

## 第2章 局部応力の取り扱い

WG2

## 目次

### 第2章 局部応力の取り扱い

2.1. はじめに	
2.1.1. 3次元 FEM 解析を設計に用いる場合の問題点 .....	2-1
2.1.2. 梁設計と3次元 FEM 設計でのモデル化, 設計方法の違い .....	2-3
2.2. FEM で算出される局部応力の取り扱い	
2.2.1. FEM で算出される応力の分類.....	2-6
2.2.2. FEM による公称応力設計 (A, B) .....	2-9
2.2.3. FEM で算出される局部応力を含めた設計 (C) .....	2-11
2.2.4. 局所応力による設計 .....	2-13
2.3. 支点上ソールプレート端の応力集中の解析[1]	
2.3.1. 検討内容.....	2-17
2.3.2. モデル化の違いによる局部応力の比較.....	2-18
2.3.3. 局部応力により塑性化する領域.....	2-26
2.3.4. 疲労照査における局部応力の扱い.....	2-30
2.3.5. 検討結果のまとめと考察.....	2-36
2.4. FEM 局部応力による疲労照査	
2.4.1. 疲労照査応力の定義.....	2-37
2.4.2. 修正公称応力の算出 .....	2-37
2.4.3. Hot-spot stress の算出 .....	2-38
2.4.4. Effective notch stress の算出 .....	2-44
付録 2A ASME : Design by Analysis 邦訳 .....	2-46

## 第2章 局部応力の取り扱い

### 2.1. はじめに

従来より2次元梁モデルを用いて求められた梁公称応力をもとに橋梁の設計応力照査が行われてきた。このような設計は橋が梁構造として扱いうる範囲においては、十分な精度で応力が得られ、断面力に基づいた明快な設計手法を適用することができる。しかし、橋梁の中でも応力の流れは乱れ、梁構造として扱いが難しい、荷重集中点や、境界領域、格点、接合部などでは、シェル要素、ソリッド要素を用いた3次元FEM解析により複雑な応力の分布が計算されている。さらに、これまで梁としてモデル化してきた橋梁構造全てを3次元FEM要素を用いてモデル化し解析することも一般的に行われるようになってきている。この結果、橋梁構造を立体的な部材の相互協調作用を精度よく評価することができるようになり、梁モデルでは正確に評価されなかった横桁、床版などが協調した荷重分配作用、鈹桁橋梁全体のねじり剛性などが考慮できる、などのメリットも明らかになってきている。しかし、場合により、3次元FEM解析の結果が、従来の骨組みベースの解析結果と大きく異なることがある。特に3次元FEMを用いた場合に、局部的な応力が算出され、これを許容値におさえようとすると断面が梁モデルの計算断面に比べ大幅に増加し、場合によっては断面を決定できない場合がある。このような場合、3次元FEM解析による結果が現実の応力をより正確に表していると考えるのが一般的であるが、局部的なピーク応力を拾い、これを設計応力とし、従来の梁応力設計の許容応力がそのまま適用されれば、当然断面増となってしまう。この結果FEMを使うことにより、より不経済な設計となり、設計者が積極的にFEMを使うことができないという問題が生じる。格子桁設計とFEM設計の比較について、4.3で扱われているが、より精度の高い解析を用いながら設計結果が不経済となるのは、梁理論の設計法が3次元FEMの応力による設計に適合していないためであり、このためには、3次元FEMの解析値を梁理論の設計法に見合う値に修正するか、3次元FEMの解析値を用いる設計法を準備するか、のいずれかの選択が必要になる。本章では局部応力が算出される位置の3次元FEM結果を例に、設計にどのような応力を用いるべきかの検討結果についてまとめ報告する。

#### 2.1.1. 3次元FEM解析を設計に用いる場合の問題点

##### (1) 設計に必要な要素サイズ

メッシュサイズを細かくすればFEM解析の結果は真値に近づくことが知られている。どの程度の要素サイズにすれば解析結果が収束するかを1章で検討しているが、どこまで真値に近づけるかの議論とは別に、どのようなモデル化、分割を行えば設計に必要な精度が得られるかも実務者にと

っては重要である。この検討については4 A. 3. 1に検討結果を示しているので詳細はそちらを参考されたい。梁理論設計に対応する照査を行うならば、要素サイズはかなり大きくてよく、必要サイズはパネル長、横桁取り合いなど幾何的に橋梁を表現するためのサイズで決まってくる。極端な話、梁応力を算出するだけであれば、応力算出点に格点があればよい場合もある。しかし、局部応力を考慮するFEM設計では取り付け部材の影響を考慮した形状応力 (Structural Stress) 等を算出する場合、応力算出位置では、板厚程度の要素分割が必要となる。たとえば、ガセットのような不連続部では要素サイズを大きくすれば応力は平均値に近づくが、構造的な局部応力を算出するには、着目位置から0.5t付近の応力を用いるため、少なくとも要素サイズtでの要素分割し、その中心応力を知る必要がある。また、元来、FEMのメッシュ分割は応力の勾配 (変化の度合い) が急激で複雑な位置では細かい分割が必要とされるものであるため、応力分布も考慮する必要がある。

## (2) 荷重集中点、応力集中部の応力の乱れ

荷重集中点では応力が乱れ、梁理論による計算応力とは異なった値となる。このような位置では平均化した断面力設計ではなく、その位置の応力特性に応じた設計を行う。荷重集中点、応力集中点のために特別な設計を適用する範囲に関しては「サンブナンの原理」が適用できる。これによれば、「応力の乱れをおこすような形状から、その代表寸法 (孔径、フィレット径など) の3倍ほど離れると応力の乱れはほとんどなくなる」とある。例えば板の中に円孔がある場合、その径の3倍遠ざかると円孔による応力集中の影響はなくなり、その外側の応力を考える場合は円孔がなくても同じ結果が得られる。荷重集中点では応力が乱れるが、例えば輪荷重等を載荷した解析を行う場合、載荷点近傍については梁応力設計とFEM応力設計では違った結果を示すが、この応力の乱れる領域は載荷幅の3倍程度と考えられることから、この範囲で輪荷重を直接受ける部材の局部応力が必要ならFEM応力を用いるが、主部材の断面決定など全体系の梁応力設計を行う場合は、この領域のFEM応力を適用する必要はない。また、通常的设计でも解析的に応力を求めることが困難な構造についてはディテールによる対応を行っており、無理なモデル化を行い、応力設計を行うべきでない場合もある。

## (3) 角、カットの応力集中

角のコーナーをFEMでモデル化すれば、大きな応力が生じ、解析結果の評価において判断に迷う場合がある。理論的には $R=0$ のコーナーには無限大の応力が生じるため、その位置の要素分割を小さくすれば、応力はますます増加する。このようなコーナー部では、現実には局部の塑性化が生じ、局部から少し離れた位置の応力はそれほど上昇しないとみなされていることから、公称応力設計では無視している。例えば線形解析結果を行い、降伏を超える応力が存在しても、それが局所的なものであれば、無視して設計が行われる場合がある。しかし、どの程度の範囲であれば無視してよいか、判断に迷う場合がある。そのような場合は適当なRのフィレットを設け、応力集中を緩和させてもよい。Rの3倍程度の範囲については、その応力はフィレットの影響を受けているが、その外側については正しい値と判断する。コーナー近傍の値が必要な場合は、3倍以上の領域の値を外挿

して推測することが可能である。

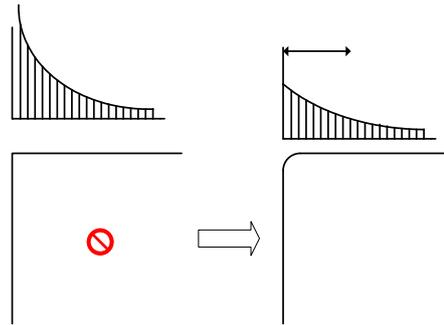


図 2.1.1 仮想フィレットの設定

#### (4) 梁理論設計との設計方法の違い

梁理論設計では断面力がまず求められ、これを直応力、剪断応力に変換し、応力照査式を行う。実際に生じる応力により構造物を設計する方法を実応力設計とよぶとすると、実応力設計との大きな違いは、断面力、あるいは公称応力という仮想応力を用いて、設計に必要な諸処の現象の照査法を整備してきた成果に根ざした設計手法である点である。一方、FEMによる設計は、実応力を用いた設計であり、応力は様々な形式で直接取り出すことができるが、断面で平均化された梁設計の公称応力を3次元FEM解析結果から求めようとすれば、全段面の応力の合計を求め、断面定数で割り直すような操作が必要となり面倒である。一般の照査を梁設計に準じて行うのは非効率であり、例えば、梁設計で行う、直応力、せん断応力、合成応力の照査は、フォンミゼス応力で代替するなどFEM結果を直接用いるなど、効率的なFEM設計法の整備が必要である。以下、一般的な鋼桁橋梁の設計を例に、梁理論設計と3次元FEM解析に基づいた設計の簡単な比較を示す。

#### 2.1.2. 梁設計と3次元FEM設計でのモデル化、設計方法の違い

橋梁設計は梁理論にもとづく設計が行われているが、シェル要素等を用いた3次元FEMによる精度の高い解析が簡便に利用できるようになってきたことから、このような解析に基づいた橋梁設計法への要求が少なくない。現状では、このための設計法が未整備であり、FEM解析結果を梁理論設計に代入して行う、3次元FEM解析+梁理論設計が一部で行われている。その場合においても、モデル化については違いがある。以下に一般的な合成鋼桁橋の設計手順について両者を比較した。3次元FEM設計においてどの程度細部までモデル化するかは4A.3.1で検討しているが、ガセット、補剛材、添接板、ボルトなどについては設計対象部位の必要精度に応じて考慮される。この場合の評価応力の定義が明確になっていない。3次元FEM設計において設計手法が未確定である部分は、活荷重載荷、座屈、コンクリート床版との相互作用、2次部材の設計などがある。また、許容応力の低減を含む照査の手順、式をFEM設計に適した形に書き換える工夫も必要である。

梁理論設計で用いるモデル化と比較して、3次元FEM解析に基づいた設計では下記のような調書、短所(問題点)があり、さまざまな、設計上の対応が考えられているが、統一ルールが示され

ていないものが多い。

支点条件：梁理論設計（以下、梁設計）では固定ヒンジ、可動ヒンジなどで支点条件をモデル化するが、支点と重心の位置高さ関係は一般的に無視される。3次元FEMモデル（以下、FEM設計）では支点と桁の幾何的な位置関係は一致させることができる。支承高さを合わせるため、剛要素で桁と支持点を連結する場合もある。

合成桁：梁設計では活荷重合成の場合、合成前後のモデルの計算結果を重ね合わせる。FEM設計でも梁設計と同様の方法を用いる。合成前断面応力の読み込んで初期応力として合成後の応力解析を行うことも可能である。

床版、壁高覧：梁設計では、合成桁であれば、有効幅内の床版断面分だけ桁上フランジを増厚する。壁高覧等は中立軸との距離が遠いので単純なフランジ断面での換算では剛性を低く評価することになる。床版の設計は設計曲げモーメントを用いて行う。ハンチ等も考慮すれば、床版寄与を正しく反映できる。FEM設計ではT荷重による詳細な応力解析が可能であるが、手間がかかるため、通常的设计は梁設計に準じて設計曲げモーメントを用いて行うのが現実的である。

床版有効幅：梁設計では、算定式で与えられる。FEM設計ではシェル要素によりモデル化すれば自動的に考慮される。

桁モデル化：梁設計では、鋸桁、箱桁毎に梁要素でモデル化する。FEM設計では主部材のウェブ、フランジ、補剛材をシェル要素でモデル化する。床版はシェル要素、ソリッド要素でモデル化する。

細部のモデル化：梁設計では無し。FEM設計では鋸桁であれば、主桁、横桁、床版、横構など主部材をモデル化する。ガセット、補剛材、添接板などは解析精度に応じて考慮する。横構等は梁要素による簡略化も行われる。

死荷重：梁設計では、主桁自重は梁そのものに載荷する。桁の上載荷重を1-0法、あるいは格子計算により各主桁への分担を計算して載荷する。FEM設計では部材モデルの断面が定義されれば自動的に考慮できる。桁の上載荷重も床版面に直接作用させるので、分配計算などは必要ない。

活荷重：梁設計では、影響線載荷プログラムを利用し、最大（最小）応力が発生する荷重位置を確定する。FEM設計では、単純な直橋等では影響線が既知であり利用できるが、複雑な平面線形の場合、骨組みソフトを利用するか、移動荷重解析等の特別な解析プログラムが必要となる。載荷位置が決まればL、T荷重をそのまま載荷できる。

主桁断面決定：梁設計では、架設時、常時（主荷重時、主荷重+温度）、異常時について断面を決定する。断面変化位置で断面照査を行う。各荷重に対して $M_{max}$ 、 $M_{min}$ 、 $S_{max}$ 、 $S_{min}$ があり、FEM設計では、最大応力は断面変化点とは限らないが、梁と同様の状態、組合せで断面を決定する。FEMモデルへの温度差、コンクリートの収縮応力の与え方等が明確に規定されていない。

座屈、局部座屈：梁設計では、許容応力の低減で対処。腹板の座屈に対しては補剛材の寸法、板厚等が規定される。自由突出板は許容応力の低減、圧縮フランジの固定間距離の規定がある。FEM設計では、最大圧縮応力に対して、梁設計で用いる許容応力低減を用いて照査する。全体座屈等についてFEM解析結果を用いて照査される場合もあるが、通常FEMモデルでの座屈解析は設計では行わ

ない。

桁断面最適化：梁設計では、最適断面を繰り返し計算により決定できる。自動化されている。FEM設計でも、繰り返し解析計算を行う必要があるが、一般のFEMソフトでは手動で最適化を行う必要があり煩雑である。最適板厚を決定するために最適化ソフト等を利用することも可能である。

以上のように、単純な構造であっても、3次元FEMにより全ての設計照査を行うには様々な問題がある。現状では梁設計が、FEM設計に比べ効率的であり、複雑な橋梁構造に対してそれなりの精度で解を得られる方法といえる。荷重条件が限定され、複雑な応力分布を把握して設計する場合にはFEM設計が効果を発揮すると考えられる。

## 2.2. FEMで算出される局部応力の取り扱い

### 2.2.1. FEMで算出される応力の分類

橋梁構造部材に発生する応力を表-1のように分類した。梁理論設計では主部材の設計に[A]で示す応力が用いられる。3次元FEMにより、Aに加えB～Dの応力が求められる。これらの一部は目的に応じて橋梁の設計に用いられている。

表2.1.1 FEM応力の分類

Type	応力計算方法, 応力集中源	一般名称	設計手法例
A	梁理論に基づく断面力を用いた一般的解析, 応力集中等は考慮しない.	断面力から計算される平均公称応力	梁理論設計と同等
B	A+ 全体的幾何形状の効果 部材要素の影響 (大きな形状変化, シェアラグ, 荷重集中) を考慮するが溶接継ぎ手等による応力集中は考慮しない.	修正公称応力, 局所的公称応力	FEMによる公称応力アプローチ
C	A + B + 溶接継ぎ手のディテールに起因する構造的不連続性を考慮する. 溶接ビード, ノッチによる応力集中は無視する.	構造的応力	hot-spot structural stress approach
D	A+B+C+ ノッチ応力 溶接ビード切欠きによる応力集中を考慮する. a) 切欠き応力 b) エフェクティブノッチ応力	線形切欠き応力	a) 破壊力学アプローチ b) 有効切欠き応力アプローチ

以下, AからDの応力について解説する.

A: 平均公称応力: 梁理論設計で用いられる断面力より断面内でのひずみの平面保持を仮定して求めた応力. 通常の橋梁設計に用いられる応力である.

B: 修正公称応力: 梁理論に基づいた平均公称応力に対して, 大きな形状変化, 不連続を考慮して部分的な応力変化を修正したもの. 局所応力というよりも, 大局的な応力状態を表すといえる. FEMでは, 梁モデルに比べ実際に近い修正公称応力の算出が可能である. このような応力算出に必要なFEM解析モデルは局部応力を拾わない程度に大きな要素分割でよい. 扱う応力は板の平均的

面内力（一般的膜応力）である。

修正的公称応力では以下のような応力上昇要因を考慮する

部材の大局的幾何形状の効果（開口，あて板）

集中荷重点近傍の応力場

シェル部材の面外変形挙動

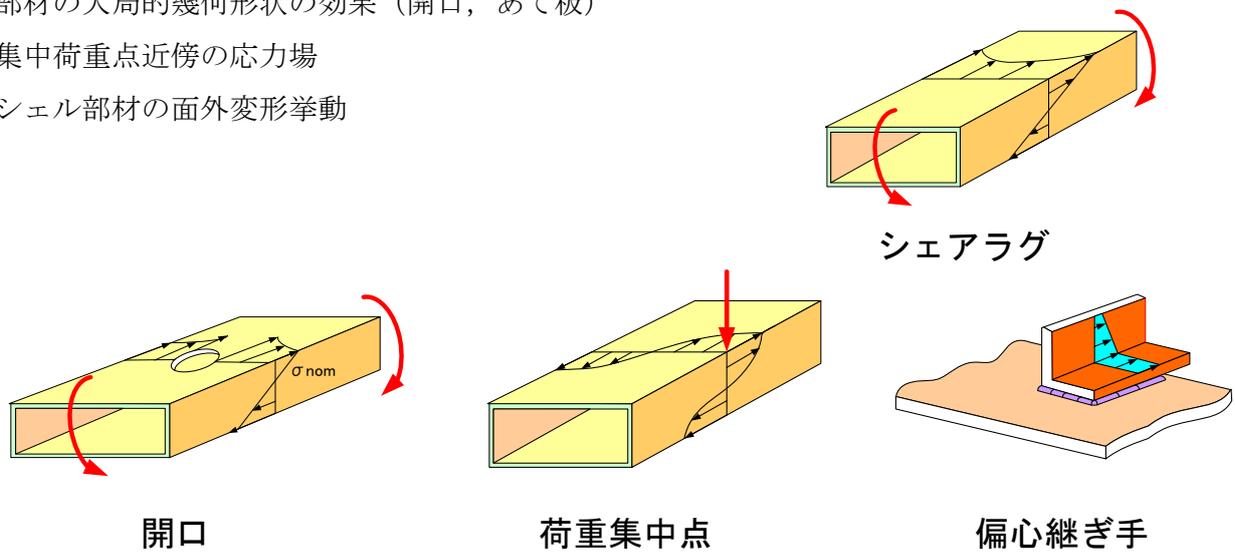


図 2.2.1 修正公称応力

FEM による修正応力は疲労照査などに対して既に利用されている。耐荷力設計に修正応力を用いる場合には、平均公称応力に対して応力が上昇し断面の増加につながる事となる。構造の挙動が正確に評価でき、設計精度が向上したことにより安全率が小さくできれば、経済化がはかれるはずであるが、修正公称応力での、破壊に対する安全率について評価しなおすことが必要となる。

FEMモデル化によるメリットとしては、モデルが梁モデルに比べ正確になったことによる寄与と、修正公称応力のような大局的な応力、継ぎ手周りの局所的な応力が計算できる2つが考えられる。前者については例えば、床版、横桁をFEM要素によりモデル化することにより、荷重分配効果が正しく評価され、各主桁の負担が梁モデルと比べ減る場合も考えられ、FEMによる経済化がはかれる。しかし、後者については、これまでの梁応力設計と比較して安全率を修正し、設計を行うことが必要である。道路協会疲労設計指針では、照査の際に構造解析係数 $\gamma_e$ を導入し、解析結果に対して、FEMを用いた場合1.0、骨組み解析に対しては0.8を乗じて設計応力とできる。この効果は主としてモデル化の精度によるもので、骨組み解析結果はモデル化に際し、省略される伝達メカニズムが多く、剛性が小さめに評価されることから、計算応力が大きめに出る傾向を評価したものである。従って梁設計による断面は2割の余裕を持って設計されていることになり、FEMを用いた場合には許容応力を2割程度上昇させても梁設計の断面に収まると考えられる。

C: ガセットなど、主部材と直交する取り付け部材による応力集中を考慮した局部応力である。この場合は部材の幾何的な形状による応力集中を考慮するが、溶接ビード、機械加工エッジなどの接合部での局所的な応力集中は切り欠き応力と呼ばれ、局所的なものであるが、Cの構造的応力ではこれを考慮しない。FEMでこのような応力を計算する場合には、メッシュ分割により結果が大きく変わる可能性がある。また切り欠き応力の影響を排除するために、外挿法などを用いて切り欠

きの応力集中の影響が及ばない位置の応力から幾何形状による最大応力を計算するStructural Hot Spot Stressなどが提案されている。この応力は仮想のもので、切り欠き近傍については実構造の応力とは異なる。現実には角部では高い応力集中のために材料が塑性化して、応力は一定値に収まるが、この降伏域が局所に限定されるなら構造は安全といえる。

複雑な板組構造や、構造的な不連続部においては局部応力を考えた疲労設計が行われている。表にあげた「B:修正公称応力設計」と「C:局部応力設計」では用いるFEMモデルは異なる。両者を同時解析することも可能であるが、局部応力に関してはズームング等の手法を用いることも出来る。「C:局部応力」はFEMで算出され構造設計に用いる応力で、継ぎ手構造など構造不連続部の疲労設計においてはホットスポット応力として、ビード止端位置の外挿応力が利用されている。橋梁構造においても主桁に対して、横桁、ガセット、対傾構、補剛材などを取り付けるために様々な継ぎ手が取り付けられており、これによる応力集中が生じるためにFEMを実施すれば大きな応力が算出される。設計において、このような部材継ぎ手部の応力を、溶接ビードの影響を除いた形状応力として取り扱うことにより、FEM解析結果を設計局部応力に利用できると考えられる。

D:Cで無視した切り欠きの応力集中をより正確に評価する必要があるが、マイクロな形状は計測も難しく、また、ここの切り欠きにより形状が変わるため、この部分に仮想ノッチを入れてモデル化する。楕円の応力集中で曲率半径を0に近づければ応力は無限となる例でわかるように、直角コーナーの応力を計算することは無意味であり、このような位置の応力は弾性計算を行えば降伏応力を超えた応力となるが、ビード形状、角部、ノッチの応力をより精度よく比較するために、仮想のノッチを入れ評価するもので有効切り欠き応力と呼ばれている。現在では一部の疲労設計で、より高精度な応力評価が必要な場合に使用されている。これも仮想モデルの応力であり、一例として疲労設計で用いられる仮想のノッチの半径は1mmとされているが、これは仕上げをしない溶接止端部に対して適用される半径であり、仕上げを行った場合はノッチ半径を2mmと変える。このときの応力と疲労実験の結果に、相関性が認められる場合についてのみ使用されている点に留意する必要がある。

例えば、鋼床版、ガセット、あるいは十字溶接部などの溶接接合構造の疲労照査において、対象部位のズームングモデルを用いて、溶接ビード形状をモデル化したソリッド要素による解析を行い、溶接止端部応力により疲労評価を実施する場合がある。また、溶接ルート部からの疲労損傷に対しては疲労強度の推定が難しく、溶接ルート部にEffective Notchを設け、局部応力を評価する手法が検討されている。ただし、構造の安全性照査において、どこまで局部の評価応力が必要かは、橋梁の部位毎に検討していくべきと考えられる。

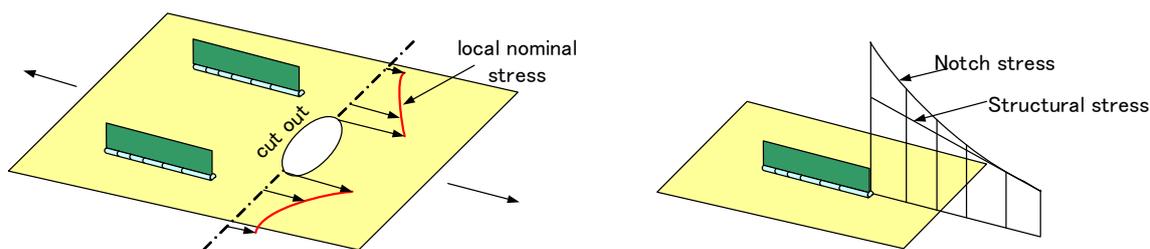


図2.2.2 橋梁設力の分類

### 2.2.2. FEMによる公称応力設計（A，B）

現在，FEMを設計に利用するメリットは，床版などによる荷重分配，有効幅を簡易にかつ適正に評価できる点などが上げられるが，設計自体は梁モデルの断面力設計に準じた照査が行われている．このような設計は基本的には「梁応力」ベースの設計と見なせる．FEMによれば簡易なモデルによっても，梁の形状変化，シアラグ，大きな開口などを考慮して梁モデルから大局的な応力分布の修正を行うことができ，このような応力を「修正公称応力」とよび，梁応力と区別している．

橋梁の耐荷力計算は梁の断面力設計が主流であり，現状ではこれに変わるFEMモデルのための応力照査条件を設定することは出来ていない．特に，局部応力はメッシュ分割の影響も受けるため，これらの条件統一も必要となる．従って，ここではFEMによって得られる値を断面内で平均化して照査を行う方法を基本とする．たとえば鋼I桁の下フランジでは断面の幅方向に平均化を行い，これと許容応力を比較する．ただし，平均化を行うのは局部的な応力集中に対してであり，曲線桁の2次応力や，偏心载荷によるフランジ幅方向の応力分布は平均化しない．どのような場合に，どのような平均化を行うかは後半2.3でまとめる．

FEM応力を用いる場合の許容応力については，モデルの精度向上の効果，修正公称応力を用いるために変動する分も考慮してある程度上昇させることが考えられる．

解析事例：円形の開口をウェブに有する桁

梁理論に基づく公称応力[A]と、開口等大きな幾何的形状の影響を考慮した修正公称応力[B]について、図2.2.3に示す開口を有する鉄桁の応力を取り出して解説する。

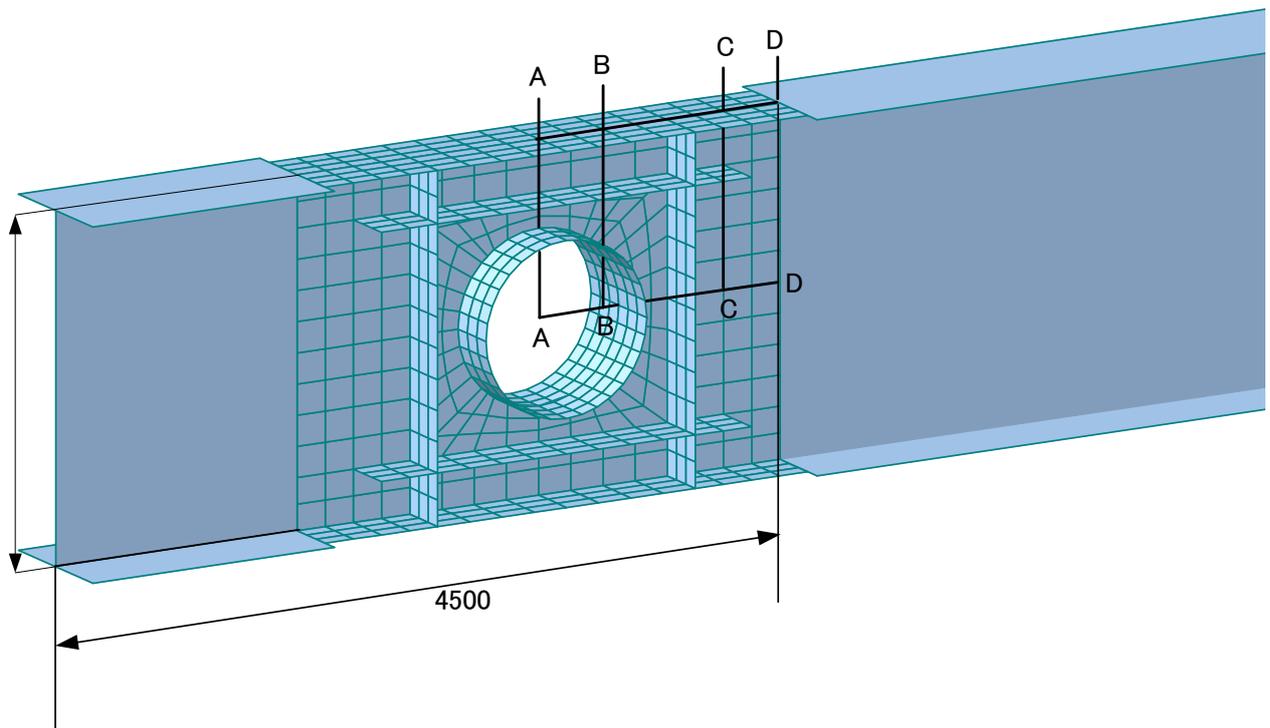


図 2.2.3 開口部を有するI桁モデル

支間長 9 m

断面：ウェブ2000mm\*20mm，フランジ500mm\*40mm

荷重：桁中央に500kNの集中荷重

支点条件：ピン，ローラー（片側）

・  
梁理論によれば

断面積： $A=1.024 \times 10^5 \text{mm}^2$  ， 断面 2 次モーメント： $7.327 \times 10^{10} \text{mm}^4$

最大モーメント：225kN\*m（支間中央）

最大曲げ応力： $\frac{M}{I} y = \frac{225 \cdot 10^6}{7.327 \times 10^{10}} \times 1000 = 3.071 \text{MPa}$

せん断応力： $Q/A_{web} \frac{Q}{A_{web}} = \frac{5 \cdot 10^4}{4 \cdot 10^4} = 1.25 \text{MPa}$

開口がない場合の梁モデルによる解は上記の理論解に一致する。

開口を設ける場合，通常的设计では断面欠損を補強するため，コーミングと呼ばれる襟巻き状のフランジを開口部縁に沿って取り付けたり，ダブリング・プレートとよばれる，当て板を開口部周辺に設置する。また，開口部の面外座屈を防止するため，補剛リブを設け，板の面外剛性を増加させる。通常，詳細な応力の照査を行う場合はシェル要素を用いたFEMが実施される。

この開口部のある桁をシェル要素によりモデル化し、発生応力を計算して、結果を比較する。開口部周辺をFEMでモデル化し解析した結果の中から、開口部周辺の1/4部分での3本の鉛直ラインB-B, C-C, D-Dでの応力分布を図 2.2.4(a) に示す。シェルモデルにより計算された梁軸方向応力 $\sigma_x$ を実線で、梁理論による直応力分布を破線で示す。シェルモデルの結果を梁と比べると、梁高さがスパンに比して高いことも影響して直応力分布について、梁での計算値に比べ縁端部（フランジ側）で大きくなっているが、中立軸近くでは逆に梁モデルに比べ小さくなっている。また、開口部のラインB-Bでは腹板中央付近で応力の符号が逆転し、上下2本がそれぞれ独立した梁として荷重を分担しており、円孔周辺のコーミングは有効に機能していることがわかる。コーミング補強が有効に働き、発生する最大応力は縁端部で発生しているが、その値は縁端部において梁応力（2.3Mpa）に比べ3割ほど大きくなっている。このように、大きな開口等により梁内の全体的な応力分布が変化し、この大きな形状変化を考慮したモデルによる解析応力が修正公称応力である。また、ウェブの断面が欠損したために、せん断応力が上昇しているのを、照査はこれを考慮して行う必要がある。梁モデルでも照査は可能であるが、FEM応力を用いれば、そのままVon Mises応力を用いて照査を行うこともできる。VonMises応力分布を図 2.2.4(b)に示す。これによれば、開口部上（ラインA-A）で最大応力が発生している。3次元FEMモデルでは応力の正負は要素座標系あるいはユーザー座標系で出力されるため、複雑な構造では正負を誤る可能性があるが、Von Mises応力を利用することにより、誤りをチェックすることも可能である。

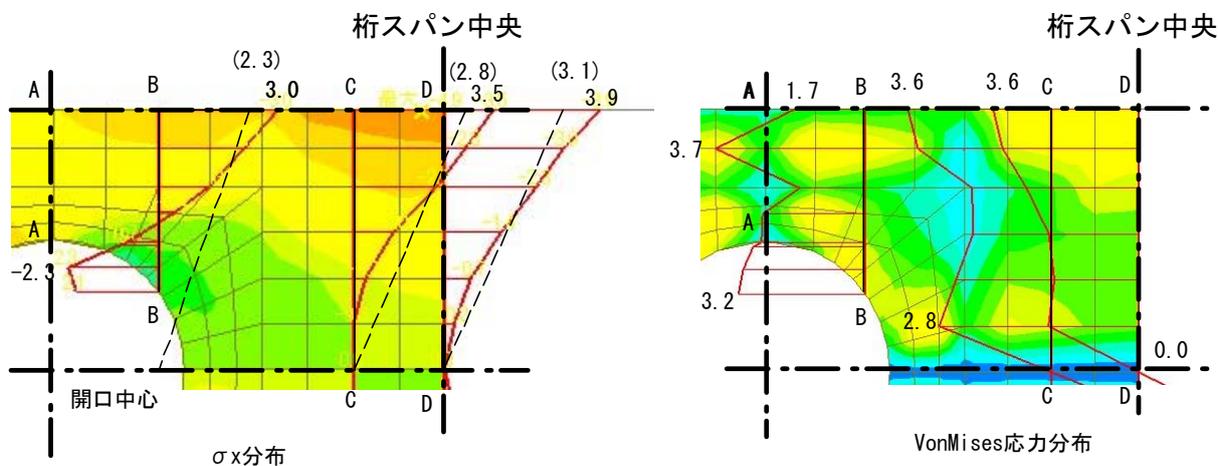


図 2.2.4 (a) 開口部周りの $\sigma_x$  (b) VonMises応力分布

### 2.2.3. FEMで算出される局部応力を含めた設計 (C)

FEM では、部材相互の3次元的な協働作用が考慮できること、梁計算で用いる平均的な応力に加え、形状効果に起因する応力の変動も算出できることが特徴である。こうして求まる応力を用いて設計を行う場合には応力を[A]+[B]+[C]に分解し、構造物の安全性に対する影響度合いに応じて、各々の安全率を変化させる設計、あるいは、考慮している成分に応じて安全率を変化させる方法が

考えられる。このような設計を、ここでは「局部応力設計」と呼ぶ。梁応力ベースの設計が局部応力を無視して設計を行うのに対し、構造の安全に対して影響の小さい、局部に限定された局部応力、自己平衡的な応力に対しては安全率を小さくする設計である。しかし、前述した通り、局部応力設計には、安全率の決定が不可欠であり、これが今後の課題と考えられる。従って、ここでは設計のために、FEM応力からいかにして局部応力を区別して取り除くか、また、それによる構造物の安全性への影響の評価がテーマとなる。

解析事例：2.2.2で示した開口を有するI桁モデル

修正公称応力が比較的大きな開口など面内の形状変化により生じる応力集中を対象としているのに対して、局部応力[C]は面外ガセット、リブ十字など主部材に対して面外方向に取り付けられた部材により生じる面内応力成分の局部的な集中、局部的な面外曲げによる応力増加が対象となる。開口を有する桁ウェブには補強のための補剛材が取り付けられているが、水平補剛材の端部はウェブ面内応力を大きく上昇させる。この構造はガセット、リブ十字など鋼桁にとって疲労上の弱点として古くから知られている。水平補剛材の切断縁にあたるC-Cと主桁中央ラインD-Dでの直応力分布をプロットしたのが図2.2.5である。このモデルでは補剛材切断縁での応力集中を計算するために要素サイズはウェブ板厚の0.4倍にあたる8mmとしている。支間中央D-Dラインでのウェブ縁での最大応力3.9MPaに対して、C-Cラインでの最大応力は補剛材端部に生じており、その値は4.3MPaに達している。D-Dライン上のウェブ縁応力は3.1MPaである。このように、面外ガセットのような部材が取り付けただけで、桁の局部応力は大きく上昇する。要素分割を細かくすれば直角コーナーの交点の応力はさらに上昇していくが、実際には溶接ビードが存在し、この部分の応力はビードの形状により決定される。疲労設計におけるホットスポット応力は、このようなビード形状による応力集中の影響が無くなる領域として0.4t程度の距離を設定し、その外側の応力値の外挿により、ガセットを取り付けた結果生じた幾何的な影響による応力上昇値を計算するよう定義されている。

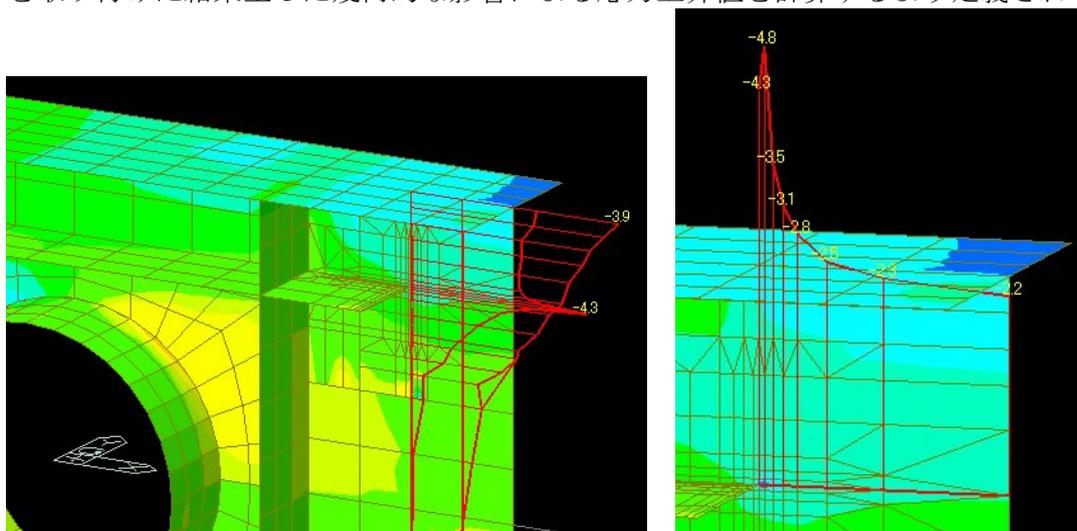


図 2.2.5 (a) 水平補剛材端部近傍の応力分布(C-C, D-Dライン), (b)  $\sigma_x$ の橋軸方向分布

水平補剛材前縁より1.0t, 0.4tの応力を外挿し、前縁でのStructural Hot Spot Stressを計算すると  $3.5 + \frac{4.8 - 3.5}{0.6t} 1.0t = 5.7\text{MPa}$  となる。ただし、FEMモデルでの  $\sigma_x$ の橋軸方向分布を前縁の応

力が0.4tの応力より小さくなっている。これは要素積分点で得られた応力値を用いて格点位置での応力を求めているため、要素端部等では補間値が異常な値となることがあり、これもそのための誤差と考えられる。

以上、応力計算結果についてまとめると、以下の通りとなり、梁公称応力に比べ、[B]応力では25%、

[C]応力では171%大きな値となっている。

単位:MPa

		[A]	[B]	[C]	比率
位置	ライン	梁応力	修正公称 応力	ホットス ポット	
ウェブ上縁	C-C	2.8	3.5		125%
開口縁	B-B	0.58	-2.3		-397%
水平補剛 材縁端	C-C	2.1		5.7	271%

## 2.2.4. 局所応力による設計

### (1) 局所応力に対する許容値

FEMで求まる応力，A,B,Cに対して，従来の許容応力をそのまま用いることはできない。許容値の決定方法については，従来の梁理論で設計された断面に対して算出されるFEM応力は基本的には許容されるべきと考えられる。したがって，まず梁設計を行った橋梁に対しFEM設計を行いFEM設計の許容応力を設定することが考えられる。この方法については今後，データの蓄積が進むなかで，構造詳細毎の応力集中が明らかとなり，これに破壊に対する危険性を考慮して許容応力の修正がなされる可能性はある。但し，FEMにより初めて考慮できる3次元的な力の分担等については梁設計では考できていないことから，梁応力に関しては一致させた上で検討を行う必要がある。さらに，シェル要素を用いた解析では板曲げによる応力分布もある程度考慮でき，これを含めて照査を行うことを考え，係数 $\alpha$ をかけて許容応力を修正する。このような考えで修正した提案許容応力を以下に示す。

表2.4.2 FEM応力分類

	応力	解説	許容値
主要応力	A 梁応力	板断面全体の平均的な1次応力。不連続、応力集中は考慮しない	用いない
	B 修正公称応力	開口、接合部材など不連続を考慮した全膜応力	$[A] + [B] < \alpha_B * \sigma_y$
2次的応力	C 局部公称応力、自己平衡応力	局部的な板の面外曲げなど構造不連続部の局所応力を考える。	$[A] + [B] + [C] < \alpha_c \sigma_y$
	D ピーク応力	ノッチなどの応力集中、変形の原因とならない疲労応力	疲労設計に用いる

A：一般膜応力：梁設計で用いられる応力に相当する。シアラグ等の影響はここに含める。（整合性の問題）

B：大きな開口など巨視的な形状変化を考慮した、いわゆる修正公称応力

C：桁にとりつくガセット、補剛材、局部的な板曲げ等も考慮した局部応力、Structural Stressと同様な外挿応力を考える。

図2.4.3に隅角部におけるFEM応力の分類例を示す。

$\alpha$ の値については検討が必要であるが、例えば圧力容器など他分野の例を参考にして、以下のような係数を考えることができる。

$\alpha_B=1.0$ （修正公称応力（VonMises応力）に対して降伏まで許容）

$\alpha_c=2.0$ （面外取り付け部材、フィレット等による形状応力集中に対しては降伏の2倍を許容）

これに加えて、圧縮領域では許容圧縮応力度を考えて許容値を低減する形とすることで、FEMによる照査が可能となる。

限界状態設計法においては、荷重の組合せに対して作用係数（組合せ・荷重修正係数）、さらに作用の組合せのための低減係数（許容応力度法における許容応力度の割り増しに相当）を考慮する。ここで算出される応力は、これらの作用係数を考慮した荷重に対して算出される応力である。

## (2) 板曲げ応力成分応力

実際の構造物の板部材では、板面内方向に応力が分布するとともに、板厚方向にも応力が変化している。局部的な板曲げ応力は、[C]応力に分類されると考えられ、これらを[B]応力と分離する場合がある。このとき、溶接継ぎ手近傍の切欠き応力  $\sigma_{ln}$  は、以下のように成分に分けて表すことが出来る。

$$\sigma_{ln} = \sigma_{mem} + \sigma_{ben} + \sigma_{nlp} \quad (1)$$

但し、

- $\sigma_{mem}$  膜応力
- $\sigma_{ben}$  板曲げ応力
- $\sigma_{nlp}$  非線形ピーク応力

応力分布が求められれば、各応力成分は以下の方法で求められる。膜応力は板厚方向の平均応力に等しい。また板厚内で一定である。板曲げ応力  $\sigma_{ben}$  は板厚方向に直線分布する。この値は板厚中心面と膜応力との交点0を通る直線となる。曲げ応力の購買は残りの応力成分である非線形ピーク応力がそれ自身で釣り合うように決定する。次式により各成分に分解できる。

$$\sigma_{mem} = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(x) dx \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\sigma_{ben} = \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma(x) \times \left( \frac{t}{2} - x \right) dx \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\sigma_{nlp}(x) = \sigma(x) - \sigma_{mem} - \left(1 - \frac{x}{t}\right) \sigma_{ben} \quad \dots\dots\dots (4)$$

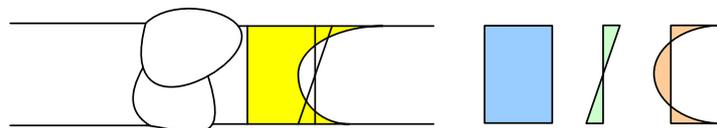


図 2.4.1 板厚方向の応力成分の分解

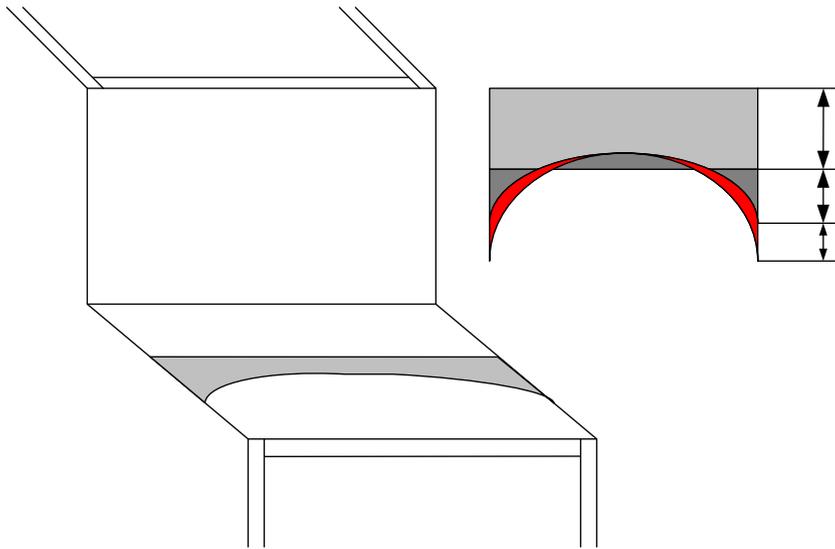


図 2.4.3 FEM 応力の分類例

## 隅角部応力

## 2.3. 支点上ソールプレート端の応力集中の解析[1]

### 2.3.1. 検討内容

ここでは、連続合成桁の中間支点上ソールプレート端に発生する応力集中に着目し、主にモデル化の違いによる応力集中の違いを分析する。また、応力集中部に対する照査方法について若干の考察を加える。なお、検討を簡略化するため、連続合成桁の中間支点部をI桁の片持梁に置き換え、支点部の応力集中を扱うことにする。

2.3.2. では、応力集中部の応力性状を把握するため、ソリッド要素を用いた要素分割の細かいモデル（最小要素サイズ2mm立方、以下、細ソリッドモデルという）で線形弾性解析を行い、その結果をシェル要素を用いた要素分割の細かいモデル（最小要素サイズ2mm四方、以下、細シェルモデルという）や梁理論による結果と比較する。ここで、本来は正確な応力分布形状として実測値を用いるべきではあるが、このような支点上ソールプレート近傍の局部応力の分布を詳細に計測した例は見あたらないこと、実測値の場合、荷重作用が複雑であり厳密な意味での比較とならない可能性があることから、ここでは、細ソリッドモデルによる結果を真値に近い参考値として扱うことにした。この細ソリッドモデルによる結果から部材の応力照査に用いるための平均応力を算出し、前章までの設計で用いてきた要素分割程度のシェルモデル（最小要素サイズ50mm四方、以下、設計用シェルモデルという）による結果と比較する。

2.3.3. 項では、上述した片持梁の細ソリッドモデルに、バイリニア型の応力-ひずみ構成則を与えて材料非線形解析（弾塑性解析）を行って塑性化する領域について検討する。

2.3.4. 項では、2径間連続4主I桁橋の中間支点上に細ソリッドモデルを適用した上部工全体モデルにより局部応力を求め、この応力を基に疲労照査を試みる。疲労照査に用いる応力は、鋼構造物の疲労設計指針・同解説[2]を参考にして、橋軸方向の応力分布より求めたホットスポット応力（B法）とする。

なお、いずれの検討においても解析ソフトウェアは汎用有限要素プログラム「NASTRAN ver. 2001.0.9」[3]を使用し、シェル要素には選択的低減積分の4節点アイソパラメトリックシェル要素CQUAD 4を、ソリッド要素には8節点六面体ソリッド要素CHEXAを用いる。

## 2.3.2. モデル化の違いによる局部応力の比較

### (1) 解析対象と解析モデル

応力集中部の応力性状を把握するため、ソリッド要素を用いた細メッシュモデルで線形弾性解析を行い、その結果をシェル要素を用いた細メッシュモデルや梁理論と比較する。

図-2.3.1に解析対象とした片持梁を示す。最小2mm立方のソリッド要素でモデル化することを考慮し、部材長は5mとし、上下フランジの板厚は同じとした。荷重は、このI桁1本に対する床版の有効幅を3.7mとした場合の活荷重(L荷重)を想定して単位長さあたり50kN(= (10kN/m<sup>2</sup>+3.5 kN/m<sup>2</sup>)×3.7m)とし、解析モデルにはこの線荷重50kN/mをフランジ幅0.35mで除した等分布荷重142.9kN/m<sup>2</sup>を与えた。

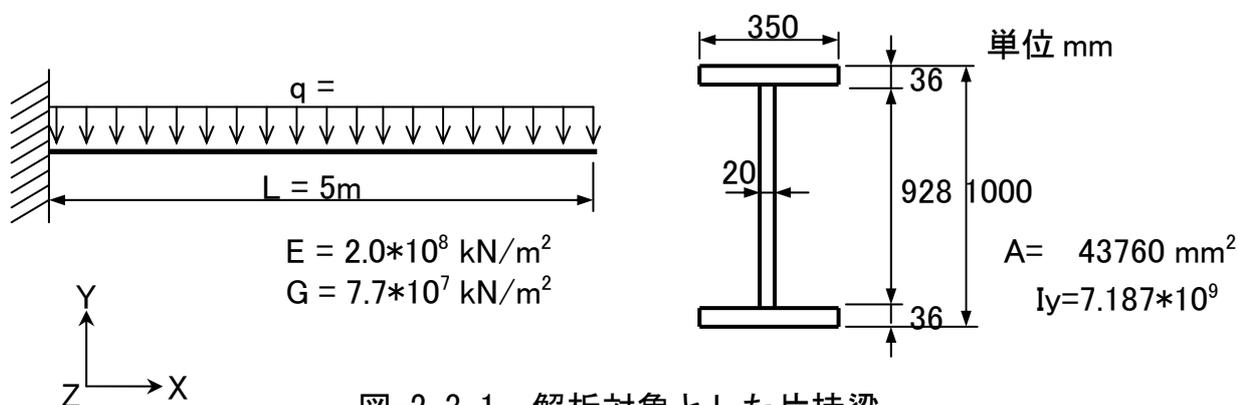


図-2.3.1 解析対象とした片持梁

この片持梁の問題を梁理論により解くと以下ようになる。

$$\text{固定端の曲げモーメント} \quad M = -qL^2 / 2 = -625 \text{ kNm}$$

$$\text{固定端のせん断力} \quad Q = qL = 250 \text{ kN}$$

$$\text{固定端の圧縮応力} \quad \sigma_x = My / I = -625 * 10^6 * 500 / 7.187 * 10^9 = -43.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{固定端のせん断応力} \quad \tau = Q / A_w = 250 * 10^3 / 18560 = 13.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{自由端の鉛直変位} \quad \delta y = -qL^4 / 8EI = -2.72 \text{ mm}$$

細ソリッドモデルおよび細シェルモデルのFEM要素分割図を、図-2.3.2および図-2.3.3にそれぞれ示す。鋼桁のモデル化は応力集中部から離れるに従って徐々に粗くした。支承は鋼製ピン支承を想定して、細ソリッドモデル、細シェルモデルともに上沓側をソリッド要素でモデル化した。ただし、ソールプレート本体、ソールプレートと下フランジを接合するための溶接ビード、ならびに支点上垂直補剛材はモデル化していない。細ソリッドモデルは約41万要素、細シェルモデルは約13万要素となった。

(c)

総節点数:498255  
総要素数:407060  
最小要素サイズ:2mm 立  
七

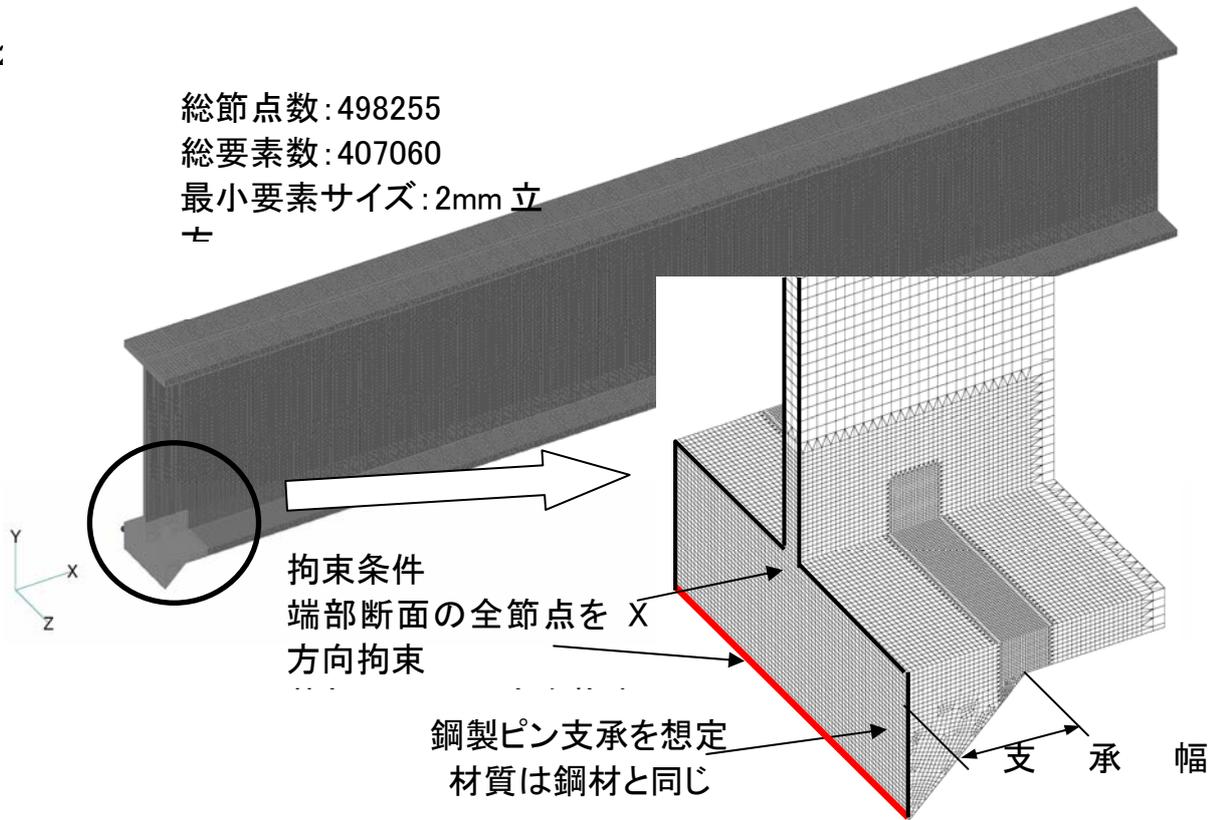


図-2.3.2 細ソリッドモデル

総節点数:131880  
総要素数:131458  
最小要素サイズ:2mm 四  
七

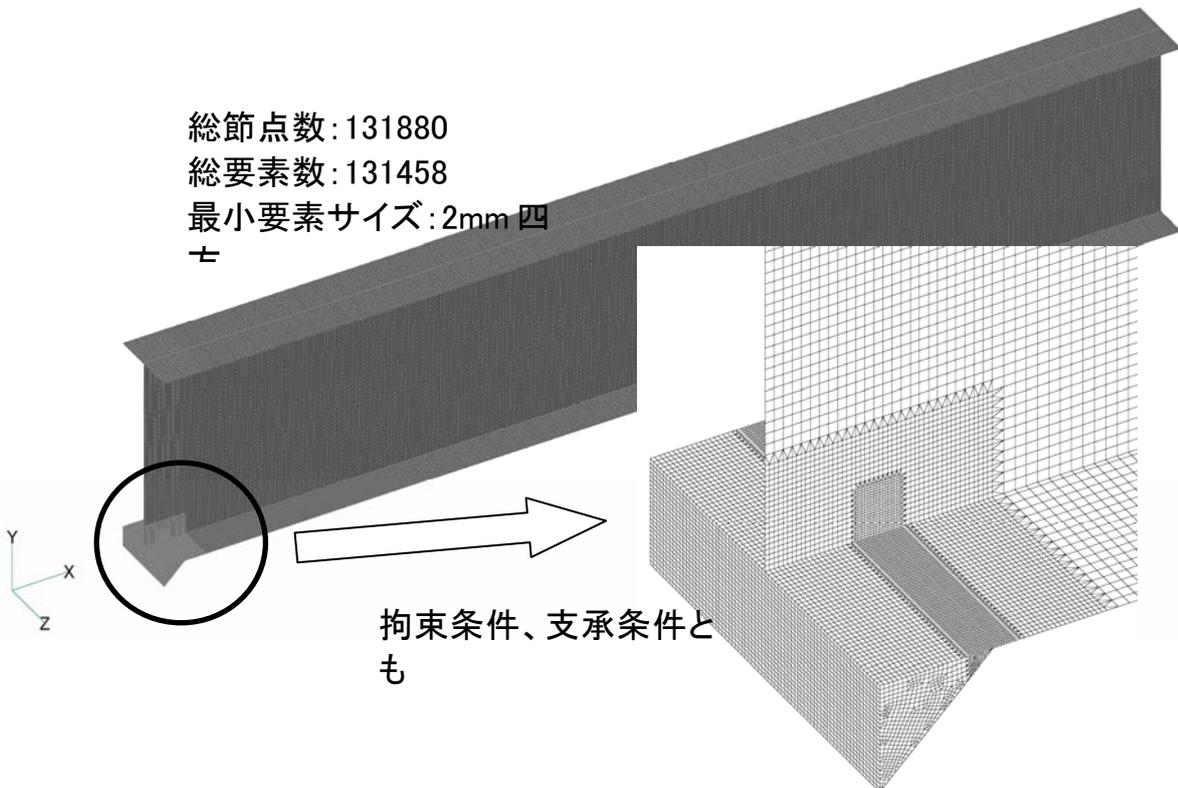


図-2.3.3 細シェルモデル

(2) 解析結果（下フランジ直応力 $\sigma_x$ ）

1) コンター比較

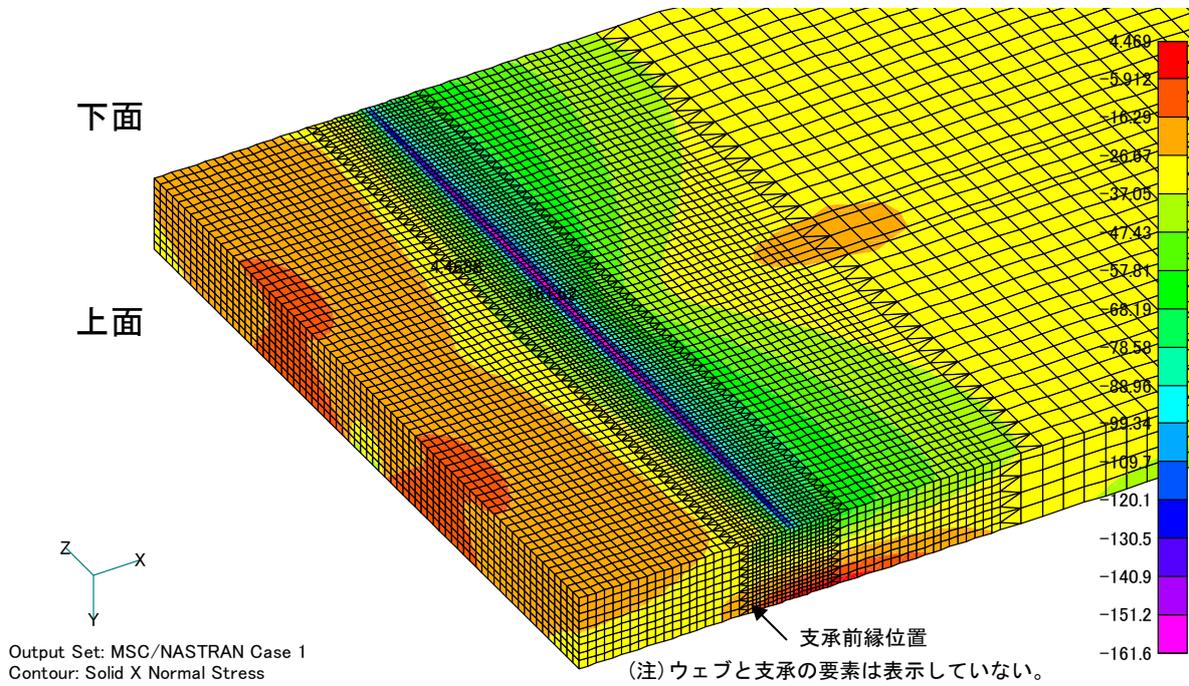


図-2.3.4 細ソリッドモデルの直応力 $\sigma_x$ コンター（下フランジ下面）

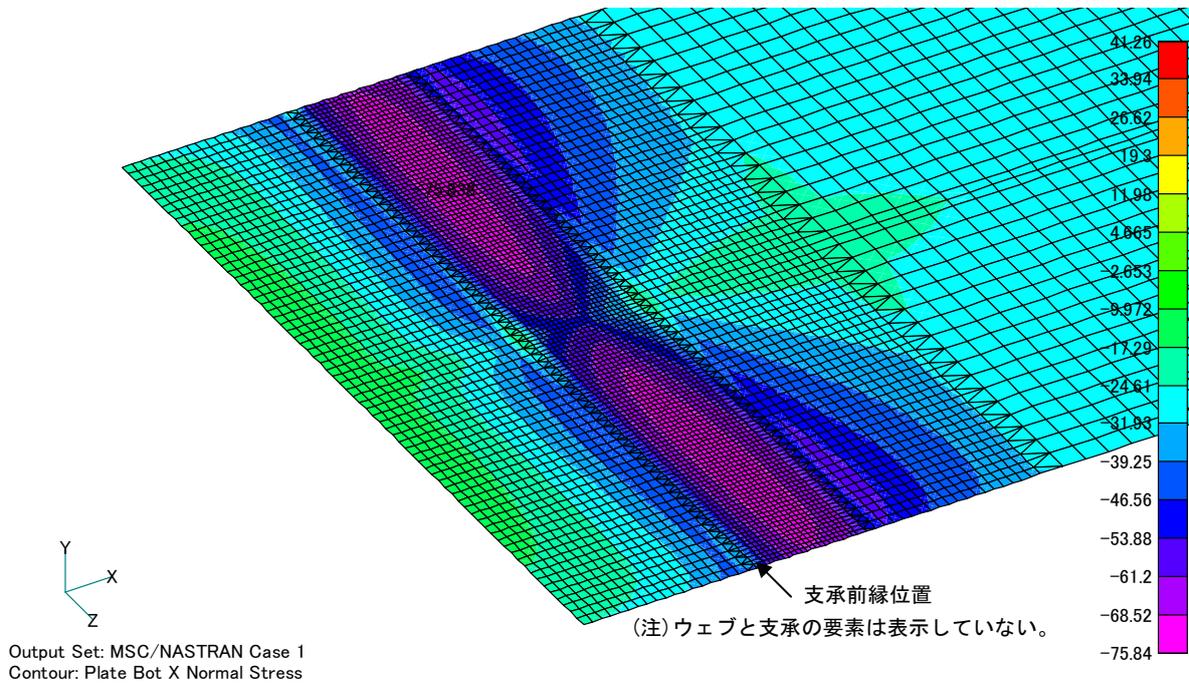


図-2.3.5 細シェルモデルの直応力 $\sigma_x$ コンター（下フランジ下面）

2) 橋軸方向分布の比較

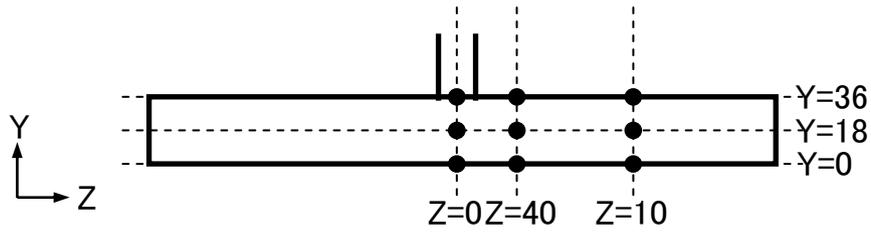
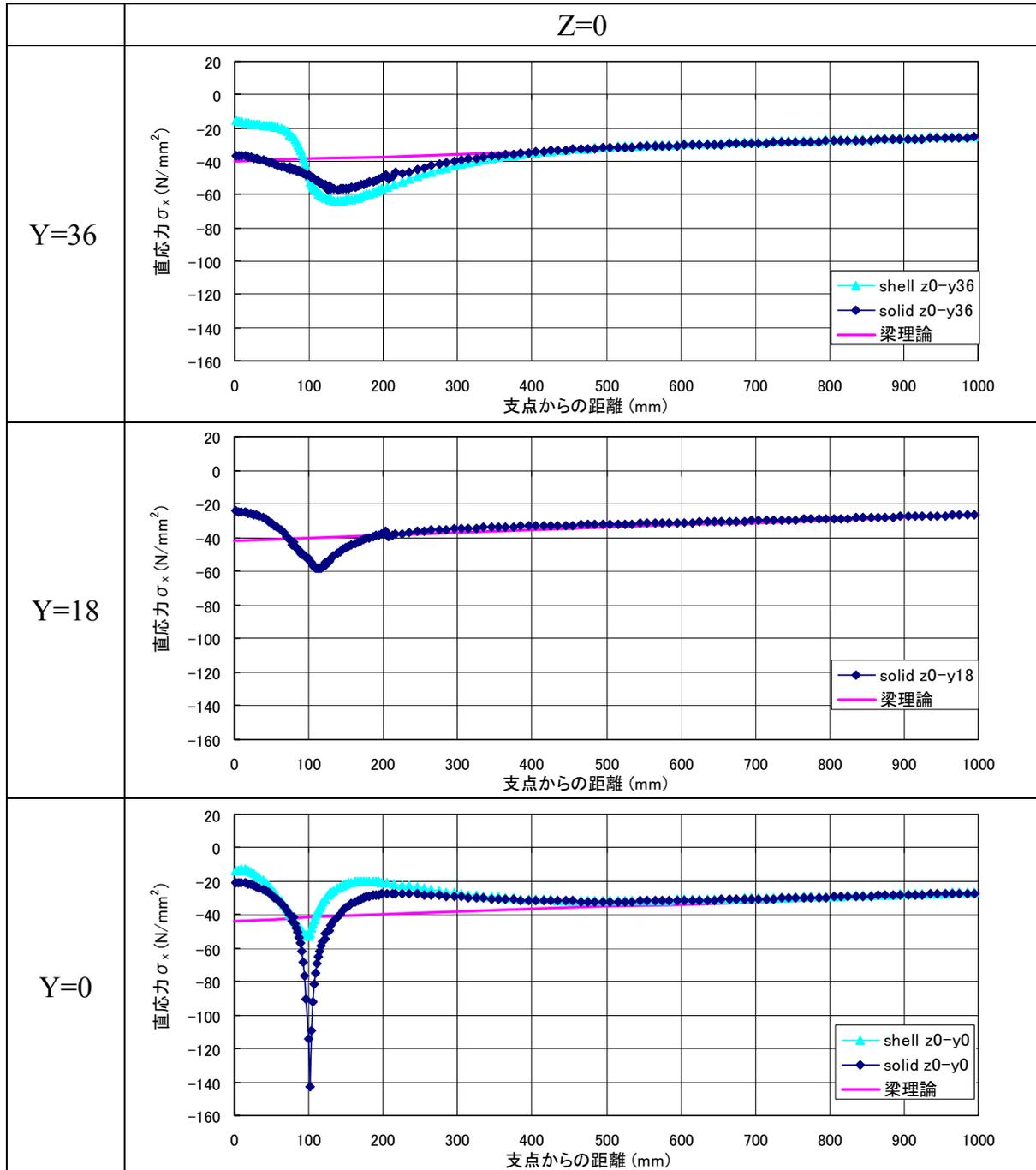


図-2.3.6 橋軸方向分布の比較位置

表-2.3.1 下フランジ直応力 $\sigma_x$ の橋軸方向分布比較



### 3) 幅方向分布の比較

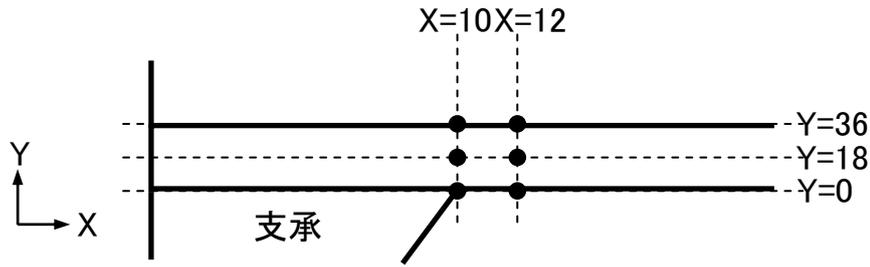
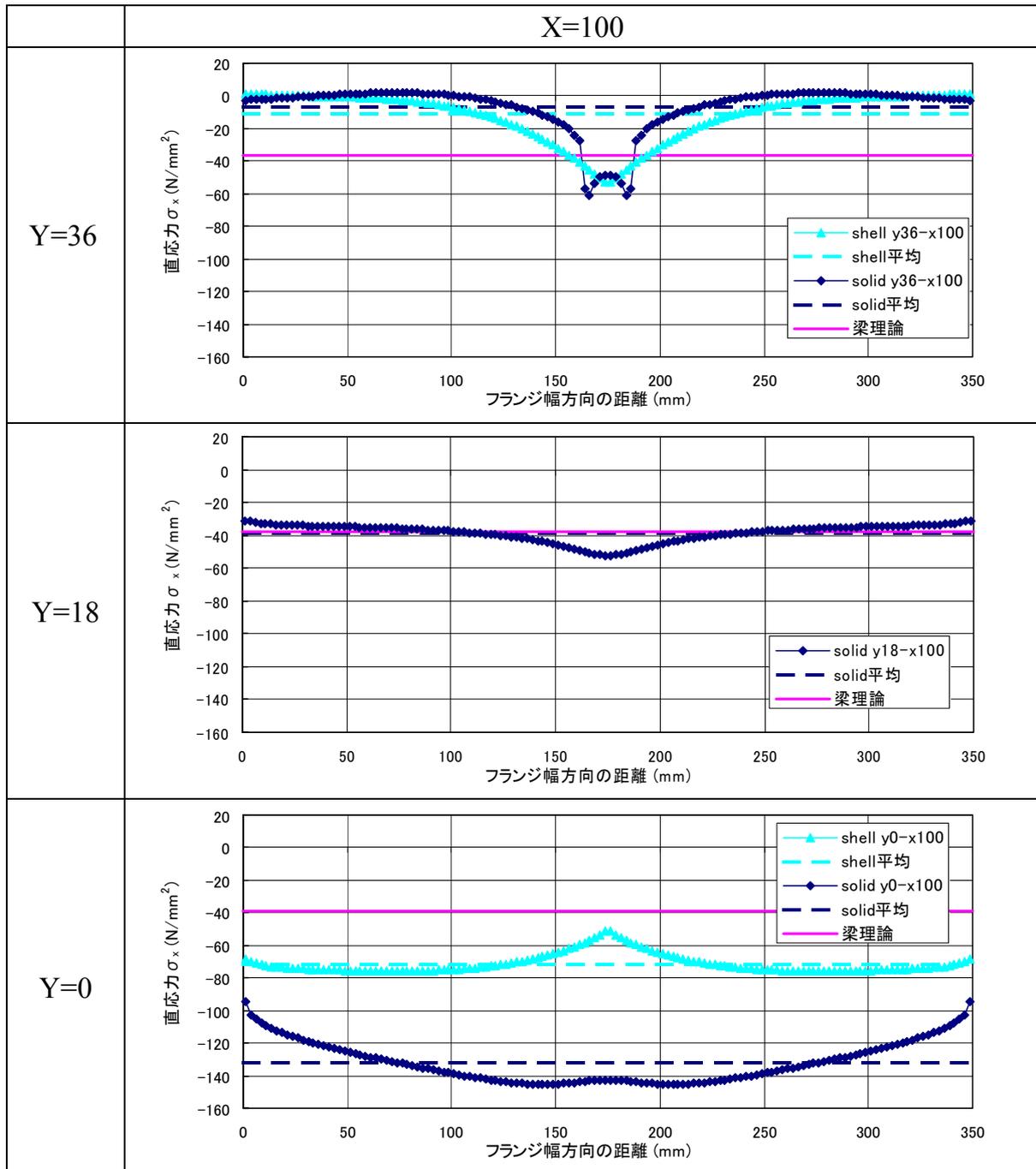
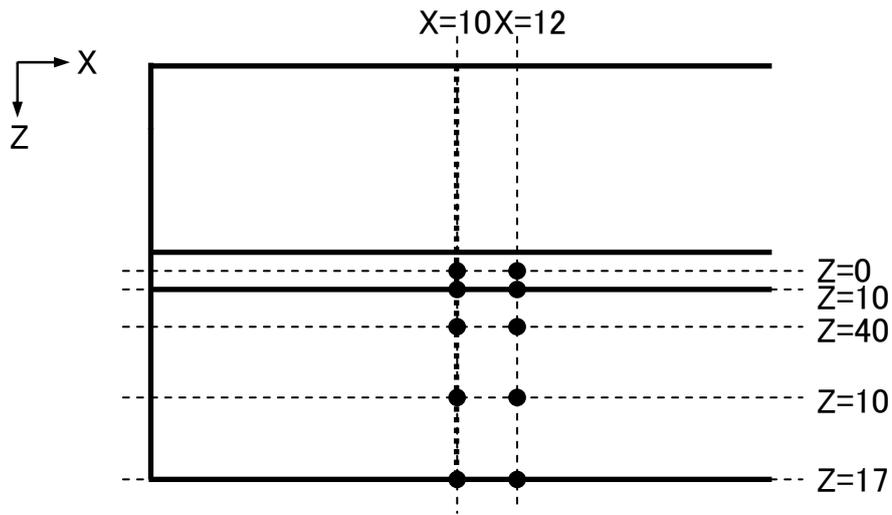


図-2.3.7 幅方向分布の比較位置

表-2.3.2 下フランジ直応力 $\sigma_x$ の幅方向分布比較



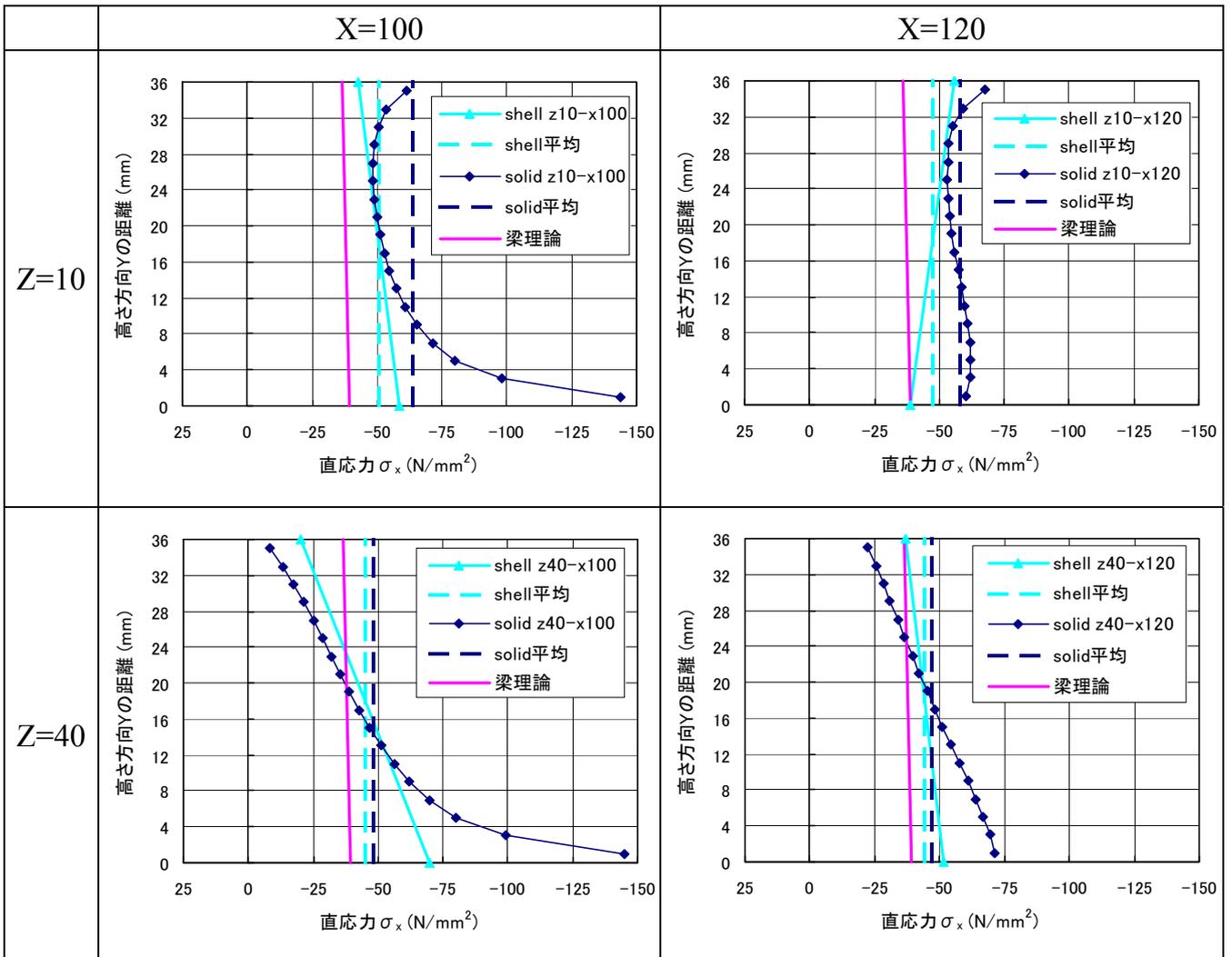
(注) 図中のshell平均、solid平均とは、幅方向(Z方向)に対して応力分布が一定となるように平均化した応力を意味する。



4) 板厚方向分布の比較

図-2.3.8 板厚方向分布の比較位置

表-2.3.3 下フランジ直応力 $\sigma_x$ の板厚方向分布比較



(注) 図中の shell 平均、solid 平均とは、板厚方向(Y方向)に対して応力分布が一定となるように平均化した応力を意味する。

## 5) 応力集中部の応力値と比率

表-2.3.4 応力集中部の応力値と比率

着目位置 (x, y, z)	梁理論 ①	細シェル ②	細ソリッド ③	比率 ②/①	比率 ③/①	比率 ③/②	ピーク応力の 比率③(最大値) /②(最大値)
(100, 0, 0)	-41.8	-51.3	-142.8	1.2	3.4	2.8	1.9
(100, 0, 40)	-41.8	-69.8	-144.8	1.7	3.5	2.1	
(100, 0, 100)	-41.8	-75.8	-131.9	1.8	3.2	1.7	
(120, 0, 0)	-41.4	-32.4	-56.1	0.8	1.4	1.7	1.2
(120, 0, 40)	-41.4	-51.6	-68.4	1.2	1.7	1.3	
(120, 0, 100)	-41.4	-62.8	-73.2	1.5	1.8	1.2	

※ ②、③の網掛部は、要素応力の最大値を示す。

## 6) 下フランジ直応力 $\sigma_x$ 比較結果のまとめ

- $\sigma_x$ の橋軸方向(x)分布を見ると、下フランジ下面では幅方向(z)のどの位置でも細シェルモデルより細ソリッドモデルの方が大きく、ピーク値は1.9倍となる。また、両モデルとも  $150 < x < 400\text{mm}$  の範囲で応力の跳ね返りが見られる。一方、上面ではピークに顕著な差は見られないが、細シェルモデルではピークの橋軸方向位置に差が見られる。
- $\sigma_x$ の幅方向(z)分布を見ると、総じて一様分布とはなっておらず、せん断遅れの影響が見られる。細ソリッドモデルでは下フランジ上面のウェブ付け根位置で応力集中が発生し、ウェブ位置からz方向に離れると下フランジ上面では圧縮応力から引張応力に転じている。
- $\sigma_x$ の板厚方向(y)分布を見ると、 $x=100\text{mm}$  で発生していた下面のピークは  $x=120\text{mm}$  位置では無くなっている。また、ウェブ近傍 ( $z=0, 10\text{mm}$ ) ではソリッド平均はシェル平均より20%程度大きくなっており、下フランジの板厚内だけでは力のつり合いが成立していない。ウェブ、上フランジも含めたI断面の応力分布を考えれば力のつり合いが成り立つものと考えられる。

### (3) 下フランジ下面における平均応力の算出方法

ここでは、格子解析（梁理論）で求まる公称応力に相当する応力（設計で用いる平均応力）をFEM解析を用いて算出する方法について考える。

文献4)では、溶接止端の位置に発生する応力集中を以下の3つの応力に分類している。

- ① 溶接止端部の微視的な形状に起因する局部応力  $\sigma_{l1}$
- ② 継手の全体形状に起因する局部応力  $\sigma_{l2}$
- ③ 公称応力  $\sigma_n$

また、図-2.3.9に示すように①の溶接止端の微視的な形状に起因する局部応力  $\sigma_{l1}$  は溶接止端より板厚の0.3倍離れた位置でほぼ消滅するとしている。一方、今回の片持梁に対して、局部応力（ $\sigma_{l1}$  と  $\sigma_{l2}$ ）がほとんど消滅したと見なせる位置を調べるために、梁理論から求まる公称応力で無次元化した下フランジ下面の直応力分布と溶接止端からの距離との関係を整理すると、図-2.3.10のようになる。

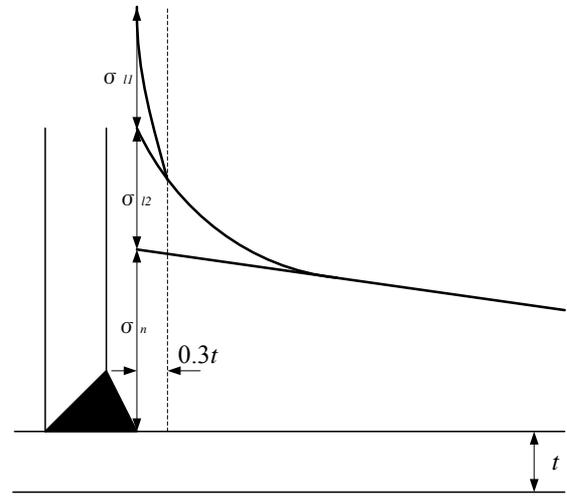
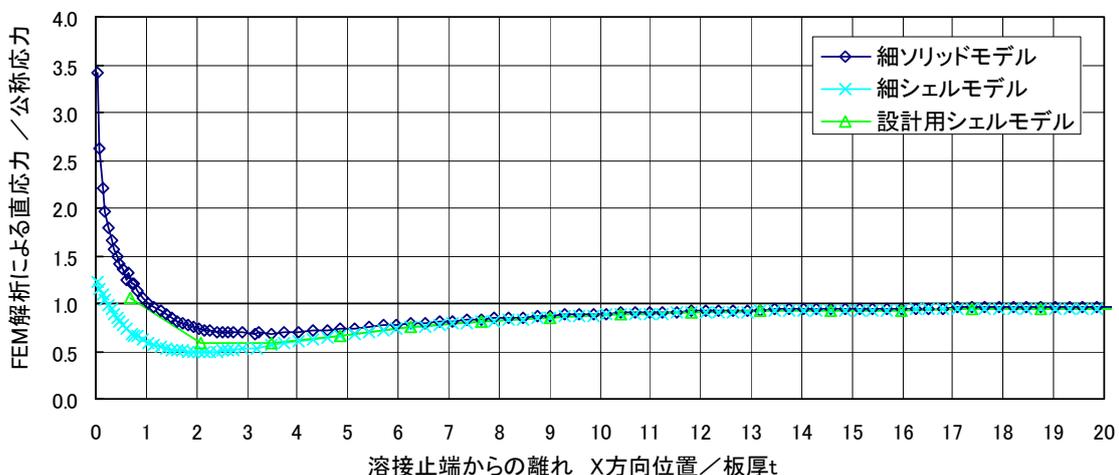


図-2.3.9 溶接止端の応力集中の区分

図より、要素の種類（シェル、ソリッド）および要素分割に関わらず、溶接止端より下フランジ板厚の10~20倍程度離れた位置で、FEM解析より求めた直応力と公称応力の比が1.0となり、局部応力（ $\sigma_{l1}$  と  $\sigma_{l2}$ ）はほぼ消滅していることが確認できる。

一事例に過ぎないが、溶接止端より板厚の10~20倍離れた位置までの応力分布から直線外挿する方法を用いることで、FEM解析より得られる下フランジ直応力は公称応力と同程度となり、FEM解析による設計と格子解析による設計の違いは、床版や横桁に起因する荷重分配の差に集約できるものと考えられる。また、シェル要素を用いた中間支点上付近の要素分割は、中間支点より板厚の10~20倍離れた位置の応力が算出できるような分割が一つの目安になるのではないかと考えられる。



## 図-2.3.10 公称応力で無次元化した下フランジ下面直応力の分布

### 2.3.3. 局部応力により塑性化する領域

#### (1) 解析方法

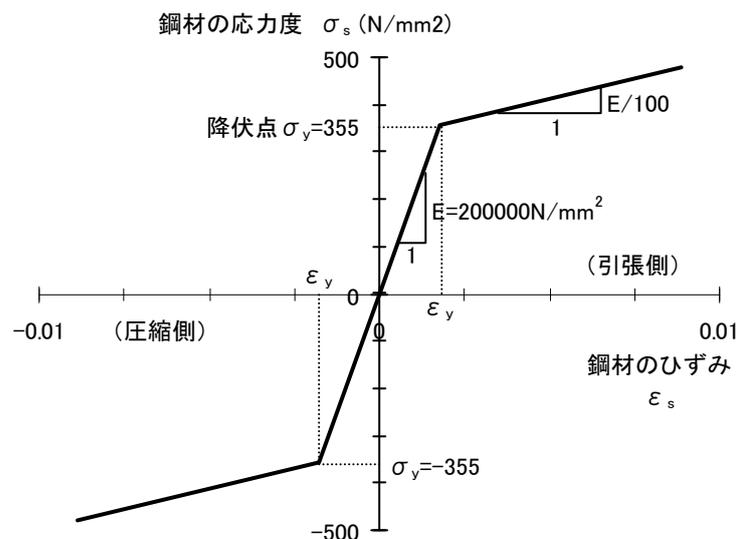
2.3.2.(3)では、局部応力を無視する場合として設計で用いるための平均応力の算出方法を示したが、ここでは、中間支点上に発生する局部応力が設計で無視できるかどうかを検討するため、片持梁のソリッドモデルで非線形静解析（弾塑性解析）を行い、塑性化する領域を線形静解析の場合と比較する。

解析モデルは図-2.3.2のとおりであり、応力集中が発生する中間支点部の要素に図-2.3.11に示す材料非線形特性を与えた。多軸応力状態における降伏条件は(4.1.1)式に示すvon Misesの条件を用い、初期降伏点は鋼材SM490Yを想定して $\sigma_y=355\text{N/mm}^2$ とした。降伏後は鋼材のひずみ硬化を考慮して、初期剛性の1/100の剛性を与えた。荷重は、中間支点上の下フランジに発生する応力集中がほぼ消滅する位置（橋軸方向に板厚の10倍程度）の応力が設計では許容曲げ圧縮応力度の200 N/mm<sup>2</sup>程度となることを勘案し、図-2.3.1に示した等分布荷重を5倍した250kN/mの等分布荷重とした。

なお、解析ソフトウェアは汎用有限要素プログラム「NASTRAN ver. 2001.0.9」<sup>3)</sup>を用いた。また、収束判定基準は変位・荷重・仕事量に対して0.01以下を許容誤差とし、ニュートンラプソン法を用いて反復計算を行った。

$$\sigma_M = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (4.1.1)$$

ここで、 $\sigma_M$  : von Mises の相当応力



単軸応力状態における特性であり、実際は

図-2.3.11 鋼材の非線形特性

## (2) 解析結果

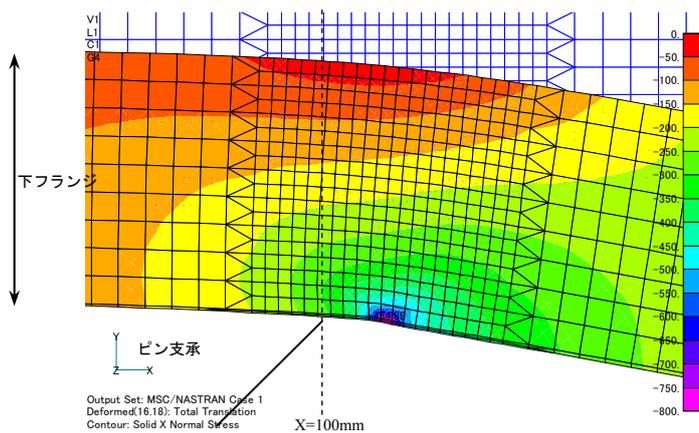
図 2.3.12に、下フランジに発生する応力コンターの線形弾性解析と材料非線形解析（弾塑性解析）との比較において、Z=40mm位置（X=100mm前後）におけるX-Y平面内の応力コンターを示し、図-2.3.13に下フランジ下面におけるX-Z平面内の応力コンターを示す。また、図-2.3.14には最も直応力 $\sigma_x$ の値が大きいX100-Y0-Z40位置の要素における $\sigma - \epsilon$ 関係の比較を示す。

図 2.3.12(e)と(f)の比較より、板厚内におけるMises相当応力 $\sigma_M$ が降伏点 $\sigma_y$ を超える範囲は、線形弾性解析と材料非線形解析（弾塑性解析）とで形は微妙に異なるものの面積にそれほど大きな差はなく、材料非線形解析（弾塑性解析）では $\sigma_y$ を超える領域内で応力の再配分が行われているものといえる。また、その領域の直径は板厚に対して1/4程度と小さい。図-2.3.13(e)と(f)の比較においても同様に、X-Z平面内における降伏点 $\sigma_y$ を超える領域は線形弾性解析と材料非線形解析（弾塑性解析）とで顕著な差はなく、材料非線形解析（弾塑性解析）では $\sigma_y$ を超える範囲内で応力の再配分が行われている。なお、いずれの解析においても直応力 $\sigma_x$ と最小主応力 $\sigma_{min}$ が降伏点 $\sigma_y$ を超える領域には、顕著な差は見られず、せん断応力に比べて橋軸方向直応力が卓越している場であることがわかる。

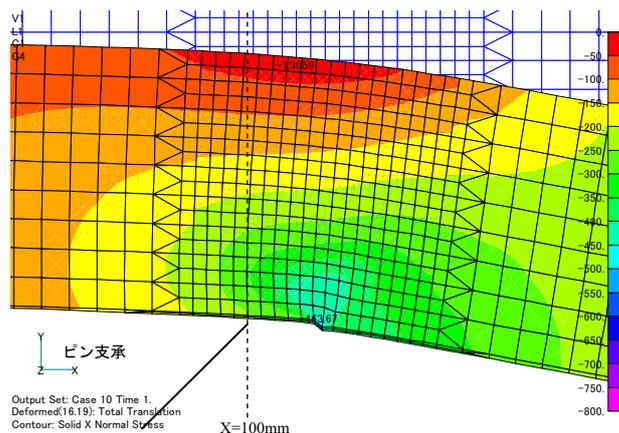
なお、図 2.3.12より、X=100mm付近の下フランジ下面において、最も絶対値の大きい最小主応力 $\sigma_{min}$ は、線形弾性解析では約-890 N/mm<sup>2</sup>、材料非線形解析（弾塑性解析）では、約-530 N/mm<sup>2</sup>という高い応力が得られた。しかし、これらの高い応力が得られている狭い領域の応力の評価については、FEM解析におけるモデル化による影響を受ける等により、必ずしも確立されているわけではないので、ここでは、降伏点 $\sigma_y$ を超える応力の領域の相対比較のみを行った。

図 2.3.14に示すX100-Y0-Z40位置の要素における $\sigma - \epsilon$ 関係の比較を見ると、材料非線形解析（弾塑性解析）におけるMises相当応力の最大ひずみ（=約0.6%）は一般的な溶接構造用圧延鋼材の破壊ひずみ（伸び $\geq 23\%$ ）に対して十分に余裕がある。また、Mises相当応力における $\sigma - \epsilon$ 曲線とグラフのx軸がなす面積（=ひずみエネルギー）を比較すると、線形弾性解析は $\triangle OAB$ =約0.88、材料非線形解析（弾塑性解析）は $\square OCDE$ =約1.91であり、材料非線形解析（弾塑性解析）の方がひずみエネルギーが2倍以上大きい。これは、材料非線形解析（弾塑性解析）では応力集中部の応力は降伏応力で頭打ちとなるが、ひずみは最も応力集中度の高い要素に集中した結果と考えられる。

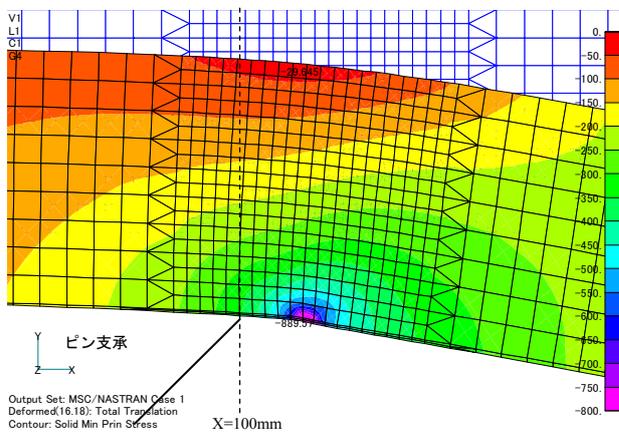
片持梁を対象とした簡易化した一事例ではあるが、中間支点部における塑性化する領域はごく小さく、最大ひずみも破断ひずみに対して十分に余裕があることが確認された。



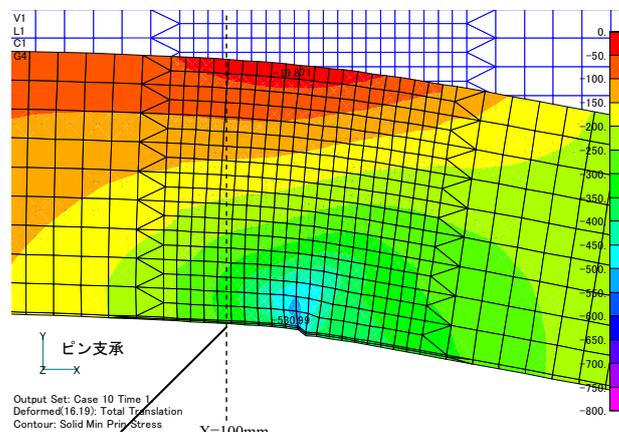
(a) 直応力  $\sigma_x$  (線形静解析)



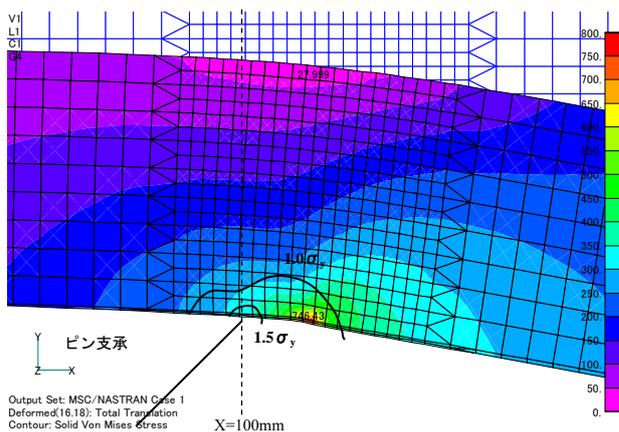
(b) 直応力  $\sigma_x$  (非線形静解析)



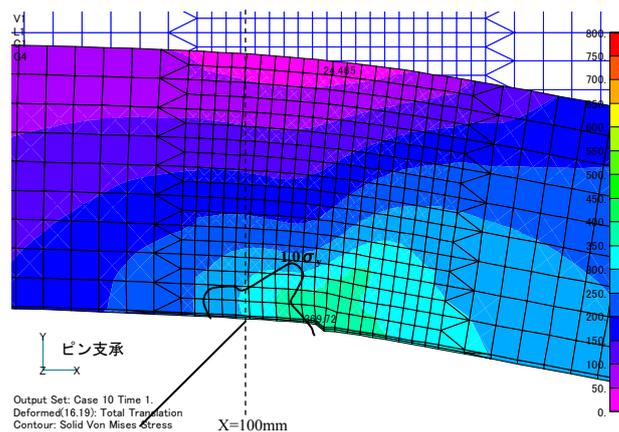
(c) 最小主応力  $\sigma_{\min}$  (線形静解析)



(d) 最小主応力  $\sigma_{\min}$  (非線形静解析)

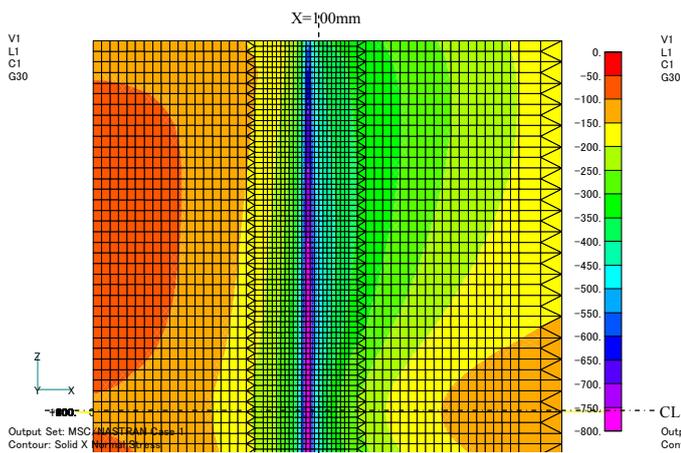


(e) Mises 相当応力  $\sigma_M$  (線形静解析)

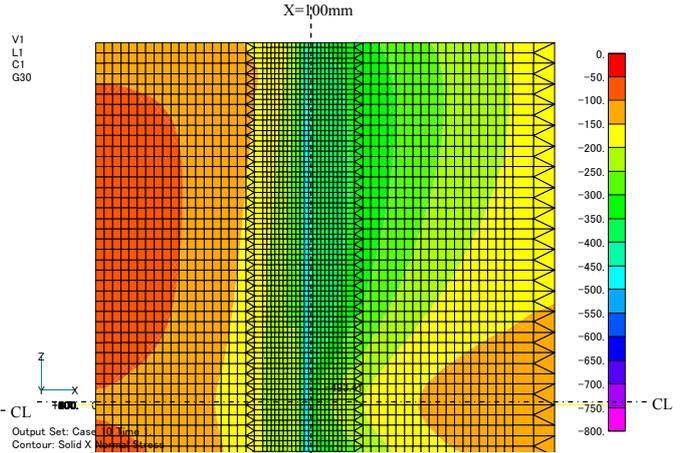


(f) Mises 相当応力  $\sigma_M$  (非線形静解析)

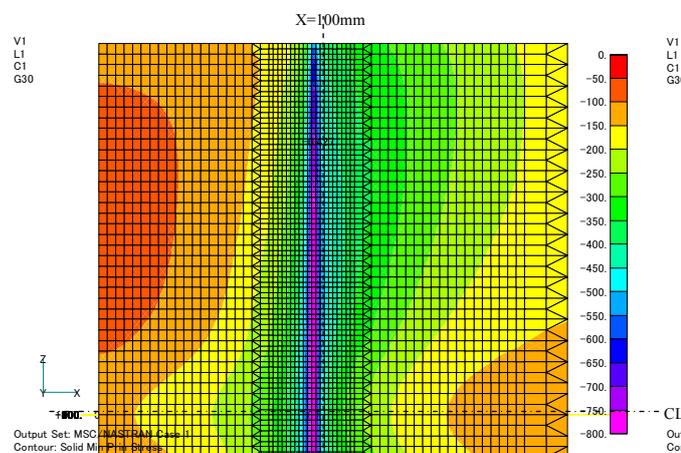
図-2.3.12 下フランジ応力コンターの比較 (Z=40mm 位置の X-Y 平面)



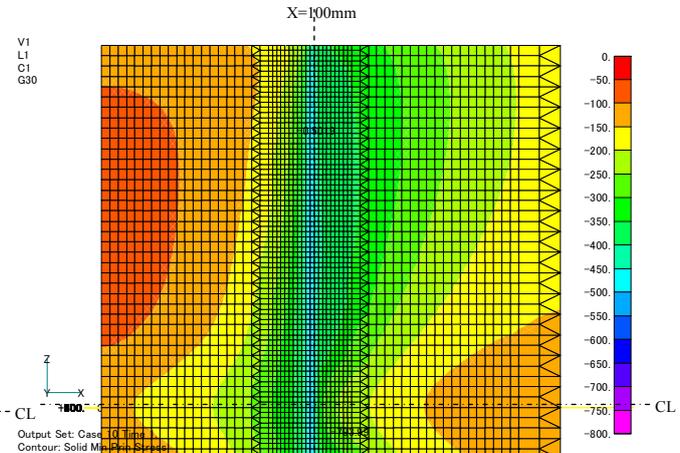
(a) 直応力  $\sigma_x$  (線形静解析)



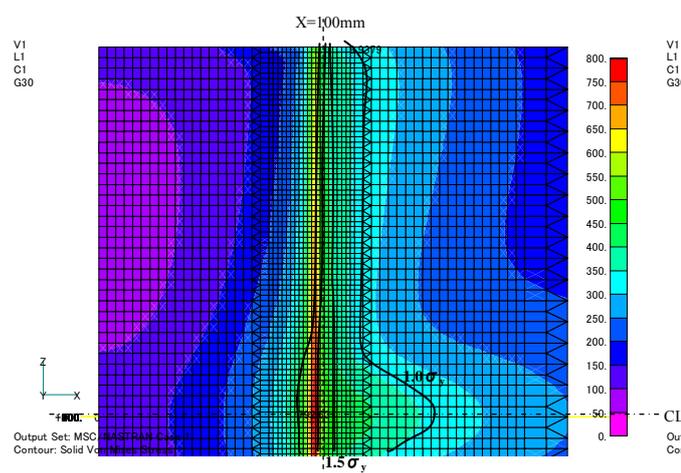
(b) 直応力  $\sigma_x$  (非線形静解析)



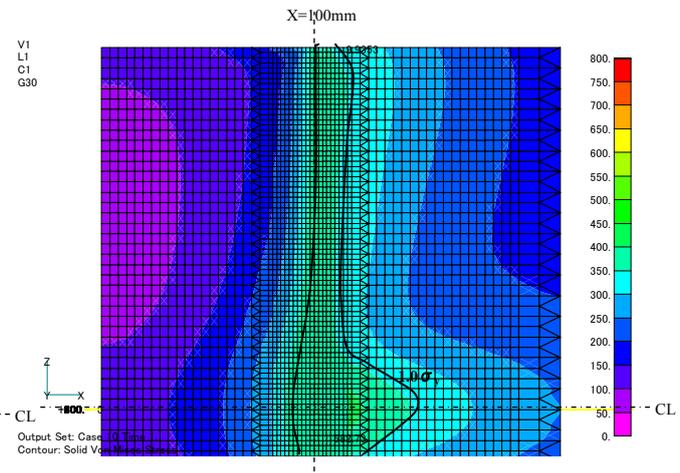
(c) 最小主応力  $\sigma_{\min}$  (線形静解析)



(d) 最小主応力  $\sigma_{\min}$  (非線形静解析)



(e) Mises 相当応力  $\sigma_M$  (線形静解析)



(f) Mises 相当応力  $\sigma_M$  (非線形静解析)

図-2.3.13 下フランジ応力コンターの比較 (下フランジ下面の X-Z 平面)

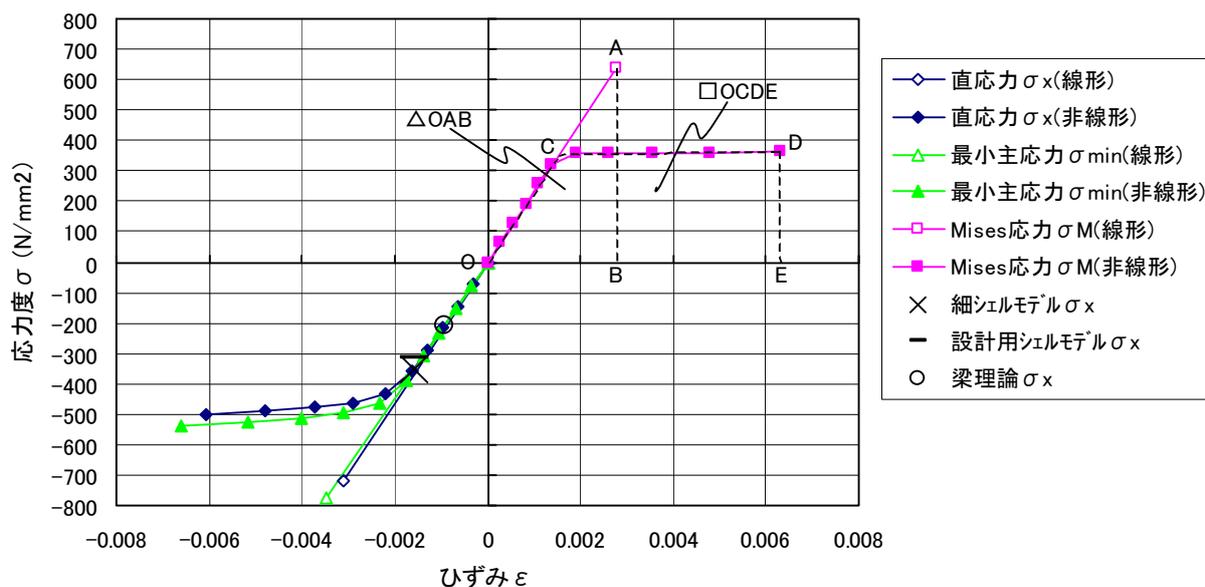


図-2.3.14 中間支点上応力集中部の $\sigma - \epsilon$ 関係の比較 (x100-y0-z40位置の要素)

### 2.3.4. 疲労照査における局部応力の扱い

ここでは、外桁の中間支点部に細ソリッドモデルを適用した2径間連続4主I桁橋の全体モデルにより局部応力を算出し、この応力を直接用いることによる疲労照査を試みた。

#### (1) 解析対象と解析モデル

図-2.3.15に解析対象とした20m+20mの2径間連続4主I桁橋の桁断面を示す。主桁は応力集中部の要素分割を極力細かくできるように断面寸法の小さいH形鋼を想定して、格子解析による概略設計レベルの部材設計を行い、諸元を決定した。疲労設計荷重は、T荷重の片側がG4桁の直上となる位置でレーン載荷を行った。

図-2.3.16に解析モデルを示す。T荷重直下であるG4桁の中間支点上付近にはソリッド要素を用い、最小2mm立方で要素分割を行った。それ以外の鋼桁およびRC床版はシェル要素でモデル化した。支承は鋼製のピン支承を想定し、着目部であるG4桁中間支点上のみソリッド要素を用いて実際の構造形状をモデル化した。支承の境界条件は剛体はり要素でピラミッド型に集約した節点に固定支承 (XYZ拘束)、可動支承 (YZ拘束) のそれぞれの条件で空間拘束することで与えた。鋼材のヤング係数は $2.0 \times 10^5 \text{N/mm}^2$ 、床版コンクリートは $3.0 \times 10^4 \text{N/mm}^2$ とし、中間支点上の床版はひび割れを想定して片側支間の15%領域を鉄筋のみの断面剛性に低減させることを基本とした。

## (2) 疲労照査方法

疲労照査に用いる中間支点上の下フランジ応力集中部の最大応力範囲は、格子解析から最も不利となるおおまかな位置を決め、その周辺を手動で試行錯誤的に載荷することで最も不利となる位置を決定した。次に、中間支点上の下フランジ応力集中部の橋軸方向応力分布に対して文献2)に示すB法 (a点=0.5t、b点=1.5t) を適用し、ソールプレート端のホットスポット応力を算出した。疲労設計曲線は文献2)を参考に、非仕上げの溶接継手を想定してE等級の曲線を用いた。

検討ケースは以下の2ケースとした。

CASE1：中間支点上の床版は全断面有効であり、中間支点のピン支承が健全な状態の場合 (Y、Z方向のみ拘束)

CASE2：中間支点上の床版はひび割れを考慮して鉄筋のみとし、中間支点のピン支承が機能不全な状態の場合 (X、Y、Z方向およびX軸回り、Y軸回りを拘束)

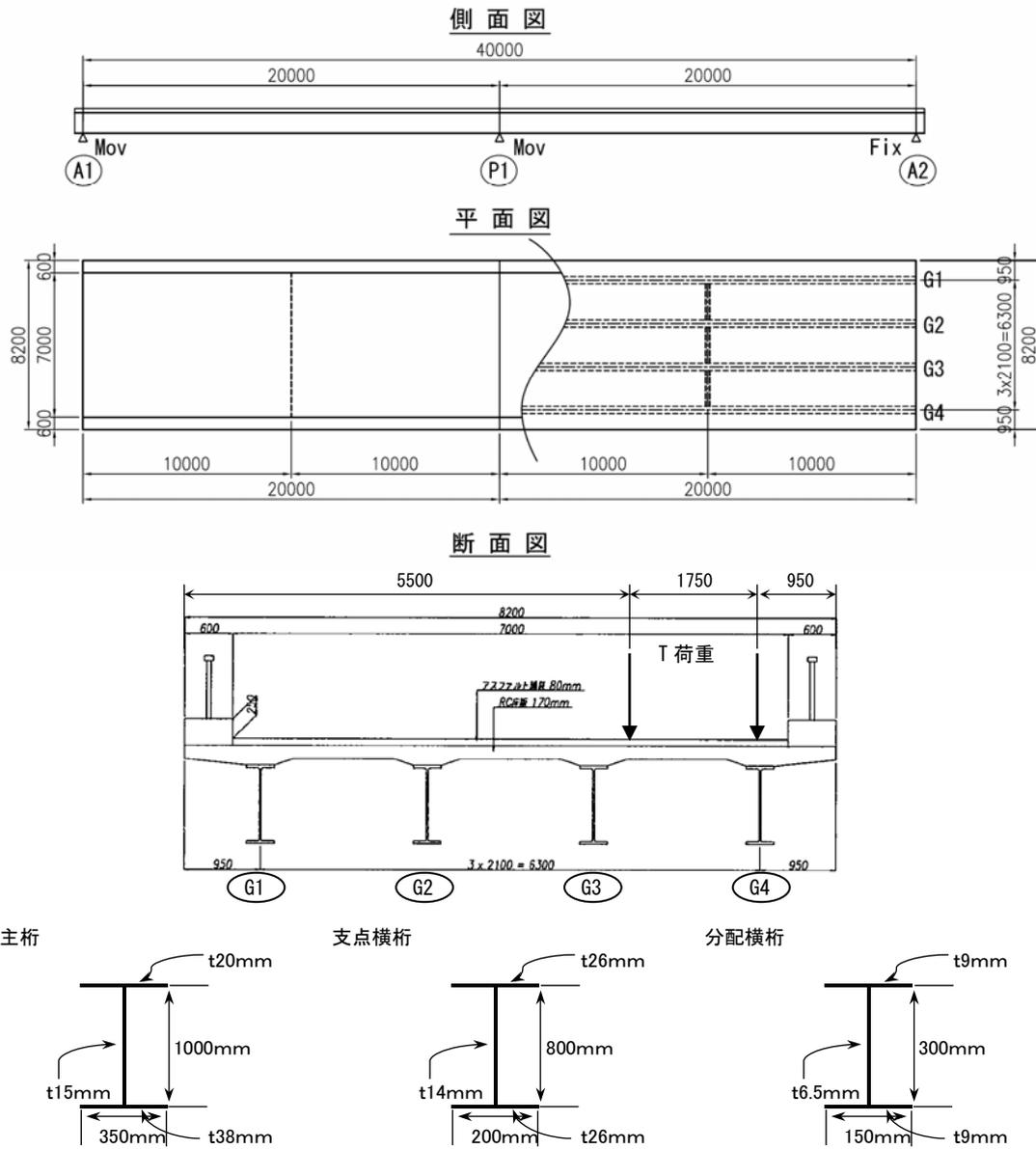


図-2.3.15 解析対象とした2径間連続4主I桁橋の桁断面

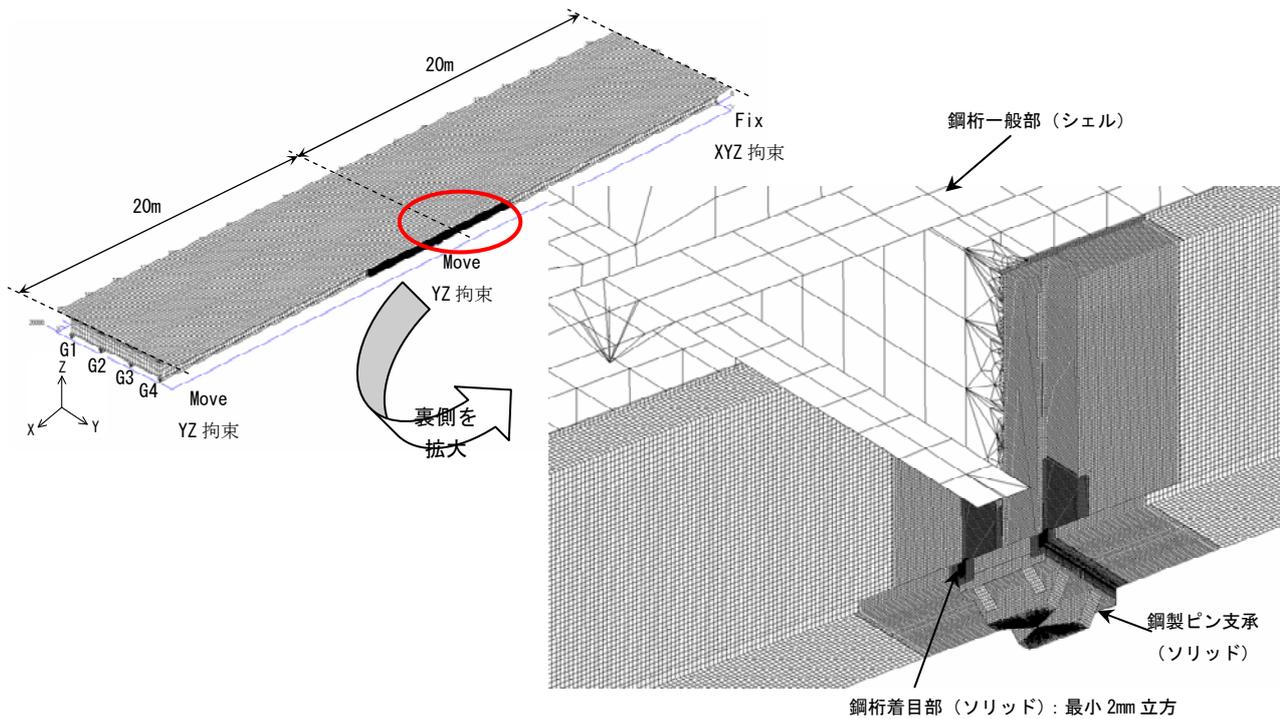


図-2.3.16 解析モデル

### (3) 疲労照査結果

疲労照査を行う着目点（着目要素）は、図-2.3.17に示す中間支点上のG4下フランジ下面でソールプレートとの溶接止端ラインとウェブラインが交差する要素Aである。図-2.3.18に着目要素Aに対する直応力 $\sigma_x$ のG4桁上の影響線を示す。最も不利となる疲労設計荷重の載荷位置は、中間支点上を原点として第二径間側7mの位置となった。

表-2.3.5(a)に着目要素Aにおける、一定振幅応力に対する応力範囲の打切り限界を用いた疲労照査結果を示す。同表にはホットスポット応力を用いた照査結果のほか、参考としてピーク応力を用いた照査結果と、比較のため同橋梁を格子解析で疲労照査した結果を併せて示す。格子解析では、中間支点上の床版はひび割れを考慮して鉄筋のみを断面剛性として考慮し、中間支点のピン支承は健全な状態（Y、Z方向のみ拘束）として計算を行った。

表-2.3.5(a)を見ると、支承が健全な状態であるCASE1ではホットスポット応力から求めた最大応力範囲はE等級の打切り限界以下であり、疲労照査を満足している。一方、床版のひび割れを考慮し支承が機能不全の状態であるCASE2の場合ではホットスポット応力から求めた最大応力範囲は打切り限界以上となり照査を満足しない。表-2.3.5(b)にCASE2の場合における累積損傷度を考慮した疲労照査結果を示す。日大型車交通量 $ADTT$ は3000台/日、設計供用期間 $T$ は100年として照査した。CASE2では累積損傷度が4.3となり、25年程度で累積損傷度が1となる結果となった。以上、一事例ではあるが、中間支点上の下フランジに発生する局部応力に対して、支承の拘束条件によっては疲労照査を満足しなくなる可能性があることがわかった。

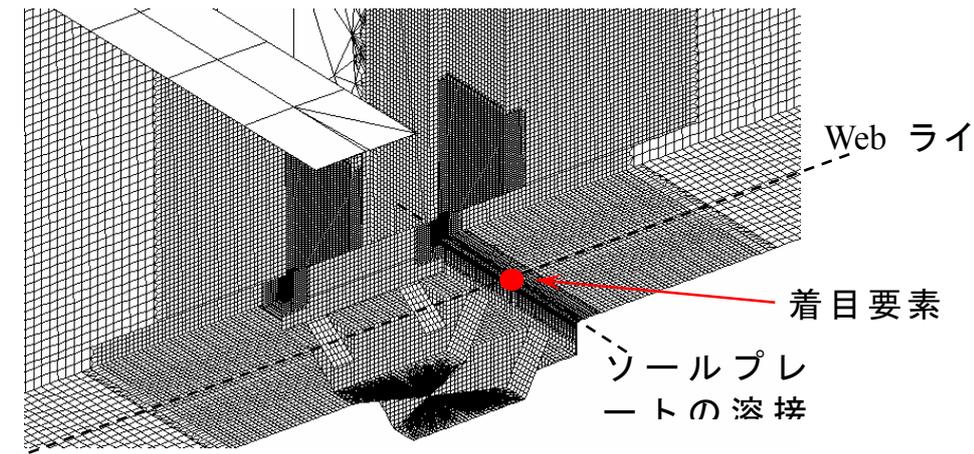


図-2.3.17 疲労照査を行う着目位置（着目要素）

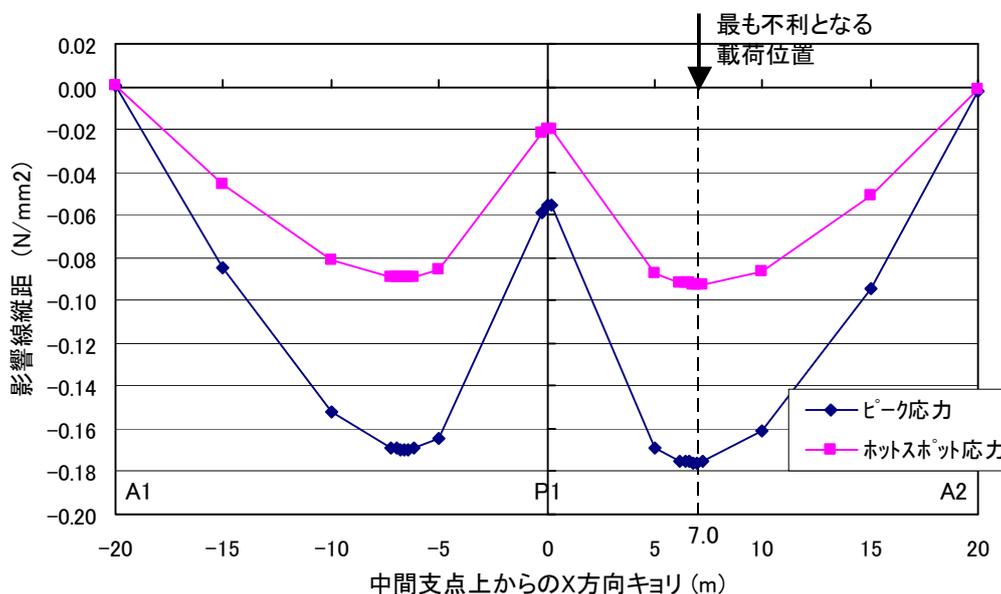


図-2.3.18 着目要素 A における直応力  $\sigma_x$  の G4 桁上影響線（CASE1 の例）

表-2.3.5 着目要素 A における疲労照査結果

(a) 一定振幅応力に対する応力範囲の打切り限界を用いた疲労照査

解析ケース		T荷重載荷時の直応力 $\sigma_x$ (N/mm <sup>2</sup> )	衝撃係数 $i_f$	構造解析係数 $\gamma_a$	最大応力範囲 $\Delta \sigma_{max}$ (N/mm <sup>2</sup> )	一定振幅応力打切り限界 $\Delta \sigma_{ce} \cdot C_R \cdot C_t$	判定 $\Delta \sigma_{max} < \Delta \sigma_{ce} \cdot C_R \cdot C_t$	
照査用応力								
FEM 解析	CASE1	ホットスポット	39.8	0.143	1.00	45.5	72.6	OK
		ピーク(参考)	75.4	0.143	1.00	86.2	72.6	OUT (参考)
	CASE2	ホットスポット	89.5	0.143	1.00	102.3	72.6	OUT
		ピーク(参考)	181.2	0.143	1.00	207.1	72.6	OUT (参考)
格子解析		公称応力	31.8	0.143	1.00	36.4	72.6	OK

注1) T荷重には、活荷重補正係数  $\gamma_{T1}$  (=Log20+1.5=2.80)、同時荷重係数  $\gamma_{T2}$  (=1.00) を乗じている。

注2) 強度等級: FEM解析、格子解析ともに“E等級” ( $\Delta \sigma_{ce} = 62 \text{ N/mm}^2$ )

注3) CASE1: 床版は全断面有効であり、中間支点のピン支承が健全な状態の場合

CASE2: 中間支点上の床版のひび割れを考慮し、中間支点のピン支承が機能不全な状態の場合

格子解析: 中間支点上の床版のひび割れを考慮し、中間支点のピン支承が健全な状態の場合

## (b) 累積損傷度を考慮した疲労照査

CASE2 のホットスポット応力を用いた(a)の照査が満足しなかったため、累積損傷度を考慮した疲労照査を行う。

$$\text{疲労設計曲線} : \Delta\sigma_{i,j}^m \times N_{i,j} = 2 \times 10^6 \times \Delta\sigma_f^m \times (C_R \times C_t)^m$$

基本許容応力範囲	$\Delta\sigma_f = 80$ N/mm <sup>2</sup> (E 等級の時)
変動振幅応力に対する応力範囲の打ち切り限界	$\Delta\sigma_{ve} = 29$ N/mm <sup>2</sup> (E 等級の時)
平均応力に関する補正係数	$C_R = 1.30$ (完全片振り圧縮)
板厚に関する補正係数	$C_t = \sqrt[4]{25/38} = 0.90$
疲労設計曲線の傾き指数	$m = 3$ (直応力を受ける継手)

応力範囲

$$\begin{aligned} \text{レーン 1} \quad \Delta\sigma_{1,1} &= 102.3 \text{ N/mm}^2 > \Delta\sigma_{ve} \cdot C_R \cdot C_t \\ \Delta\sigma_{1,2} &= 102.3 \text{ N/mm}^2 > \Delta\sigma_{ve} \cdot C_R \cdot C_t \end{aligned}$$

疲労寿命の算出

$$\begin{aligned} \text{レーン 1} \quad N_{1,1} &= \left( 2 \times 10^6 \times 80^3 \times (1.30 \times 0.90)^3 \right) / 102.3^3 = 1.53 \times 10^6 \\ N_{1,2} &= \left( 2 \times 10^6 \times 80^3 \times (1.30 \times 0.90)^3 \right) / 102.3^3 = 1.53 \times 10^6 \end{aligned}$$

設計供用期間に考慮する疲労設計荷重の载荷回数 :  $nt_i$

$$nt_i = ADTT_{sLi} \times \gamma_n \times 365 \times Y$$

$ADTT_{sLi}$  : 一方向一車線 (車線  $i$ ) あたりの日大型車交通量

$$ADTT_{sLi} = ADTT / n_L \times \gamma_L$$

$$\gamma_n : \text{頻度補正係数} \quad \gamma_n = 0.03$$

$$Y : \text{設計供用期間} \quad Y = 100 \text{ (年)}$$

$$ADTT : 1 \text{ 方向あたりの日大型車交通量} \quad ADTT = 3000 \text{ (台/日)}$$

$$n_L : \text{車線数} \quad n_L = 1 \text{ (レーン)}$$

$$\gamma_L : \text{車線交通量の偏りを考慮するための係数} \quad \gamma_L = 1.0$$

$$nt_1 = 3000 / 1 \times 1.0 \times 0.03 \times 365 \times 100 = 3.29 \times 10^6$$

累積損傷度 :  $D$

$$\begin{aligned} D &= \sum (nt_i / N_{i,j}) = nt_1 / N_{1,1} + nt_1 / N_{1,2} \\ &= 3.29 \times 10^6 / 1.53 \times 10^6 + 3.29 \times 10^6 / 1.53 \times 10^6 = 4.30 > 1 \quad (\text{OUT}) \end{aligned}$$

### 2.3.5. 検討結果のまとめと考察

本検討により得られた知見を以下にまとめる。

- (1) 中間支点部の応力集中部の応力性状を把握するため、I 断面の片持梁を対象として、細ソリッドモデルを用いて解析を行うとともに、細シェルモデルおよび梁理論による解析結果と比較した。その結果、応力分布形状は細シェルモデルと異なり、下フランジ直応力 $\sigma_x$ のピーク値は梁理論と比べて3.5倍、細シェルモデルと比べて1.9倍大きくなり、ウェブせん断応力 $\tau_{xy}$ のピーク値は梁理論と比べて3.2倍、細シェルモデルと比べて1.2倍大きくなった。
- (2) FEM解析における要素の種類（シェル、ソリッド）および要素分割に関わらず、ソールプレートの溶接止端から板厚の10～20倍程度離れた位置までの応力分布から直線外挿する方法により求めた応力を部材の応力照査で用いる平均応力とすることで、梁理論による公称応力とほぼ等しくなることがわかった。
- (3) 中間支点部の支承前縁を対象として、片持梁のソリッドモデルで材料非線形解析（弾塑性解析）を行い塑性化する領域を算出した結果、線形弾性解析による場合と大きな差は見られず、材料非線形解析（弾塑性解析）では塑性化領域内で応力の再配分が行われていることが確認された。また、塑性化する領域の直径は板厚に対して1/4程度と小さく、最大ひずみも破断ひずみに対して十分に余裕があることが確認された。

以上、中間支点部の応力性状とモデル化の影響について検討を行った。限定した設計条件に対する一事例に過ぎないが、細ソリッドモデルを用いた応力集中部の塑性化領域の検討により、この応力集中を直接的に考慮していない現行設計の意味を理解する上で有用な結果が得られた。また、FEM解析より求めた応力の応力照査への適用方法としては、ソールプレートの溶接止端から板厚の10～20倍程度離れた位置までの応力分布から直線外挿することにより求めた応力は、主桁一本を対象にした場合の公称応力と同程度となるため、FEM解析による設計と格子解析による従来設計の違いは、床版や横桁に起因する荷重分配の差に集約できる可能性が示された。

#### 【参考文献】

- 1) 村越潤, 高橋実, 吉岡勉: 鋼桁橋の設計への FEM 解析の適用に関する研究, 土木研究所資料, 第 4047 号, 2007.3.
- 2) (社)日本鋼構造協会: 鋼構造物の疲労設計指針・同解説—指針・解説／設計例／資料編—, 1993.4.
- 3) MSC.Nastran 2001 クイックリファレンスガイド, エムエスシーソフトウェア(株), 2001.
- 4) 大倉一郎: 鋼橋の疲労, 東洋書店, 1994.

## 2.4. FEM局部応力による疲労照査

ここでは、FEMで算出した溶接継ぎ手部の局部応力を用いた疲労照査方法についてIIW Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components, Feb. 2005を元に解説する。

### 2.4.1. 疲労照査応力の定義

疲労設計においては、局部応力を用い、FEMを利用した局部応力ベースの疲労照査が必要となる。よって、本節ではFEMを利用した疲労照査方法について述べる。

2.2. で記述しているとおり、FEMを用いた橋梁疲労設計応力として、修正公称応力、Hot-spot stress、Effective notch stressがある。これらの応力を求める際のモデル化方法・メッシュサイズおよび応力測定位置等をIIW Fatigue Recommendationsから抜粋して解説する。

### 2.4.2. 修正公称応力の算出

線形弾性挙動に基づく構造力学の初等理論により求められる平均公称応力に対して、複雑な不静定構造、解析解が存在しないような巨視的形狀不連続性を有する構造部材を考慮して部分的な応力変化を修正したものである。FEM解析に用いる要素分割は、単純かつ粗くてよく、溶接継手の構造詳細による全ての応力上昇効果を含めない。

修正公称応力では、以下のような応力上昇要因を考慮する。

- ・ 部材の大局的幾何形状の効果(開口・あて板)
- ・ 集中荷重点近傍の応力場
- ・ シェル部材の面外変形挙動

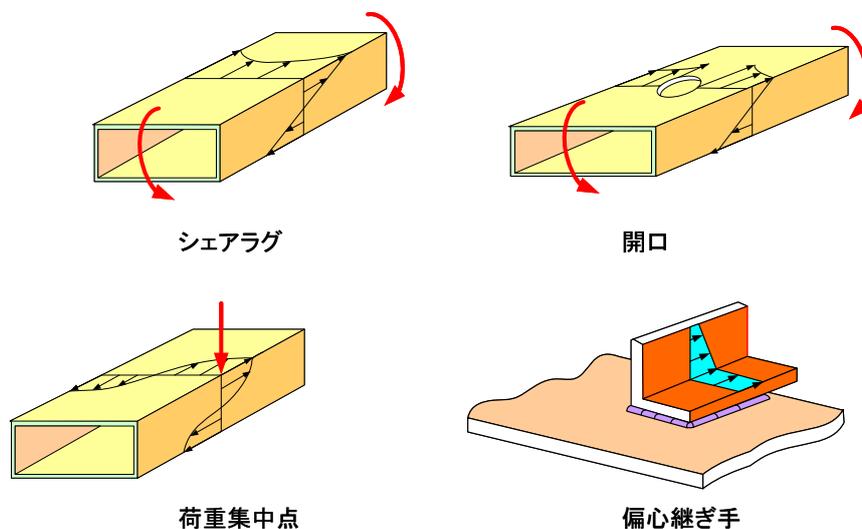


図-2.4.1 修正公称応力 上昇要因

### 2.4.3. Hot-spot stressの算出

#### (1) 一般

構造的形状応力 (Structural Hot-spot stress)  $\sigma_{hs}$  は、溶接形状自身による応力集中を除く全ての構造詳細による応力上昇効果を考慮したものである。そのため、溶接止端のような局部的切欠きによる非線形ピーク応力は形状応力からは除く。形状応力は、継手近傍における部材の全体形状と荷重パラメータに依存する。その値は部材の評価位置表面で算定される。

構造的形状応力  $\sigma_{hs}$  は、一般に板、シェルおよびパイプ構造で用いられ、膜応力成分と板曲げ応力成分に分解することができる。また、構造的な不連続性による応力上昇効果を含むため、通常、公称応力よりも高い値となる。

疲労評価に際しては、溶接継手中で疲労き裂が最も発生しやすいと予想される位置 (Hot-spot) で最も危険となる方向の形状応力を求めなければならない。一般には、最大主応力が用いられる。図2.6.2に構造不連続を有する構造詳細の例を構造的な形状応力の分布とともに示す。

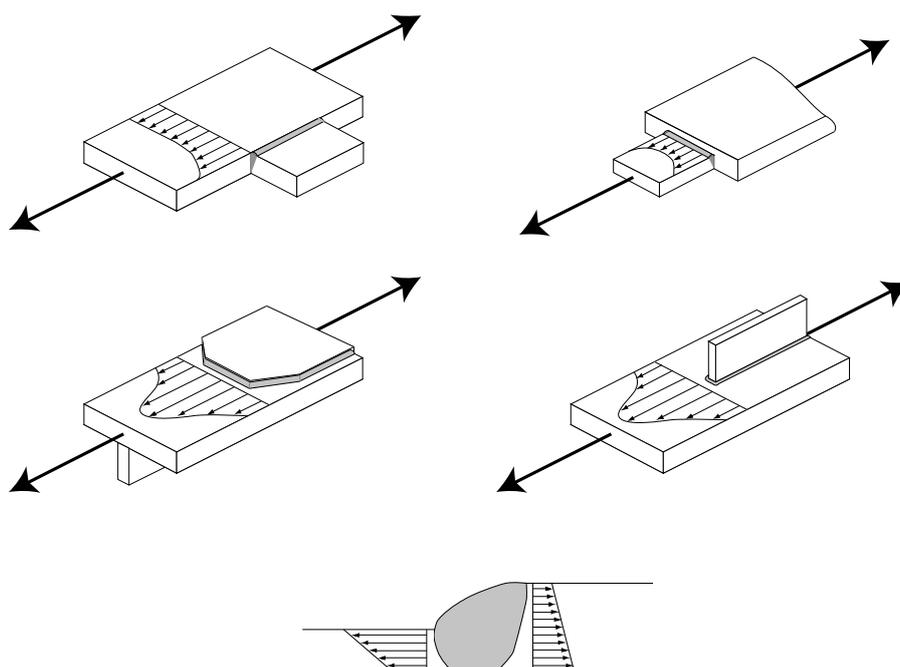


図-2.4.2 構造詳細と形状応力

形状応力アプローチは、形状効果が複雑で公称応力の定義が困難な溶接継手、および構造不連続が等級分類された構造詳細に該当したものが無い場合に用いるとよい。

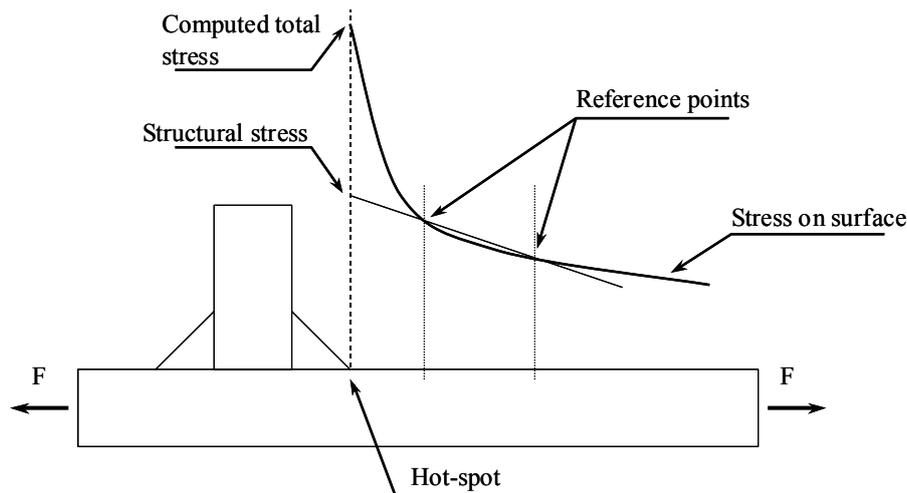


図-2.4.3 Hot-spot stress の定義

Hot-spot stressは、応力参照点とHot-spotにあたる溶接止端への外挿法によって求められる。本手法は、溶接止端からき裂が発生している時のみ適用でき、溶接ルート部からき裂が発生している場合、き裂が溶接ビード内に進展している場合には適用できない。

疲労作用と疲労抵抗の両者に対して、同種の応力を用いることが重要である。また、計算方法と計測方法はできるだけ対応したものとしなければならない。計測した形状応力を用いる場合には、形状不整に対する補正の必要はない。形状応力を計算する際には、予想されるすべての形状不整を考慮して実際の継手形状をモデル化しなければならない。

本手法は溶接止端の疲労評価のみに限定される。

## (2) Hot-spotの種類

上記で定義したStructural Hot-spot stressに加え、Hot-spotは板上の位置および溶接止端からの起点によって、2種類に分けられる。

表-2.6.1 Hot-spot の種類

タイプ	解説
a)	部材表面の溶接止端に対して垂直に作用するHot-spot stress
b)	部材側面の溶接止端に対して垂直に作用するHot-spot stress

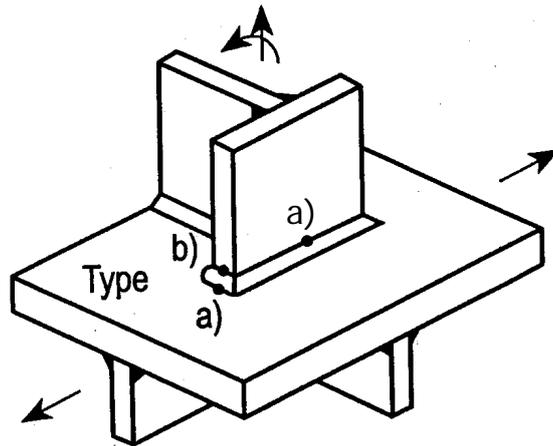


図-2.4.4 Hot-spot の種類

### (3) Hot-spotの定義

Structural Hot-Spot stressは計測もしくは計算により求められる。ここで、非線形ピーク応力は、板厚方向の平均応力や溶接止端表面の応力の外挿により除外される。表面応力の外挿法について以下に述べる。求め方は、計測と計算でほぼ同様である。

まず、参照点(応力参照点)の応力を求める。次に、溶接止端位置へ外挿し、Structural Hot-spot stressを求める。

Structural Hot-Spot stressは、溶接止端から応力方向へ離れた位置での2つまたは3つの応力参照点における応力値もしくはひずみ値から求められる。溶接止端近傍は、溶接形状自身の影響を受けてしまう為、応力参照点としてはいけない。実用上、溶接止端から $0.4t$  ( $t$ =板厚)離れた位置に設けるものとする。そして、溶接止端のStructural Hot-spot stressは外挿法によって求める。

### (4) Hot-spot stressの計算

一般に、構造不連続部や構造詳細の形状応力を解析的に求めることは不可能である。形状応力を求めるための経験式もほとんどない。したがって、ほとんどの場合、FEM解析によって形状応力が求められる。

通常、形状応力は理想化された形状不整のない溶接継手を仮定して計算される。したがって、疲労抵抗データには可能性のあるすべての形状不整を考慮しなければならない。

FEMの要素は、重要な位置(ホットスポット)近傍では十分細かくし、ひずみゲージ計測に対して用いられる外挿点に対応した位置で応力と応力勾配が求められるようにしなければならない。

FEM解析に際する概略を以下に示す。

要素と積分点の数は、板厚方向で応力が直線分布しているとして決めるべきである。通常は4節点薄肉シェルあるいはソリッド要素、応力勾配が急な場合には8節点薄肉シェル要素あるいは20節

点ソリッド要素を用いるのがよい。

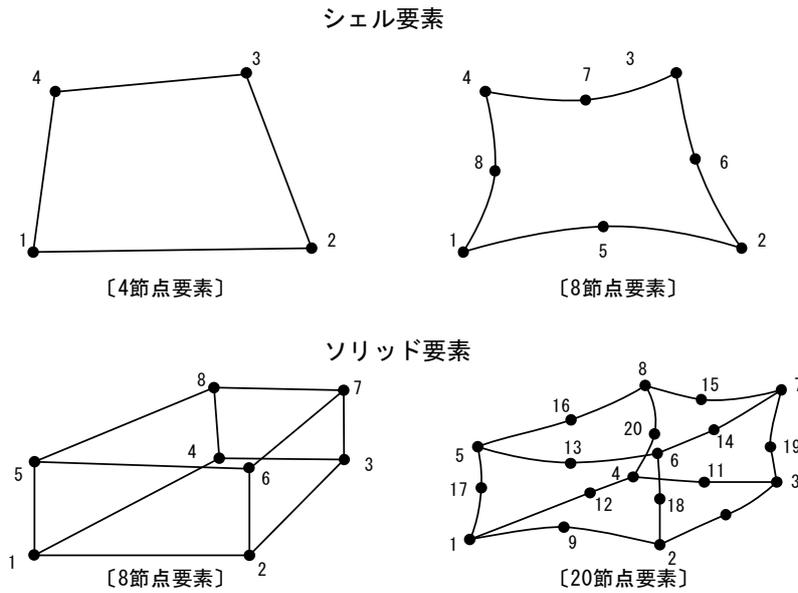


図-2.4.5 各要素の節点番号

薄肉シェル要素を用いる場合(図-2.4.6)、構造物は板あるいは管壁の板厚中心でモデル化する。溶接交差部の剛性も、例えば溶接部を傾斜シェル要素(図-2.4.7)でモデル化するなどして考慮しなければならない。これは、交差部が近接して存在する場合、あるいは縦方向ガセットが特異挙動の原因となるような場合に重要である。

特に複雑な応力形状を示す場合は、ソリッド要素を用いるべきであり、溶接部のモデル化は図-2.4.8のようにするのがよい。

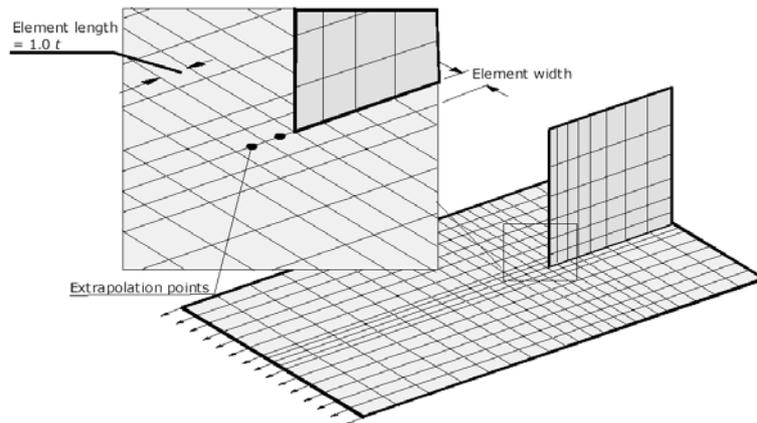


図-2.4.6 シェル要素のFEMモデル例

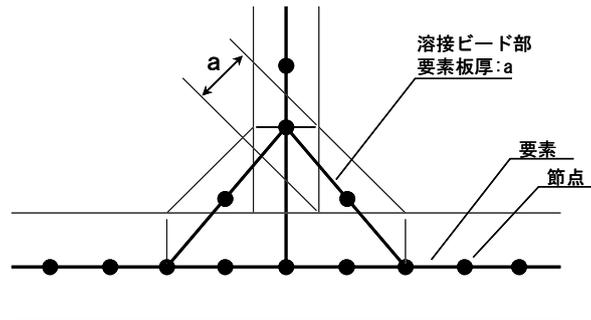


図-2.4.7 T継手部の溶接部モデル化例(シェル要素使用時)

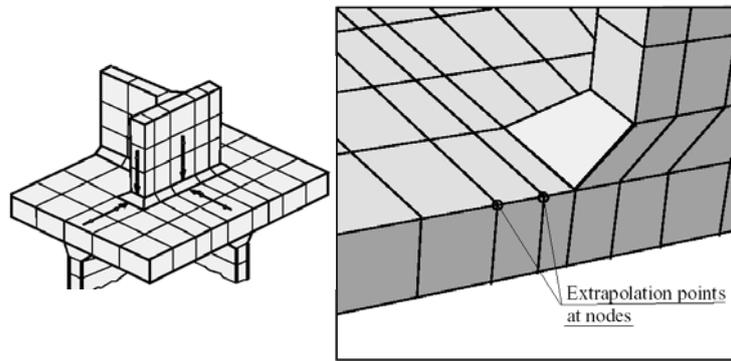


図-2.4.8 ソリッド要素のFEMモデル化例

溶接止端に隣接し溶接と直交する最初の要素の大きさは、外挿点において有効な結果が得られるようにしなければならない。板あるいは管の交差線に直交する要素の大きさは、要素中心点あるいは第一積分点と溶接止端との距離が $0.4t$ 以下となるようにすべきである。

FEMモデルは溶接に沿った応力の変化を表すことができるものとすべきである。

要素サイズを変化させる場合には、緩やかに行うべきである。

応力は、板あるいはシェルの表面で計算する。

溶接サイズが図面に記されていない場合、対象とする構造物の種類に応じた溶接の規則に従って溶接サイズを設定する。

### Type “a” の Hot-spot

Structural Hot-spot stress  $\sigma_{hs}$  は応力参照点と下記の外挿式を用いて求められる。(図2.6.9)

1) Hot-Spot上での要素サイズが最大 $0.4t$ である細かいメッシュを用いる場合：

応力参照点をHot-Spotから $0.4t$ 、 $1.0t$ の2箇所での節点応力で評価し、式(1)の線形外挿法により求める。

$$\sigma_{hs} = 1.67 \times \sigma_{0.4t} - 0.67 \times \sigma_{1.0t} \dots\dots\dots (2.4.1)$$

2) 1)と同様の細かいメッシュを用いる場合：

Hot-Spotから $0.4t$ 、 $0.9t$ 、 $1.4t$ の3箇所の節点応力で評価し、式(2)の二次外挿法により求める。

この手法は、Hot-Spotにおいて構造的応力が非線形に増加する際に用いられる。

$$\sigma_{hs} = 2.52 \times \sigma_{0.4t} - 2.24 \times \sigma_{0.9t} + 0.72 \times \sigma_{1.4t} \text{ .....(2.4.2)}$$

3) Hot-Spot上での要素サイズが板厚と等しい高次の粗いメッシュを用いる場合：

Hot-Spotから0.5t、1.5tの2箇所の中間節点応力または要素表面中心応力で評価し、式(3)の線形外挿法により算出する。

$$\sigma_{hs} = 1.50 \times \sigma_{0.5t} - 0.50 \times \sigma_{1.5t} \text{ .....(2.4.3)}$$

### Type “b” の Hot-spot

Type bにおいては、応力分布は板厚に依存しない。よって、応力参照点は溶接止端からの距離によって定義される。

1) Hot-Spot上での要素サイズが最大0.4tである細かいメッシュを用いる場合：

Hot-Spot から4mm、8mm、12mm の3箇所の節点応力で評価し、式(2)の二次外挿法により求める。

$$\sigma_{hs} = 3 \times \sigma_{4mm} - 3 \times \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \text{ ..... (2.4.4)}$$

2) Hot-Spot上での要素サイズが10mmの高次の粗いメッシュを用いる場合：

Hot-Spotに最も近い2つの中間節点 (Hot-Spotから5mmと15mmの位置) 応力によって評価し、式(5)の線形外挿法により算出する。

$$\sigma_{hs} = 1.5 \times \sigma_{5mm} - 0.5 \times \sigma_{15mm} \text{ ..... (2.4.5)}$$

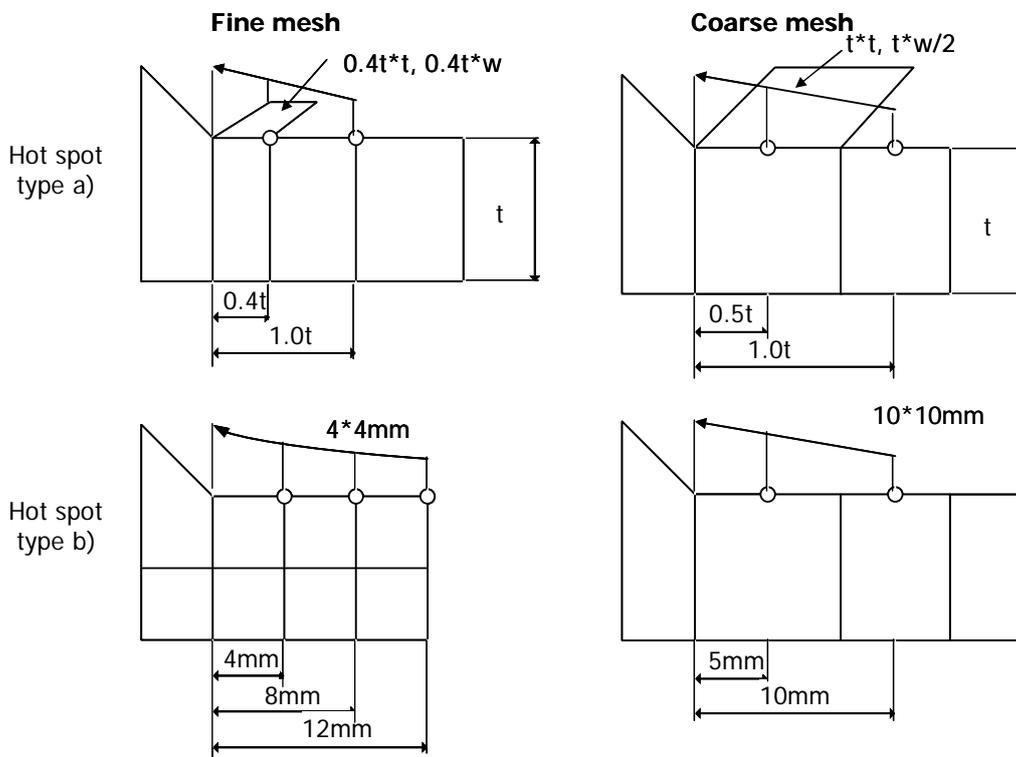


図-2.4.9 メッシュの違いによる応力参照点位置

表-2.6.2 推奨メッシュサイズおよび外挿点位置

FEMモデル		Coarse model		Fine model	
Hot-spotタイプ		Type a	Type b	Type a	Type b
要素サイズ	シェル	t * t 最大 t * w/2 *)	10 * 10 (mm)	0.4t * t 以下または 0.4t * w/2以下	4 * 4 (mm) 以下
	ソリッド	t * t 最大 t * w	10 * 10 (mm)	0.4t * t 以下または 0.4t * w/2以下	4 * 4 (mm) 以下
外挿点位置	シェル	0.5t, 1.5t 中間節点	5, 15(mm) 中間節点	0.4t, 1.0t 節点	4, 8, 12 (mm) 節点
	ソリッド	0.5t, 1.5t サーフェス中心	5, 15(mm) サーフェス中心	0.4t, 1.0t 節点	4, 8, 12 (mm) 節点

\*) w: 取付部材の板厚+溶接脚長

#### 2.4.4. Effective notch stressの算出

##### (1) 一般

有効切欠き応力は切欠き先端における応力であり、材料の線形弾性挙動を仮定して求められる。溶接形状パラメータの統計的性質を等価なものに置き換える。構造用鋼に対しては、有効切欠き先端半径として $r=1\text{mm}$ を用いることにより、矛盾のない結果が得られることが明らかにされている。疲労評価においては、有効切欠き応力を一つの共通な疲労抵抗曲線と比較する。

表-2.6.3 Effective notch の疲労抵抗曲線

溶接先端品質	解説	FAT
溶接止端およびルート部のEffective notch半径:	通常の溶接品質 $m=3$	225

本手法は溶接止端あるいは溶接ルートから疲労破壊が生じると予想される継手にのみ適用できる。他の破壊起点、例えば表面の粗さ、内在欠陥等が起点となる疲労破壊は適用範囲外である。また、考慮すべき応力成分が溶接線と平行あるいはルートギャップと平行となる場合も適用範囲外である。

本手法は溶接形状の代替案を検討するのに適している。特に規定されていなければ、止端角は突合せ継手に対して $30^\circ$ 、すみ肉溶接継手に対して $45^\circ$  とすることを推奨する。

例えば溶接後の形状改善を行う場合のように、平均的な切欠き先端半径が定義できる場合には、有効切欠き応力解析に際して、この半径に $1\text{mm}$ を加えた値を用いてもよい。

なお、本手法は板厚が $5\text{mm}$ 以上の場合に限り適用できる。板がそれより薄い場合には、本手法の妥当性は確かめられていない。

##### (2) Effective notch stressの計算

有効切欠き応力あるいは応力集中係数は、経験式、図表、有限要素法や境界要素法から求めるこ

とができる。有効切欠きは、その先端が実際の切欠き先端(例えば溶接されていないルートギャップの端部)に接するように導入される。

有効切欠き応力の計算においては、予想される形状不整を考慮しなければならない。

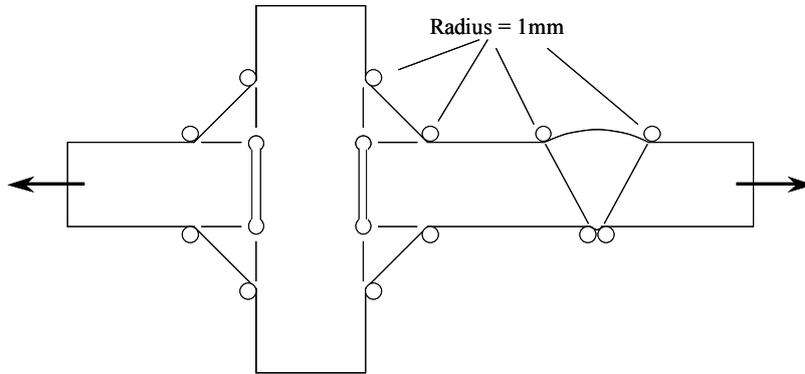


図-2.4.10 Effective notch stress 応力集中係数

付録 2A ASME : Design by Analysis 邦訳

## NB-3200 DESIGN BY ANALYSIS

---

### NB-3210 DESIGN CRITERIA

---

#### NB-3211 Requirements for Acceptability

---

The requirements for the acceptability of a design by

analysis are given in (a) through (d) below.

(a) The design shall be such that stress intensities will

not exceed the limits described in this Subarticle and in NB-3100 and tabulated in Section 11, Part D, Subpart 1, Tables 2A, 2B, and 4.

(b) The design details shall conform to the rules given

in NB-3100 and those given in the Subarticle applicable to the specific component. P

(c) For configurations where compressive stresses

occur, in addition to the requirements in (a) and (b) above, the critical buckling stress shall be taken into account. For the special case of external pressure, NB-3133 applies.

(d) Protection against nonductile fracture shall be provided by satisfying one of the following provisions:

(1) performing an evaluation of service and test conditions by methods similar to those contained in Appendix G; or

(2) for piping, pump, and valve material thickness greater than 2\*12 in. (64 mm) establishing a lowest service temperature  $t$  that is not lower than  $RTNDT(NB-2331) + 100^{\circ}F$  ( $56^{\circ}C$ );

(3) for piping, pump, and valve material thickness

equal to or less than 2112 in. (64 mm), the requirements of NB-2332(a) shall be met at or

## NB-3200 解析による設計

---

### NB-3210 設計基準

---

#### NB-3211 適用条件

---

解析による設計は以下に示す (a) ~ (d) を満たす場合に適用可能である。

(a) 応力強度 (Stress Intensity) が、この Subarticle, NB-3100, Section II Part D Subpart 1 の表 2A, 2B および 4 に示された制限値を超えない。

(b) 設計詳細が NB-3100 に示された規定、および特定の部材に適用可能な Subarticle に示された規定に従っている。

(c) 圧縮応力が生じる形状に対しては、(a) および (b) に加え座屈応力が考慮されている。外圧の特殊な場合に対しては、NB-3133 が当てはまる。

(d) 以下に示す条項の一つを満たすことにより、非延性的な破壊が防止されている。

(1) Appendix G に含まれている方法と類似の方法により、供用および試験の条件が評価されている。

(2) 板厚 64mm を超える配管、ポンプおよびバルブに対しては、供用温度が  $RTNDT(NB-2331) + 56^{\circ}C$  以上である。

(3) 板厚 64mm 以下の配管、ポンプおよびバルブに対しては、設計基準に示された最低供用温度以下において NB-2332(a) の要求事項が満たされている。

below the lowest service temperature as established in the design specification.

## NB-3212 Basis for Determining Stresses

---

The theory of failure, used in the rules of this Subsection for combining stresses, is the maximum shear stress theory. The maximum shear stress at a point is equal to one-half the difference between the algebraically largest and the algebraically smallest of the three principal stresses at the point.

## NB-3213 Terms Relating to Stress Analysis

---

### NB-3213.1 Stress Intensity

---

Stress intensity is the equivalent intensity of combined stress, or, in short, the stress intensity is defined as twice the maximum shear stress. In other words, the stress intensity is the difference between the algebraically largest principal stress and the algebraically smallest principal stress at a given point. Tensile stresses are considered positive and compressive stresses are considered negative.

### NB-3213.2 Gross Structural Discontinuity. Gross

---

structural discontinuity is a geometric or material discontinuity which affects the stress or strain distribution through the entire wall thickness of the pressure retaining member. Gross discontinuity type stresses are those portions of the actual stress distributions that produce net bending and membrane force resultants when integrated through the wall thickness. Examples of gross structural discontinuities are head-to-shell and flange-to-shell junctions, nozzles (NB-3331), and junctions between shells of different diameters or thicknesses.

### NB-3213.3 Local Structural Discontinuity. Local

---

structural discontinuity is a geometric or material discontinuity which affects the stress or

## NB-3212 応力決定の基本

---

組み合わせ応力に対してこの Subsection の規定において用いられている破壊の理論は、最大せん断応力理論である。ある点における最大せん断応力は、その点における最大主応力と最小主応力の代数的な差の 1/2 に等しい。

## NB-3213 応力解析にかかわる用語

---

### NB-3213.1 応力強度

---

組み合わせ応力と等価な応力値のこと。最大せん断応力の 2 倍で定義される。ある点における最大主応力と最小主応力の代数差（引張応力は正、圧縮応力は負と考える）ということもできる。

### NB-3213.2 全体的な構造不連続

---

圧力保持部材の板厚全体における応力・ひずみの分布に影響を及ぼす幾何学的または材料的な不連続。例として、head-to-shell や flange-to-shell 継手、ノズル (NB-3331)、異なる径や板厚を有する shell 間の交差部などがある。

strain distribution through a fractional part of the wall thickness. The stress distribution associated with a local discontinuity causes only very localized types of deformation or strain and has no significant effect on the shell type discontinuity deformations. Examples are small fillet radii, small attachments, and partial penetration welds.

#### **NB-3213.4 Normal Stress.**

---

Normal stress is the component of stress normal to the plane of reference. This is also referred to as direct stress. Usually the distribution of normal stress is not uniform through the thickness of a part, so this stress is considered to be made up in turn of two components, one of which is uniformly distributed and equal to the average value of stress across the thickness under consideration, and the other of which varies from this average value with the location across the thickness.

#### **NB-3213.5 Shear Stress.**

---

Shear stress is the component of stress tangent to the plane of reference. It

#### **NB-3213.6 Membrane Stress.**

---

Membrane stress is the component of normal stress which is uniformly distributed and equal to the average value of stress across the thickness of the section under consideration

#### **NB-3213.7 Bending Stress.**

---

Bending stress is the variable component of normal stress described in NB-3213.4. The variation may or may not be linear across the thickness.

#### **NB-3213.8 Primary Stress.**

---

Primary stress is any normal stress or a shear stress developed by an imposed loading which is necessary to satisfy the laws of equilibrium of external and internal forces and moments. The basic characteristic of a primary stress is that it is not self-limiting. Primary stresses which considerably exceed the yield strength will result

#### **NB-3213.3 局所的な構造不連続**

---

板厚方向の一部分における応力・ひずみの分布に影響を及ぼす幾何学的または材料的な不連続。例として小さなフィレット半径、小さな付加物、部分溶け込み溶接がある。

#### **NB-3213.4 直応力**

---

対象断面に垂直な応力成分。直接応力 (direct stress) とも言う。普通、直応力の分布は厚さ方向に一様ではないため、厚さ方向平均値と変動成分に分解して考えられる。

#### **NB-3213.5 せん断応力**

---

対象断面に平行な応力成分。

#### **NB-3213.6 膜応力**

---

対象断面厚さ方向に一様に分布し、平均値と大きさが等しい直応力の成分。

#### **NB-3213.7 曲げ応力**

---

NB-3213.4 に示された直応力の変動成分。その変化は厚さ方向に直線またはそれ以外の形状である。

#### **NB-3213.8 一次応力**

---

外力と内力の平衡条件を満足する载荷によって生じる直応力またはせん断応力。自己制限 (self-limiting) ではないことが、基本的な特性である。降伏強度をかなり超える一次応力は破壊、あるいは少なくとも全体的な変形を生じる。温度応力は一次応力ではない。一次膜応力は一般のおよび局所的範疇に分類される。一般的一次膜応力は、

in failure or, at least, in gross distortion. A thermal stress is not classified as a primary stress. Primary membrane stress is divided into general and local categories. A general primary membrane stress is one which is so distributed in the structure that no redistribution of load occurs as a result of yielding. Examples of primary stresses are:

- (a) general membrane stress in a circular cylindrical or a spherical shell due to internal pressure or to distributed live loads;
- (b) bending stress in the central portion of a flat head due to pressure.

### NB-3213.9 Secondary Stress.

---

Secondary stress is a normal stress or a shear stress developed by the constraint of adjacent material or by self-constraint of the structure. The basic characteristic of a secondary stress is that it is self-limiting. Local yielding and minor distortions can satisfy the conditions which cause the stress to occur and failure from one application of the stress is not to be expected. Examples of secondary stresses are:

- (a) general thermal stress [NB-3213.13 (a)];
- (b) bending stress at a gross structural discontinuity.

### NB-3213.10 Local Primary Membrane Stress.

---

Cases arise in which a membrane stress produced by pressure or other mechanical loading and associated with a discontinuity would, if not limited, produce excessive distortion in the transfer of load to other portions of the structure. Conservatism requires that such a stress be classified as a local primary membrane stress even though it has some characteristics of a secondary stress. A stressed region may be considered local if the distance over which the membrane stress intensity exceeds  $1.1S$ , does not extend in the meridional direction more than  $1.0\sqrt{R}$  where  $R$  is the minimum midsurface radius of curvature and  $t$  is the minimum thickness in the region considered. Regions of local primary stress intensity

降伏の結果として荷重の再配分が生じないように構造物中に分布しているものである。一次応力の例としては、以下のものがある。

- (a) 内圧または分布活荷重により円筒または球面シェルに生じる一般的膜応力
- (b) 圧力により flat head の中央部に生じる曲げ応力

### NB-3213.9 二次応力

---

隣接する材料の拘束や構造の自己拘束により生じる直応力またはせん断応力。自己制限であることが基本的な特性。局所的な降伏や小規模な変形は、応力を生じるがその応力の作用で破壊は生じないという条件を満たすことが出来る。二次応力の例は以下の通り。

- (a) 一般的な温度応力 [NB-3213.13(a)]
- (b) 全体的な構造不連続における曲げ応力

### NB-3213.10 局所的な一次膜応力

---

圧力等の載荷あるいは不連続による膜応力は、それが制限されなければ、構造の他の部分に対する荷重伝達時に過大な変形を生じる。そのような応力は、たとえそれが二次応力の特性を持っていたとしても、局所的な一次応力に分類する必要がある。膜応力強度が  $1.1S_m$  を超える距離が子午線方向に  $1.0\sqrt{R}$  を超えなければ、応力が生じている領域は局所的であると考えてよい。ただし、 $R$  は中央面の最小曲率半径、 $t$  は対象部位の最小板厚である。  $1.1S_m$  を超える軸対称膜応力分布を含む局所的な一次応力の領域は子午線方向に  $2.5\sqrt{R}$  より近くなることはない。ここに、 $R=(R_1+R_2)/2$ 、 $t=(t_1+t_2)/2$  であり、は各対象領域の最小板厚、膜応力

involving axisymmetric membrane stress distributions which exceed  $1.1S_m$ , shall not be closer in the meridional direction than  $2.5\sqrt{R}$  where  $R$  is defined as  $(R_1 + R_2)/2$  and  $t$  is defined as  $(t_1 + t_2)/2$  (where  $t_1$  and  $t_2$  are the minimum thicknesses at each of the regions considered, and  $R_1$  and  $R_2$  are the minimum midsurface radii of curvature at these regions where the membrane stress intensity exceeds  $1.1S_m$ ). Discrete regions of local primary membrane stress intensity, such as those resulting from concentrated loads acting on brackets, where the membrane stress intensity exceeds  $1.1S_m$ , shall be spaced so that there is no overlapping of the areas in which the membrane stress intensity exceeds  $1.1S_m$ .

### NB-3213.11 Peak Stress.

Peak stress is that increment of stress which is additive to the primary plus secondary stresses by reason of local discontinuities or local thermal stress [NB-3213.13(b)] including the effects, if any, of stress concentrations. The basic characteristic of a peak stress is that it does not cause any noticeable distortion and is objectionable only as a possible source of a fatigue crack or a brittle fracture. A stress which is not highly localized falls into this category if it is of a type which cannot cause noticeable distortion. Examples of peak stresses are:

- (a) the thermal stress in the austenitic steel cladding of a carbon steel component;
- (b) certain thermal stresses which may cause fatigue but not distortion;
- (c) the stress at a local structural discontinuity;
- (d) surface stresses produced by thermal shock.

### NB-3213.12 Load Controlled Stresses.

Load controlled stresses are the stresses resulting from application of a loading, such as internal pressure, internal loads, or the effects of gravity, whose magnitude is not reduced as a result of displacement.

強度が  $1.1S_m$  を超える領域における中央面の最小曲率半径である。ブラケットに作用する集中荷重により生じる領域のように、膜応力強度が  $1.1S_m$  を超える離散的な局部的な一次膜応力強度の領域は、それが重ならないよう間隔をあけて存在する。

### NB-3213.11 ピーク応力

応力集中を含む局部的不連続や局部的温度応力 [NB-3213.13(b)] に起因して生じる一次応力および二次応力の和にさらに追加される応力の増加量。ピーク応力の基本特性は著しい変形を生じず、疲労き裂や脆性破壊の起点となりうるという点において問題があるということである。顕著な変形を生じなければ、極めて局所的という訳でもない応力はこの分類に属する。ピーク応力の例は以下の通り。

- (a) 炭素鋼のオーステナイト鋼 cladding における温度応力
- (b) 疲労の原因となるが変形の原因とはならないある種の温度応力
- (c) 局部的構造不連続における応力
- (d) 温度衝撃 (thermal shock) により生じる表面応力

### NB-3213.12 Load Controlled Stresses (荷重制御型応力)

内圧、内部荷重、重力の作用のような荷重が作用することにより生じる応力。その大きさは変異の結果として減少することはない。

Thermal stress is a selfbalancing stress produced by a nonuniform distribution of temperature or by differing thermal coefficients of expansion. Thermal stress is developed in a solid body whenever a volume of material is prevented from assuming the ~ size and shape that it normally should under a change in temperature. For the purpose of establishing allowable stresses, two types of thermal stress are recognized, depending on the volume or area in which distortion takes place, as described in (a) and (b) below.

(a) General thermal stress is associated with distortion of the structure in which it occurs. If a stress of this type, neglecting stress concentrations, exceeds twice the yield strength of the material, the elastic analysis may be invalid and successive thermal cycles may produce incremental distortion. Therefore this type is classified as secondary stress in Table NB-3217-1. examples of general thermal stresses are:

(1) stress produced by an axial temperature distribution in a cylindrical shell; .

(2) stress produced by the temperature difference between a nozzle and the shell to which it is attached;

(3) the equivalent linear stress<sup>3</sup> produced by the radial temperature distribution in a cylindrical shell.

(b) Local thermal stress is associated with almost complete suppression of the differential expansion and thus produces no significant distortion. Such stresses shall be considered only from the fatigue standpoint and are therefore classified as local stresses in Table NB-3217.1. In evaluating local thermal stresses the procedures of NB-3227.6(b) shall be used. Examples of local thermal stresses are: (1) the stress in a small hot spot in a vessel wall; (2) the difference between the actual stress and the equivalent linear stress resulting from a radial temperature distribution in a cylindrical shell; (3) the thermal stress in a cladding material which has a coefficient of expansion different from that of the base metal. NB-3213.14 Total Stress. Total

温度の非一様分布または熱膨張係数の違いにより生じる自己平衡状態の応力。材料の寸法や形状が温度変化にさらされる固体には常に生じうる。許容応力を定めるために、体積または面積が変化するイチに応じて、2種類の温度応力が認識される。それらは以下の通り。

(a) 構造の変形に関連する全体的温度応力。応力集中を無視したこの応力が材料の降伏強度の2倍を超えると、弾性解析は適用できず連続する温度サイクルは変形を増加させる。したがって、この応力は表NB-3217-1における二次応力に分類される。全体的温度応力の例は以下の通り。

(1) 円筒シェルの軸方向温度分布により生じる応力

(2) 接触しているノズルとシェルの温度差により生じる応力

(3) 円筒シェルの径方向温度分布により生じる等価線形応力

(b) 温度の相違がほとんどなく、顕著な変形を生じない局部的温度応力。この応力は疲労の観点からのみ考慮され、表NB-3217-1における局部応力に分類される。局部的温度応力の評価にはNB-3227.6(b)の手順が用いられる。局部的温度応力の例は以下の通り。

(1) 容器壁の小さなホットスポットにおける応力

(2) 実際の応力と円筒シェルにおける径方向温度分布による等価線形応力との違い

(3) 母材とは熱膨張係数の異なるクラッド材における温度応力

#### NB-3213.14 Total Stress (全応力)

一次応力、二次応力およびピーク応力の総和。各応力の寄与を知ることは、適切な応力制限を確立するために不可欠である。

stress is the sum of the primary, secondary, and peak stress contributions. Recognition of each of the individual contributions is essential to establishment of appropriate stress limitations.

### **NB-3213.15 Operational Cycle.**

---

Operational cycle is defined as the initiation and establishment of new conditions followed by a return to the conditions which prevailed at the beginning of the cycle. The types of operating conditions which may occur are further defined in NB-3113.

### **NB-3213.16 Stress Cycle.**

---

Stress cycle is a condition in which the alternating stress difference [BNB-3222.4(e)] goes from an initial value through an algebraic maximum value and an algebraic minimum value and then returns to the initial value. A single operational cycle may result in one or more stress cycles. Dynamic effects shall also be considered as stress cycles.

### **NB-3213.17 Fatigue Strength Reduction Factor.**

---

Fatigue strength reduction factor is a stress intensification factor which accounts for the effect of a local structural discontinuity (stress concentration) on the fatigue strength. Values for some specific cases, based on experiment, are given in NB-3338 and NB-3339. In the absence of experimental data, the theoretical stress concentration factor may be used,

### **NB-3213.18 Free End Displacement.**

---

Free end displacement consists of the relative motions that would occur between a fixed attachment and connected piping if the two members were separated and permitted to move.

### **NB-3213.19 Expansion Stresses,**

---

Expansion stresses are those stresses resulting from restraint of free end displacement of the piping system.

### **NB-3213.15 稼働サイクル**

---

生じる稼働条件のタイプは NB-3113 に定義されている。

### **NB-3213.16 応力サイクル**

---

応力が初期値から、代数的最大値、代数的最小値を経て、初期値に戻る状態。単一の稼働サイクルは1つ以上の応力サイクルを生じる。動的効果も応力サイクルとみなされる。

### **NB-3213.17 疲労強度低減係数**

---

疲労強度に対する局部的構造不連続（応力集中）の効果を説明する応力増大係数。いくつかの特定の場合については、実験に基づき、その値が NB-3338 および NB-3339 に与えられている。実験データがない場合には、理論的な応力集中係数を用いてもよい。

### **NB-3213.18 自由端変位**

---

自由端変位は、固定された付加物と連結された配管が分離されており、移動可能な場合に生じる両者の相対運動で構成される。

### **NB-3213.19 伸縮による応力**

---

配管の自由端変位が拘束されている場合に生じる応力。

### NB-3213.20 Deformation.

---

Deformation of a component part is an alteration of its shape or size.

### NB-3213.21 Inelasticity.

---

Inelasticity is a general characteristic of material behavior in which the material

### NB-3213.22 Creep.

---

Creep is the special case of inelasticity that relates to the stress-induced, time-dependent deformation under load. Small time-dependent deformations may occur after the removal of all applied loads.

### NB-3213.23 Plasticity.

---

Plasticity is the special case of inelasticity in which the material undergoes time-independent nonrecoverable deformation.

### NB-3213.24 Plastic Analysis.

---

Plastic analysis is that method which computes the structural behavior under given loads considering the plasticity characteristics of the materials, including strain hardening and the stress redistribution occurring in the structure.

### NB-3213.25 Plastic Analysis - Collapse Load.

---

A plastic analysis may be used to determine the collapse load for a given combination of loads on a given structure. The following criterion for determination of the collapse load shall be used. A load-deflection or load-strain curve is plotted with load as the ordinate and deflection or strain as the abscissa. The angle that the linear part of the load deflection or load-strain curve makes with the ordinate is called  $\theta$ . A second straight line, hereafter called the collapse limit line, is drawn through the origin so that it makes an angle  $\phi = \tan^{-1}(2 \tan$

### NB-3213.20 変形

---

部材部分の変形は形状あるいは寸法の変化である。

### NB-3213.21 Inelasticity (非弾性)

---

すべての作用荷重を取り除いても、もとの形状および寸法に戻ることはない材料挙動の一般特性。塑性とクリープは非弾性の特殊な場合である。

### NB-3213.22 クリープ

---

クリープは、作用荷重下で変形が応力依存性及び時間依存性を有するという非弾性挙動の特別な場合である。時間依存性の小さな変形は、全作用荷重の除荷後に生じる可能性もある。

### NB-3213,23 可塑性 .

---

可塑性は、時間の経過に依存せず、元に戻らない変形が生ずるという非弾性挙動の特別の場合である。

### NB-3213.24 塑性解析

---

塑性解析とは、材料の塑性特性、ひずみ硬化、応力の再配分を考慮して、作用荷重下での構造体の挙動を計算する方法のことである。

### NB-3213.25 塑性解析－崩壊荷重 (プッシュオーバー解析)

---

塑性解析は、構造に与える荷重の組み合わせにより崩壊荷重を決定するために使われる場合がある。崩壊荷重の決定に際しては次の基準を使用するものとする。縦軸に荷重を、横軸にひずみもしくは変位をプロットした荷重－ひずみ曲線もしくは荷重－変位曲線を作成する。それらの曲線から線形領域となる直線部と縦軸とがなす角度を  $\theta$  と呼ぶ。次に別の直線として、縦軸とのなす角  $\phi = \tan^{-1}(2 \tan \theta)$  で与えられる直線を引く（以下、この直線を崩壊限界ライン

$\theta$ ) with the ordinate. The collapse load is the load at the intersection of the load-deflection or load-strain curve and the collapse limit line. If this method is used, particular care should be given to ensure that the strains or deflections that are used are indicative of the load carrying capacity of the structure.

### **NB-3213.26 Plastic Instability Load.**

---

The plastic instability load for members under predominantly tensile or compressive loading is defined as that load at which unbounded plastic deformation can occur without an increase in load. At the plastic tensile instability load, the true stress in the material increases faster than strain hardening can accommodate,

### **NB-3213.27 Limit Analysis.**

---

Limit analysis is a special case of plastic analysis in which the material is assumed to be ideally plastic (nonstrain-hardening). In limit analysis, the equilibrium and flow characteristics at the limit state are used to calculate the collapse load. The two bounding methods which are used in limit analysis are the lower bound approach, which is associated with a statically admissible stress field, and the upper bound approach, which is associated with a kinematically admissible velocity field. For beams and frames, the term mechanism is commonly used in lieu of kinematically admissible velocity field.

### **NB-3213.28 Limit Analysis - Collapse Load.**

---

The methods of limit analysis are used to compute the maximum load that a structure assumed to be made of ideally plastic material can carry. At this load, which is termed the collapse load, the deformations of the structure increase without bound.

という)。崩壊荷重は、荷重－ひずみ曲線もしくは荷重－変位曲線とこの崩壊限界ラインとの交点で与えられる荷重である。この方法を用いる場合は、構造の限界荷重として、使用するひずみもしくは変位が保証できるものかどうかを特に注意する必要がある。

### **NB-3213.26 塑性不安定荷重**

---

主に引張力もしくは圧縮力で構成される部材の塑性不安定荷重は、荷重の増加無しで無限の塑性変形が生じる荷重として定義される。引張力の塑性不安定荷重では、材料中の真応力がひずみ硬化より速く増大する。

### **NB-3213.27 限界解析**

---

限界解析は、材料が完全塑性（ひずみ硬化なし）であると仮定された塑性解析の特別な場合のことである。限界解析において、限界状態の平衡と循環の特性は崩壊荷重を計算するために使用される。限界解析において、限界を見つける二つの方法は、静的に許容される応力の下限を見つける方法と、運動学的に許容される速度の上限を見つける方法である。はりや骨組みの理論は、運動学的に許容される速度の代わりとして一般に使用される。

### **NB-3213.28 限界解析－崩壊荷重**

---

限界解析法は、完全塑性材料と仮定された構造が伝達出来る最大の荷重を計算するために使用される。崩壊荷重と呼ばれるこの荷重では、構造の変形が制限なしで増加する。

### **NB-3213.29 崩壊荷重－下限**

---

与えられた荷重において、もし、どの部分でも平衡を満たし、かつどの部分でも材

### NB-3213.29 Collapse Load - Lower Bound.

---

If, for a given load, any system of stresses can be found which everywhere satisfies equilibrium, and nowhere exceeds the material yield strength, the load is at or below the collapse load. This is the lower bound theorem of limit analysis which permits calculations of a lower bound to the collapse load.

### NB-3213.30 Plastic Hinge.

---

A plastic hinge is an idealized concept used in Limit Analysis. In a beam or a frame, a plastic hinge is formed at the point where the moment, shear, and axial force lie on the yield interaction surface. In plates and shells, a plastic hinge is formed where the generalized stresses lie on the yield surface.

### NB-3213.31 Strain Limiting Load.

---

When a limit is placed upon a strain, the load associated with the strain limit is called the strain limiting load.

### NB-3213.32 Test Collapse Load.

---

Test collapse load is the collapse load determined by tests according to the criteria given in II -1430.

### NB-3213.33 Ratcheting.

---

Ratcheting is a progressive incremental inelastic deformation or strain which can occur in a component that is subjected to variations of mechanical stress, thermal stress, or both.

### NB-3213.34 Shakedown.

---

Shakedown of a structure occurs if, after a few cycles of load application, ratcheting ceases. The subsequent structural response is elastic, or elastic-plastic, and progressive incremental inelastic deformation is absent. Elastic shakedown is the case in which the subsequent response is elastic.

料強度を超過しない応力状態を見つけることができた場合、その荷重は崩壊荷重と等しいか、それ以下である。これは崩壊荷重の下限の計算を許す限界分析の下限定理である。

### NB-3213.30 塑性ヒンジ

---

塑性ヒンジは、限界解析で使われる理想化された概念である。梁もしくは骨組みモデルにおいて塑性ヒンジは、モーメント、せん断力、軸力が相互作用面上に分布するポイントで形成される。厚板要素や薄板要素において塑性ヒンジは、一般的な応力が平面内に分布するところで形成される。

### NB-3213.31 ひずみ限界荷重

---

ひずみに限界がある場合、限界のひずみを与える荷重は、ひずみ限界荷重と呼ばれる。

### NB-3213.32 崩壊荷重試験

---

崩壊荷重は、II -1430の基準による試験によって決定されなければならない。

### NB-3213.33 漸増運動

---

力学的応力や温度応力もしくはその両方の変化により、非弾性的で漸増的な変形やひずみが引き起こされる。

### NB-3213.34 シェークダウン

---

載荷荷重による低サイクル運動の後、構造はシェークダウンを起こし、漸増運動は停止する。その後の構造の反応は、弾性もしくは弾塑性あり、非弾性的で漸増的な変形は起こらない。弾性的なシェークダウンは、その後の反応が弾性的な場合に起こるものである。

### NB-3213.35 正負交番の動的荷重

---

正負交番の動的荷重（図 NB-3213-1）とは、平均値周りで繰り返し作用する荷重で

### NB-3213.35 Reversing Dynamic Loads.

Reversing dynamic loads (Fig. NB-3213-1) are those loads which cycle about a mean value and include building filtered loads, earthquake, and the reflected waves in a piping system due to flow transients resulting from sudden opening or closure of valves.

### NB-3213.36 Nonreversing Dynamic Loads.

Nonreversing dynamic loads (Fig. NB-3213-1) are those loads which do not cycle about a mean value and include the initial thrust force due to sudden opening or closure of valves and waterhammer resulting from entrapped water in two-phase flow systems.

### NB-3214 Stress Analysis

A detailed stress analysis of all major structural components shall be prepared in sufficient detail to show that each of the stress limitations of NB-3220 and NB-3230 is satisfied when the component is subjected to the loadings of NB-3110. As an aid to the evaluation of these stresses, formulas and methods for the solution of certain recurring problems have been placed in Appendix A.

### NB-3215 Derivation of Stress Intensities

One requirement for the acceptability of a design (NB-3210) is that the calculated stress intensities shall not exceed specified allowable limits. These limits differ depending on the stress category (primary, secondary, etc.) from which the stress intensity is derived. This paragraph describes the procedure for the calculation of the stress intensities which are subject to the specified limits.

The steps in the procedure are stipulated in (a) through (e) below.

(a) At the point on the component which is being investigated, choose an orthogonal set of

あり、地震やバルブの開閉によって引き起こされる流れの急激な変化によるパイプ内の反射波等を含む。

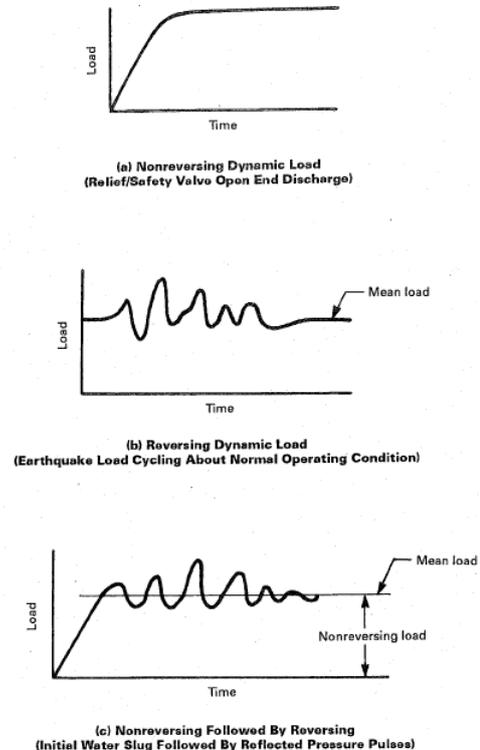


FIG. NB-3213-1 EXAMPLES OF REVERSING AND NONREVERSING DYNAMIC LOADS

### NB-3213.36 非正負交番の動的荷重

非正負交番の動的荷重（図 NB-3213-1）とは、平均値周りで繰り返し作用する荷重であり、バルブ開閉時の最初の突発的な作用や水撃による振動作用を含む。

### NB-3214 応力解析

すべての主構造部材の詳細な応力解析は、NB-3110 に示される荷重を受けた場合に、NB-3220 および NB-3230 の応力限界が満たされることを示すために、十分に詳細に行われなければならない。これらの応力の評価方法や問題の解決方法が付録 A に示されている。

coordinates, such as tangential, longitudinal, and radial, and designate them by the subscripts t, l, and r. The stress components in these directions are then designated  $\sigma_t$ ,  $\sigma_l$ , and  $\sigma_r$  for direct stresses and  $\tau_{tt}$ ,  $\tau_{lr}$ , and  $\tau_{rt}$  for shear stresses.

(b) Calculate the stress components for each type of loading to which the part will be subjected, and assign each set of stress values to one, or a group of the following categories .

(1) general primary membrane stress  $P_m$  (NB-3213.8);

(2) local primary membrane stress  $P_L$  (NB-3213.10);

(3) primary bending stress  $P_b$  (NB-3213.7 and NB-3213.8);

(4) expansion stress  $P_e$  (NB-3213.19);

(5) secondary stress  $Q$  (NB-3213.9);

(6) peak stress  $F$  (NB-3213.1 1). NB-3217 provides guidance for this step.

(c) For each category, calculate the algebraic sum, of the  $\sigma_{lt}$  Values which result from the different types of loadings and similarly for the other five stress components. Certain combinations of the categories must also be considered.

(d) Translate the stress components for the t, l, and r directions into principal stresses  $a_1$ ,  $a_2$ , and  $a_3$ . In many pressure component calculations, the t, l, and r directions may be so chosen that the shear stress components are zero and ( $\tau_{lt}$ ,  $\tau_{lr}$ , and  $\tau_{rt}$ ) are identical to  $\tau_{lt}$ , ( $\tau_{lr}$ , and  $\tau_{rt}$ ).

(e) Calculate the stress differences  $S_{12}$ ,  $S_{23}$ , and  $S_{31}$  from the relations:

$$S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$$

$$S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$$

$$S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$$

The stress intensity  $S$  is the largest absolute value of  $S_{12}$ ,  $S_{23}$ , and  $S_{31}$ .

NOTE: Membrane stress intensity is derived from the stress components averaged across the thickness of the section. The averaging shall be

## NB-3215 応力度の計算過程

設計 (NB-3210) における 1 つの要求は、計算された応力度が指定された許容限界を超過しないものとするということである。これらの限界は、応力の分類（1 次応力、2 次応力など）に依存し異なる。本項では、指定された限界に従う応力度の計算方法について記述する。

計算ステップを以下の (a) ~ (e) に示す。

(a) まず、直交座標系において、横軸方向、縦軸方向、法線方向を下付き添字 t, l および r で示す。次にこれら 3 方向の直応力を  $\sigma_t$ ,  $\sigma_l$ ,  $\sigma_r$ 、せん断応力を  $\tau_{tt}$ ,  $\tau_{lr}$ ,  $\tau_{rt}$  で示す。

(b) それぞれの荷重ケースごとに計算された応力は、以下に示す分類毎の応力値として分類される。

(1) 1 次一般膜応力  $P_m$  (NB-3213.8);

(2) 1 次局部膜応力  $P_L$  (NB-3213.10);

(3) 1 次曲げ応力  $P_b$  (NB-3213.7 and NB-3213.8);

(4) 拡張応力  $P_e$  (NB-3213.19);

(5) 2 次応力  $Q$  (NB-3213.9);

(6) ピーク応力  $F$  (NB-3213.1 1).

NB-3217 は上述のステップのガイドしている。

(c) 各カテゴリーにおいて、荷重ケースごとの横軸方向直応力  $\sigma_t$  の和を計算し、他の方向の応力 5 成分についても同様に荷重ケースの和を計算する。

(d) 3 方向の直応力およびせん断応力から主応力  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  が計算される。多くの圧力容器の構成部材の計算では、せん断応力が 0 となるように t, l および r の方向を設定するので、 $\sigma_1 = \sigma_t$ ,  $\sigma_2 = \sigma_l$ ,  $\sigma_3 = \sigma_r$  となる。

(e) 以下の式に示す応力差  $S_{12}$ ,  $S_{23}$ ,  $S_{31}$  を計算する。

performed at the component level in (b) or (c) above.

4 see Tables NB-3217-1 and NB-3217-2 and Note (2) of Fig. NB-3221-1.

$$S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$$

$$S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$$

$$S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$$

応力度  $S$  は、 $S_{12}$ 、 $S_{23}$ 、 $S_{31}$  の最も大きい値である。

## NB-3216 Derivation of Stress Differences

If the specified operation of the component does not meet the conditions of NB-3222.4(d), the ability of the component to withstand the specified cyclic service without fatigue failure shall be determined as provided in NB-3222.4(e). The determination shall be made on the basis of the stresses at a point of the component, and the allowable stress cycles shall be adequate for the specified service at every Point. Only the stress differences due to cyclic service loadings as specified in the Design Specification need be considered.

### NB-3216.1 Constant Principal Stress Direction.

For any case in which the directions of the principal stresses at the point being considered do not change during the cycle, the steps stipulated in (a) through (c) below shall be taken to determine the alternating stress intensity.

(a) Principal Stresses. Consider the values of the three principal stresses at the point versus time for the complete stress cycle taking into account both the gross and local structural discontinuities and the thermal effects which vary during the cycle. These are designated as  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , and  $\sigma_3$  for later identification.

(b) Stress Differences. Determine the stress differences  $S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$ ,  $S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$ , and  $S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$  versus time for the complete cycle. In what follows, the symbol  $S_{ij}$  is used to represent any one of these three stress differences.

(c) Alternating Stress Intensity. Determine the extremes of the range through which each stress difference  $S_{ij}$  fluctuates and find the absolute magnitude of this range for each  $S_{ij}$ . Call this

## NB-3216 応力差の計算過程

構成部材の特定の操作が NB-3222.4(b) の状態でない場合には、疲労破壊を起こさずに供用時の繰り返し荷重に抵抗できる構成部材の能力は NB-3222.4(e) の条件で決定されなければならない。この決定は、構成部材のある部位の応力に基づくものでなければならない。許容される応力サイクルは、いずれの部位でも供用期間内に十分なものでなければならない。設計仕様において規定される繰り返し荷重による応力差のみを考慮する必要がある。

### NB-3216.1 不変の主応力方向

ある部位における主応力方向が応力サイクル内で変化しない場合には、以下の (a) ~ (c) に示す交互の応力度を決定する必要がある。

(a) 主応力：全体的もしくは局所的な構造不連続部の完全な応力サイクルを求めることや、サイクル間の温度効果を求めるためには、時間に対する 3 方向の主応力の値を捉える必要がある。これにより、時間の経過とともに変化する  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  が同一なものであるかの確認できる。

(b) 応力差：完全な応力サイクルにおける時間の経過に対する応力差 ( $S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$ 、 $S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$ 、 $S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$ ) を求める必要がある。すなわち、 $S_{ij}$  はこれら 3 つの応力差のどれかである。

(c) 交互の応力度：それぞれの応力差の動揺する範囲の極限を決定するとともに、この範囲の大きさを見つける必要がある。これを  $S_{ij}$  といい、 $S_{alt ij} = 0.5 S_{ij}$  で与えら

magnitude  $S^*_{ij}$  and let  $Salt_{,j} = 0.5S_{,j}$ . The alternating stress intensity  $Salt$  is the largest  $S^*_{ij}$  value,

### NB-3216.2 Varying Principal Stress Direction.

For any case in which the directions of the principal stresses at the point being considered do change during the stress cycle, it is necessary to use the more general procedure of (a) through (e) below.

(a) Consider the values of the six stress components  $\sigma_t, \sigma_l, \sigma_r, \tau_{tl}, \tau_{tr},$  and  $\tau_{lr}$  versus time for the complete stress cycle, taking into account both the gross and local structural discontinuities and the thermal effects which vary during the cycle.

(b) Choose a point in time when the conditions are one of the extremes for the cycle (either maximum or minimum, algebraically) and identify the stress components at this time by the subscript  $i$ . In most cases it will be possible to choose at least one time during the cycle when the conditions are known to be extreme. In some cases it may be necessary to try different points in time to find the one which results in the largest value of alternating stress intensity.

(c) Subtract each of the six stress components ( $\tau_{ti}, \tau_{li},$  etc., from: the corresponding stress components  $\sigma_t, \sigma_l,$  etc., at each point in time during cycle and call the resulting components  $\sigma'_t, \sigma'_l,$  etc.

(d) At each point in time during the cycle, calculate the principal stresses  $\sigma'_1, \sigma'_2,$  and  $\sigma'_3$  derived from the six stress components  $\sigma'_t, \sigma'_l,$  etc. Note that the directions of the principal stresses may change during the cycle but each principal stress retains its identity as it rotates.

(e) Determine the stress differences  $S'_{12} = (\sigma'_1 - \sigma'_2), S'_{23} = (\sigma'_2 - \sigma'_3),$  and  $S'_{31} = (\sigma'_3 - \sigma'_1)$  versus time for the complete cycle and find the largest absolute magnitude of any stress difference at any time. The alternating stress intensity  $Salt$  is one-half of this magnitude.

れる。交互応力度  $Salt$  は  $Salt_{ij}$  の最大値となる。

### NB-3216.2 変化する主応力方向

応力サイクル間である部位の主応力方向が変化する場合には、以下の (a) ~ (e) に示す全ての過程を行う必要がある。

(a) 全体的もしくは局所的な構造不連続性や応力変動の最中に変化する温度効果を考慮に入れて、1 応力サイクルに対して時間毎の応力 6 成分 ( $\sigma_t, \sigma_l, \sigma_r, \tau_{tl}, \tau_{tr}, \tau_{lr},$ ) の値を求める必要がある。

(b) サイクル間の極限值 (最大もしくは最小) を与える状態の、時間  $i$  におけるある部位を選ぶとともに、この時間の応力成分の値を確認する必要がある。多くの場合、1 サイクル中で少なくとも 1 回は、極限の状態となる時間を選定することが可能であろう。場合によっては、交互応力度が最大となる状態を見つけるために、異なる部位を選定し直す必要がある。

(c) ある部位における平均の直応力およびせん断応力の 6 成分の値から、時間  $i$  における直応力およびせん断応力の 6 成分の値を引き算し、それらの 6 成分を  $\sigma'_t, \sigma'_l$  etc と呼ぶ。

(d)(c) で求めた  $\sigma'_t, \sigma'_l$  etc からある時間の各点の主応力  $\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$  を求める。これらの主応力はサイクル内で変化するかもしれないが、循環して同一となることに留意する。

(e) 1 サイクルに対して時間毎の主応力差 ( $S'_{12} = \sigma'_1 - \sigma'_2, S'_{23} = \sigma'_2 - \sigma'_3, S'_{31} = \sigma'_3 - \sigma'_1$ ) を算出し、応力差の最大値を求める。この最大の値の半分が交互応力度  $Salt$  となる。

### NB-3217 応力の分類

表 NB-3217-1 および表 NB-3217-2 は、応力の分類の決定方法の参考になる。

## NB-3217 Classification of Stresses

---

Tables NB-3217-1 and NB-3217-2 provide assistance in the determination of the category to which a stress should be assigned.

### NB-3222.4 Analysis for Cyclic Operation

---

(a) Suitability for Cyclic Condition. The suitability of a component for specified service loadings involving cyclic application of loads and thermal conditions shall be determined by the methods described herein, except that the suitability of high strength bolts shall be determined by the methods of NB-3232.3(b) and the possibility of thermal stress ratchet shall be investigated in accordance with NB-3222.5. If the specified Service Loadings of the component meet all of the conditions of (d) below, no analysis for cyclic service is required, and it may be assumed that the limits on peak stress intensities as

governed by fatigue have been satisfied by compliance with the applicable requirements for material, design, fabrication, examination, and testing of this Subsection. If the Service Loadings do not meet all the conditions of

(b) Peak Stress Intensity. This stress intensity is derived from the highest value at any point across the thickness of a section of the combination of all primary, secondary, and peak stresses produced by specified service pressures and other mechanical loads, and by general and local thermal effects associated with normal service conditions, and including the effects of gross and local structural discontinuities.

(c) Conditions and Procedures.

The conditions and intensity amplitude is calculated on the assumption of procedures of NB-3222.4 are based on a comparison of elastic behavior and, hence, has the dimensions of stress, peak stresses with strain cycling fatigue data. The strain but it does not represent a real stress when the elastic cycling fatigue data are represented by design fatigue range is exceeded.

## NB3222.4 繰り返し運転に対する解析

---

(a) 繰り返し条件への適合

荷重と温度条件の繰り返しを含む特定の供用荷重に対する部材の適合性は、高強度ボルトの適合性が NB-3232.3(b) により決定され、温度応力の段階的上昇の可能性が NB-3222.5 で検査される場合を除き、ここに記述される方法で決定すること。もし、部材の受ける規定された荷重が以下の (d) の全ての条件に合致する場合は繰り返し荷重に関する解析は必要ない。そして疲労により決まるピーク応力係数の上限は、このサブセクションでの材料、設計、製作、試験検査の適用条件を守る範囲で満足される。もし供用荷重が (d) の全ての条件に合致しない場合、下記 (e) に従う疲労解析、又は疲労試験が II -1500 に従って実施されなくてはならない。

(b) ピーク応力強度

応力強度は断面の厚さを横断する全ての点での、通常の供用条件に関わる、規定された供用圧力、他の機械的荷重、全体的あるいは局所的な温度効果による全ての 1 次、2 次、ピーク応力の組み合わせの最大値から求められる。

(c) 条件、手順

NB-3222.3 の条件と手順はひずみ繰り返しの疲労データとピーク応力との比較に基づくものである。ひずみ繰り返し疲労データは I -9.0. の設計疲労強度曲線によって表される。これらの曲線が、繰り返し回数に対してプロットされた等価応力強度成分 (等価？応力強度範囲の半分) の許容値  $S_a$  を与える。この応力強度は弾性挙動の仮定の下に計算されたものであり、従って、応力の次元 dimension をもつが、弾性域を超えた範囲では実際の応力を表しているわけ

The fatigue curves are obtained from strength curves of Figs. 1-9.0. These curves show the uniaxial strain cycling data in which the imposed strains allowable amplitude  $S$ , of the alternating Stress intensity have been multiplied by the elastic modulus and a design component (one-half of the alternating Stress intensity margin has been provided so as to make the calculated range) plotted against the number of cycles. This stress stress intensity amplitude and the allowable stress intensity amplitude directly ~om~arable.~ Where necessary, the curves have been adjusted to include the maximum effects of mean stress, which is the condition where the stress fluctuates about a mean value that is different from zero. As a consequence of this procedure, it is essential that the requirements of NB-3222.2 be satisfied at all times with transient stresses included, and that the calculated value of the alternating stress intensity be proportional to the actual strain amplitude. To evaluate the effect of alternating stresses of varying amplitudes, a linear damage relation is assumed in (e)(4) below.

(d) Components Not Requiring Analysis for Cyclic Service. An analysis for cyclic service is not required, and it may be assumed that the limits on peak stress intensities as governed by fatigue have been satisfied for a component by compliance with the applicable requirements for material, design, fabrication, examination, and testing of this Subsection, provided the specified Service ~ o a d i n ~ of the component or portion thereof meets all the conditions stipulated in (1) through (6) below.

(1) Atmospheric to Service Pressure Cycle. The specified number of times (including startup and shutdown) that the pressure will be cycled from atmospheric pressure to service pressure and back to atmospheric pressure during normal service does not exceed the number of cycles on the applicable fatigue curve of Figs. 1-9.0 corresponding to an  $S$ , value of three times the  $S$ , value for the material at service temperature.

(2) Normal Service Pressure Fluctuation. The specified

ではない。疲労曲線は等方軸ひずみの繰り返しデータから得られ、そこでは付与されるひずみは弾性係数倍され、設計マージンが含まれているので、計算され得た応力強度の大きさと許容応力強度の大きさは直接比較することが出来る。必要な場合には、疲労曲線は平均応力の効果を最大限考慮してシフトされている。NB3222.2の要求は遷移応力を含めていかなる場合でも満足され、計算された等価応力強度の大きさが実際のひずみ値と比例することは基本条件である。大きさの変動する等価応力の効果を評価するためには (e)(4) の線形損傷関係を仮定する。

(d) 繰り返し使用の対して解析が不要な部材

もし、特定の部品や部分への使用時の荷重が、以下 (1) ~ (6) の条件に合致すれば、このサブセクションでの、材料、設計、製作、試験検査の適用条件に合致する部材については疲労により決定されるピーク応力強度は満足されていると仮定してよい。繰り返し使用のための解析は不要である。

(1) 大気圧から使用圧力に加圧、減圧される場合

通常の使用時で、始動から停止を含み、圧力が大気圧から使用圧力、そしてまた大気圧へ戻る規定された回数は Fig I -9.0 に示す疲労曲線で与えられる、通常の使用温度における  $S_m$  の3倍となる  $S_a$  に対応するサイクル数を超えない。

(2) 通常の使用圧力の変動が  $1/3 \times$  設計圧力  $\times (S_a/S_m)$  を超えない場合。

$S_a$  有意な圧力変動の規定回数に対して：設計疲労曲線 ( I -9.0) により得られる圧力強度。  $S_m$ : 使用温度での材料の許容圧力強度。もし、有意な圧力変動の総繰り返し数が設計疲労曲線での最大規定回数を超える場合、曲線で規定される最大繰り返し回数を使用してよい。有意な圧力変動とは総. . が以下を超える場合である。

設計圧力  $\times 1/3 \times (S_a/S_m)$

$S$  は以下である。

full range of pressure fluctuations during normal service does not exceed the quantity  $1/3 \times$  Design Pressure  $X (S/S_0)$ , where  $S_0$  is the value obtained from the applicable design fatigue curve for the total specified number of significant pressure fluctuations and  $S$  is the allowable stress intensity for the material at service temperature. If the total specified number of significant pressure fluctuations exceeds the maximum number of cycles defined on the applicable design fatigue curve, the  $S_0$  value corresponding to the maximum number of cycles defined on the curve may be used. Significant pressure fluctuations are those for which the total excursion exceeds the quantity: Design Pressure  $X 1/3 X (S/S_0)$  where  $S_0$  is defined as follows.

(a) If the total specified number of service cycles is  $10^6$  cycles or less,  $S_0$  is the value of  $S_0$  obtained from the applicable design fatigue curve for  $10^6$  cycles.

(b) If the total specified number of service cycles exceeds  $10^6$  cycles,  $S_0$  is the value of  $S_0$  obtained from the applicable design fatigue curve for the maximum number of cycles defined on the curve.

(3) Temperature Difference - Startup and Shutdown. The temperature difference,  $\Delta T$  ("C), between any two adjacent points of the component during normal service does not exceed  $S_0/2E\alpha$ , where  $S_0$  is the value obtained from the applicable design fatigue curves for the specified number of startup/shutdown cycles,  $\alpha$  is the value of the instantaneous coefficient of thermal expansion and  $E$  at the mean value of the temperatures at the two points as given by Section 11, Part D, Subpart 2, Tables TE and TM.

(4) Temperature Difference - Normal Service

The temperature difference,  $\Delta T$  ("C), between any two adjacent points does not change during normal service by more than the quantity  $S_0/2E\alpha$ , where  $S_0$  is the value obtained from the applicable design fatigue curve of Figs. 1-9.0 for

(a) 使用サイクル回数が  $10^6$  以下,  $S_0$  は適用可能な設計疲労曲線の  $10^6$  回に対する  $S_0$  の値である.

(b) もし供用繰り返し回数が  $10^6$  回を超える場合には適用した曲線で定義されている最大繰り返し数に対する  $S_0$  としてよい.

(3) 温度差 (運転開始, 停止時)

隣接する (隣接の定義は別途規定) 2 点間の温度差が  $S_0/(2E\alpha)$  を超えない場合. 但し  $S_0$  は適用した設計疲労曲線での運転—停止回数に対して求まる値である.

(4) 温度差 (常時): 同上,  $S_0$  は顕著な温度差の変動の全規定回数に対する設計疲労曲線より求まる値, 温度差の変動は, もし全レンジが  $S_0/(2E\alpha)$  を超える場合に顕著と見なされる.  $S_0$  は以下に規定される.

(a) 使用サイクル回数が  $10^6$  以下,  $S_0$  は適用可能な設計疲労曲線の  $10^6$  回に対する  $S_0$  の値である.

(b) もし供用繰り返し回数が  $10^6$  回を超える場合には適用した曲線で定義されている最大繰り返し数に対する  $S_0$  としてよい.

**TABLE NB-3217-1**  
**CLASSIFICATION OF STRESS INTENSITY IN VESSELS FOR SOME TYPICAL CASES**

Vessel Part	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Cylindrical or spherical shell	Shell plate remote from discontinuities	Internal pressure	General membrane Gradient through plate thickness	$P_m$ $Q$
		Axial thermal gradient	Membrane Bending	$Q$ $Q$
	Junction with head or flange	Internal pressure	Membrane Bending	$P_L$ $Q$ [Note (1)]
Any shell or head	Any section across entire vessel	External load or moment, or internal pressure	General membrane averaged across full section	$P_m$
		External load or moment	Bending across full section	$P_m$
	Near nozzle or other opening	External load or moment, or internal pressure	Local membrane Bending Peak (fillet or corner)	$P_L$ $Q$ $F$
	Any location	Temperature difference between shell and head	Membrane Bending	$Q$ $Q$
Dished head or conical head	Crown	Internal pressure	Membrane Bending	$P_m$ $P_b$
	Knuckle or junction to shell	Internal pressure	Membrane Bending	$P_L$ [Note (2)] $Q$
Flat head	Center region	Internal pressure	Membrane Bending	$P_m$ $P_b$
	Junction to shell	Internal pressure	Membrane Bending	$P_L$ $Q$ [Note (1)]
Perforated head or shell	Typical ligament in a uniform pattern	Pressure	Membrane (averaged through cross section) Bending (averaged through width of ligament, but gradient through plate) Peak	$P_m$ $P_b$ $F$
	Isolated or atypical ligament	Pressure	Membrane Bending Peak	$Q$ $F$ $F$
Nozzle (NB-3227.5)	Within the limits of reinforcement defined by NB-3334	Pressure and external loads and moments, including those attributable to restrained free end displacements of attached piping	General membrane Bending (other than gross structural discontinuity stresses) averaged through nozzle thickness	$P_m$ $P_m$

**TABLE NB-3217-1**  
**CLASSIFICATION OF STRESS INTENSITY IN VESSELS FOR SOME TYPICAL CASES (CONT'D)**

Vessel Part	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Nozzle (NB-3227.5)	Outside the limits of reinforcement defined by NB-3334	Pressure and external axial, shear, and torsional loads other than those attributable to restrained free end displacements of attached piping	General membrane stresses	$P_m$
		Pressure and external loads and moments other than those attributable to restrained free end displacements of attached piping	Membrane Bending	$P_L$ $P_b$
		Pressure and all external loads and moments	Membrane Bending Peak	$P_L$ $Q$ $F$
	Nozzle wall	Gross structural discontinuities	Local membrane Bending Peak	$P_L$ $Q$ $F$
		Differential expansion	Membrane Bending Peak	$Q$ $Q$ $F$
	Cladding	Any	Differential expansion	Membrane Bending
Any	Any	Radial temperature distribution [Note (3)]	Equivalent linear stress [Note (4)]	$Q$
			Nonlinear portion of stress distribution	$F$
Any	Any	Any	Stress concentration (notch effect)	$F$

GENERAL NOTE:  $Q$  and  $F$  classification of stresses refers to other than design condition (Fig. NB-3222-1).

NOTES:

- (1) If the bending moment at the edge is required to maintain the bending stress in the middle to acceptable limits, the edge bending is classified as  $P_b$ . Otherwise, it is classified as  $Q$ .
- (2) Consideration shall also be given to the possibility of wrinkling and excessive deformation in vessels with a large diameter-thickness ratio.
- (3) Consider possibility of thermal stress ratchet.
- (4) Equivalent linear stress is defined as the linear stress distribution which has the same net bending moment as the actual stress distribution.

the total specified number of significant temperature difference fluctuations. A temperature difference fluctuation shall be considered to be significant if its total algebraic range exceeds the quantity  $S/2Ea$ , where  $S$  is defined as follows.

(a) If the total specified number of service cycles is  $10^6$  cycles or less,  $S$  is the value of  $S$ , obtained from the applicable design fatigue curve for  $10^6$  cycles.

(b) If the total specified number of service cycles exceeds  $10^6$  cycles,  $S$  is the value of  $S$ , obtained from the applicable design fatigue curve for the maximum number of cycles defined on the curve. ,

#### (5) Temperature Difference - Dissimilar Materials.

For components fabricated from materials of differing

moduli of elasticity or coefficients of thermal expansion, the total algebraic range of temperature fluctuation,  $OF$  ( $OC$ ), experienced by the component during normal service does not exceed the magnitude  $S/2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$ , where  $S$  is the value obtained from the applicable design fatigue curve for the total specified number of significant temperature fluctuations,  $E_1$  and  $E_2$  are the moduli of elasticity, and  $\alpha_1$  and  $\alpha_2$  are the values of the instantaneous coefficients of thermal expansion at the mean temperature value involved for the two materials of construction given in Section 11, Part D, Subpart 2, Tables  $TE$  and  $TM$ . A temperature fluctuation shall be considered to be significant if its total excursion exceeds the quantity  $S/2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$ , where  $S$  is defined as follows.

(a) If the total specified number of service cycles is  $10^6$  cycles or less,  $S$  is the value of  $S$  obtained from the applicable design fatigue curve for  $10^6$  cycles.

(b) If the total specified number of service cycles exceeds  $10^6$  cycles,  $S$  is the value of  $S$  obtained from the applicable design fatigue curve for the maximum number of cycles defined on the curve. If the two materials used have different applicable design fatigue curves, the

#### (5) 温度差（異なる材料）

弾性係数、温度膨張率の異なる材料から製作された部材においては、部材が通常運転時に受ける温度変動の総数値範囲、次式、 $S/2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$  の大きさを超えないこととする。ここで、 $S$  は適用した設計疲労曲線より求まる温度差の変動に対する値で、 $E_1, E_2$  はヤング率、 $\alpha_1, \alpha_2$  はその平均温度における2つの材料の温度膨張係数で Section II の subpart 2 の表  $TE, TM$  に与えられる。温度変化はもしその総実施変動が  $S/2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$  を超える場合には顕著であるといえる。 $S$  は以下に定義される。（前述、省略）

(6) 機械的な荷重：圧力は除き、パイプの反力は含め規定された機械的荷重の全振幅は、その範囲が  $S$  を超えるような荷重応力には結果としてならない。

(e) サイクリックな荷重に対する解析手順

もし (d) の規定に合致しない場合は特定の繰り返し荷重に対して疲労破壊することなしに耐えうる能力はここで規定される方

lower value of  $S_a$  shall be used in applying the rules of this paragraph.

#### (6) Mechanical Loads. (機械的荷重)

The specified full range of mechanical loads, excluding pressure but including pipe reactions, does not result in load stresses whose range exceeds the  $S_a$  value obtained from the applicable design fatigue curve of Figs. 1-9.0 for the total specified number of significant load fluctuations. If the total specified number of significant load fluctuations exceeds the maximum number of cycles defined on the applicable design fatigue curve, the  $S_a$  value corresponding to the maximum number of cycles defined on the curve may be used. A load fluctuation shall be considered to be significant if the total excursion of load stress exceeds the quantity  $S$ , where  $S$  is defined as follows.

(a) If the total specified number of service cycles is  $10^6$  cycles or less,  $S$  is the value of  $S$ , obtained from the applicable design fatigue curve for  $10^6$  cycles.

(b) If the total specified number of service cycles exceeds  $10^6$  cycles,  $S$  is the value of  $S$ , obtained from the applicable design fatigue curve for the maximum number of cycles defined on the curve.

#### (e) Procedure for Analysis for Cyclic Loading.

If the specified Service Loadings for the component do not meet the conditions of NB-3222.4(d), the ability of the component to withstand the specified cyclic service without fatigue failure shall be determined as provided in this subsubparagraph. The determination shall be made on the basis of the stresses at a point, and the allowable stress cycles shall be adequate for the specified Service Loadings at every point. Only the stress differences due to service cycles as specified in the Design Specifications need be considered. Compliance with these requirements means only that the component is suitable from the standpoint of possible fatigue failure; complete suitability for the specified Service Loadings is also dependent on meeting the general stress limits of NB-3222 and any applicable special stress limits of NB-3227.

法で決定されなくてはならない。決定はその位置の応力を基本としてなされる。許容応力サイクル数は規定された全ての使用荷重に対して適正でなければならない。設計基準で規定された通常運転による応力差だけを考慮すればよい。これらの規定に従うことは、部材が疲労破壊の観点から適切であるとだけいえる。規定された運転荷重への完全な適合性もまた NB3222 の一般的応力制限と、特殊な応力の限界である NB-3227 に従う。

#### (1) 応力変動

応力と Alternating Stress Intensity  $S_a$  を NB3216 により決定する。

#### (2) 局所的構造不連続

理論的、実験的、光学的、あるいは数値解析により決定される応力集中係数を用いて評価する。実験的に決定される疲労強度低減係数を II-1600 の手順に従って決定してもよい。但し、I-9.4 の設計疲労曲線を用いる場合に、NB3232.3(c) の条件を適用する高張力合金ボルトは除く。亀裂状の欠陥、NB3680 に規定するパイプ形状を除いて、5 を超える疲労強度低減係数はいない。

#### (3) 設計疲労曲線

図 I -9.0 に設計疲労曲線が示される。強度は室温に対してのもので、一部の材料を除き  $10 \sim 10^6$  に対して定義されている。

#### (4) 弾性係数の効果 $S_d$

弾性係数の比を疲労強度曲線で与えられる  $S_{alt}$  に係数を乗じる。

(5) 累積損傷：以下 Step1 ~ Step6 で評価する。(通常の累積疲労損傷と同じ、記号は下記とする)

Step1 1,2,3,...,n のタイプの応力繰り返し  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$  回繰り返しされるとする。

Step2 各応力繰り返しに  $S_{alt1}, S_{altn}$  が加かるとする。 $S_{alt}$  は NB3216.1 又は NB3216.

(1) Stress Differences. For each condition of normal service, determine the stress differences and the alternating stress intensity  $S_a$  in accordance with NB-3216.

(2) Local Structural Discontinuities. These effects shall be evaluated for all conditions using stress concentration factors determined from theoretical, experimental, or photoelastic studies, or numerical stress analysis techniques. Experimentally determined fatigue strength reduction factors may be used when determined in accordance with the procedures of 11-1600, except for high strength alloy steel bolting for which the requirements of NB-3232.3(c) shall apply when using the design fatigue curve of Fig. 1-9.4. Except for the case of crack-like defects and specified piping geometries for which specific values are given in NB-3680, no fatigue strength reduction factor greater than five need be used.

(3) Design Fatigue Curves. Figures 1-9.0 contain the applicable fatigue design curves for the materials permitted by this Subsection. When more than one curve is presented for a given material, the applicability of each is identified. Where curves for various strength levels of a material are given, linear interpolation may be used for intermediate strength levels of these materials. The strength level is the specified minimum room temperature value. The design fatigue curves of Figs. 1-9.0 are defined over a cyclic range of 10 to  $10^6$  cycles, except that for austenitic steels, nickel-chromium-iron alloys, and nickel-iron-chromium alloys, nickel-chromium-molybdenum-iron alloys, and nickel-copper alloys, the design fatigue curve is extended to  $10^8$  cycles in Figs. 1-9.2.2 and 1-9.2.3. Criteria for the use of the latter curve are given in Fig. 1-9.2.2 and are also presented graphically by the flow chart given in Fig. 1-9.2.3.

(4) Effect of Elastic Modulus. Multiply  $S_d$ , (as determined in NB-3216.1 or NB-3216.2) by the ratio of the modulus of elasticity given on the design fatigue curve to the value of the modulus of elasticity used in the analysis. Enter the applicable design fatigue curve of

Figs. 1-9.0 at this value on the ordinate axis and find the

Step3 各 Salt に対する最大繰り返し数を  $N_1, \dots, N_n$  とする.

Step4  $U_i = n_i / N_i, \dots,$

Step5 累積損傷度  $U = U_1 + U_2 + U_3 + \dots + U_n$

Step6  $U$  が 1.0 を超えないこと

corresponding number of cycles on the abscissa. If the

service cycle being considered is the only one which

produces significant fluctuating stresses, this is the allowable

number of cycles.

(5) Cumulative Damage. If there are two or more

types of stress cycle which produce significant stresses,

their cumulative effect shall be evaluated as stipulated in

Steps 1 through 6 below.

Step 1: Designate the specified number of times each

type of stress cycle of types 1, 2, 3, . . . , n, will be repeated during the life of the component as  $n_1, n_2, n_3, . . . , n_n$ , respectively.

NOTE: In determining  $n_1, n_2, n_3, . . . , n_n$ , consideration shall be given to the superposition of cycles of various origins which produce a total stress difference range greater than the stress difference ranges of the individual cycles. For example, if one type of stress cycle produces 1,000 cycles of a stress difference variation from zero to +60,000 psi and another type of stress cycle produces 10,000 cycles of a stress difference variation from zero to -50,000 psi, the two types of cycle to be considered are defined by the

following parameters:

(a) for type 1 cycle,  $n_1 = 1,000$  and  $S_{d1} = (60,000 + 50,000)/2 = 55,000$  psi;

(b) for type 2 cycle,  $n_2 = 10,000$  and  $S_{d2} = (50,000 + 0)/2 = 25,000$  psi.

Step 2: For each type of stress cycle, determine the

alternating stress intensity  $S_{alt}$  by the procedures

of NB-3216.1 or NB-3216.2 above. Call these quantities  $S_{dt 1}$ ,  $S_{dt 2}$ ,  $S_{dt 3}$ , . . . ,  $S_{dt n}$ .

Step 3: For each value  $S_{alt 1}$ ,  $S_{alt 2}$ ,  $S_{alt 3}$  . . . ,  $S_{alt n}$  Use

the applicable design fatigue curve to determine

the maximum number of repetitions which would be allowable if this type of cycle were the only one acting. Call these values  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ , a 7  $N_n$ .

Step 4: For each type of stress cycle, calculate the

usage factors  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$ , . . . ,  $U_n$ , from  $U_1 = n_1 / N_1$ ,  $U_2 = n_2 / N_2$ ,  $U_3 = n_3 / N_3$ , . . . ,  $U_n = n_n / N_n$ .

Step 5: Calculate the cumulative usage factor  $U$  from

$$U = U_1 + U_2 + U_3 + \dots + U_n.$$

Step 6: The cumulative usage factor  $U$  shall not

exceed 1.0.

### **NB-3222.5 Thermal Stress Ratchet.**

---

It should be noted that under certain combinations of steady state and cyclic loadings there is a possibility of large distortions developing as the result of ratchet action; that is, the deformation increases by a nearly equal amount for each cycle. Examples of this phenomenon are treated in this subparagraph and in NB-3227.3. 04

(a) The limiting value of the maximum cyclic thermal stress permitted in a portion of an axisymmetric shell loaded by steady state internal pressure in order to prevent cyclic growth in diameter is as follows. Let  $x$  = maximum general membrane stress due to pressure divided by the yield strength  $S$ ,  $Y'$

Case 1:

Case 2:

= maximum allowable range of thermal stress computed on an elastic basis divided by the yield strength  $S$ , Linear variation of temperature through the wall: for  $0 < x < 0.5$ ,  $y' = 11x$  and, for  $0.5 < x < 1.0$ ,  $y' = 4(1-x)$ . Parabolic constantly increasing or constantly decreasing variation of temperature through the wall: for  $0.615 < x < 1.0$ ,  $y' = 5.2(1-x)$

and, approximately for  $x < 0.615$ ,  $y' = 4.65$ ,  $3.55$ , and  $2.70$  for  $x = 0.3, 0.4$ , and  $0.5$ , respectively.

(b) Use of yield strength  $S$ , in the above relations

instead of the proportional limit allows a small amount of growth during each cycle until strain hardening raises the proportional limit to  $S$ ,. If the yield strength of the material is higher than the endurance limit<sup>12</sup> for the material, the latter value shall be used if there is to be a large number of cycles because strain softening may occur.

### NB-3222.6 Deformation Limits. Any deformation

---

limits prescribed by the Design Specifications shall be

satisfied.

### NB-3223 Level B Service Limits

---

(a) For components other than piping operating within the temperature limits of this Subsection, the requirements of (1), (2), and (3) below shall apply.

### NB3222.5 温度応力上昇 (ratchet)

---

定常状態の組み合わせと繰り返し载荷によって、大きな変形が ratchet action の結果生じる危険がある。これは、各サイクル、同じ量、変形が増加していく現象である。事例を NB-3227.3 で扱う。

(a) 直径の繰り返し増加を防止するための最大繰り返し温度応力の上限值は以下の通りである。

$X$  = 圧力による最大面応力を降伏応力  $S_y$  で割った値  $y'$  = 弾性範囲で計算された最大許容温度応力範囲を  $S_y$  で割ったもの

Case1 : 壁中の温度の線形変化,  $0 < c < 0.5$  に対して  $y' = 1/x$ ,  $0.5 < c < 1.0$  に対して  $y' = 4(1-x)$

Case2 : 放物状一定の増加, 又は一定の減少の場合, . . . .

(b) 上記の関係で比例限界の変わりに降伏応力  $S_y$  を用いれば,

### NB3222.6 変位の限界値

---

設計基準値を満足すること。

(1) The values of Level A Service Limits shall apply for Level B Service Limits, except that for primary stress intensities generated by Level B Service Loadings, allowable stress intensity values of 110% of those given in Fig.NB-3221-1 shall apply.

(2) In evaluating possible exemption from fatigue analysis by the methods of NB-3222.4(d), Service Loadings for which Level B Limits are designated shall be considered as though Level A Limits were designated.

(3) Any deformation limits prescribed by the Design Specifications shall be satisfied.

(b) For piping components operating within the temperature limits of this Subsection, the requirements of (1) or (2) below shall apply.

(1) For Level B Service Limits which do not include reversing dynamic loads (NB-3213.35) or have reversing dynamic loads combined with nonreversing dynamic loads (NB-3213.36), the requirements of (a)(1), (a)(2), and (a)(3) above shall be satisfied.

(2) For Level B Service Limits which include reversing dynamic loads that are not required to be combined with nonreversing dynamic loads, the requirements of NB-3222.2 and NB-3222.4(e) shall be satisfied in lieu of (b)(1) above. In addition, any deflection limits prescribed by the Design Specification must be satisfied.

## NB-3224 Level C Service Limits

---

If the Design Specifications specify any Service Loadings for which Level C Service Limits are designated [NCA-2142.4(b)(3) and NB-3113(b)] for components other than piping, the rules used in evaluating these loadings shall be those used for other loadings, except as modified by the following subparagraphs and as summarized in Fig. NB-3224- 1. For piping, special requirements are provided in NB-3224.7.

## NB-3223 Level B Service Limits

---

(a) この Subsection の制限温度内で作動する管以外の構成部材に対しては、以下の (1)、(2)、および (3) の要件を適用する。

(1) Level A Service Limits の値は Level B Service Limits に適用する。ただし、1 次応力が Level B Service Loadings によって生じる場合は Fig.NB 3221-1 で与えられる応力値の 110% を許容応力値として適用する。

(2) NB-3222.4(d) の方法による疲労解析より可能な控除を評価する際に、まるで Level A Limits が指定されるかのように Level B Limits が指定される Service Loadings が考慮される。

(3) Design Specifications によって定められたどんな変形限界も満たすものとする。

(b) この Subsection の制限温度内で作動する管の構成部材に対しては、以下の (1) あるいは (2) の要件を適用する。

(1) 正負交番の動的荷重 (NB-3213.35) を含まない、または非正負交番の動的荷重 (NB-3213.36) が結合された正負交番の動的荷重をもつ Level B Service Limits に関しては、上の (a)(1)、(a)(2)、および (a)(3) の要件を満たすものとする。

(2) 非正負交番動的荷重が結合される必要のない動的荷重を含む Level B Service Limits に対しては、上記 (b)(1) の代わりに NB-3222.2 と NB-3222.4(e) の要件が満たされるものとする。加えて、Design Specification によって規定されたどんなたわみ限界も満たさなければならない。

## NB-3224 Level C Service Limits

---

Design Specifications は Level C Service Limits が管以外の構成部材に対して [NCA-2142.4(b)(3) と NB-3113(b)] で規定されているどんな Service Loadings も規定するならば、これらの荷重の評価に用いられている規則をサブパラグラフに従って修正

### NB-3224.1 Primary Stress Limits.

---

The primary stress limits of NB-3221 shall be satisfied using an  $S_m$  value equal to the greater of 120% of the tabulated  $S_m$  value or 100% of the tabulated yield strength, with both values taken at the appropriate temperature. In addition, for ferritic material, the  $P_m$  elastic analysis limits for pressure loadings alone shall be equal to the greater of  $1.1S_m$  or  $0.9S_y$ .

NB-3224.2 External Pressure. The permissible external pressure shall be taken as 120% of that given by the rules of NB-3133.

### NB-3224.3 Special Stress Limits.

---

The permissible values for special stress limit shall be taken as 120% of the values given in NB-3227.4 and NB-3228.

### NB-3224.4 Secondary and Peak Stresses.

---

The requirements of NB-3222.2, NB-3222.4, NB-3222.5, and NB-3227.3 need not be satisfied.

### NB-3224.5 Fatigue Requirements.

---

Service Loadings for which Level C Service Limits are designated need not be considered when applying the procedures of NB-3222.4(a) to determine whether or not a fatigue analysis is required.

### NB-3224.6 Deformation Limits.

---

Any deformation limits prescribed by the Design Specifications shall be considered.

### NB-3224.7 Piping Requirements

---

(a) For Level C Service Limits which do not include reversing dynamic loads or have reversing dynamic load combined with nonreversing dynamic loads, the requirements of NB-3224.1 through NB-3224.6 above shall be satisfied.

されたもの、あるいは Fig.NB-3224-1 にまとめられたものを除いた他の荷重に対して使用することが出来る。また、管に対しては特別な要件を NB-3224.7 に提供する。

### NB-3224.1 一次応力限界

---

NB-3221 の一次応力限界は、いずれも適切な温度下において、表にされた  $S_m$  の 120% か、降伏強さの 100% のうち、大きい方の値を満たす(超えない)ものとする。さらに、ferritic(フェライト??)の材料に対し、圧力荷重のみによる  $P_m$  の弾性解析の限界値は  $1.1S_m$  または  $0.9S_y$  の大きい方と等しい。

#### NB-3224.2 外圧

許容外圧は NB-3133 の規則により与えられる値の 120% とする。

### NB-3224.3 特別な応力限界

---

特別な応力限界の許容値は NB-3227.4 と NB-3228 で与えられる値の 120% とする。

### NB-3224.4 二次応力とピーク応力

---

NB-3222.2、NB-3222.4、NB-3222.5、および NB-3227.3 の要件を満たす必要はない。

(b) As an alternative to (a) above, for Level C Service Limits which include reversing dynamic loads that are not required to be combined with nonreversing dynamic loads, the requirements of NB-3655.2(b) may be satisfied.

### NB-3225 Level D Service Limits

---

(a) For components other than piping, if the Design Specifications specify any Service Loadings for which Level D Limits are designated [NCA-2142.4(b)(4)], the rules contained in Appendix F may be used in evaluating these loadings, independently of all other Design and Service Loadings.

(b) For piping fabricated from material designated P-No.1 through P-No.9 in Table 2A, Section II, Part D, if the Design Specifications specify any Service Loading for which Level D Limits are designated [NCA-2142.4(b)(4)], the rules contained in NB-3656(b) may be used as an alternative to those contained in Appendix F. For other piping materials, the rules of Appendix F may be used in evaluating these loadings, independently of all other Design and Service Loadings.

### NB-3226 Testing Limits

---

The evaluation of pressure test loadings (NCA-2142.3) shall be in accordance with (a) through (e) below, except that these rules do not apply to the items in NB-3500.

(a) If the calculated pressure at any point in a vessel, including static head, exceeds the required test pressure defined in NB-6221 or NB-6321 by more than 6%, the resulting stresses shall be calculated using all the loadings that may exist during the test. The stress allowables for this situation are given in (b) and (c) below.

(b) For hydrostatically tested vessels, the general primary membrane stress intensity  $P_m$  shall not exceed 90% of the tabulated yield strength  $S_y$  at test temperature. For

### NB-3224.5 疲労の要求事項

---

疲労分析が必要であるかどうか決定するために NB-3222.4(a) の手順を適用するとき、Level C Service Limits が規定される Service Loadings は考慮する必要はない。

### NB-3224.6 変形限界

---

Design Specifications によって定められたどんな変形限界も考慮する。

### NB-3224.7 管の要求事項

---

(a) 正負交番の動的荷重を含んでいないか、非正負交番の動的荷重を結合する正負交番の動的荷重を持つ Level C Service Limits に関しては、上の NB-3224.1 から NB-3224.6 までの要件を満たすものとする。

(b) (a) に代わって、非正負交番の動的荷重が結合される必要のない正負交番の動的荷重を含む Level C Service Limits については、NB-3655.2(b) の要件を満たすものとする。

### NB-3225 Level D Service Limits

---

(a) 管以外の構成部材に対して、もし Design Specifications が Level D Limits が NCA-2142.4(b)(4) で規定するどんな Service Loadings も規定するなら、すべての Design と Service Loadings の如何にかかわらず、Appendix F に含まれる規則はこれらの荷重を評価する際に使用されるかもしれない。

(b) Table 2A, Section II, Part D の P-No.1 から P-No.9 で規定した材料より製作した管に対して、もし Design Specifications が Level D Limits が NCA-2142.4(b)(4) で規定するどんな Service Loadings も規定するなら、すべての Design と Service Loadings の如何にかかわらず、Appendix F に含まれる規則に代わり NB-3656(b) に含まれる規則がこ

pneumatically tested vessels, Pm shall not exceed 80% of the tabulated yield strength Sy at test temperature.

(c) For either hydrostatically or pneumatically tested vessels, the primary membrane plus bending stress intensity Pm + Pb shall not exceed the applicable limits given in (1) or (2) below.

(1) For Pm  $0.67S_y$

Pm + Pb  $1.35S_y$

(2) For  $0.67S_y < P_m \leq 0.90S_y$

Pm + Pb  $(2.15S_y - 1.2P_m)$

where Sy is the tabulated yield strength at test temperature. For other than regular sections, Pm + Pb shall not exceed a value of  $\alpha$  times  $0.9S_y$  for hydrostatic tests or  $\alpha$  times  $0.8S_y$  for pneumatic tests, where the factor  $\alpha$  is defined as the ratio of the load set producing a fully plastic section divided by the load set producing initial yielding in the extreme fibers of the section.

(d) The external pressure shall not exceed 135% of the value determined by the rules of NB-3133. Alternatively, an external hydrostatic test pressure may be applied up to a maximum of 80% of the lower of the collapse or elastic instability pressures determined by analysis or experimental procedures (NB-3228 and Appendix II) including consideration of allowable tolerances. If a collapse analysis is performed, it shall be a lower bound limit analysis assuming ideally elastic-plastic (nonstrain-hardening) material having a yield strength equal to its tabulated yield strength at test temperature.

(e) Tests, with the exception of either the first 10 hydrostatic tests in accordance with NB-6220, the first 10 pneumatic tests in accordance with NB-6320, or any combination of 10 such tests, shall be considered in the fatigue evaluation of the component. In this fatigue evaluation, the limits on the primary plus secondary stress intensity range (NB-3222.2) may be taken as the larger of  $3S_m$  or  $2S_y$  When

これらの荷重を評価する際に使用されるかもしれない。

## NB-3226 Testing Limits

圧力試験荷重 (NCA-2142.3) の評価は、NB-3500 の項目に当てはまらない場合を除いて以下の (a) から (e) による。

(a) 静止した先端を含む容器の任意な点における計算圧力が NB-6221 または NB-6321 にて定義された要求試験圧力を 6% 以上超えるなら、発生応力は試験の間に存在する可能性のあるすべての荷重を用いて計算される。その場合の許容応力は以下の (c) (b) で与える。

(b) 静水圧により試験された容器については、試験温度下で 1 次膜応力強度 Pm は表にされた降伏強さ Sy の 90% を超えないこと。空気圧により試験された容器については、試験温度下で Pm は表にされた降伏強さ Sy の 80% を超えないこと。

(c) 静水圧または空気圧により試験された容器については、第一膜応力 + 曲げ応力強度 Pm+Pb は以下の (1) か (2) 以下に与えられた適切な限界を超えないこと。

(1)  $P_m \leq 0.67S_y$  のとき、 $P_m + P_b \leq 1.35S_y$

(2)  $0.67S_y < P_m \leq 0.90S_y$  のとき、 $P_m + P_b \leq 2.15S_y - 1.2P_m$

ここで、Sy は試験温度下の表にされた降伏強さである。

通常断面以外については、Pm+Pb は静水圧の試験では  $\alpha$  倍の  $0.9S_y$ 、空気圧の試験では  $\alpha$  倍の  $0.8S_y$  の値を超えないものとする。ここで  $\alpha$  は、ある断面において完全塑性断面となる荷重を初期降伏断面が生じる荷重で割った値と定義される。

(d) 外的な圧力は NB-3133 によって定められている値の 135% を超えないものとする。代わりに、許容値緩和の考慮を含んでおり、外部の耐水圧試験圧力は解析または実験手順 (NB3228 と Appendix II) により求められる崩壊圧力と弾性不安定 (座屈) 圧

at least one extreme of the stress intensity range is determined by the Test Loadings.

## NB-3227 Special Stress Limits

---

The following deviations from the basic stress knots are provided to cover special Service Loadings or configurations. Some of these deviations are more restrictive, and some are less restrictive, than the basic stress limits. In cases of conflict between these requirements and the basic stress limits, the rules of NB-3227 take precedence for the particular situations to which they apply.

### NB-3227.1 Bearing Loads

---

(a) The average bearing stress for resistance to crushing under the maximum load, experienced as a result of Design Loadings, Test Loadings, or any Service Loadings, except those for which Level D Limits are designated, shall be limited to  $S_y$ , at temperature, except that when the distance to a free edge is larger than the distance over which the bearing load is applied, a stress of  $x \cdot S_y$  at temperature is permitted. For clad surfaces, the yield strength of the base metal may be used if, when calculating the bearing stress, the bearing area is taken as the lesser of the actual contact area or the area of the base metal supporting the contact surface. (b) when bearing loads are applied near free edges, such as at a protruding ledge, the possibility of a shear failure shall be considered. In the case of load stress only (NB-3213.12) the average shear stress shall be limited to  $0.65S_y$ . In the case of load stress plus secondary stress (NB-3213.10) the average shear stress shall not exceed (1) or (2) below:

(1) for materials to which Note (2) of Section II, Part D, Subpart 1., Tables 2A and 2B applies, the lower of  $0.5S_y$  at  $100 \times F$  ( $38 \times C$ ) and  $0.675S_y$  at temperature; (2) for all other materials,  $Q \cdot S_y$  at temperature. For clad surfaces, if the configuration or thickness is such that a shear failure could occur entirely within the clad material; the allowable shear stress for the cladding shall be determined from the properties of the equivalent wrought material. If the configuration is such that a shear failure could occur across a path that is partially base metal

力のうち小さい方の最大 80% まで適用されるかもしれない。崩壊解析を行った場合、表にされた降伏強さと等しい降伏強さを持っている弾塑性材料であると理想的に仮定した下限界解析になる。

(e) NB6220 に従った最初の 10 の水圧試験、NB6320 に従った最初の 10 の空気圧試験、及びそれら 10 の試験のいかなる組み合わせ以外の試験は構成部材を疲労評価で考慮する。この疲労評価では、応力強度範囲の少なくとも片端は Test Loadings によって決定される時、1 次 +2 次応力範囲 (NB3222.2) における限界は  $3S_m$  と  $2S_y$  の大きい方としてみなされるかもしれない。

## NB-3227 特別な応力限界

---

基本応力限からの以下の逸脱は特別な Service Loadings または構成をカバーするために提供される。これらの逸脱の一部はより制限的であり、そして、基本応力限度よりいくつかはより制限的ではない。これらの必要条件と基本応力限が対立する場合には、NB3227 はこれらの特有な状況において優先する。

### NB-3227.1 支圧荷重

---

(a) Level D Limits が示される荷重を除き、許容平均支圧応力はその温度における  $S_y$  とするが、自由端までの距離が荷重の載荷位置から大きいとき、 $1.5S_y$  まで許容できる。クラッド表面に対しては、支圧応力を計算するとき支圧面積が実際の接触より小さいものまたは接触面を支えている母材金属の領域としてとられるならば、母材金属の降伏強度を用いることが考えられる。

(b) 支圧荷重が自由端の近くで適用される時、剪断破壊の可能性が考慮される。荷重応力が NB-3213.12 による場合は、平均

and partially clad material, the allowable shear stresses for each material shall be used when evaluating the combined resistance to this type of failure. (c) when considering bearing stresses in pins and similar members, the  $S_y$  at temperature value is applicable, except that a value of  $1.5S_y$  may be used if no credit is given to bearing area within one pin diameter from a plate edge.

### NB-3227.2 Pure Shear

---

(a) The average primary shear stress across a section loaded in pure shear, experienced as a result of Design Loadings, Test Loadings, or any Service Loadings, except those for which Level D Limits are designated (for example, keys, shear rings, screw threads), shall be limited to  $\sim \cdot m$ . (b) The maximum primary shear that is experienced as a result of Design Loadings, Test Loadings, or any Service Loadings (except those for which Level D  $L_{xn} \sim xts$  are designated), exclusive of stress concentration, at the periphery of a solid circular section in torsion shall be limited to  $0.8S_m$ . Primary plus secondary and Beak shear stresses shall be converted to stress intensities (equal to two times the pure shear sue) and as such shall not exceed the basic sties limits of NB-3222.2 and NB-3222.4. ~

### NB-3227.3 Progressive Distortion of Nonintegral Connections.

---

Screwed on caps, screwed in plugs, shear ring closures, and breech lock closures are examples of nonintegral connections which are subject to failure by bell mouting or other types of progressive deformation. If any combination of applied loads produces yielding, such joints are subject to ratcheting because the mating members may become loose at the end of each complete operating cycle and start the next cycle in a new relationship with each other, with or without manual manipulation. Additional distortion may occur in each cycle so that interlocking parts, such as threads, can eventually lose engagement. Therefore, primary plus secondary stress intensities (NB-3222.2), which result in slippage between the parts of a

的剪断応力は  $0.6S_m$  以下であること。荷重応力に NB-3213.10 による 2 次応力が加わる場合は、平均的剪断応力は以下の (1) または (2) を超えないこと。

(1) Section II, Part D, Subpart 1, 表 2 A と 2B の注 (2) があてはまる材料は、 $100^\circ F$  における  $0.675S_y$  とその温度における  $0.5S_y$  でより低い方

(2) 他の全ての材料はその温度における  $0.5S_y$

クラッド表面に対して、剪断破壊がクラッド材料の範囲内全体で起きるような構成や板厚ならば、外装材のための許容剪断応力は等材料で作られた材料の特性から決定される。剪断破壊が一部の母材金属と一部のクラッド材のように境界を横切るような材料構成ならば、この種の破壊に対する合同抵抗を評価するとき、各々の材料のための許容剪断応力が使われる。

(c) ピンおよび類似部材において支圧応力を考慮するとき、プレート端から 1 つのピン直径の範囲内で支圧面積を与えるということでない場合には  $1.5S_y$  という値を用いるが、それ以外は、その温度における  $S_y$  が適用される。

### NB-3227.2 純せん断

---

(a) LEVEL D によって設計される場合を除き、純せん断荷重について、断面に作用する平均一次せん断応力は  $0.6S_m$  に限られる。

(b) 応力集中を除き、中実円断面のねじりにおける表面の最大一次せん断応力は  $0.8S_m$  に限られる。一次 + 二次そしてピーク剪断応力は、応力強さ (2 倍の純剪断応力と等しい) に変換され、これは NB-3222.2 と NB-3222.4 の基本的応力限度を超えないようにする。

### NB-3227.3 不完全接合部の進行するねじれ

---

・キャップをねじったり、栓をねじったり、などは、進行する変形によってその口

nonintegral connection in which disengagement could occur as a result of progressive

distortion, shall be limited to the value  $S_y$  (Section II, Part D, Subpart 1, Table Y-1).

#### NB-3227.4 Triaxia~ Stresses.

The algebraic sum of the three primary principal stresses ( $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ ) shall not exceed four times the tabulated value of  $S_n$ , except for Service Level D.

#### NB3227.5 Nozzle Piping Transition.

Within the limits of reinforcement given by NB-333, whether or not additional reinforcement is provided, the  $P_1$  classification is applicable to stress intensities resulting from pressure-induced general membrane stresses as well as stresses other than discontinuity stresses due to external loads and moments including those attributable to restrained free end displacements of the attached pipe. Also, within the limits of reinforcement, a  $PL$  classification shall be applied to local primary membrane stress intensities derived from discontinuity effects plus primary bending stress intensities due to combined pressure and external loads and moments, including those attributable to restrained free end displacements of the attached pipe; and a  $P_1 + P_b + Q$  classification shall apply to primary plus secondary stress intensities resulting from a combination of pressure, temperature, and external loads and moments, including those due to restrained free end displacements of the attached pipe. Beyond the limits of reinforcement, a  $P_1$  classification is applicable to stress intensities resulting from pressure-induced general membrane stresses as well as the average stress across the nozzle thickness due to externally applied nozzle axial, shear, and torsional loads other than those attributable to restrained free end displacement of the attached pipe. Also, outside the limits of reinforcement a  $PL + P_b$  classification is applicable to the stress intensities that result from adding those stresses classified as  $P_1$  to those due to externally applied bending moments, except those attributable to restrained free end displacement of the pipe. Further, beyond the

が損傷を受けやすい不完全接合の例である。

・不完全接合部の進行するねじれに対しては、一次 + 二次応力強さ (NB-3222.2) (それは解放が進行するねじれの結果として起こることができた不完全接合部間のずれに終わる) の限界は、値  $S_y$  (セクション II, Part D, Subpart 1, 表 Y-1) とする。

#### NB-3227.4 3 軸応力

Service Level D を除いて、3つの主応力 ( $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ ) の代数和が、表にされた  $S_m$  の4倍を超えないこと。

#### NB-3227.5 ノズル管の変わり目 (? ; Transition)

<ノズルが NB-3334 の規定による補強制限内の場合>

・ $P_m$  分類法：圧力に起因する一般的な膜応力による応力強さにも、外力 (自由端変位拘束による荷重及びモーメント) に起因する一般的な膜応力による応力強さにも適用できる。

・ $PL$  分類法：圧力 + 外力 (自由端変位拘束による荷重及びモーメント) の結合によるローカル一次膜応力強さに適用できる。

・ $PL + P_b + Q$  分類法：圧力 + 外力 (自由端変位拘束による荷重及びモーメント) + 温度の結合によるローカル一次 + 二次膜応力強さに適用できる。

<ノズルが NB-3334 の規定による補強制限を逸脱している場合>

・ $P_m$  分類法：圧力に起因する一般的な膜応力による応力強さにも、自由端変位拘束によって作用する軸力、せん断力、ねじり荷重による一般的な膜応力による応力強さにも適用できる。

limits of reinforcement, a  $PL + Pb + Q$  classification is applicable to stress intensities resulting from all pressure, temperature, and external loads and moments, including those attributable to restrained free end displacements of the attached pipe;. Beyond the limits of reinforcement, the 35~, limit on the range of primary plus secondary stress intensity may be exceeded as provided in NB-3228.5, Except that in the evaluation of h!B-3228.5(x) stresses from restrained free end displacements of the attached pipe may also be excluded. The range of membrane plus bending stress intensity attributable solely to the restrained free end displacements of the attached pipe shall be  $\leq 3S_n$ . The nozzle; outside the reinforcement limit, shall not be thinner than the larger of the pipe thickness or the quantity  $t_p(S_H, IS, \sim, )$ , where  $t_p$  is the nominal thickness of the mating pipe,  $S_n$  is fire allowable stress intensity value for the pipe material, and  $S_j$  is the allowable stress intensity value for the nozzle material.

### NB-3227.6 Application of Elastic Analysis for Stress Beyond the Yield Strength

Certain of the allowable stresses permitted in the design criteria are such that the maximum stress calculated on an elastic basis may exceed the yield strength of the material. The limit on primary plus secondary stress intensity of  $3S_m$  (NB-3222.2) has been placed at a level which ensures shakedown to elastic action after a few repetitions of the stress cycle except in regions containing significant local structural discontinuities or local thermal stresses. These last two factors are considered only in the performance of a fatigue evaluation. Therefore:

(a) In evaluating stresses for comparison with the stress limits on other than fatigue allowables, stresses shall be calculated on an elastic basis.

(b) In evaluating stresses for comparison with fatigue allowables, all stresses except those which result from local thermal stresses [NB-3213.13(b)] shall be evaluated on an elastic basis. In evaluating local the stresses, the elastic equations shall be used, except that the

- $PL+Pb$  分類法：自由端変位拘束による力を除いて、 $P_m$  に外的な曲げモーメントを加えた応力強さに適用できる。

- $PL+Pb+Q$  分類法：自由端変位拘束による力を含め、すべての圧力、温度、外力、モーメントに由来する応力強さに適用できる。

- 補強制限を逸脱している場合、NB-3228.5 で提供される一次 + 二次応力強さに対する制限  $3S_m$  は越えることが出来るかもしれないが、パイプに取り付けられた自由端拘束に起因する応力強さに関しては除外 (すなわち  $3S_m$  を適用) されるかもしれない。

- 単にパイプに取り付けられた自由端拘束に起因する応力強さと膜応力の合計の限度は  $3S_m$  以下となるだろう。

- ノズルは補強の補強制限の外で、パイプの厚さまたは値  $t_p (= S_{mp}/S_{mn})$  の大きいほうより細くしてはならない。ここで、 $t_p$  は取り付けられているパイプの公称板厚で、 $S_{mp}$  はパイプ材料の許容応力値で、そして、 $S_{mn}$  はノズル材料の許容応力値である。

numerical value substituted for Poisson's ratio shall be determined from the expression: .

$\nu = 0.5 - 0.2 (S_y / S_a)$ , but not less than 0.3 where  $S_a$  = value obtained from the applicable design fatigue curve (Figs. I-9.0) for the specified number of cycles of the condition being considered

$S_y$  = yield strength of the material ~at the mean value of the temperature of the cycle

### NB-3227.7 Requirements for Specially Designed 'fielded Seals

(a) welded seals, such as omega and canopy seals (NB-436), shall be designed to meet the pressure induced general  $p$ ~ membrane stress intensity limits specified in this Subsection. Note that the general primary membrane stress intensity varies around the toroidal cross section. (b) All other membrane and bending stress intensities developed in the welded seals may be considered as secondary stress intensities. The range of these stress intensities combined with the general primary membrane stress intensity may exceed the primary plus secondary stress intensity limit of  $3S_H$ , if they are analyzed in accordance ~,with NB-3228.5 as modified in (1) and (2) below. (1) ~ lieu of NB-3228.5(a), the range of the combined primary plus secondary membrane stress intensities shall be  $<3S_H$ . (2) NB-3228.5(d) need not apply.

## NB-3228 Applications of Plastic Analysis

The following subparagraphs provide guidance in the application of plastic analysis and some relaxation of the basic stress limits which are allowed if plastic analysis is used.

### NB-3228.1 Limit Analysis.

The limits on General Membrane Stress Intensity (NB-3221.1), Local Membrane Stress Intensity (NB-3221.2), and Primary Membrane Plus Primary Bending Stress Intensity (NB-3221.3) need not be satisfied at a specific location if it

## NB-3227.6 降伏強さを越えた応力のための弾性解析の適用

弾性に基づいて計算される最大の応力が材料の降伏強度を上回るかもしれないようなものは、設計基準の許容応力について確かである。一次 + 二次応力強さに対する制限である  $3S_m$  (NB-3222.2) は、ローカル構造上の不連続またはローカルな熱応力を含んでいる領域以外、数回の応力サイクルの繰り返し後は弾性挙動を保證するレベルに置かれる。これら最後の2つの要因は、疲労評価の実行だけで、考慮される。したがって:

(a) 疲労許容要件以外の他の応力制限で比較のために応力を評価する際に、応力は弾性に基づいて計算される。

(b) 疲労許容要件と比較のために応力を評価する際に、ローカル熱応力 [NB-3213.13 (b)] に起因する以外の全ての応力は、弾性に基づいて評価される。ローカル熱応力を評価する際に、弾性方程式が使われるが、ポアソン比にあたる数値は以下の式表現から算出される:

$\nu = 0.5 - 0.2 (S_y / S_a)$ , ただし 0.3 未満にはならない

$S_a$  = 考慮されている状態のサイクルの指定された数のために、適用できる設計疲労曲線 (図 I-9.0) から得られる値

$S_y$  = サイクルの温度平均値の材料降伏強度

## NB-3227.7 特別に設計された溶接されたシールの必要条件

(a) 溶接されたシール (例えばオメガと天蓋シール (NB-4360)) は、この小区分で規定される一般的な第一膜応力強さの限度を引き起こす圧力に合うように設計されている。

(b) 溶接されたシールにより生じる他の全ての膜および曲げ応力強さが二次応力強さとして考慮しなければならないかもしれない。NB-3228.5 に合わせて下記の (1) と (2) のように修正して解析されるならば、

can be shown by limit analysis that the specified loadings do not exceed two-thirds of the lower bound collapse load. The yield strength to be used in these calculations is  $1.5S_y$ . The use of  $1.5S_y$  for the yield strength of those materials of Section II, Part D, Subpart 1, Tables 2A and 2B to which Note (2) of the Table is applicable may result in small permanent strains during the first few cycles of loading. If these strains are not acceptable, the yield strength to be used shall be reduced according to the strain limiting factors of Section II, Part D, Subpart 1, Table Y-2. When two-thirds of the lower bound collapse load is used, the effects of plastic strain concentrations in localized areas of the structure such as the points where hinges form must be considered. The effects of these concentrations of strain on the fatigue behavior, ratcheting behavior, or buckling behavior of the structure must be considered in the design. The design shall satisfy the minimum wall thickness requirements.

### NB-3228.2 Experimental Analysis.

The limits of General Primary Membrane Stress Intensity (NB-3221.1), Local Membrane Stress Intensity (NB-3221.2), and Primary Membrane Plus Primary Bending Stress Intensity (NB-3221.3) need not be satisfied at a specific location if it can be shown that the specified loadings do not exceed two-thirds of the test collapse load determined by application of II-1430, in which case the effects of plastic strain concentrations in localized areas of the structure, such as the points where hinges form, must be considered. The effects of these concentrations of strain on the fatigue behavior, ratcheting behavior, or buckling behavior of the structure must be considered in the design. The design shall satisfy the minimum wall thickness requirements.

### NB-3228.3 Plastic Analysis.

Plastic analysis is a method of structural analysis by which the structural behavior under given loads is computed by considering the actual material stress-strain relationship and stress redistribution, and it may include either strain hardening or change in geometry, or both.

一般的な一次膜応力強さと結合されるこれらの応力強さの範囲は、一次 + 二次の膜応力強さの制限  $3S_m$  を超過するかもしれない。

(1)NB-3228.5(a)において、一次 + 二次の膜応力強さと結合される範囲は、 $3S_m$  以下とする。

(2)NB-3228.5 (d) は、適用する必要はない。

## NB-3228 塑性解析の適用

以下の項では、塑性解析の適用要領と、塑性解析を使用する上での応力限界の緩和の方法を示してしている。

### NB-3228.1 限界解析

特定の荷重ケースで下限側の崩壊荷重の  $\frac{2}{3}$  を超過しないことが限界解析によって示された場合、一般部の膜応力度 (NB-3221.1)、局部の膜応力度 (NB-3221.2)、および一次膜応力度 + 一次曲げ応力度 (NB-3221.3) のそれぞれに対する制限を特定の位置で満たす必要がない。これらの計算の中で使用する許容強度は  $1.5S_m$  ある。Section II, Part D, Subpart 1, 表 2A および表 2B の Note (2) に示される材料における許容強度として  $1.5S_m$  を用いることは、荷重サイクルが小さいときの不変のひずみ (初期不整) が小さいときに適用できる。もし、この初期不整が小さくない場合には、Section II, Part D, Subpart 1, 表 Y-2 に示される初期不整の限界要因に従って、この許容強度を減ずる必要がある。また、下限側の崩壊荷重の  $\frac{2}{3}$  を使用する場合、ヒンジ部などの構造的な塑性ひずみ集中の影響を考慮しなければならない。疲労やラケット変形、座屈が生ずる可能性がある場合は、これらひずみ集中の影響を設計で考慮しなければならない。したがって、設計では要求された最小の壁厚を満たすことになるだろう。

The limits of General Membrane Stress Intensity (NB-3221.1), Local Membrane Stress Intensity (NB-3221.2), and Primary Membrane Plus Primary Bending Stress Intensity (NB-3221.3) need not be satisfied at a specific location if it can be shown that the specified loadings do not exceed two-thirds of the plastic analysis collapse load determined by application of II-1430 to a load-deflection or load-strain relationship obtained by plastic analysis. When this rule is used, the effects of plastic strain concentrations in localized areas of the structure, such as the points where hinges form, must be considered. The effects of the concentrations of strain on the fatigue behavior, ratcheting behavior, or buckling behavior of the structure must be considered in the design. The design shall satisfy the minimum wall thickness

requirements.

#### NB-3228.4 Shakedown Analysis.

The limits on Thermal Stress Ratchet in Shell (NB-3222.5) and Progressive Distortion of Non-Integral Connections (NB-3227.3) need not be satisfied at a specific location, if, at the location, the procedures of (a) through (c) below are used.

(a) In evaluating stresses for comparison with the remaining stress limits, the stresses shall be calculated on an elastic basis.

(b) In lieu of satisfying the specific requirements of NB-3221.2, NB-3222.2, NB-3222.5, and NB-3227.3 at a specific location, the structural action shall be calculated on a plastic basis, and the design shall be considered to be acceptable if shakedown occurs (as opposed to continuing deformation). However, this shakedown requirement need not be satisfied for materials having a minimum specified yield strength to specified minimum ultimate strength ratio of less than 0.70 provided the maximum accumulated local strain at any point, as a result of cyclic operation to which plastic analysis is applied, does not exceed 5.0%. In all cases, the deformations which occur shall not exceed specified limits.

#### NB-3228.2 実験解析

特定の荷重ケースにおいて、II-1430の適用によって決定された実験による崩壊荷重の3分の2を超過しないことが限界解析によって示された場合、一般部の膜応力度 (NB-3221.1)、局部の膜応力度 (NB-3221.2)、および1次膜応力度+1次曲げ応力度 (NB-3221.3)のそれぞれに対する制限を特定の位置で満たす必要がない。このとき、ヒンジ部などの構造的な塑性ひずみ集中の影響を考慮しなければならない。疲労やラチェット変形、座屈が生ずる可能性がある場合は、これらひずみ集中の影響を設計で考慮しなければならない。したがって、設計では要求された最小の壁厚を満たすことになるだろう。

#### NB-3228.3 塑性解析

塑性解析とは、実際の応力-ひずみ関係や、応力の再配分、ひずみ硬化、幾何学的非線形性を考慮することによって、ある荷重下での構造の挙動を解析する方法である。

特定の荷重ケースにおいて、塑性解析によって得られた荷重-ひずみ関係もしくは荷重-曲率関係に対しII-1430を適用することによって決定された崩壊荷重の3分の2を超過しないことが限界解析によって示された場合、一般部の膜応力度 (NB-3221.1)、局部の膜応力度 (NB-3221.2)、および1次膜応力度+1次曲げ応力度 (NB-3221.3)のそれぞれに対する制限を特定の位置で満たす必要がない。この基準を使用するにあたっては、ヒンジ部などの構造的な塑性ひずみ集中の影響を考慮しなければならない。疲労やラチェット変形、座屈が生ずる可能性がある場合は、これらひずみ集中の影響を設計で考慮しなければならない。したがって、設計では要求された最小の壁厚を満たすことになるだろう。

(c) In evaluating stresses for comparison with fatigue allowables, the numerically maximum principal total strain range shall be multiplied by one-half the modulus of elasticity of the material (Section II, Part D, Subpart 2, Tables TM) at the mean value of the temperature of the cycle.

### NB-3228.5 Simplified Elastic-Plastic Analysis.

The  $3S_{\sim}$  limit on the range of primary plus secondary stress intensity (NB-3222.2) may be exceeded provided that the requirements of (a) through (f) below are met.

(a) The range of primary plus secondary membrane plus bending stress intensity, excluding thermal bending stresses, shall be  $\sim 3S_{\sim}^*$ .

(b) The value of  $S_{\sim}$  used for entering the design fatigue curve is multiplied by the factor  $K_{\sim}$ , where:

$$\begin{aligned} K^* &= 1.0, \text{ for } S_{\sim}^* \sim 3S_{\sim} \\ &= 1.0 + [(1/n)\ln(m-1)](S/3S_{\sim} - 1), \\ &\text{for } 3S_{\sim} < S < 3mS_{\sim} \\ &= I/n, \text{ for } S \sim 2 \sim 3mS_{\sim} \end{aligned}$$

$S_{\sim}$  = range of primary plus secondary stress intensity, psi

The values of the material parameters  $m$  and  $n$  for the various classes of permitted materials are as given in Table NB-3228.5(b)-1.

(c) The rest of the fatigue evaluation stays the same as required in NB-3222.4, except that the procedure of NB-3227.6 need not be used.

(d) The component meets the thermal ratcheting requirement of NB-3222.5.

(e) The temperature does not exceed those listed in Table NB-3228.5(b)-I for the various classes of materials.

(f) The material shall have a specified minimum yield strength to specified minimum tensile strength ratio of less than 0.80.

### NB-3228.4 シェークダウン解析

ある特定の場所で以下に示す (a) ~ (c) の手順に従うなら、温度応力によるシェルのラチェット変形 (NB-3222.5) と結合部のひずみの進行 (NB-3227.3) は制限を満足する必要はない。

(a) 残っている応力限界との比較のために発生応力を評価する際に、応力は弾性解析で計算されるものとする。

(b) ある特定の場所において NB-3221.2, NB-3222.2, NB-3222.5, および NB-3227.3 に示される要求値を満足する代わりに、構造の挙動は塑性解析を基本に計算されれば良く、設計においては変形の継続に対抗したシェークダウンが生じるものと見なして良い。しかしながら、このシェークダウンを起こすためには、塑性解析によるサイクル作用の結果を用いることで 5.0% を超えない局所的な最大ひずみが求められ、その値の 0.70 倍未満の強度を材料が有している必要はない。全てのケースにおいて、生じる変形は特定の制限を超えないかもしれない。

(c) 疲労限界との比較のために応力を評価する際に、計算された最大の主ひずみ範囲は、熱サイクルの平均値に Section II, Part D, Subpart 2, 表 TM に示した材料の弾性係数 0.5 を掛けることで得られる。

### NB-3228.5 簡易な弾塑性解析

以下に示す (a) ~ (f) の要求を満たすことによって、1次+2次応力 (NB-3222.2) の制限として  $3S_m$  を用いることができる。

(a) 1次膜応力+1次曲げ応力+2次応力の合計は、温度による曲げ応力を含めなければ、 $3S_m$  以下となるだろう。

(b) 疲労設計曲線に使用するための制限値である  $S_a$  には、係数  $K_e$  を乗ずるものとする。

$$K_e = 1.0 \quad (S_n \leq 3S_m)$$

TABLE NB-3228.5(b)-1  
VALUES OF m, n, AND Tmax FOR  
VARIOUS  
CLASSES OF PERMITTED MATERIALS

Material s	m	n	Tmax	F(C)
Carbon steel	3.0	0.2	700	(370)
Low alloy steel	2.0	0.2	700	(370)
Martensitic stainless steel	2.0	0.2	700	(370)
Austenitic stainless steel	1.7	0.3	800	(425)
Nickel-chromium-iron	1.7	0.3	800	(425)
Nickel-copper	1.7	0.3	800	(425)

$$= 1.0 + [(1 - n) / n(m - 1)](S_n / 3 S_m - 1)$$

$$(3S_m < S_n < 3mS_m)$$

$$= 1 / n \quad (S_n \geq 3S_m)$$

$S_n = 1$  次 + 2 次応力の合計

表 NB-3228.5(b)-1 に、使用が許可されている様々な種類の材料によるパラメータ m、n、および Tmax を示す。

(c)NB-3222.4 で要求されている疲労限界に対する余裕量は、NB-3227.6 で規定されていること以外は使う必要がない。

(d) 各応力成分は、NB-3222.5 に示される温度によるラチェット変形に対する要求を満たすものとする。

(e) 材料温度は、表 NB-3228.5(b)-1 に示す値を超えないものとする。

(f) 材料は、最小引張強度の 0.8 倍以下の許容強度を有している。

## NB-3229 Design Stress Values

The design stress intensity values  $S_{\sim}$  are given in Section II, Part D, Subpart I, Tables 2A and 2B for component materials. Values for intermediate temperatures may be found by interpolation. These form the basis for the various stress limits. Values of yield strength are given in Section H, Part D, Subpart 1, Table Y-1. Values of the coefficient of thermal expansion and modulus of elasticity are in Section II, Part D, Subpart 2, Tables TE and TM. The basis for establishing stress values is given in Appendix III. The design fatigue curves used in conjunction with NB-3222.4 are those of Figs. 1-9.0.

## NB-3229 設計応力に対する許容値

設計応力に対する許容値  $S_m$  は、構成材料ごとに Section II, Part D, Subpart I, 表 2A および表 2B の中で与えられている。材料温度の平均値も同表の中に示されている。これらは様々な応力制限の基本となる。材料の許容強度は Section H, Part D, Subpart 1, 表 Y-1 の中で与えられている。温度の線膨張係数と弾性係数は Section II, Part D, Subpart 2, 表 TE および表 TM に与えられている。応力値を確立する根拠は、付録Ⅲの中で与えられる。NB-3222.4 と共に使用する設計疲労曲線は図 I -9.0 に示されている。



TABLE NB-3217-2  
CLASSIFICATION OF STRESS INTENSITY IN PIPING, TYPICAL CASES

Piping Component	Locations	Origin of Stress	Classification	Discontinuities Considered	
				Gross	Local
Pipe or tube, elbows, and reducers. Intersections and branch connections, except in crotch regions	Any, except crotch regions of intersections	Internal pressure	$P_m$ $P_L$ and $Q$ $F$	No Yes Yes	No No Yes
		Sustained mechanical loads, including weight Nonreversing dynamic loads	$P_b$ $P_L$ and $Q$ $F$	No Yes Yes	No No Yes
		Expansion Axial thermal gradient	$P_e$ $F$ $Q$	Yes Yes Yes	No Yes No
		Reversing dynamic loads	$F$ [Note (1)]	Yes	Yes
Intersections, including tees and branch connections	In crotch region	Internal pressure, sustained mechanical loads, expansion, and nonreversing dynamic loads	$P_L$ and $Q$ [Note (2)] $F$	Yes Yes	No Yes
		Axial thermal gradient	$Q$ $F$	Yes Yes	No Yes
		Reversing dynamic loads	[Note (1)]		
Bolts and flanges	Any	Internal pressure, gasket compression, and bolt load	$P_m$ $Q$ $F$	No Yes Yes	No No Yes
		Thermal gradient	$Q$ $F$	Yes Yes	No Yes
		Expansion	$P_e$ $F$	Yes Yes	No Yes
Any	Any	Nonlinear radial thermal gradient	$F$	Yes	Yes
		Linear radial thermal gradient	$F$	Yes	No
		Anchor point motions, including those resulting from earthquake	$Q$	Yes	No

NOTES:

- (1) The stress intensity resulting from this loading has special requirements that must be satisfied. For Level B Service Limits, these are provided in NB-3223(b)(2) and for Level D Service Limits in NB-3228.6.  
(2) Analysis is not required when reinforced in accordance with NB-3643.

TABLE NB-3217-2

パイプ部の応力係数の分類,一般的なケース

パイプ部材	位置	応力の原因	分類	考慮される不連続	
				全体	局所
パイプ (チューブ), エルボー, その他 (crotch 除く)	reducers. regions of Intersections	内圧	$p_m$ $P_L$ and $Q$ $F$	No Yes Yes	No No Yes
		固定物理荷重 (自重, 非逆転動的荷重)	$p_b$ $P_L$ and $Q$ $F$	No Yes Yes	No No Yes
		膨張, 軸方向温度勾配, 逆転動的荷重	$p_e$ $F$ $Q$ $F$ [Note (1)]	Yes Yes Yes Yes	No Yes No Yes
交差部 (ティール, 分岐)	In crotch region	内圧, 持続物理的荷重, 膨張, 非逆転動的加重	$P_L$ and $Q$ [Note (2)] $F$	Yes Yes	No Yes
		軸方向温度勾配, 逆転動的荷重	$Q$ $F$ [Note (1)]		
ボルト, フランジ	Any	内圧, ガasketの圧縮, ボルト力	$P_m$ $Q$ $F$	Yes Yes	
		温度勾配	$Q$ $F$	Yes Yes	
		膨張	$P_e$ $F$	Yes Yes	
Any	Any	非線形径方向温度勾配	$F$	Yes	Yes
		線形径方向温度勾配	$F$	Yes	No
		地震による固定点の動き	$Q$	Yes	No

Stress Category	Primary		
	General Membrane	Local Membrane	Bending
Description (for examples see Table NB-3217-1)	Average primary stress across solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads. [Note (1)]
Symbol [Note (2)]	$P_m$	$P_L$	$P_b$
Combination of stress components and allowable limits of stress intensities.			

Legend

— Use Design Loads

NOTES:

- (1) Bending component of primary stress for piping shall be the stress proportional to the distance from centroid of pipe cross section.
- (2) The symbols  $P_m$ ,  $P_L$ , and  $P_b$  do not represent single quantities, but rather sets of six quantities representing the six stress components  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$ , and  $\tau_{zx}$ .

FIG. NB-3221-1 STRESS CATEGORIES AND LIMITS OF STRESS INTENSITY FOR DESIGN CONDITIONS

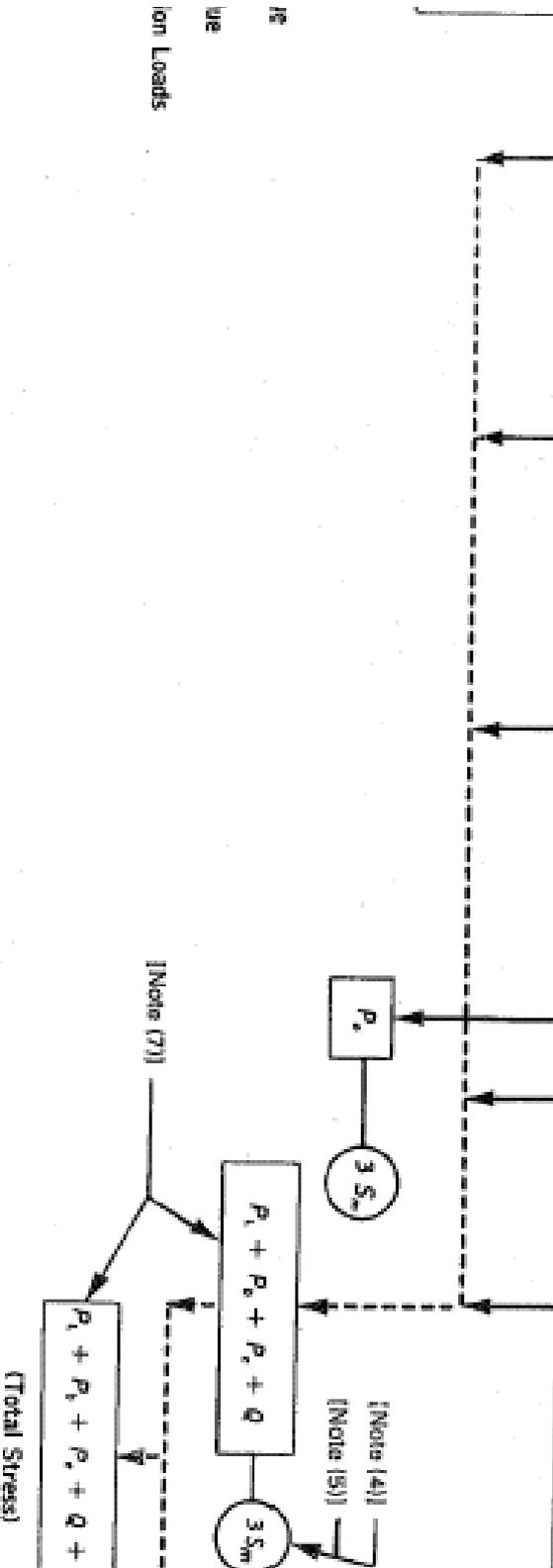
応力カテゴリー	1次		
	一般的膜応力	局所膜応力	曲げ
応力の定義(例えば表 NB-3217-1 参照)	平均一次応力 充実断面の応力, 不連続や集中は除く. 機械的荷重による.	平均的一次応力 充実断面の応力, 不連続を考慮するが, 集中は除く. 機械的荷重による.	充実断面の中立軸 位置からの距離に 比例する一次応力. 不連続や集中は除く. 機械的荷重による.
記号	$P_m$	$P_L$	$P_b$
応力成分の組合せ と応力強度の許容 限界値			

注

- (1) 配管の1次応力の曲げ成分はパイプ断面の中立軸からの距離に比例する応力とする.
- (2)  $P_m, P_L, P_b$  などの記号はひとつの量を表すのではなく, 応力の6成分を代表して表したものである.

図 NB3212.2 応力カテゴリーと応力強度の上限

Primary			Secondary	
General Membrane	Local Membrane	Bending	Expansion	Membrane plus Bending
Average primary stress across solid section. Excludes effects of discontinuities and concentrations. Produced by pressure and mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers effects of discontinuities but not concentrations. Produced by pressure and mechanical loads, including inertia earthquake effects.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes effects of discontinuities and concentrations. Produced by pressure and mechanical loads, including inertia earthquake effects. [Note (1)]	Stresses which result from the constraint of free end displacement. Considers effects of discontinuities but not local stress concentration (not applicable to vessels).	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by pressure, mechanical loads, or differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.
$P_m$ [Note (3)]	$P_L$ [Note (3)]	$P_b$ [Note (3)]	$P_e$	$Q$



3222-1 STRESS CATEGORIES AND LIMITS OF STRESS INTENSITY FOR LEVEL A AND LEVEL B SERVICE LIM

NOTES:

- (1) Bending component of primary stress due to mechanical loads for piping shall be the stress proportional to the distan section. For piping, the calculation of  $P_g$  stresses is not required for reversing dynamic loads (including inertial earthquake
- (2) The symbols  $P_m$ ,  $P_L$ ,  $P_B$ ,  $P_w$ ,  $Q$ , and  $F$  do not represent single quantities, but sets of six quantities representing the  $\sigma_p$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  and  $\tau_{zx}$
- (3) For Level B Service Limits for primary stress intensities generated by Level B Service Loadings, see NB-3223(a)(1).
- (4) When the secondary stress is due to a temperature transient at the point at which the stresses are being analyzed or to the value of  $S_m$  shall be taken as the average of the tabulated  $S_m$  values for the highest and the lowest temperatures of When part or all of the secondary stress is due to mechanical load, the value of  $S_m$  shall not exceed the value for the highest
- (5) Special rules for exceeding  $3S_m$  are provided in NB-3228.5.
- (6)  $S_g$  is obtained from the fatigue curves, Figs. J-9.0. The allowable stress intensity for the full range of fluctuation is  $2.5S_g$
- (7) The stresses in category Q are those parts of the total stress that are produced by thermal gradients, structural discon include primary stresses that may also exist at the same point. However, it should be noted that a detailed stress analysis fr of primary and secondary stresses directly and, when appropriate, the calculated value represents the total of  $P_m + P_B + P$  the stress in category F is produced by a stress concentration, the quantity  $F$  is the additional stress produced by the not stress. For example, if a point has a nominal stress intensity  $P_m$  and has a notch with a stress concentration factor  $K$   $F = P_m (K - 1)$ , and the peak stress intensity equals  $P_m + P_m (K - 1) = KP_m$ . However,  $P_L$  is the total membrane stress loads, including discontinuity effects, rather than a stress increment. Therefore, the  $P_L$  value always includes the  $P$

Stress Category	Primary [Notes (1) and (2)]			Secondary [Notes (1) and (2)] Membrane plus Bending	Peak [Notes (1) and (2)]
	General Membrane	Local Membrane	Bending		
Description (for examples see Table NB-3217-1)	Average primary stress across solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by mechanical load or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentration.	(1) Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch). (2) Certain thermal stresses which may cause fatigue but not distortion of vessel shape.
Symbol [Note (1)]	$P_m$ NB-3213.6 and NB-3213.8 [Note (3)]	$P_L$ NB-3213.10	$P_b$ NB-3213.7 and NB-3213.8	$Q$ NB-3213.9	$F$ NB-3213.11
Combination of stress components and allowable limits of stress intensities					

GENERAL NOTE: For configurations where compressive stresses occur, the stress limits shall be revised to take into account critical buckling stresses [NB-3211(c)].

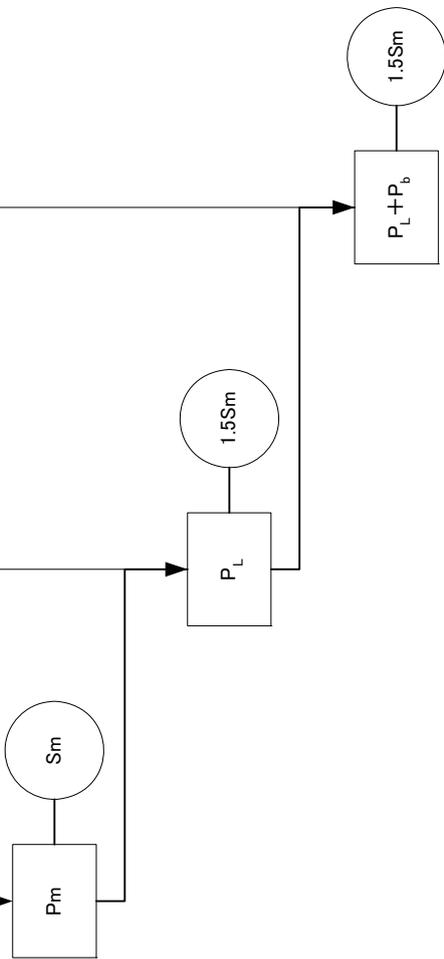
## NOTES:

- (1) The symbols  $P_m$ ,  $P_L$ ,  $P_b$ ,  $Q$ , and  $F$  do not represent single quantities, but rather sets of six quantities representing the six stress components  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$ , and  $\tau_{zx}$ .
- (2) For piping, alternative requirements are provided in NB-3224.7.
- (3) The limits shown are for stresses resulting from pressure in combination with other mechanical loads. For ferritic materials, the  $P_m$  elastic analysis limits for pressure loadings alone shall be equal to the greater of  $1.1S_m$  or  $0.9S_y$ .
- (4) Use the greater of the values specified.
- (5)  $C_1$ , the collapse load calculated on the basis of the lower bound theorem of limit analysis and yield strength values specified in Section II, Part D, Subpart 2, Table Y-1.
- (6) The triaxial stresses represent the algebraic sum of the three primary principal stresses ( $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ ) for the combination of stress components.

1次応力の曲げ成分は断面の中立軸からの距離に比例する応力とする。

$P_m, P_L, P_b$ などは1つの値を表すのではなく、応力の6成分を代表する記号である。

応力カテゴリ	1次応力		
	局所膜応力	平均的膜応力	曲げ
リ	平均一次応力	平均一次応力	
義	充実断面の応力、不連続や集中は除く。機械的荷重による。	充実断面の応力、不連続を考慮するが、集中は除く。機械的荷重による。	充実断面の中立軸位置からの距離に比例する一次応力。不連続や集中は除く。機械的荷重による。
記号	$P_m$	$P_L$	$P_b$



カテゴリ	1次応力			2次応力		極値
	一般的膜応力	局所膜応力	曲げ	膨張	面内+曲げ	
平均一次応力	平均一次応力	充実断面の中立軸位置からの距離に比例する一次応力。不連続や集中は除く。機械的荷重による。	充実断面の中立軸位置からの距離に比例する一次応力。不連続や集中は除く。機械的荷重による。	端部自由変位の拘束により発生する応力。不連続の影響を考慮するが局所的応力集中は考えない。(容器には適用しない。)	構造の連続性を満足する必要がある自己平衡的な応力。構造不連続部には発生する。圧力、機械的加重、温度膨張など発生する。局所適応力集中は考えない。	(1)ノッチなどの集中的によって段階的に加えられる。 (2)疲労を起す可能性がある原因にはならぬ温度応力
$P_m$	$P_m$	$P_m$	$P_b$	$P_e$	$Q$	$F$

2次応力が、応力析される点での温度によるか、自由拘束によるか、 $S_m$ は温度変化のばらつき値の最小の平均  
 ・特別な場合として、 $S_m$ を超える場合は、NB3228.5に規定

