

【整番 SE-21-TM-001】	【標題】プラント設備の疲労評価に関する情報(その 1ー全般及び機器類)	
分類：構造(疲労)/種別：技術メモ	作成年月：H27.11/改訂：Ver.0.0 (H27.12)	作成者：N. Miyamoto

全 54 枚

## 【イントロダクション】

プラント設備は様々の構成要素をもっており各要素は決して単調ではない荷重条件のもとで機能している。これら構成要素の機能を維持し設備を保全するうえで強度は重要な要件であるが、そのなかでも**疲労強度は、負荷が反復して加わり荷重が頻繁に変動するとき、欠くことのできない強度要件になる。**

実際プラント設備に負荷される荷重の多くは時間的にまた周期的に変化する(表 1 参照)。例えば压力容器の内圧は運転とともに上昇し停止とともに降下する。運転温度も然り。荷重変化は、必ず設備構成要素に周期的な応力ひずみ変化を引き起こしそのたびに疲労を蓄積してゆく。それ故、設計者は実際に起こり得る荷重変化を想定して応力の変化量を計算し、これと繰返し頻度から疲労の蓄積を予測して設計に反映する必要がある。このニーズからプラント設備では機器、配管及びその支持構造物といった構成要素ごとに疲労評価のコンセプトとルールが設けられている。そのため、疲労評価というワークをルーチン化することは比較的容易で、設計の場では各種疲労データや解析/評価プログラムが準備されていることも多い。ただ、**実際の設計で疲労評価業務が頻繁に繰り返されルーチン化している例は少ない**ように思う。それは、一般的な設計手段とみなされるよりもむしろ、特例的な重要度の高い設備に要求される信頼性の確認手段、過酷な荷重条件をパスするための最終的な設計手段、あるいはあつてはならない損傷トラブルの対応手段とみなされていることが多いからである。

この背景には、**煩雑な疲労評価に拠ることなく、疲労蓄積につながる応力集中構造や疲労に弱い材料選択や溶接施行を予め排除しておく**というコードルールの手堅いコンセプトがある。そのため重要度の高い設備を除き一般の設備が疲労評価の対象として意識されることは稀れである。多分、一般の設計者が、よほど深刻な損傷トラブルを体験しない限り疲労についてあまり関心を払わない理由はこの辺にあるような気がする。この実態は疲労関連の膨大な知見の蓄積と対をなして、一般設計者と専門技術者の認識の差は次第に深まっているような気がする。

本 TS は、一般設計者の疲労問題への関心を誘起するとともに、更に一般設計者の疲労に関する情報や認識を深めようとするものである。その構成は次のようになっている。

1. **疲労評価全般** → 疲労設計の手法、疲労評価の要否、荷重条件の設定、応力条件の設定  
評価応力の算定、設計疲労曲線の読取り、累積疲労損傷評価、
2. **機器における疲労評価** → 全般、静的機器の疲労評価、動的機器の疲労評価
3. **配管における疲労評価** → 全般、コード 2 配管の疲労評価、コード 1 配管の疲労評価、  
その他配管関連の評価
4. **鋼構造における疲労評価** → 全般、鋼構造の疲労評価
5. **トラブル対応** → 対応手順、疲労の可否判定手順
6. **疲労評価の背景** → 疲労強度設計法、荷重モードと疲労現象、サイクルカウント法とその運用  
切欠き効果、簡易弾塑性解析、設計疲労曲線、平均応力の影響とその補正  
線形疲労損傷則と疲労寿命、疲労に対する影響因子、疲労破面の観察、  
破壊力学による評価、ホットスポット応力

なお本 TS はかなりボリュームがあり、1冊にまとめるのはとても無理なので次の 4 分冊にわけます。

【その 1 全般及び機器】 【その 2 配管】 【その 3 鋼構造及びトラブル対応】 【その 4 背景】

表 1 プラント設備における繰返し変動荷重の集約

	アイテム	プロ-フィル/パターン	負荷対象
圧力荷重	定常圧力	通常の発停/運転操作に伴う運転圧力の増減	機器/配管
	変動圧力	脈動/流体振動などに伴う周期的な圧力変動	容器/熱交/配管
	過渡圧力	水撃/スラギング/凝縮/突沸等による急激な圧力変化	同上
	膨脹圧力	密閉空間の膨張/収縮などによる一時的な圧力上昇/降下	同上
熱荷重	熱変形拘束	熱変形の拘束に伴うフォース・モーメント/反力の反復	熱交/配管
	温度不均一	肉厚部分の温度勾配/不均一温度分布等の消長による	容器/熱交/配管
	熱的物性差	異材接合部分の熱膨脹係数/縦弾性係数の違いによる	熱交/配管/ノズル
	熱衝撃	急激な流体温度変化に伴うホット/コールドショック	容器/熱交/配管
	温度成層化	流体/空間の温度成層化によるポーピング現象など	容器/貯槽/配管
	温度揺らぎ	流体側の混合/拡散/混相による金属表面温度の揺動	熱交/配管
質量荷重	流体重量	発停/運転操作に伴う流体重量の消長	配管/塔槽/支持構造
	載荷荷重	付加重量/付加構造物の載荷と除荷	操作床/バッジ設備
	移動荷重	付加重量/付加構造物の移動や回転	荷役運搬設備/配管
	交通荷重	車両/列車等による土圧変動	埋設管/コンジット
自然荷重	地震荷重	地震慣性力/地震変位/層間変位/液状化などによる	機器/配管/支持構造
	風荷重	風圧/渦励振/フラッタ/バフエットなどによる	塔槽/スタック/配管等
	波浪荷重	波浪に伴う衝撃/浮力変動など	水辺/水上設備
流体力荷重	変動流体力	渦振動/流力振動などによる抗力/揚力変動	熱交/配管
	不平衡力	水撃/脈動など波動伝播に伴う流れ方向の推力変動	配管/熱交
	吹出し反力	安全逃がし装置の開放に伴う流れ方向の衝撃力	配管/回収設備
	スラギング	水撃現象や気体スラグ混入に伴う流れ方向の衝撃力	配管/熱交

## 1. 疲労評価全般

### 1.1 疲労設計の手法

(1) プラント分野における疲労設計の手法には次のようなものがある(6.1 節を参照されたし)。

①疲労限度設計、②疲労寿命設計、③ 疲労亀裂進展設計、④ 損傷許容設計

③④は破壊力学的な要素が強くやや特殊で、一般的な設計手法としては、①あるいは②になる。

①の疲労限度設計は、部材に発生する応力をその材料のもっている**疲労限度**(疲労限界応力)以下に抑え込むもので、通常の強度チェックと同じ感覚である。材料の疲労限度は、荷重の繰返し回数

が  $10^6$  を越えるような高サイクル域で定義されるもので、降伏応力をかなり下回る。そのため荷重の繰返し回数の少ない低サイクル域にこの設計法を適用すると、部材寸法などが無用に大きくなり不経済になる。もともと疲労限度設計は、高サイクル域の疲労に則した手法で、例えば

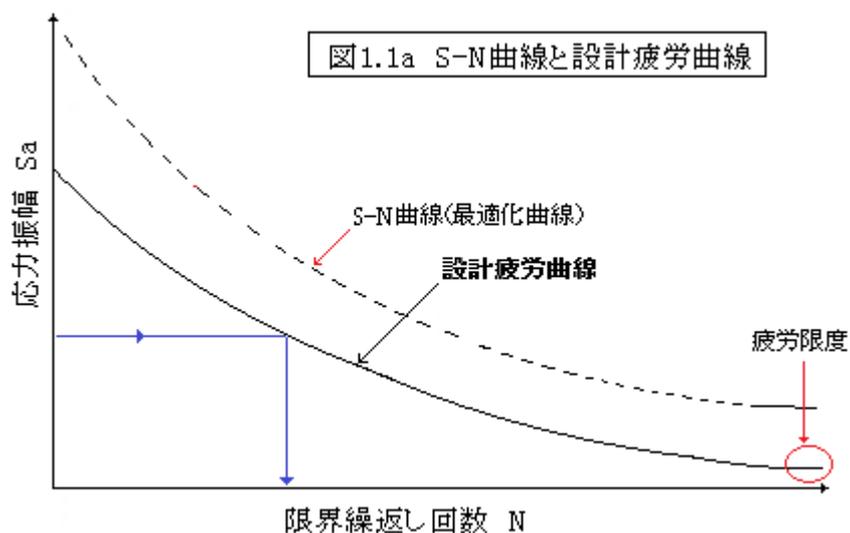
- ・回転機械のようにそのメカに由来して周波数の高い負荷サイクルが予想される場合
- ・流体振動、脈動あるいは温度揺らぎなどによる高サイクル疲労の恐れがある場合
- ・解析できない周波数の高い不可測の荷重/応力モードが予想される場合

に適している(ひとくちで言えば**振動性の荷重**に適した手法である)。

①の疲労限度設計は材料の疲労限度を許容応力にするので、荷重の繰返し回数は設計パラメータにはならない。然るに、②の疲労寿命設計は、材料のもつ応力の変動幅(以下、応力振幅  $S_a$ )と寿命(以下、限界繰返し回数  $N$ )の関係を利用するもので、部材の持つ個々の使用条件に見合った設計が可能であるからより合理的な手法と云える。ただ、材料の応力振幅—限界繰返し回数の関係を示すデータ(通常、 $S-N$  曲線)が必要で、もしデータがなければ疲労試験が必要になる。

幸い使用頻度の高い材料については、設計用途に調整された  $S-N$  曲線すなわち**設計疲労曲線**がオーソライズ機関から発行されており、この設計手法を非常に有利なものにしている。更に言えばこれら設計疲労曲線は運用上の前提をおいて作成されているので、疲労寿命設計そのものがオーソライズ機関の作成したプログラム(→コードルール)に組み込まれている。疲労設計が實際上コードルール支配になっている理由のひとつはこの辺にある。

大きく見れば、①の疲労限度設計は疲労寿命設計を高サイクル域に限った保守性の強い設計手法ということになる。そこでここでは②の**疲労寿命設計**に焦点を絞り流れに沿って議論してみたい。



(2) 疲労寿命設計の基本的な流れ(設計手順)は、以下のようになる。

- ステップ 1: 疲労評価の要否検討 → 荷重モード/構造/重要度などから評価の要否検討
- ステップ 2: 荷重条件の設定 → 荷重変動を把握し荷重条件(→荷重サイクル)を設定
- ステップ 3: 応力条件の設定 → 荷重条件などにに基づき応力サイクルのパターン等を設定
- ステップ 4: 評価応力の算定 → 各パターンについて各部の公称応力範囲やピーク応力範囲を算出し更にこれを補正して応力振幅(評価応力)を算定
- ステップ 5: 設計疲労曲線の読取り → 設計疲労曲線から各パターンの限界繰返し回数を読取り
- ステップ 6: 累積疲労損傷評価 → 全パターンの累積損傷度から疲労損傷の可否を判定

## 1.2 疲労評価の要否検討 (ステップ 1)

(1) 基本的に、[荷重条件が過酷で疲労が懸念される場合]、[重要度が高く解析をベースとした設計による場合(☆1)]あるいは[形状寸法や仕様の決定に疲労評価を組み込んでいる場合(→ベローズ継手等)]は疲労解析評価が必要になる。

ただ、要否判定の一般的な目安はなく、コード規定の適用ないし引用によることが多い。因みに ASME 系コードの規定は、次のようになっている。

- Cass 2,3 機器相当(☆2)→ 過酷な条件で使用される以外は疲労解析評価不要
- Class 1 機器相当(☆3) → 免除規定を満足する以外は疲労解析評価とも要
- 一般プラント配管(熱伸縮のない配管) → 疲労評価不要
- 一般プラント配管(熱伸縮のある配管) → (1次+2次)応力制限の中で疲労チェック
- 原子力 Class 1 配管 → 疲労解析評価要

(2) コード規定に拠らず要否判定を行う場合は JIS B8266(ASME Sect.VIII Div.2<sup>(2)</sup>相当)の疲労解析免除規定が参考になる。この規定では、次の6項目の制限を満たすとき疲労解析が免除になる。

(起動・停止に伴う圧力サイクル)、(起動停止を除いた運転中の圧力変動)

(起動停止に伴う温度差サイクル)、(起動停止を除いた温度差サイクル)

(異材接合部の温度変動)、(圧力以外の機械的荷重の変動)

ただ、コードの応力制限によって応力集中を除いた公称応力が1次応力制限/(1次+2次)応力制限を満足し構造物全体として弾性挙動すること、またコード規定によって極度な応力集中構造が除かれていることを忘れてはいけない。免除規定の詳細は本 TS の末尾に添付したチャートによる。

(☆1) 規格の規定や計算式で構造を決める場合に比べ、応力解析で肉厚や形状を決める場合はまだその時点で疲労強度が確認されていないので、疲労解析は必然ということになる。

(☆2) Cass 1 機器相当以外の一般設備(例えば Nuclear Class2,3 機器、JIS B 8265 一般圧力容器)

(☆3) 例えば Nuclear Class1 機器<sup>(3)</sup>、JIS 圧力容器特定設備<sup>(1)</sup>、高圧ガス特定設備

## 1.3 荷重条件の設定(ステップ 2)

(1) 通常の強度設計には1次応力制限と2次応力制限があるが、前者の場合、最大の応力を問題にするので圧力や温度の最大値が荷重条件ということになる。また後者の場合、応力範囲を問題にするので圧力や温度の最大変動幅が荷重条件ということになる。然るに疲労強度設計では部材に加わる全ての応力-ひずみの変動幅とその繰返し回数が問題になるので、

**構造物に負荷される繰返し荷重の全ての状態とその頻度(いわゆる荷重ヒストグラム)**

が荷重条件ということになる。設備仕様書では負荷される荷重の最大/最小と運転寿命が与えられているが、荷重の繰返し回数は通常与えられていない。従って当該設備に疲労の恐れがあるかどうかをチェックする場合は、設備寿命中に生じる荷重変動モードとその変動幅を把握するとともにそれがどのタイミングでどれだけの頻度で起きるかを把握する必要がある。即ち全ての荷重変動に対して

**荷重変動モード、荷重変動幅、負荷タイミング、負荷頻度(回数)**

を把握しておく必要がある。これらについて少し詳しく触れておく。

**荷重変動モード**の把握は当該設備で起こる荷重変動のタイプを認識することであり、疲労設計の

第1歩である。プラント設備で起こりうる荷重変動には表1のようなものがある。通常の圧力温度依存の設計感覚からは乖離が大きい、いずれの荷重変動もプラント設備で起こりうる事象で、複雑怪奇なものはない。ただこれらを見逃すと設備そのものが立ち行かなくなることもある。TS作成者は表1にもある「熱荷重-温度成層化」を見逃しその改善に3年余の試行を重ねた。また特に重要度の高い設備ではたとえトラブルが起きていなくても、詳細な影響の検討が要求されることがあるので要注意である。とにかく、運転操作や設備環境あるいは運転実績や経験を洗って予想されるモードを全て抽出すべきである(必要ならばプロセス設計にも分け入るべき)。

**荷重変動幅**は、運転圧力や運転温度といった制御可能な荷重や地震や風のような上限設定の荷重では自ずとわかるが、流体振動や局所的な流体温度変動ではその定量的な把握が難しく、**応力計算に先立って荷重解析が必要**になる。例えば往復動マシンによる流動ラインでは、まず脈動解析を行ない脈動圧(変動圧力)を把握する必要がある。流体振動などではえてして変動幅は一定にはならず幅そのものが変動することがあるが、このときはレインフロー法などのサイクルカウント手法(6.3節参照)を適用して幾つかの荷重変動幅に分別する。

**負荷タイミング**は全てのケースで必要というわけではないが、複数の荷重を組み合わせるときや過渡的な事象やイベント的な事象を検討するとき重要になる。後述の応力サイクルの話になるが、長周期の応力サイクル(発停サイクル等)では評価対象応力は**その時刻に負荷された各荷重による応力の総和あるいは組み合わせ**になるからである。水撃等の過渡的事象や安全弁作動といったイベント的な事象でも同じことが云える。より現実的な応力サイクルを設定する時も負荷タイミングは役立つ。

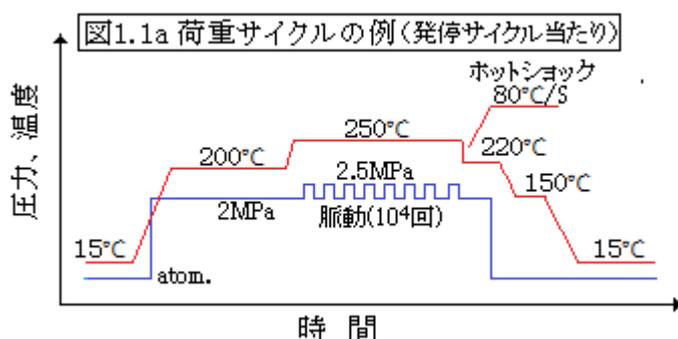
**負荷頻度**は荷重変動(→荷重振幅)の**繰り返し回数**を指しており、**損傷度をカウントするとき**に必須であり、これが欠ければ疲労評価は成立しない。この場合、負荷頻度の発生は時間的に連続せず間欠的であってもよい(疲労は連続負荷でなくても累積的に進行する)。同じ荷重モードで同じ変動幅であれば周期が違っていても総和として扱うことができる。

- (2) 以上の荷重変動モード/荷重変動幅/負荷タイミング/負荷頻度の把握は、単一な荷重ヒストグラム即ち**荷重サイクル**の策定に他ならない。多くの設備では荷重サイクルは複数以上存在し、それぞれの荷重サイクルは、**[荷重変動幅 x その繰り返し回数 x 負荷タイミング]**という **tag** を持っている。この場合、他の荷重サイクルとの重なりは**負荷タイミング**によって識別される。もし同じ負荷タイミングを持つなら、一つのサイクルにまとめてしまうか新たに組合せサイクルを設けてオリジナルに追加する。この処理については応力サイクルで話した方が判りやすいので次の**次節**で説明する。

以上のように疲労強度設計では荷重条件の設定が厄介になるが、通常のプラント設備では変動荷重の種類が限られるのでそれほど複雑にはならない。何か流体振動のようなものがあっても、これを分離的に扱えば、残りは単一な運転圧力/運転温度とイベント的な荷重のみになることが多い。そのせいもあってか荷重サイクル(パターン)が云々されることは少ない。

しかし重要度の高いプラント設備や原子力設備では設計の過程そのものに再現性が要求されより厳密な荷重条件が定義されることがある(例えば、運転荷重の揺らぎや事故やイベントによる荷重の割り込みも含めて)。この場合、荷重条件をみえる形で整理しないと収まりがつかなくなる。

その場合、横軸に経過時間を、縦軸の荷重変化をとって各変化の動きに注釈を添えた荷重ヒストグラムがある。下図はごく簡単な例であるが、実際は非常に複雑なものになる。



このような荷重ヒストリシスを作成するときは、次のような点に留意する必要がある。

- ・影響の小さい荷重変化(応力変化が軽微&頻度の少ないものは適宜割愛する、
- ・類似の荷重変化を安全包絡的にグループ化してできるだけ単純化する、
- ・どんな場合も荷重変化を調整するときは安全側になるようにする、
- ・一つの荷重サイクルを恣意的に複数の荷重サイクルに分割して扱ってはいけない。

荷重サイクルや荷重ヒストリシスによる整理は、次項で説明する応力サイクルの作成をバックアップするもので、多分に設計メモ的なものではあるが、設計手順としては正攻法ではあり場合によってたいへん有効にもなる。

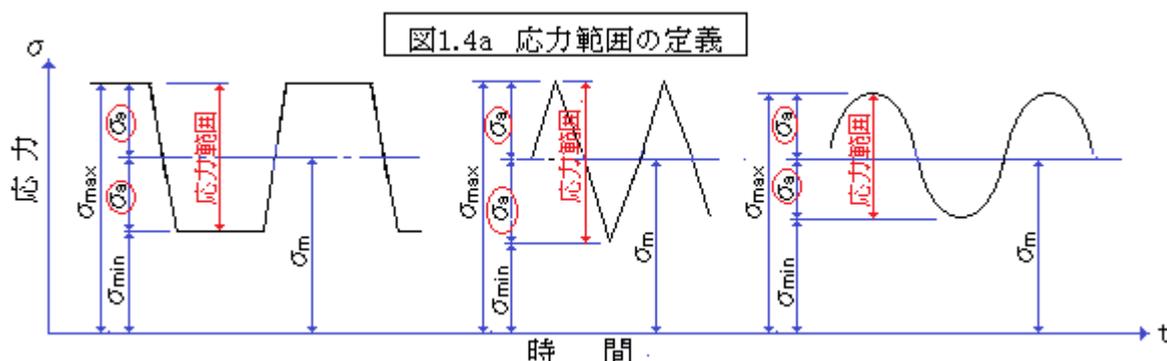
#### 1.4 応力条件の設定 (ステップ 3)

(1) 荷重条件の設定は応力算定の上で重要であるが、実際の疲労評価作業では応力条件の設定の方が評価に直結している。応力条件の設定は、荷重サイクルから生じる応力変動を組み合わせることで応力サイクルをパターン化し、繰り返し回数を評価用に Fix することである。応力解析(計算)によるバックアップがあればベターであるが、かなり煩雑になってしまう。通常は応力 $\propto$ 荷重になるので荷重変動に準じて応力サイクルを設定し解析や計算で量的な推移やピークを確認することが多い。

応力サイクルを云々する前に、応力サイクルで云う応力はワンショットの応力ではなく2ショットの応力差であることを説明しておく。通常この応力差は、**応力範囲 (Stress range)**あるいは**応力振幅 (Stress amplitude)**と呼ばれ、次のように定義される。

$$\text{全振幅(P-P)表示} \quad \sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = (\sigma_m + \sigma_a) - (\sigma_m - \sigma_a) = 2\sigma_a$$

$$\text{片振幅(O-P)表示} \quad \sigma_r = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \{(\sigma_m + \sigma_a) - (\sigma_m - \sigma_a)\}/2 = \sigma_a$$



ここで  $\sigma_{\max}$  = 最大応力、 $\sigma_{\min}$  = 最小応力、 $\sigma_m$  = 平均応力、 $\sigma_a$  = 応力振幅(O-P)である。最大応力  $\sigma_{\max}$  は応力変動の山部分の応力値、最小応力  $\sigma_{\min}$  は応力変動の谷部分の応力値であり、山谷

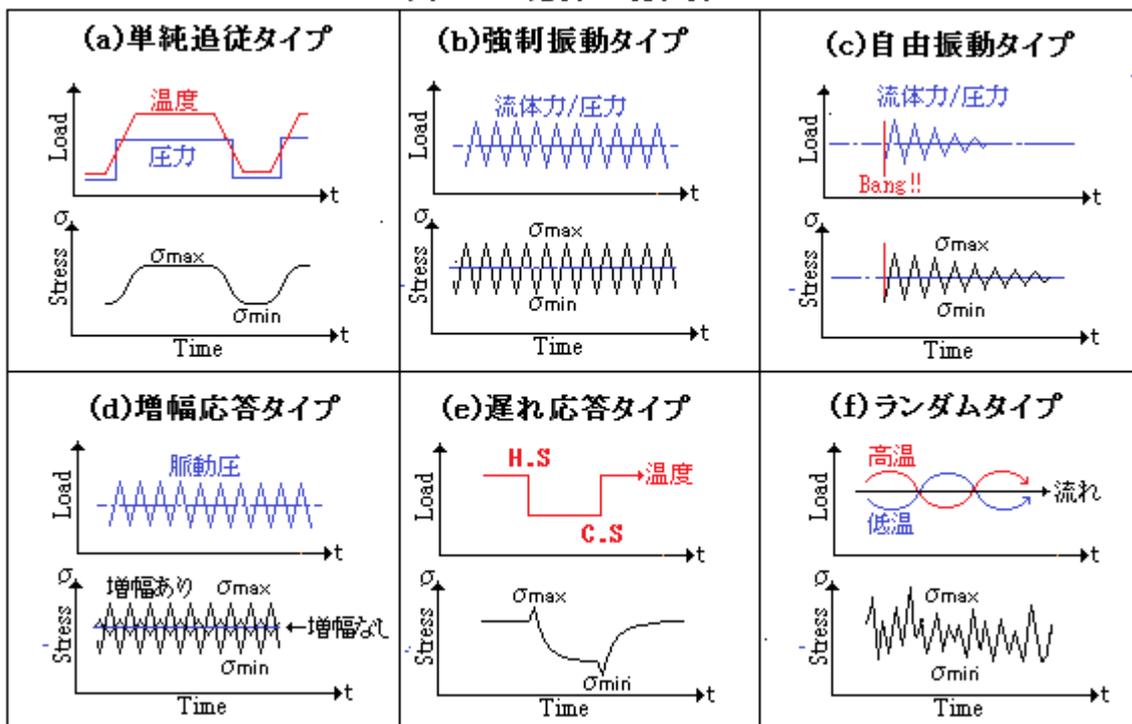
の差  $[2S_a$  または  $S_a]$  が疲労に繋がる。定義としては振動のときと全く同じで、結局、疲労の場合でも応力振幅  $S_a$  が評価対象になる。なお、ここでは平均応力  $\sigma_m$  は陰に隠れ表面にでないが、応力サイクル数が高くなるとこの平均応力の影響が現れる(→1.6 節)。

図 1.4a は応力範囲の定義の様子をに示している。実際の応力サイクルの波形は様々なので、ここでは台形状、鋸歯状および調和歯状の 3 タイプを描いている。また平均応力は変化しないとして一定で扱っているが、実際は変化することも多い(例えば湾曲する)。しかし、疲労評価では煩雑をさけて、平均応力の変化は考えず一定として扱う(留意のこと)。

(2) 応力範囲は荷重の大きさにほぼ追従して増減するが、応力の現れ方や応力波形は荷重変動モードによって異なる。下記の表と図 1.4b にその典型的な例を示す。

タイプ	プロファイル/応力の現れ方	備考
単純追従タイプ	荷重が緩やかに変動する場合、荷重変化にほぼ比例的に追従して応力変化する。典型的には発停サイクルが然り [図(a)]	定常圧力、膨脹圧力、熱変形拘束等
強制振動タイプ	流体振動(揺動)によって周期的に変動。通常、調和型波形になる。荷重としては静圧/動圧/速度の形 [図(b)]	変動流体力、地震荷重など
自由振動タイプ	荷重が瞬間的に負荷される場合、当初の大きな応答から次第に減衰してゆく。典型的にはレリーフ弁作動が然り [図(c)]	過渡圧力、地震荷重、吹出し反力等
増幅応答タイプ	例えば流体柱が共鳴して通常は無視できる脈動圧が増幅されて現れる。位置によって増幅が異なり現象は複雑 [図(d)]	変動圧力、変動流体力など
遅れ応答タイプ	表面的な荷重変動に対し、内部の応答が遅れて現れる場合、典型的には過渡的な熱荷重が然り。不均一な金属温度分布によって、大きな 2 次応力が派生する [図(e)]	温度不均一、熱衝撃、温度成層化等
ランダムタイプ	荷重変動自身にランダム性がある、応力の周期性が弱いもの。複数以上の応力範囲がランダムに存在 [図(f)]	温度揺らぎ、風荷重、交通荷重など

図1.4b 応力の現れ方



図(a) は発停サイクルを表わしている。圧力と温度が同じタイミングで上昇し運転状態で最大応力に達するパターン。[停止-運転-停止]で一つの応力サイクルになる。

図(b) は一般的な流体振動の場合を示している。このとき共鳴/共振が起きると図(d)に移行する。

図(c) は安全弁吹出し等を表わしている。負荷が無くなっても揺れつづけやがて減衰する。衝撃気をとられてこの揺れの継続(→繰返し応力)を忘れてしまうことがあるので注意すべき。地震では強制振動が続いて自由振動に移るのでそれなりの繰返し回数を見込む必要がある。

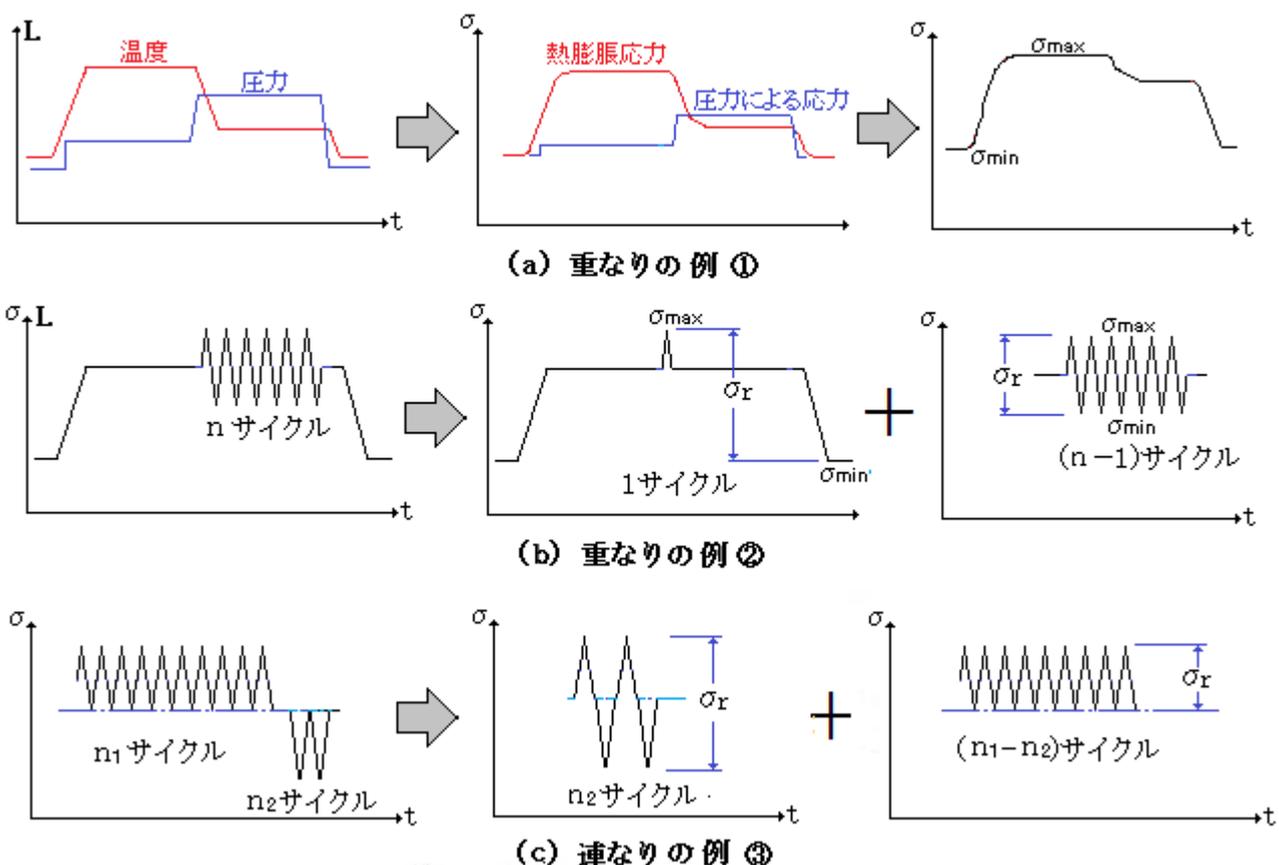
図(d) はかなり大きな応力サイクルになる恐れがあるので、設計段階で共鳴/共振を排除する。

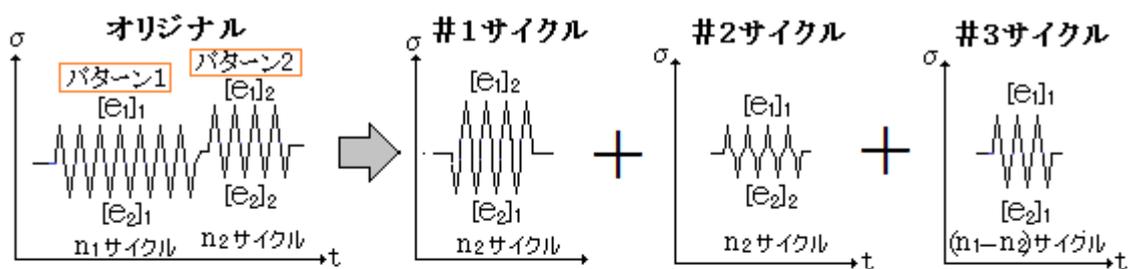
図(e) は高温/低温の流体が交互して流れる場合を示している。いわゆるホットショックやコールドショックが加わり内外表面に大きな応力が派生する。過渡的な温度変化の場合、外部の流体温度変化がわかっても内部の温度分布や時間変化はわからないので、非定常解析のような解析によらない限り、応力サイクルをパターン化できないことも多い。

図(f) は高低温の流体が混合した後の温度揺らぎ状態を表わしている。部材に接する流体温度はランダムに変化するので定量化が難しく、実験的な確認が必要になると思う。実際の応力波形もランダムになるので、レインフロー法などのサイクルカウント法を用いて応力サイクルをグループ化する必要がある。

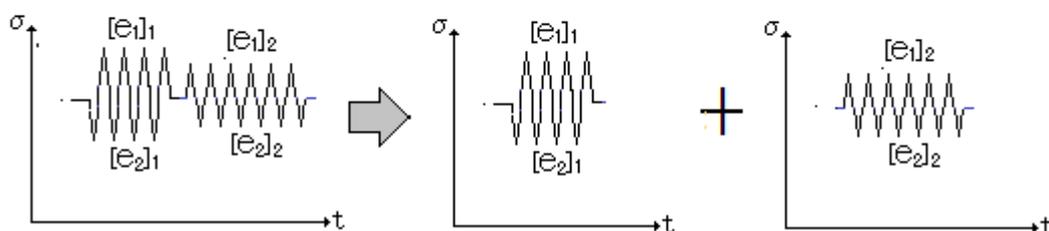
- (3) 変動荷重から生じる応力波形をそのまま疲労評価にかけることもできるが、場合によっては調整が必要になる。例えば2つの荷重/応力サイクルが **重なる場合**あるいは**連なる場合**には、図 1.4c のような処理が必要になる。

図1.4c 応力(荷重)サイクルの重なり/連なりの処理





(d) 連なりの例④



(e) 連なりの例(措置不要)

図(a)は、発停サイクル内で複数の荷重変化が重なり一つの応力サイクルになっているケースを示している。急激な荷重変化が遅れをもって重なるとややこしくなるが、通常の運転サイクルではこのように単に荷重-応力の関係をスライドすることで応力サイクルをセットできることが多い。

図(b)は、発停サイクルのような長周期の単一サイクルに、地震/振動のような短周期の多連サイクルが重なるケースを示している。この場合、多連サイクルの極値1と単一サイクルの極値2を山谷とした応力サイクルと、多連サイクルの残余の応力サイクルに分けて扱う。

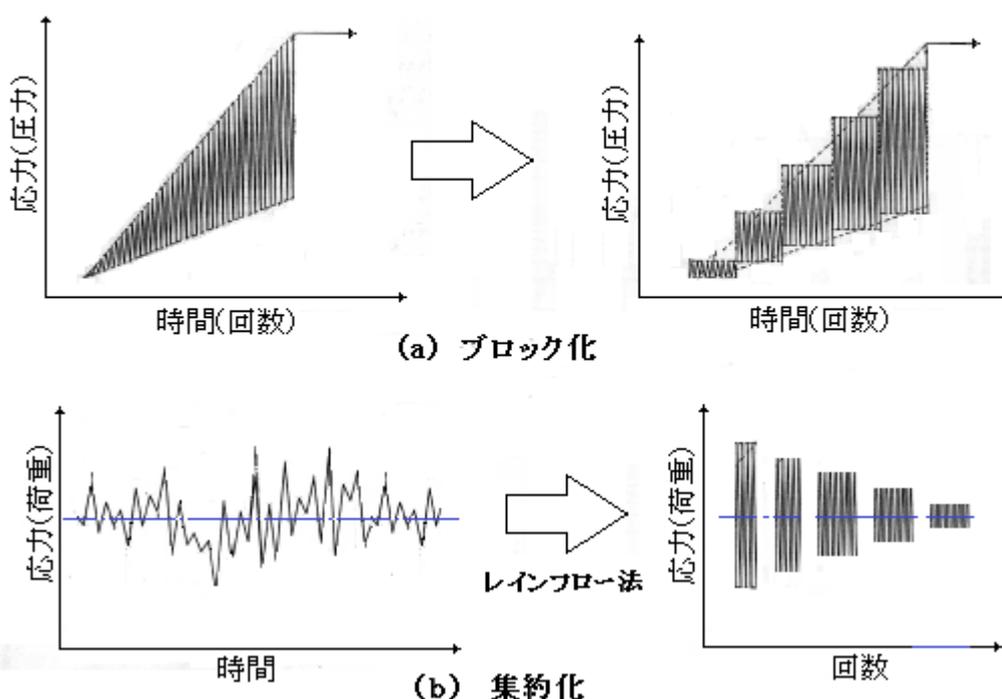
図(c)は対称形の2つの多連サイクルが前後して連なるケースを示している。この場合、先行サイクルの極値1と後続サイクルの極値2を山谷にした応力サイクルと、先行サイクルの残余の応力サイクルに分けて扱う。この例はJIS B8266 付属書8でもASME Sect.VIII Appendix 5でも特記されている(ある種の warning と思う)。

図(d)は2つの多連サイクルが少し上下にずれて連なるケースを示している。この場合、オリジナルのサイクルは #1~#3の3つの応力サイクル に別れる。#1サイクルは後続サイクルの極値1と先行サイクルの極値2を山谷にする。#2サイクルは先行サイクルの極値1と後続サイクルの極値2を山谷にする。#3サイクルは先行サイクルの残余の応力サイクルである。

図(e)は連なりの例であるが、先行サイクルの山谷の範囲内に後続の山谷の範囲が内包されているので、組合せ処理は不要で、そのままの応力サイクルで扱えばよい。

応力波形が一様でなく変則的になる場合は、図 1.4d に示すような2次的な処理が有効である。図(a)は応力振幅が変化し平均応力が直線変化する場合である。ブロック化して幾つかの応力サイクルに分離してしまう<sup>(4)</sup>。図(b)は応力サイクルがランダムになる場合である。このときは前項で述べたようにレインフロー法などのサイクルカウント法を用いて応力サイクルを集約化する必要がある(レインフロー法については6.3節を参照のこと)。ブロック化され集約化された応力サイクルはそれぞれ平均化された応力振幅が与えられる。

図1.4(d) 応力サイクルの2次的処理



実際の応力サイクルには、上記以外にもいろんなバリエーションがある。ただいずれの場合もほどよく安全側に包絡してゆくことが肝要である。過度に安全裕度をとる必要はないと思う。

## 1.5 評価応力の算定(ステップ 4)

(1) このステップでは、前ステップで設定された応力条件 即ち[想定される応力サイクルパターン]と[最大応力点と最小応力点のデータ(荷重/応力)]を用いて評価応力を算定する。応力算定は裏付けのある理論式、実験式あるいは解析によるが、機器/配管では適用コードに計算式(コード式)が与えられていることが多い。但し適用できる材質/形状/部位は典型的なケースに限られる。

疲労評価の対象は該当設備の全ての部位(ロケーション)が対象になる。その場合、

- ① 経験則や実績あるいは工学的な知見によってクリティカルな部位を判断し評価部位にする
  - ② 全体構造について粗い FEM 解析を行いクリティカルな部位を抽出し詳細解析し評価する
  - ③ 全体構造について解析を行い、指数法等を用いて全ての部材の応力を割り出して評価する
- といった方法が採られている。①②は機器類で、③は配管などで採られている。疲労は応力集中個所で起きるので、応力集中という視点を加味し更に評価部位の個所数を増やせば、①で十分な場合が多い。

(2) 評価応力の算定はまずピーク応力強さ範囲  $S_p$ (☆)を算出し次いで応力振幅を算定するという手順をとる。ここで応力は応力集中を含む応力(局部応力)をいう。 $S_p$ の算出には次の2つの方法がある。

- ① 局部応力を含まない公称応力範囲  $S_n$ に疲労強度減少係数  $K_f$ を乗じ  $S_p$ とする( $S_p=K_f S_n$ )。
- ② 局部応力をカウントできる程度に細かいメッシュの FEM モデルを用いて解析から求める。

①の場合、疲労強度減少係数  $K_f$ はいわゆる応力集中係数  $K$ と同じと見なされ、 $S_p=K S_n$ でカウントされることも多いが、場合によっては  $K_f < K$  になることもあるので、ここでは  $S_p=K_f S_n$ と

しておく(詳しくは 6.4 節を参照されたし)。公称応力範囲  $S_n$  は、 $K_f$  の定義にもよるが基本的には最小断面で定義された断面積や断面係数を用いた公称応力から得られたものということになる。

①の方法は簡便でよく使われているが、決してオフィシャルなものではない。ASME コードに従えば ②の方法になるが、ある種の煩雑さと専門性がある一般のプラント設備の設計にはそぐわない面もある。適切な  $K_f$  を使用すれば、①の方法でほとんど問題はないと思う。

(☆) JIS/ASME コードでは下記の応力から構成される応力強さについて特に呼称を与えていない。

1 次応力+2 次応力+ピーク応力 → 応力強さ  $P_L+P_b+Q+F$

本 TS では便宜上、ピーク応力強さ  $S_p^*$  と呼び、実質 2 つのピーク応力強さの差から生じる応力範囲をピーク応力強さ範囲  $S_p$  と呼ぶ。なお、応力強さとは応力 6 成分  $[\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}]$  を Tresca の最大せん断応力説に基づく最大主応力差で表したものの。疲労評価では、応力サイクルの 2 つの極値の各応力成分を求めそれらの差から応力強さ範囲  $S_p$  を求め、更にその半分値(→片振幅)に必要な補正を施して評価対象の応力振幅(仮称)としている。

(3) 応力振幅は、ピーク応力強さ範囲  $S_p$  を下記 2 点について補正したものである。

① 公称ひずみ補正 →公称ひずみが降伏ひずみを越えると塑性域に入って局部ひずみが増幅される所から局部ひずみに相当するピーク応力強さの割増しを図るもの

② 縦弾性係数補正 →ピーク応力強さ範囲のベースとしての縦弾性係数と設計疲労曲線のベースとしての縦弾性係数との違いから生じるひずみ差を解消するもの  
応力振幅  $S_a$  は次式で与えられる。(1/2)が掛かっているのは片振幅(0-P)をとったためである。

$$S_a = (1/2) (E_o / E_h) K_e S_p \quad \text{-----}(1.5a)$$

ここで  $E_o$  = 設計疲労曲線における縦弾性係数、 $E_h$  = 応力計算における縦弾性係数、 $K_e$  = ひずみ補正係数( $\geq 1$ )、

ひずみ補正係数  $K_e$  については、適用コードで与えられている。通常、ASME Sect.VIII Div.2 (あるいは JIS B8266 付属書 8) のひずみ補正係数が使用されている。6.5 節を参照されたし。

(4) 以上、公称応力-全応力-応力振幅は係数  $K_f(K)$ ,  $K_e$ ,  $(E_o/E_h)$  を介して下図のように繋がっている。公称応力はその部材の断面積/断面性能より決まる(1次+2次)応力であり、ごく絡げて言えば、それは便覧やハンドブックあるいは公式集で与えられるありふれた応力である。また係数  $K_f(K)$  は便覧類で与えられる応力集中係数を安全側に運用できるし、係数  $K_e$  は通常の規格に従う構造なら ~1 であり、 $(E_o/E_h)$  は物性データから容易に得られる。中間にいろんな定義や注釈が加わって一見、難儀な様相を示すが、実際には 評価応力  $S_a$  は電卓計算で比較的容易にはじき出すことができる(多少正確さには欠けるが少なくともその傾向は把握できる)。ただ難解/難儀といったイメージから疲労チェックを割愛するのはよくない(不利益になる)。

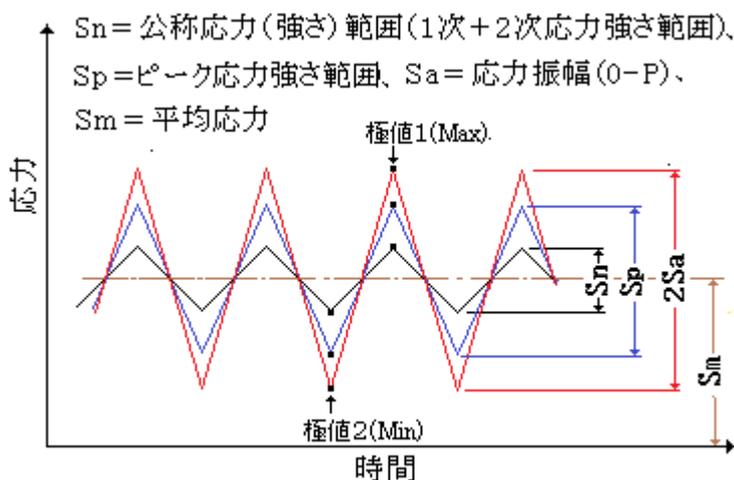


図1.5a Sn-Sp-Saの相関

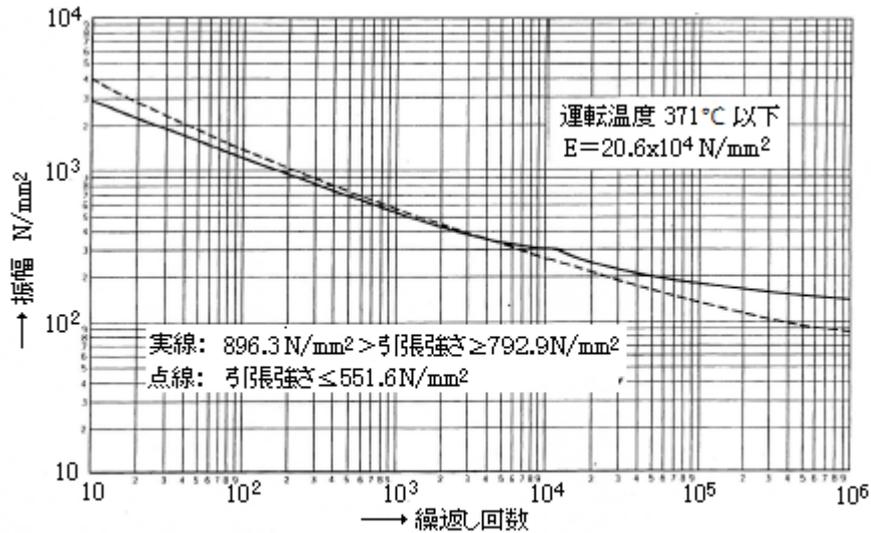
## 1.6 設計疲労曲線の読取り(ステップ5)

- (1) このステップでは、前ステップで求めた応力振幅  $S_a$  を用いて、設計疲労曲線から限界繰返し回数(疲労寿命)を求める。設計疲労曲線は、応力振幅とこれに対する破断寿命をプロットした一種のリミット曲線で、[図 1.1a](#) に示すように横軸に限界繰返し回数  $N$ 、縦軸に応力振幅  $S_a$  をとったものである。図に示すように、応力計算から得られた  $S_a$  値から  $N$  値を読み取ればよい。

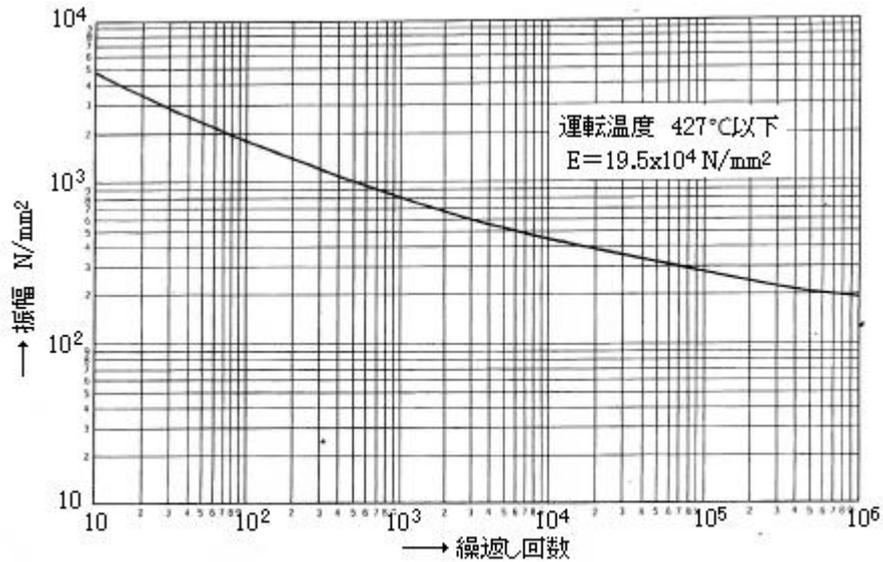
前 1.1(1)でも触れたように、設計疲労曲線は特定材料の一連の疲労試験結果から得られたもので、プロットデータを統計的に処理して得られる最適化曲線([図 1.1a](#) の点線)をベースにしたもので、横軸の  $N$  に対して  $1/20$ 、縦軸の  $S_a$  に対して  $1/2$  のマージンをとって設定されている。なお設計疲労曲線の背景については [6.6 節](#) を参照されたい。

- (2) 設計疲労曲線は疲労評価の根幹であるため、いずれのコードも、主要材料について定義化されたグラフを与えている。これらのグラフに大きな差異はなく ASME 系コード(ASME Sect.VIII Div.2、Sect.III Div.1 や JIS B8266 など) の場合、全く同じと云っていいグラフを用いている。ここでは、よく使われる炭素鋼とステンレス鋼のグラフを転記する。
- JIS B8266 付属書 8 [図 1](#) : 炭素鋼等の設計疲労曲線( $N \leq 10^6$ )
  - JIS B8266 付属書 8 [図 2](#), [図 3](#) : ステンレス鋼等の設計疲労曲線( $N \leq 10^6$  &  $10^6 < N \leq 10^{11}$ )
  - ASME Sect.VIII Appendix 5 [Fig.5-110.1.1M](#) : 炭素鋼等の設計疲労曲線( $10^6 < N \leq 10^{11}$ )

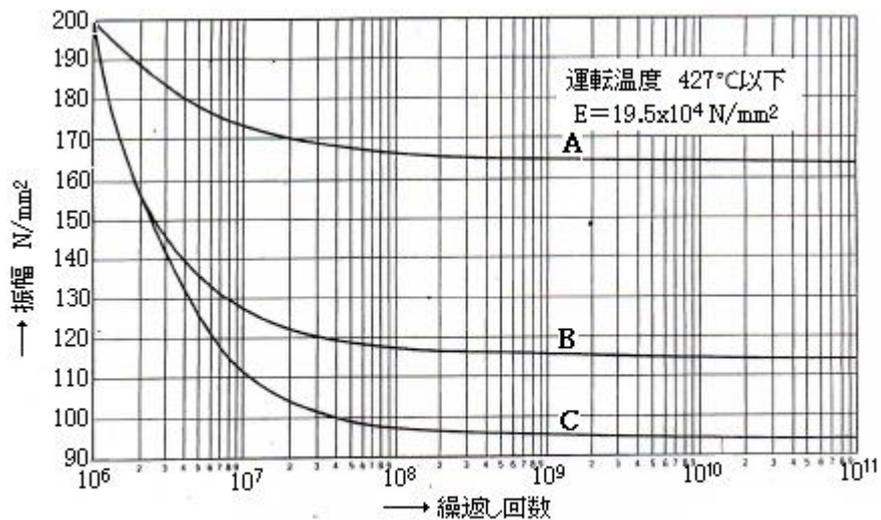
JIS の [図 1](#) は炭素鋼の低サイクル域を、ASME の [Fig.5-110.1.1M](#) は炭素鋼の高サイクル域をカバーしている([Fig.5-110.1.1M](#) は最近追加されたもので JIS ではこのフォローがまだなされていないようだ)。



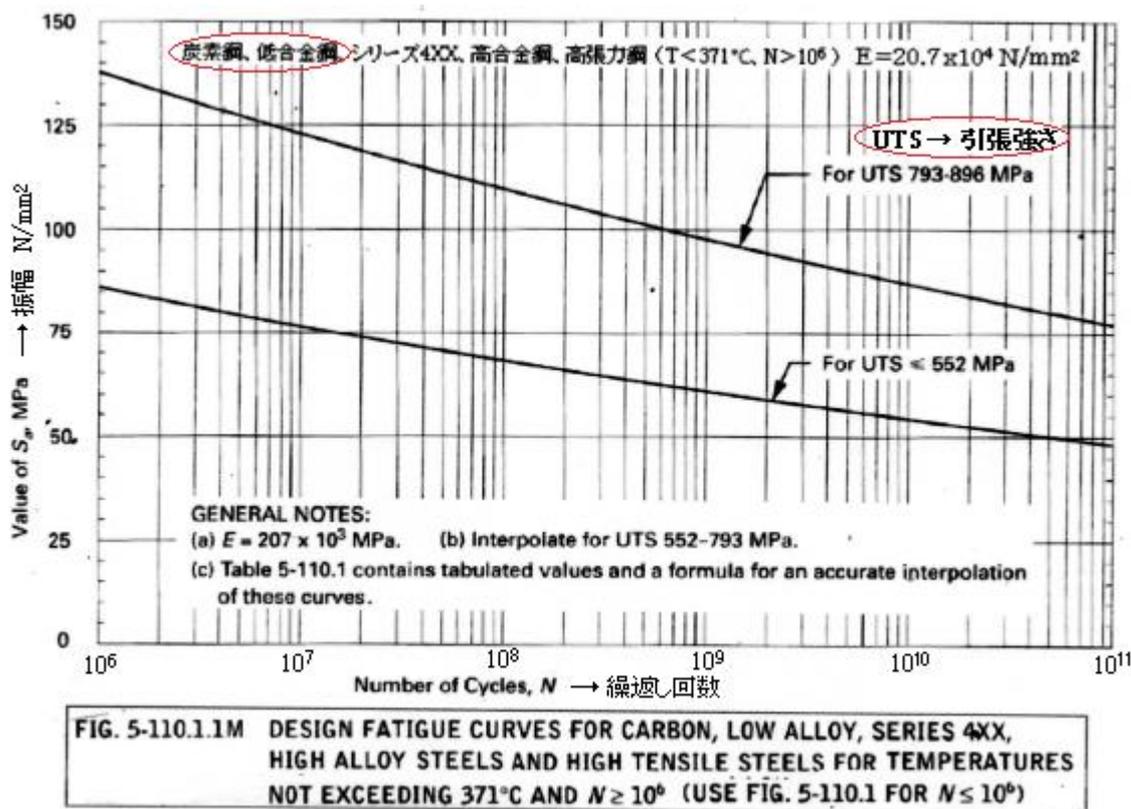
付属書8 図1 炭素鋼、低合金鋼、フェライト系ステンレス鋼、高張力鋼の設計疲労曲線



付属書8 図2 オーステナイト系ステンレス鋼、ニッケル基合金、ニッケル銅合金の設計疲労曲線  
 (10<sup>6</sup>回以下)



付属書8 図3 オーステナイト系ステンレス鋼、ニッケル基合金、ニッケル銅合金の設計疲労曲線  
 (10<sup>6</sup>回以上 10<sup>11</sup>回未満)



(3) 図1と Fig.5-110.1.1Mについて。コードは異なるが、Fig.5-110.1.1Mは図1を延長したものとみていい。10<sup>6</sup>回を越える時は図1を外挿してN値を求めていたが、Fig.5-110.1.1Mが追加されたことで、高サイクル域までクリアになった。最大10<sup>11</sup>回は、例えば200c/s振動の場合の繰返し回数、

$$N = 200 \times 3600 \text{ sec/hr} \times 24 \text{ hr} \times 350 \text{ day} \times 15 \text{ year} = 0.9 \times 10^{11} \text{ 回}$$

を上回るので、恐らくプラントの容器/配管で予想される殆どの高サイクル疲労をカバーできる。

図1には高強度と低強度の2つの曲線が引かれており、10<sup>4</sup>サイクル辺りまでその乖離は少ないが10<sup>4</sup>サイクルを越えると、多分塑性ひずみの影響がでて差が広がる。実線表示の高強度の曲線は10<sup>4</sup>サイクル辺りに段差がでているが、これは平均応力の影響を反映したものと思われる。

図2,3について。図2は低サイクル域を、図3は高サイクル域をカバーし、炭素鋼の場合と同様に10<sup>11</sup>サイクルまでカウントできる。図3には3つの曲線があり定義が付いている。要は、

- ・ A 曲線 → 残留応力も含めた公称応力が降伏点以下で平均応力の影響が無視できる場合
- ・ B, C 曲線 → 残留応力も含めた公称応力が降伏点以上で平均応力の影響が無視できない場合に適用される。なおその背景には多々経緯があるので、別途TSを発行して説明する予定。

ここでは炭素鋼/低合金鋼とオーステナイトステンレス鋼の設計疲労曲線をピックアップして紹介したが、JIS B8266(ASMEには、そのほか70Cu-30Ni合金鋼、ニッケル基合金、高強度合金鋼ボルトおよび特定鉄鋼材料(JISのみ)の設計疲労曲線が与えられている。これらはいずれも繰返し回数が10<sup>6</sup>回までなので、これを越える時は外挿する必要がある。

- (4) 疲労寿命は場合によって平均応力の影響を受ける(→詳しくは 6.7 節参照)。JIS B8266/ASME で与えられる設計疲労曲線は、図 3 の B 曲線を除いて、平均応力の影響が考慮されており、特にその影響を考慮することはない。しかしコードによっては平均応力の影響を考慮していない設計疲労曲線が見受けられる。そのような場合は計算された  $S_a$  を次式で  $S_e$  に置き換えて使用する。

$$S_e = \{1/(1 - S_m'/S_B)\} S_a \quad \text{-----}(1.6a)$$

ここで  $S_e$  = 補正後の等価応力振幅、 $S_a$  = 補正前の応力振幅 (<  $S_y$ )、 $S_B$  = 材料の引張強さ、  
 $S_m'$  = 見掛けの平均応力、 $S_y$  = 材料の降伏応力

(1.6a)式は 6.7 節の(6.7d)式に同じでその明細は (6.7e)~(6.7g)式による。補正後の等価応力振幅  $S_e$  は補正前の応力振幅  $S_a$  より大きくなるので限界繰返し回数(寿命)N は補正前より小さくなる。

- (5) 設計疲労曲線は両対数のグラフ上に与えられている。そのためグラフ読取りに手間を食う。またプログラム計算には向かない。そんなときは下記の Appendix 中の数値データの活用が有効である。

ASME Sect. III Div. 1 Mandatory Appendix I :

Design Stress Intensity Values, Allowable Stresses, Material Properties, ……

## 1.7 累積疲労損傷評価(ステップ 6)

- (1) このステップでは、前ステップで得られた限界繰返し回数(疲労寿命)を用いて、各応力サイクルにおける疲労損傷の割合をカウントし、その累積量をもって疲労の可否を判断する(→最終ステップ)。

なお各応力サイクルの疲労損傷をカウントする前に応力サイクルの重ね合わせ処理を行って組み合わせによる新たな応力サイクルを追加しておく必要がある(図 1.4 c を参照されたし)。重ね合わせが不十分であれば、頻度は少ないが大きな応力振幅をもったバーチャルな応力サイクルによる損傷を見逃すことになる。

- (2) 具体的には、次の線形累積損傷則(いわゆるマイナー則)によって疲労評価を実施する。

$$U = \sum U_i = \sum (N n_i / N_i) = n_1 / N_1 + n_2 / N_2 + n_3 / N_3 + \dots + n_l / N_l \leq 1.0 \quad \rightarrow \text{損傷なし}$$

$$> 1.0 \quad \rightarrow \text{損傷あり}$$

ここで、 $U$  = 累積使用係数(累積損傷係数)、 $U_i$  =  $i$  番目の応力サイクルの使用係数

$n_i$  および  $N_i$  =  $i$  番目の応力サイクルの繰返し回数および限界繰返し回数

分母の  $N_i$  は、基本的には設計疲労曲線の読み取りによるが、(前項)でも述べたように外挿による読み取りになってもよい(いわゆる修正マイナー則による)。

- (3) なお以上のようなマイナー則や修正マイナー則による評価は比較的ノーマルな荷重サイクルにはフィットしている。しかし荷重波形が変則なサイクルであればマイナー則に乗らないこともある(例えば過小応力の問題など然り)。これらの問題については 6.2 節や 6.8 節を参照のこと。

## 2. 機器における疲労評価

### 2.1 全般

(1) プラントを構成する機器は様々で、タイプにより機能や構造あるいは使用条件はかなり異なっている。そのため、疲労評価の観点でこれらを一括して扱うのは難しいが、荷重の繰返し頻度の違いから**静的機器 vs 動的機器** という区分を設けることは可能である。すなわち、

静的機器 → 塔槽/熱交のように機械操作が含まれず主に熱/流体的操作が加えられるもの

動的機器 → ポンプ/ブロワ/化工機等のように頻繁で連続的な機械操作が加えられるもの

前者の場合、荷重の繰返し頻度は限定的で、どちらかと云えば低サイクルないし中サイクル疲労が対象になる。また後者の場合、荷重の繰返し頻度が多く高サイクル疲労になることが多い。

以下、多様なプラント機器を取って静的機器と動的機器に分けその疲労評価法を整理してみる。

(2) コードルールの上では、機器はその重要度に応じてコード1機器/コード2機器(仮称)に区分され疲労設計もまたこれに応じて区分されているとみていい。静的機器について云えば、この区分は

コード1機器 → ASME Sect.VIII Div.2 (又は JIS B8266 特定圧力容器、ASME Sect. III Class 1)

コード2機器 → ASME Sect.VIII Div.1 (又は JIS B8265 一般圧力容器、ASME Sect. III Class 2,3)

になる。この場合、疲労評価の要否は次のようになる。

コード1機器 → 疲労解析の免疲規定を満たさない限り、疲労解析評価が要求される。

コード2機器 → 下記の特例を除いては、疲労解析が要求されることはない。

①構造が複雑で規格式による肉厚算定が難しい部分が含まれるとき

②発停の頻度が多く頻繁に繰返し荷重がかかる部分が含まれるとき

コード2機器でも疲労解析の免除規定は効いてくると思う。しかし添付に示すように、この免除規定は煩雑である。実際は、ユーザとベンダの契約や協議の中で疲労解析の要否が決まると思う。

疲労解析の扱いに関するコード2機器とコード1機器の違いについては、よく許容応力の差を引用して説明されることが多い。すなわち、鉄鋼材料の疲労限度は引張強さの1/2程度であり

コード1機器 → 許容応力は(1/3)x引張強さなので、裕度=(疲労限度/許容応力)=1.5

コード2機器 → 許容応力は(1/4)x引張強さなので、裕度=(疲労限度/許容応力)=2.0

になるが、裕度が切欠き係数2を下回ると疲労の懸念がでてくるので、コード2機器にはリスクが少なく、コード1にはリスクが残ることになる。この違いが重要度の違いと結合してコード1機器には疲労解析評価が要求され、コード2機器にはそれが要求されないということになる。

しかし実際に機器類で発生している疲労の多くは不均一な温度分布の繰返しによる熱疲労と云われる。熱荷重による応力は2次応力であって2次応力の繰返しが疲労を誘引している。コード2には2次応力の制限がないので、使用環境によっては想定外の破損リスクを抱え込むことになる。

(3) 圧力容器に代表される静的機器の疲労設計は、発停サイクルや運転サイクルベースの比較的高い繰返し応力でサイクル数の低い領域を意識しており、流体振動や温度揺らぎといった変動荷重を除けば、その荷重条件はテキスト的で扱い易い。しかし動的機器の場合は、機械振動/流体振動/熱的変動/音響/フレットングなど現場色の濃い外乱荷重が加わってコードルールのな処理感覚から外れてくる。コードルールによる疲労設計には、容器構造を前提にした対応が数多く含まれて

いるが、動的機器に関しては、経験則も含めたオリジナルな対応が必要になる。その意味では  
**JSMEの疲労強度設計資料**に提示される疲労限度設計  
 がフィットしているような気がする。

## 2.2 静的機器の疲労評価

- (1) 静的機器の疲労評価は、コードルールによる圧力容器の疲労解析評価に準じる。但し、
- ・容器に一体化された部材が評価対象になり非一体化構造は別途の扱いになる。
  - ・炭素鋼 371°C以下/ステンレス鋼 427°C以下といった中低温域が対象になりこれを越える高温クリープ域は除外される。

[ 高温クリープ域の疲労評価は、クリープ損傷を含めた扱いになり情報としては膨大になるのでこのTSでは対象から外し、別途、情報を整理してTS化したい。]

静的機器における評価手順はほぼ前1項の手順によればよい。ただ応力振幅の算定については例えばJIS B8266 付属書8の3. 疲労解析の規定に従う必要がある。ここでは一部運用も含めて**チャート2-1**に付属書8に準じた手順を示す。

- (2) 上記の付属書8はFEM等の応力解析を前提にしており種々の構造に対応できる。しかしある種の定型化した構造パターンについては応力指数法がフィットする。応力指数法は公称応力をベースにして、部材に発生する応力をその倍率で表現するもの(→応力集中的な表現)。ここでは付属書8に準じて、容器ノズルトリガメント(管板構造)の評価手順を**チャート2-2**と**チャート2-3**に示す。
- (3) 多くの静的機器は圧力保持能力が要求される。そのためネジ締結構造は容器本体に劣らず重要である。そこでKHK E-014<sup>9)</sup>に準じて**ネジ締結構造**の評価手順を**チャート2-4**に示す。

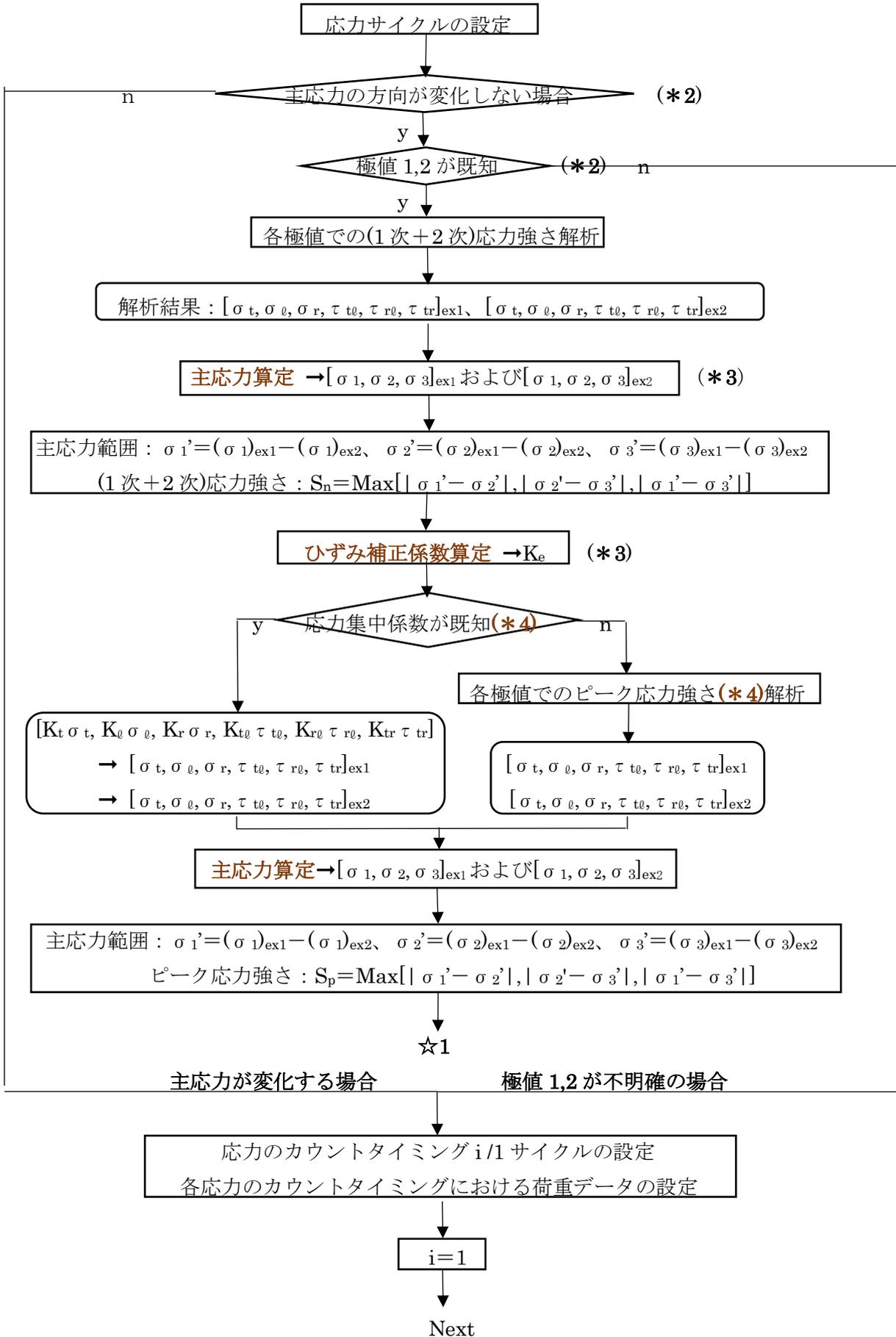
## 2.3 動的機器の疲労評価

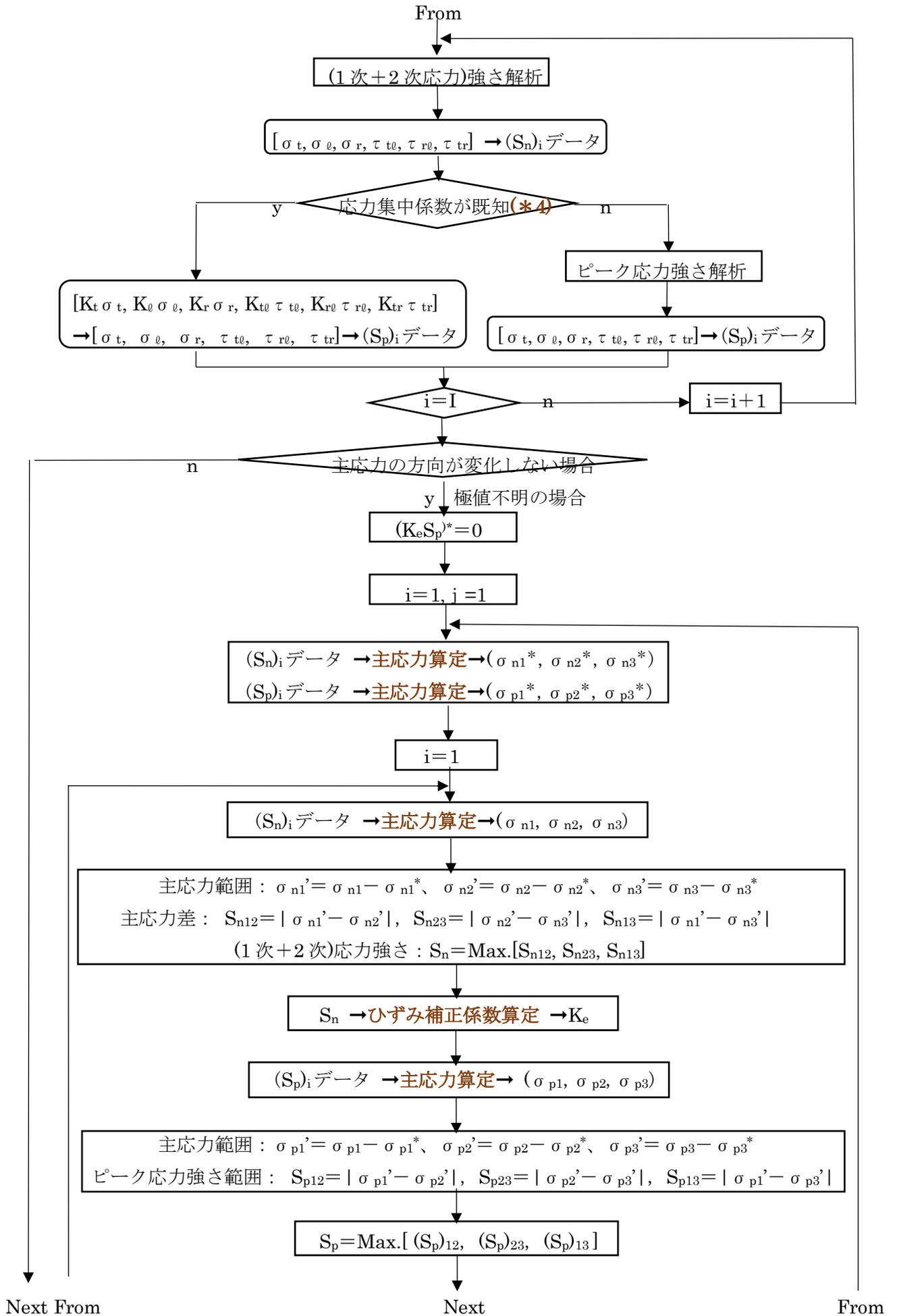
- (1) 動的機器は多くの部品の嵌合あるいは締結によって構成され、高速で回転し激しく振れまわって移動をくり返すことが多く、明らかに圧力容器のコードルールでその疲労問題を扱うには無理がある。そのため、動的機器の多くがベンダーの経験やノウハウに依存してメーカ保証という形で技術をクローズしているが、実際に疲労損傷が起きプラント運転が不可能になれば、その技術内容はたちまち衆目に曝されることになる。

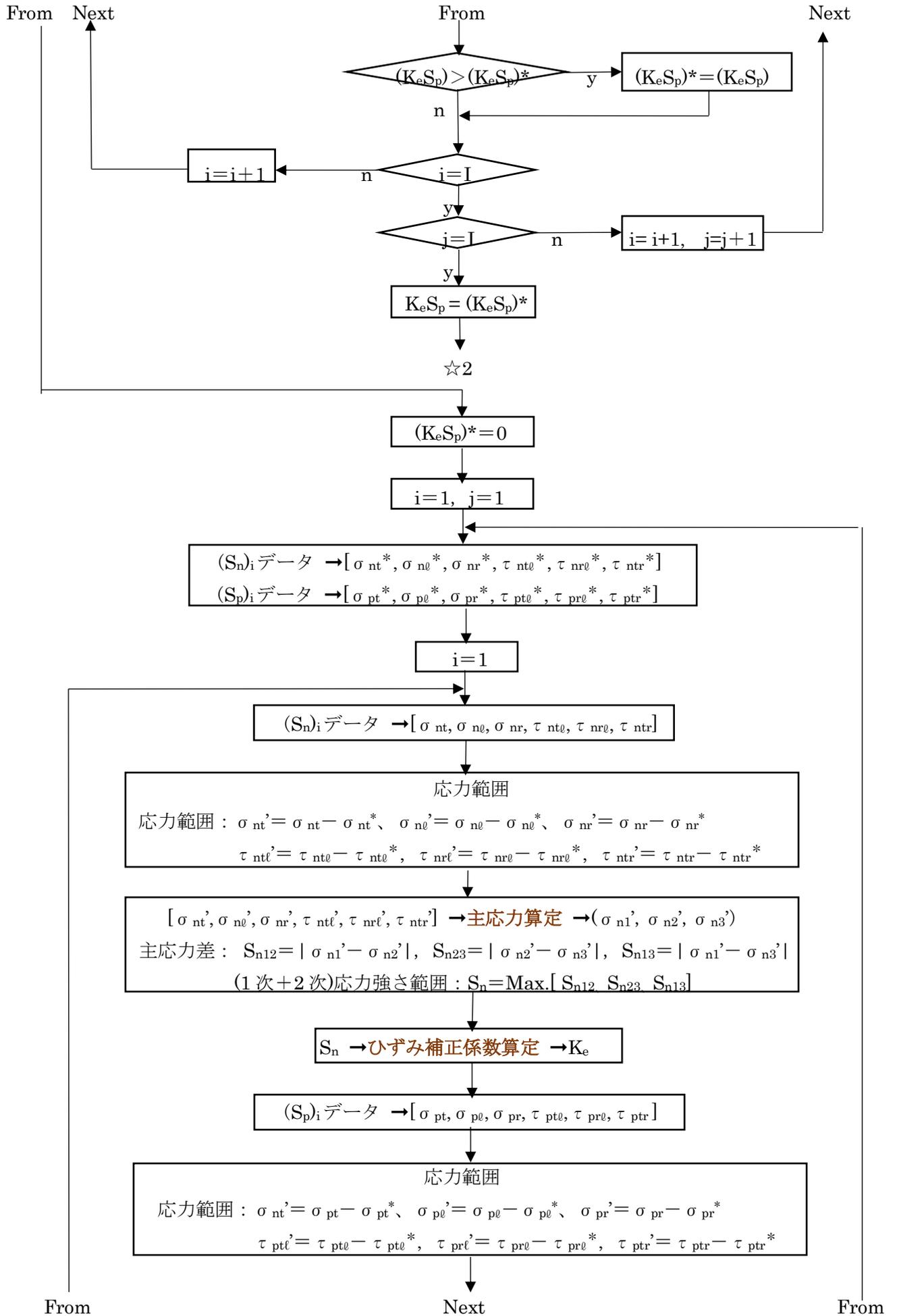
通常、動的機器は高サイクルの荷重変動が常在しており、発停に伴う低サイクル疲労と相まって高サイクル疲労に至ることが多い。その場合、疲労寿命設計の観点から応力サイクル毎の損傷を重ね合わせ疲労評価するのは疑問である。動的機器の量産性も考えれば、疲労限度設計の観点から振動性の高サイクル疲労に限り予め排除しておくのがベターと思われる。この場合、設計は運動体の構造やメカだけではなく、荷重変動そのものの緩和にまで及ぶはずである。

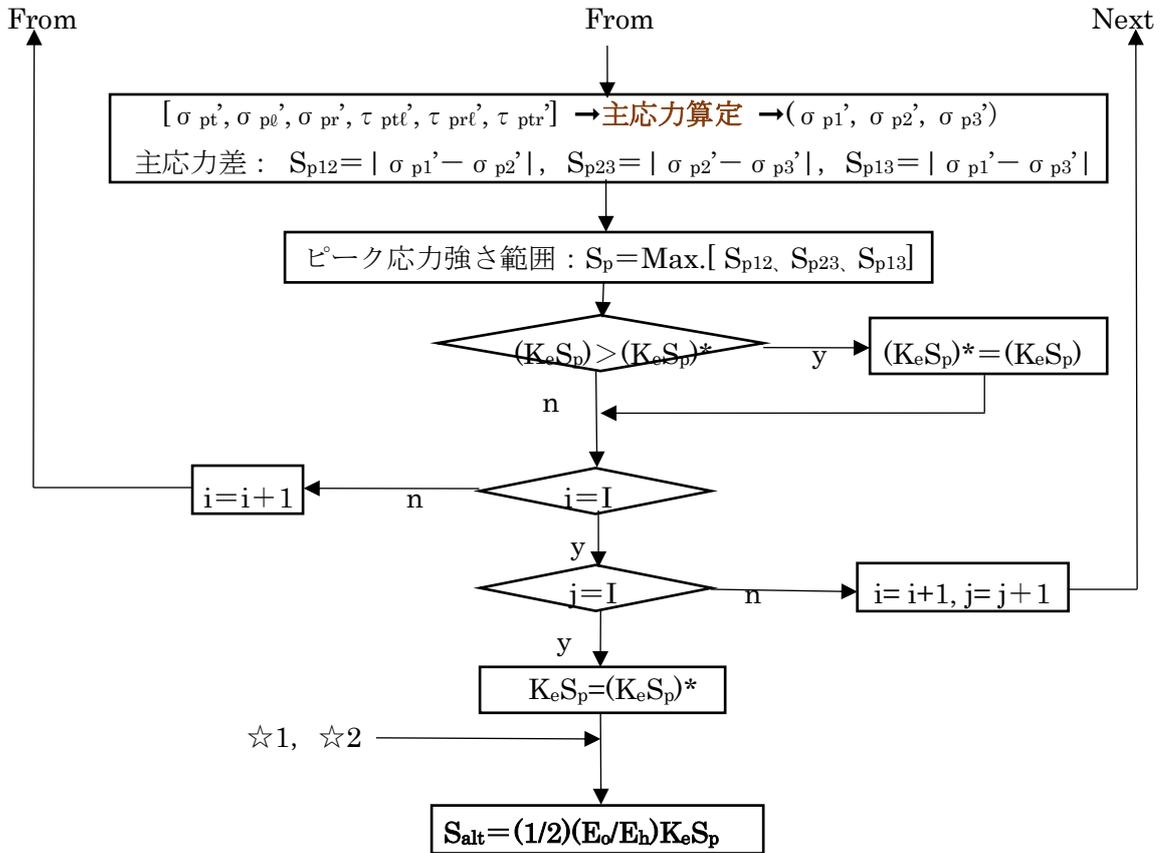
- (2) 動的機器は非一体構造であることが多く、嵌め合い部に生じるフレットング疲労や圧入による疲労強度の低下など、容器構造を対象とした設計疲労曲線とは異なる安全率の設定が必要である。すなわち個々の機種の実状に合わせて疲労限度を設定し、発生応力レベルを抑える必要がある。その際、JSME設計資料に基づく**チャート2-5**が参考になると思う。

チャート 2-1 JISB8266 付属書 8 ベースの疲労評価手順 (1) (\*1)  
( 応力振幅 / 1 サイクルパターン の計算 )







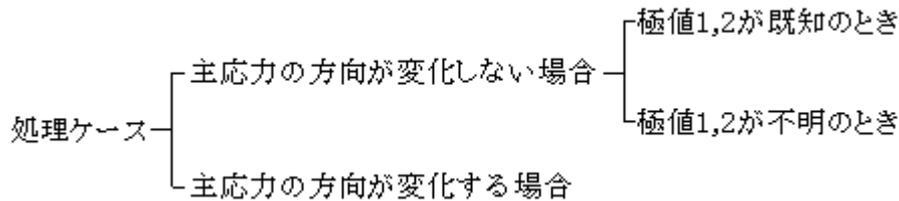


【 記号及びサフィックス説明 】

記号)  $\sigma$  = 垂直応力成分、 $\tau$  = せん断応力成分、 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = 主応力、 $\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3'$  = 主応力範囲  
 $S_n$  = (1次+2次)応力強さ範囲、 $S_p$  = ピーク応力強さ範囲(\*4)、 $K_e$  = ひずみ補正係数、  
 $(K_e S_p)^* = (K_e S_p)$  の最大値、 $K_t, K_r, K_\ell, K_{t\ell}, K_{r\ell}, K_{tr}$  = 各応力成分に対する応力集中係数、  
 $\sigma_{n1}, \sigma_{n2}, \sigma_{n3} = S_n$  の各主応力、 $\sigma_{n1}^*, \sigma_{n2}^*, \sigma_{n3}^* =$  各  $i$  における  $S_n$  の各主応力、  
 $S_{alt}$  = 応力振幅、 $E_o$  = 設計疲労線図上の縦弾性係数、 $E_h$  = 実際上の縦弾性係数、  
 $\sigma_{n1}', \sigma_{n2}', \sigma_{n3}' = S_n$  の各主応力範囲、 $\sigma_{p1}, \sigma_{p2}, \sigma_{p3} = S_p$  の各主応力、  
 $\sigma_{p1}^*, \sigma_{p2}^*, \sigma_{p3}^* =$  各  $i$  における  $S_p$  の各主応力、 $\sigma_{p1}', \sigma_{p2}', \sigma_{p3}' = S_p$  の各主応力範囲、  
 $S_{n12}, S_{n23}, S_{n13} = S_n$  の各主応力差、 $S_{p12}, S_{p23}, S_{p13} = S_p$  の各主応力差、  
 $\sigma_{nt}, \sigma_{nl}, \sigma_{nr}, \tau_{ntl}, \tau_{nrl}, \tau_{ntr} = S_n$  の各応力成分、  
 $\sigma_{nt}^*, \sigma_{nl}^*, \sigma_{nr}^*, \tau_{ntl}^*, \tau_{nrl}^*, \tau_{ntr}^* =$  各  $i$  における  $S_n$  の各応力成分、  
 $\sigma_{nt}', \sigma_{nl}', \sigma_{nr}', \tau_{ntl}', \tau_{nrl}', \tau_{ntr}' = S_n$  の各応力範囲成分、  
 $\sigma_{pt}, \sigma_{pl}, \sigma_{pr}, \tau_{ptl}, \tau_{prl}, \tau_{ptr} = S_p$  の各応力成分、  
 $\sigma_{pt}^*, \sigma_{pl}^*, \sigma_{pr}^*, \tau_{ptl}^*, \tau_{prl}^*, \tau_{ptr}^* =$  各  $i$  における  $S_p$  の各応力成分、  
 $\sigma_{pt}', \sigma_{pl}', \sigma_{pr}', \tau_{ptl}', \tau_{prl}', \tau_{ptr}' = S_p$  の各応力範囲成分、  
 サフィックス)  $t, \ell, r \rightarrow$  例えば周方向, 長手方向, 半径方向、 $ex1 \rightarrow$  極値 1、 $ex2 \rightarrow$  極値 2  
 $tl, rl, tr \rightarrow$  例えば周-長手断面, 半径-長手断面, 周-半径断面、  
 $n \rightarrow$  (1次+2次)応力、 $p \rightarrow$  ピーク応力、 $i, j \rightarrow$  応力カウント番号(=1,2,3...I)  
 1,2,3  $\rightarrow$  主応力、12,23,13  $\rightarrow$  主応力差(トレスカ応力)、 $n1, n2, n3 \rightarrow S_n$  の主応力、  
 $n1^*, n2^*, n3^* \rightarrow i=1$  における  $S_n$  の主応力、 $n1', n2', n3' \rightarrow S_n$  の主応力範囲

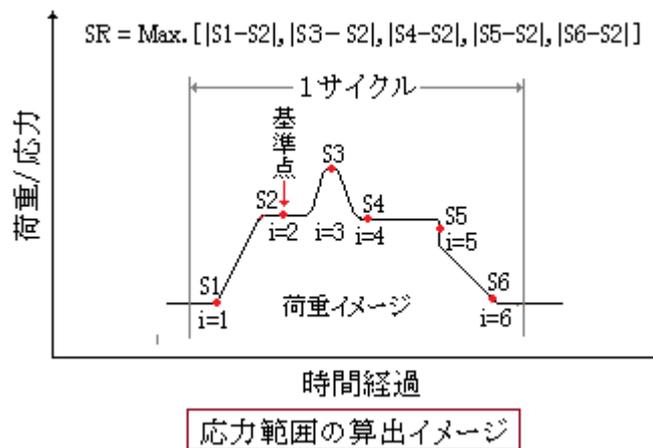
### 【 チャートの補足説明 】

(\*1) 付属書 8 の 3.疲労解析の「応力サイクルが一つの場合」を対象にしている。「応力サイクルが 2 つ以上の場合」については、併存する応力サイクルの状態によっては **1.4 応力条件の設定** で述べたような重なり処理が必要になるので、煩雑をさけてここでは割愛している。



解析評価手順の流れは「主応力の方向」が変化するか否かで 2 つに別れる。主応力の方向が同じであれば、サイクル中の 3 つの主応力  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  の序列は変化せず主応力の時間変化幅のみを追えばいい。一方、主応力の方向が変われば、序列は変化するので各応力成分の変化幅を追う必要がある。そのいずれの場合でもサイクル中の変化幅において最大の主応力差(トレスカ応力)を求める。すなわち下図(イメージ)のように、

サイクル中に幾つかの応力カウント点を設定し、各カウント点からの他のカウント点までの変動幅を調べ、その場合の主応力差の最大値を以ってピーク応力強さとする。なお、主応力の方向が変化する場合で、サイクルの山(極値 1)と谷(極値 2)がわかっている場合は山谷間の各主応力の変動範囲を求め、それらの差をとって最大の主応力幅を選ばばいい。



なお、上図からもわかるように、一組の山谷を持った応力サイクルのプロポーシオンが予めわかっており荷重が単一であれば、[極値 1,2 が既知のとき]で済み、応力振幅の計算は相当に楽になる。そうでなくとも、実際は数回の応力計算で極値が読み取れることが多いと思う(上記のチャートは多分に現実離れの感がある)。

(\*2) 主応力の方向が変化しない場合は、荷重が単一であるか、複合していても同じ比率でタグを組んで変動するときに起きる。なお主応力方向の変化の有無により手順を変えるメリットはさほどない。総じて変化しないケースで扱えばいいと思われる。

また極値 1,2 が既知のケースでは、荷重変動幅を用いて計算すれば極値ごとの計算は不要になることが多い。例えば、圧力みの荷重サイクルであれば、最大圧力範囲  $\Delta P$  で応力計算を行い、その結果から主応力範囲  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  を求めその差をとって主応力差(トレスカ応力)にすればよい。

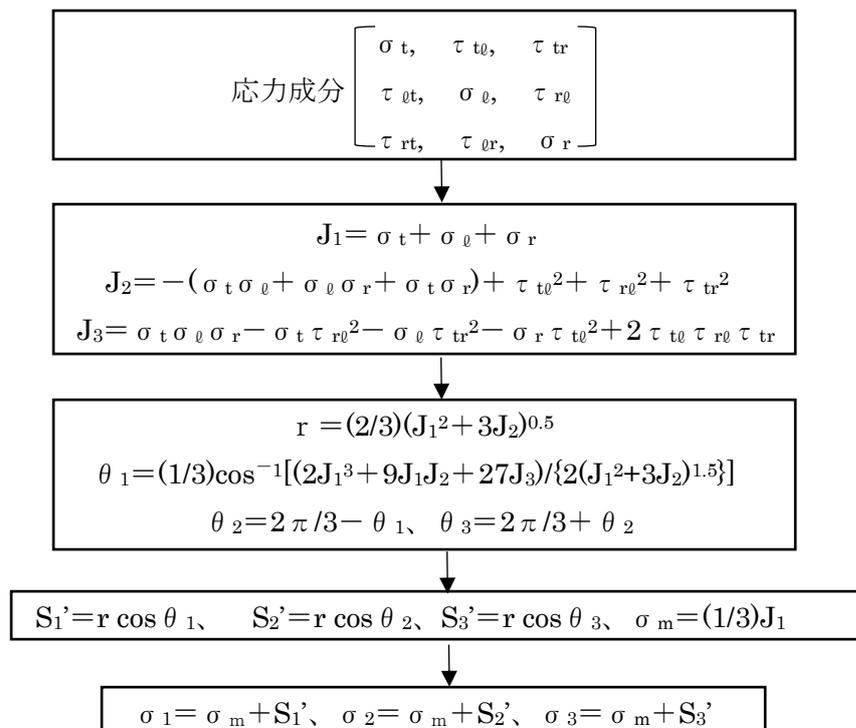
(\*3) 主応力/ひずみ補正係数については、この補足説明の後に付けたチャート 2-1a と 2-1b を参照のこと。

(\*4) 疲労評価対象は構造物に生じる[1次応力+2次応力+ピーク応力] (→ここではまとめてピーク応力強さ  $S_p$  と仮称)になるが、これは形状変化部分/肉厚変化部分/固定支持部分/異材接合部分等(→構造不連続部)で最大になる。そのため FEM でピーク応力強さ解析を行う時は構造不連続部のメッシュ分割を細かくする必要がある。一方、(1次+2次)応力強さ解析ではピーク応力強さ  $S_p$  のピーク応力成分を排除して公称的な応力  $S_n$  を求めることになるのでメッシュを粗くする必要がある。すなわち

$S_n$ 解析→ラフメッシュモデル &  $S_p$ 解析→ファインメッシュモデル

という2通りのモデルが必要ということになる。しかるに、もし  $S_n-S_p$  の関係が理論的な応力集中係数の形で表すことができるなら、ラフメッシュの  $S_n$  解析だけを行い  $S_p$  解析を割愛できる。ただこの方法では各応力成分に適正な応力集中係数( $K_t, K_\ell, K_r \dots$ )を引き当てる必要があり、それなりの作業が増えるので決して割がいいとも言えない。

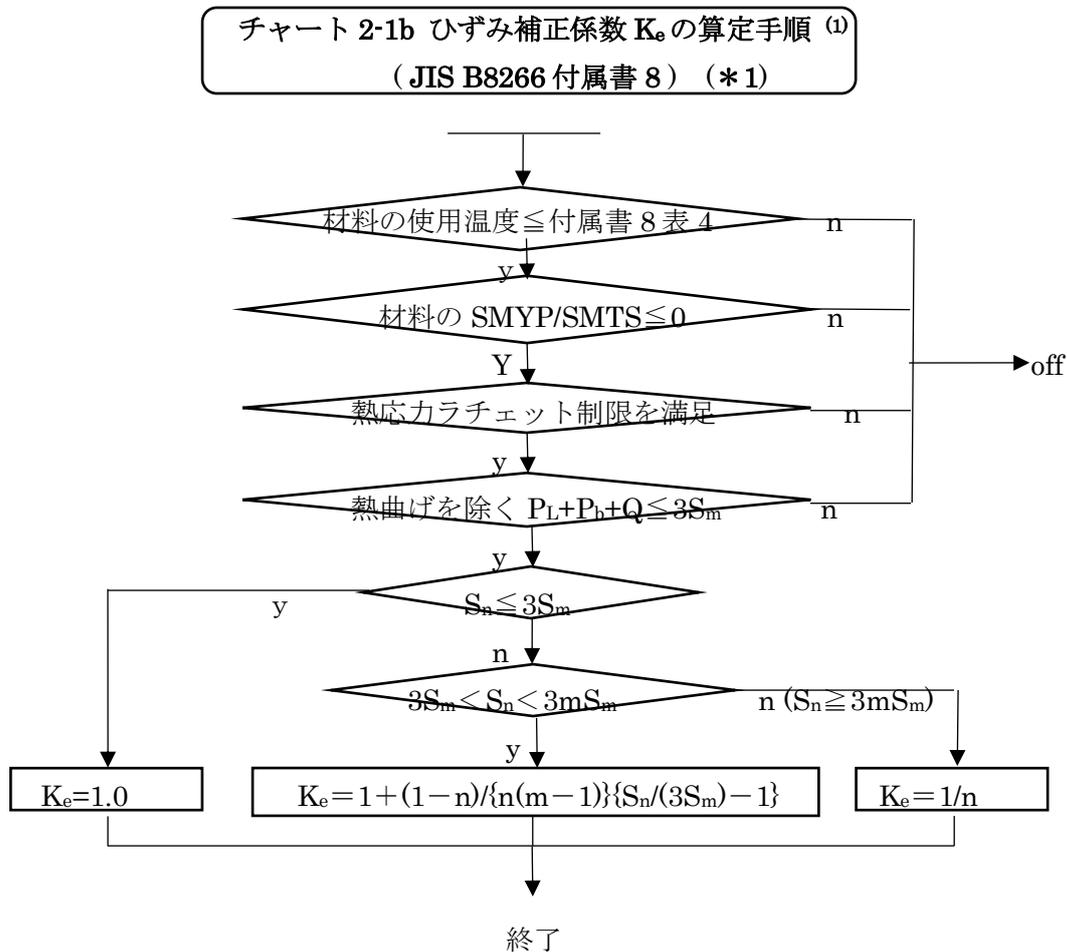
チャート 2-1a 主応力の算定手順



【 記号説明 】

$\sigma_t, \sigma_\ell, \sigma_r, \tau_{t\ell}, \tau_{r\ell}, \tau_{tr}$  = 3次元(t,ℓ,r)要素の各応力成分、 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  = 各主応力の方向  
 $S_1', S_2', S_3'$  = 偏差応力、 $\sigma_m$  = 平均応力、 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = 主応力

(注)  $\tau_{t\ell} = \tau_{\ell t}$ 、 $\tau_{r\ell} = \tau_{\ell r}$ 、 $\tau_{tr} = \tau_{rt}$  の関係あり



## 【 記号説明 】

SMYP=規格最小降伏応力(0.2%耐力)、SMTS=規格最小引張強さ、 $P_L$ =局部 1 次応力、 $P_b$ =1 次曲げ応力、 $Q$ =2 次応力、 $S_m$ =設計応力強さ、 $n, m$ =材料による定数(表 4)、

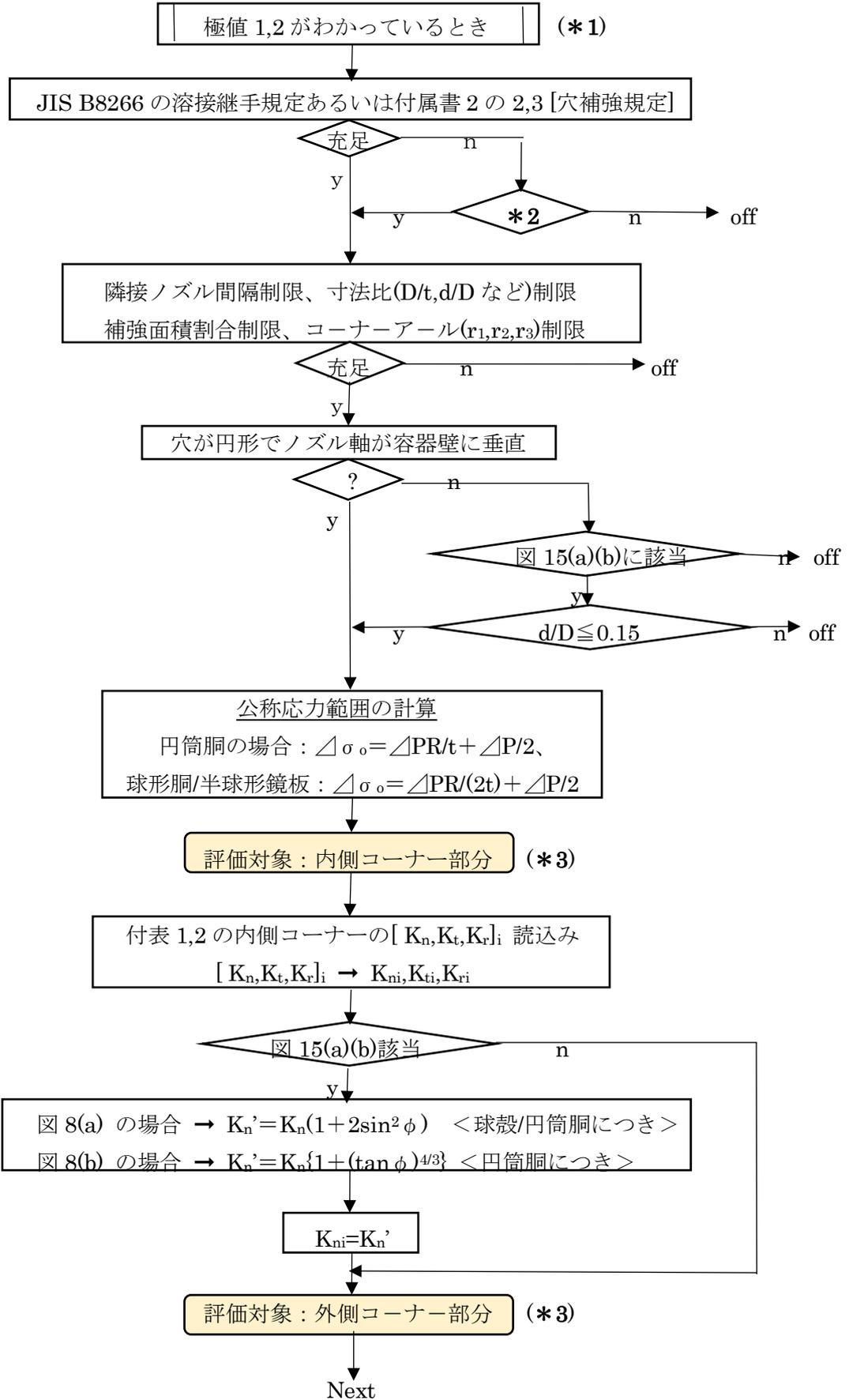
## 【 補足説明 】

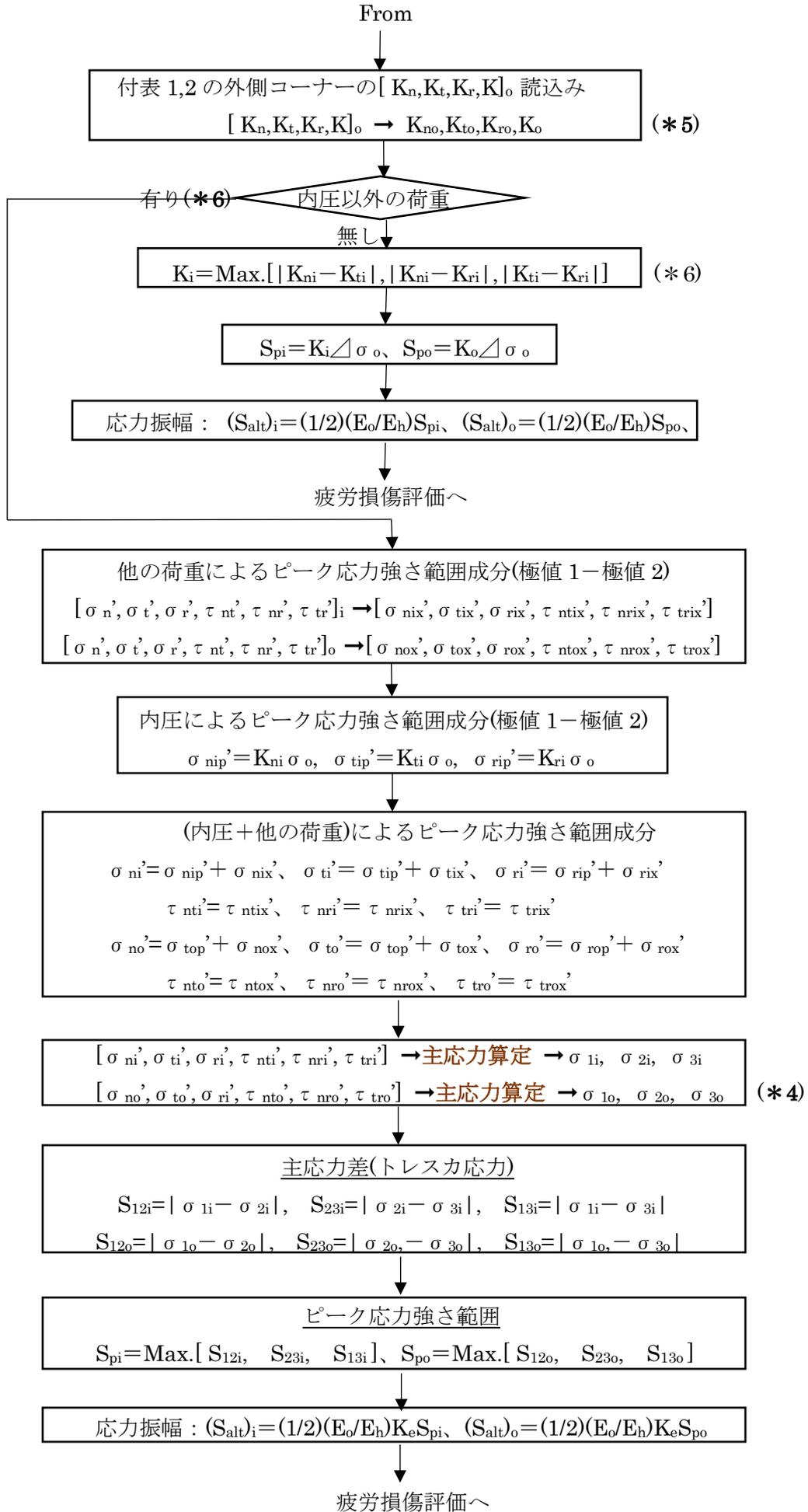
- (\*1) 本チャートは付属書 8 の 2.5(d)の簡易弾塑性解析を流れ図にしたもの。次の 4 つの懸念、
- ① クリープ損傷(高温使用による)、② ひずみ軟化(→高 SMYP/SMTS 比による)、
  - ③ 熱応カラチェック、④ シェークダウン制限オーバー(3Sm オーバーによる)
- を排除した後、安定した塑性サイクルのもとで塑性ひずみによるひずみ振幅(応力振幅)の割増し率すなわちひずみ補正係数をカウントする。詳しくは 6.5 節を参照のこと。

付属書 8 表 4 材料定数  $m, n^1$

材料	$m$	$n$	最高温度 °C
炭素鋼	3.0	0.2	371
低合金鋼	2.0	0.2	371
マルテンサイト系ステンレス鋼	2.0	0.2	371
オーテナイト系ステンレス鋼	1.7	0.3	427
ニッケル・クロム・鉄合金	1.7	0.3	427
ニッケル・銅合金	1.7	0.3	427

チャート 2-2 容器ノズル穴周辺の疲労評価手順 (1)  
 (JIS B8266 特定容器 付属書 8 の 4.4.1.1 内圧作用の場合) (\*1)





## 【 記号説明 】

D=胴内径(mm)、R=円胴/球殻の内半径(mm)、d=ノズル内径(mm)、t=胴肉厚(mm)  
 $t_n$ =ノズル肉厚(mm)、 $r_1, r_2, r_3$ =ノズルコーナール(mm)、 $\phi$ =ノズル傾角(図 15 参照)  
 $K_n, K_t, K_r$ =内側/外側コーナ部の n,t,r 方向応力成分に対する応力指数(-) (付表 1,2 参照)、  
 $K_n'$ =傾角ノズルの n 方向応力指数(-)、 $K$ =最大せん断応力強さに対する応力指数(-) (付表 1,2)、  
 $\Delta P$ =極値間の圧力差(圧力範囲)(MPa)、 $\Delta \sigma_o$ =圧力範囲による公称応力範囲(N/mm<sup>2</sup>)  
 $\sigma_n', \sigma_t', \sigma_r'$ =極値 1-極値 2 間の垂直応力成分範囲(N/mm<sup>2</sup>)、 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ =各主応力(N/mm<sup>2</sup>)、  
 $\tau_{nt}', \tau_{nr}', \tau_{tr}'$ =極値 1-極値 2 間のせん断応力成分範囲(N/mm<sup>2</sup>)、 $S_{12}, S_{23}, S_{13}$ =各主応力差(N/mm<sup>2</sup>)、  
 $S_p$ =ピーク応力強さ(N/mm<sup>2</sup>)、 $S_{alt}$ =評価用の応力振幅(N/mm<sup>2</sup>)、 $k_e$ =ひずみ補正係数(-) (\*4)  
 $E_o$ =設計疲労曲線の基準縦弾性係数(N/mm<sup>2</sup>)、 $E_h$ =当該金属温度における縦弾性係数(N/mm<sup>2</sup>)

サフィックス) n→周方向、t→長手(子午線)方向、r→半径(境界面直交)方向 (図 17)  
 i→内側コーナー、o→外側コーナー、p→内圧、x→他の荷重、

## 【 補足説明 】

(\*1) 容器壁とノズルの接合部分のコーナーには応力が集中するので疲労の懸念がある。そこで規格では次のような規定を設け、ほぼ同様の疲労解析用の応力指数(ピーク応力成分を含む局部応力集中係数)を与えている。

- ・ JIS B8266 付属書 8 4.4 疲労解析のための穴部の応力
- ・ ASME Sect.VIII Div.2 Article VIII-2000 Pressure Stresses in Opening...

ここでは、この規格で与えられる応力指数を用いて応力振幅までの算定手順を示した。なお煩雑さをさけて、ここでは**極値 1,2 を既知**として扱っている。

(\*2) この場合、当然 JISB8266 に従う必要があるが、該当部分が付属書の制限事項に係るときは流れに戻して、その部分が制限規定を満たしているかチェックする。

(\*3) このチャートにおける評価対象は以下ようになる。

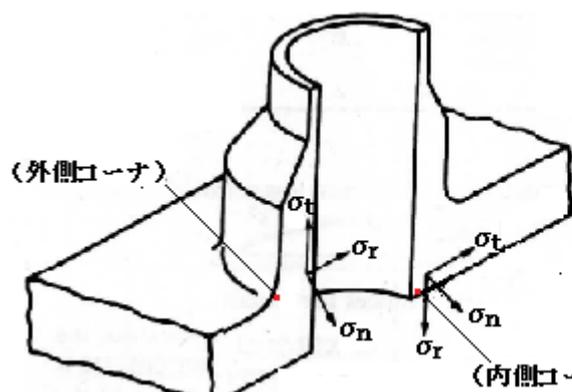
- ・ 容器の球殻/球形部分 → 接続ノズルの内側コーナー及び外側コーナー
- ・ 容器の円形胴 → 上記に同じだが、接続ノズルの長手断面と周断面の 2 通り

ここでは煩雑になるので、内/外コーナーのみ区分けしているが、円形胴付ノズルについては計 4 ポイントが評価対象になるので注意。

(\*4) 主応力/ひずみ補正係数  $K_e$  の算定方法については**チャート 2-1a** 及び **2-2b** を参照のこと。なお内圧荷重のみの場合は  $S_n$  が  $3S_m$  を越えることはないので必ず  $K_e=1$  になる。

(\*5) 外側コーナーについては最大せん断応力強さにかかる応力指数  $K_o$  のみを使用する。

(\*6) ノズルには内圧荷重以外、接続配管から熱膨張拘束などによるその他荷重が加わることが多い。ここでは煩雑さをさけて、内圧荷重とその他荷重の極値 1,2 がほぼ同期してノズルに作用するものとする。



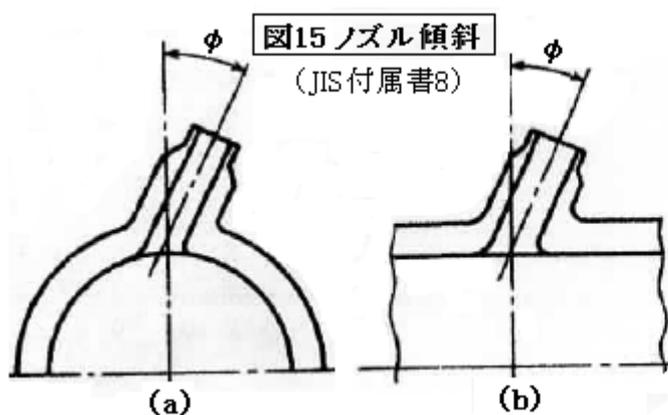
$\sigma_n$ =考えている断面に直角な応力成分  
(通常は穴廻りの周方向応力)

$\sigma_t$ =考えている断面の境界に平行な応力成分

$\sigma_r$ =考えている断面の境界に直角な応力成分

図17 応力成分の方向

(JIS 付属書8の図17+ 補足説明)



付表1 球殻付きノズルの応力指数  
(球形殻/鏡板球形部) (JIS 付属書8)

応力指数	内側コーナ部	外側コーナ部
$K_n$	2.0	2.0
$K_t$	-0.2	2.0
$K_r$	$-2\frac{t}{R}$	0
$K$	2.2	2.0

付表2 円筒胴ノズルの応力指数 (JIS 付属書8)

応力指数	長手断面		周断面	
	内側コーナ部	外側コーナ部	内側コーナ部	外側コーナ部
$K_n$	3.1	1.2	1.0	2.1
$K_t$	-0.2	1.0	-0.2	2.6
$K_r$	$-\frac{t}{R}$	0	$-\frac{t}{R}$	0
$K$	3.3	1.2	1.2	2.6

チャート 2-3 リガメント(多孔板)の疲労評価手順 (1)  
(JIS B8266 特定容器 付属書 8 の 5) (\*1)

当該サイクルの極値 1,2 の発生が予測されているとき (\*1)

制限事項 (\*2)  
(a)孔配列→正三角形、(b)孔形状→円形、(c)孔数→19 以上、  
(d)リガメント効率  $\eta \rightarrow 0.05$  以上、(e)板厚→孔ピッチの 2 倍以上

◇ ? ◇ n → off

評価対象  $[r_1, r_2, \dots, r_i, \dots, r_l]$  の選定 (\*3)

$r = r_1$  (i=1)

極値(j=1)

差圧(→図 27)による表面公称応力: (\*4)  
 $(\sigma_r)_P = \mp(3/8)(R^*/t)^2(3 + \nu^*)\{1 - (r/R^*)^2\} \Delta P$   
 $(\sigma_\theta)_P = \mp(3/8)(R^*/t)^2\{(3 + \nu^*) - (1 + 3\nu^*)(r/R^*)^2\} \Delta P$

☆1

◇ 環状荷重(→図 26) ◇ n →  $(\sigma_r)_W = (\sigma_\theta)_W = 0$

◇  $r \leq c$  ◇ n → (環状荷重による表面公称応力)

環状荷重による表面公称応力:  
 $(\sigma_r)_W = (\sigma_\theta)_W = \mp\{3W/(2\pi t^2)\}[(1/2)(1 - \nu^*) - (1/2)(1 - \nu^*)(c/R^*)^2 + (1 + \nu^*)\ln(R^*/c)]$

環状荷重による表面公称応力:  
 $(\sigma_r)_W = \mp\{3W/(2\pi t^2)\}[(1/2)(1 - \nu^*)(c/r)^2 - (1/2)(1 - \nu^*)(c/R^*)^2 + (1 + \nu^*)\ln(R^*/r)]$   
 $(\sigma_\theta)_W = \mp\{3W/(2\pi t^2)\}[(1 - \nu^*) - (1/2)(1 - \nu^*)(c/r)^2 - (1/2)(1 - \nu^*)(c/R^*)^2 + (1 + \nu^*)\ln(R^*/r)]$

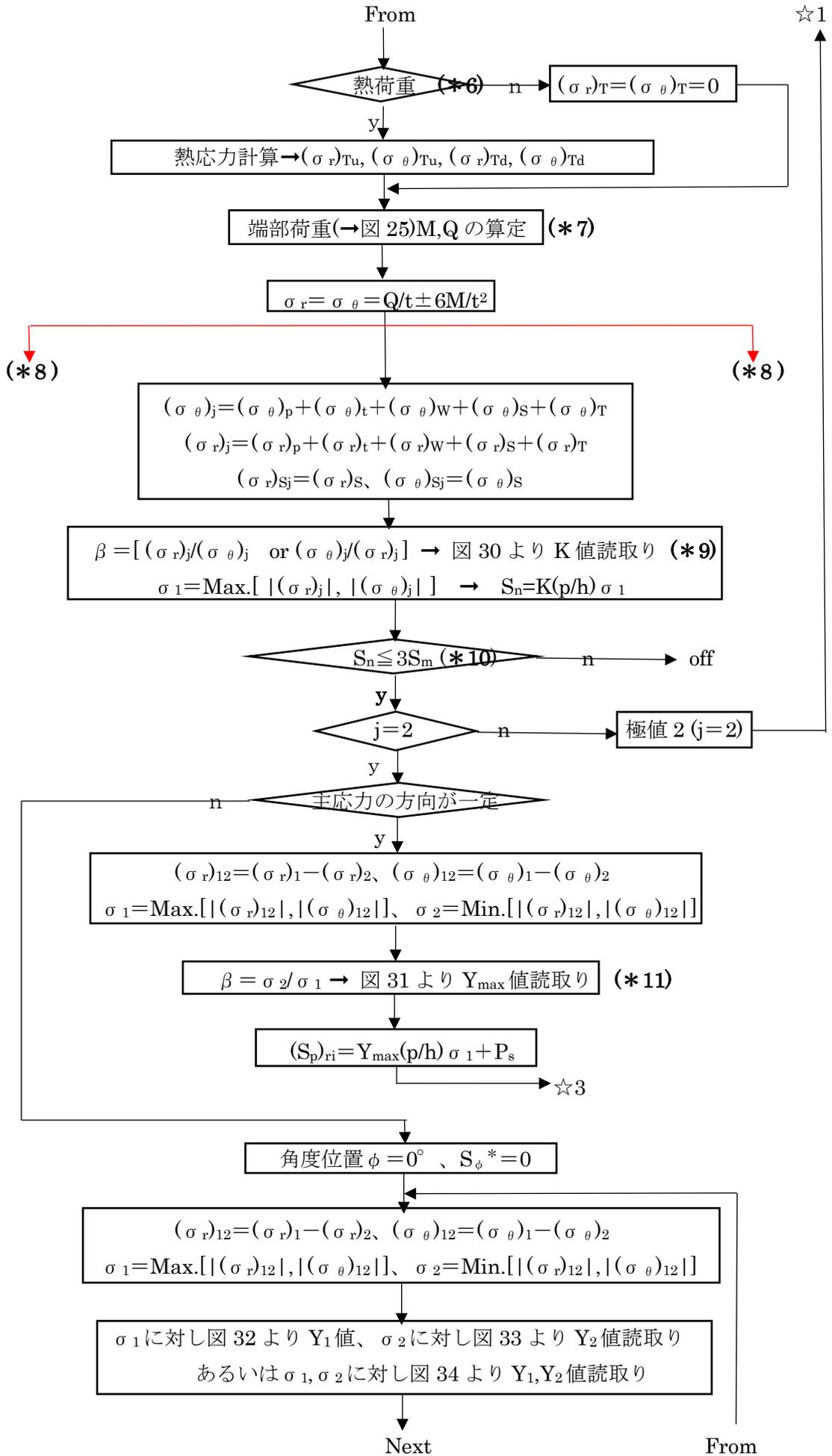
管内/穴内圧力(→図 28)による公称応力:  
 $(\sigma_r)_t = (\sigma_\theta)_t = (h/p)(p - h - 2t_t)P_i / \{h + 2(E_t/E)t_t\}$  上部/下部表面共

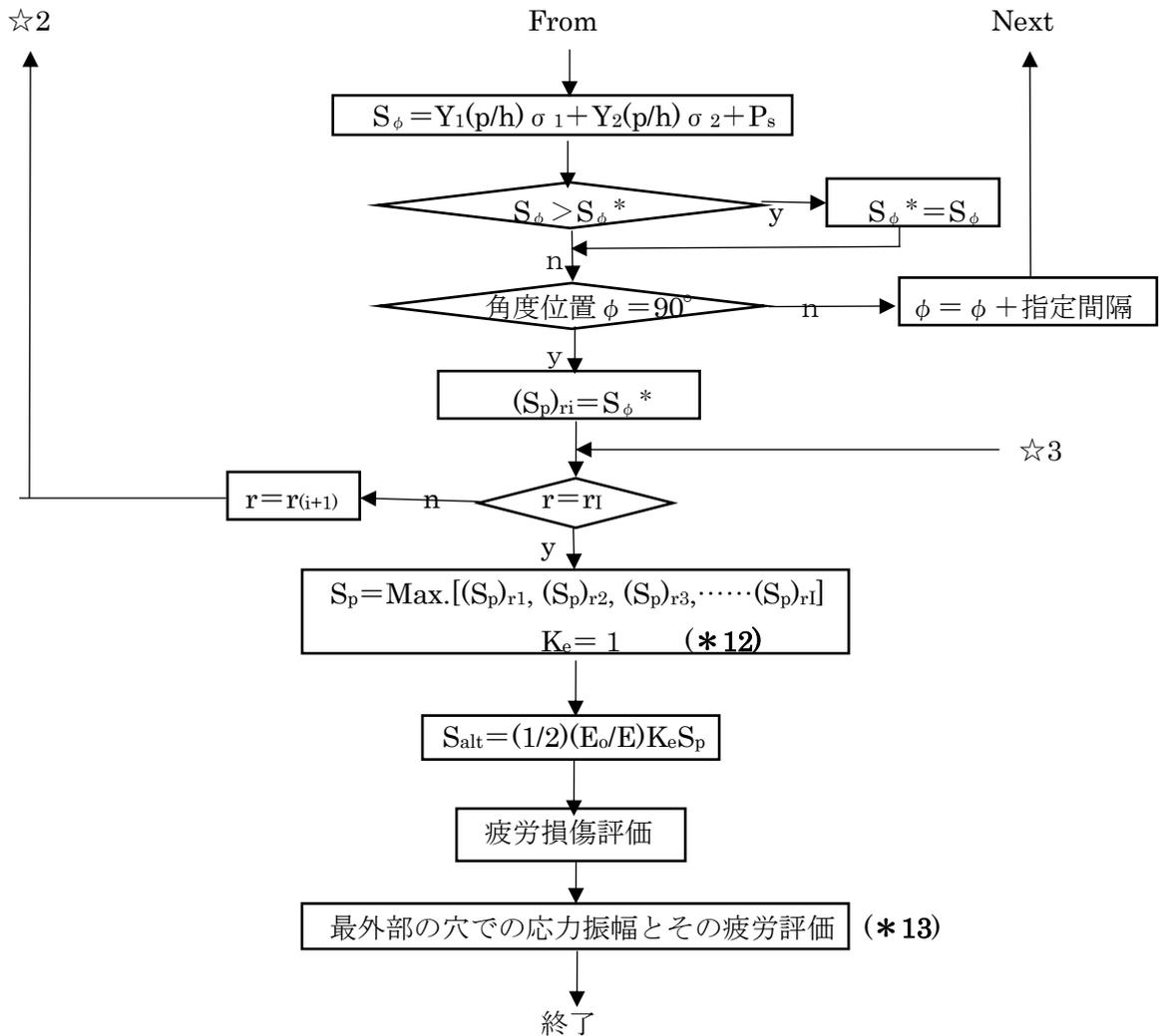
◇ 熱衝撃(\*5) ◇ n →  $(\sigma_r)_S = (\sigma_\theta)_S = 0$

表面熱応力:  $(\sigma_r)_S = (\sigma_\theta)_S = K_{skin}\{E\alpha/(1 - \nu)\}(T_m - T_s)$  上部/下部表面共

Next

☆2





【 記号説明 】

$\Delta P$  = 板に作用する差圧(MPa)  $[=(1-m)(P_1-P_2)]$ 、 $m$  = 多孔板の全開口面積比(-)

$P_1, P_2$  = 板の上下表面に働く圧力(MPa)、 $W$  = 板に働く全環状荷重(N)、

$P_s$  = 考えている表面に働く圧力( $P_1$  or  $P_2$ )の変動量(MPa)、 $P_1$  = 管(チューブ)内の圧力(MPa)

$T_m$  = 板の板厚方向の平均温度(°C)、

$T_s$  = 板の表面温度(°C)、 $M$  = 等価中実板周に作用する単位半径方向モーメント(N·mm/mm)

$Q$  = 等価中実板周に作用する単位半径方向フォース(N/mm)

$\sigma_r$  = 等価中実板の半径方向応力(N/mm<sup>2</sup>)、 $\sigma_\theta$  = 等価中実板の周方向応力(N/mm<sup>2</sup>)、

$\sigma_1$  = 大きい方の応力差(N/mm<sup>2</sup>)、 $\sigma_2$  = 小さい方の応力差(N/mm<sup>2</sup>)

$(\sigma_r)_{12}$  = 極値 1~2 の半径方向応力差(N/mm<sup>2</sup>)、 $(\sigma_\theta)_{12}$  = 極値 1~2 の周方向応力差(N/mm<sup>2</sup>)

$S_\phi$  = 角度位置  $\phi$  での応力強さ(N/mm<sup>2</sup>)、 $S_n$  = (1次+2次)応力強さ(公称応力)(N/mm<sup>2</sup>)

$S_p$  = ピーク応力強さ(N/mm<sup>2</sup>)、 $S_{alt}$  = 応力振幅(N/mm<sup>2</sup>)、 $S_m$  = 設計応力強さ(N/mm<sup>2</sup>)、

$b$  = 中実リムの幅(mm)、 $r$  = 板の任意半径(位置)(mm)、 $c$  = 環状荷重の半径(mm)、

$R^*$  = 多孔板の等価半径(mm)  $[=r_o+(p-h)/4]$ 、 $r_o$  = 最外周の孔の中心まで  $r$ (mm)、

$p$  = 孔ピッチ(mm)、 $h$  = 最小断面での公称リガメント幅(mm)、 $t$  = 板の厚さ(mm)、

$t_t$  = チューブ厚さ(mm)、 $\phi$  = 孔廻り角度、 $\eta$  = リガメント効率( $=h/p$ )、 $\rho$  = 孔の半径(mm)

$E$  = 板の縦弾性係数(N/mm<sup>2</sup>)、 $E_t$  = チューブの縦弾性係数(N/mm<sup>2</sup>)、 $\nu$  = ポアソン比(-)、

$\alpha$  = 線膨脹係数( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )、 $\beta$  = 2 軸応力比(図 30 参照)(-)、 $E_0$  = 基準縦弾性係数( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$E^*$  = 多孔板の等価縦弾性係数( $\text{N}/\text{mm}^2$ )(図 29 参照)、 $\nu^*$  = 多孔板の等価ポアソン比(-)(図 29 参照)

$K_e$  = ひずみ補正係数、 $K$  = リガメント幅方向の平均応力に対する応力指数(図 30)

$Y_{\max}$  = ピークリガメント応力に対する応力指数(図 31)(-)、 $Y_1, Y_2$  = 応力指数(図 32~図 34)

$K_{\text{skin}}$  = 表皮熱応力に対する応力指数(図 37)(-)

サフィックス :  $i$  → 半径位置(1,2,3,⋯I)、 $j$  → 極値(1,2)、1,2 → 主応力、W,P,S,t,T → 各荷重

$u$  → 上部表面、 $d$  → 下部表面

### 【 補足説明 】

(\*1) リガメントは実質上、管板やオリフィスなど多孔板そのものと思われる。穴明き板であるため断面の負担が大きく穴廻りに応力集中が起きて疲労し易い。構造的には孔数が多くて偏りなく孔が分布しているところを縦弾性係数が低下した等価円板とみなすことができ、FEM や理論解による扱いが容易になる。ただこの等価円板は周辺を孔無し周や円筒胴あるいは挟み込みフランジで囲われており、境界条件をどう扱うかという問題が残る。付属書 8 では、**周辺部分の中実リムと称し一定の境界力を持たせて単純支持周の等価円板部分(→等価中実板)の自由変形を拘束する形で問題を処理している**。この処理法は概念的なもので、境界力が具体的に与えられていない弱みがあり、解析法としては FEM の方が俄然有利である。ただ FEM に較べて構造的なメカや応力集中の傾向がつかめる点でメリットがあると思われるので、敢えてチャート化してみた。

チャートでは、多孔板前後に流体があつて静圧及び差圧が常在しているという前提をおいている。また手順が煩雑になるのを避けて、評価対象の応力サイクルにおいて極値 1,2 の発生タイミングがわかっており、その時の荷重条件が既知であるという仮定もおいている。

(\*2) このチャートは JIS 規定に準じて、均一パターンの代表的なりガメントを対象とし不規則で狭いリガメントには適用しないものとする。

(\*3) 一般には中央の半径位置( $r=0$ )あるいは周辺位置( $r=r_0$ )で応力が高くなると思われる。ただ端部荷重の加減ではかなりずれてくるかも知れない。ここでは中間位置についても評価対象にした。

(\*4) 差圧しる環状荷重にしる板曲げになるので、板の両側表面に最大の圧縮/引張応力が発生する。ここでは  $\mp$  あるいは  $\pm$  で表示しているが、**上側の符号は図の上部表面、下側の符号は図の下部表面を表示している**。なお上下応力の絶対値は同じであるが、他の応力の組み合わせで差異があるので、両側表面で応力をカウントして評価する必要がある(ここでは煩雑になるので強いて分別していない)。( \* 8 ) を参照のこと。

(\*5) 内部を通過する流体温度が急変するといわゆるサーマルショックが加わり大きな表皮熱応力が発生して疲労を加速する。ショックは上流側からくるので上部表面と下部表面では表皮熱応力の態度には差があると思われるがここでは同じとした。また付属書では表皮熱応力として(24)式と(25)式が与えられているが、ここでは他の応力との組み合わせを想定し(25)式を使って

いる。(25)式は熱衝撃だけのサイクルで使用するのではないかと思う。

(\*6) 上記の熱衝撃による熱応力は過渡的なものであるが、熱交管板のように上側流体と下側流体に温度差があると定常的に熱応力 $[(\sigma_r)_T, (\sigma_\theta)_T]$ が発生するので熱及び熱応力計算が必要になる。

(\*7) 差圧/穴内圧力/環状荷重/熱荷重による応力成分 $\sigma_r, \sigma_\theta$ は、いずれも**単純支持周**を条件として得られたものであるが、実際は中実リム(円筒胴)側の弾性的な拘束を受ける。**端部荷重 M, Q**はこの拘束から派生するもので、派生する応力は単純支持周という仮定で得られた応力 $\sigma_r, \sigma_\theta$ を減じる方向に働く。残念ながら、付属書ではこの M, Q は与えられていないので円板-中実リムの弾性的なコンプライアンスを解く必要がある。コンプライアンスは次式で与えられる。

$$\text{円板縁半径方向変位の釣合い: } \Sigma w_{o1} + w_{1c} = w_{o2} + w_{2c} \quad \text{-----}(a)$$

$$\text{円板縁角変位の釣合い: } \Sigma \theta_{o1} + \theta_{1c} = \theta_{o2} + \theta_{2c} \quad \text{-----}(b)$$

ここで、 $w_{o1}, \theta_{o1}$ =円板に作用する荷重(差圧 $\Delta P$ , 環状荷重 W, 管内/穴内圧力 p, 熱荷重 $\Delta T$ 等)による半径方向変位と角変位、

$w_{1c}, \theta_{1c}$ =円板縁に作用する端部荷重 M, Q による半径方向変位と角変位、

$w_{o2}, \theta_{o2}$ =中実リムに作用する荷重(上記)による半径方向変位と角変位、

$w_{2c}, \theta_{2c}$ =中実リムに作用する端部荷重 M, Q による半径方向変位と角変位

$w_{o1}, \theta_{o1}$ ( $\rightarrow w, \theta$ )については付属書で次のように与えられている。

差圧の場合： $w = (\nu R^*/E^*)(P_1 + P_2)/2$ 、 $\theta = (3/2)(R^*/t)^3(1/E^*)(1 - \nu^*)\Delta P$

環状荷重の場合： $w = 0$ 、 $\theta = \{3R^*W/(\pi E^*t^3)\}(1 - \nu^*)\{1 - (c/R^*)^2\}$

管内/穴内圧力の場合： $w = (R^*/E)[(E/E^*)(1 - \nu^*) - (1 - \nu)]P_i$ 、 $\theta = 0$

$w_{1c}, \theta_{1c}$ ( $\rightarrow w, \theta$ )についても、付属書で与えられる。

$$w = \{R^*/(E^*t)\}(1 - \nu^*)Q, \quad \theta = -\{12R^*/(E^*t^3)\}(1 - \nu^*)M$$

$w_{o2}, \theta_{o2}, w_{2c}, \theta_{2c}$ は、中実リム側の変位である。これらの変位は中実リム側の構造に依存する。例えば**フランジで挟みこまれた管板の場合**は、回転に対しかなり完全拘束に近い( $\theta_{2c} \rightarrow 0$ )。またそのときの水平変位は微少で無視できる( $w_{2c} \rightarrow 0$ で  $Q \rightarrow 0$ )。従って

$$w_{o1} + w_{1c} = w_{o2} + w_{2c} \rightarrow (\nu R^*/E^*)(P_1 + P_2)/2 = w_{o2}$$

$$\theta_{o1} + \theta_{1c} = \theta_{o2} + \theta_{2c} \rightarrow (3/2)(R^*/t)^3(1/E^*)(1 - \nu^*)\Delta P - \{12R^*/(E^*t^3)\}(1 - \nu^*)M = 0$$

後者の式から  $M = (1/8)R^*2\Delta P$  が得られる。このとき端部荷重より生じる半径方向応力は、

$$\sigma_r = Q/t \pm 6M/t^2 = \pm 6x(1/8) R^*2\Delta P / t^2 = \pm (3/4)(R^*/t)^2\Delta P$$

従って、半径方向の合計応力は、

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \mp(3/8)(3 + \nu)\{1 - (r/R^*)^2\}\Delta P \pm (3/4)(R^*/t)^2\Delta P \\ &= \mp(3/8)(R^*/t)^2\{(1 + \nu) - (3 + \nu)(r/R^*)^2\}\Delta P \end{aligned}$$

これは、**周辺固定円板の式に同じ**。  $\sigma_\theta$ についても同様に周辺固定円板式が得られる。つまり回転拘束が強くなるにつれ、円板の応力は単純支持周の応力から完全固定周の応力に近づく。

また**多孔円板が円筒胴に溶接で取付けられる場合(下図)**、差圧/内圧の作用下の胴側変位は、

$$w_{o2} = (1 - 0.5\nu)\{P_1^*R^*/(E_c h)\}, \quad \theta_{o2} = 0$$

ここで  $P_1$ =円板 1 次側のゲージ圧力、 $E_c$ =胴材の縦弾性係数、 $h$ =胴厚み、

また、円筒胴側の端部荷重による変位は、

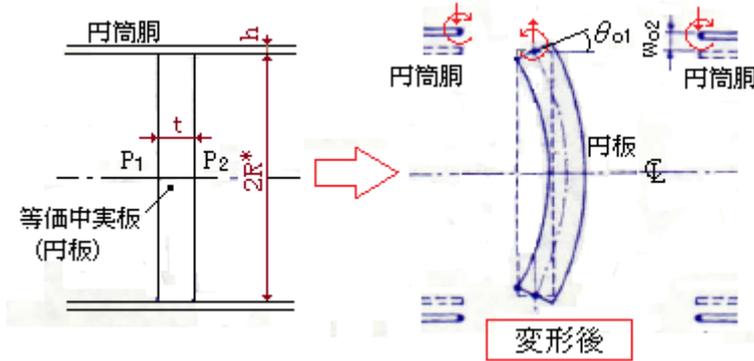
$$w_{2c} = \{2R^{*2}/(Ech)\}(\beta^2 M - \beta Q), \quad \theta_{2c} = \{R^{*2}/(Ech)\}(-2\beta^3 M + \beta^2 Q)$$

ここで、 $\beta = \text{シェル定数} = \{3(1-\nu^2)/(R^{*2}h^2)\}^{1/4}$

差圧のみが有意の場合は、先の(a)(b)式にこれらの関係を用いて、

$$\begin{aligned} & (\nu R^*/E^*)(P_1 + P_2)/2 + \{R^*/(E^*t)\}(1-\nu^*)Q \\ & = (1-0.5\nu)\{P_2 R^{*2}/(Ech)\} + \{2R^{*2}/(Ech)\}(\beta^2 M - \beta Q) \\ & (3/2)(R^*/t)^3(1/E^*)(1-\nu^*)\Delta P - \{12R^*/(E^*t^3)\}(1-\nu^*)M \\ & = \{R^{*2}/(Ech)\}(-2\beta^3 M + \beta^2 Q) \end{aligned}$$

M, Qはこの連立式を解いて得られる。

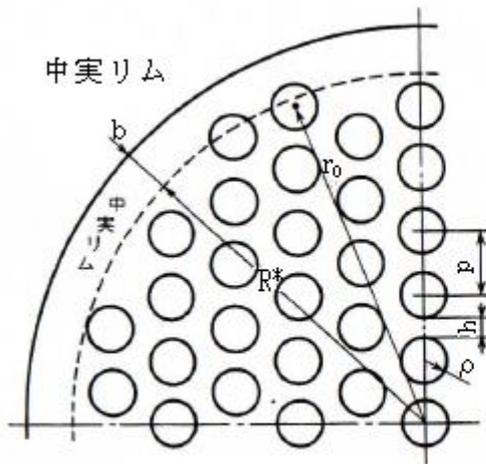


以上は文献(9)を引用している。詳しくは当該文献の記述を参照のこと。

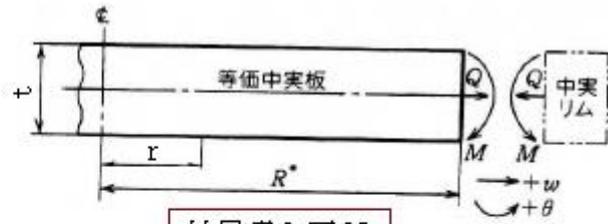
- (\*8) チャートがわかり難くなるので割愛しているが、これ以降の手順では、上部表面(u)と下部表面(d)について処理を2回繰返すことになる。注意して欲しい。
- (\*9) この場合、 $-1 \leq \beta \leq 1$  の範囲にある  $\beta$  値を用いて、図 30 から K 値を求める。
- (\*10) 板表面の公称応力  $S_n$  は(1次+2次)応力強さを示すもので、仮にこれが  $3S_m (=2S_y)$  を越えると塑性挙動が派生するので、付属書では(1次+2次)応力強さを  $3S_m$  以下に制限している。
- (\*11) 付属書 8 では「直径方向孔列が付属書 8 の図 32 に示す y 軸に平行で x 方向に温度勾配があるときは付属書 8 図 31 の鎖線を用いてよい」とされる。
- (\*12) 上記(\*9)で示した  $S_n$  は、荷重零の状態から最大荷重状態までの応力範囲を示していて極値 1~極値 2 の応力範囲ではない。しかし通常の運転状態では極値 1 と極値 2 の応力の向きが全く逆になることはなく、次の状態、  
 [極値 1~極値 2 の応力範囲]  $\leq$  [荷重零の状態~最大荷重状態の応力範囲]  
 が保たれるので [極値 1~極値 2 の応力範囲  $S_n$ ]  $\leq 3S_m$  になり、いわゆるシェークダウン制限をオーバーすることはまずありえない。従ってここではひずみ補正係数  $K_e$  を 1 とする。
- (\*13) 等価中実板の外周では、中実リムによってタガ締め的な拘束が加わるので応力が高くなる。そこで、特にこの外周位置について次の式でピーク応力強さを求めて疲労評価を行う。

$$\sigma_{pj} = K_r(\sigma_{rim})_j + P_s \quad \rightarrow \quad S_p = |\sigma_{p1} - \sigma_{p2}|$$

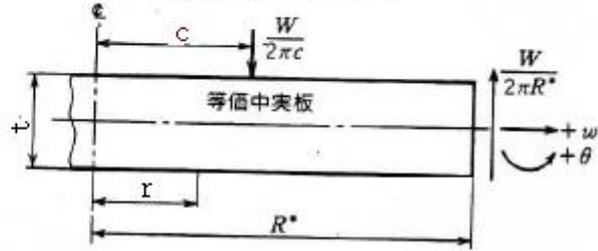
ここで  $K_r = \text{図 35 に示される応力指数}$ 、 $\sigma_{rim} = \text{外周位置での公称周方向応力} (\rightarrow \Sigma \sigma_\theta)$



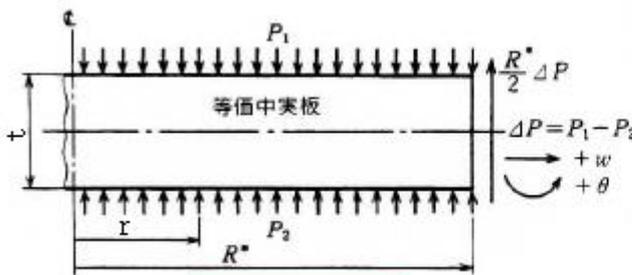
付属書8 図24



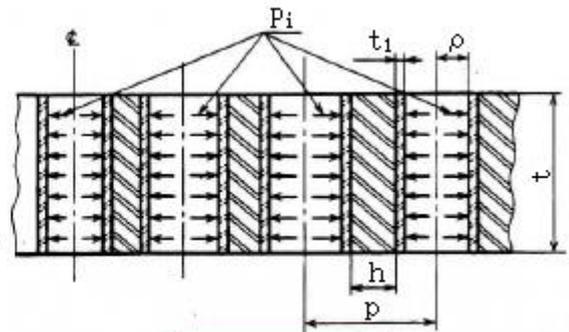
付属書8 図25



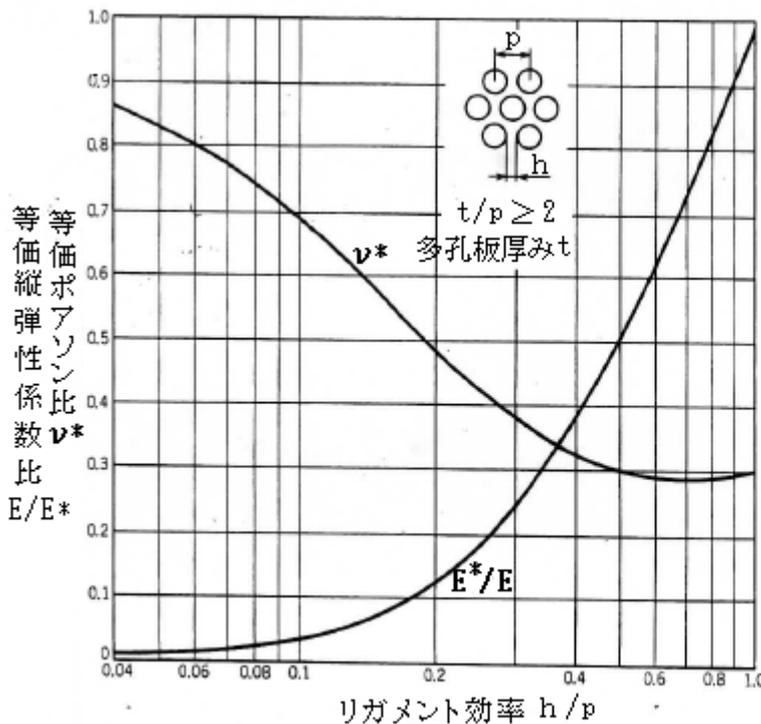
付属書8 図26'



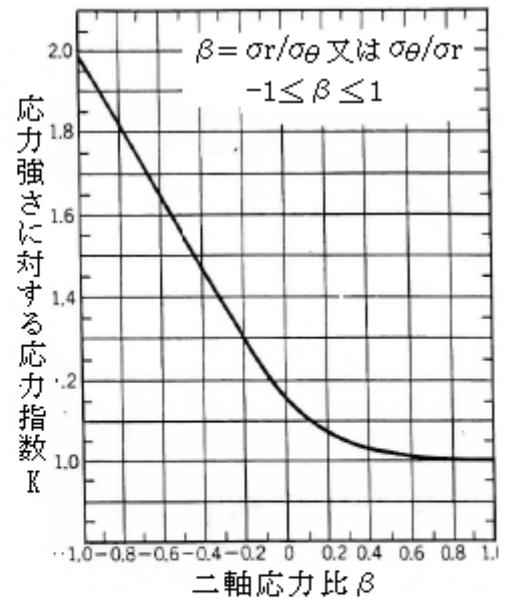
付属書8 図27



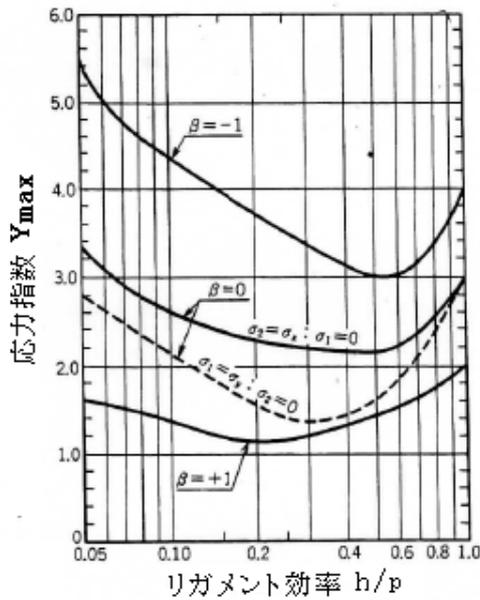
付属書8 図28



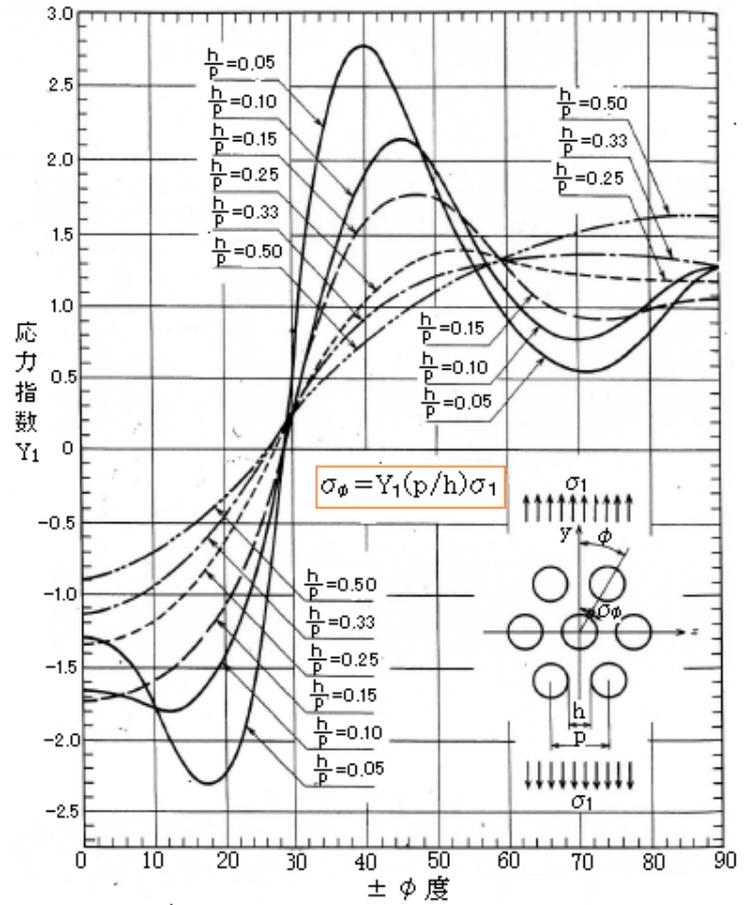
付属書8 図29



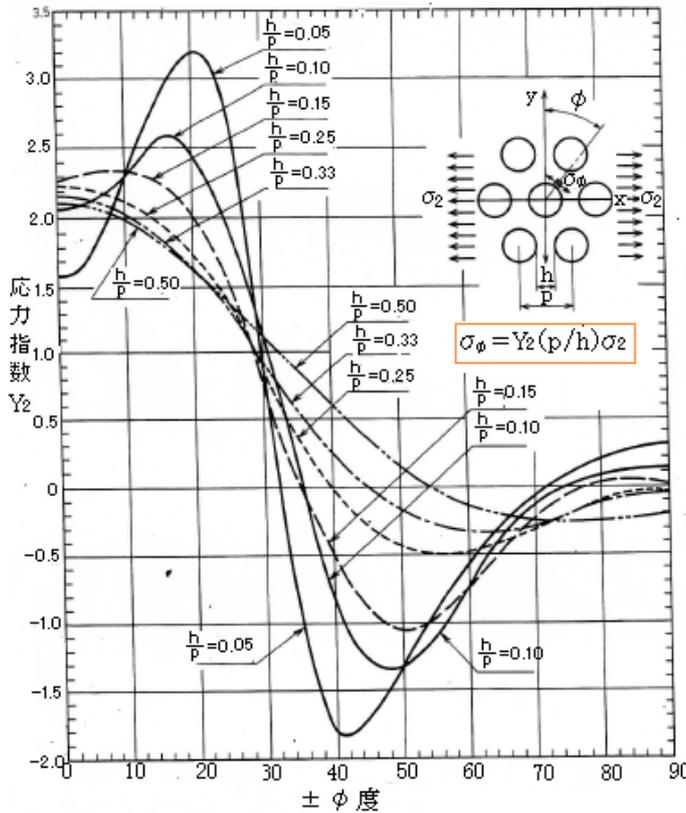
付属書8 図30



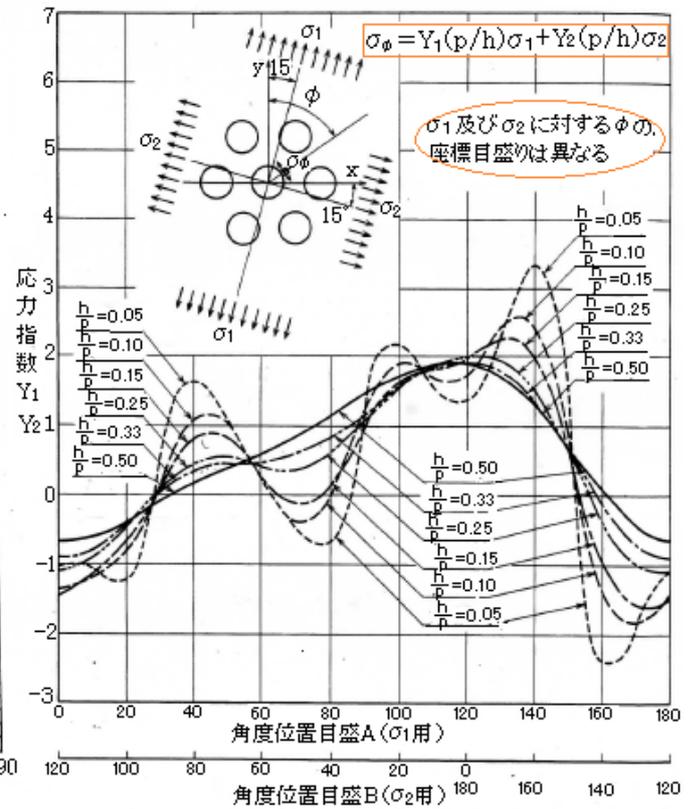
付属書8 図31



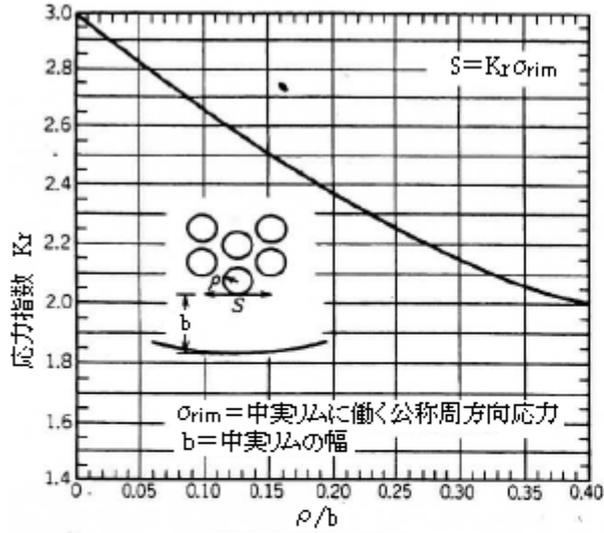
付属書8 図32



付属書8 図33

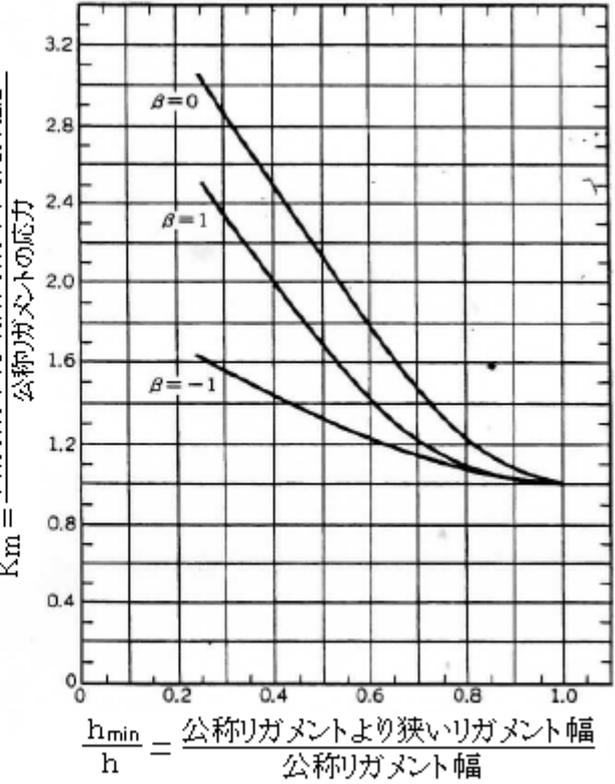


付属書8 図34

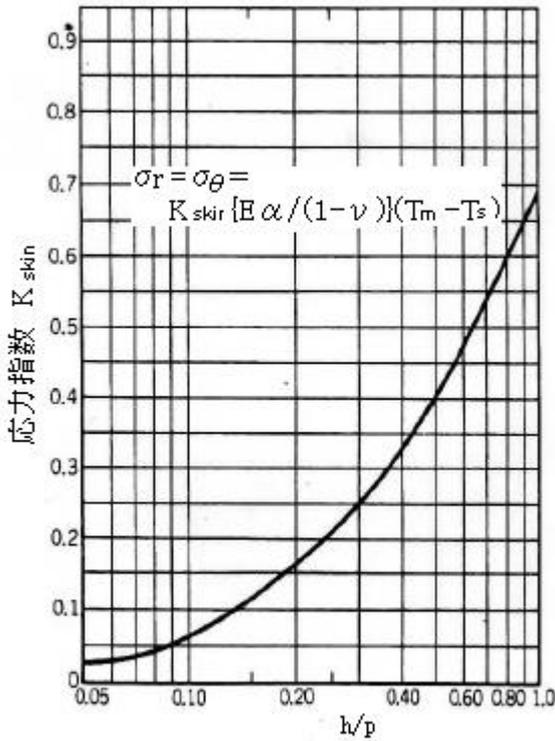


付属書8 図35

公称リガメントより狭いリガメントの応力強さ

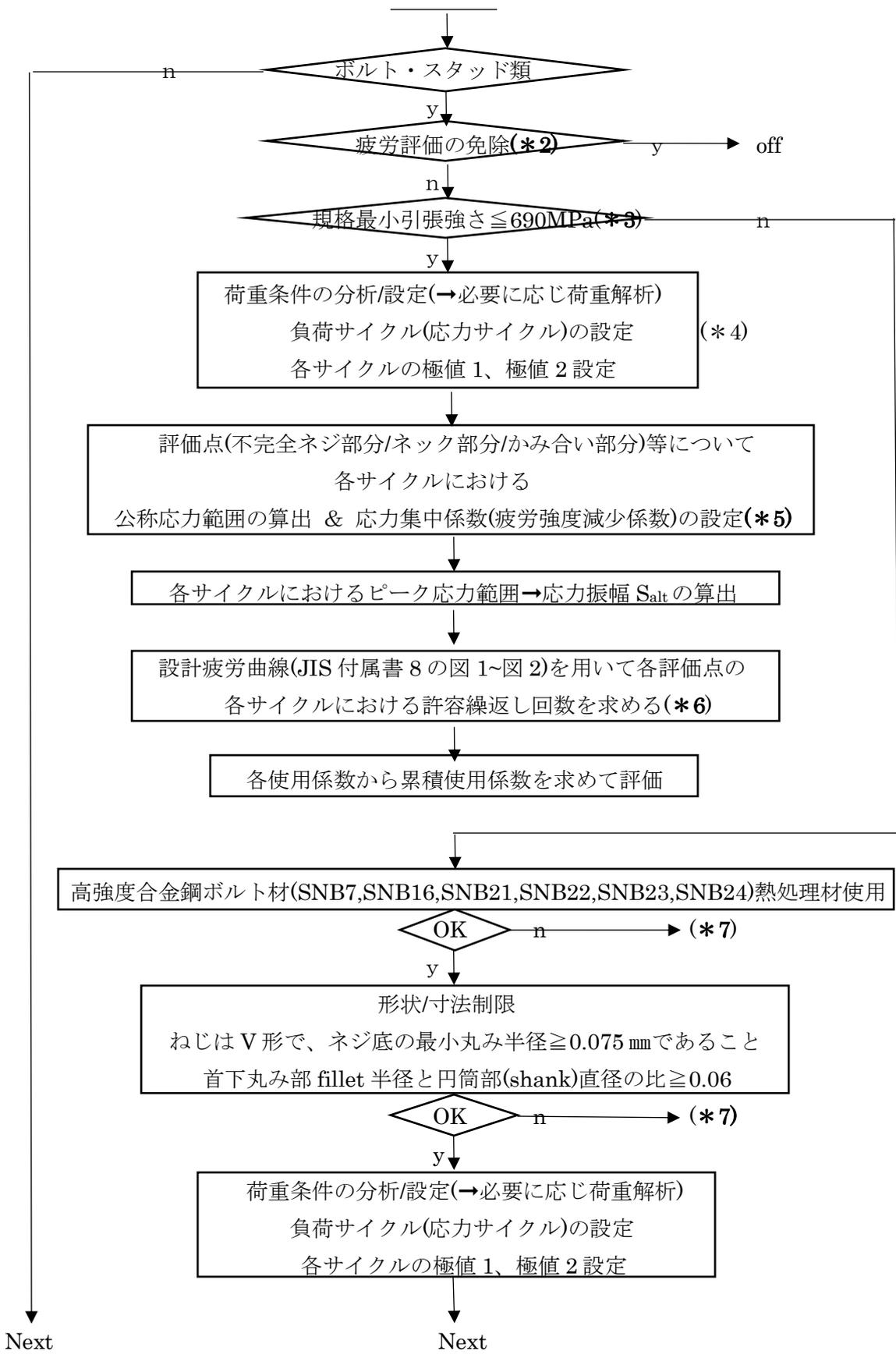


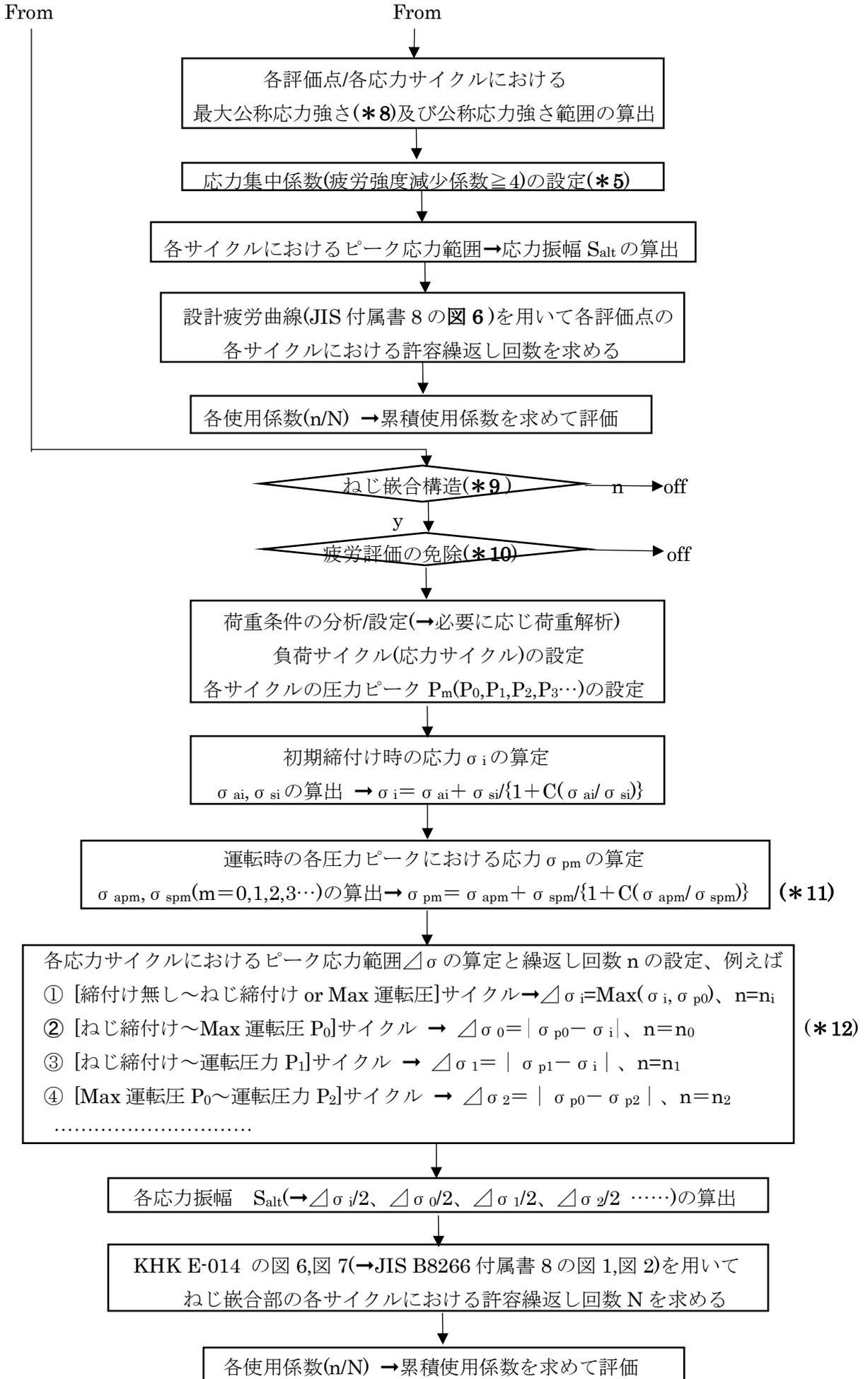
付属書8 図36



付属書8 図37

チャート 2-4 ねじ締結構造の疲労設計手順 <sup>(1)(5)</sup>  
 (JIS B8266 及び KHK E-014 ベース) (\*1)





### < 記号説明 >

$S_{alt}$  = 応力振幅(0-P)(→設計疲労曲線の縦軸)、 $S_m$  = 設計応力強さ、  
 $\sigma_{si}$  = 初期締付け時にねじ谷底に生じる合成ピーク応力、  
 $\sigma_{ai}$  = 初期締付け時の軸荷重から生じるねじ谷底部のピーク応力(KHK E-014 の 4.4 項)、  
 $\sigma_{si}$  = 初期締め付け時のねじ山作用荷重から生じるねじ谷底部のピーク応力  
 $\sigma_{pm}$  = 運転時の内圧( $P_m$ )から生じるねじ谷底部の合成ピーク応力  
 $\sigma_{p0}$  = 最高圧力( $P_0$ )の場合のねじ谷底部の合成ピーク応力  
 $\sigma_{apm}$  = 運転時の内圧( $P_m$ )による軸荷重から生じるねじ谷底部のピーク応力  
 $\sigma_{spm}$  = 運転時の内圧( $P_m$ )によるねじ山作用荷重から生じるねじ谷底部のピーク応力  
 $C$  = 形状定数、 $P_m$  = 運転圧力ピーク値(なお  $P_0 = \text{Max}$  運転圧力)  
 なお、 $\sigma_{ai}$ ,  $\sigma_{si}$ ,  $\sigma_{apm}$ ,  $\sigma_{spm}$  はいずれも KHK E-014 の 4.4 項の算定式による。

### < 補足説明 >

- (\*1) ここではフランジアタッチメント等の接続/締付に用いる**ボルト・スタッド類**と圧力容器構造のフランジ/蓋などの嵌合いに用いる**ねじ嵌合構造**の疲労評価手順を示す。この場合、
- ・ボルト・スタッド類→JIS B8266 付属書 8(ないし ASME Sect.VIII Div.2 Appendix.5)
  - ・ねじ嵌合構造 →高圧ガス保安協会 KHK E-014 ねじ構造の強度設計指針

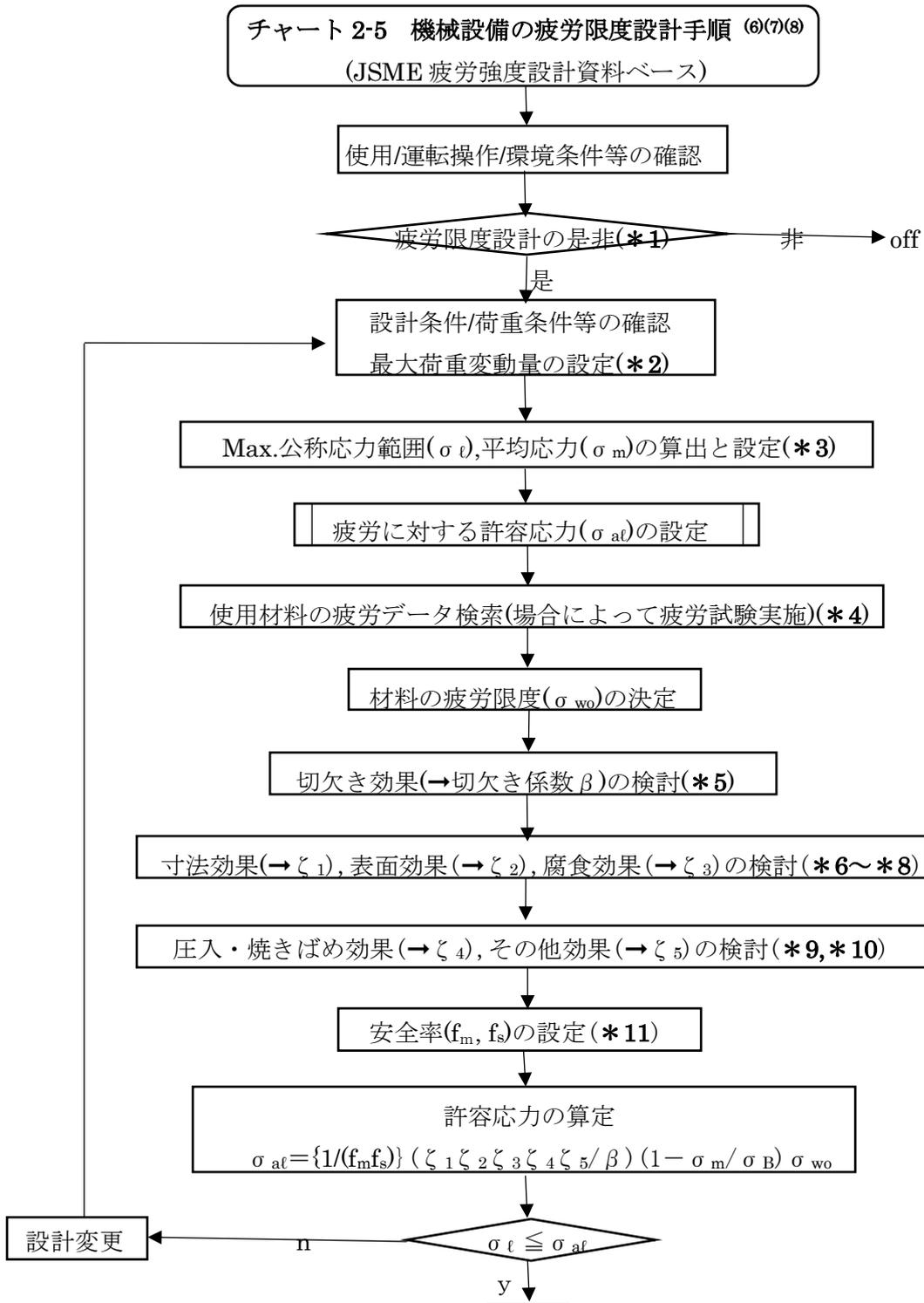
ボルト・スタッド類に関しては通常の低強度ボルト材と高強度合金鋼ボルト材に分けて評価する。前者では該当材料(炭素鋼/ステンレス鋼)の設計疲労曲線を用いて評価する。後者では熱処理材で切欠き効果の少ない構造に限り、高強度合金鋼材料の設計疲労曲線を用いて評価する。

ねじ嵌合構造に関しては超高压容器などの耐圧部分に用いるねじ込みフランジ/ねじ込み蓋/袋ナットなどを評価する。なお圧力荷重と初期締付け荷重を対象とする。

- (\*2) ボルト・スタッド類を対象にした免除規定は見当たらないが、実質、ネジ部が評価対象になるので、後述のねじ嵌合構造の規定がある程度流用できると思われる。
- (\*3) 低炭素鋼、低合金鋼あるいはステンレス鋼を用いた通常荷重用のボルトを対象にする。
- (\*4) ボルト荷重としては初期締付け荷重及び運転荷重(主に軸力/曲げ)。取付け母体の機器配管の挙動に依存して軸力等は変化するので本来は荷重解析するのが望ましい。取付け母体の内圧/熱変形等の負荷変動によって生じる軸力等のサイクルパターンを設定し各極値での荷重の値を設定する。
- (\*5) JIS では応力集中係数(≡疲労強度減少係数)について亀裂状欠陥以外は **Max.5** となる。またネジ部については 4.0 以上とされるので、実質 4~5 に限られることになる。実際はネジ底形状によって 3.5~8 程度の応力集中が発生する。。
- (\*6) JIS では図 1、図 2 になっているが、ASME では高強度ボルト材(JIS 図 7 相当)を除く全ての設計疲労曲線を使用できる。特に図 1,2 に限る必要はないと思う。
- (\*7) 非熱処理材や形状寸法制限を満たさない材については付属書 8 図 6 の高強度合金鋼ボルトの

設計疲労曲線が使えない。別途適切な評価基準を用いる必要がある。

- (\*8) 付属書 8 の図 6 の設計曲線は 2 通りあり、公称応力強さの値によって使い分ける。従って応力算定に際しては、サイクル中の最大公称応力強さをカウントしておく。なお最大公称応力は、膜応力について  $2S_m$  以下、(膜+曲げ)応力について  $3S_m$  以下に限られる。なお、ボルト材の  $S_m$  値は解析を前提とする場合でも、構造材の半分  $[(2/3)S_y \rightarrow (1/3)S_y]$  になっている(念為)。図中  $2.7S_m, 3S_m$  は  $0.9S_y, S_y$  になる。
- (\*9) 圧力容器構造に使用されるねじ込みフランジ/ねじ込み蓋/袋ナットの類を対象にしており容器付弁や配管ねじ込みフランジ(ASME B16.5)のねじについては適用されない。これは多分、この KHK E014 の規定が圧力荷重を対象にして、外力荷重による曲げなどを考慮していないため、後者を対象から外したのではないかと思う。ただ当該規定を適宜運用(応力合成)すれば曲げや捩れ荷重も扱えるのではないかと思われる。
- (\*10) KHK E014 の 4.2 「疲労解析の免除」による。運転経験(実績)がある時や合計繰返し回数が限界値を越えない時は疲労評価不要になる。
- (\*11) 各ピーク応力  $\sigma_{ai}, \sigma_{si}, \sigma_{apm}, \sigma_{spm}$  の算定式は KHK E-014 の 4.4 項に詳しく規定される。
- (\*12) 各ピーク応力と繰返し回数は KHK E-014 の 4.3.2 項に規定される。



**【 記号説明 】**

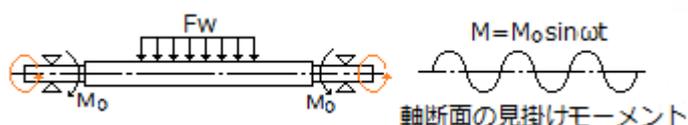
$\sigma_{\ell}$  = 部材に生じる最大公称応力範囲(応力集中除く)、 $\sigma_m$  =  $\sigma_{\ell}$ に対応する平均応力  
 $\sigma_{af}$  = 疲労に対する許容応力、 $\sigma_{wo}$  = 使用材料(平滑/研磨材)の疲労限度(耐久限度)(\*12)、  
 $\sigma_B$  = 使用材料の規格最小引張強さ、 $\beta$  = 切欠き係数(疲労強度低下率)、  
 $\zeta_1$  = 寸法効果による疲労限度の低下率、 $\zeta_2$  = 表面効果による疲労限度の低下率  
 $\zeta_3$  = 腐食作用による疲労限度の低下率、 $\zeta_4$  = 圧入/焼きばめ効果による疲労限度の低下率  
 $\zeta_5$  = 常温加工/使用温度/荷重繰返し速度などの効果による疲労限度の増減率  
 $f_m$  = 材料の疲労限度に対する安全率、 $f_s$  = 使用応力に対する安全率

## 【 補足説明 】

- (\*1) 疲労限度設計は、実際の応力の繰返し回数に関係なく部材に発生する応力振幅(応力集中考慮)を、疲労曲線がフラットになって限界繰返し回数(疲労寿命)が無限になる疲労限度(ASME で云う **Endurance Limit**) 以下のレベルに抑える設計法である。

疲労限度設計は $\infty$ の繰返し回数に対応するので、高速回転軸のごく短周期の荷重変動が作用する部材、高周波振動が予想される部材あるいは運転回数や使用時間不定の部材の設計に適している。ただ応力振幅はかなり低く制限され、耐久性の高い材料が使用されることになる。設計適用の是非は、運転経験や実績あるいは負荷サイクルの実測結果によって決まると思う。

- (\*2) 構造物にかかる荷重には静荷重と動荷重があり、静定した構造物では動荷重(変化する荷重)が疲労を引き起こすが、構造物自身が動くとき(例えば回転するとき)は、静荷重であっても構造物の位置が入れ替わることによって実質的なモーメントフォースの変化になることがある(下図)。



- (\*3) 最大の荷重変動幅から部材に発生する公称応力範囲を求める。公称応力は局部の切欠きなどによる応力集中を考慮しない応力であり、部材の段落ちや切欠き部分の最小断面で定義された断面積や断面係数を用いて得られる応力である。場合によっては、応力タイプ(直応力 or せん断応力)が併存することがあるが、この時は次のように合成する。

$$\text{ミーゼスタイプの応力範囲 } \sigma_r = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{0.5}$$

$$\text{あるいは トレスカタイプの応力範囲 } \sigma_r = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{0.5}$$

(ここで、 $\sigma_r, \sigma, \tau$  はいずれも応力範囲を表わす)

なおこの場合、その許容応力の基になる疲労限度  $\sigma_{w0}$  には、直応力ベースの疲労限度を使用する(更に回転曲げと両振引張圧縮のいずれか小さい方の値を採る)。なお直応力ないしせん断応力のいずれかが小さく無視できるときは応力を合成する必要はなく、単独で扱えばよい。

- (\*4) 材料の疲労限度については、各種材料に対し各種モード(引張圧縮/回転曲げ/平面曲げ/振り等)について豊富な試験データがあり、**JSME** 設計資料や便覧などで開示されているので、これを使用すればよい。ただ、特殊材などでデータがない場合は標準試験片(平滑で研磨されたもの)を用いて疲労試験を行う。なお疲労限度としては下限界のデータ値を採るのがよい。

- (\*5) 部材に切欠きがあると疲労限度が著しく減少するので、これを切欠係数  $\beta$  で定義する。

$$\beta = (\text{切欠きがない場合の疲労限度}) / (\text{切欠きがある場合の疲労限度})$$

切り欠きのない場合の疲労限度としては、切り欠きの最小断面積に等しい一様断面をもつ平滑な試験片から得られた疲労限度を用いる。一般に  $\beta$  は応力集中係数(形状係数)  $\alpha$  より小さいが、 $\alpha$  が 2 より小さい時は、 $\beta$  は  $\alpha$  に漸近する(第 7 図参照)。

切欠係数  $\beta$  については、各種モードについて豊富なデータがあり **JSME** 疲労強度設計資料や便覧に開示されているのでこれを使用すればよい。

- (\*6) 寸法効果について。一般に構造物の形状・寸法が大きくなると疲労限度は低下するので、これ

を係数 $\zeta_1$ で補正する。低下原因としては「製造工程の違い」もあるが、寸法が大きくなって高い応力域が広がると疲労の発生確率が大きくなるからとされている。安全側には $\zeta_1=0.8$ が採られることが多いようである(第8図参照)。

寸法効果について詳しくは JSME 疲労強度設計資料 I の 3.2 を参照のこと。

- (\*7) 表面効果について。基準になる疲労限度 $\sigma_{wo}$ は研磨材のものであるから、表面粗さが増すとその値は低下する。ここではそれを $\zeta_2$ で補正する(図 3.20 参照のこと)。なお高強度の材料ほど $\zeta_2$ は低い、表面硬化処理やメッキ加工で著しく回復する。

表面効果について詳しくは JSME 疲労強度設計資料 II の A 編を参照のこと。

- (\*8) 腐食効果(→腐食疲労)について。一般に腐食が激しいと疲労限度は著しく低下するので、それを $\zeta_3$ で補正する。基準となる疲労限度は空中のもので、水中の場合は半減し、食塩中では疲労限度が存在しない(図 3.42, 図 3.43 参照)。当然、防食措置で低下が防止できる。

腐食疲労について詳しくは JSME 疲労強度設計資料 III を参照のこと。

- (\*9) 圧入/焼きばめ効果について。回転軸にハブや軸受などを圧入したり、焼きばめにすると軸の疲労強度が著しく低下する(第9図参照)。ここではそれを $\zeta_4$ で補正する。圧入焼きばめ部分に一種の切欠効果が生じるためとも云われている。圧入前に加工硬化すればかなり低下が防げる。

詳しくは JSME 疲労強度設計資料 I の 3.3 を参照のこと。

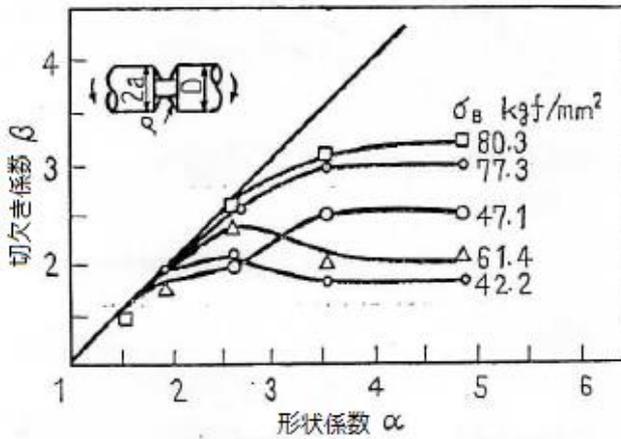
- (\*10) その他の効果について。常温加工、使用温度、荷重の繰返し速度などによって疲労強度は変化する(増減する)。ここではそれを $\zeta_5$ でまとめて補正する。

常温加工は鋼材にプレストレスを与えるもので方法によって疲労限度が増減する。使用温度については高温時に疲労限度が低下するので常温データをヤング率の比で補正する。低温時は逆に疲労限度が増加する(一般には常温データをそのまま使用)。荷重繰返し速度については試験時の速度より遅くなると疲労限度が低下するので注意する必要がある。

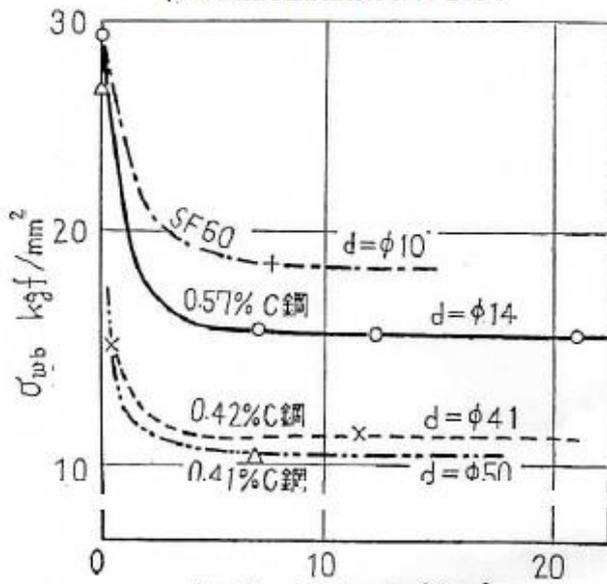
- (\*11) 安全率には、①材料の疲労限度に対する安全率 $f_m$ と、②使用応力に対する安全率 $f_s$ がある。前者は材料の欠陥、化学成分/熱処理/加工等の不均一性あるいは影響因子の $\zeta_1 \sim \zeta_5$ の不確かさを補うもの。資料のデータの下限界の値を使用する場合は $f_m=1.1 \sim 1.2$ 、一方、腐食効果などの予測困難な因子が含まれる場合は $f_m=1.5$ 以上を採ることが考えられる。

後者は荷重見積りの誤差や製品寸法のばらつきなどに由る使用応力の不確か性を補うもの。応力算出が確実で誤差が少ないと判断される時は $f_s=1.1$ 程度が可能であるが、予測の難しい過荷重や衝撃が予想される場合や応力算出が簡易的な場合は $f_s=1.5 \sim 2$ を採ることが考えられる。

- (\*12) 實際上、完全にフラットな疲労限度が明確に存在することはない。ここでは $10^6$ 回を越えるような高サイクル域において、予想される繰返し回数を十分に上回る許容繰返し回数をセットして、その限界繰返し回数における応力振幅をもって、仮の“疲労限度”として運用する。



第7図 双曲線切込みを持つ炭素鋼および特殊鋼棒の  $\alpha$  と  $\beta$  との関係<sup>(4)</sup>  
(JSME疲労強度設計資料 I より)



第9図 嵌め合い圧力-疲労限度  
(JSME疲労強度設計資料 I より)

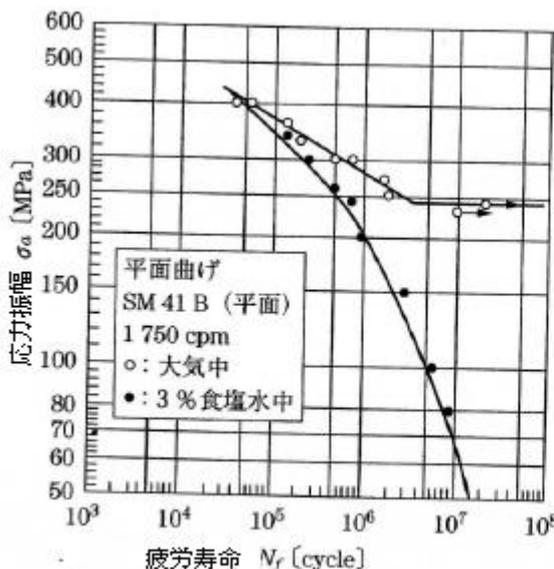
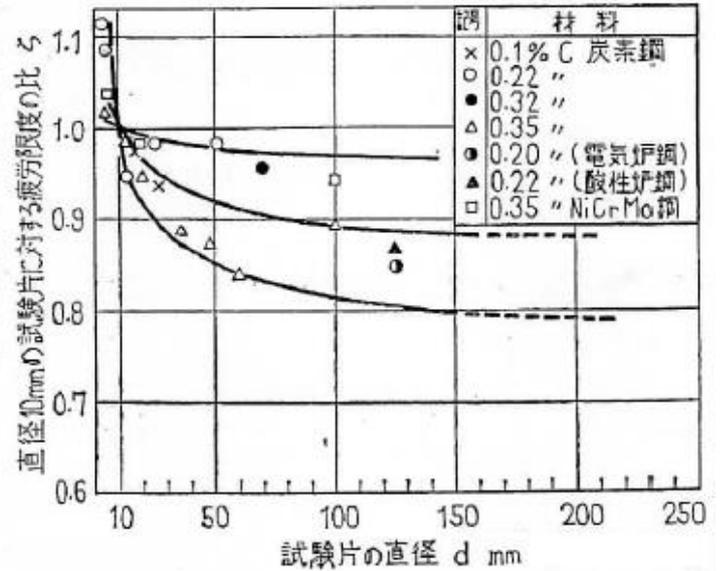


図 3.42 SM 41 B 鋼板の腐食疲労試験結果<sup>(58)</sup>



第8図 回転曲げ疲労限度と丸棒の直径との関係  
(JSME疲労強度設計資料 I より)

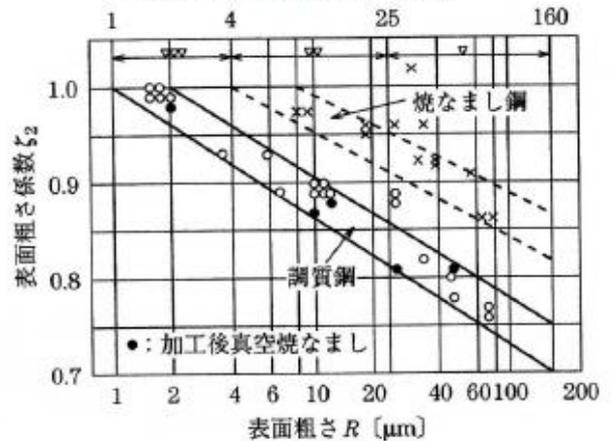


図 3.20 表面粗さ係数 (【出典】川田雄一：金属の疲労と設計 (第3版), オーム社 (1982))

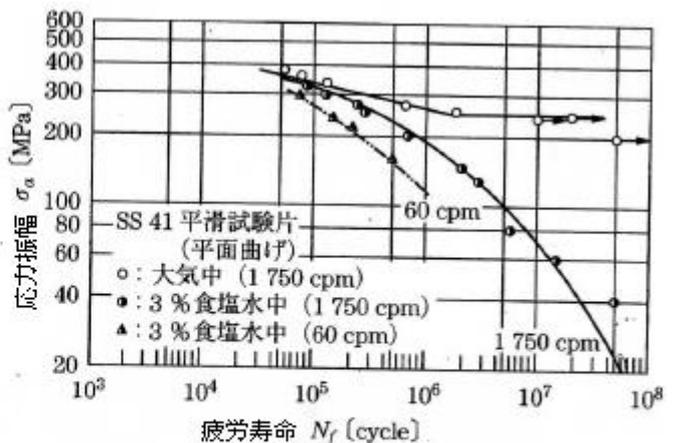
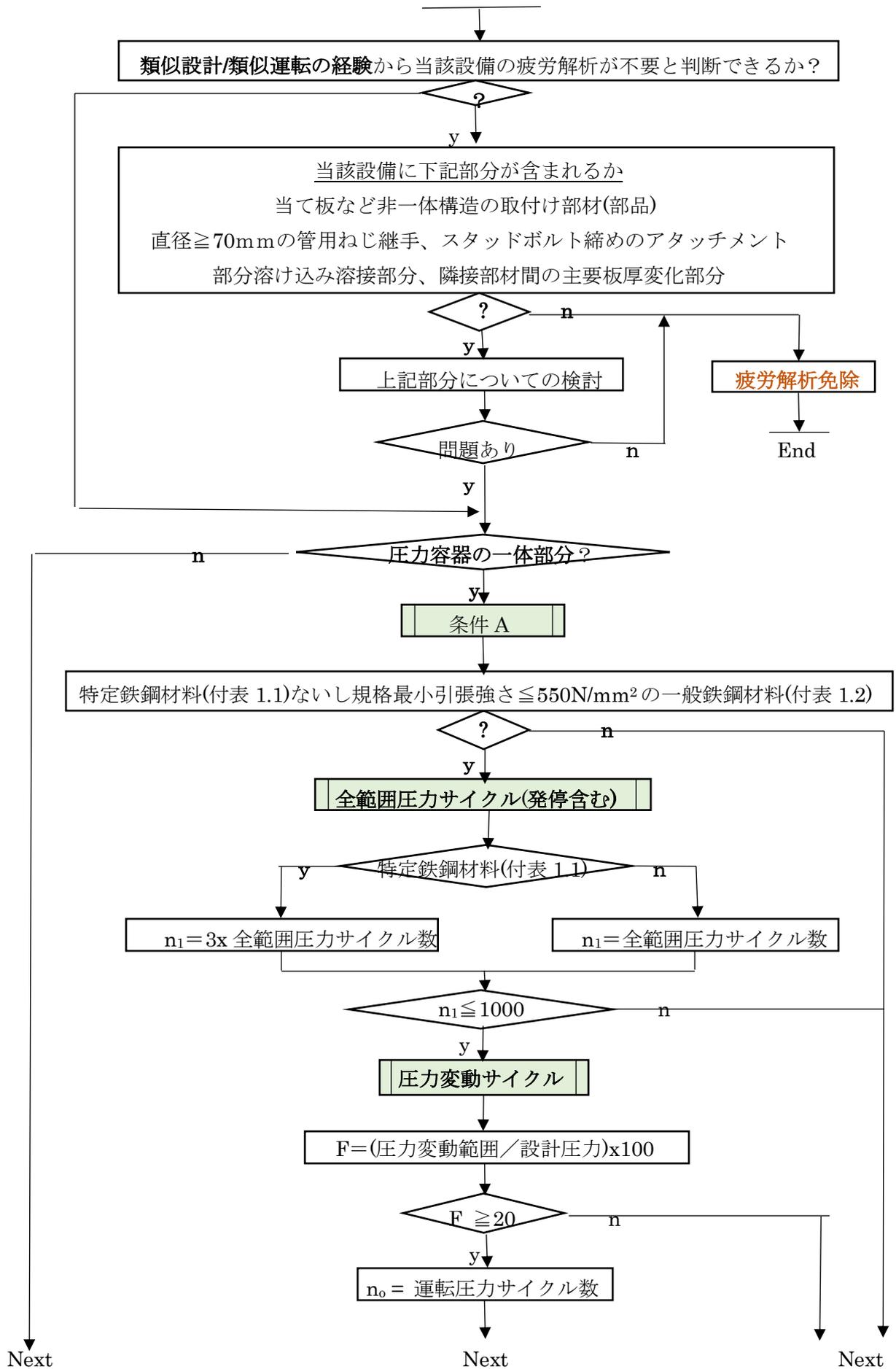
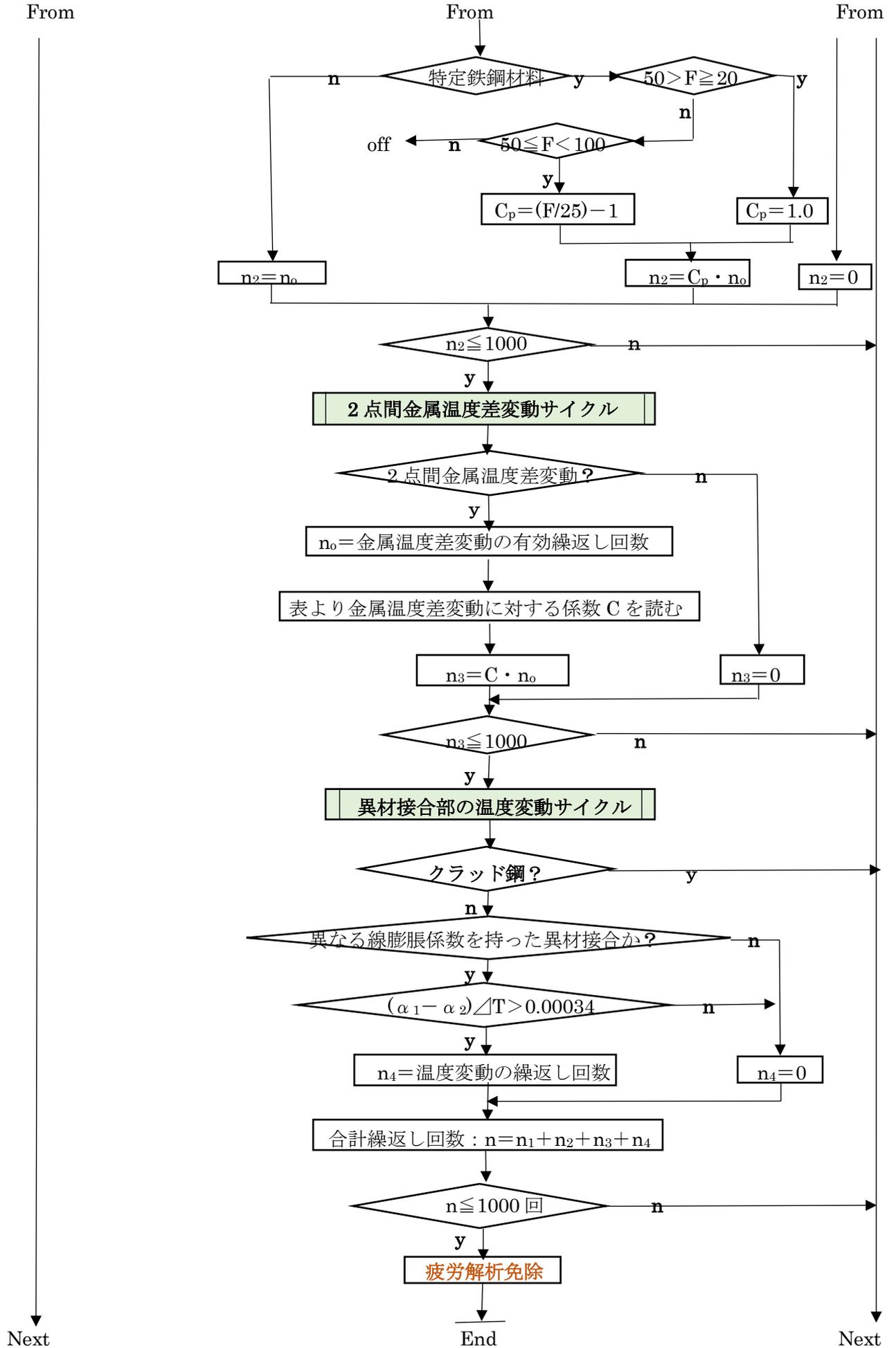
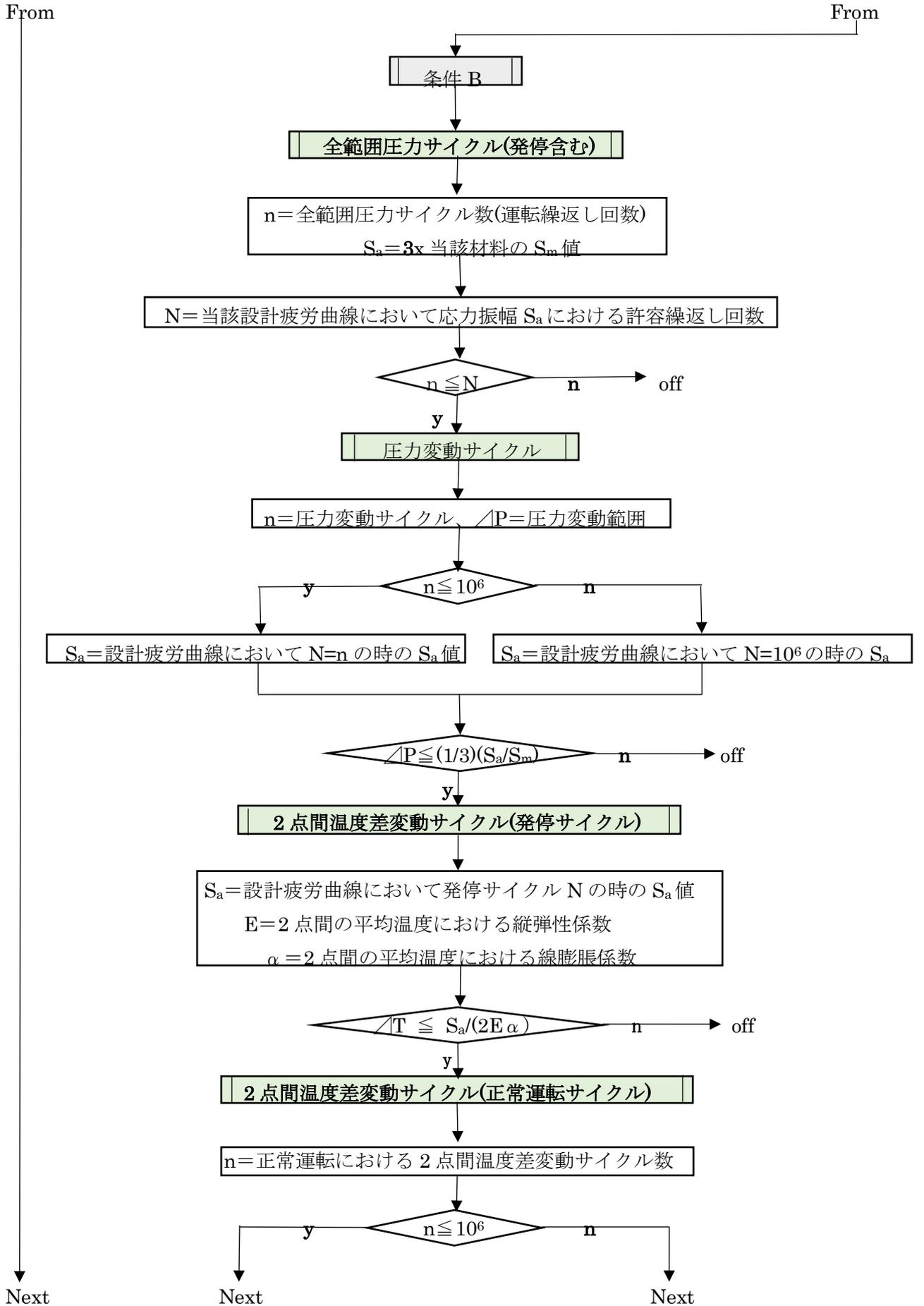


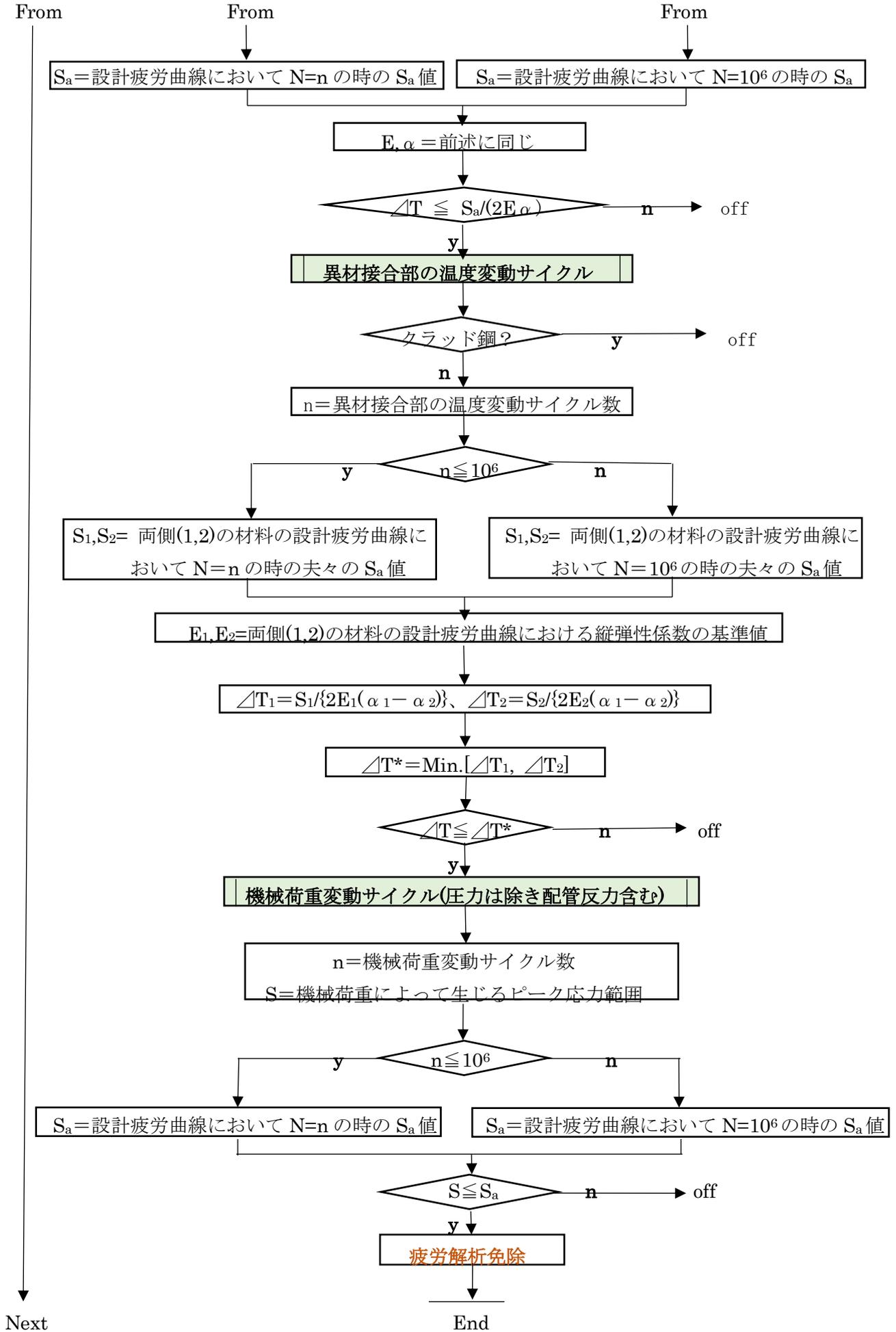
図 3.43 SS 41 鋼板の腐食疲労試験結果<sup>(58)</sup>  
(繰返し速度の影響)

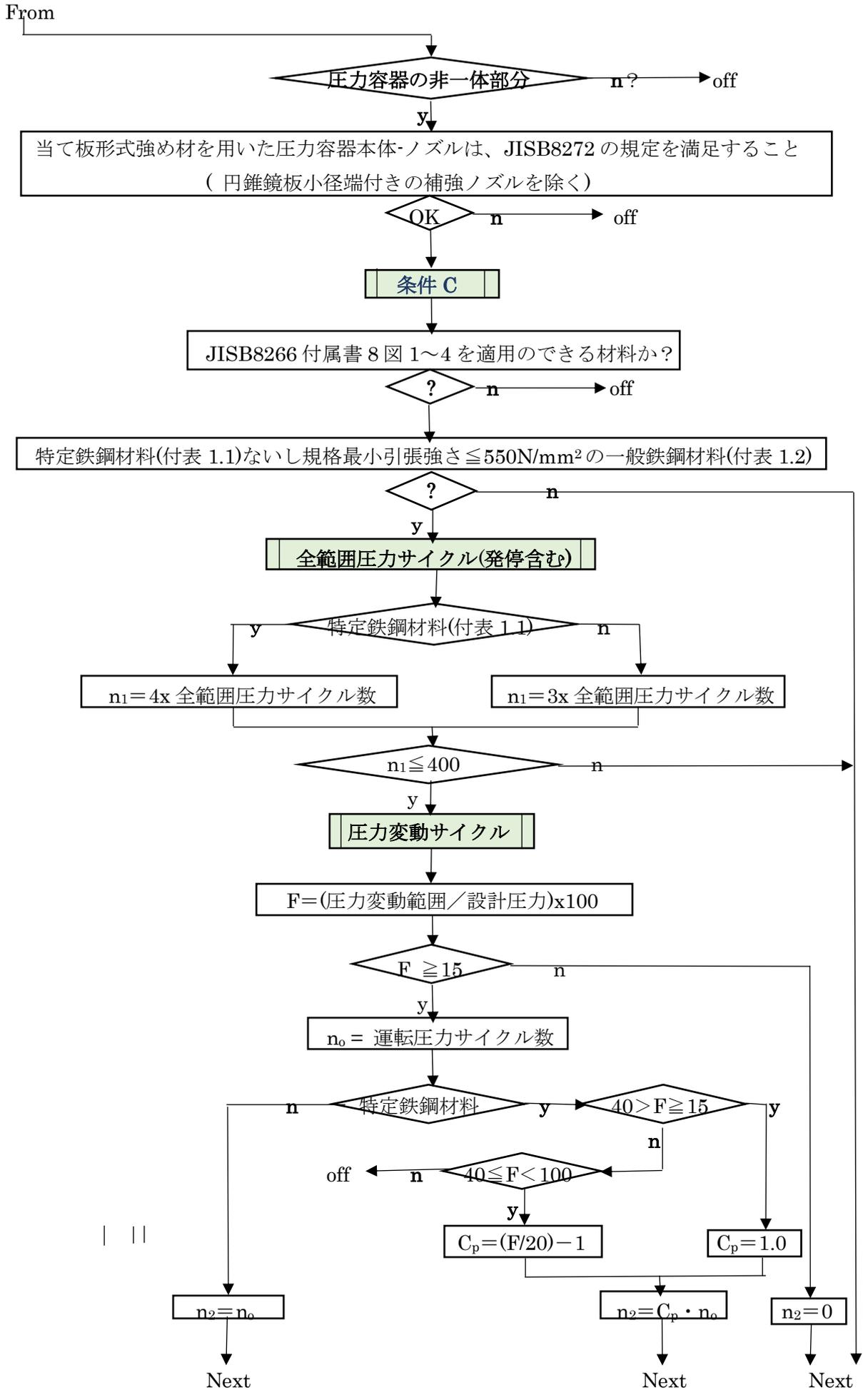
添付：疲労解析の免除規定(JIS B8266 の 6.4 項ベース)

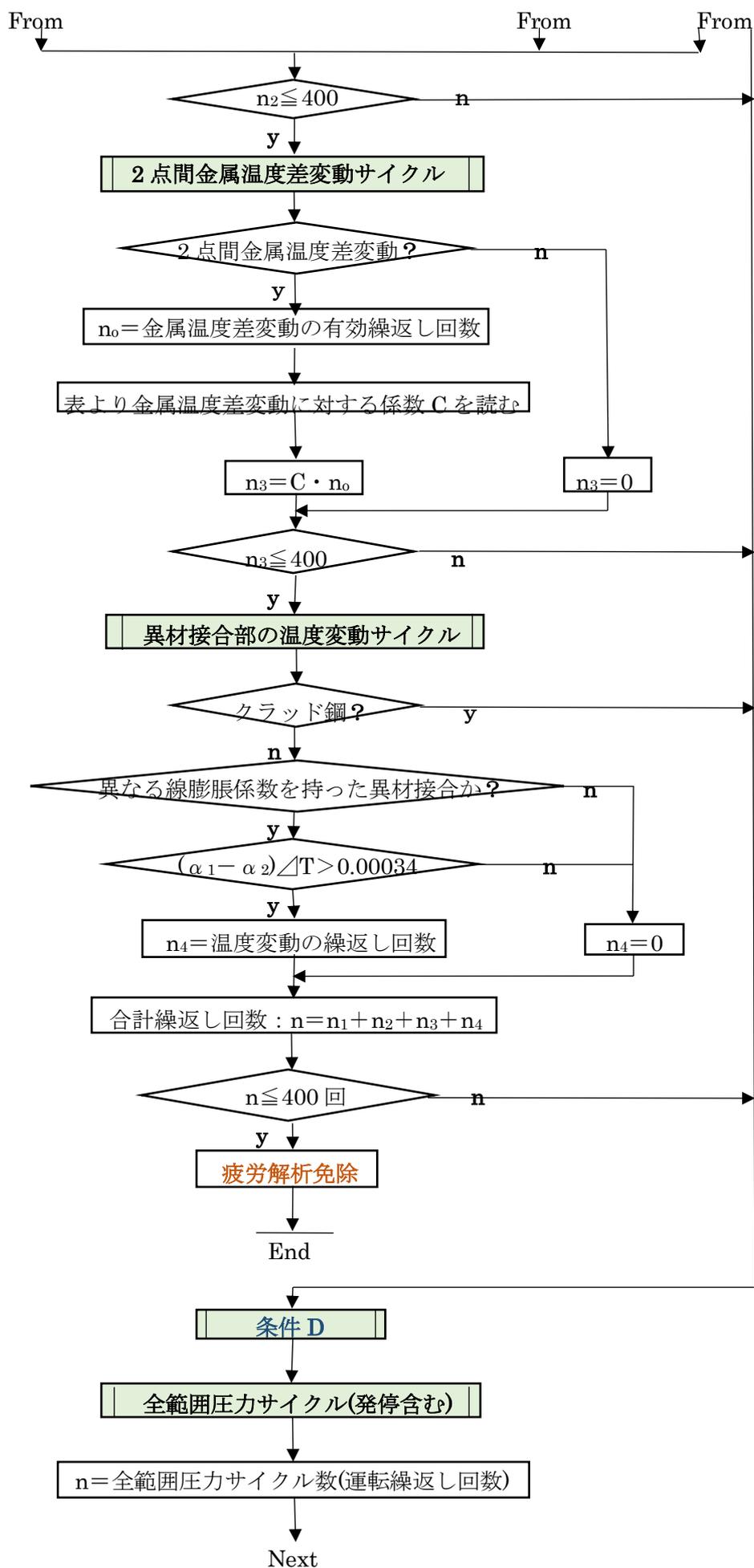


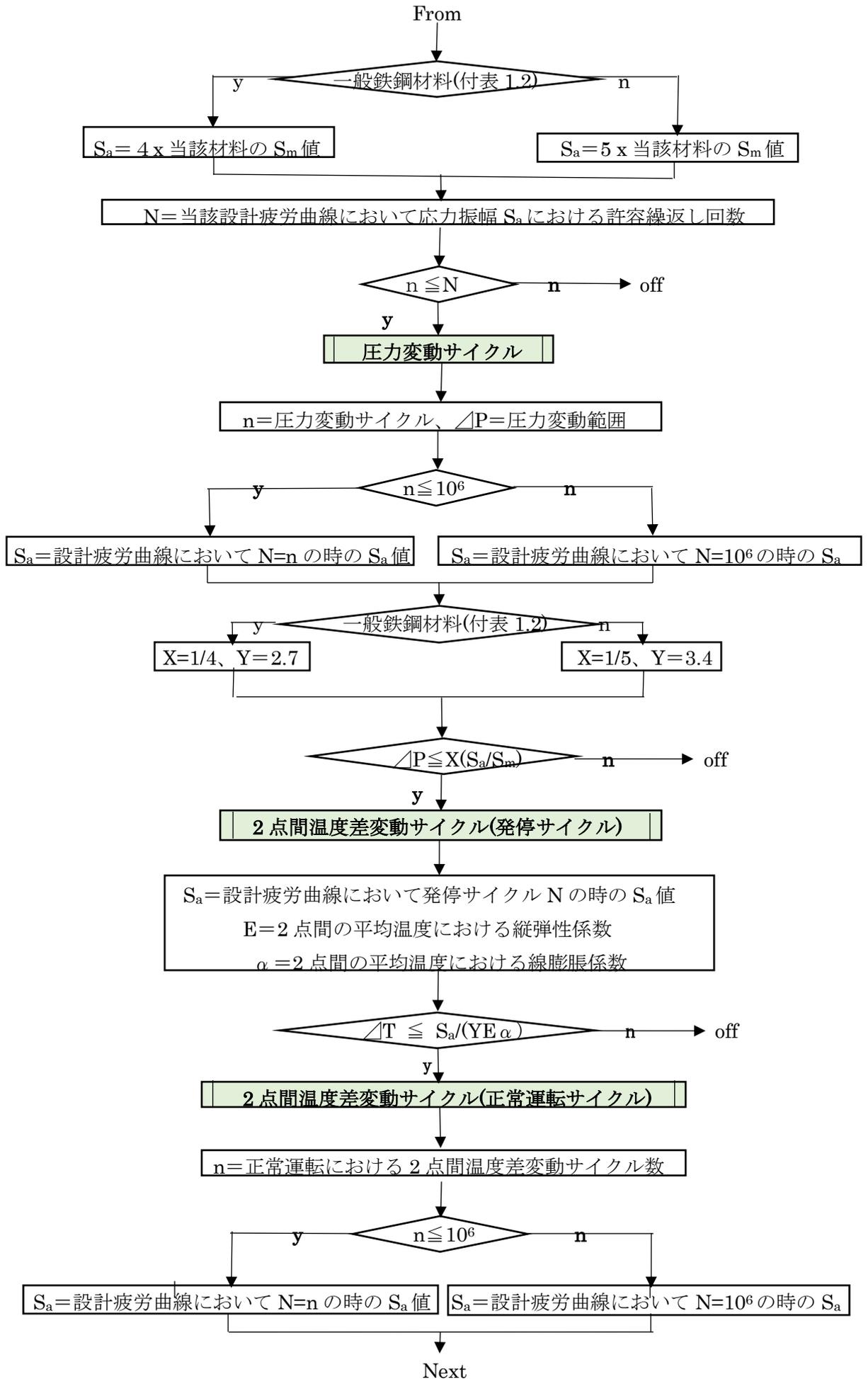


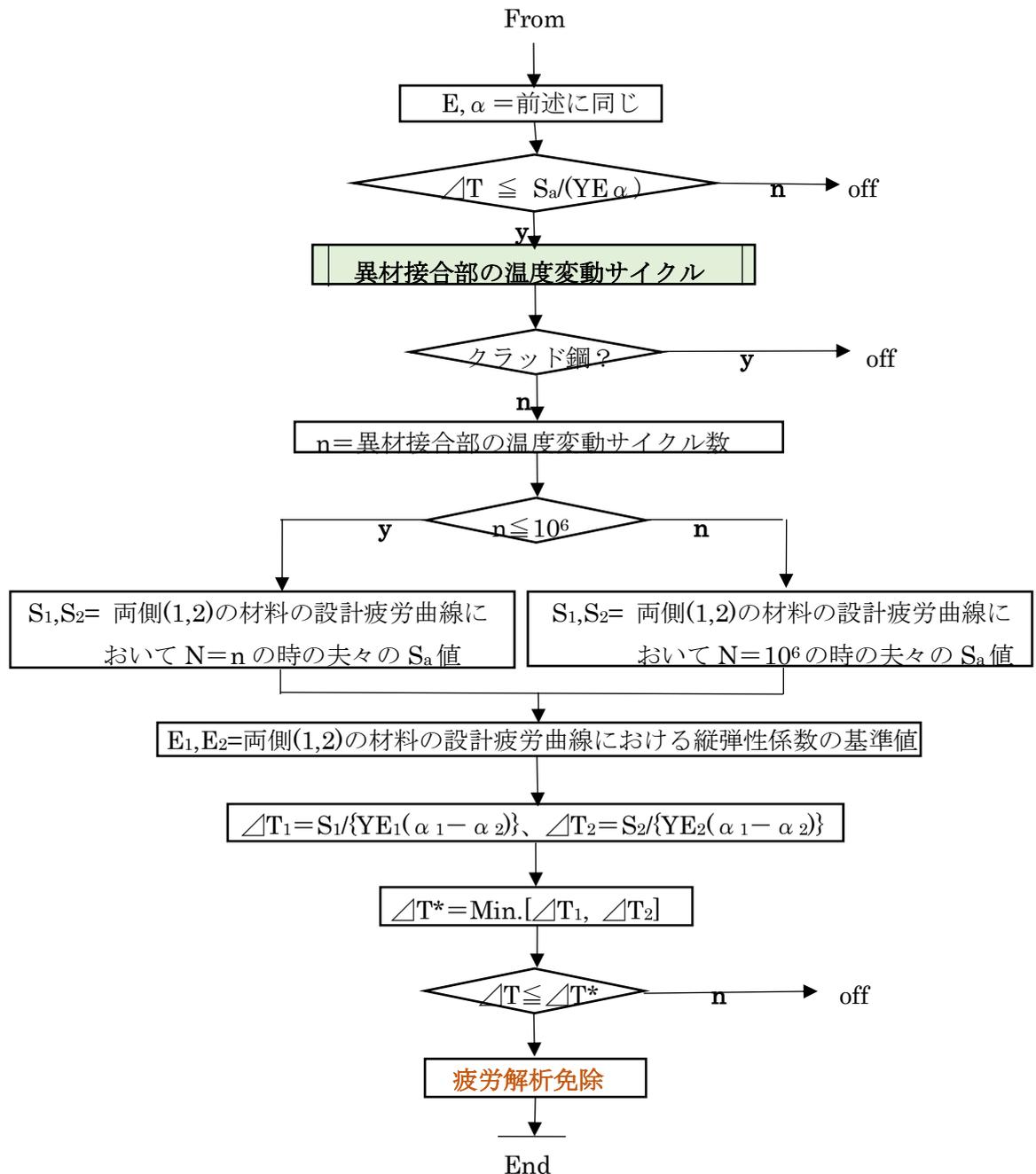












#### 【 記号定義 】

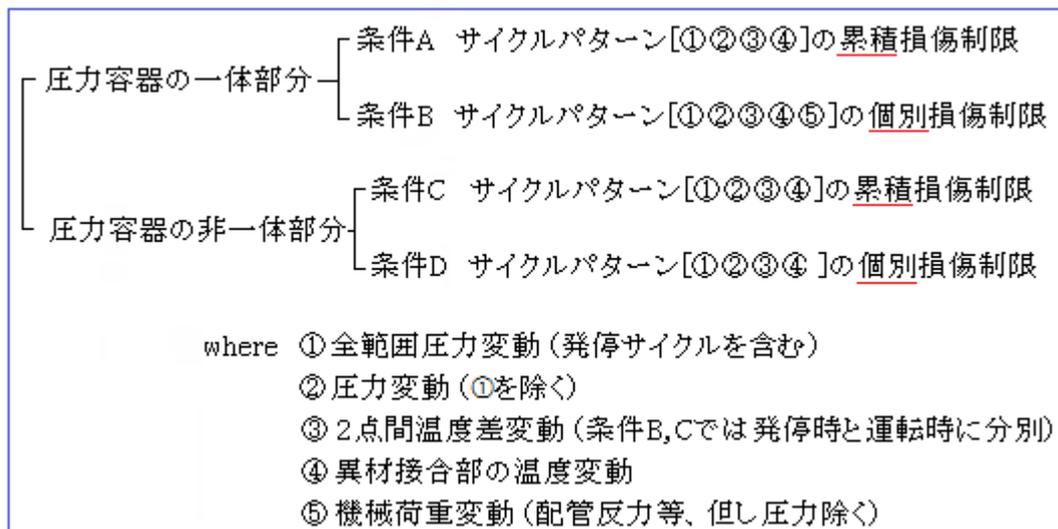
$n$  = 設計繰返し回数、 $N$  = 設計疲労曲線の横軸で与えられる限界繰返し回数  
 $S_a$  = 当該材料の設計疲労曲線で、横軸の許容繰返し回数に対応する縦軸の応力振幅(0-P)、  
 $S_m$  = 当該材料の基本許容応力(設計応力強さ)、 $E$  = 縦弾性係数、 $\alpha$  = 線膨脹係数、  
 $\Delta T$  = 2点間の温度差(主に過渡状態)、あるいは異材接合部の運転温度変動範囲  
 $\alpha_1, \alpha_2$  = 異材接合部分の両側の夫々の平均線膨脹係数、

#### 【 疲労解析免除規定の概要 】

疲労解析及び評価は手数/時数あるいはコンピュータ使用料が嵩む。コードルールでは疲労防止を根底にして種々の制限を設けているので、本来、疲労防止的な設計がなされているとみてよい。建前上、特定機器では疲労解析が要求されているが、これは解析免除規定によって合理化されている。この規定によって高価な疲労解析は複雑な形状不連続部を持ち過度に負荷が繰返される機器

に限定されることになる(ただ温度分布解析のような荷重解析は残る)。

JIS B8266 には類似設備の運転実績に拠る免除規定と下記のような荷重レベルによる免除規定が含まれている。すなわち容器構造を一体部分と非一体部分(当て板形式の強め材付きノズル含む)に別けてそれぞれに2つの条件(A~D)を設けどちらかの条件を満たす時、疲労解析免除としている。



これらの規定の背景については、テキスト(1)の2.7.3の「疲れ解析免除の条件」に説明されているので参照されたし。

この JIS B8266(あるいは ASME Sect.VIII Div.2)の規定は、荷重条件の厳しい一般圧力容器にも適用できると思われる。また配管についても

全範囲圧力変動サイクル→発停に伴う[圧力+重量+熱膨脹]変化サイクル

圧力変動サイクル→運転に伴う[圧力+重量+熱膨脹]変化サイクル

と置き換えれば流用可能ではないかと思われる(⑤の機械荷重変動は不必要だろう)。

#### 引用文献等)

- (1) JIS B8266 圧力容器の構造-特定規格 付属書 8(規定)「圧力容器の応力解析及び疲労解析」
- (2) ASME Sect. III Div.2 Appendix.5 Design based on Faigue Analysis
- (3) JSME 発電用原子力設備規格 設計・建設規格
- (4) KHK S-0220-1998 超高压ガス設備に関する基準 (高压ガス保安協会)
- (5) KHK E014-1986 ねじ構造の強度設計指針 (高压ガス保安協会)
- (6) 日本機械学会編「金属材料疲労強度の設計資料 I, II, III」
- (7) 「疲労設計便覧」日本材料学会編 (養賢堂)
- (8) 「金属疲労の基礎と疲労強度設計への応用」中村,堀川 (コロナ社)
- (9) 安藤,岡林「原子力プラントの構造設計」(東大出版会)