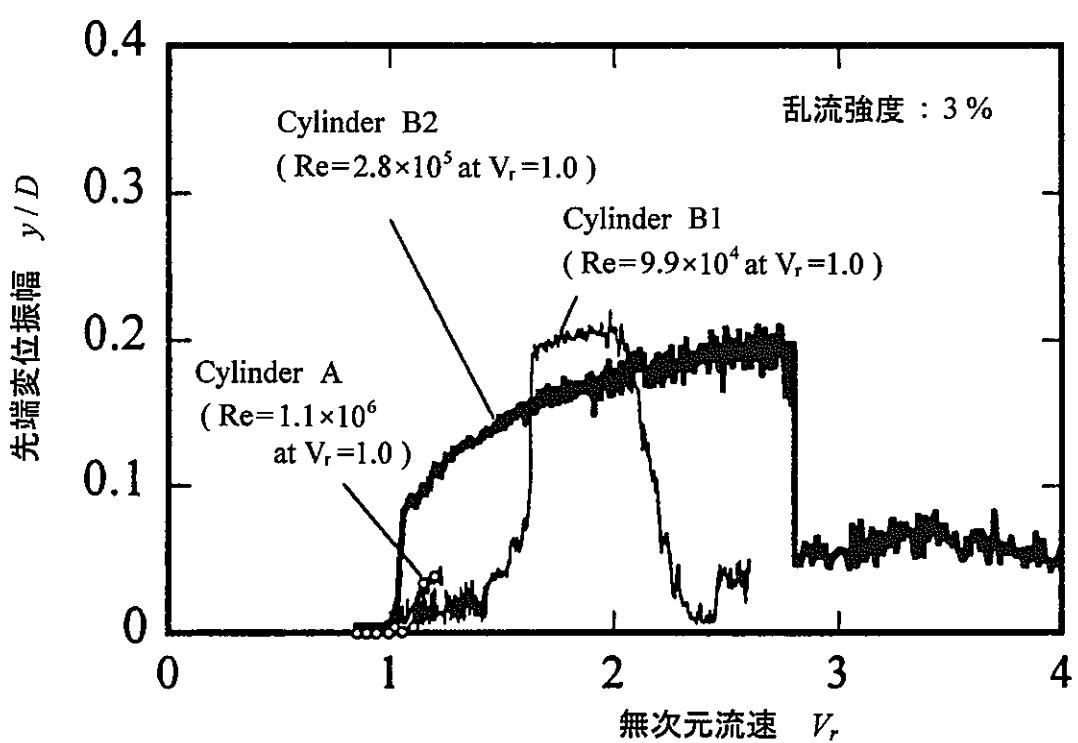


Fig.13 超臨界レイノルズ数領域における円筒の渦励起振動応答(堺ほか²¹⁾)

また、堺ら^{21,22)}はテーパ付き円柱の試験も行っており、同期振動の判定条件に用いる無次元流速として、最小直径（先端径）に基づく算定式(6)を用いることが適当であることを実験的に示している。Fig.14は、テーパ付き円柱の V_r の評価に長手方向平均径を用いた場合、判定基準が非安全になる場合があることを指摘している。

以上のように、既存のレイノルズ数域の異なる条件下の渦励起振動データは、すべて $V_r > 1$ の領域にあることを示している。

(b) 判定条件 $C_n > 64$

この判定条件は、前述の Fig.6 の Scruton の両端柔支持円柱の風洞試験結果に基づき設定されたもので、これにより揚力方向及び抗力方向振動が抑制できる。ただし、この判定条件は、支持方法、表面粗さ、流速域などの使用条件により大きな保守性が含まれる可能性がある。例えば、表面研磨した片持ちはりの場合は、亜臨界域 ($Re < 2 \times 10^5$) において、大気中 (Scruton¹²⁾)、水中 (King ら²³⁾) とも揚力方向振動は $C_n > 17$ でほぼ抑制されるというデータの報告がある。一方、Woottton²⁴⁾は、円柱の表面が粗くなると流れのはく離過程の2次元性が強まるため、亜臨界域では片持ちはりの場合でも本判定条件 $C_n > 64$ 相当の換算減衰が必要であるが、臨界域や超臨界域では、これよりさらに小さい $C_n > 20$ で十分とのデータを得ている。なお、臨界域や超臨界域に入ると、揚力方向振動発生挙動は

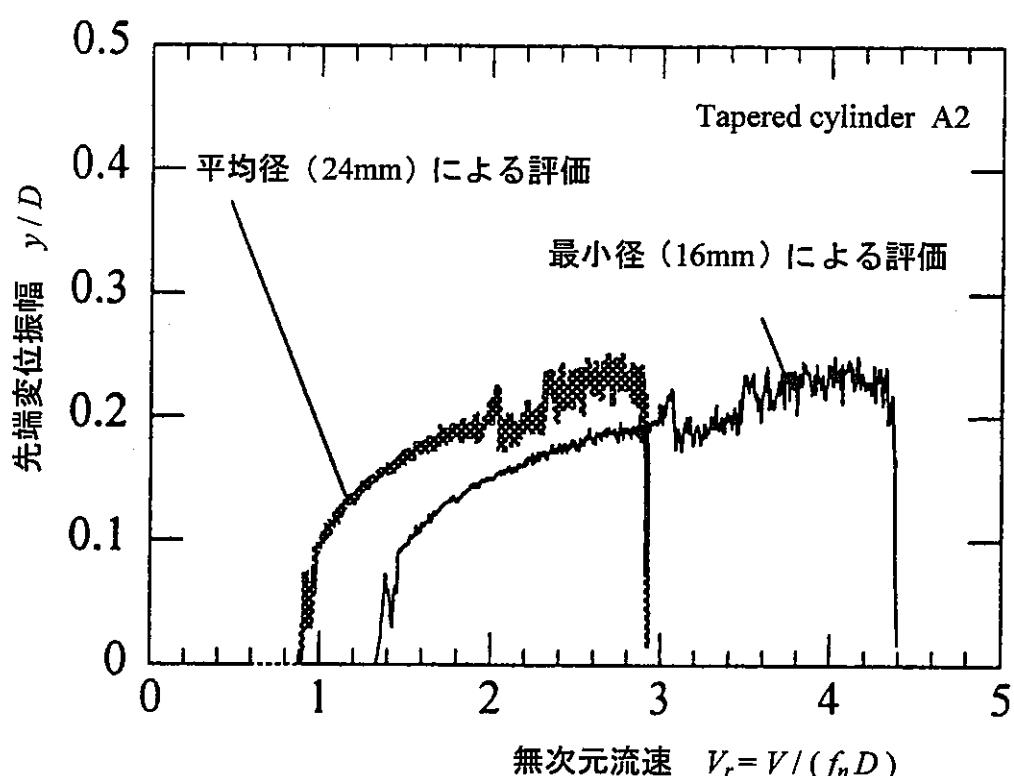


Fig.14 テーパ付き円筒の渦励起振動応答の例(堺ほか²¹⁾)

表面仕上げ状態の影響をより大きく受け、表面が鏡面に近くなるとごく小さい減衰 ($C_n < 1$) で振動が抑制されることも分かっている²³⁾。

以上の実験事実から判断して、本判定条件は、振動抑制条件の最も厳しい亜臨界域の表面がやや粗い円柱の実験データによって定まったものと考えることができる。したがって、円柱の支持条件や表面粗さ、流速域等の条件によっては、より大きな余裕が含まれることがある。

ASME N-1300 では、これらの実験データを勘案して本判定条件を採用しており、十分信頼性があると判断できるので、「温度計設計方針」でもこれを用いることとした。

(c) 判定条件 $V_r < 3.3$ かつ $C_n > 1.2$

この判定条件は、流速を制限し揚力方向振動を回避すること、及び一定値以上の換算減衰を確保し抗力方向振動を抑制することの2条件を同時に満足させるもので、ASME N-1300 と同一である。

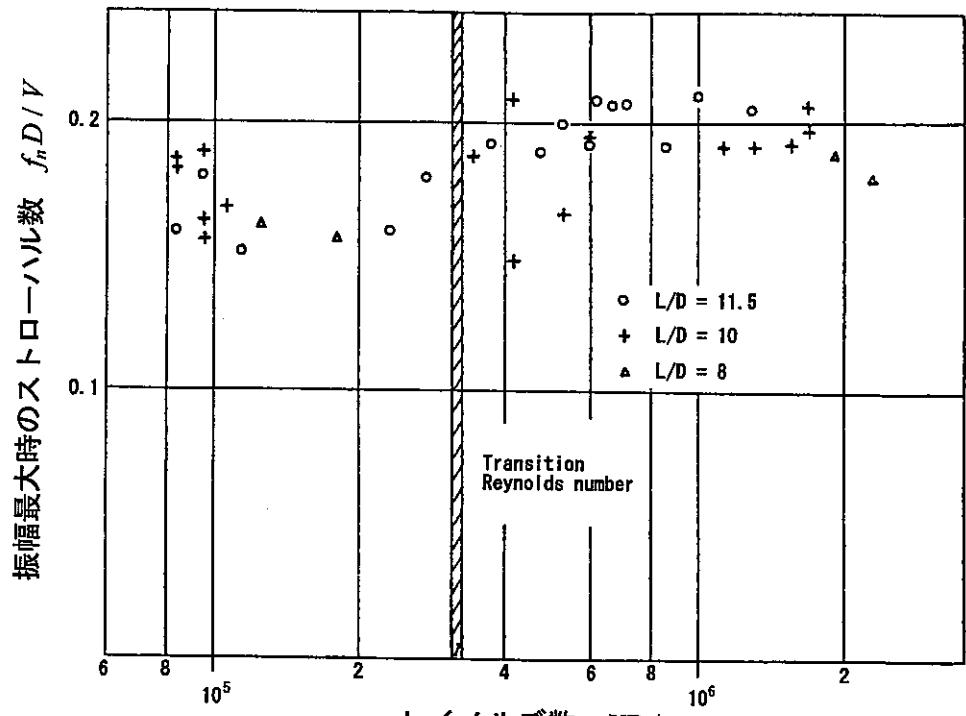
ASME N-1300 の $V_r < 3.3$ については、その設定根拠を直接記した文献は見当たらないが、Mulcahy の報告書²⁵⁾の提案によると推察される。それによれば、判定条件の基本的考え方は、渦放出周波数と構造物の固有振動数の同期を避ける観点から、渦放出周波数を円柱の固有振動数の 75% 以下 ($f_s/f_n < 0.75$) にするというものである。このとき

$$V_r = (f_s/f_n) / St < 0.75 / St \quad (8)$$

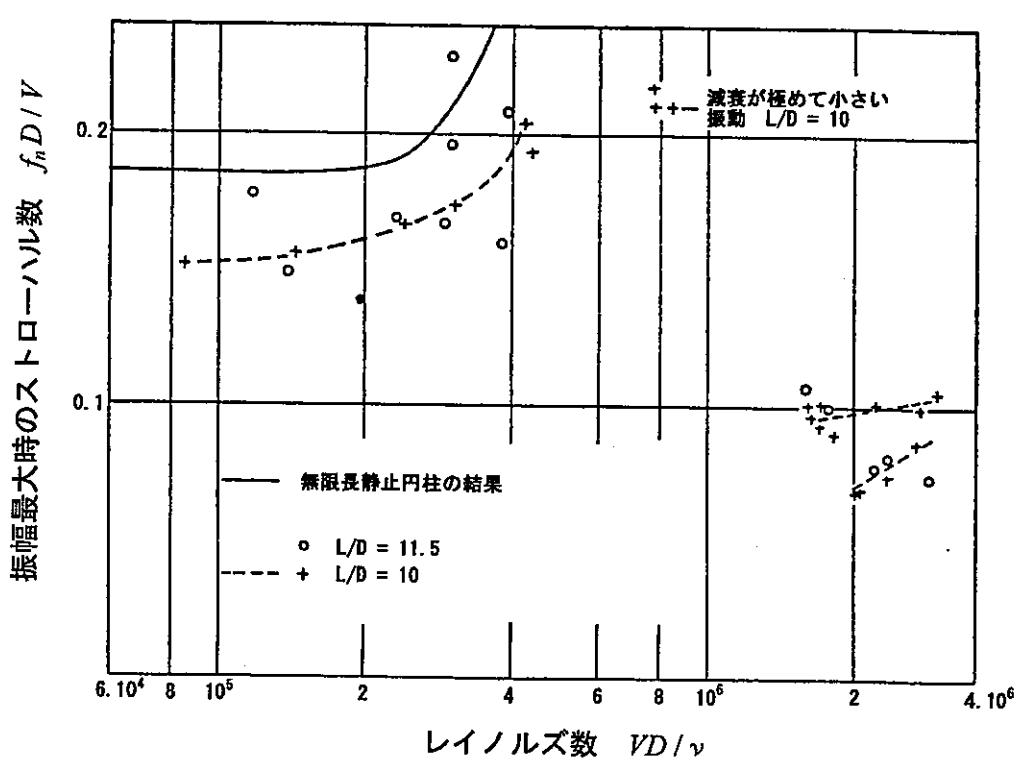
となる。ストローハル数として、亜臨界域 ($10^3 < Re < 2 \times 10^5$) ではほぼ一定の $St = 0.2$ (このとき $V_r < 3.75$)、超臨界域 ($Re > 2 \times 10^5$) まで含めて $St = 0.23$ を用いることにより $V_r < 3.3$ が得られる (Mulcahy は $V_r < 3.33$ を提案)。

$V_r < 3.3$ の妥当性を直接裏付ける実験データは Scruton¹²⁾と King¹³⁾の亜臨界域のデータのほか、Wootton²⁴⁾の超臨界域のデータがある。Scruton によると (Fig.6 参照)、揚力方向のロックイン振動領域は、構造減衰の十分小さい両端柔支持円柱においてほぼ $4 < V_r < 8$ と報告されており、また、King によると (Fig.8 参照)、第2インライン振動域が $2.5 < V_r < 3.8$ であることから、本判定条件は揚力方向振動回避の適切な設定となっていることが分かる。なお、最近の岡島ら²⁰⁾の空気中の両端柔支持円柱のインライン振動試験でも、第2インライン振動域は King の実験結果とほぼ一致する $2.5 < V_r < 3.6$ が得られている (Fig.12 参照)。

以上は、亜臨界域の実験データであるが、臨界域・超臨界域に相当する $2 \times 10^5 < Re < 3 \times 10^6$ の範囲においては、一般に明確なストローハル数は現れにくく、渦励起振動も生じにくくなることが知られている。前述の Wootton の一連の空気中試験は、この領域の揚力方向振動挙動を詳細に調べており、振動のピークの発生挙動が円柱の表面粗さ状態に大きく影響されることを示している²⁴⁾。Fig.15 は Wootton の試験結果であり、(a)鏡面仕上げ円柱と、(b)やや粗い表面仕上げ円柱 (平均粗さ 0.00013D で JIS▽▽▽相当) の場合の揚力方向振動のピーク発生時のストローハル周波数 (V_r の逆数として算定) をプロットしたものである。やや粗い表面仕上げ円柱の場合は、振動のピークは $V_r = 5 \sim 6$ に発生している (臨界域から超臨界域へ移ると $V_r = 6.5$ から徐々に低下し $V_r = 5$ に落ち着く) のに対して、鏡面仕上げ円柱の場合は、臨界域・超臨界域においてこれに対応するピーク



(a) やや粗い表面仕上げ円柱



(b) 鏡面仕上げ円柱

Fig.15 最大ピーク振幅発生時点の無次元流速から算出したストローハル数とレイノルズ数の関係

は見られず（ただし $C_n = 0.1, 0.2$ のごく微小な換算減衰のときに限りピークが発生），超臨界域の終り近くで $V_r = 10, 13$ で振動のピークが発生している。これらのデータは、亜臨界・超臨界域を含めて揚力方向振動ピーク時 V_r の保守的な算定に、 $St = 0.23$ を用いることの妥当性を支持している。また、Wootton の報告している全実験データは²⁴⁾、揚力方向振動が $V_r < 3.3$ で回避できることを示している。

これらの知見から、判定条件 $V_r < 3.3$ は $Re = 3 \times 10^6$ の超臨界域まで適用可能と判断できる。なお、極超臨界域 ($Re > 3 \times 10^6$) ではストローハル数は再び明確に現れ、レイノルズ数の増加とともにゆるやかに増加していくため、揚力方向振動の開始流速は徐々に早まる ($V_r < 5$) ことが予想される。このため、本判定条件の適用範囲は現状では $Re < 3 \times 10^6$ としておくのが適当である。

判定条件 $C_n > 1.2$ はインライン振動を抑制するための条件で、Fig.16 の King の研究成果²³⁾に基づいている。同図のインライン振動の実験データは、片持ち円柱の亜臨界域データ (King) のほかに、若干の実寸大パイアルの超臨界域データ (Wootton¹⁷⁾) が含まれているが、 $C_n > 1.2$ で完全に抑制されることが分かる。ただし、実験データはすべて第1インライン振動のデータに限られている。

「温度計設計方針」の策定後、インライン振動の実験データがいくつか得られている。岡島らは換算減衰をパラメータとしたインライン振動実験を行い、Fig.17 に示すように、第2インライン振動の減衰の効き方が第1インライン振動の場合に比べて弱いことを指摘した²⁰⁾。最近発行された日本機械学会の「配管内

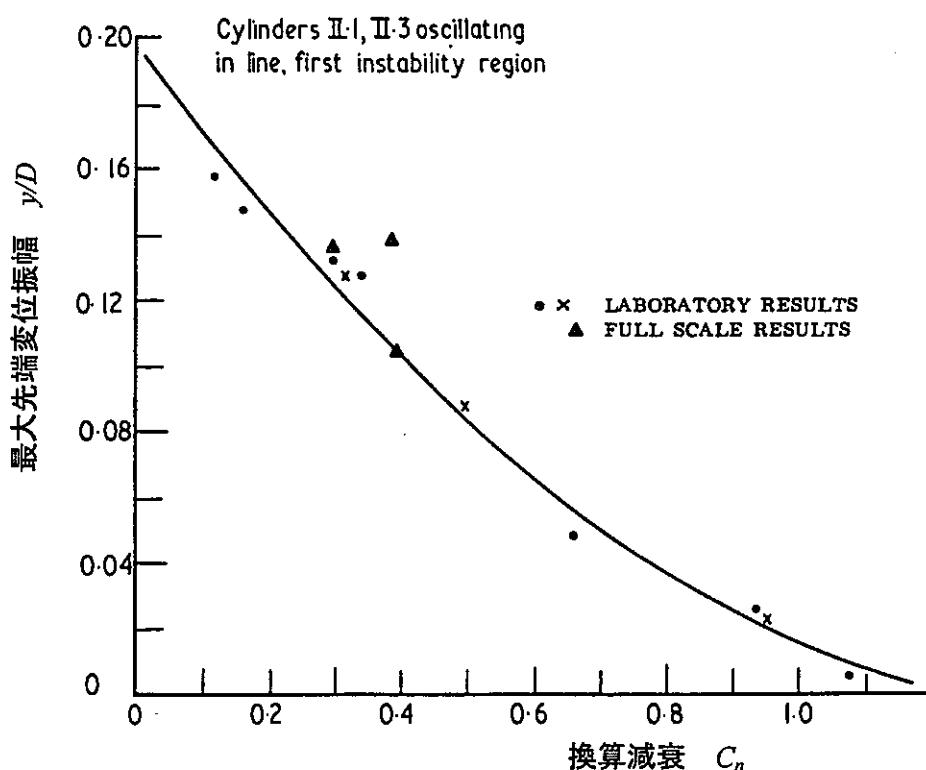
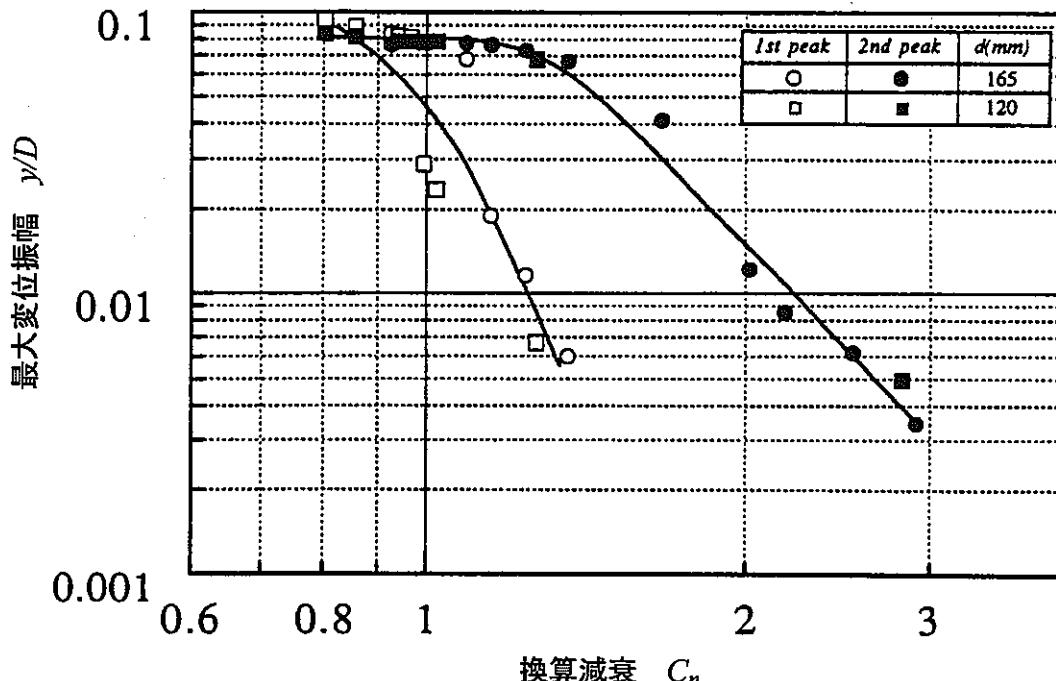


Fig.16 インライン振動の最大振幅と換算減衰の関係(King²³⁾)

Fig.17 インライン振動の最大振幅と換算減衰の関係(岡島ほか²⁰⁾)

円柱状構造物の流力振動評価指針⁷⁾においてはこのデータが反映され、該当判定条件として $C_n > 1.2$ に代わって $C_n > 2.5$ が採用された。岡島らの試験は 2 次元円柱（両端柔支持円柱で振動はインライン方向のみ可）を用いた亜臨界域の大気中試験である。一方、ごく最近、核燃料サイクル開発機構において、配管水流中で構造減衰を変化させた片持ち支持円柱（流れの 3 次元効果が含まれる）の流力振動試験が実施され、この場合は、インライン振動のピークは $C_n > 1.2$ で抑制されることが確認されている^{26,27)}。Fig.18 はその結果であり、King、岡島らの試験データと比較して示している。振幅の減衰傾向の差は、流体の種類（水、空気）、流れ場（配管内、水路、風洞）、円柱の支持条件（両端柔支持または片持ち支持）、円柱の振動方向の制限条件（インライン 1 方向振動のみ、または任意の 2 次元振動）など、諸々の試験条件の違いによることが考えられる。揚力方向振動の場合と同様に、インライン振動においても、2 次元円柱の場合は片持ち支持円柱に比べて振動しやすくなる傾向がうかがえる。しかしながら、配管内に片持ち支持された実際の温度計の設置状況に近い条件で取得された試験データは、インライン振動が $C_n > 1.2$ によって（乱流励振振幅レベルまで）抑制できることを示している。

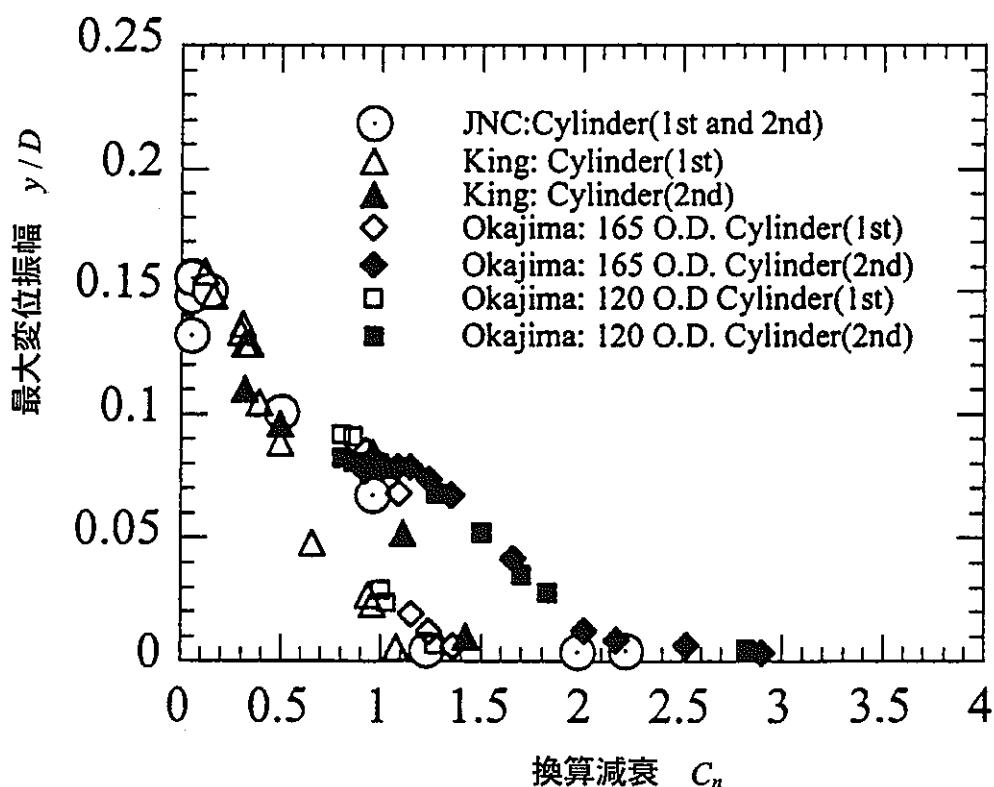


Fig.18 インライン振動の最大振幅と換算減衰の関係(堺ほか²⁷⁾)

(2) 流力振動による応力振幅の制限

(i) 応力振幅の制限式

流力振動の評価においては、渦励起振動と乱流励起振動の両者を考慮する必要がある。渦励起振動に関しては、5.2(1)の同期振動領域の回避条件を満足すれば、渦による同期振動は発生せず、また渦による強制振動も十分小さいと考えられる。しかしながら、「温度計設計方針」では、保守性確保の観点から念のために、同期振動回避領域においても、渦による微小な強制振動が存在するとの前提に立って評価することとしている。その理由は、同期振動領域の境界では十分小さい振幅にまで振動が抑制されているものの、なお微小な振幅が残っている可能性があるからである。一方、乱流励起振動は、実際の流れ場においては常に存在するため、これを評価する必要がある。

「温度計設計方針」では、これら2つの振動源から生じる変位振幅を振動モードごとに評価する。温度計さやに生じる公称応力振幅は、この軸方向のたわみ分布に基づき算出する。応力振幅の合成方法は、次式で表される各応力振幅成分の2乗和平方根 (SRSS : Square-root of the sum of the squares) によっている。

$$\sigma_v(x) = \sqrt{\sum_i \{ \sigma_{L,i}^2(x) + \sigma_{D,i}^2(x) + \sigma_{R,i}^2(x) \}} \quad (9)$$

ここで

$\sigma_v(x)$: 温度計さやに生じる公称応力振幅

$\sigma_{L,i}(x)$: 渦による揚力方向振動の*i*次モード公称応力振幅

$\sigma_{D,i}(x)$: 渦による抗力方向振動の*i*次モード公称応力振幅

$\sigma_{R,i}(x)$: 不規則流れによる振動の*i*次モード公称応力振幅

各応力振幅 $\sigma_{L,i}(x)$, $\sigma_{D,i}(x)$, $\sigma_{R,i}(x)$ は、それぞれ変位振幅 $y_{L,i}(x)$, $y_{D,i}(x)$, $y_{R,i}(x)$ に対応して算定する。各変位振幅の評価方法は、(ii), (iii)に後述する。

式(9)の応力振幅合成の考え方は以下の通りである。すなわち、モードごとの応答の合成には統計的に妥当で一般によく用いられている SRSS 法、揚力方向および抗力方向の強制振動の応答の合成については最大応答に同時性があることからベクトル合成、強制振動と不規則振動による応答の合成についてはモードごとの応答と同様の考え方から SRSS 法を用いている。

なお、振動モードとしては、温度計さやの応力への寄与が大きいモード（単純な片持ちはりでは1次固有振動モード）のみを考慮すれば十分な場合が多いが、そのモードの特定が難しい場合がある（温度計全体の構造系では1次固有振動モードとは限らない）ので、次数の低い方から数個の固有振動モードを含めて評価する必要がある。

「温度計設計方針」では、以上のようにして求めた公称応力振幅に評価位置における疲労強度減少係数を乗じた値を、使用材料の設計疲労限以下にすることにより、高サイクル疲労を防止することとしている。

$$K\sigma_v(x) \leq \sigma_F \quad (10)$$

ここで、 K は疲労強度減少係数であり、評価位置の局所形状、施工状態等に応じ適切に設定する必要がある。 σ_F は温度計さや材料の設計疲労限であり、その具体的な設定は(iv)に述べる。

(ii) 潟による強制振動

同期振動回避領域においても、澘による微小な強制振動が存在するとして保守的な評価を行うこととしている。評価の方法は以下の通りである。

同期振動が回避された領域 (Fig.10 参照) では、澘による振動は強制振動と見なすことができ、揚力方向および抗力方向の変位振幅、 $y_{L,i}(x)$ 、 $y_{D,i}(x)$ はそれぞれ次式により評価することができる。

$$y_{L,i}(x) = \frac{\rho V^2 \alpha_L \int_{L_i} D(x) \phi_i(x) dx}{2(2\pi f_i)^2 \int_0^L m_t(x) \phi_i^2(x) dx} A_L \phi_i(x) \quad (11)$$

$$y_{D,i}(x) = \frac{\rho V^2 \alpha_D \int_{L_i} D(x) \phi_i(x) dx}{2(2\pi f_i)^2 \int_0^L m_t(x) \phi_i^2(x) dx} A_D \phi_i(x) \quad (12)$$

ここで、 A_L と A_D はそれぞれ揚力方向と抗力方向の応答増倍係数であり、

$$A_L = \frac{1}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{f_s}{f_i}\right)^2\right\}^2 + \left\{2(\xi_i + \zeta_i) \frac{f_s}{f_i}\right\}^2}} \quad (13)$$

$$A_D = \frac{1}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{2f_s}{f_i}\right)^2\right\}^2 + \left\{2(\xi_i + \zeta_i) \left(\frac{2f_s}{f_i}\right)\right\}^2}} \quad (14)$$

また、

α_L : 変動揚力に対する係数

α_D : 変動抗力に対する係数

f_s : 温度計さやの澘放出周波数

ζ_i : 流体減衰 (i 次振動モード)

変動揚力と変動抗力に対する係数 α_L と α_D は、同期振動域との振幅の連続性を考慮して以下のように設定している。

$$\alpha_L = 0.4 \quad (15)$$

$$\alpha_D = 0.04 \quad (16)$$

これらの係数値は、同期振動境界の設定に際して用いた Scruton の揚力方向振動データ(Fig.6)と King の抗力方向振動データ (Fig.16)を参考にして決定した。すなわち、Fig.6 から、揚力方向振動は換算減衰 $C_n > 64$ でほぼ消滅しているが、 $C_n = 64$ において $V_r = 5$ 時点で y / D (変位振幅／円筒外径) = 0.02 程度の強制振動がまだ残留していると保守側に仮定した。そして、この大きさの振幅を生じるように定数 α_L を 0.4 と設定した。

一方、Fig.16 からは、前述のように、抗力方向振動は換算減衰 $C_n > 1.2$ でほぼ消滅しているが、ここでも $C_n = 1.2$ において最大振幅 $y / D = 0.01$ 程度の強制振動がまだ残留しているとの保守的な仮定に基づき、定数 α_D を 0.04 と設定した。

上記 α_L と α_D の値は工学的判断に基づく設定であるが、変動揚力係数および変動抗力係数の実験データと比較して概ね適切な設定であることが確認されている。変動揚力係数および変動抗力係数をそれぞれ狭帯域成分と広帯域成分に分離した場合、狭帯域成分はカルマン渦の放出による規則的な強制振動に、広帯域成分は乱流による不規則振動に対応する。Fig.19 および Fig.20 は、Mulcahy^{25,28}が乱流強度を変えた実験から求めた変動揚力係数と変動抗力係数の測定結果 (rms 値) である。Fig.19(b)において、狭帯域の変動揚力係数は概ね 0.3 以下となっており、 $\alpha_L = 0.4$ はほぼこのピーク値に対応する。レイノルズ数域によらずこの値を用いることは保守的な扱いとなる。一方、Fig.20(b)の変動抗力係数は、広帯域成分と狭帯域成分を含んだ測定データ (rms 値) であるが、広帯域成分が支配的である。Mulcahy によれば、狭帯域成分は広帯域成分のばらつきの範囲に入る程度であり、狭帯域の変動揚力係数より 1 オーダ程度低いとしており、 $\alpha_D = 0.04$ は概ねこれと整合する。

温度計さや渦放出周波数 f_s としては、通常、次式のように温度計さやの最小断面直径で評価した渦放出周波数を用いるのが適当である。

$$f_s = St \frac{V}{D_0} \quad (17)$$

ここで、ストローハル数 St としては、レイノルズ数 $Re = 2 \times 10^5$ までの流れに対して $St = 0.21$ を用いることができる。 $Re > 2 \times 10^5$ の流れに対しては、例えば Fig.4 を参考にすることができるが、通常は大きめの St 値を用いるのが保守的である。

式(13), (14)中の流体減衰 ζ については、以下のように算定することとしている。すなわち、Blevins²⁹⁾によれば、流速 V の直交流中において流れ方向に微小振動する円柱 (単位長さ当たり質量 m , 直径 D , 固有振動数 f) に作用する流体減衰の理論式は次式で表される。

$$\zeta = \frac{1}{4} \left(\frac{\rho D^2}{m} \right) \left(\frac{V}{2\pi f D} \right) C_D \quad (18)$$

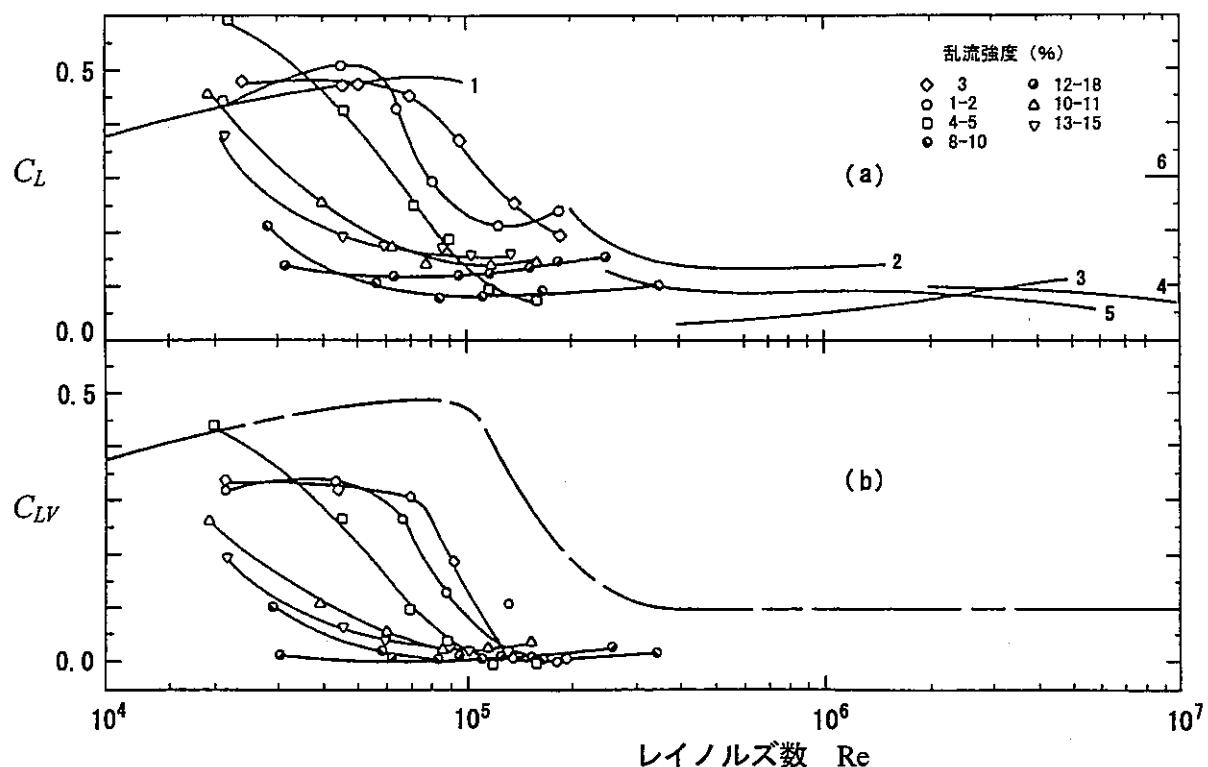


Fig.19 全変動揚力係数 C_L と狭帯域変動揚力係数 C_{LV} (Mulcahy²⁸⁾)
理想的な直交流データ : 1(Keefe,1961), 2(Fung,1960), 3(Schmidt,1966),
4(Jones,1968), 5(Loiseau,1972), 6(Szecheny,1975)
理想的な直交流データの上限 ——————

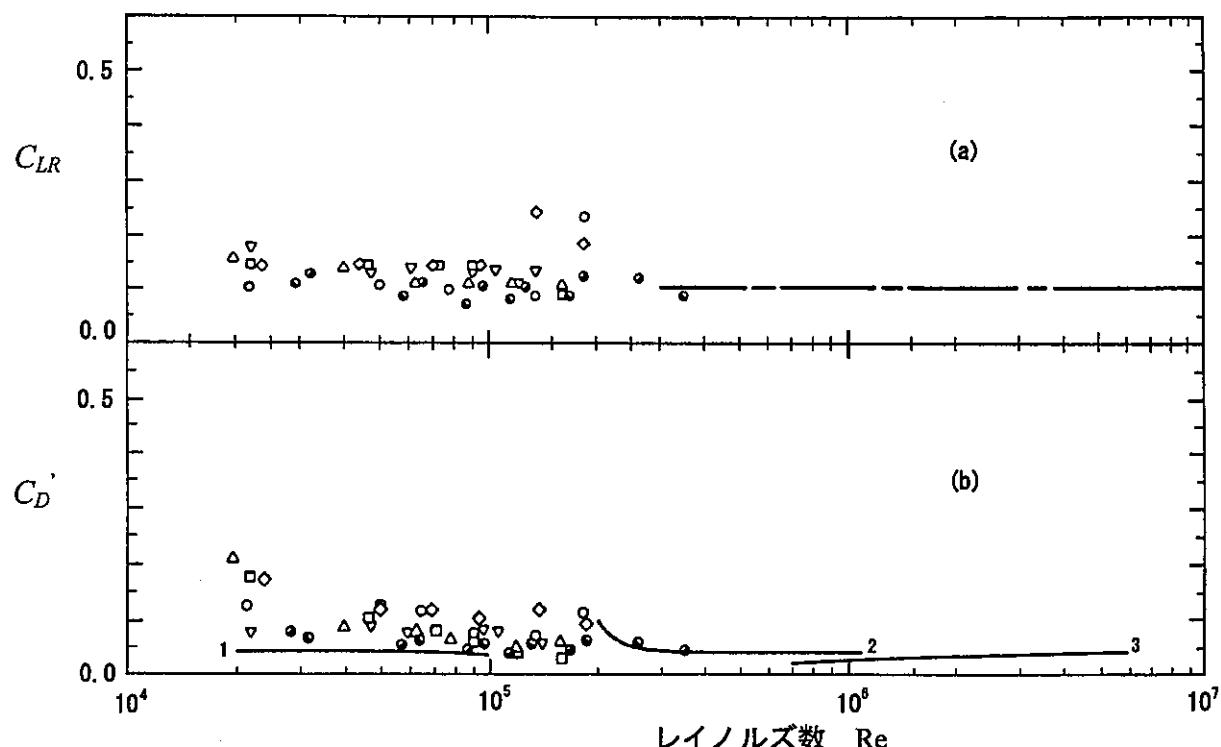


Fig.20 広帯域変動揚力係数 C_{LR} と変動抗力係数 C_D' (Mulcahy²⁸⁾) :
記号は Fig.19 と共に

また、流れ直交方向の微小振動に対する流体減衰は上式の2倍の値となる。「温度計設計方針」では保守的な扱いとして、両方向の振動に対して共通に式(18)を用いることとした。式(18)の C_D は定常抗力係数であり、Fig.3 に示すように、亜臨界域では約1.2、超臨界域以降では約0.3まで大きく低下するが、ここでは全領域を通して $C_D=1$ とした。この取扱いは超臨界域以降では必ずしも保守的でないが、高レイノルズ数領域における α_L, α_D に含まれる大きな保守性を勘案すれば、振動評価全体として保守性は十分確保されている。以上の考え方に基づき、温度計さやの i 次振動モードに対する流体減衰は次式により評価する。

$$\zeta_i = \frac{1}{4} \left(\frac{\rho D_m^2}{M_i} \int_{L_e} \phi_i^2(x) dx \right) \left(\frac{V}{2\pi f_i D_m} \right) \quad (19)$$

ここで D_m は流体中のさやの平均外径である。

(iii) 不規則流成分による振動

実際の流れは理想的な一様状態ではなく、なんらかの乱れ、すなわち不規則流が含まれることが多い。この状態の流れは時間的・空間的に不規則に変化する。流れの乱れは構造物表面の圧力の変動を通して構造物に伝達され振動を引き起こすことがある。このような不規則流成分による振動は、乱流励起振動ともよばれ、流力振動の一形態である。乱流に対しては流れを統計的に扱い時間平均量のみで処理するのが一般的であり、すでに確立されている不規則振動理論が用いられる。構造物に作用する乱流による流体力の変動は周波数の異なる多くの成分の和からなりスペクトルで表現される。この流体力のスペクトルが与えられれば、構造物の2乗平均（mean square）応答を求めることができる。なお、乱流励起振動では、構造物の運動は小さく、それによって流体から受ける構造物表面の圧力が大きな影響を受けることはない考えてよい。

(a) はりの不規則振動応答

不規則変動する流体力を受ける円柱はり（Fig.21）の応答はモーダル解析によって求めることができる。はりの変位が振動モードを用いて次のように展開されるとする。

$$y_R(x, t) = \sum_i \phi_i(x) y_{R,i}(t) \quad (20)$$

ここで、 $y_R(x, t)$ は円柱はりの不規則振動による変位（たわみ）であり、軸方向座標 x と時間 t の関数である。 $\phi_i(x)$, $y_{R,i}(t)$ はそれぞれ i 次振動モードと対応する一般化変位であり、振動モードは互いに直交すると仮定する。 $\phi_i(L) = 1$ (L : はり全長)となるように規格化しておくと、一般化変位 $y_{R,i}(t)$ ははり先端変位となる。

一般には流体力の作用方向（流れ方向や流れ直交方向）に応じた評価が必要であるが、定式化は共通であるので、以下では流れ方向（Fig.21）についてのみ記述する。

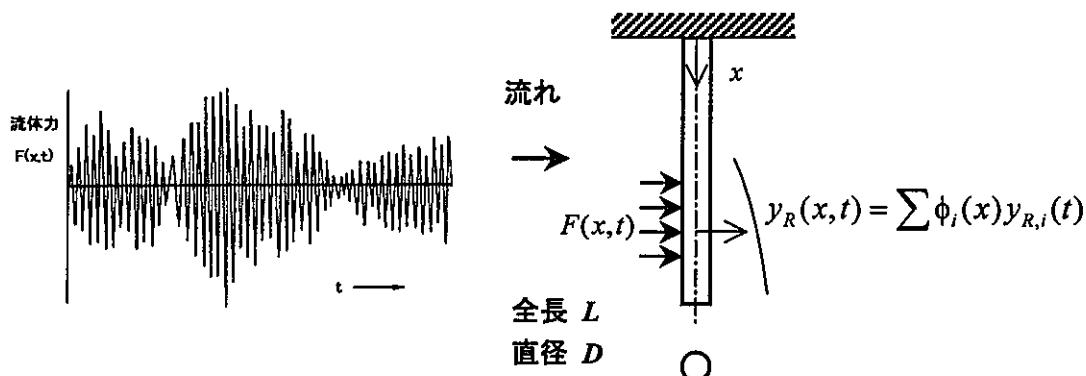


Fig.21 変動流体力を受ける円柱

モーダル解析におけるはりの運動方程式は次の線形微分方程式で表わされる。

$$\frac{d^2 y_{R,i}}{dt^2} + 2\xi_i \omega_i \frac{dy_{R,i}}{dt} + \omega_i^2 y_{R,i} = p_i(t) \quad (21)$$

ここで、 ω_i は*i*次振動モードの角振動数、 ξ_i は*i*次振動モードの臨界減衰比（ここでは表示を簡単にするため流体減衰を含めていない）である。また、 $p_i(t)$ は一般化荷重であり次式で与えられる。

$$p_i(t) = \int_0^L F(x,t) \phi_i(x) dx / M_i \quad (22)$$

ただし、 $F(x,t)$ は円柱に作用する単位長さ当たり流体力、 M_i は*i*次振動モードの一般化質量（モーダル質量）であり、次式で定義される。

$$M_i = \int_0^L m_i(x) \phi_i^2(x) dx \quad (23)$$

ここで、 $m_i(x)$ は円柱の単位長さ当たり有効質量（軸方向に変化）で流体付加質量を含む。

不規則振動理論によれば、一般化荷重 $p_i(t)$ と一般化変位応答 $y_{R,i}(t)$ のそれぞれのパワースペクトル密度を $S_{p,i}(\omega)$ と $S_{y,i}(\omega)$ とすれば、次の関係が成り立つ^{29,30)}。

$$S_{y,i}(\omega) = \frac{S_{p,i}(\omega)}{|Z_i(\omega)|^2} \quad (24)$$

ここで、 $Z_i(\omega)$ は*i*次モードのインピーダンス（周波数応答関数の逆数）であり、次式で表わされる。

$$|Z_i(\omega)|^2 = (\omega_i^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_i \omega \omega_i)^2 \quad (25)$$

また、一般化変位 $y_{R,i}(t)$ の2乗平均は、応答変位パワースペクトル密度 $S_{y,i}(\omega)$ を全周波数域で積分することにより次のように得られる（Parseval の定理）^{30,31)}。

$$\overline{y_{R,i}^2} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{y,i}(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{S_{p,i}(\omega)}{|Z_i(\omega)|^2} d\omega \quad (26)$$

構造系の減衰が小さいとの仮定の下での応答は、固有振動数 ω_i における一般化力のパワースペクトル密度 $S_{p,i}(\omega)$ を用いて積分を実行することにより

$$\overline{y_{R,i}^2} = \frac{\pi S_{pi}(\omega_i)}{2\omega_i^3 \xi_i} \quad (27)$$

したがって、全体の変位の2乗平均値は次式により評価することができる²⁹⁾。

$$\overline{y_R^2(x)} = \sum_i \left\{ \frac{\pi S_{pi}(\omega_i)}{2\omega_i^3 \xi_i} \phi_i^2(x) \right\} \quad (28)$$

(b) 流体力の空間相関を考慮した応答変位

流れの乱れは円柱表面に不規則に変動する圧力場を作り、その結果として不規則な変動流体力を生じさせる。この変動流体力の空間依存性と周波数依存性は、乱れによる流体力（流れ方向、流れ直交方向など）の相互パワースペクトル密度（cross power spectral density）²⁹⁻³¹⁾

$$S_F(x_1, x_2, \omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \lim_{t_0 \rightarrow \infty} \int_{t_0}^{t_0} F(x_1, t) F(x_2, t + \tau) e^{-j\omega\tau} dt d\tau \quad (29)$$

によって表わされる。ここで、 j は虚数 ($=\sqrt{-1}$) である。

相互パワースペクトル密度は、物理的には、円柱表面上の2点 (x_1 と x_2) において振動数 ω で振動している乱れの成分の平均積を表わす。振動数 ω において乱れのエネルギーが増加したり、あるいは x_1 と x_2 における乱れの成分が同じ位相で振動する場合、 ω におけるパワースペクトルは大きくなる。パワースペクトルは全ての周波数の中でどこにパワーがあるかを表わす。2点 (x_1 と x_2) の相関の強さを表わすコーヒーレンス関数（coherence function）は次式で定義される²⁹⁻³¹⁾。

$$r(x_1, x_2, \omega) = \frac{S_F(x_1, x_2, \omega)}{\sqrt{S_F(x_1, \omega) S_F(x_2, \omega)}} \quad (30)$$

乱れが一様であれば、同じ場所 ($x_1 = x_2$) で測定された相互パワースペクトルは場所に無関係となり

$$S_F(x_1, x_1, \omega) = S_F(x_2, x_2, \omega) = S_F(\omega) \quad (31)$$

一様な乱れの相互パワースペクトルは離れている距離にのみ依存する。コーヒーレンス関数は相関長さの空間依存性を表わすために用いられる。

乱れに対するはりの動的応答は各振動モードの一般化力によって決定される。 i 次モードについての一般化力のパワースペクトル密度は、式(22), (29)~(31)より

$$S_{pi}(\omega) = \frac{S_F(\omega)}{M_i^2} \int_0^L \int_0^L \phi_i(x_1) \phi_i(x_2) r(x_1, x_2, \omega) dx_1 dx_2 \quad (32)$$

圧力荷重が i 次モードの振動を励起する効果の尺度であるジョイントアクセプタンス $J_i^2(\omega)$ ³³⁾ を用いて表わすと

$$S_{pi}(\omega) = \frac{S_F(\omega)}{M_i^2} L^2 J_i^2(\omega) \quad (33)$$

ここで

$$J_i^2(\omega) = \frac{1}{L^2} \int_0^L \int_0^L \phi_i(x_1) \phi_i(x_2) r(x_1, x_2, \omega) dx_1 dx_2 \quad (34)$$

区間 $-\infty \leq \omega \leq \infty$ で定義されたパワースペクトル密度 $S_F(\omega)$ を、区間 $0 \leq \omega \leq \infty$ で定義された片側パワースペクトル密度 $G_F(\omega)$ ($= 2 S_F(\omega)$) に置き換え、さらに振動数 $f = \omega/2\pi$ を用いて $0 \leq f \leq \infty$ で定義されるパワースペクトル密度 $G_F(f)$ に置き換えると

$$G_F(f) = 4\pi S_F(\omega) \quad (35)$$

となる。式(33), (35)と $\omega_i = 2\pi f_i$ を用いて式(28)を整理すると^{31, 32, 6)}

$$\overline{y_R^2(x)} = \sum_i \left\{ \frac{G_F(f_i) L^2 J_i^2(f_i)}{64\pi^3 f_i^3 M_i^2 \xi_i} \phi_i^2(x) \right\} \quad (36)$$

相関を有する長さが L に比べて十分短く、軸方向に一様で、その間のモードの変化を無視すると

$$J_i^2(f_i) = \frac{1}{L^2} \int_0^L \phi_i^2(x) \int_0^L r(x, x+l, f_i) dl dx = \frac{L_c}{L^2} \int_0^L \phi_i^2(x) dx \quad (37)$$

ここで、 L_c は相関長さとよばれ、次式で表される。

$$L_c = \int_0^L r(x, x+l, f_i) dl \quad (38)$$

流体力の作用部分の長さが L_e ($< L$) の場合は、式(37)に代わり次式が用いられる。

$$J_i^2(f_i) = J^2 \int_{L_e} \phi_i^2(x) dx \quad (39)$$

ここで、 $J^2 = L_c/L_e$ は規格化相関長さという。

相関長さ L_c は、通常はり長さ L に比べ十分短く、従来の研究では、亜臨界のレイノルズ数の流れに対しては $L_c < 3D$ 、それ以上のレイノルズ数領域では $L_c < D$ であるとされている²⁵⁾。「温度計設計方針」ではこの知見に基づき安全側に $L_c = 3D_m$ (D_m : 流体中の円柱の平均外径) と設定した。

なお、「温度計設計方針」の策定後、核燃料サイクル開発機構においてこの相関長さに関する試験データが取得されている³⁴⁾。Fig.22 はその結果を示している。試験では、円柱試験体とテーパ付き円柱試験体について表面軸方向に配置した圧力センサーの測定値から乱流励振状態での相関長さを評価しており、 $L_c = 3D_m$ の設定が十分妥当であることを示している。

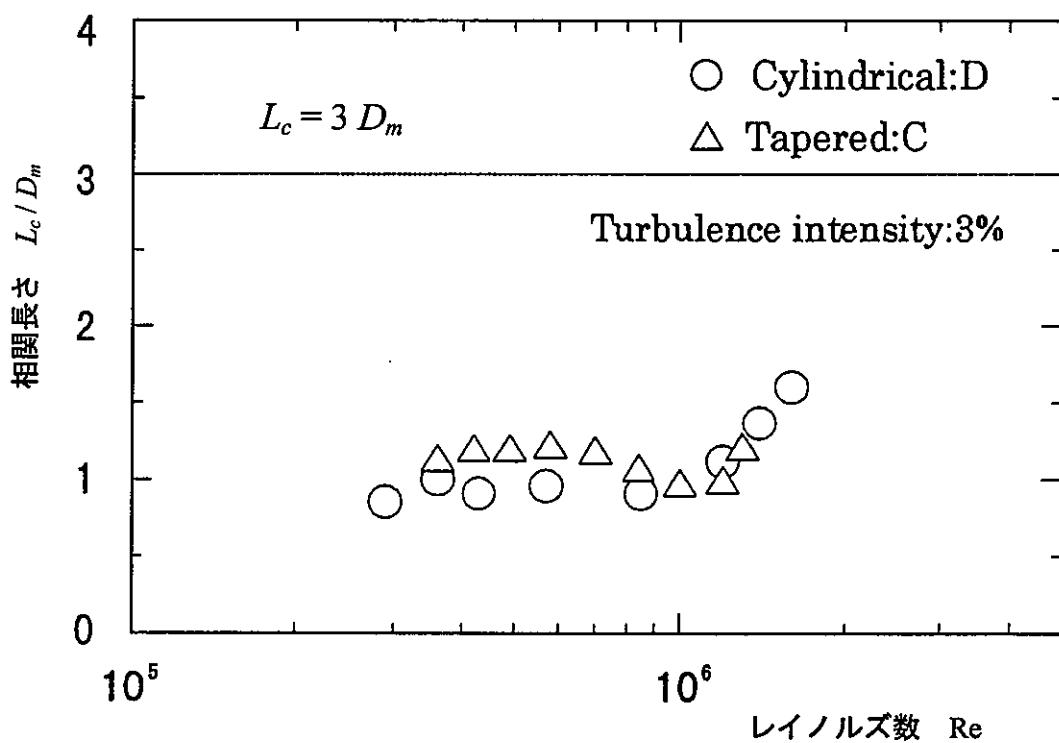


Fig.22 乱流励振下の円柱の相関長さ

式(36)に式(39)を代入し、また、減衰について構造減衰 ζ_i と流体減衰 ζ_f の両者を考慮した形で表すと、最終的な評価式は次のようになる。

$$\overline{y_R^2(x)} = \sum_i \left\{ \frac{L_e G_F(f_i) J^2 \int_{L_e} \phi_i^2(x) dx}{64\pi^3 f_i^3 M_i^2 (\xi_i + \zeta_i)} \phi_i^2(x) \right\} \quad (40)$$

ピーク変位振幅 $y_R(x)$ は次式により評価することができる。

$$y_R(x) = C_0 \sqrt{\overline{y_R^2(x)}} = \sum_i y_{R,i}(x) \quad (41)$$

ここで、 C_0 はピーク値係数、 $y_{R,i}(x)$ は i 次モードのピーク変位振幅であり

$$y_{R,i}(x) = C_0 \sqrt{\frac{L_e G_F(f_i) J^2 \int_{L_e} \phi_i^2(x) dx}{64\pi^3 f_i^3 M_i^2 (\xi_i + \zeta_i)}} \phi_i(x) \quad (42)$$

「温度計設計方針」では、乱流励振の変位振幅は式(42)に基づき評価している。

ピーク値係数 C_0 は「温度計設計方針」では $C_0 = 3$ としており、その設定の考え方は以下の通りである。

不規則振動挙動 $y(t)$ は一般にガウスの確率過程とみなすことができ、その結果として生じる振幅については、その確率密度関数は次のレーリー分布で表される³⁵⁾。

$$p(a) = \frac{a}{\sigma^2} e^{-\frac{a^2}{2\sigma^2}} \quad (43)$$

ここで、 $p(a)$ は振幅 a の確率密度関数、 σ は振幅に関する標準偏差 (= rms 値 : y_{rms}) である。 $p(a)$ は $a = \sigma$ において極大値をもつ関数である。このとき、ランダムに選んだ振動のピーク値が a を超えない累積確率分布 $P(a)$ は次のようになる^{29, 35)}。

$$P(a) = \int_{-\infty}^a p(a) da = 1 - \int_a^{\infty} p(a) da = 1 - e^{-\frac{a^2}{2\sigma^2}} \quad (44)$$

ここで、 $a = C_0 y_{rms}$ と置くと $a/\sigma = C_0$ となる。Fig.23 は C_0 値を変化させた場合の $P(a)$ の値を示す。「温度計設計方針」の設定値 $C_0 = 3.0$ に対しては $P(3\sigma) = 0.9889$ となっており、この C_0 値を用いて算定した不規則振動振幅ピーク値は十分な信頼度を有する。

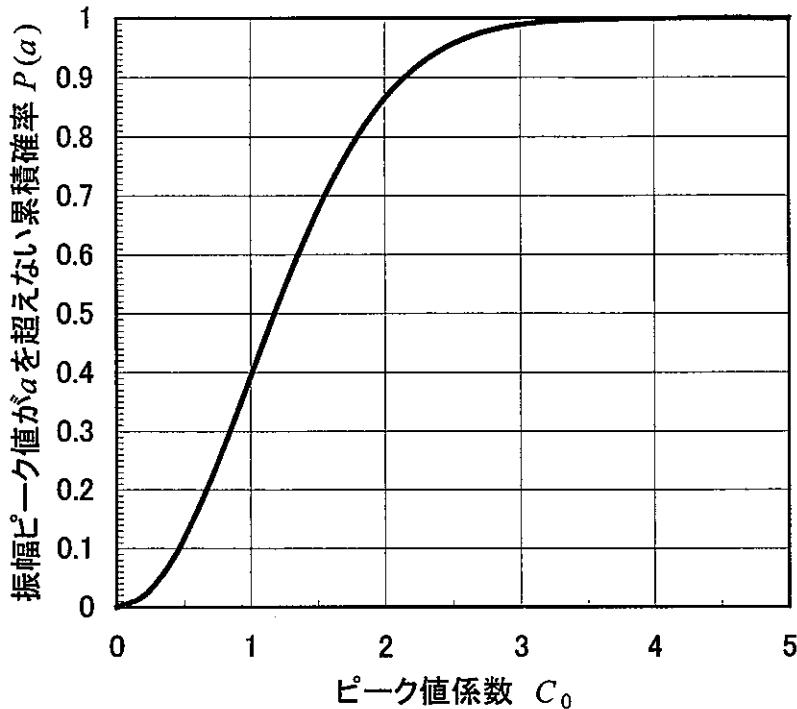


Fig.23 乱流励振の振幅ピーク値係数と累積確率分布

(c) 流体力のパワースペクトル

乱流による流体力のパワースペクトル密度 $G_F(f)$ は一般に実験データに基づき定める必要がある。Fig.24 は配管内の水流動試験より求めた揚力のパワースペクトル密度の 1 例で、レイノルズ数 $2 \times 10^4 \sim 1.6 \times 10^5$ の流れに対して測定されたデータである^{25, 28)}。同図の縦軸 $\Phi(\bar{f})$ は、次式により無次元化した揚力のパワースペクトル密度であり、「温度計設計方針」の評価式と比較して示している。

$$\Phi(\bar{f}) = \frac{G_F(\bar{f})}{\left(\frac{1}{2} \rho V^2 D\right)^2 \left(\frac{D}{V}\right)} \quad (45)$$

ここで、 \bar{f} は $\bar{f} = fD/V$ で定義される無次元周波数（ストローハル周波数）である。「温度計設計方針」では、流体力のパワースペクトル密度として、一様等方乱流に対する 1 次元流速変動スペクトルの理論式²⁸⁾

$$\Phi(\bar{f}) = \frac{4C_R^2}{1 + (2\pi\bar{f})^2} \quad (46)$$

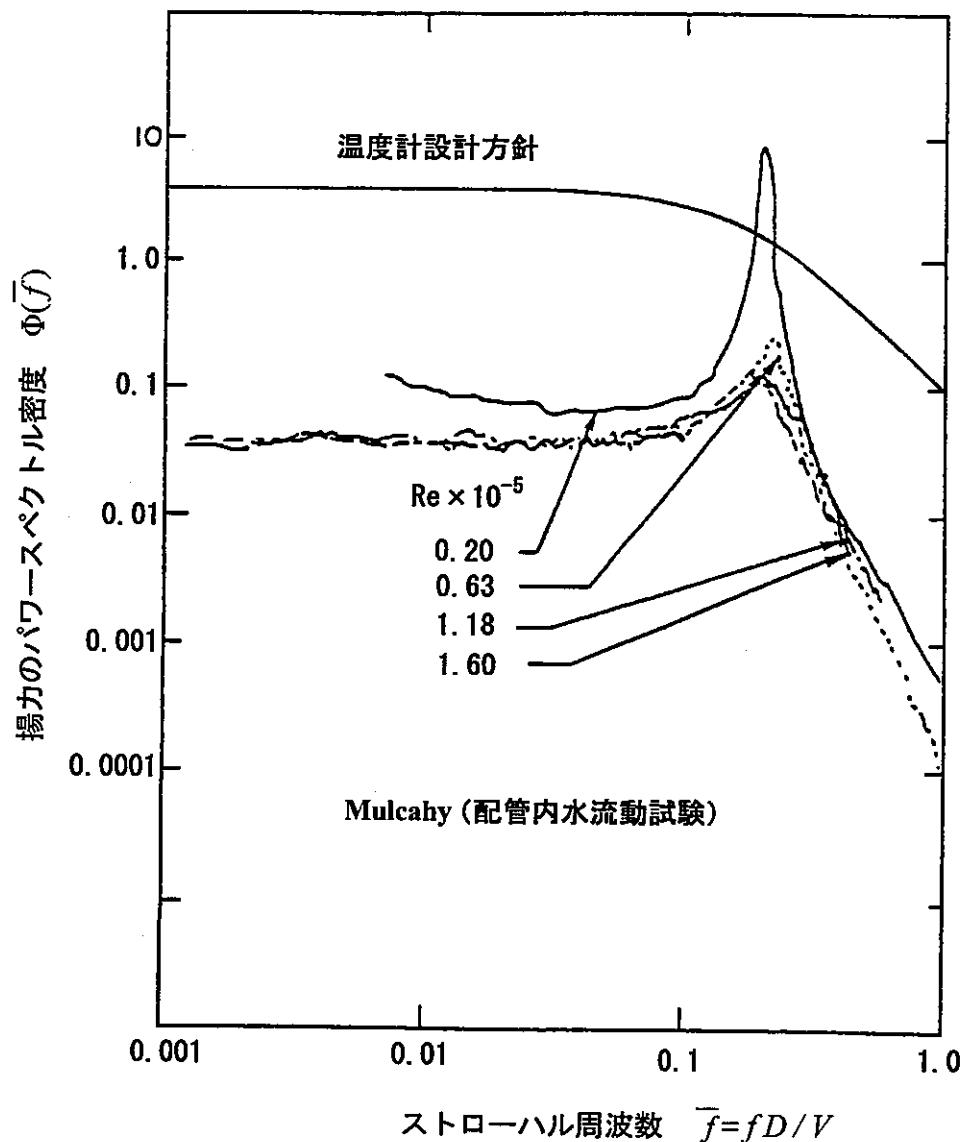


Fig.24 配管内水流動試験による揚力のパワースペクトル密度

を採用している。ここで C_R は流体力係数であり、「温度計設計方針」では揚力方向と抗力方向によらず $C_R = 0.2$ としている（後述）。

Fig.24 では、パワースペクトル密度は $\bar{f} = 0.2$ 近辺にピーク値をもつが、 $\bar{f} = 0.2$ は試験に用いた円柱の渦放出周波数に対応するもので、乱流流体力成分ではない。このピーク値は、レイノルズ数が大きくなり、超臨界に近づくにつれて目立たなくなっている。「温度計設計方針」の式(46) は乱流励振力のパワースペクトル密度を保守的に包絡していることが分かる。式(46)は元来、抗力に対して適用できることが確認されてきたが²⁸⁾、揚力に対しても保守性をもって適用できることが分かる。

上記水実験データのレイノルズ数の上限は 1.6×10^5 であったが、Fig.25 には空気実験で得られたレイノルズ数 2×10^5 以上の超臨界流に対する揚力のパワースペクトル密

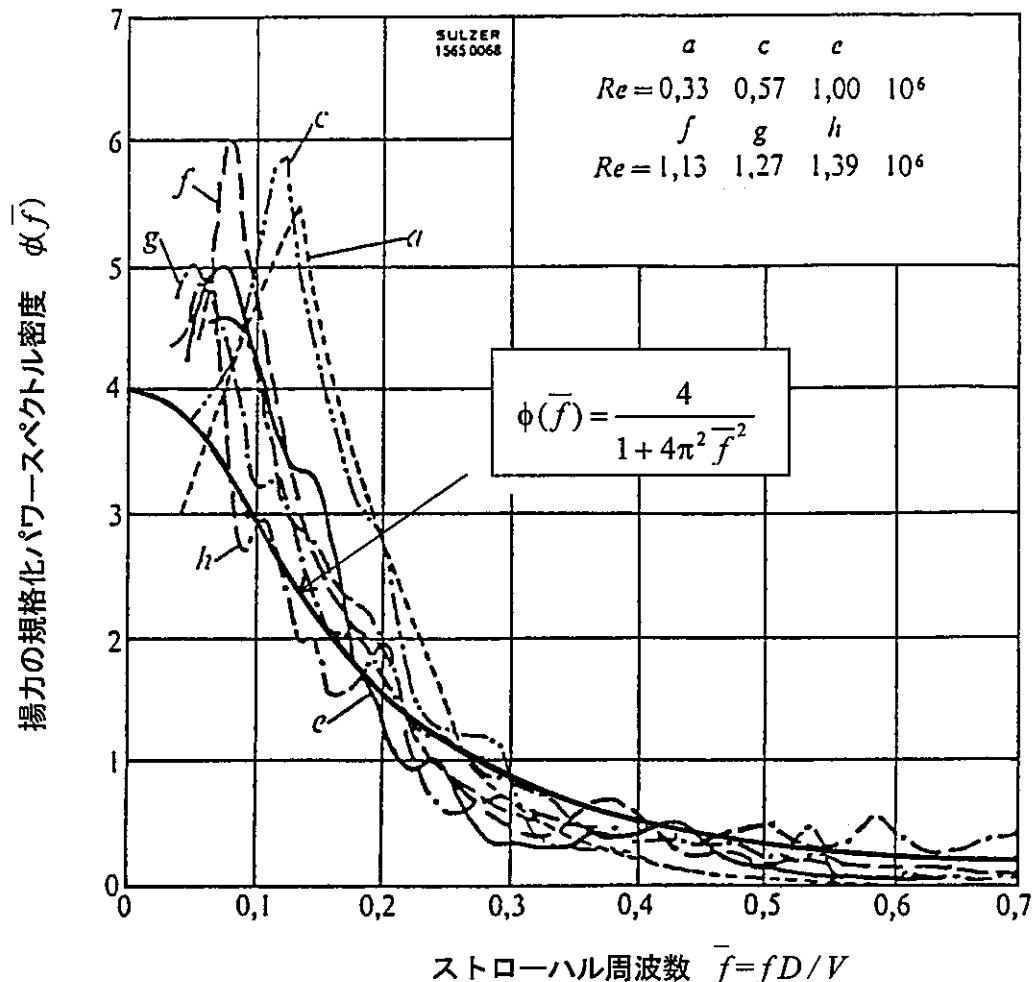


Fig.25 揚力の規格化パワースペクトル密度（空気実験と理論式との比較）

度の実測データ例^{35,36)}を示す。このデータは、次の規格化パワースペクトル密度 $\phi(\bar{f})$ の形に整理されている。

$$\phi(\bar{f}) = \frac{\Phi(\bar{f})}{\int_0^\infty \Phi(\bar{f}) d\bar{f}} \quad (47)$$

なお、上式の分母の規格値は乱流励振における流体力係数 C_R の 2 乗値に相当し、

$$C_R = \sqrt{\int_0^\infty \Phi(\bar{f}) d\bar{f}} \quad (48)$$

Fig.25 より、実用流速域であるストローハル周波数 $\bar{f} > 0.3$ (換算流速 3.3 以下) において

て、規格化パワースペクトル密度のレイノルズ数依存性は顕著でないこと、及び式(42)に対する規格化パワースペクトル密度の理論式

$$\phi(\bar{f}) = \frac{4}{1 + 4\pi^2 \bar{f}^2} \quad (49)$$

は、同流速域において十分実験データの傾向を表わしていることが分かる。

なお、一様等方乱流においては、レイノルズ数が低い流れの渦放出周波数近傍を除けば、揚力に比べて抗力のパワースペクトル密度の方が大きいため、両者に共通して抗力のパワースペクトル密度を用いることで保守的な取扱いが可能である。流体力そのものは、式(46)において、規格化パワースペクトル密度 $\phi(\bar{f})$ と流体力係数 C_R により決定される。

乱流励振における流体力係数 C_R は、等方性を仮定し、Mulcahy が整理した水実験および空気実験データ^{25,28)}に基づき、レイノルズ数によらず $C_R = 0.2$ 一定と設定した。Fig.26 は、Mulcahy の整理した実験データに、「温度計設計方針」策定後に核燃料サイクル開発機構で取得した高レイノルズ数領域のデータを加えて、 $C_R = 0.2$ の設定の妥当性を確認したものである³⁴⁾。実験では乱流励振に対する変動揚力係数 (C_{LR}) と変

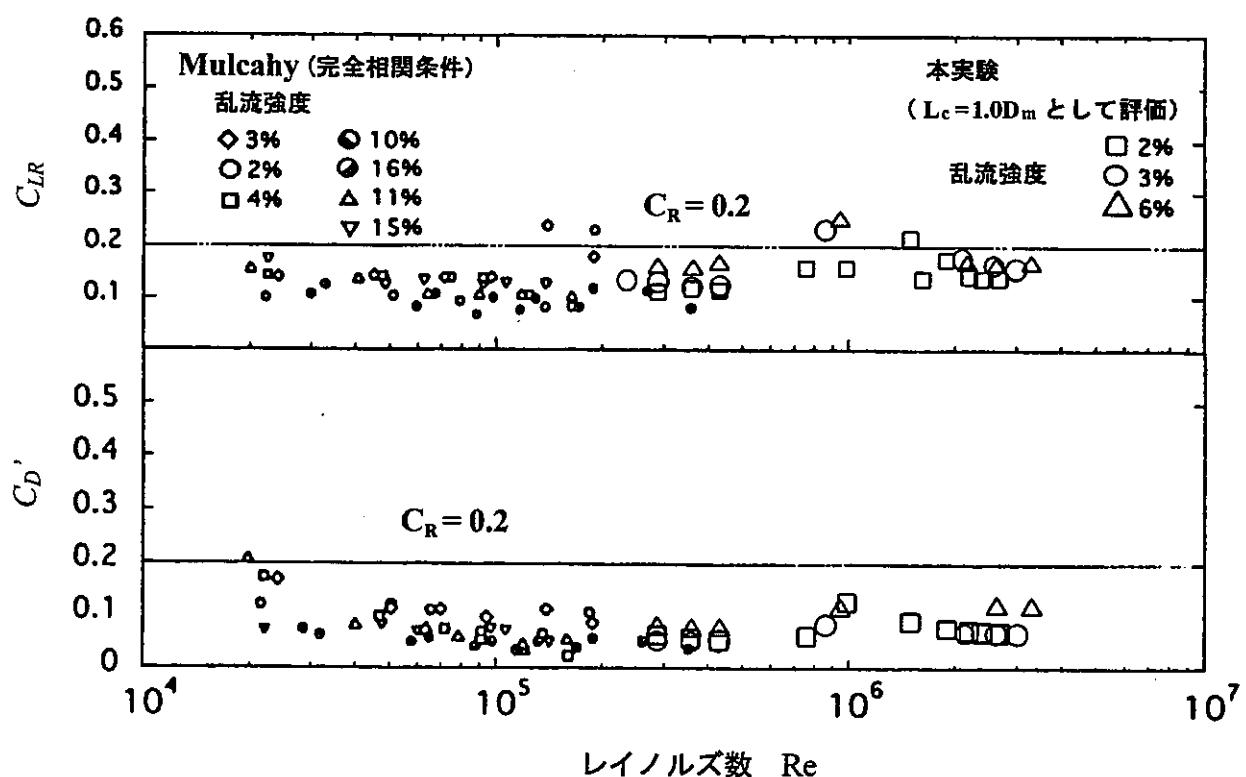


Fig.26 乱流励振の流体力係数

動抗力係数 (C'_D : ほとんど乱流成分とみなせる) が測定されているが、いずれもレイノルズ数依存性が少ないと、及び、変動抗力係数にくらべて変動揚力係数の方がやや大きいことが認められる。「温度計設計方針」の $C_R = 0.2$ は高レイノルズ数 (3×10^6) 領域を含めて妥当な設定となっている。

(d) 乱流励振変位振幅評価式と実験データとの比較

「温度計設計方針」策定後、核燃料サイクル開発機構において、配管内の水流中の乱流励振応答データが取得され、乱流励振の変位振幅評価式(41),(42)の全体としての妥当性の確認が行われた^{21, 34, 38)}。測定は円筒及びテープ付き円筒試験体について乱流強度の異なる(2, 3, 6 %)水流中、高レイノルズ数領域($3 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$)で行われた。Fig.27 は円筒とテープ付き円筒に対して式(41),(42)で求めた変位振幅と測定結果の比較を示している。評価式による振幅は、実測値の5倍以上の値を示しており、評価式全体として大きな保守性を含んでいることが分かる。保守性の要因としては、振幅評価式に用いている ϕ および L_c に含まれる保守性によるところが大きいと考えられる。この実験の評価から、「温度計設計方針」の評価式は、やや保守的すぎる傾向があるものの、利用可能なデータが限られていることから、現状では工学的に妥当な設定であるといえる。

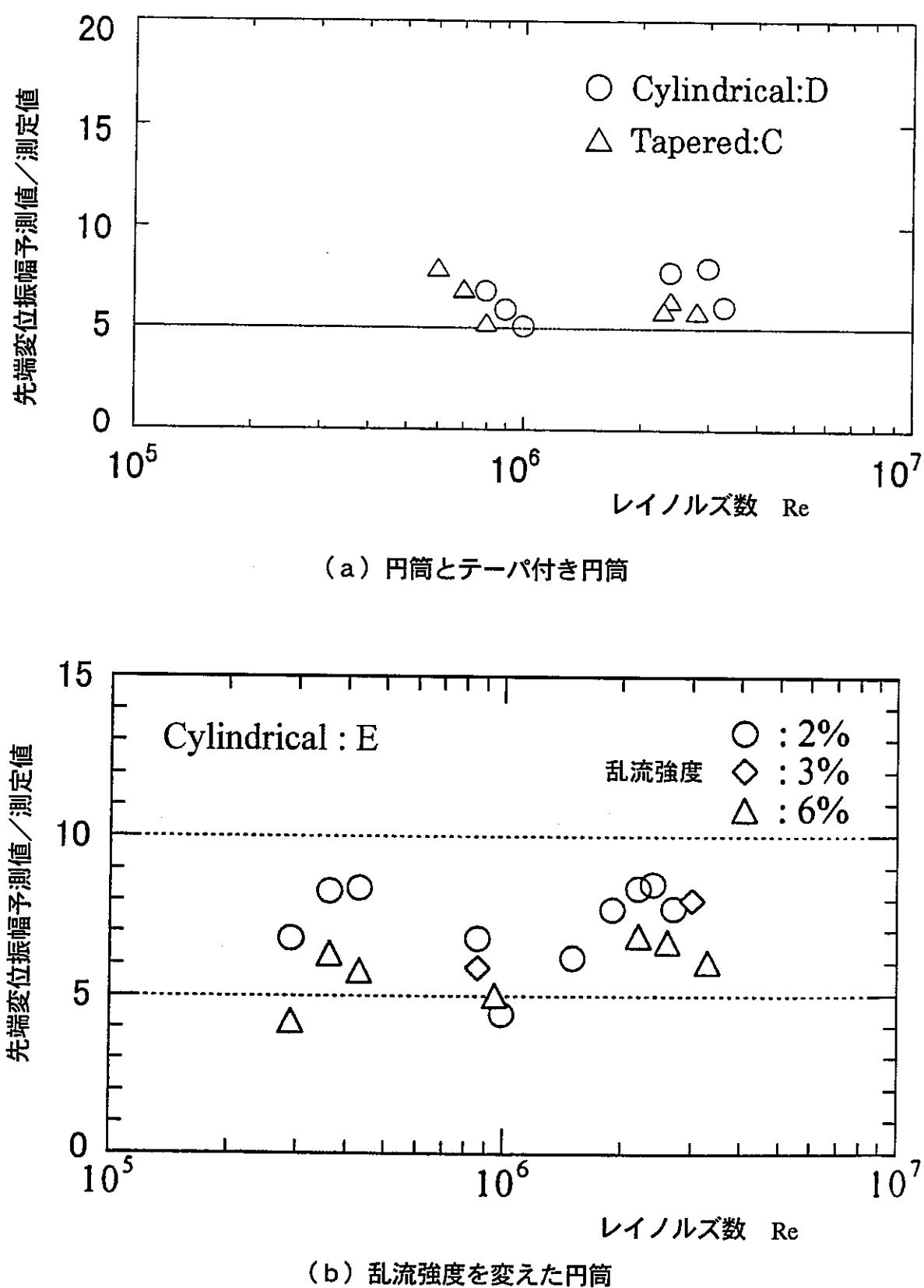


Fig.27 高レイノルズ数領域の乱流励振振幅の計算値と測定値の比較

(iv) 高サイクル疲労評価用の設計疲労限

設計疲労限の設定の基本的考え方は以下の通りである。すなわち、従来の高サイクル疲労試験データは、概ね 10^8 回以下に限定されており、特に高温域では試験データがほとんどなく、 10^6 回を超える外挿方法は必ずしも確立していない。したがって、「温度計設計方針」では十分安全側と判断できる方法を採用することとした。その結果、多分に安全余裕が過大となっている可能性がある。このため、今後、試験データの拡充を踏まえて適正化が望まれるところである。以下、SUS304、SUS316 及び $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼の設計疲労限の具体的設定について述べる。

(a) SUS304 及び SUS316

<通産省告示 501 号温度域>

SUS304 及び SUS316 に対する設計疲労線図は、通産省告示 501 号では両鋼種共通のものが別図第 2 の設計疲れ線図(オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金)に与えられており、許容繰返し回数にして 10^{11} 回まで規定されている(Fig.28 参照)³⁹⁾。この告示の線図は、ASME Section III, Division 1 Appendices の FIG.I-9.2.1 と FIG.I-9.2.2 を引用している。ASME 線図の高サイクル領域における 3 つの線図の考え方、Manjoine らの論文⁴⁰⁾に明らかにされている。また、その線図のもとになるひずみ振幅 ε_a と破損までの繰返し回数 N_f の関係式は、Jaske らの論文⁴¹⁾によっていると推定される。これは、Fig.29 に示すように、Jaske らの論文における $\varepsilon_a - N_f$ 関係式を用いると ASME 線図と良好な対応が得られることから確認できる。なお、 10^6 回から 10^8 回までは従来の線図と整合するようフェアリングがなされている。告示温度域では、疲労限が存在するというのが定説であり、適用された関係式も Langer⁴²⁾タイプの下記の式である。

$$E \varepsilon_a = \sigma_e + A N_f^{-0.5} \quad (50)$$

ここで、 E は綫弾性係数、 σ_e は疲労限、 A は材料定数である。このため、告示温度域については、Jaske らの論文における疲労限の値を適用し、告示線図と整合する値を定めた。

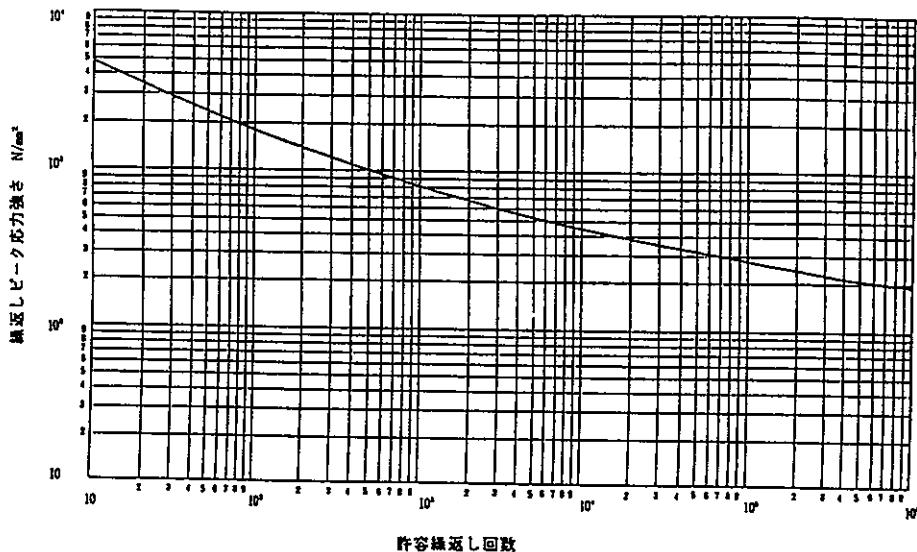
<通産省告示 501 号上限温度を超える温度域>

通産省告示 501 号適用温度の上限は 430°C であり、その上限を超える疲労線図について検討する。告示線図の出典となる Jaske らの線図 B に対応する最適線図と「高温構造設計指針」(BDS) の最適線図を、同じ 430°C で比較したのが Fig.30 である。BDS 線図では、高温高サイクル側への外挿値を規定していないが、高サイクル域ではデータが少ないと考慮して外挿値が低めの値になるような式が定められている。

高温側での高サイクル疲労試験に関しては、金属材料技術研究所による回転曲げの結果が SUS304 に対して Fig.31 のように報告されている⁴³⁾。これによれば、 10^8 回で疲労曲線の傾きが急激に緩やかになる。SUS316 についても同様の傾向である。すなわち、 10^8 回までは BDS の最適線図の延長に近い挙動を示し、 10^8 回を

別図第2 設計疲れ線図（オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金）

（繰返しピーク応力強さが194N/mm²を超えるもの）



（繰返しピーク応力強さが194N/mm²以下のもの）

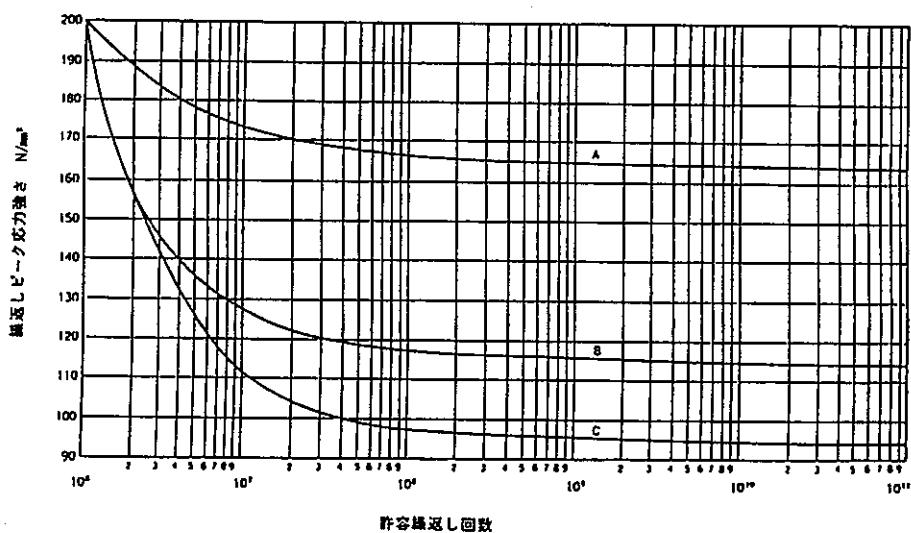


Fig.28 通産省告示第501号 別図第2—設計疲れ線図
(オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金)

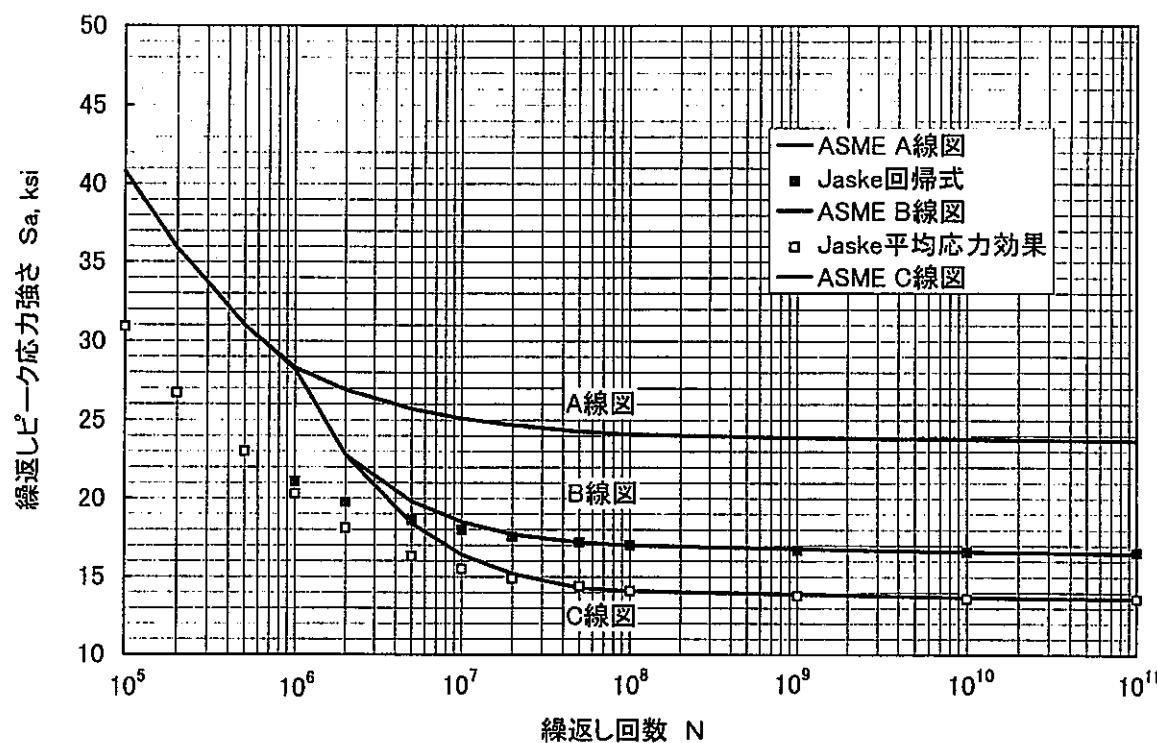


Fig.29 ASMEのA, B, C線図とJaske表示式の比較

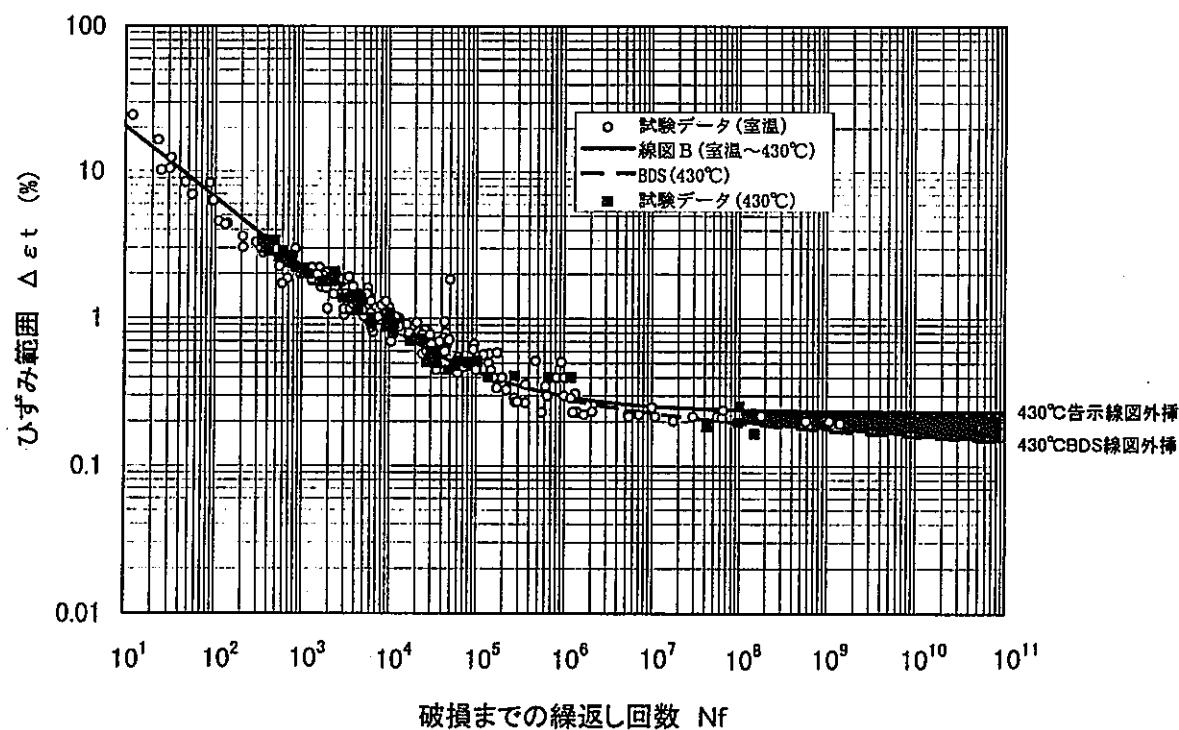


Fig.30 ASME基準に使用されたオーステナイト系ステンレス鋼試験データと線図との対応

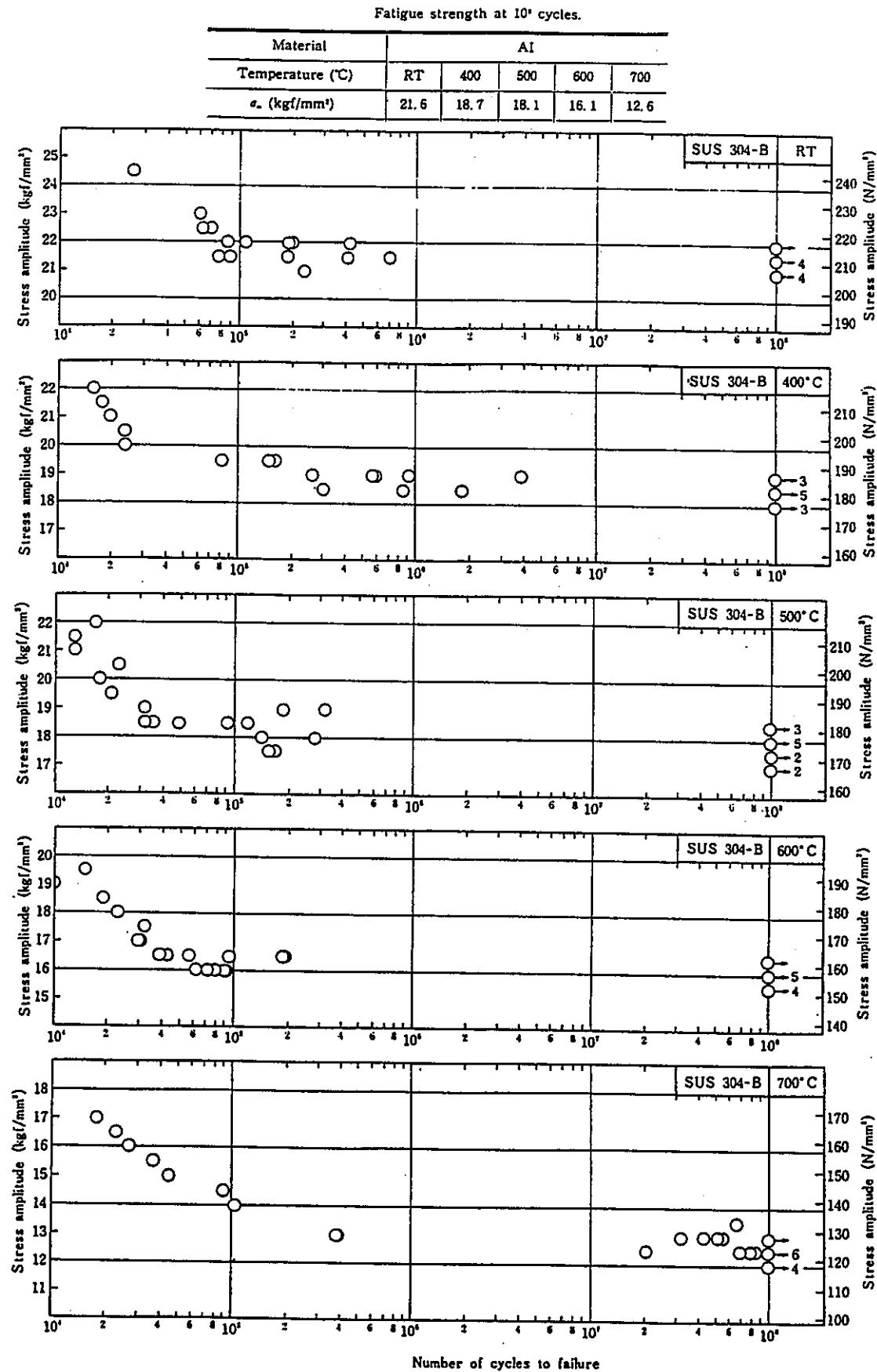


Fig.31 高温高サイクル疲労試験結果(回転曲げ, SUS304)

超えてからは傾きが 0 へと漸近すると考えられる。この考えにしたがって、430°C での疲労特性を整理したのが Fig.32 である。最終的な漸近値（疲労限）を 10^8 回での疲労強度とする方法（方法 1）はデータの傾向とは合わない。しかし、通産省告示 501 号温度上限を若干超えた 450°C については方法 1 でも十分安全側の評価になる。これに対して、疲労限と 10^8 回での疲労強度の比を 1.2 とした方法（方法 2）では、データの傾向を控えめに包絡し安全裕度が残されているのがわかる。

「温度計設計方針」では、450°C については方法 1 を、500°C 以上では方法 2 を適用し、十分な余裕を確保した方法を採用した。この方法を適用して、625°C での試験データを評価すると、Fig.33 に示すように十分安全側の外挿となっていることが確認できる。

<設計疲労限>

以上の検討により定めた高サイクル疲労線図を Fig.34 に示す。本線図は、温度計さやの構造設計用であり、高周波数の振動を前提としているので、周波数依存性は有意ではないと判断した。また、疲労線図の傾きが 0 となるひずみ振幅と縦弾性係数の積により定まる値に対し、安全係数 2 を適用して求めた設計疲労限 σ_F を Fig.35 に示す。高温側で設計疲労限の値が小さいのは、外挿への信頼性が低いことを考慮した結果である。

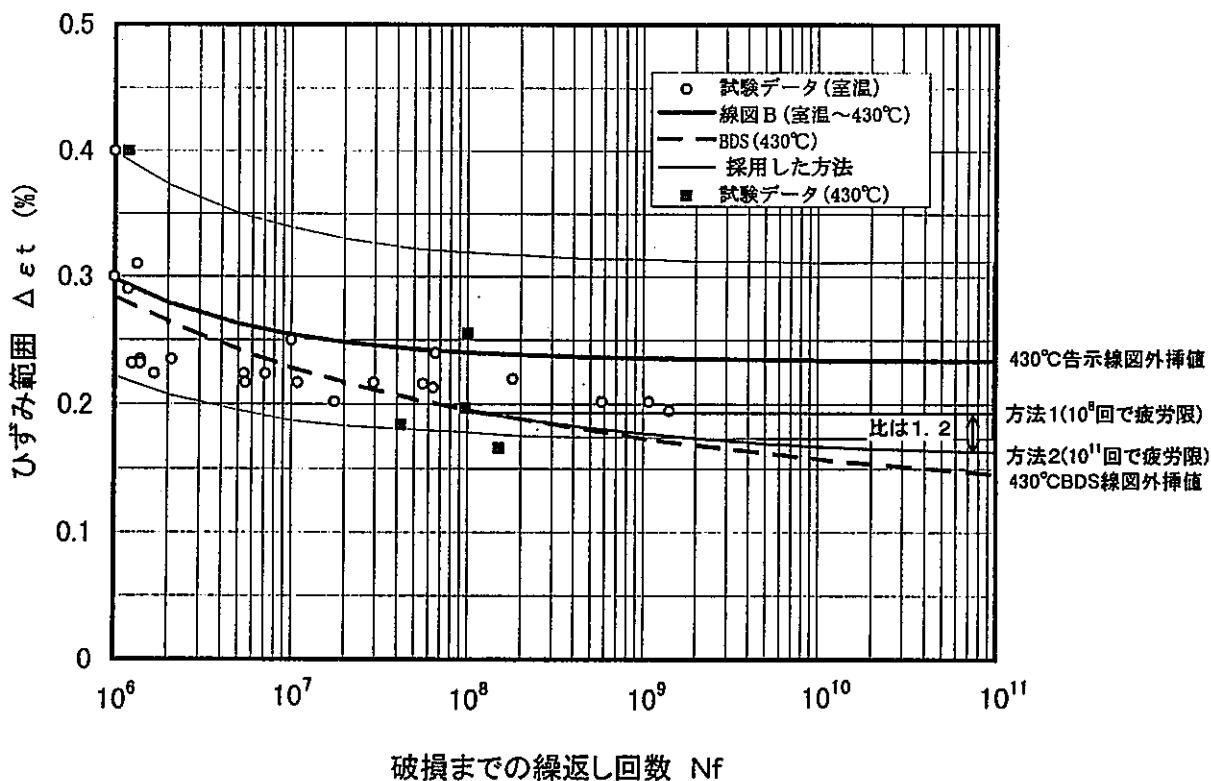


Fig.32 高サイクル側への外挿方法(SUS304)

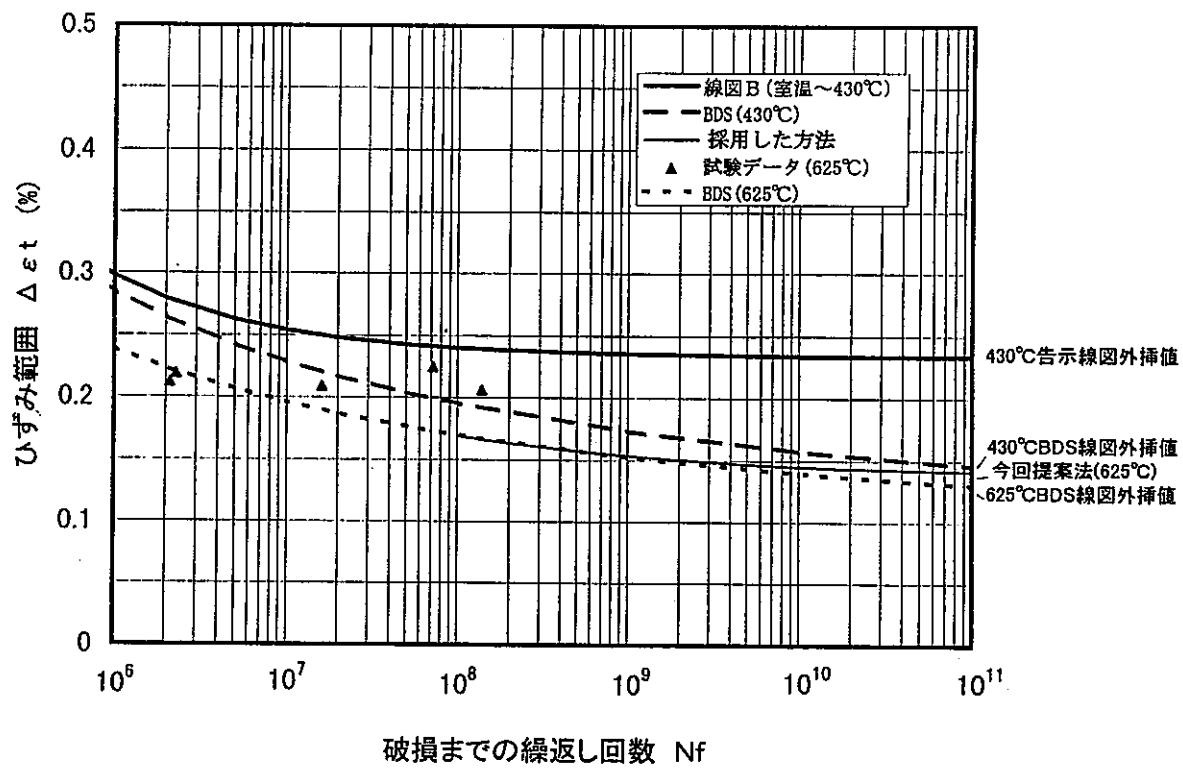


Fig.33 SUS304試験データと疲労線図の対応(625°C)

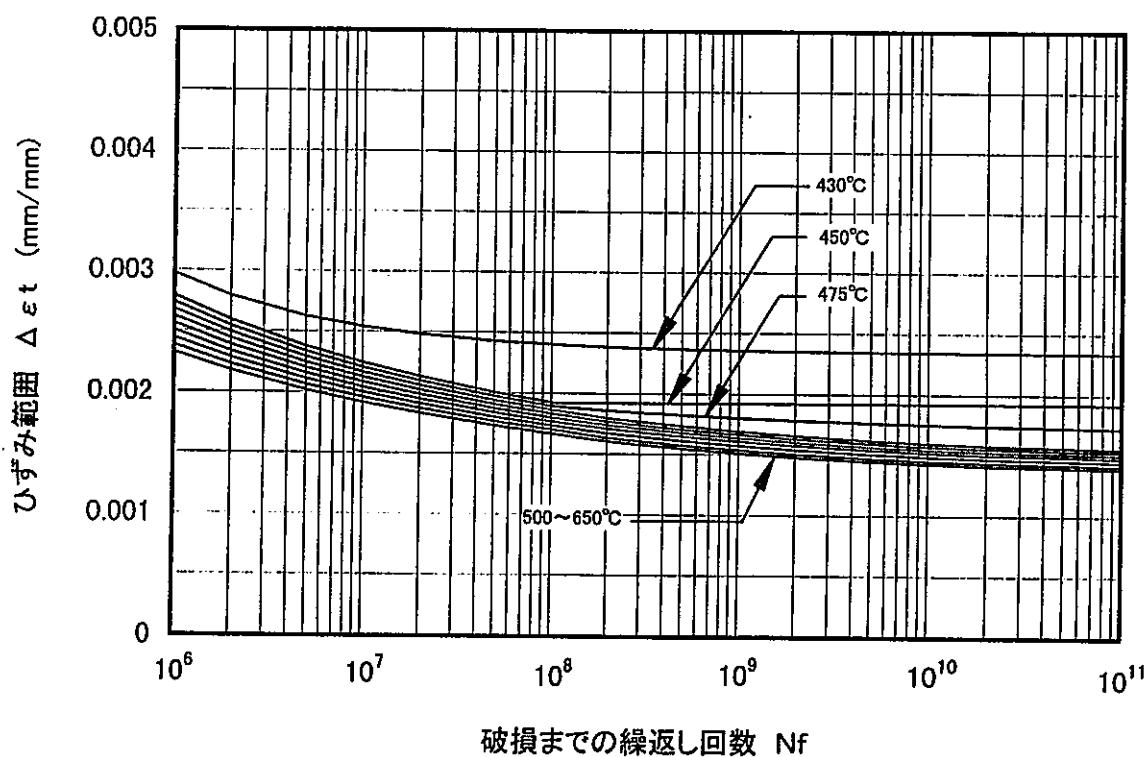


Fig.34 SUS304及びSUS316の高サイクル疲労線図

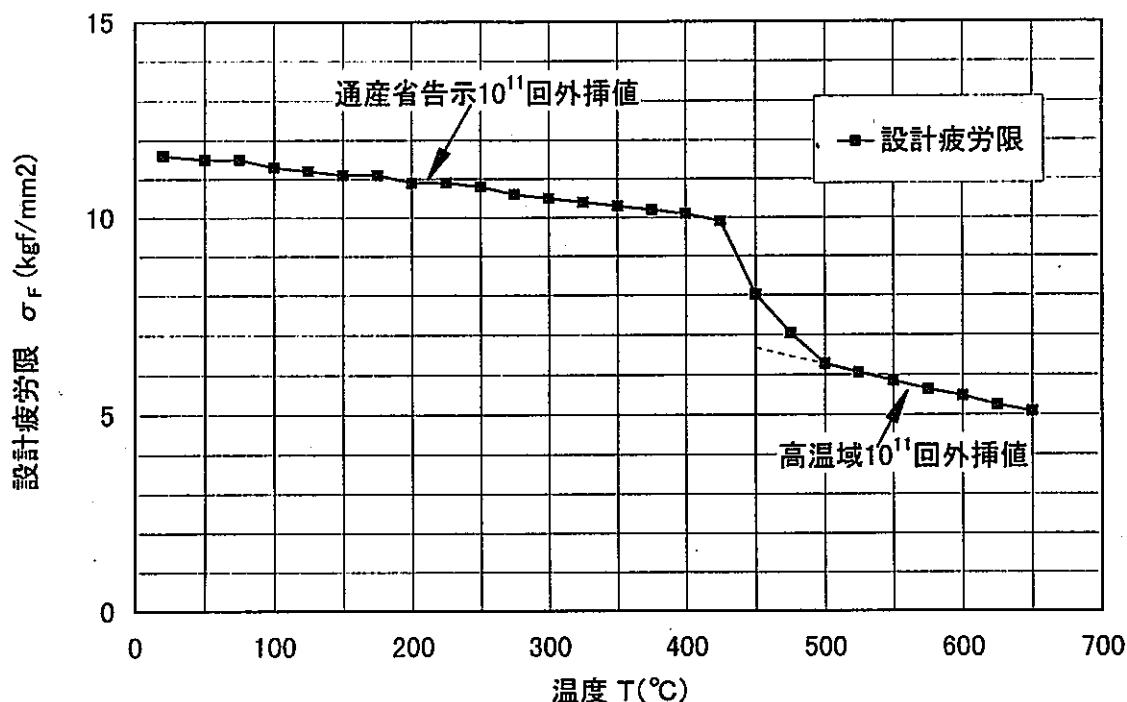
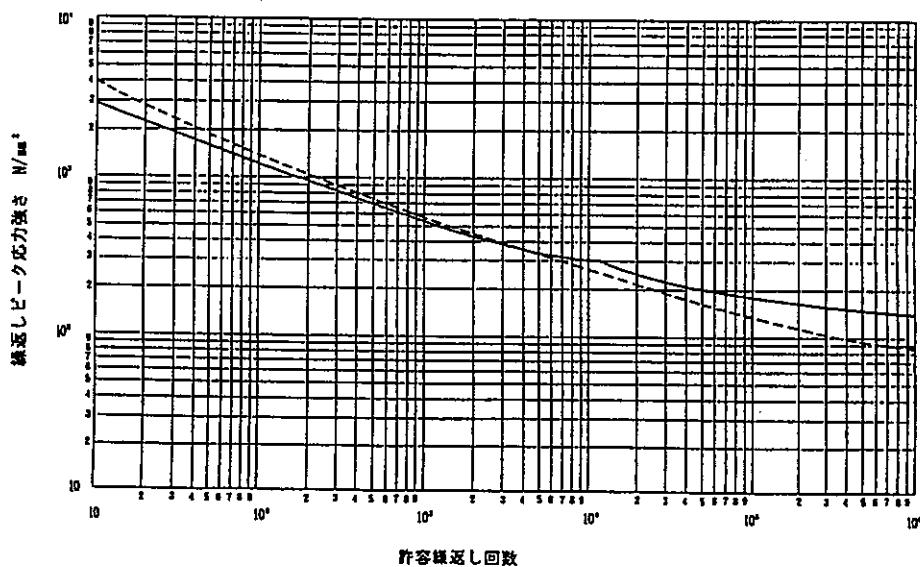


Fig.35 設計疲労限(SUS304及びSUS316)

(b) $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼
<通産省告示 501号温度域>

通産省告示 501号の $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼に対する設計疲労線図は、別図第1の設計疲れ線図（炭素鋼、低合金鋼及び高張力鋼）に与えられており、許容繰返し回数にして 10^6 回まで規定されている (Fig.36 参照)³⁹。この告示の線図は、ASME Sec III, Division 1—Appendices の FIG. I-9.1 を引用している。ASME 線図の策定方法はその解説書⁴⁴に明らかにされている。その方法にしたがって繰返しひーク応力強さ S_a を算定すると Fig.37 に示す結果となる。平均応力効果が 10^4 回から現れてくる。これは先に平均応力効果を考慮した最適線図を策定してから設計線図を求める方法（平均応力効果 → 設計値）を適用したためで、ステンレス鋼の場合のように平均応力のない設計線図に対して平均応力効果を考慮する方法（設計値 → 平均応力効果）では、ステンレス鋼と同じく 10^6 回から平均応力効果が現れる。いずれにしても、ASME の疲労線図は、同解説書の最適疲労線図から定められており、 10^6 回での S_a 値は平均応力がない場合の疲労線図と比較してかなり低めに設定されていることがわかる。

別図第1 設計疲れ線図（炭素鋼，低合金鋼及び高張力鋼）



(備考)

- 1 点線は、材料の最小引張強さが550N/mm²以下のものに使用する。
- 2 実線は、材料の最小引張強さが790N/mm²以上900N/mm²未満のものに使用する。
- 3 材料の最小引張強さが550N/mm²を超え、790N/mm²未満のものにあっては、比例法によって計算する。
- 4 この図における繰返しピーク応力強さは、疲れ解析による繰返しピーク応力強さに $\frac{2.07 \times 10^5}{\text{材料の使用温度における綫弾性係数}}$ を乗じて得た値とする。
- 5 温度が370度を超える場合は、この図を使用できない。

Fig.36 通産省告示第501号 別図第1—設計疲れ線図
(炭素鋼, 低合金鋼及び高張力鋼)

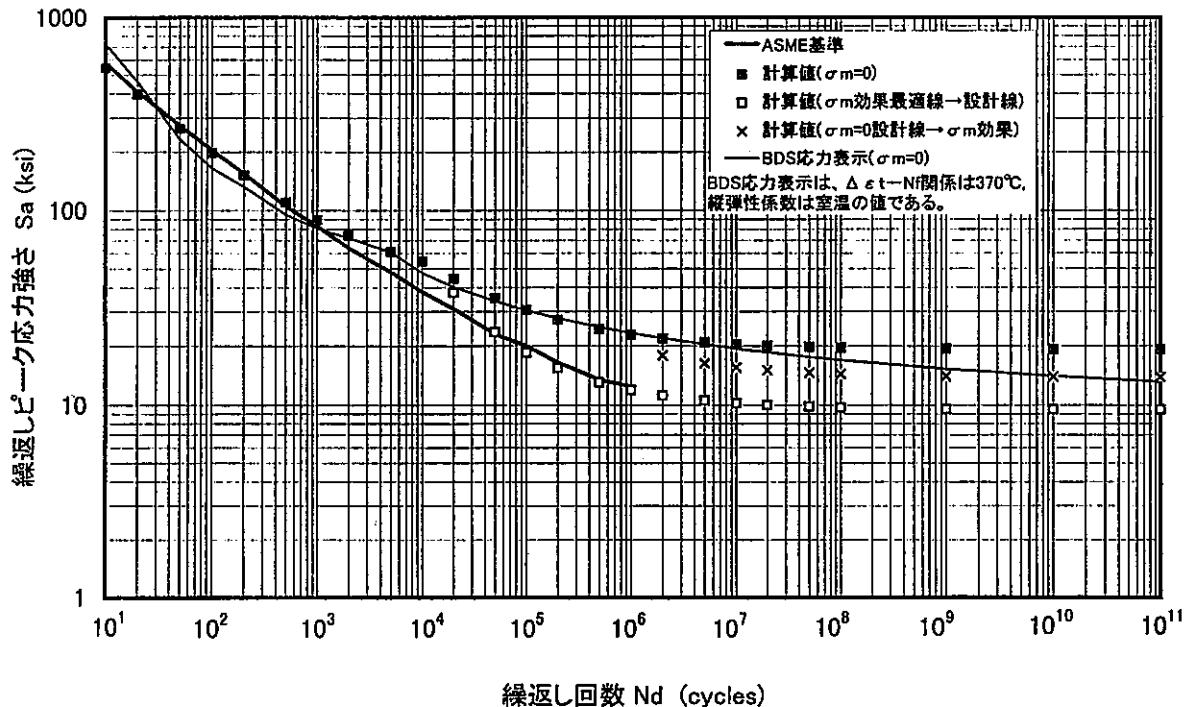


Fig.37 ASME線図とASME1969年資料の比較 (2%Cr-1Mo鋼)

室温および400°Cでの高サイクル疲労試験に関しては、金属材料技術研究所による回転曲げの結果がFig.38のように報告されている⁴⁵⁾。これによれば、疲労曲線の傾きは室温では 10^8 回で緩やかになるが、告示上限温度を若干超えた400°Cでは 10^8 回でもあまり緩やかになっていない。このことからASMEの式を 10^6 回を超えて高サイクル側へ外挿するのは適切ではない。これに対して、Fig.39に示すように、BDSの式はASMEと比較して控えめな外挿となる。しかしながら、外挿の安全裕度を確認できる十分な試験データがない。このため、 10^{11} 回まではBDSの最適線図の延長とし、 10^{11} 回を超えてからは傾きが0へと漸近すると考えた。その上で、ステンレス鋼での方法2に準じて、疲労限と 10^{11} 回での疲労強度の比を1.2とした方法を適用した。なお、通産省告示501号温度域では、 10^6 回での S_a 値（平均応力効果を含む）がBDSの最適線図の 10^{11} 回外挿値よりも低いことから、設計疲労限は通産省告示の 10^6 回での S_a 値を1.2で除した値とした。

<通産省告示501号上限温度を超える温度域>

通産省告示501号適用温度の上限は370°Cであり、その上限を超える疲労線図について検討する。基本的な考え方は、告示温度域と同じである。500および600°Cでの回転曲げ高サイクル疲労試験でも、Fig.38のように明確な疲労限は認められ

Elevated-Temperature Fatigue Properties of Engineering Materials

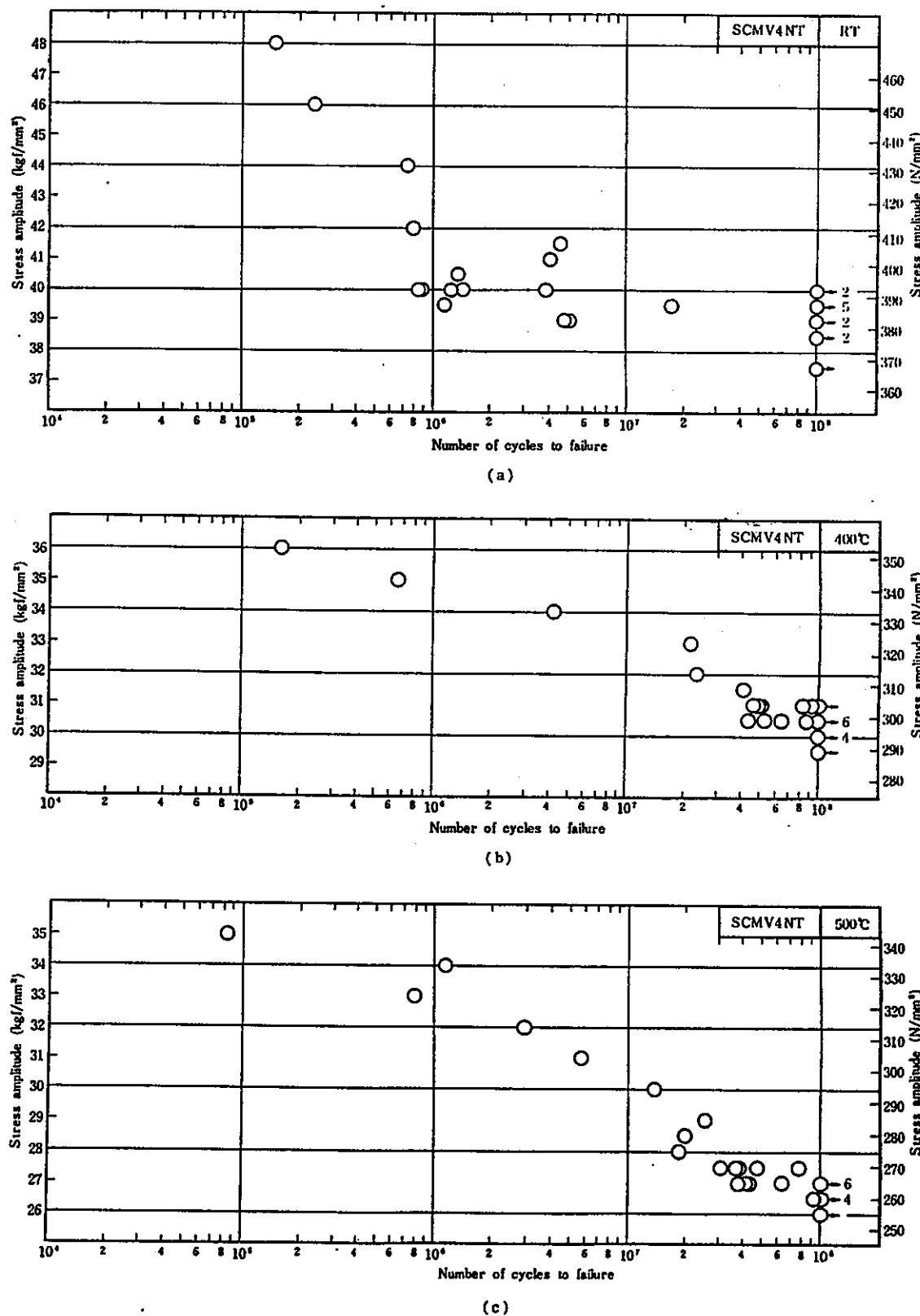


Fig.38 高温高サイクル疲労試験結果(回転曲げ, 2½Cr-1Mo鋼)

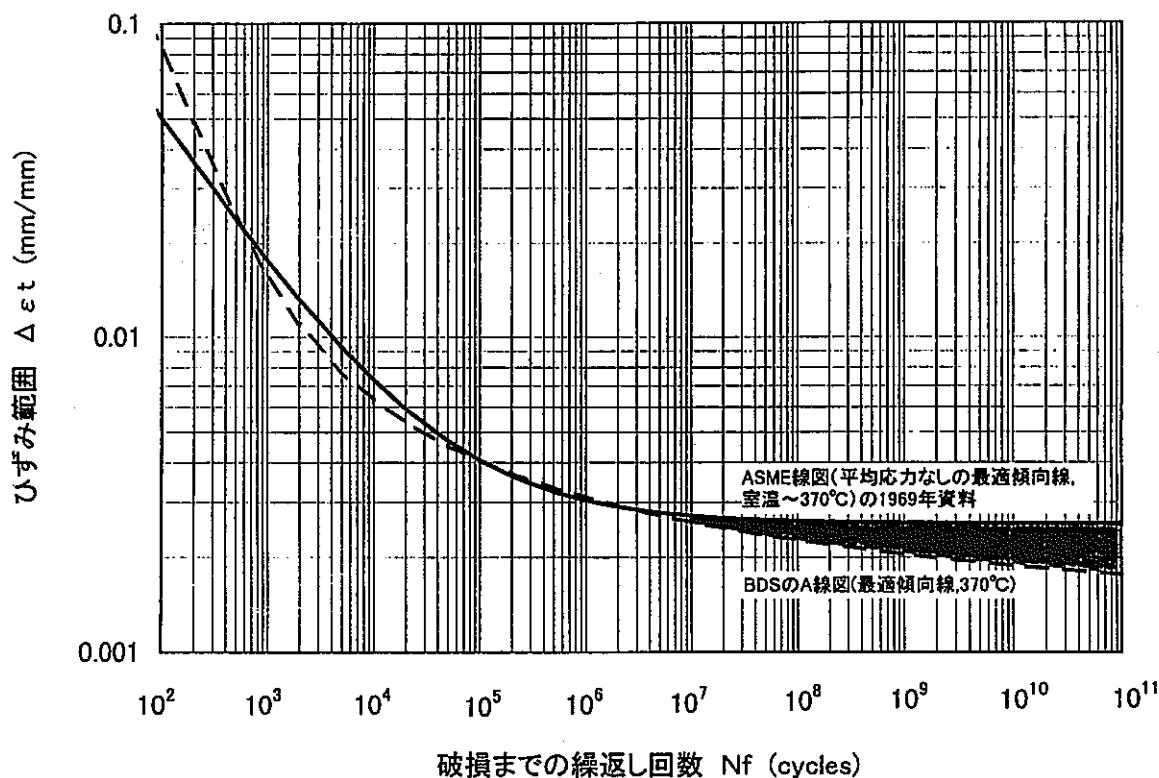


Fig.39 ASME最適傾向線(平均応力なし)とBDS最適傾向線の比較 (2%Cr-1Mo鋼, 370°C)

ていない⁴⁵⁾。このため、400°Cからは、Fig.40に示すように、10¹¹回まではBDSの最適線図を延長し、10¹¹回を超えてからは10¹¹回で傾きが0へと漸近すると考え、疲労限と10¹¹回での疲労強度の比を1.2とした方法を適用した。

<設計疲労限>

以上の方針により定めた設計疲労限 σ_F を Fig.41 に示す。高温側で設計疲労限の値が小さいのは、外挿への信頼性が低いことを考慮した結果である。

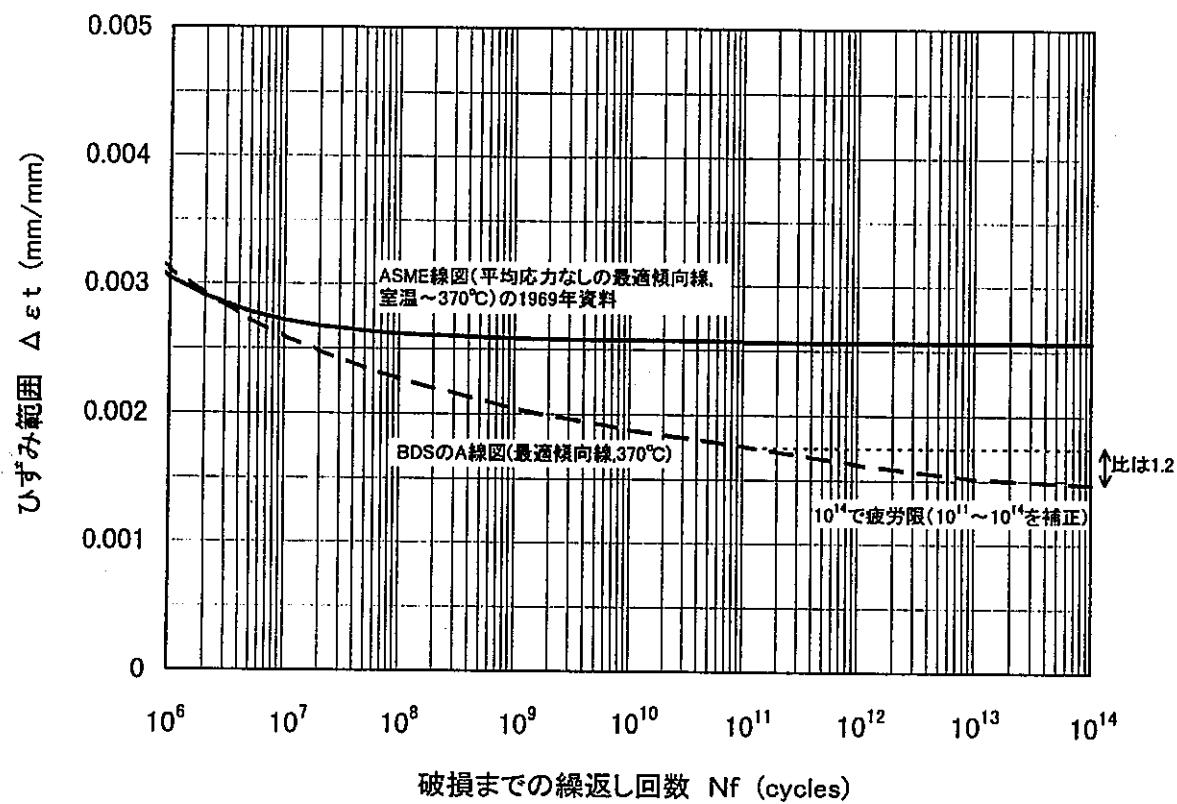


Fig.40 高サイクル側への外挿方法(2%Cr-1Mo鋼)

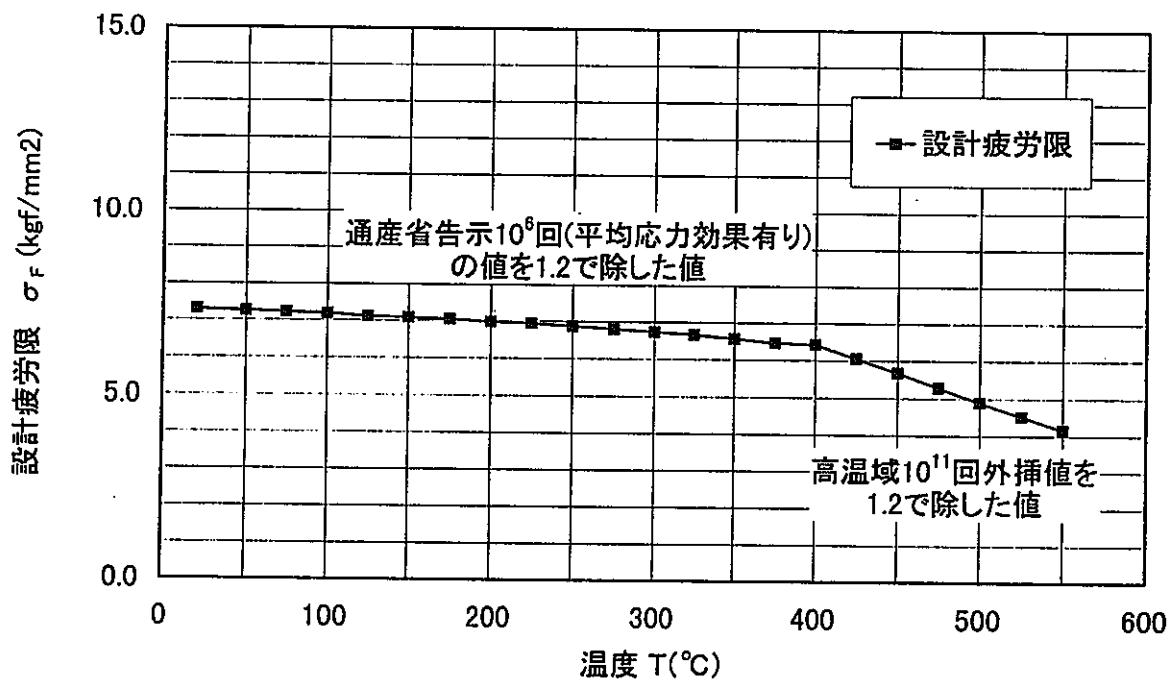


Fig.41 設計疲労限(2%Cr-1Mo鋼)

謝 辞

「温度計設計方針」は、1996年、動力炉・核燃料開発事業団に組織された温度計設計方針検討会（主査・岩田耕司）により策定された。本解説書の多くの部分は、同検討会での検討結果によるもので、ご議論をいただいたメンバー各位に深く感謝します。「温度計設計方針」策定後、核燃料サイクル開発機構 大洗工学センター システム技術開発部・堺公明、北村誠司両氏には、高レイノルズ数領域の流力振動評価法の妥当性確認試験等でご尽力をいただき、その成果は本解説書を充実させる上で大いに役立った。また、本解説書作成過程で、元高速増殖炉もんじゅ建設所・堂崎浩二（現在、FBRサイクル開発推進部）、佐藤裕之（現在、ふげん発電所環境保全課）両氏には有益なご検討をいただいた。東京大学大学院工学系研究科附属原子力工学研究施設・班目春樹教授ならびに金沢大学工学部機能機械工学科・岡島厚教授には、流力振動の評価法について大所高所から貴重なご意見やご助言をいただいた。ここに記して深く感謝の意を表します。

参考文献

1. 温度計の流力振動防止のための設計方針(案), PNC TN9410-97-042, 動力炉・核燃料開発事業団, (1997)
2. ナトリウム冷却型高速増殖炉発電所の原子炉施設に関する技術基準, 原子力安全局, 科学技術庁, (1984)
3. ナトリウム冷却型高速増殖炉発電所の原子炉施設に関する構造等の技術基準, 原子力安全局, 科学技術庁, (1984)
4. 高速原型炉第1種機器の高温構造設計指針, 原子力安全局, 科学技術庁, (1984)
5. Au-Yang, M. K. : "Design guides, codes, and standards in flow-induced vibration and fluid-structure interaction", *Technology for the '90s* (ed. Au-Yang M K), ASME, (1993), pp.957-972
6. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, Appendix N Dynamic Analysis Methods, 1992 Addenda, ASME, (1992)
7. 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針, 日本機械学会基準 JSME S 012, 日本機械学会, (1998)
8. ASME Performance Test Codes, Supplements on Instruments and Apparatus, Part 3 Temperature Measurement, ASME, (1974)
9. 温度測定方法通則, 日本工業規格 JIS Z 1870, 日本規格協会, (1993)
10. Sumer, B.M. and Fredsoe, J. : *Hydrodynamics around Cylindrical Structures*, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., (1997)
11. Naudascher, E. and Rockwell, D. : *Flow-induced Vibrations, An engineering guide*, A.A. Balkema Publishers, (1994)
12. Scruton, C. : "On the wind-excited oscillations of stacks, towers and masts", Proc. of the Conf. on Wind Effects on Buildings and Structures, Paper 16, Teddington, (1963), pp.798-833
13. King, R., Prosser, M. J. and Johns, D. J. : "On vortex excitation of model piles in water", *Journal of Sound and Vibration*, 29(2), (1973), pp.169-188

14. King, R. : "Vortex excited structural oscillations of a circular cylinder in flowing water", Doctoral thesis, Loughborough University of Technology, (1974)
15. King, R. : "Vortex excited structural oscillations of a circular cylinder in steady currents", Paper OTC1948, Offshore Technology Conference, Houston, (1974)
16. King, R. : "A review of vortex shedding research and its application", Ocean Engineering, Vol.4, (1977), pp.141-172
17. Woottton, L.R., Warner, M.H. and Cooper, D.H. : "Some aspect of the oscillations of full-scale piles", IUTAM Symposium, 1972 Flow-induced Structural Vibrations (ed. Naudasher, E.), (1972), pp.587-601
18. Griffin, O.M. and Ramberg, S.E. : "Some recent studies of vortex shedding with application to marine tubulars and risers", ASME Journal of Energy Resources Technology, Vol.104, (1982), pp.2-13
19. Mulcahy, T.M. : "Avoidance of the lock-in phenomenon in partial flow", Journal of Sound and Vibration, 112(3), (1987), pp.570-574
20. 岡島, 大津山, 永森, 中野, 木綿: "円柱および矩形柱の流れ方向流力振動特性", 日本機械学会論文集 (B編), 65巻, 635号, (1999), pp.2196-2203
21. 堀, 山口, 森下, 岩田: "高レイノルズ数領域における流力振動評価法の実験的検証", PNC TN9410 98-036, 核燃料サイクル開発機構, (1998)
22. 堀, 岩田, 山口, 森下, 小倉: "高レイノルズ数領域における円柱の渦励振特性", 日本機械学会論文集 (B編), 65巻, 635号, (1999), pp.2230-2236
23. King, R.: "An investigation of the criteria controlling sustained self-excited oscillations of cylinders in flowing water", 4th Biennial Symposium on Turbulence in Liquids, Univ. of Missouri-Rolla, U.S.A., (1975), pp.179-191
24. Woottton, L.R. : "The oscillations of large circular stacks in wind", Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Vol.47, (1970), pp.573-598
25. Mulcahy, T.M. : "Design guide for single circular cylinder in turbulent cross flow", ANL-CT-82-7, Argonne National Laboratory, (1982)
26. 堀, 森下, 岩田, 北村: "円柱の渦励振回避・抑制条件に関する試験研究", JNC TN9400 2000-012, 核燃料サイクル開発機構, (2000)

27. 堀, 森下, 岩田, 北村：“円柱の渦励振回避・抑制条件に関する試験研究”, No.00-1 日本機械学会 2000 年度年次大会講演論文集, (2000), pp.837-838
28. Mulcahy, T.M. : “Fluid forces on a rigid cylinder in turbulent cross flow”, Proc. of the Symposium on Flow-induced Vibrations, Vol.1, Excitation and vibration of bluff bodies in cross flow, ASME, (1984), pp.15-28
29. Blevins, R.D. : *Flow-Induced Vibration*, van Nostrand Reinhold Co., (1977)
30. 振動工学ハンドブック (谷口編) 養賢堂, (1985)
31. Au-Yang, M.K. : “Flow-induced vibration: Guidelines for design, diagnosis, and troubleshooting of common power plant components”, Trans. of the ASME, Journal of pressure Vessel Technology, Vol.107, (1985), pp.326-334
32. Au-Yang, M.K. : “Response of reactor internals to fluctuating pressure forces”, Nuclear Engineering and Design, 35, (1975), pp.361-375
33. Powell, A. : “On the fatigue failure of structures due to vibrations excited by random pressure fields”, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.30, No.12, (1958), pp.1130-1135
34. 岩田, 山口, 森下, 堀, 小倉：“高レイノルズ数領域における円柱の渦励振特性”, 日本機械学会論文集 (B編), 65 卷, 635 号, (1999), pp.2230-2236
35. Newland, D.E. : *An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis* (3rd ed.), Longman Scientific & Technical, (1994)
36. Fung, Y.C. : “Fluctuating lift and drag acting on a cylinder in a flow at supercritical Reynolds numbers”, Journal of the Aerospace Sciences, Vol.27, No.11, (1960), pp.801-814
37. Chen, Y.N. : “Vibrations excited wakes on circular cylinders at supercritical Reynolds numbers”, Sulzer Research Number, (1966), pp.70-77
38. 堀, 岩田, 山口, 森下：“超臨界レイノルズ数領域における流力振動 (3)一様円柱, テーパー円柱 (弾性円柱の渦励振・乱流励振特性) ”, No.99-1 日本機械学会 1999 年度年次大会講演論文集 (III), (1999), pp.433-434
39. 発電用原子力設備に関する構造等の技術基準, 通商産業省告示第 501 号, (1994)

40. Manjoine, M.J. et al. : "Proposed design criteria for high cycle fatigue of austenitic stainless steel", ASME Int. Conf. on Advances in Life Prediction Methods, (1983), pp.51-57
41. Jaske, C.E. and O'Donnell, W.J. : "Fatigue design criteria for pressure vessel alloys", Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technology, (1977), pp.584-592
42. Langer, B.F. : "Design of pressure vessels for low - cycle fatigue", Trans. ASME, J. of Basic Engineering, (1962), pp.389-402
43. Yoshida, S. et al. : "Elevated temperature fatigue properties of engineering materials Part - I ", Trans. NRIM, Vol.19, No.5, (1977)
44. "Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for design by analysis in Sections III and VIII, Division 2 ", ASME, (1969)
45. Yoshida, S. et al. : "Elevated temperature fatigue properties of engineering materials Part - III", Trans. NRIM, Vol.20, No.3, (1978)

付録A ASME N-1300 及び日本機械学会基準
JSME S 012との比較

表 A-1 「温度計設計方針」と ASME N-1300, 日本機械学会基準 JSME S 012 との比較 (1/2)

項目	「温度計設計方針」 ¹⁾	ASME N-1300 ²⁾	日本機械学会基準 JSME S 012 ³⁾
適用構造体系	・配管に直交して取り付けられた円筒形状およびテーパ付き円筒形状の温度計さや	・管および管群 ・一様円柱, 一様流れの場合の評価法を詳しく規定しているが, 非一様円柱や管群, 非一様流れを含むさらに一般的な場合も含む。	・配管に直交して取り付けられた片端固定・他端自由(片持ちはり条件)の単一の一様円柱 ・上記以外に, 単一の非一様円柱状構造物(流れに大きな影響を与えない程度のなだらかなテーパや段付き), および, 支持条件に関して固定支持以外の柔支持条件
設計許容領域	原則として非同期振動領域	特に限定しない。どの領域においても変位振幅を評価して, 設計の合否を判定する。	原則として非同期振動領域
同期振動の回避・抑制 (非同期振動領域)	以下のいずれかを満足すること (1) $V_r < 1$ (2) $C_n > 64$ (3) $V_r < 3.3$ and $C_n > 1.2$	以下のいずれかを満足すること (a) $V_r < 1$ (基本振動モードのみ) (b) $C_n > 64$ (c) $V_r < 3.3$ and $C_n > 1.2$ (d) $f_n < 0.7f_s$ or $f_n > 1.3f_s$ なお, 管群に対しては(a),(b),(c)を適用	以下のいずれかを満足すること (a) $V_r < 1$ (b) $C_n > 64$ (c) $V_r < 3.3$ and $C_n > 2.5$
考慮する振動モード	複数の振動モード考慮	複数の振動モード考慮	基本振動モードのみ
固有振動数の評価	一般的には解析による。	一般的には解析による。	一様円柱片持ちはりの場合は理論式, その他の場合は解析による。
無次元流速 $V_r = V/f_n D$ の評価	テーパ付き円筒の場合は D として最小径(先端径)を使用	一様円柱の場合について記述されている。	D は代表径で, 解説にはテーパ付き円柱の場合は平均径の使用が妥当としている。

1) 「温度計の流力振動防止のための設計方針(案)」, 動力炉・核燃料開発事業団, 1997

2) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, Appendix N-1300, ASME, 1995

3) 「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」, JSME S 012, 日本機械学会, 1998

表 A-1 「温度計設計方針」と ASME N-1300, 日本機械学会基準 JSME S 012 との比較 (2/2)

項目	「温度計設計方針」	ASME N-1300	日本機械学会基準 JSME S 012
換算減衰 C_n の評価	<p>非一様円筒を考慮した表示式</p> $C_n = \frac{4\pi\xi_n M_n}{\rho \int_x D^2(x) \phi_n^2(x) dx}$ <p>ρ: 流体密度, M_n: 一般化質量, $D(x)$: 円筒外径 ξ_n: 臨界減衰比, $\phi_n(x)$: 振動モード関数 L_e: 円筒接液長さ</p>	<p>一様円柱の場合の表示式</p> $C_n = \frac{4\pi\xi_n M_n}{\rho D^2 \int_x \phi_n^2(x) dx}$	<p>非一様円柱を考慮した表示式</p> $C_n = \frac{4\pi\xi_n M_n}{\rho \int_x D^2(x) \phi_n^2(x) dx}$ <p>一様円柱片持ちはりの場合は理論式が与えられている。</p>
乱流励振変位振幅の評価	$\overline{y_R^2(x)} = \sum_i \frac{L_c \int_x \phi_i^2(x) dx G_f(f_i) \phi_i^2(x)}{64\pi^3 M_i^2 f_i^2 (\xi_i + \zeta_i)}$ $G_f(f_i) = (C_R \frac{1}{2} \rho V^2 D_m)^2 \Phi(f_i) \frac{D_m}{V}$ <p>C_R: 乱流励振の流体力係数 (=0.2) D_m: 円筒の長さ方向平均径 ζ_i: 流体減衰 $\Phi(f)$: 流体力のパワースペクトル密度</p> <ul style="list-style-type: none"> 相関長さ L_c (=3 D_m) を考慮している。 流体減衰 ζ_i を考慮している。 	$\overline{y_R^2(x)} = \sum_i \frac{LG_f(f_i) \phi_i^2(x)}{64\pi^3 M_i^2 f_i^3 \xi_i} J_{ii}^2$ <p>L: 円柱長さ</p> <ul style="list-style-type: none"> 相関長さの影響はジョイント・アクセプタンス J_{ii}^2 により考慮される。 	$\overline{y_R^2(x)} = \frac{\left(\int_x \phi_0(x) dx \right)^2 G_f(f_0) \phi_0^2(x)}{64\pi^3 M_0^2 f_0^2 (\xi_0 + \zeta_0)}$ $G_f(f_0) = (C' \frac{1}{2} \rho V^2 D)^2 \Phi(f_0) \frac{D}{V}$ <p>C': ランダム励振力係数 (=0.13)</p> <ul style="list-style-type: none"> 相関長さの影響はランダム励振力係数の中に含まれる。 流体減衰 ζ_0 を考慮している。 <p>一様円柱片持ちはりの場合は陽な式が与えられている。</p>
疲労評価（流力振動による応力振幅の制限）	<ul style="list-style-type: none"> 渦励起振動（非同期振動領域）と乱流励起動の各変位振幅を評価する。 各変位振幅に対応する各応力振幅を合成して全応力振幅を算定する。 全応力振幅を設計疲労限以下に制限する。 設計疲労限が SUS304 および 2Cr-1Mo に対して与えられている。 	<ul style="list-style-type: none"> 渦励起振動（同期および非同期振動領域）と乱流励起振動の各変位振幅を評価する。 各変位振幅に対応する各応力振幅を合成して全応力振幅を算定し、疲労評価を行う。 疲労評価の方法や疲労曲線は特に規定されていない。 	<ul style="list-style-type: none"> 乱流励起振動による応力振幅を評価する。 応力振幅を設計疲労限以下に制限する。 設計疲労限は与えられていない。