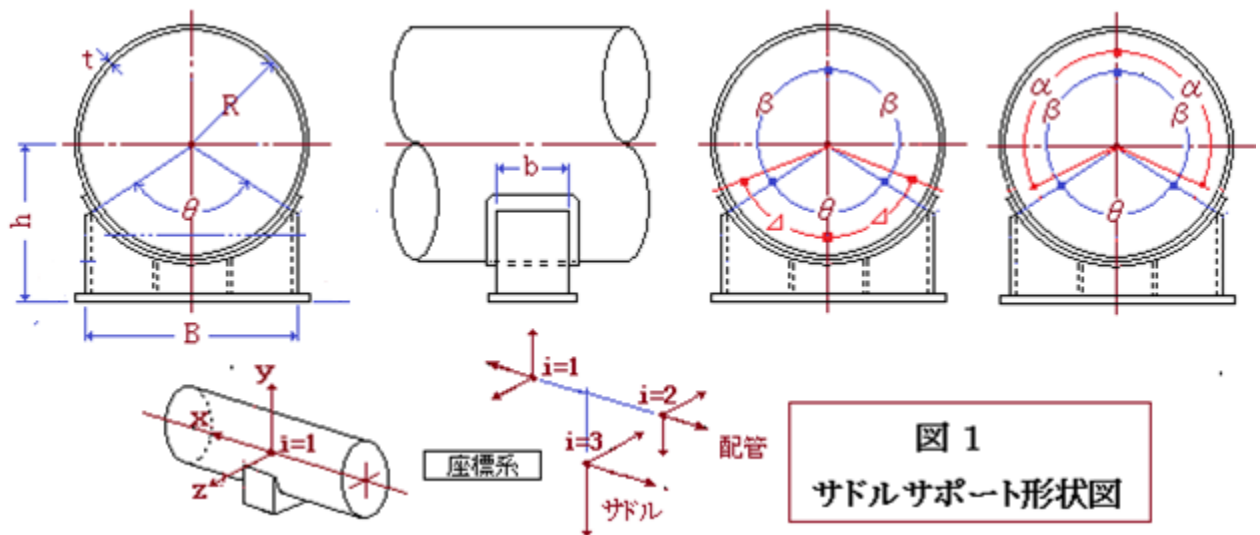


【整番 SE-18-TM-005】	【標題】 配管サドル型サポート部の強度設計法(案)
分類：構造(支持部)／種別：技術メモ	作成年月：H29.04／改訂：Ver.0.0(H29.5) 作成者：N.Miyamoto

全 25 枚

大口径のダクト/配管ではサドル型のサポートがよく使われているが、その強度設計方法は枕型タンクのそれを経験則的に拡張したものではないかと思う。圧力容器類とは違って、多点支持や熱膨脹拘束などの影響で荷重条件が複雑になる配管では容器構造をかなり拡張した強度評価方法が必要になると思われるが、果たして配管標準として使用されているサドル構造が理に適っているかどうか…

本 TS はかなり以前に高温用ダクトを意識して作ったサドル型サポート強度設計方案を提示するものである。内容的にはもう少し見直しておくべきであろうが、標準作成のベースプログラムのヒントになるのでは？という思惑から敢えて TS にしてみた。



### 【 記号定義 】

$P$ =設計圧力( $N/mm^2$ )、 $F_x$ =管軸方向フォース(反力)( $N$ )、 $F_y$ =垂直管軸直交方向フォース( $N$ )、 $F_z$ =水平管軸直交方向フォース( $N$ )、 $M_x$ =管軸周りモーメント( $N\cdot mm$ )、 $T$ =内圧推力( $n$ )  
 $M_y$ =垂直管軸直交周りモーメント( $N\cdot mm$ )、 $M_z$ =水平管軸直交周りモーメント( $N\cdot mm$ )、  
 $F_{xi}$ ,  $F_{yi}$ ,  $F_{zi}$ =それぞれ  $x, y, z$  方向の節点フォース(但し  $i=1, 2$ )( $N$ )、  
 $M_{xi}$ ,  $M_{yi}$ ,  $M_{zi}$ =それぞれ  $x, y, z$  方向の節点モーメント(但し  $i=1, 2$ )( $N\cdot mm$ )、  
 $F_{xr}$ ,  $F_{yr}$ ,  $F_{zr}$ =それぞれ  $x, y, z$  方向の反力フォース( $N$ )、  
 $M_{xr}$ ,  $M_{yr}$ ,  $M_{zr}$ =それぞれ  $x, y, z$  方向の反力モーメント( $N\cdot mm$ )、  
 $M_\phi$ =円環梁のモーメント( $N\cdot mm$ )、 $F$ =円環梁の軸力( $N$ )、 $V$ =円環梁(あるいは管)のせん断力( $N$ )、  
 $P_0$ =円環梁の不静定軸力( $N$ )、 $V_0$ =円環梁の不静定せん断力( $N$ )、 $Q$ =サドル部の垂直反力( $N$ )、  
 $M_0$ =円環梁の不静定モーメント( $N\cdot mm$ )、 $F_v$ =サドル底の偶モーメント( $N\cdot mm$ )、

$\sigma_\theta$ =Max.長手(軸)方向応力( $N/mm^2$ )、 $\sigma_\phi$ =周方向応力( $N/mm^2$ )、 $\tau_\phi$ =周方向せん断応力( $N/mm^2$ )、  
 $\tau_\theta$ =長手方向せん断応力( $N/mm^2$ )、 $\sigma_{\phi m}$ =周方向膜応力( $N/mm^2$ )、 $\sigma_{\phi b}$ =周方向曲げ応力( $N/mm^2$ )  
 $\sigma_p$ =内圧フープ応力( $N/mm^2$ )、 $\sigma_1 \sim \sigma_6$ =各長手(軸)方向応力成分( $N/mm^2$ )、  
 $S_\phi, S_\theta$ =周方向及び長手(軸)方向のトレスカ並みミーゼス応力( $N/mm^2$ )

$S_1 \sim S_2$  = 各トレスカ並みミーゼス応力(N/mm<sup>2</sup>)、

$E$  = 材料の縦弾性係数(N/mm<sup>2</sup>)、 $G$  = 材料のせん断弾性係数(N/mm<sup>2</sup>)、 $S_y$  = 材料の降伏応力(N/mm<sup>2</sup>)

$\eta_s$  = 溶接継手効率(-)、 $\sigma_{all}$  = 材料の基本許容応力(JIS B8265 表 B.1 等)(N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{all}'$  = 円筒軸圧縮に関する Donnell の許容座屈応力(N/mm<sup>2</sup>)

$C_1 \sim C_3, C_{4U}, C_{4L}$  = 軸方向応力の応力係数(-)、 $C_5 \sim C_7, C_{5*} \sim C_{7*}$  = せん断応力の応力係数(-)、

$C_{8m} \sim C_{10m}, C_{8b} \sim C_{10b}$  = 膜応力、曲げ応力の応力係数(-)、

$R$  = 管平均半径(mm)、 $t$  = 管肉厚(腐れ代除く)(mm)、 $b$  = サドル長手幅(mm)、 $B$  = サドル横幅(mm)

$h$  = 管中心高さ(mm)、 $h_s$  = サドルホーン高さ(mm)、 $h_g$  = サドル図心高さ(mm)、

$\theta$  = サドル支持角(度)、 $\angle$  = 有効支持角の 1/2 (rad.) [  $= (\pi/180)(5\theta/12 + 30)$  ]、

$\beta$  = 非支持角の 1/2 (rad.) [  $= \pi(1 - \theta/360)$  ]、 $\alpha$  = 有効非支持角の 1/2 (rad.) (  $= 0.95\beta$  )。

$A$  = 管の流れ断面積(mm<sup>2</sup>)、 $A_m$  = ベローズ平均断面積(mm<sup>2</sup>)、 $A_e$  = 板の有効長手断面積(mm<sup>2</sup>)、

$Z$  = 断面係数(mm<sup>3</sup>)、 $Z_e$  = 板の有効周廻り断面係数(mm<sup>3</sup>)、 $Z_y$  = 任意位置の断面係数(mm<sup>3</sup>)

$I$  = 円環梁の断面 2 次モーメント(mm<sup>4</sup>)、 $K_b$  = 応力係数(-)、 $\phi$  = 任意アーチ角(rad.)、

$y_g$  = 図心位置(mm)、 $l_e$  = 板の有効長さ(mm)、 $L$  = 支持スパン長(mm)、

サフィックス :  $i \rightarrow$  節点番号(=1,2)、 $j \rightarrow$  荷重ケース番号(=1,2,3,4)、

座標系 : 右手座標系で、原点からみて右回り(時計廻り)を正の回転とする。座標定義が異なるときは  
4. (2) の応力算定式の土符号など調整すること。

## 1. 構造設計全般

(1) サドルは横置き容器の脚として常用されている支持構造物である。通常、次のように部材から構成され容器の円筒胴に溶接で固定されている。

支え板、底板、当て板及びセットボルト、場合によって補強リング

下図に示すように構造形状はシンプルである。鞍型の支持脚(→サドル)で**容器全体の重量**を支持するとともに、水平方向の**地震荷重**と**風荷重**を拘束する。構造的にサドルホーン廻りの胴板に負担がかかるので、場合によって補強リングを巻くこともある(煩雑になるので本 TS では補強リング無しサドルのみ扱う)。なお容器の軸方向熱膨張は底板を 1 方向にスライドさせて逃がしている。

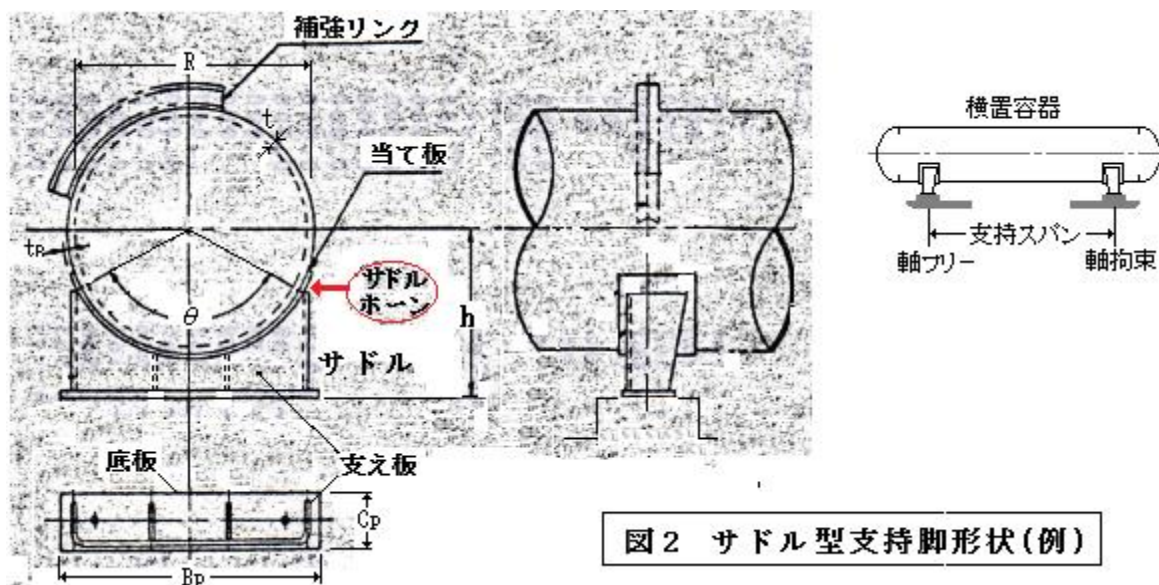


図2 サドル型支持脚形状(例)

多々ヴァリエーションがあるものの、配管用途のサドル型サポートも基本的に容器用と同じ鞍型構造である。底板の据付ボルトの代わりにガイドアングルやバーなどを使うこともある。

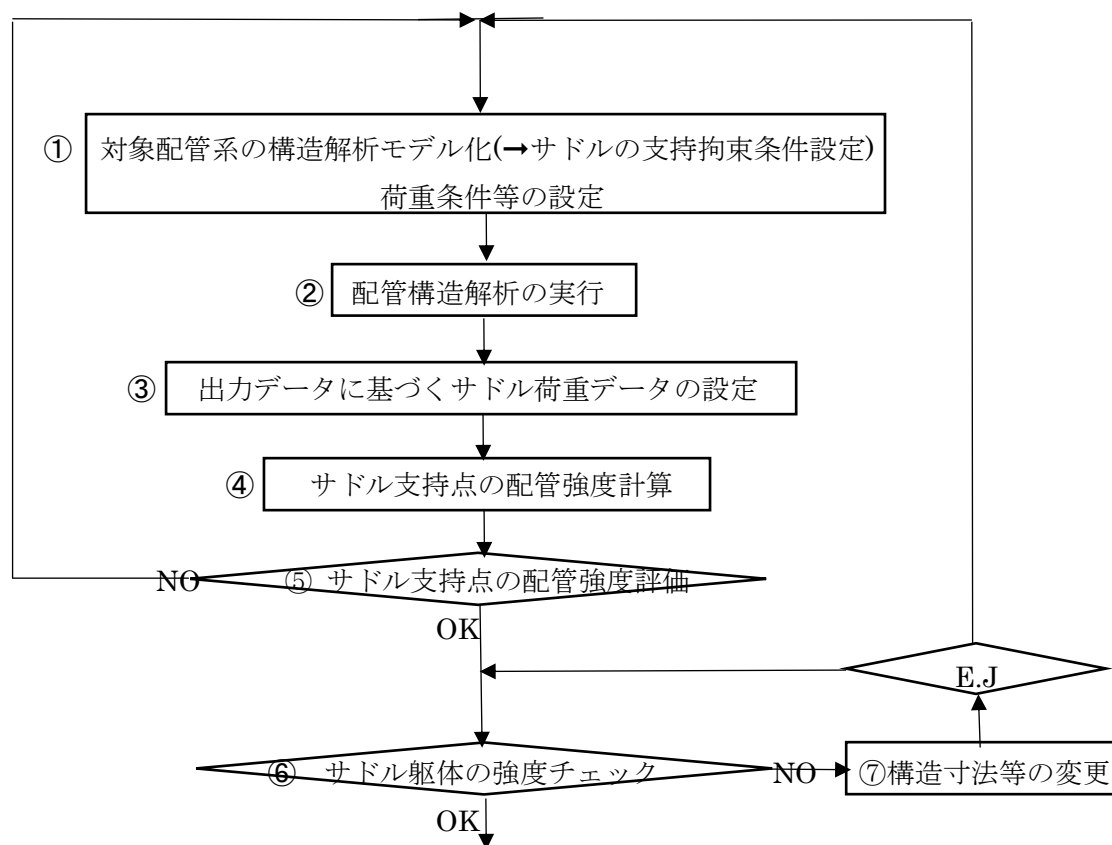
(2) 横置きタンクの構造形状は1パターンなので、圧力容器のサドル構造は基準化されたものが多い。例えば JPI-7R-53-09 は、軽荷重用と重荷重用の2つの寸法表を提示している。またこれに歩調をとって強度計算法も規格化されている。例えば

- JPI-7R-52-14 「横置容器サドル周り強度計算」
- JIS B8278 「サドル支持の横置圧力容器」
- ASME Sect.VIII Div.1 Appendix

然るに配管用のサドル型サポートについては規準が見当たらない。おそらく対象になる配管が排気ダクトのように重要度が低く低圧で軽量のものに限られるケースが多く、規格化のニーズがなかったのだろう。ただ設備的には大型で個数が多く高温使用のものもあり決して経験則ばかりでは済まない面もある。

一般的に見れば、配管用の構造寸法をセットし強度計算を行なう上で、上述の容器規格は有効なガイドを与える。前述のようにサドルホーン廻りの胴板にはシェル変形が起きるが、容器サドルではシェル理論特有の収束計算によることなく、これを **Zick 法** と呼ばれる古い材力手法で巧妙に処理しているので、配管サドルでもこの手法を踏襲すれば比較的容易に公式化できるのではないと思われる。

(3) 容器サドルの場合、強度計算は自己完結的で単に前述の規格計算に従えば簡単に答えが得られる。然るに配管サドルの場合、連続した配管構造の中で支持点の荷重(6成分)を求め、それらから応力成分を割出して合成する必要があるのでそれほど単純ではない。配管サドルで想定される強度設計手順は次のようになると思う。



①の構造解析モデル化では、他のサポートと同様にサドルサポートの支持拘束機能をセットする(例えば X 方向フリー/Y 方向拘束…など)。次に②のコンピュータ解析を実行してその結果から③のサドル荷重データを設定する。更に設定した荷重データに基づいてサドル支持部の配管に関し④⑤の強度計算と評価を行い、もし不可であればモデル化からやり直し、可であれば⑥のサドル躯体の強度チェックを行う。強度チェックがクリアできなかった時は⑦のサドル構造/形状を変更する。変更の成否については再度ノズル強度チェックに戻るか、モデル化に戻してレビューし直す。

また当然ながらモデル化とともにサポート点のデータ出力を考慮して解析条件(特に荷重条件)を明確に定義する。

なお④⑤については③の解析に含めて処理するのが効率的である(但しプログラムのサブルーチン処理が必要になる)。その場合、サドル支持の節点にコードルール相当の応力増幅係数  $i$  を入力しておいて自動評価する方法も考えられるかもしれない。ここでは配管解析ソフトによらない強度計算/評価を前提に議論するものとする。

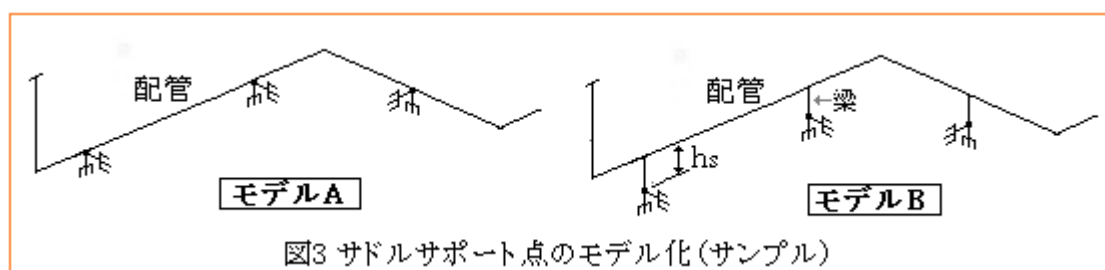
以下、この手順に沿って詳細を議論してゆきたい。

## 2. サドル強度計算の前処理

(1) サドルサポートのモデル化について。配管モデルは基本的に梁構造モデルであり管要素や梁要素などから構成される。その場合、サドル部分のモデル化には2つの方法がある。

①通常のサポート点と同様に配管節点として扱い節点に拘束機能を定義する(図3のAモデル)

②サポート位置の配管節点から梁要素を下げその先端に拘束機能を付加する(図3のBモデル)  
サドルの事実上の拘束面は[底板+据付ボルト]なので拘束点は配管節点からオフセットした位置にあるので明らかにBモデルの方が好ましい。しかし各支持拘束点にオフセット高さを指示しこれに断面性能を定義を定義するのは結構煩雑である。オフセット高さ  $h_s$  の処理は意外に単純で、対象になるサドル反力  $F_x$  及び  $F_z$  につき、付加的に派生するモーメント( $F_x \cdot h_s$  ないし  $F_z \cdot h_s$ )を加算すればよい(3節の(3)(5)を参照のこと)。従ってここでは**モデルA**を前提にして議論を進めるものとする。



Aモデルを採るとして、サドル底面にどのような拘束機能を定義するか? 拘束機能自体は底板-据付ボルト/ガイド金具の関係で決まる。仮に据付ボルトのみに拠る場合、下記の表のようになると思われる。ただ構造上、断定できないものもある。ガイド金具の使用を考える必要があると思う。また底板に摩擦力が派生し拘束が加わるので、テフロンパッドあるいはコロ引き(棒)をサドル底に敷くのがよい。なお配管構造解析ではサドルサポート部に摩擦効果を指定して解析するものとする(摩擦効果を指定せず解析すると有意な誤差がでる恐れがある)。

サドル水平断面(例)

	(a) 穴無し	(b) 丸穴	(c) 縦長穴	(d) 横長穴	(e) 2列丸穴
X軸方向	フリー	拘束	拘束	フリー	拘束
Y軸方向	片拘束	拘束	拘束	拘束	拘束
Z軸方向	フリー	拘束	フリー	拘束	拘束
X軸周り	フリー	拘束	拘束	拘束	拘束
Y軸周り	フリー	拘束	拘束	フリー	拘束
Z軸周り	フリー	フリー	フリー	フリー	拘束

(2) サドル荷重の設定について。まず配管解析によって得られたサポート点の個々の内力(モーメント・フォース)を集計する。通常これら内力は下記の負荷荷重ごとに出力される。

[配管重量、内圧推力、伸縮継手バネ反力、長期風雪荷重など] → 長期機械荷重

[地震慣性力、安全弁吹出し反力、短期風雪荷重など] → 短期機械荷重

[熱膨張変位など] → 長期変位荷重、[地震変位など] → 短期変位荷重

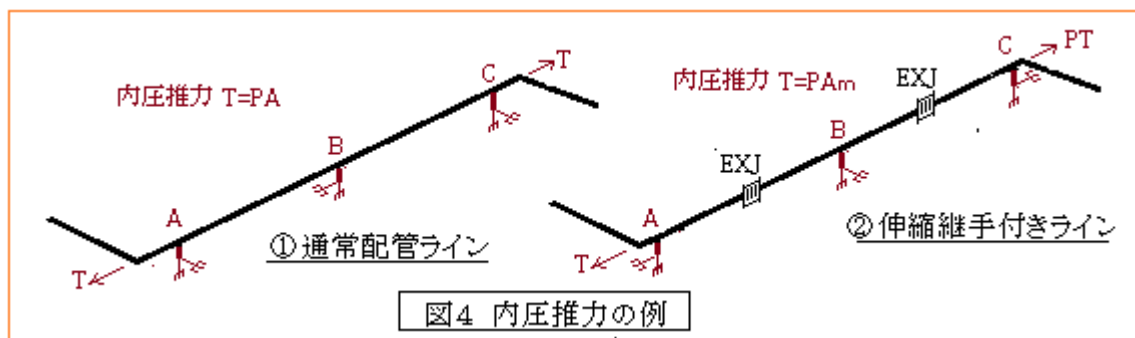
サドル荷重は各内力を次のようにグルーピングしてグループ毎に集計することで得られる。

① 長期機械荷重、 ② (長期+短期)機械荷重

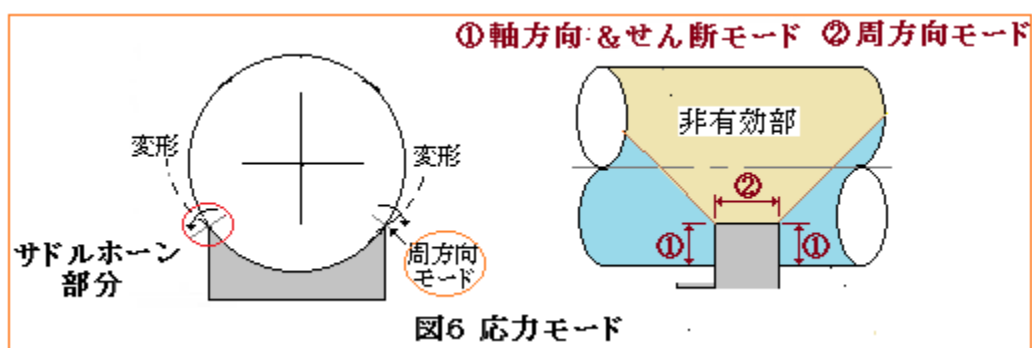
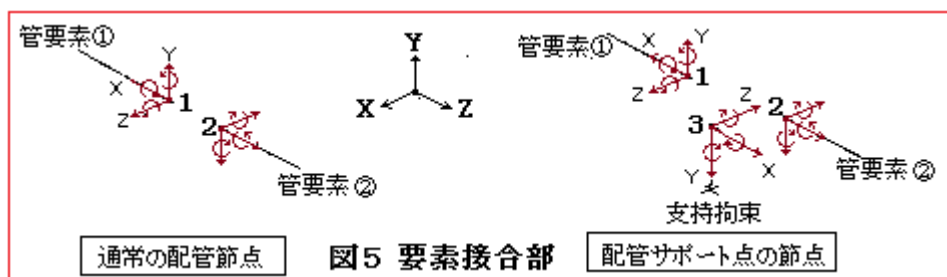
③ 長期(機械荷重+変位荷重範囲)、 ④ 短期(機械荷重+変位荷重)範囲

集計は算術合算による。その場合方向性を考慮する必要があるが、地震荷重などは両方向(±)なので②は2ケースになる。③の長期変位荷重範囲は通常、発停に伴う最大温度差によるものを使用する。④の短期(機械荷重範囲+変位荷重範囲)は荷重変化の全範囲になる。地震など両方向については片方向の2倍をとればよい。通常の配管解析ソフトには、荷重のグルーピング機能と集計機能が含まれているのでこれを利用する・

なお内圧推力の場合、少し注意がひつようである。下図①のように通常の配管ではターンエンド部分に内圧推力(内圧 x 管断面積)が作用するが、普通これは単に軸方向応力として扱われ、軸力としてリスト出力されないことが多い。B点では耐震用途で軸方向拘束されているが、その走りの両側のターンエンドで推力が反対方向に作用するのでサ、ドルの両側には相反する内圧推力が作用するものの、サドル反力としては零になる。一方、下図②ではA~B~C間に自由型の伸縮継手が設けられるのでA,B点には内圧推力が片方向に作用してサドル反力Tが派生する。もし内圧推力が入力されていないとノーチェックになってしまう。因みに同じ管径であっても下図(a),(b)の内圧推力は異なっている(注意)。



- (3) 通常配管の内力分布は下図のようになる。サポート点以外では要素接続部の両側節点の対応するモーメント・フォースは全く同じであるが、サポート点ではサポートによる支持拘束機能が割り込むことで両側節点のモーメント・フォースは変化する。



さてサドル荷重には管体強度計算用とサドル金具計算用がある。まず管体強度計算用の場合サドル金具の取付けによって管体に生じる応力モードは次の3つになる。

- ①軸方向モード、②周方向モード、③せん断モード

①では管軸方向のサドル側方に配管から伝わる力が集中して高い軸方向応力が生じる。ゆえにサドルを介して伝達される節点力(節点のモーメントフォース)が応力源になる。設計的には両側の節点力による応力を計算して高い方の節点の応力を評価応力にする。なおある方向でサドルの支持拘束がフリーになっている時は、その方向に限り同量の節点力で応力はカウントされる。

②ではサドル反力によってサドル上にシェル変形が起きてサドルホーン部に不静定モーメントが派生して高い周方向の曲げ応力が生じる。故に周方向モードではサドル反力が応力源になる。なおある方向でサドルの支持拘束がフリーになっているときはサドル反力は零になり周方向曲げ応力は生じない。

③では管軸方向のサドル側方に管軸に直交するせん断力あるいは振りモーメントが集中して高い周方向のせん断応力が生じる。またサドルホーン直上にも荷重伝達に伴う長手方向のせん断応力が生じる。前者ではサドルを介して伝達される節点力が応力源になる。後者ではサドル反力が応力源になる。なおある方向でフリーになっているときは、②と同じくせん断応力は生じない。

具体的には下表のようになる。

	応力モード	サドル荷重のベース		
		軸方向	周方向	せん断
$F_x$ 成分	軸方向	$F_{x1}, F_{x2}$	—	—
$F_y$ 成分	周方向&せん断	—	$F_{yr} (=F_{y1}-F_{y2})$	$F_{y1}, F_{y2}$
$F_z$ 成分	周方向&せん断	—	$F_{zr} (=F_{z1}-F_{z2})$	$F_{z1}, F_{z2}$
$M_x$ 成分	周方向&せん断	—	$M_{xr} (=M_{x1}-M_{x2})$	$M_{x1}, M_{x2}$
$M_y$ 成分	軸方向	$M_{y1}, M_{y2}$	—	—
$M_z$ 成分	軸方向	$M_{z1}, M_{z2}$	—	—

(4) 実際には管体強度計算用のサドル荷重は次の2つのタイプに別けて扱うべきである。

- ・スルータイプ → 拘束フリーの時の荷重、サドル反力は作用せず接続節点力は変化しない。
- ・アンスルータイプ → 拘束がある時の荷重、サドル反力が作用し接続節点力は変化する。

各荷重成分におけるスルータイプの条件は次のようになる。

- ・  $F_x$ 、 $F_y$  及び  $F_z$  → それぞれ X 軸方向、Y 軸方向及び Z 軸方向の拘束なし
- ・  $M_x$  → X 軸廻り拘束なし & Z 軸方向拘束なし
- ・  $M_y$  → Y 軸廻り拘束なし & Z 軸方向拘束なし
- ・  $M_z$  → Z 軸廻り拘束なし & Y 軸方向拘束なし

タイプ別の応力算定用の荷重は以下のようになる。

	スルータイプ	アンスルータイプ
$F_x$	$[F_{x1}, F_{x2}(=F_{x1})]_l$	$[F_{x1}, F_{x2}]_l$
$F_y$	$[F_{y1}, F_{y2}(=F_{y1})]_s$ $[F_{yr}(=0)]_t$	$[F_{y1}, F_{y2}]_s$ $[F_{yr}]_t$
$F_z$	$[F_{z1}, F_{z2}(=F_{z1})]_s$ $[F_{zr}(=0)]_t$	$[F_{z1}, F_{z2}]_s$ $[F_{zr}]_t$
$M_x$	$[M_{x1}, M_{x2}(=M_{x1})]_s$ $[M_{xr}(=0)]_t$	$[M_{x1}, M_{x2}]_s$ $[M_{xr}]_t$
$M_y$	$[M_{y1}, M_{y2}(=M_{y1})]_l$	$[M_{y1}, M_{y2}]_l$
$M_z$	$[M_{z1}, M_{z2}(=M_{z1})]_l$	$[M_{z1}, M_{z2}]_l$ 但し $M_{z2}=M_{z2}-F_{xr}h$

(注) 本表の[ ]のサフィックス $l,s,t$ はそれぞれ軸方向成分,せん断成分,周方向成分を意味する。

なお配管構造解析ではサドル高さの影響を考慮していない。高さの影響は  $F_x$  と  $F_z$  の作用で派生する。 $F_x$  については、**下図(a)**のように Z 軸廻りが拘束されている場合といない場合では異なっているが、概ね Z 軸廻り  $F_{zr}h$  のモーメントを上記表のように  $M_{xr}$  に加算すればよいと思われる。また  $F_z$  についても**下図(b)**のように X 軸廻りの拘束の有無によって異なるが、サドル幅  $B$  が広く実質的に回転拘束がある程度期待できることを考えれば、一括的に拘束扱いでも可と思われる。この場合、**3.1 項の(5)**で示すような**安全側の簡易法をとれば拘束扱いによって非安全側になるのを防げる**と思う。

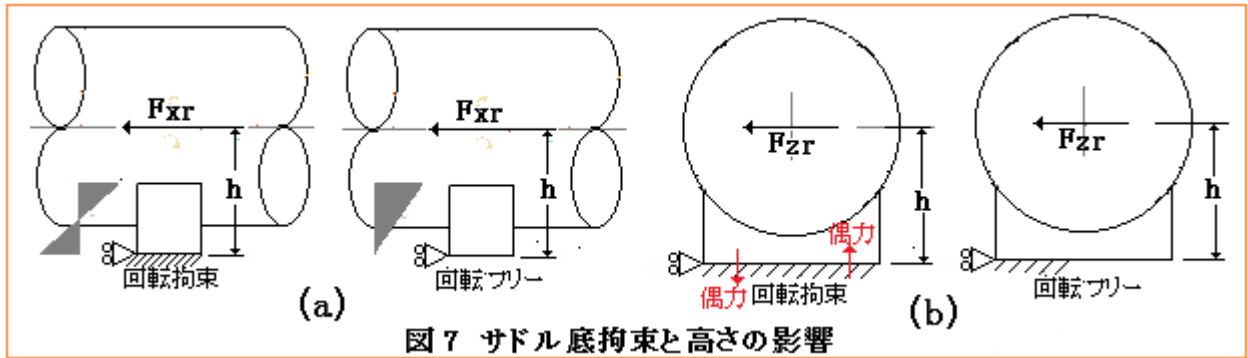


図7 サドル底拘束と高さの影響

(5) サドル金具計算用の荷重設定は管体強度計算用の場合と違いサドル反力( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ,  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ )だけで行う。下表にその設定例を示す。この荷重を用いてサドルの支え板断面寸法/取付けボルト仕様/底板厚さ等をチェックする。サドル反力は通常、配管高さ位置  $h$  に模擬される(実際はサドルホーン位置程度まで下がる可能性があるが、ここでは安全側に配管高さにサドル反力を設定する)。

サドル反力	サドル断面のバランス状態とモーメントフォース		
$F_x$			ピン拘束: $F_{s2} = F_{xr}$ , $M_{b2} = F_{xr} \cdot h$ 回転拘束: $F_{s2} = F_{xr}$ , $M_{b2} = (0.5 \sim 1.0) F_{xr} \cdot h$
$F_z$			ピン拘束: $F_{s1} = F_{zr}$ , $M_{b1} = F_{zr} \cdot h$ 回転拘束: $F_{s1} = F_{zr}$ , $M_{b1} = (0.5 \sim 1.0) F_{zr} \cdot h$
$F_y$ $M_x$ $M_y$ $M_z$		$F_a = F_{yr}$ $M_{b1} = M_{xr}$ $M_t = M_{yr}$ $M_{b2} = M_{zr}$	
記号説明) $F_x, F_y, F_z$ =サドル反力(フォース)(N)、 $M_x, M_y, M_z$ =サドル反力(モーメント)(N-mm) $F_{s1}$ =管軸直交方向サドルせん断力(N)、 $F_{s2}$ =管軸方向サドルせん断力(N) $F_a$ =垂直方向サドル軸力(N)、 $M_t$ =サドル軸周りサドルモーメント(kgf-m) $M_{b1}$ =強軸周りサドルモーメント(N-mm)、 $M_{b2}$ =弱軸周りサドルモーメント(N-mm) $h$ = 配管高さ(mm)			

この表の内容について少し説明しておく。管軸方向  $F_{xr}$  では底板の拘束が影響する。底板が基礎に対しストップなどでスライド拘束されている状態はピン拘束、基礎ボルトなどで浮き上がり拘束されている状態は回転拘束と見なせる。ピン拘束では管軸-サドル軸交点側を回転拘束と見なし管底モーメント( $F_{xr} \cdot h$ )を支え板断面に作用するモーメントとする。一方、回転拘束では交点側 vs 底板側をピン-固定と固定-固定の中間にみなし、 $(0.5 \sim 1.0) F_{xr} \cdot h$  を支え板断面に作用するモーメントにする。管軸直交方向  $F_{zr}$  についてもこれと同じ扱いにする。これ以外の  $F_{yr}, M_{xr}, M_{yr}, M_{zr}$  についてはそのままストレートにサドル側の  $F_a, M_{b1}, M_{b2}, M_t$  に変換されるものとする。



**3. サドル部の強度計算**

**3.1 サドル周りの管体強度**

前節の(2)でも説明したようにサドル周り[ 図 6 (A)の①② ] に応力が集中して高い局部応力が発生するため、これを許容以下に抑える必要がある。この局部応力についてはよく知られた Zick 法がある。これはサドル断面をアーチ構造として解きひずみ計測結果からこれを補正したもので、比較的わかり易いため ASME あるいは JPI-7R-52-76 /JIS B8278 等の容器構造規定に採用されている。Zick 法以外にもシェル級数解で計算する方法もあるが、余り一般的ではない。

ここでは Zick のオリジナル文献(1)および JPI JPI-7R-52-76 解説などに拠って、容器構造規定を拡張する形で配管用の応力計算式を検討してみたい。

ただサドルへの応力の集中に関しては、サドル拘束の効いたアンスルータイプと拘束の効かないスルータイプではかなり違ってくると思われる。ここでは、応力が明らかにサドル和周りに集中するアンスルータイプについて(1)~(7)で個々に詳述し、スルータイプについては(8)でまとめて記述する。なお(1)~(7)の検討は、記述の流れを考慮して  $M_z \rightarrow M_y \rightarrow F_x \rightarrow F_y \rightarrow F_z \rightarrow M_x \rightarrow$  内圧 と順不同になっている(悪しからず)。

**(1) 長手方向曲げ応力( $M_z$ )による応力<sup>(1)</sup>**

Zick は前述のように補強無しサドルの直上が周方向の変形によって長手方向モーメント  $M_{zi}$  に対して非有効になり、モーメントは図 8(a)(b)に示す下部アーチ域のみで伝達されるとしている。そしてその有効アーチ角は、

$$2\Delta = \text{支承角} + \text{非支承角の } 1/6 = \theta + (1/6)(360 - \theta) \quad (\text{度})$$

であることをひずみ測定結果から確認している。ラジアン表示すると、

$$\Delta = (1/2)(\pi/180)\{\theta + (1/6)(360 - \theta)\} = (\pi/180)(5\theta/12 + 30) \quad (\text{ラジアン})$$

またアーチの図心は  $y_g = R(\sin\Delta/\Delta)$ 。この図心周りの断面 2 次モーメントは  $I = \int y^2 dA$  であって  $y = R(\cos\phi - \sin\Delta/\Delta)$  および  $dA = t R d\phi$  であるから、断面 2 次モーメント  $I$  と断面係数  $Z_y$  は

$$I = 2\int_0^\Delta R^2(\cos\phi - \sin\Delta/\Delta)^2 t R d\phi = R^3 t (\sin\Delta \cos\Delta + \Delta - 2\sin^2\Delta/\Delta)$$

$$Z_y = I/y = R^2 t (\Delta + \sin\Delta \cos\Delta - 2\sin^2\Delta/\Delta) / (\cos\phi - \sin\Delta/\Delta)$$

$Z_y$  の極値  $Z_e$  は図 8(b) のポイント 1 と 2 に生じる。すなわち

$$Z_{e1} = R^2 t (\Delta + \sin\Delta \cos\Delta - 2\sin^2\Delta/\Delta) / (1 - \sin\Delta/\Delta)$$

$$Z_{e2} = R^2 t (\Delta + \sin\Delta \cos\Delta - 2\sin^2\Delta/\Delta) / (\cos\Delta - \sin\Delta/\Delta)$$

$Z_{e1} < |Z_{e2}|$  であるから図 8(c)のようにサドルホーン側に最大の応力が派生する。即ち

$$\{\sigma_\theta\}_{\max} = M_{zi} / |Z_{e2}| = \{\pi (\sin\Delta/\Delta - \cos\Delta) / (\Delta + \sin\Delta \cos\Delta - 2\sin^2\Delta/\Delta)\} \{1/(\pi R^2 t)\} M_{zi} \dots\dots\dots(1)$$

一方、ポイント 1 のサドル底に生じる応力は、

$$\sigma_\theta = M_{zi} / Z_{e1} = \{\pi (1 - \sin\Delta/\Delta) / (\Delta + \sin\Delta \cos\Delta - 2\sin^2\Delta/\Delta)\} \{1/(\pi R^2 t)\} M_{zi} \dots\dots\dots(2)$$

有効角が  $70^\circ$  ( $\Delta = 1.222\text{rad.}$ ) のとき  $\sigma_\theta = 13.5\{M_{zi} / (\pi R^2 t)\}$  になるので、管の曲げ応力  $\{M_y / (\pi R^2 t)\}$  の 13.5 倍の応力が発生する。

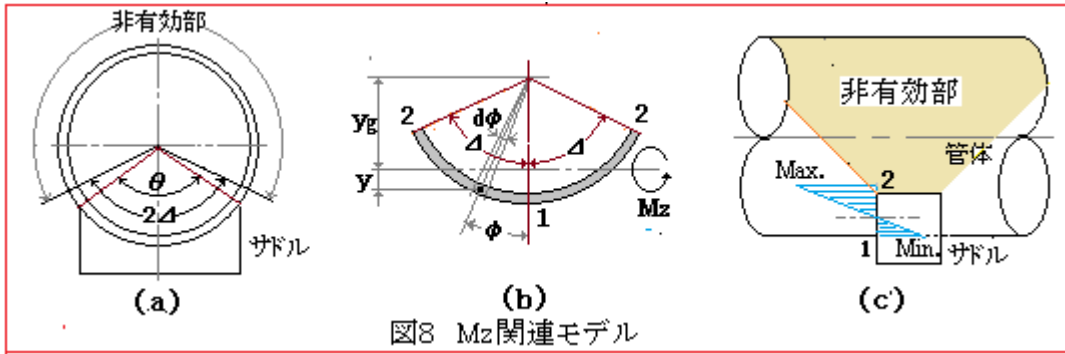


図8 Mz関連モデル

**(2) サドル軸周り曲げモーメント(M<sub>y</sub>)による応力**

前述の M<sub>z</sub>に関する Zick の考えは図 9 のサドル側面軸周りの曲げモーメント M<sub>yi</sub>にも転用できる。モーメント軸 O-O' 周りの慣性モーメント I は、前(1)と同様に y=Rsin φ、dA=tRdφ とおいて

$$I = 2 \int_0^{\Delta'} R^2 \sin^2 \phi \, tRd\phi = R^3 t (\Delta' - \sin \Delta' \cos \Delta')$$

$$Z_y = I / y = R^2 t (\Delta' - \sin \Delta' \cos \Delta') / \sin \phi$$

φ = Δ' で Z<sub>y</sub> は極小になる。また有効角 2Δ' を 2Δ' にとらずに、安全側に 2(π - β) を採れば、

$$Z_e = R^2 t \{ (\pi - \beta) + \sin \beta \cos \beta \} / \sin \beta$$

M<sub>z</sub> の場合と同じようにサドルホーン部で最大の曲げ応力が発生する。即ち

$$\{ \sigma_{\theta} \}_{\max} = M_{yi} / Z_e = \{ \pi \sin \beta / (\pi - \beta + \sin \beta \cos \beta) \} \{ 1 / (\pi R^2 t) \} M_{yi} \quad \text{-----(3)}$$

支承角が 120° (→ β = 2.093 rad.) のとき σ<sub>θ</sub> = 4.4 { M<sub>yi</sub> / (π R<sup>2</sup> t) } になるので、管の曲げ応力 { M<sub>yi</sub> / (π R<sup>2</sup> t) } の 4.4 倍の応力が発生する。

この式は Δ' を Zick の云う Δ より小さくすることで安全裕度がでる。最大応力はサドルホーン近くに生じる。

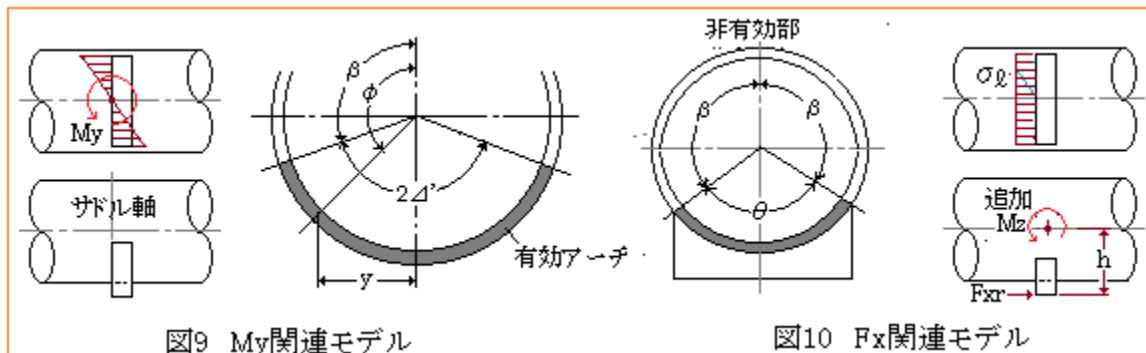


図9 My関連モデル

図10 Fx関連モデル

**(3) 長手方向フォース(軸力)F<sub>x</sub>による応力**

周方向曲げモーメントと同じような有効アーチを仮定すると最大の軸方向応力は、

$$\sigma_{\theta} = \{ \pi / (\pi - \beta) \} (F_{xi} / A) = \{ \pi / (\pi - \beta) \} \{ 1 / (2 \pi R t) \} F_{xi} \quad \text{-----(4)}$$

この式でも有効アーチ角を安全側に支承角(π - β)にとる。この応力成分は全有効アーチについて均一な膜応力である。

支承角が 120° (→ β = 2.093 rad.) のとき σ<sub>θ</sub> = 3 { F<sub>xi</sub> / (2 π R t) } になるので、管の軸方向応力の 3 倍の応力が発生する(実際はこれより低くなると思われる)。

なおサドル反力 F<sub>xr</sub> (= F<sub>x1</sub> - F<sub>x2</sub>) によって図 10 のように Z 軸廻りのモーメント F<sub>xr</sub>h が派生するので M<sub>z2</sub> にこれを加算する必要がある。

#### (4) サドル軸方向フォース $F_y$ による応力<sup>(4)</sup>

Zick はこの荷重成分について以下のように扱っている。

まず、節点のせん断応力について。円筒断面反力部分のせん断応力分布は次式で表される(☆参照)。

$$\tau_{\phi} = \{Q/(\pi Rt)\} \sin \phi$$

節点のせん断応力分布もこの形をとり次のフォームになると予想される。

$$\tau_{\phi i} = \{F_{yi}/(\pi Rt)\} \sin \phi \quad (i=1,2)$$

これはせん断力が円環の全断面に分布する場合である。実際は力の伝達に有効なサドルアーチで分担されるが、Zick は図 11(b)の点線のように  $\sin$  形状を保ったまま、せん断応力分布は維持されたと考え、仮想のせん断力  $V$  を用いて  $\tau_{\phi i} = \{V/(\pi Rt)\} \sin \phi$  としている。この面積積分の垂直成分は実際の全せん断力  $F_{yi}$  に等しいので、

$$2 \int_{\alpha}^{\pi} \{V/(\pi Rt)\} \sin^2 \phi \, tR \, d\phi = (V/\pi)(\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha) = F_{yi}$$

$$\therefore V = \pi F_{yi}/(\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)$$

従ってこの  $V$  を  $\tau_{\phi i}$  式に代入して次の周方向せん断応力が得られる。

$$\tau_{\phi i} = \{\sin \phi / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)\} \{F_{yi}/(Rt)\}$$

このせん断応力の Max ポイントは  $\phi = \alpha$  にあるので、各節点のせん断応力は、

$$\tau_{\phi i} = \{2\pi \sin \alpha / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)\} \{F_{yi}/(2\pi Rt)\} \quad \text{-----(5)}$$

以上のようなせん断分布によってサドル直上の円環はゆがんで周方向のモーメントが派生する。Zick は、図 11(c)のようにサドル直上の変形がサドルに拘束されて固定端に比定されるサドルホーン部で最大の周方向モーメントが派生すると考え、反力部分のせん断応力分布  $\tau_{\phi} = \{F_{yr}/(\pi Rt)\} \sin \phi$  を用いてサドルホーン近傍の周方向モーメント/周方向フォースを求め、更にこれらをひずみ計測結果とマッチングをとった長手断面長さを用いた断面係数で除して周方向曲げ応力、あるいはサドル直上の有効な実断面積で除して周方向膜応力を求めている [ 図 11(f)参照 ]。

この場合の Zick の解析モデルは図 11(d)(e)のようにサドルトップで固定された円環である。このハーフモデルでは円環トップに不正停力  $P_0$  及び不静定モーメント  $M_0$  が生じる。また外力としては円環の仮想せん断応力  $\tau_{\phi} = \{F_{yr}/(\pi Rt)\} \sin \phi$  の分布が存在する。このような不静定アーチについてはひずみエネルギー法による解が一般的である。ここでアーチに生じる周方向モーメント( $M_{\phi}$ )は、

$$\begin{aligned} (M_{\phi})_c &= \int_0^{\phi} \{ (F_{yr}/\pi) \sin^2 \phi \, d\phi \cdot R(\sin \phi - \sin \phi) + (F_{yr}/\pi) \sin \phi \cos \phi \, d\phi \cdot R(\cos \phi - \cos \phi) \} \\ &= (F_{yr}/\pi) \{ 1 - \cos \phi - (\phi/2) \sin \phi \} \end{aligned}$$

$$(M_{\phi})_{P_0} = P_0 \cos \phi (R - R \cos \phi) - P_0 \sin \phi \cdot R \sin \phi$$

従って全モーメント分布は次のようになる。

$$M_{\phi} = (F_{yr} R/\pi) (1 - \cos \phi - (\phi/2) \sin \phi) - P_0 R (1 - \cos \phi) - M_0$$

次にアーチの軸力( $F$ )とせん断力( $V$ )は

$$F = P_0 \cos \phi - (F_{yr}/\pi) \{ (\phi/2) \sin \phi \}, \quad V = P_0 \sin \phi - \{ F_{yr}/(2\pi) \} (\sin \phi - \phi \cos \phi)$$

ひずみエネルギーは

$$U = \int_0^{\beta} \{ M_{\phi}^2 / (2ED) \} R \, d\phi + \int_0^{\beta} \{ F^2 / (2EA) \} R \, d\phi + \int_0^{\beta} \{ V^2 / (2GA) \} R \, d\phi$$

着力点の角変位  $\theta_i$  は

$$\begin{aligned} \theta_i &= \partial U / \partial M_0 = \{ R / (EI) \} \int_0^{\beta} M_{\phi} (\partial M_{\phi} / \partial M_0) \, d\phi \\ &= (F_{yr} R / \pi) \{ \beta - (3/2) \sin \beta + (\beta/2) \cos \beta \} - P_0 R (\beta - \sin \beta) - M_0 \beta \end{aligned}$$

対称の理から  $\theta_i = 0$  なので

$$M_0 = (F_{yr} R / \pi) \{ (2\beta - 3\sin \beta + \beta \cos \beta) / (2\beta) \} - P_0 R (1 - \sin \beta / \beta)$$

これを上記の  $M_\phi$  式に代入して

$$\begin{aligned} M_\phi &= (F_{YR}/\pi)(1 - \cos \phi - (\phi/2)\sin \phi) - P_o R(1 - \cos \phi) \\ &\quad - (F_{YR}/\pi)\{(2\beta - 3\sin \beta + \beta \cos \beta)/(2\beta) + P_o R(1 - \sin \beta/\beta)\} \\ &= (F_{YR}/\pi)\{1 - \cos \phi - (\phi/2)\sin \phi\} - (F_{YR}/\pi)\{(2\beta - 3\sin \beta + \beta \cos \beta)/(2\beta)\} \\ &\quad + (\cos \phi - \sin \beta/\beta)P_o R \end{aligned}$$

$P_o$ はその着力点における水平変位すなわち

$$\delta_h = (R/2EI) \int M_\phi (\partial M_\phi / \partial P_o) d\phi + (R/2EA) \int F (\partial F / \partial P_o) d\phi + (R/2GA) \int V (\partial V / \partial P_o) d\phi$$

を零とおいて得られる。Zick はこれと異なる Analogous Column 法(多分古い材力手法)を用いて

$$P_o = \{F_{YR}/(4\pi)\} \{(9\beta \sin \beta \cos \beta + 3\beta^2 - 12\sin^2 \beta + 2\beta^2 \sin^2 \beta)/(\beta \sin \beta \cos \beta + \beta^2 - 2\sin^2 \beta)\}$$

この  $P_o$  を用いて

$$\begin{aligned} M_\phi &= (F_{YR}/\pi) [\cos \phi + (\phi/2)\sin \phi - (3/2)(\sin \beta/\beta) + \cos \beta/2 - (1/4)(\cos \phi - \sin \beta/\beta) \\ &\quad \times \{9 - (4 - 6\sin^2 \beta/\beta^2 + 2\cos^2 \beta)/(\sin \beta \cos \beta/\beta + 1 - 2\sin^2 \beta/\beta^2)\}] \end{aligned}$$

観察より  $\phi = \beta$  の時  $M_\phi$  は最大。即ちサドルホーンの近傍で最大周方向モーメントが生じる。

$$\begin{aligned} \{M_\phi\}_{\max} &= (F_{YR}/\pi) [\beta \sin \beta/2 - (3/4)\cos \beta + (3/4)\sin \beta/\beta + (1/4)(\cos \beta - \sin \beta/\beta) \\ &\quad \times \{(4 - 6\sin^2 \beta/\beta^2 + 2\cos^2 \beta)/(\sin \beta \cos \beta/\beta + 1 - 2\sin^2 \beta/\beta^2)\}] \end{aligned}$$

最大周方向モーメントはあくまでアーチモデルによるもの。モデル上は、 $\{M_\phi\}_{\max}$  をサドル長手幅  $b$  の断面係数  $Z = bt^2/6$  で割ればサドルホーン廻り胴板の曲げ応力が得られるが、垂直反力  $F_{YR}$  の多くがサドル側方の有効アーチ部分で保持されることを考えれば、明らかに、この応力は過大である。Zick は実際の容器サドルについてひずみ計測を行い有効長手幅  $\ell_e$  と有効断面係数  $Z_e$  について次のようにコメントしている。

$$\ell_e = 4R \text{ または } L/2 \text{ の小さい方} \rightarrow Z_e = \ell_e t^2/6$$

ここで  $L$  は対になった容器サドルの中心間距離であり配管ではいわゆるスパン長に比定される。このスパン長は長く、余程の小径配管でないかぎり  $L/2 > 4R$  であるから、 $Z_e = 4Rt^2/6$  を採ることになる。従って 評価対象としての最大周方向曲げ応力は次のようになる。

$$\{\sigma_{\phi b}\}_{\max} = M_\phi / Z_e = \pm (1.5K_b/t^2) F_{YR} \text{ -----(6)}$$

$$\begin{aligned} \text{ここで } K_b &= (1/\pi) [\beta \sin \beta/2 - (3/4)\cos \beta + (3/4)\sin \beta/\beta + (1/4)(\cos \beta - \sin \beta/\beta) \\ &\quad \times \{(4 - 6\sin^2 \beta/\beta^2 + 2\cos^2 \beta)/(\sin \beta \cos \beta/\beta + 1 - 2\sin^2 \beta/\beta^2)\}] \end{aligned}$$

以上はサドルホーン直上の板曲げ応力である。この部分には、前述のアーチ軸力  $F$  を有効長手断面積  $A_e$  で除した膜応力もまた発生する。

$$F = P_o \cos \phi - (F_{YR}/\pi) \{(\phi/2)\sin \phi\} \rightarrow \sigma_m = F/A_e$$

Zick は有効断面積を  $A_e = (b + 10t)t$  としているが、JPI では Zick の  $10t$  を  $1.56(Rt)^{0.5}$  に置き換えている。また  $F$  についても安全側に  $\phi = \pi/2$  をとり  $F = -Q/4 = -F_{YR}/4$  としている。この JPI の考えに従えば、評価対象の周方向膜応力は次式で与えられる。

$$\sigma_{\phi m} = F/A_e = -[1/\{4t(b + 1.56(Rt)^{0.5})\}] F_{YR} \text{ -----(7)}$$

最大周方向応力は次のようになる。

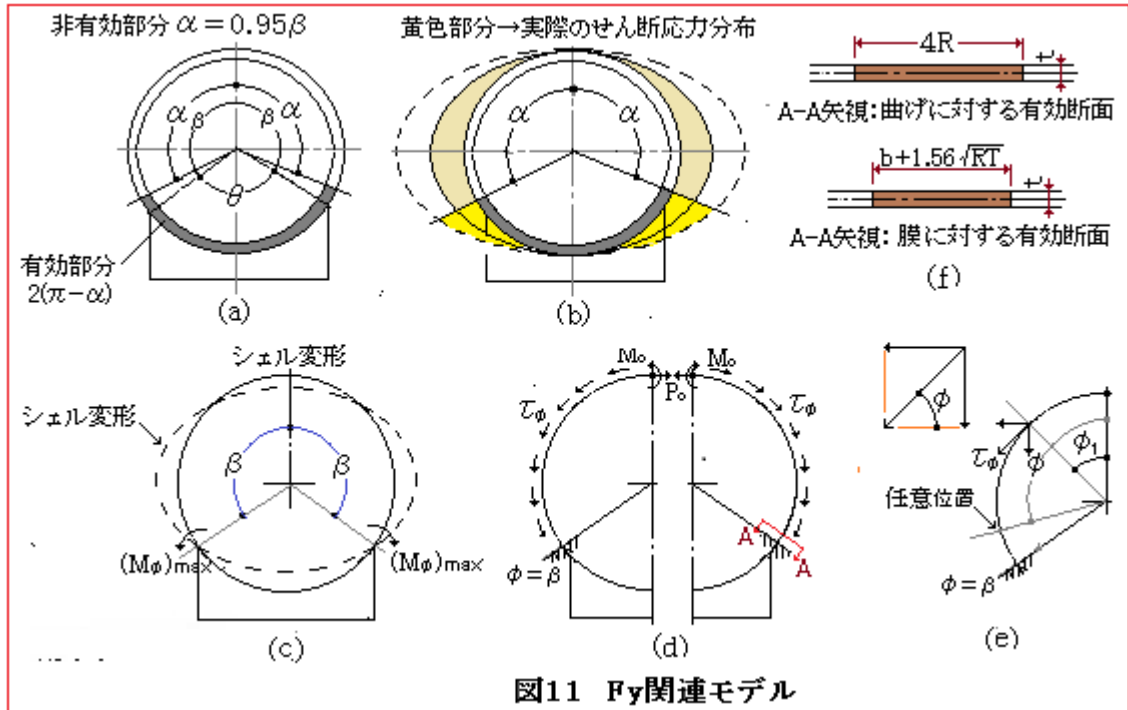
$$\sigma_\phi = -[1/\{4t\{b + 1.56(Rt)^{0.5}\} \mp 1.5K_b/t^2\}] F_{YR}$$

(なお、JPI-7R-52-14 は容器の鏡板の半径方向拘束効果を考慮して上記の  $K_b$  を緩めた係数を用いている。配管でもフランジ継手や弁がサドル近傍にあると JPI の係数が適用できそうであるが、一般的でないので、ここでは Zick オリジナルの係数  $K_b$  をノミネートしておく。)

なおサドルホーン直上のせん断応力は1次応力の評価では特に必要ではないが、(1次+2次)応力の評価では後述のように直上部分のミーゼス応力が必要になる。これは図12のせん断モデルにおける  $\tau_{\phi x} = \{F_{yT}/(\pi Rt)\} \sin \phi$  において、軸力Fの場合と同様に  $\phi = \pi/2$  にとり  $Q = F_y$  とすると、

$$\tau_{\phi} = F_{yT}/(\pi Rt) \text{ -----(8)}$$

が得られる。



(☆) 円筒梁のせん断応力分布：この問題は材力テキストに見当たらないので、以下検討してみる。

薄肉円筒断面を持つ梁にせん断力が作用する時、その断面のせん断応力分布は下図(a)のように周方向(接線方向)のみに分布する(表面分布のせん断応力がないのでこれと対をなす半径方向せん断応力は零)。まず軸方向の力の釣合をみると

$$0 \text{ 側} \rightarrow 2 \int_0^\beta (My/I) dA, \quad 1 \text{ 側} \rightarrow 2 \int_0^\beta \{(M+dM)y/I\} dA, \quad 0-1 \text{ 間} \rightarrow 2 \tau_{\phi x} t dx$$

$$\text{であるから } \tau_{\phi x} t dx = 2 \int (My/I) dA - 2 \int \{(M+dM)y/I\} dA \text{ 従って } \tau_{\phi x} = -2(dM/dx)(1/I)t \int y dA$$

ここで  $(dM/dx) = -(V_1 - V_2) = -dV$ ,  $y = R \cos \phi_1$ ,  $dA = t R d\phi_1$  であるから、

$$\tau_{\phi x} = (dV/I t) \int_0^\phi R^2 t \cos \phi_1 d\phi_1 = (R^2 dV/I) \sin \phi$$

更に薄肉円筒の場合、 $I \approx \pi R^3 t$  であるから、 $\tau_{\phi x} = \{R^2 dV/(\pi R^3 t)\} \sin \phi = \{dV/(\pi Rt)\} \sin \phi$ 、また  $dV = V_1 - V_2 = Q$  であるから、 $\tau_{\phi x} = \{Q/(\pi Rt)\} \sin \phi$  となる。ここで周方向のせん断応力 ( $\tau_\phi$ ) はこの  $\tau_{\phi x}$  とカップルして  $\tau_\phi = \tau_{\phi x}$  であるから

$$\tau_{\phi x} = \{Q/(\pi Rt)\} \sin \phi \rightarrow \tau_\phi = \{Q/(\pi Rt)\} \sin \phi$$

この式から、 $\phi = 0$  と  $\phi = \pi$  即ち円筒の天と地で  $\tau_\phi$  は零、 $\phi = \pi/2$  で  $\sin \phi = 1$  即ち  $\tau_\phi$  は Max. になる。これは  $dM$  による曲げ応力分布を 90度ずらした形になる。

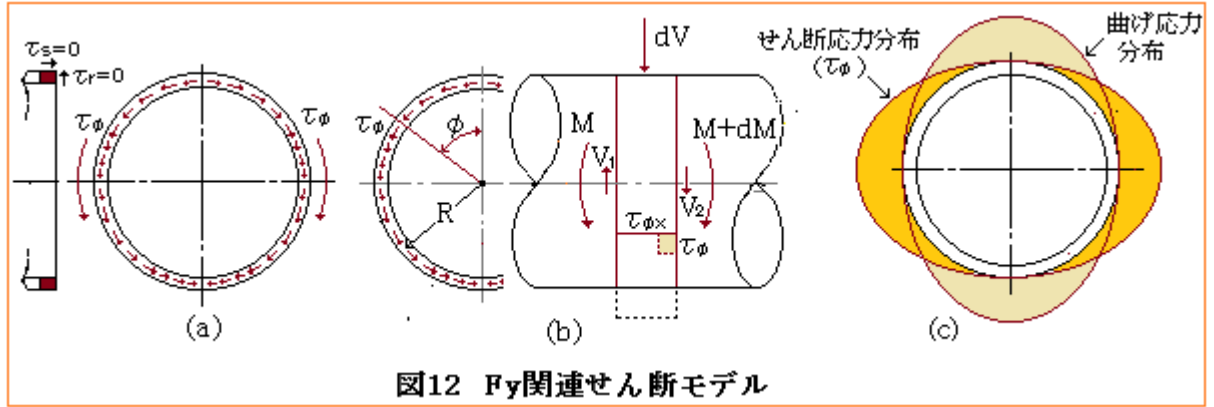


図12 F<sub>y</sub>関連せん断モデル

(5) 管軸直角方向フォース(F<sub>z</sub>)による応力

サドル軸方向フォース F<sub>y</sub>に較べ、軸直角方向フォース F<sub>z</sub>の扱いは非対称になるので難しい。JPI-7R-52-14は、荷重 F<sub>z</sub>の扱いについて下図のようなモデルを考え、これからサドル底の偶力(F<sub>v</sub>)を求めて、これを等価なサドル軸方向フォース F<sub>y</sub>としている(これには議論が残るが…)。

$$h \cdot F_z = (2/3)B \cdot F_v \rightarrow F_v = 1.5(h/B)F_z \rightarrow F_y \text{相当}$$

この扱いは非対称問題で使われる便法である。通常、hは水平荷重までの高さで、この場合もっと低くとれないこともないが、ここではサドル底から配管中心までの高さにすることで十分に安全側になると思われる。従ってここでは前項の(5)~(6)式の F<sub>y</sub>に F<sub>v</sub>を代入してサドル周りのせん断応力  $\tau_\phi$ と周方向応力  $\{\sigma_b\}_{max}$ と  $\sigma_m$  あるいは  $\sigma_\phi$ を求めることができる。

$$\tau_\phi = 1.5(h/B)\{2\pi \sin \alpha / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)\}\{F_{zi} / (2\pi Rt)\} \dots\dots\dots(9)$$

$$\{\sigma_\phi b\}_{max} = M_\phi / Z_e = \pm 1.5(h/B)(1.5K_b/t^2)F_{zx} \dots\dots\dots(10)$$

$$\sigma_{\phi m} = F/A_e = -1.5(h/B)[1/\{4t(b+1.56(Rt)^{0.5})\}]F_{zx} \dots\dots\dots(11)$$

$$\sigma_\phi = -1.5(h/B) [1/\{4t\{b+1.56(Rt)^{0.5}\} \mp 1.5k_b/t^2\}] F_{zx}$$

またサドルホーン直上の長手せん断応力  $\tau_\phi$ は、

$$\tau_\phi = 1.5(h/B)[1/\{2\pi t(b+1.56(Rt)^{0.5})\}]F_{zx} \dots\dots\dots(12)$$

ただこの簡便法の代替として、サドル軸方向フォース F<sub>y</sub>と同じようにサドル部直上の円筒断面にひずみエネルギー法を適用することも考えられる。即ち下図のアーチモデルからひずみエネルギー法

$$U = \int_0^\beta \{M_\phi^2 / (2ED)\} R d\phi + \int_0^\beta \{F^2 / (2EA)\} R d\phi + \int_0^\beta \{V^2 / (2GA)\} R d\phi$$

を導き、着力点変位零の条件： $\theta = \partial U / \partial M_0 = 0$ 、 $\delta_a = \partial U / \partial P_0 = 0$ 、 $\delta_s = \partial U / \partial V_0 = 0$  から不静定力 M<sub>0</sub>, P<sub>0</sub>, V<sub>0</sub>式を求めて、前項(5)で述べた Zick 法に準じ周方向応力  $\sigma_\phi$ 式を作成すればよい。煩雑ではあるが、少し現実的な解に近づくと思う。

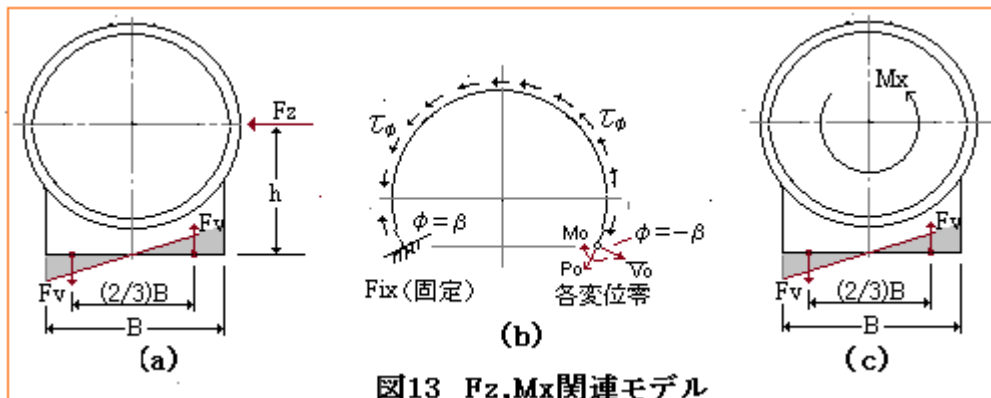


図13 F<sub>z</sub>, M<sub>x</sub>関連モデル

### (6) 管軸周リモーメント $M_x$ による応力

これも図 13(c)のように管軸直角方向フォース  $F_z$  と同じ扱いで処理できる。即ち

$$M_x = (2/3)BF_v \rightarrow F_v = 1.5M_x/B \rightarrow F_y \text{ 相当}$$

ここでは前々項の(4)(5)(6)式の  $F_y$  に  $F_v$  を代入して、せん断応力  $\tau_\phi$  と周方向応力  $\{\sigma_b\}_{\max}$ ,  $\sigma_m$ ,  $\sigma_\phi$  および  $\tau_\phi$  を求めることができる。

$$\tau_\phi = (1.5/B) \{2\pi \sin \alpha / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)\} \{M_{xi} / (2\pi Rt)\} \quad \text{-----(13)}$$

$$\{\sigma_{\phi b}\}_{\max} = M_\phi / Z_e = \pm (1.5/B) (1.5K_b/t^2) M_{xr} \quad \text{-----(14)}$$

$$\sigma_{\phi m} = F/A_e = - (1.5/B) [1/\{4t(b + 1.56(Rt)^{0.5})\}] M_{xr} \quad \text{-----(15)}$$

$$\sigma_\phi = - (1.5/B) [1/\{4t(b + 1.56(Rt)^{0.5})\} \mp 1.5K_b/t^2] M_{xr}$$

$$\tau_\phi = (1.5/B) [1/\{2\pi t(b + 1.56(Rt)^{0.5})\}] M_{xr} \quad \text{-----(16)}$$

### (7) 内圧 P による応力など

長手方向フォース  $F_x$  の場合と違って通常、内圧による軸方向応力はサドル位置の両側で均衡するので軸方向拘束があってもスルー状態にあるとみていい。故に

$$\sigma_t = 1.25 \{PR/(2t)\} \quad \text{-----(17)}$$

係数 1.25 は剛体挿入の影響をみたもの(後述)。なおサドル反力は零なので高さ  $h$  による Z 軸周りのモーメント  $M_z$  は発生しない。

一方、サドル部断面のアーチ構造を考えればホーン部に内圧による周方向応力が派生することが考えられる。然るに容器規格計算<sup>(2)(4)</sup>は円筒胴のフープ膜応力  $(PR/t)$  のみを考慮しており、曲げ応力は考慮されていない。以下この背景を考えてみる。

下図の断面のモデルでは、内面に内圧  $P$ 、上端に不静定力  $M_0, P_0$  が作用している。アーチの  $\phi$  位置における曲げモーメント  $M$ 、軸力  $F$  及びせん断力  $V$  は、

$$\{M_\phi\}_P = \int_0^\phi PR^2 \sin(\phi - \phi_1) d\phi = PR^2(1 - \cos \phi), \quad \{M_\phi\}_{P_0} = -P_0R(1 - \cos \phi)$$

$$\{F\}_P = \int_0^\phi PR \sin(\phi - \phi_1) d\phi = PR(1 - \cos \phi), \quad \{F\}_{P_0} = P_0 \cos \phi$$

$$\{V\}_P = \int_0^\phi PR \cos(\phi - \phi_1) d\phi = PR \sin \phi, \quad \{V\}_{P_0} = -P_0 \sin \phi$$

従って  $M_\phi = (PR^2 - P_0R)(1 - \cos \phi) + M_0$ 、 $F = PR - (PR - P_0)\cos \phi$ 、 $V = (PR - P_0)\sin \phi$  になる。これら外力によるひずみエネルギー  $U$  は

$$U = \{R/(2EI)\} \int_0^\beta M_\phi^2 d\phi + \{R/(2EA)\} \int_0^\beta F^2 d\phi + \{R/(2GA)\} \int_0^\beta V^2 d\phi$$

ここでアーチ端の角変位  $\theta$  は

$$\theta = \partial U / \partial M_0 = \{R/(EI)\} \int_0^\beta M_\phi (\partial M_\phi / \partial M_0) d\phi = \{R/(EI)\} [(PR^2 - P_0R)(\beta - \sin \beta) + M_0 \beta] = 0$$

$$\therefore M_0 = - (PR^2 - P_0R)(1 - \sin \beta / \beta) \rightarrow \{M_\phi\}_\beta = (PR^2 - P_0R)(\sin \beta / \beta - \cos \beta),$$

この式では  $P_0$  が未知であるので  $P_0$  を導く。即ちアーチ端の水平変位  $\delta H$  を求めこれを零と置く。

$$\delta H = \partial U / \partial P_0 = \{R/(EI)\} \int_0^\beta M_\phi (\partial M_\phi / \partial P_0) d\phi + \{R/(EA)\} \int_0^\beta F (\partial F / \partial P_0) d\phi$$

$$+ \{R/(GA)\} \int_0^\beta V (\partial V / \partial P_0) d\phi$$

$$= \{R/(EI)\} (P_0R^2 - PR^3) \{ (1/2)\beta + (1/4)\sin 2\beta - \sin^2 \beta / \beta \}$$

$$+ \{R/(EA)\} [PR \{ \sin \beta - (1/2)\beta - (1/4)\sin 2\beta \} + P_0 \{ (1/2)\beta + (1/4)\sin 2\beta \}]$$

$$+ \{R/(GA)\} [(P_0 - PR) \{ (1/2)\beta - (1/4)\sin 2\beta \}] = 0$$

曲げ剛性  $I = t^3/12$ 、断面積  $A = t$ 、せん断弾性係数  $G = E/2.6$  とおいて、 $P_0$  は、

$$\therefore P_0 = [\{12(R/t)^3 B_1 - (R/t)B_2 + 2.6(R/t)B_4\} / \{12(R/t)^3 B_1 + (R/t)B_2 + 2.6(R/t)B_4\}] PR$$

ここで  $B_1 = \{(1/2)\beta + (1/4)\sin 2\beta - \sin^2 \beta / \beta\}$ 、 $B_2 = \{\sin \beta - (1/2)\beta - (1/4)\sin 2\beta\}$

$B_3 = \{(1/2)\beta + (1/4)\sin 2\beta\}$ 、 $B_4 = \{(1/2)\beta - (1/4)\sin 2\beta\}$

$(R/t) = 10 \sim 50$ 、 $\beta = 90 \sim 120^\circ$  辺りで試算すると、例えば  $P_0$  は  $0.9998PR$ 、 $M_\phi$  は  $1.7 \times 10^{-4} PR^2$ 、

$\sigma_{\phi b} = 6M_\phi / t^2 = 10^{-3} \times 15 \times (PR/t) = 0.015(PR/t)$

周方向の板曲げ応力はフープ膜応力  $(PR/t)$  の 1.5% とかなり小さい。一方、周方向の板膜応力は

$\sigma_{\phi m} = F/t = \{PR - (PR - P_0)\cos \beta\} / t = \{1 + 0.0001\} \{PR/t\}$

程度でほとんどフープ膜応力は増えない。即ち内圧荷重による応力については容器規格計算通り

$$\sigma_{\phi m} = PR/t \quad \text{-----(18)}$$

とすればよいと思われる。

なお、サドルと管体の温度差でその接合部分で熱応力が存在する。保温配管では定常運転時にサドル～管体間に有意な温度差がでることはないので特に考慮する必要は特にないと思われる。ただ、運転立上げ時や流体温度急変では大きな温度差が派生するので検討する必要がある。

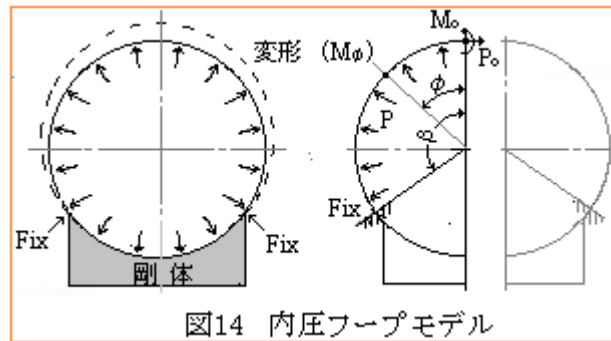


図14 内圧フープモデル

- (8) 以上はアンスルータイプの荷重伝達の場合である。スルータイプの荷重伝達ではサドル部分は剛体挿入と見なされ、荷重伝達がサドル側に偏って応力分布もまたサドル側に偏ると予想される。

JPI 規格<sup>②</sup>ではこの応力の偏り/集中を無視しているようで。たとえば内圧による軸方向応力は、 $\sigma_\ell = PR/(2t)$  となっている。即ち内圧軸力は円筒断面積  $(2\pi Rt)$  を使って伝達されることになる。ただ残念ながらこの辺りの情報は少ない。本 TS では円筒断面の応力分布に 1 または 1.25 の集中係数係数を乗じたものを用いる。即ち

$$F_x \rightarrow \sigma_\ell = 1.25F_{xi}/(2\pi Rt) = \{1.25/(2\pi Rt)\}F_{xi}$$

$$F_y \rightarrow \tau_\phi = 1 \times 2F_{yi}/(2\pi Rt) = \{1/(\pi Rt)\}F_{yi}, \tau_\ell = 0, \sigma_\phi = 0$$

$$F_z \rightarrow \tau_\phi = 1.25 \times 2F_{zi}/(2\pi Rt) = \{1.25/(\pi Rt)\}F_{zi}, \tau_\ell = 0, \sigma_\phi = 0$$

$$M_x \rightarrow \tau_\phi = 1.25 \times M_{xi}/(2\pi R^2t) = \{0.625/(\pi R^2t)\}M_{xi}, \tau_\ell = 0, \sigma_\phi = 0$$

$$M_y \rightarrow \sigma_\ell = M_{yi}/(\pi R^2t) = \{1/(\pi R^2t)\}M_{yi}$$

$$M_z \rightarrow \sigma_{\ell U} = M_{zi}/(\pi R^2t) = \{1/(\pi R^2t)\}M_{zi}, \sigma_{\ell L} = 1.25 \times M_{zi}/(\pi R^2t) = \{1.25/(\pi R^2t)\}M_{zi}$$

$$P \rightarrow \sigma_\ell = 1.25PR/(2t) = \{1.25R/(2t)\}P, \sigma_\phi = PR/t$$

$F_y$ 、 $M_y$  および  $M_z (\rightarrow \sigma_{\ell U})$  については応力の Max.ポイントから外れるので係数 1 を採った。

## (9) 応力のまとめ

以上の検討結果をまとめると下記の表のようになる。この結果は次節の応力評価に用いる。



表 1 サドル周りの管体応力の算定式

	軸方向応力 ( $\sigma_{\phi}$ )	せん断応力		周方向応力 ( $\sigma_{\phi}$ )
		周方向( $\tau_{\phi}$ )	長手方向( $\tau_{\phi}$ )	
P	$C_1P$	～	～	$PR/t$
F <sub>x</sub>	$C_2F_{xi}$	～	～	～
F <sub>y</sub>	～	$C_5F_{yi}$	$C_{5*}F_{yr}$	$(C_{8m} \pm C_{8b})F_{yr}$
F <sub>z</sub>	～	$C_6F_{zi}$	$C_{6*}F_{zr}$	$(C_{9m} \pm C_{9b})F_{zr}$
M <sub>x</sub>	～	$C_7M_{xi}$	$C_{7*}M_{xr}$	$(C_{10m} \pm C_{10b})M_{xr}$
M <sub>y</sub>	$C_3M_{yi}$	～	～	～
M <sub>z</sub>	$C_{4U}M_{zi}$ 、 $C_{4L}M_{zi}$	～	～	～

## 【アンスルータイプの荷重伝達のときの記号定義】

$$\begin{aligned}
 C_1 &= 1.25\{R/(2t)\}, C_2 = \{\pi/(\pi - \beta)\}\{1/(2\pi Rt)\}, \\
 C_3 &= \{\pi \sin \beta / (\pi - \beta + \sin \beta \cos \beta)\}\{1/(\pi R^2t)\}, \\
 C_{4U} &= \{\pi (\sin \Delta / \Delta - \cos \Delta) / (\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - 2\sin^2 \Delta / \Delta)\}\{1/(\pi R^2t)\} \\
 C_{4L} &= \{\pi (1 - \sin \Delta / \Delta) / (\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - 2\sin^2 \Delta / \Delta)\}\{1/(\pi R^2t)\} \\
 C_5 &= \{2\pi \sin \alpha / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)\}\{1/(2\pi Rt)\}, C_{5*} = 1/\{\pi Rt\} \\
 C_6 &= 1.5(h/B)\{2\pi \sin \alpha / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)\}\{1/(2\pi Rt)\}, C_{6*} = 1.5(h/B)\{1/(\pi Rt)\}, \\
 C_7 &= 1.5(1/B)\{2\pi \sin \alpha / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)\}\{1/(2\pi Rt)\}, C_{7*} = 1.5(1/B)\{1/(\pi Rt)\}, \\
 C_{8m} &= -1/[4t\{b + 1.56(Rt)^{0.5}\}], C_{8b} = 1.5K_b/t^2 \\
 C_{9m} &= -1.5(h/B)/[4t\{b + 1.56(Rt)^{0.5}\}], C_{9b} = 1.5(h/B)(1.5K_b/t^2) \\
 C_{10m} &= -1.5(1/B)/[4t\{b + 1.56(Rt)^{0.5}\}], C_{10b} = 1.5(1/B)(1.5K_b/t^2) \\
 K_b &= (1/\pi)[\beta \sin \beta / 2 - (3/4)\cos \beta + (3/4)\sin \beta / \beta + (1/4)(\cos \beta - \sin \beta / \beta) \\
 &\quad \times \{(4 - 6\sin^2 \beta / \beta^2 + 2\cos^2 \beta) / (\sin \beta \cos \beta / \beta + 1 - 2\sin^2 \beta / \beta^2)\}]
 \end{aligned}$$

## 【スルータイプの荷重伝達のときの記号定義】

$$\begin{aligned}
 C_1 &= 1.25\{R/(2t)\}, C_2 = 1.25/(2\pi Rt), C_3 = 1/(\pi R^2t), \\
 C_{4U} &= \{1/(\pi R^2t)\}, C_{4L} = 1.25/(\pi R^2t), C_5 = 1/(\pi Rt), C_{5*} = 0, C_6 = 1.25/(\pi Rt), C_{6*} = 0, \\
 C_7 &= 0.625/(\pi R^2t), C_{7*} = 0, C_{8m} = 0, C_{8b} = 0, C_{9m} = 0, C_{9b} = 0, C_{10m} = 0, C_{10b} = 0, \\
 & \text{[ 後述のチャート 1 では } C_1', C_2', C_3', \dots \text{ というようにダッシュ付きで扱う ]}
 \end{aligned}$$

## 3.2 サドル躯体の管体強度

2.の(4)の表に与えられるサドル断面のモーメントフォースから次の応力を求める(詳細割愛)。

曲げ応力( $t\sigma_b = +M_b/Z_s$ ,  $c\sigma_b = -M_b/Z_s$ )、軸応力( $\sigma_c$ ,  $\sigma_t = F_a/A_s$ )、せん断応力( $\tau = F_s/A_s$ )  
またせん断/引抜きによるボルト応力や底板応力を算定する。

## 4. サドル部強度評価 (評価応力とその判定)

(1) サドル周り管体の強度評価に関する JPI 規格<sup>(2)</sup>や JIS 規格<sup>(4)</sup>の規定内容は以下の通り。

## ① 軸方向応力

$$\text{引張側) 長期: } \sigma_1 = \sigma_p + \sigma_{bs} \leq \eta_s \sigma_{all}$$

$$\text{短期： } \sigma_1 = \sigma_P + \sigma_{bs}^* \leq 1.5 \eta_s \sigma_{all} \quad (\text{注 1})$$

$$\text{圧縮側) 長期： } \sigma_2 = |\sigma_{bs}| \leq \text{Min.}[\sigma_{all}, \sqrt{2} \sigma_{all}']$$

$$\text{短期： } \sigma_2 = |\sigma_{bs}| \leq \text{Min.}[1.5 \sigma_{all}, 1.5 \sqrt{2} \sigma_{all}']$$

② 接線せん断応力(→周方向せん断応力)

$$\text{長期： } \tau_1 = \tau_\phi \leq 0.8 \sigma_{all}, \quad \text{短期： } \tau_1 = \tau_\phi \leq 1.5 \times 0.8 \sigma_{all}$$

③ 周方向応力

$$\text{長期： } \sigma_3 \leq 1.5 \sigma_{all}, \quad \text{短期： } \sigma_3 \leq 1.5 \times 1.5 \sigma_{all},$$

ここで  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = 夫々引張応力、圧縮応力および(膜+曲げ)応力、 $\tau_1$  = せん断応力

$\sigma_P$  = 内圧応力、 $\sigma_{bs}$  = 長手局部曲げ応力、 $\sigma_{all}$  = JIS B8265 の基本許容応力、

$\sigma_{all}'$  = 軸圧縮に関する許容座屈応力 (注 2)、 $\eta_s$  = 溶接継手効率

この強度評価の考えは一般圧力容器構造規格に準じるもの。ここでは  $\sigma_1$  と  $\sigma_2$  は  $\sigma_t$  に、 $\sigma_3$  は  $\sigma_\phi$  に、 $\tau_1$  は  $\tau_\phi$  に該当する。短期(長期も含む)は、通常通り長期の 1.5 倍になっている。

以上の強度評価は、横置きタンクの機械荷重(圧力/重力/地震・風)に関する 1 次応力評価として確立したものである。配管用サドルの 1 次応力強度評価にもこれを準用する。

一方、横置き容器構造では 2 次応力は一般に無視できるので 2 次応力評価はない。しかし配管では、熱膨張/変位拘束による変位荷重から生じる応力すなわち 2 次応力は重要な設計課題になる。そこで(1 次+2 次)応力に対しては一般に適用されている次のシェークダウン評価式を適用する。

$$\text{長期： (1 次+2 次)応力 } \leq 2S_y, \quad \text{短期： 短期 2 次応力 } \leq 2S_y$$

$S_y$  は管材料の運転温度における降伏応力である。また短期 2 次応力は例えば、地震によって生じる応力振幅(P-P)を云う。この場合、評価応力(1 次応力+2 次応力ないし 2 次応力)として容器構造のように  $\sigma_1 \sim \sigma_3$  や  $\tau_1$  といった応力成分を個別に使用することは難しいので、トレスカ応力(最大せん断応力)ないしミーゼス応力(相当応力)のいずれかになるが、ここではより簡便なミーゼス応力を採用する。

(2) 本ケースでは、予め以下の評価応力を求める。

$$\text{軸方向応力： } \sigma_1 = C_1 P + C_2 F_{x1} + |C_3 M_{yi}| + C_4 M_{zi}, \quad \sigma_2 = C_1 P + C_2 F_{x1} - |C_3 M_{yi}| + C_4 M_{zi}$$

$$\sigma_3 = C_2 F_{x1} + |C_3 M_{yi}| + C_4 M_{zi}, \quad \sigma_4 = C_2 F_{x1} - |C_3 M_{yi}| + C_4 M_{zi}$$

$$\sigma_5 = C_1 P + C_2 F_{x1} - C_4' M_{zi}, \quad \sigma_6 = C_2 F_{x1} - C_4' M_{zi},$$

$$\sigma_\phi = \text{Max.}[|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|, |\sigma_4|, |\sigma_5|, |\sigma_6|] \quad (\text{注 3})$$

$$\text{周方向応力： } \sigma_\phi = \text{Max.}[|\sigma_{\phi 1} - PR/t| + |\sigma_{\phi 2} - \sigma_{\phi 3}|, |\sigma_{\phi 1}| + |\sigma_{\phi 2} - \sigma_{\phi 3}|]$$

$$\sigma_{\phi 1} = (|C_{8m}| + |C_{8b}|) F_{yr}, \quad \sigma_{\phi 2} = (|C_{9m}| + |C_{9b}|) F_{zr},$$

$$\sigma_{\phi 3} = (|C_{10m}| + |C_{10b}|) M_{xr}$$

$$\text{周方向せん断応力： } \tau_\phi = |C_5 F_{yi}| + |C_6 F_{zi} - C_7 M_{xi}|$$

$$\text{長手方向せん断力： } \tau_\phi = |C_5^* F_{yr}| + |C_6^* F_{zr} + C_7^* M_{xr}|$$

なおサフィックス  $i$  には 1 と 2 があり、サドルの前後のそれぞれの応力をカウントする。従って  $\sigma_1 \sim \sigma_6$  は、 $\sigma_{11} \sim \sigma_{61}$  と  $\sigma_{12} \sim \sigma_{62}$  の 2 様になる。ここでは煩雑になるので  $\sigma_1 \sim \sigma_6$  で表示している、注意して欲しい。

上記の  $\sigma_t, \sigma_2, \sigma_4, \sigma_6, \sigma_\phi, \tau_\phi, \tau_t$  は、荷重によって次の 4 様に別けて運用する。

・長期 1 次応力：  $\sigma_{t1}, \sigma_{21}, \sigma_{41}, \sigma_{61}, \sigma_{\phi 1}, \tau_{\phi 1}$  (→末尾添え字  $j=1$ )

→ 長期機械荷重から生じるモーメント・フォースによる

・長短期 1 次応力：  $\sigma_{t2}, \sigma_{22}, \sigma_{42}, \sigma_{62}, \sigma_{\phi 2}, \tau_{\phi 2}$  (→末尾添え字 j=2)

→ (長期+短期)機械荷重から生じるモーメント・フォースによる

・長期(1 次+2 次)応力範囲：  $\sigma_{13}, \sigma_{23}, \sigma_{33}, \sigma_{43}, \sigma_{53}, \sigma_{63}, \sigma_{\phi 3}, \tau_{\phi 3}, \tau_{\phi 3}$  (→末尾添え字 j=3)

→ 長期[機械+変位]荷重範囲から生じるモーメント・フォースによる

・短期(1 次+2 次)応力範囲：  $\sigma_{14}, \sigma_{24}, \sigma_{34}, \sigma_{44}, \sigma_{54}, \sigma_{64}, \sigma_{\phi 4}, \tau_{\phi 4}, \tau_{\phi 4}$  (→末尾添え字 j=4)

→ 地震など短期[機械+変位]荷重範囲(注 4)から生じるモーメント・フォースによる

更に、長期(1 次+2 次)応力と短期(1 次+2 次)応力に関しては、上記の応力を合成した相当応力をその評価対象にする(注 5)。即ち、

・長期(1 次+2 次)応力範囲：

$$S_{\phi 3} = \text{Max.}[S_{11}, S_{12}, S_{21}, S_{22}, S_{51}, S_{52}, S_{31}, S_{32}, S_{41}, S_{42}, S_{61}, S_{62}]、$$

$$S_{\phi 3} = (2/\sqrt{3})(\sigma_{\phi 3}^2 + 3\tau_{\phi 3}^2)^{0.5}$$

$$S_{1i} = (2/\sqrt{3})(\sigma_p^2 + \sigma_{1i}^2 - \sigma_p \sigma_{1i} + 3\tau_{\phi 3}^2)^{0.5} \quad (i=1,2 \text{ 以下同})$$

$$S_{2i} = (2/\sqrt{3})(\sigma_p^2 + \sigma_{2i}^2 - \sigma_p \sigma_{2i} + 3\tau_{\phi 3}^2)^{0.5}$$

$$S_{5i} = (2/\sqrt{3})(\sigma_p^2 + \sigma_{5i}^2 - \sigma_p \sigma_{5i} + 3\tau_{\phi 3}^2)^{0.5}$$

$$S_{3i} = (2/\sqrt{3})(\sigma_{3i}^2 + 3\tau_{\phi 3}^2)^{0.5}$$

$$S_{4i} = (2/\sqrt{3})(\sigma_{4i}^2 + 3\tau_{\phi 3}^2)^{0.5}$$

$$S_{6i} = (2/\sqrt{3})(\sigma_{6i}^2 + 3\tau_{\phi 3}^2)^{0.5}$$

・短期(1 次+2 次)応力範囲：長期の場合と同様、但し荷重ケース j(末尾添え字)を 4 とする。

(3) 以上の評価応力が以下の制限を満たすときサドル周り管体強度を OK とする。

長期 1 次応力：  $\sigma_{t1} \leq \sigma_{all}$  (長手方向応力制限)

$$\sigma_{21} < 0 \text{ のとき } |\sigma_{21}| \leq 1.414 \sigma_{all}' \text{ (座屈制限)}$$

$$\sigma_{41} < 0 \text{ のとき } |\sigma_{41}| \leq 1.414 \sigma_{all}' \text{ (座屈制限)}$$

$$\sigma_{61} < 0 \text{ のとき } |\sigma_{61}| \leq 1.414 \sigma_{all}' \text{ (座屈制限)}$$

$$\sigma_{\phi 1} \leq 1.5 \sigma_{all} \text{ (周方向応力制限)}$$

$$\tau_{\phi 1} \leq 0.8 \sigma_{all} \text{ (せん断応力制限)}$$

長短期 1 次応力：  $\sigma_{t2} \leq 1.5 \sigma_{all}$  (長手方向応力制限)

$$\sigma_{22} < 0 \text{ のとき } |\sigma_{22}| \leq 1.5 \times 1.414 \sigma_{all}' \text{ (座屈制限)}$$

$$\sigma_{42} < 0 \text{ のとき } |\sigma_{42}| \leq 1.5 \times 1.414 \sigma_{all}' \text{ (座屈制限)}$$

$$\sigma_{62} < 0 \text{ のとき } |\sigma_{62}| \leq 1.5 \times 1.414 \sigma_{all}' \text{ (座屈制限)}$$

$$\sigma_{\phi 2} \leq 1.5 \times 1.5 \sigma_{all} \text{ (周方向応力制限)}$$

$$\tau_{\phi 2} \leq 1.5 \times 0.8 \sigma_{all} \text{ (せん断応力制限)}$$

長期(1 次+2 次)応力範囲：  $S_{t3} \leq 2S_y$ 、  $S_{\phi 3} \leq 2S_y$  (シエークダウン確認)

短期(1 次+2 次)応力範囲：  $S_{t4} \leq 2S_y$ 、  $S_{\phi 4} \leq 2S_y$  (シエークダウン確認)

なお、溶接継手効率  $\eta_s$  は通常の管-サドルの溶接構造では無視できるので  $\eta_s = 1$  とする。

(4) 以上、サドル周りの管体強度に関する評価方案を示した。サドル金具については支え板横断面、あるいは底板の強度評価を行う。支え板断面については鋼構造設計規準に準じて

$$\textcircled{1} \text{ 圧縮+曲げに対し： } \sigma_c/f_c + \sigma_b/f_b \leq 1 \text{、 } (t\sigma_b - \sigma_c)/f_t \leq 1$$

$$\textcircled{2} \text{ 引張+曲げに対し： } (\sigma_t + \sigma_b)/f_t \leq 1 \text{、 } (c\sigma_b - \sigma_t)/f_t \leq 1$$

をチェックする。(長期+短期)応力については各分母の許容応力度を 1.5 倍に、(1次+2次)応力については①に対し 1.5 倍、②に対し最大 3 倍にとる。

(注 1) JPI 規格では、“短期”を長期分も含んだものとして用いている。しかし感覚的には短期単独と見なされることが多いので、本 TS でも短期単独とみなし JPI 規格でいう短期を長短期または(長期+短期)に置き換える。

(注 2) JPI 規格の軸圧縮の許容応力は次のように定義される。

$$\sigma_{all}' = 0.3E(t_s - C) / \{D_m(1 + 0.004E/S_y)\}$$

ここで E=材料の設計温度における縦弾性係数(N/mm<sup>2</sup>)、D<sub>m</sub>=平均径(=2R)(mm)、

S<sub>y</sub>=材料の設計温度における降伏応力(N/mm<sup>2</sup>)、t<sub>s</sub>=肉厚(mm)、C=腐れ代(mm)

この式は Donnell の円筒の軸圧縮限界式。JPI は $\sqrt{2(1.414)}$ をかけて局部座屈用になっている。

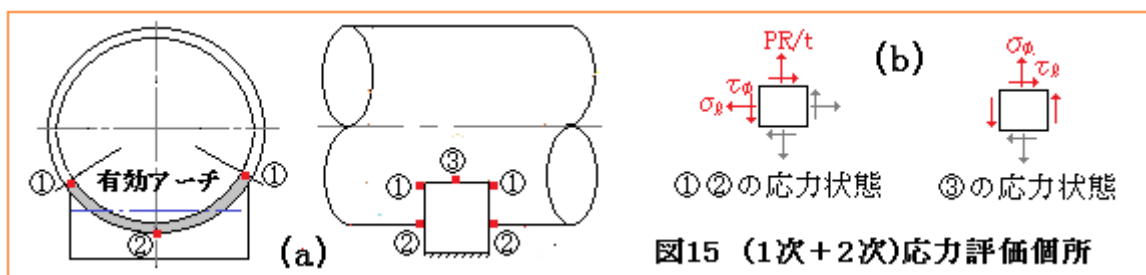
(注 3)  $\sigma_1 \sim \sigma_4$ は図 8(b)のポイント 2 即ち有効アーチ部分のサドルホーンレベルにおける軸方向応力を、また $\sigma_5 \sim \sigma_6$ はポイント 1 即ち有効アーチ部分の最低位置における軸方向応力を表わしている。トータルでは $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_5$ になるが、設計内圧 P が負荷されていないときは $\sigma_3, \sigma_4, \sigma_6$ になる。これらはモーメント・フォースの符合で変化し何れが絶対値 Max.になるかはわからない(実際に比較するほかない)。また $\sigma_1$ に較べ $\sigma_2$ が、 $\sigma_3$ に較べ $\sigma_4$ が、 $\sigma_5$ に較べ $\sigma_6$ がより大きな負の値を持つ可能性があるためこれらを座屈の評価の対象としている。

(注 4) 地震のように頻度の少ない短期荷重については長期と重ね合す必要はないので、短期荷重単独で評価する。この場合、シェークダウンの可否は全応力範囲(P-P 応力)で評価するので全荷重範囲で応力算定する。なお、地震のような両振りの荷重では片振幅の荷重から生じるモーメント・フォースから応力を求めてこれをシェークダウン制限値 2S<sub>y</sub>の半分の 1.0S<sub>y</sub>で制限してもよい(この方がすっきりしているかも知れない)。

(注 5) シェークダウン評価はサドル前後側面とサドルホーン直上について行う。下図(b)にこれら部位[①②ないし③]の力状態を示す。各状態のミーゼス応力は、

$$\sigma_e = (\sigma_\theta^2 + \sigma_\phi^2 - \sigma_\theta \sigma_\phi + 3\tau_\theta^2)^{0.5} \quad \text{ないし} \quad \sigma_e = (\sigma_\phi^2 + 3\tau_\theta^2)^{0.5}$$

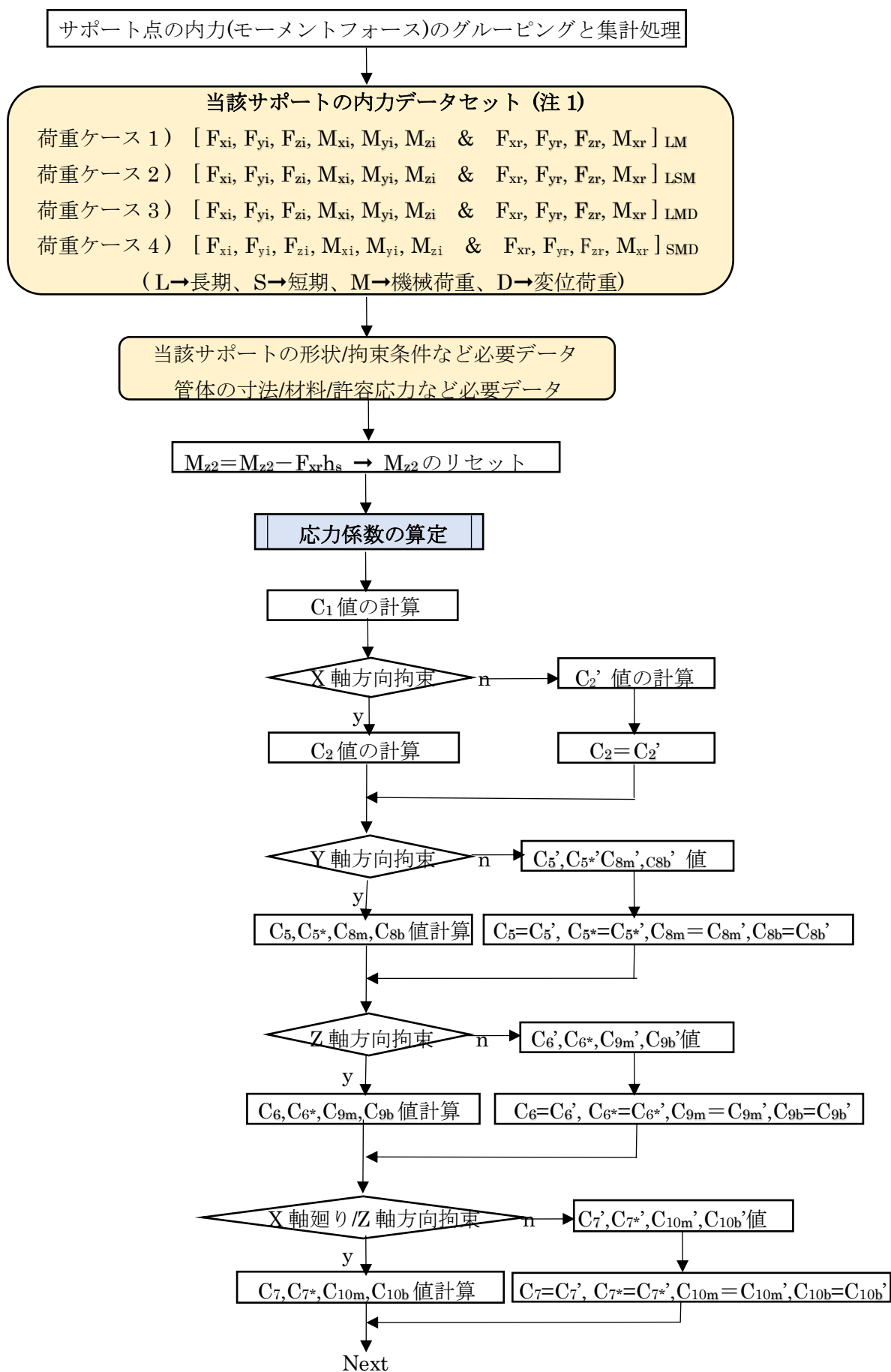
で表されるが、ここではトレスカ応力並みのマージンを持たせるためにこれに $2/\sqrt{3}$ (→1.15)を乗じてS<sub>e</sub>ないしS<sub>φ</sub>としている。なおサドルホーン直上の長手せん断応力 $\tau_\theta$ については 3.1 項の(4)を参照のこと。

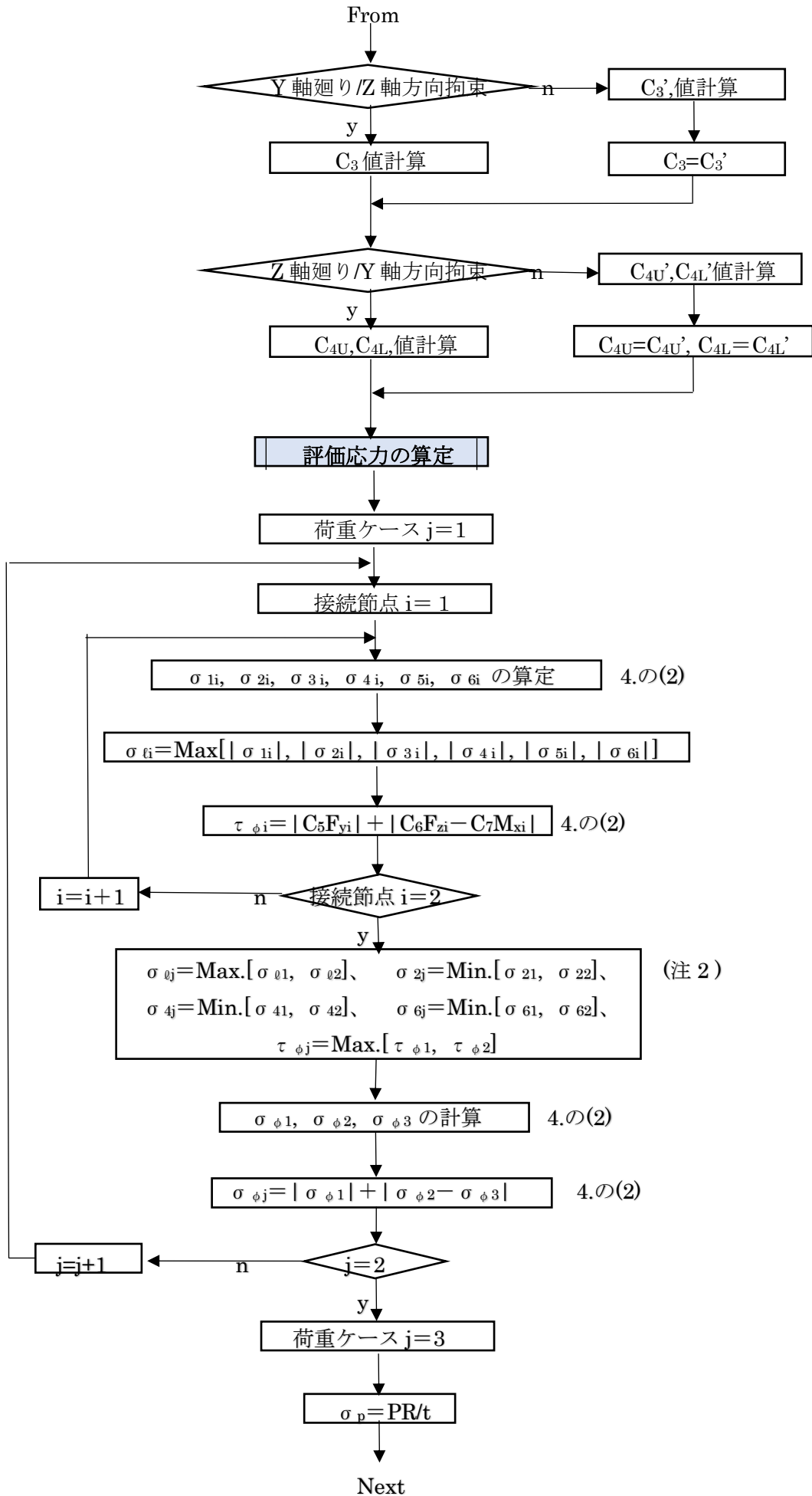


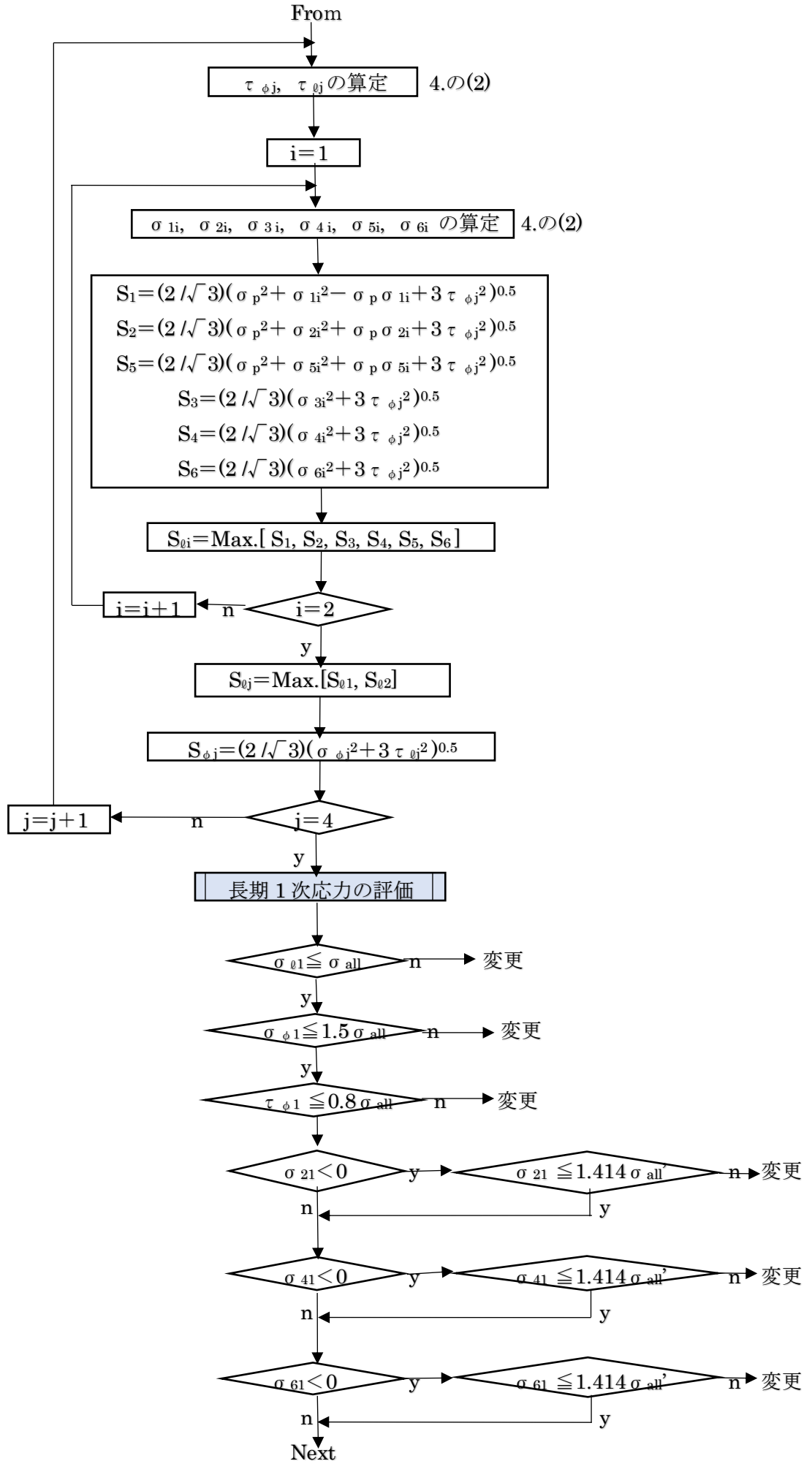
## 5. サドル周り管体強度の評価手順

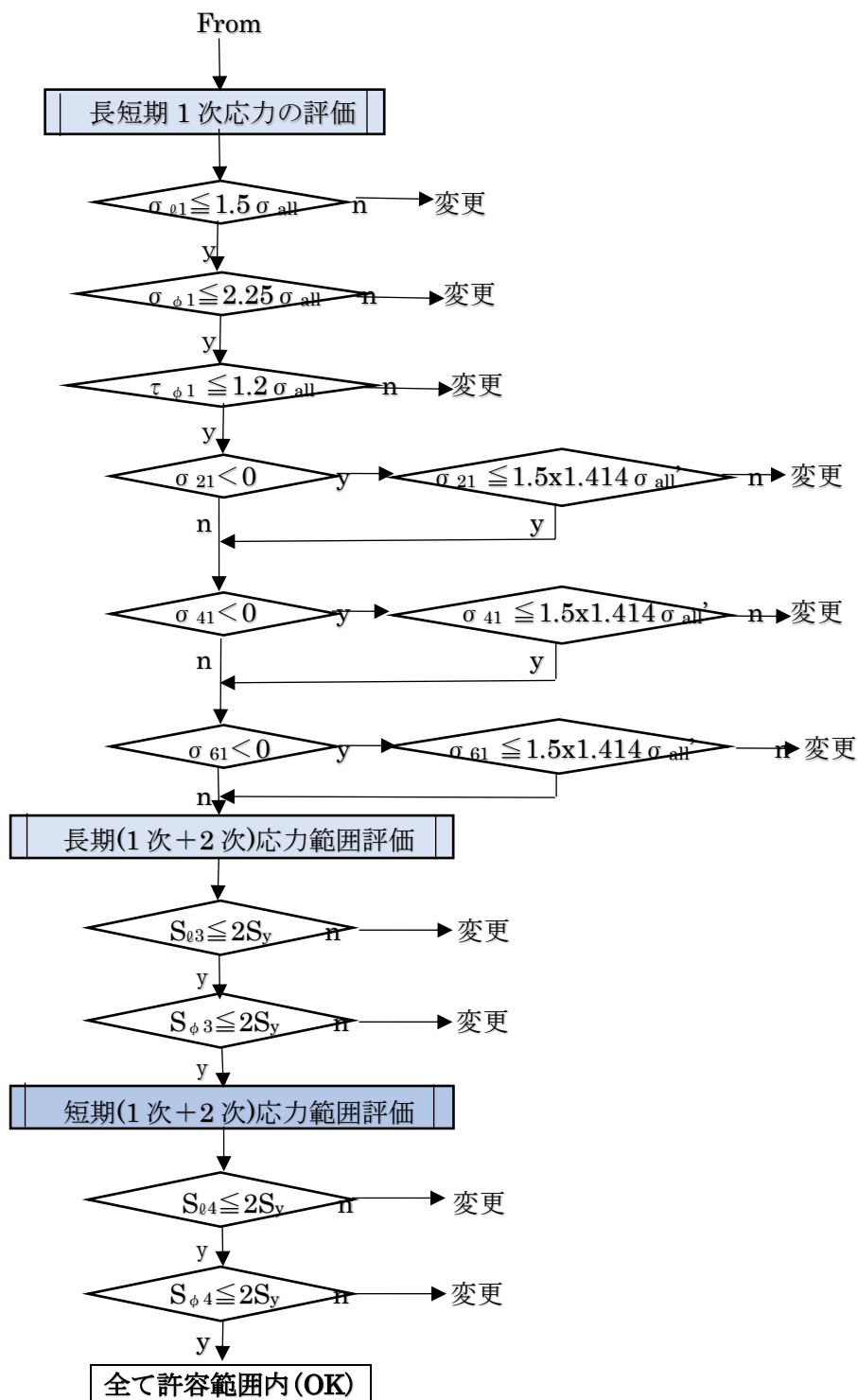
サドル周り管体の応力の算定とその判定はかなり複雑になる。以下のチャートにその手順を示す。

チャート 1. サドル型サポートの強度評価手順









(注 1) 荷重ケース 3,4 については全荷重範囲になるので注意。

(注 2) 実数値で比較し最小値を選ぶ。例えば  $\sigma_{2j} = \text{Min.}[-7, 2] = -7$  のようにする。

【 添付 補強リング付きサドルの場合の管体応力算定式(参考) 】

本 TS では補強リング無しのサドルについて検討し補強リング付きサドルには触れていないが補強によってその管体応力式の下記のように単純な形になると思われる。追って Complete にしたい。



表1 サドル周りの管体応力の算定式

	軸方向応力 ( $\sigma_{\phi}$ )	せん断応力		周方向応力 ( $\sigma_{\phi}$ )
		周方向( $\tau_{\phi}$ )	長手方向( $\tau_{\phi}$ )	
P	$C_1P$	～	～	$PR/t$
F <sub>x</sub>	$C_2F_{xi}$	～	～	～
F <sub>y</sub>	～	$C_5F_{yi}$	$C_{5*}F_{yr}$	$(C_{8m} \pm C_{8b})F_{yr}$
F <sub>z</sub>	～	$C_6F_{zi}$	$C_{6*}F_{zr}$	$(C_{9m} \pm C_{9b})F_{zr}$
M <sub>x</sub>	～	$C_7M_{xi}$	$C_{7*}M_{xr}$	$(C_{10m} \pm C_{10b})M_{xr}$
M <sub>y</sub> , M <sub>z</sub>	$C_3(M_{yi}^2 + M_{zi}^2)^{0.5}$	～	～	～

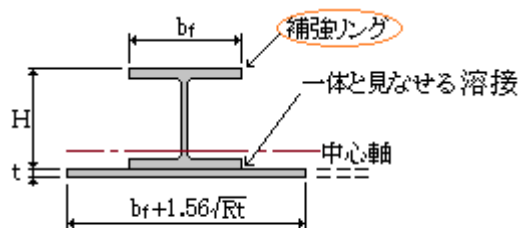
## 【アンスルータイプの荷重伝達のときの記号定義】

$C_1=R/(2t)$ 、 $C_2=1/(2\pi Rt)$ 、 $C_3=1/(\pi R^2t)$ 、 $C_5=1/(\pi Rt)$ 、 $C_6=1.5(h/B)\{1/(\pi Rt)\}$ 、  
 $C_7=1.5(1/B)\{1/(\pi Rt)\}$ 、 $C_{5*}=1/(\pi Rtr)$ 、 $C_{6*}=1.5(h/B)\{1/(\pi Rtr)\}$ 、 $C_{7*}=1.5(1/B)\{1/(\pi Rtr)\}$ 、  
 $C_{8m}=1/(2A_r)$ 、 $C_{9m}=1.5(h/B)\{1/(2A_r)\}$ 、 $C_{10m}=1.5(1/B)\{1/(2A_r)\}$ 、  
 $C_{8b}=(R/\pi)(|K_b|/Z_r)$ 、 $C_{9b}=1.5(h/B)(R/\pi)(|K_b|/Z_r)$ 、 $C_{10b}=1.5(1/B)(R/\pi)(|K_b|/Z_r)$ 、

## 【スルータイプの荷重伝達のときの記号定義】

$C_1=\{R/(2t)\}$ 、 $C_2=1/(2\pi Rt)$ 、 $C_3=1/(\pi R^2t)$ 、 $C_5=1/(\pi Rt)$ 、 $C_6=1.5(h/B)\{1/(\pi Rt)\}$ 、  
 $C_7=1.5(1/B)\{1/(\pi Rt)\}$ 、 $C_{5*}=0$ 、 $C_{6*}=0$ 、 $C_{7*}=0$ 、 $C_{8m}=0$ 、 $C_{8b}=0$ 、 $C_{9m}=0$ 、 $C_{9b}=0$ 、  
 $C_{10m}=0$ 、 $C_{10b}=0$ 、

ここで  $A_r$ =有効断面(下図)の断面積(mm<sup>2</sup>)、 $Z_r$ =有効断面の断面係数(mm<sup>3</sup>)、その他の記号は本文に同じとする。



有効断面の定義

## 引用文献)

- (1) “Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports”  
L.P.Zick (Welding Research Supplement Sep. 1951)
- (2) JPI-7R-52-14 「横置容器サドル周り強度計算」
- (3) JPI-7R-53-09 「横置容器サドル」
- (4) JIS B8278 「サドル支持の横置圧力容器」