

圧力容器の熱応力解析

〈GL製ノズルの熱応力解析と本体フランジの熱応力評価〉

Thermal Stress Analysis of Pressure Vessels

〈Thermal Stress Analysis of Glass-lined Nozzle and the Stress Evaluation of Main Flange〉

化工機事業部 製品開発室

松井 保
Tamotsu Matsui

This paper describes the transient thermal stress analysis using Finite Element Method of glass-lined outlet nozzle and the stress evaluation for main flange of autoclave built in accordance with ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. VIII Div. 2.

有限要素法を用いたグラスライニング製反応機の液出しノズルの非定常熱応力解析、および ASME Code Sec. VIII Div. 2 に基づくオートクレーブの本体フランジの熱応力評価を紹介する。

1. ま え が き

圧力容器を設計するにあたって、圧力荷重だけが支配的であるならば法規に従った形状で設計する範囲において、膜部の板厚計算で代表される法規計算で十分に安全性が保証される。しかし、加熱、冷却過程を含み、その仕様が厳しくなるにつれて、熱応力の検討が必要となる。

また、グラスライニング (GL) 製反応機の場合は熱による GL 破損の問題があり、許容温度条件を定めるうえで熱応力を求めることは重要である。

一般に熱応力が問題となるのは、シーラー、ダイアフラム、ノズル等とシェルとの接合部といった構造不連続部であり、簡易計算式が適用できない場合が多く有限要素法 (FEM) による解析が有力な手段となる。

本稿では、GL 製反応機の液出し用底ノズルにおける、加熱時の応力を求める非定常解析と、オートクレーブの本体フランジに対する、ASME Code (ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. VIII Div. 2) に従った熱応力評価について述べる。

2. 熱応力解析の手順

解析手順の概略フローを第1図に示す。設計仕様から熱荷重条件を検討し、考慮すべき領域と荷重条件を設定して FEM 解析モデルを作成し温度分布解析を行い、次に、温度分布解析の結果に基づき熱応力を求め評価するのが概略手順である。従って、熱応力解析ではそのベースとなる温度条件をいかに適切に求めるかが重要になる。

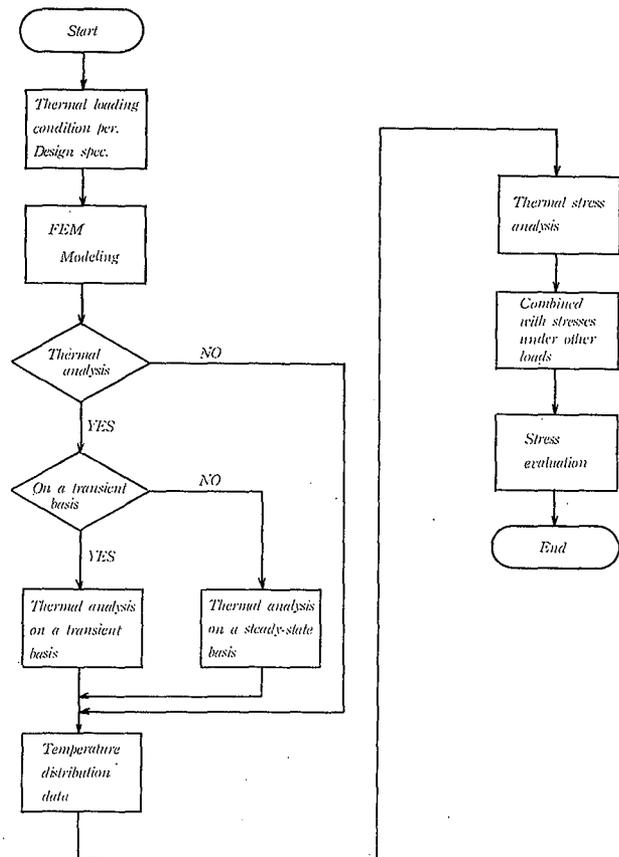
温度分布解析は定常解析と非定常解析に大別され、対象条件によって選別される。

一般に圧力容器では、熱応力を生じさせる温度条件として主として下記の項目が考えられる。

- 1) 板厚方向の温度勾配
- 2) シェルに沿った方向の温度勾配
- 3) 接合部材間の熱膨張差

どの条件が支配的になるかを、使用条件 (加熱、冷却の温度時間曲線) および圧力容器の形状、構造、材料等から

あらかじめ判断し、定常温度分布解析あるいはマクロ的な温度条件の設定で十分に安全性が評価できる場合には労力のかかる非定常温度分布解析の必要はない。しかし、より厳密な評価が必要な場合には非定常解析を行い、時間パラメータの温度分布を求めて評価すべき部材の熱応力が最大になると予想される温度条件を選択し、そのデータに基づいて熱応力を算定しなければならない。



第1図 解析手順のフローチャート

Fig. 1 Analysis procedure flowchart

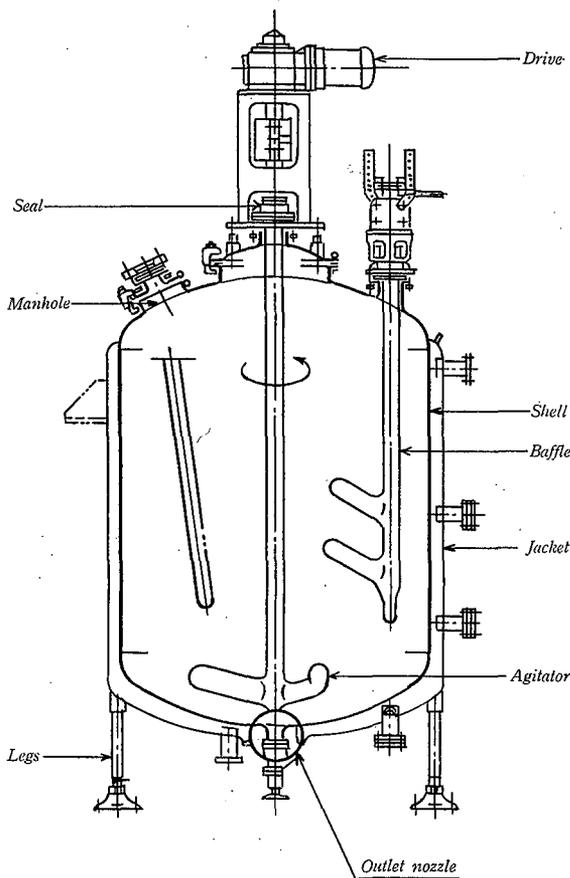
3. GL製反応機の液出し用底ノズルの熱応力解析

本例は、ジャケット付GL製反応機 (第2図) の液出し用底ノズル周辺において、第3図で示す運転条件のうち加

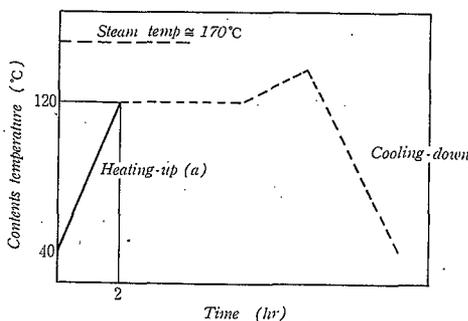
熱時の過渡状態(a)に発生する熱応力を非定常温度分布解析に基づいて算定したものである。

3.1 非定常温度分布解析

第4図に解析モデルの形状、大きさおよびメッシュ分割を示す。着眼点のノズルコーナー部は比較的細かく分割し、他の部分は粗い分割を行った。また内面の薄い一層はグラスライニング層である。第5図は、解析条件を示す。斜線で示す領域がジャケット部で、スチームが送入される部分である。スチーム温度と大気温度は、それぞれ170°Cと20°C一定と設定した。また、内容物温度は加熱されて時間とともに上昇するわけであるが、今回は過渡状態での熱応力算定が主眼であること、および安全側の計算値を与えるという点で40°C一定とした。解析で用いた各境



第2図 GL製反応機
Fig. 2 Glass-lined reactor

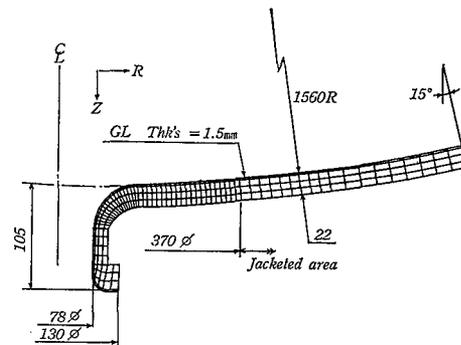


第3図 運転条件
Fig. 3 Operating condition

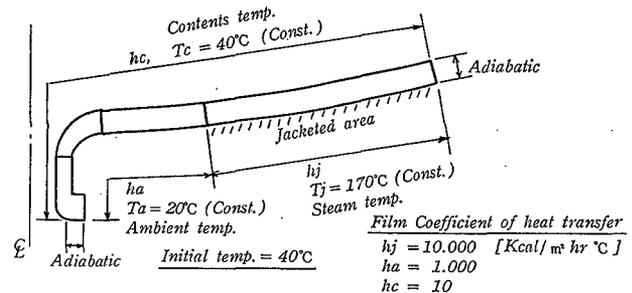
膜係数は図中に示す。

このような設定条件で求めた温度分布から、熱応力が最大となる温度条件を求めることができる。第6図は、温度分布の計算結果の評価ライン位置を示すものであり、ライン1はノズルコーナー部の板厚方向の温度勾配を、またラインA-Dはシェルに沿った方向の温度勾配を検討するために選定した位置である。ライン1およびラインA-Dにおける温度分布時間履歴線図を、それぞれ第7、8図に示す。これらの線図から、次のことがわかる。

- 1) シェルに沿った方向の温度勾配は、約2.2分後に最大となり、ノズルコーナー部とジャケット境界面の平均温度差で約90°Cとなる
- 2) シェル板厚方向の温度勾配は、ノズルコーナー部においてほとんどゼロである

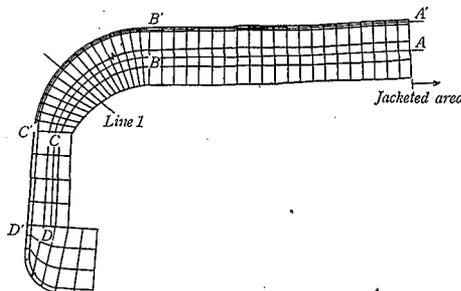


第4図 解析モデルの形状と大きさ
Fig. 4 Geometry of an analytical model

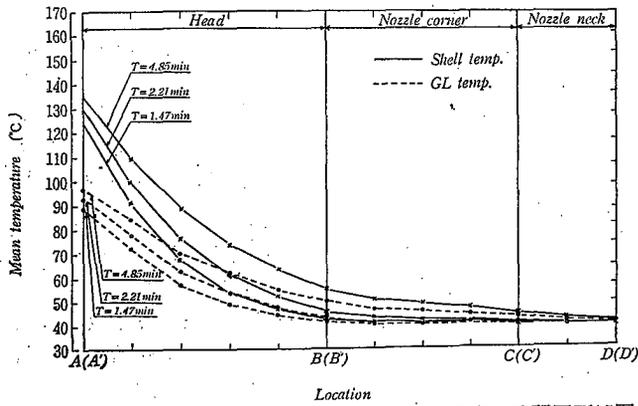


Program used	MARC ¹⁾
Element type	8-node axi-symmetric quadrilateral (Element 42)
Total elements	263
Total nodes	928

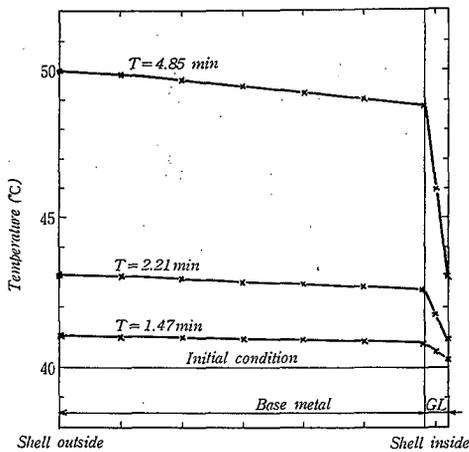
第5図 温度分布解析の境界条件
Fig. 5 Thermal boundary conditions



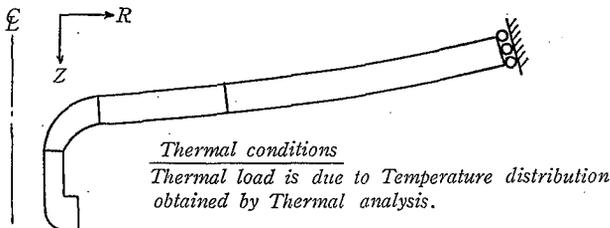
第6図 温度分布の評価ライン
Fig. 6 Temperature evaluation line



第7図 加熱時におけるシエルに沿った平均温度の時間履歴線図
Fig. 7 Time-mean temp. curve of shell when heated



第8図 ライン1における温度分布の時間履歴線図(加熱時)
Fig. 8 Time-temp. distribution curve in Line 1 (when heated)

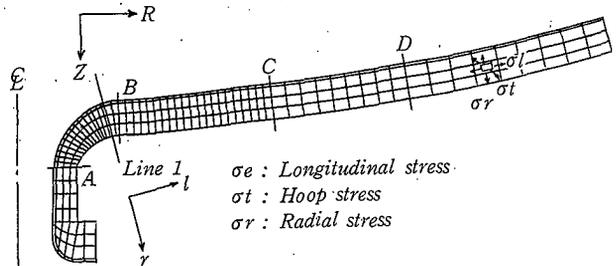


第9図 熱応力解析の境界条件
Fig. 9 Boundary conditions for thermal stress analysis

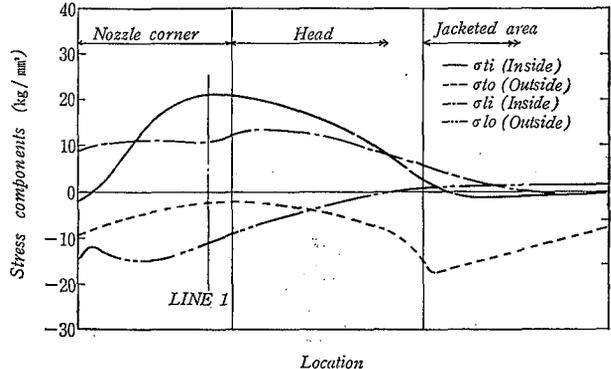
従って、熱応力を生じさせる要因としては、シエルに沿った方向の温度勾配による曲げが支配的であると考えられる。

3.2 熱応力(歪)解析

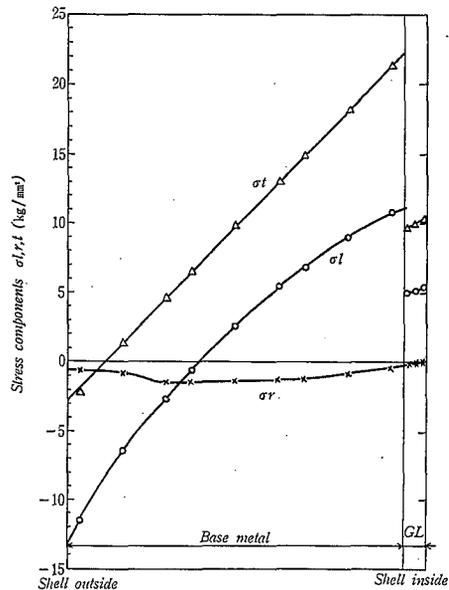
温度分布解析の結果より、加熱時の過渡状態においてノズルコーナー部に生じる熱応力が最大となるのは、約2.2分後の温度条件であると想定できる。(ただし、より厳密な最大条件を求めるには、さらにブーミング解析の必要がある。)従って、熱応力解析は約2.2分後の温度算定値を用い



第10図 応力評価ライン
Fig. 10 Stress classification line



第11図 加熱時(170°C スチーム)2.21 min後の応力分布図
Fig. 11 Stress distribution along the shell when heated (After 2.21min.)



第12図 ライン1における応力分布図(加熱2.2min後)
Fig. 12 Stress distribution in LINE 1 (After 2.2min at heating-up)

て行った。第9図は、境界条件を、第10図は応力評価ラインを示す。計算値は、第10図に示すZ-R座標系(全体座標系)で求まるが、各位置での応力値を比較するには、 l_r 座標系(局所座標系)に変換する必要がある。第11図および第12図の計算値は、 l_r 座標系に変換した値であり、 σ_l は長手方向、 σ_e は周方向、 σ_r は板厚(半径)方向の応力成分値である。第11図は、シエルに沿った方向に各応力成分値をプロットしたもので、この図から最大応力はノズルコーナー部の内面に生じ、周方向の引張り応力であることが

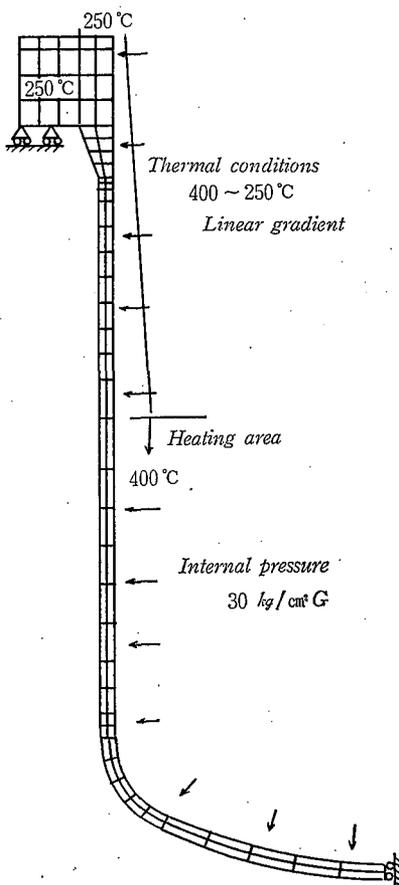
わかる。この最大応力の発生する位置をライン1(第10図に示す)とする。第12図は、ライン1における応力分布を示す。今回のFEM解析での計算値はガウス積分点で求められているので、内外面の値は外挿によって求めなければならない。この結果、ジェル(母材)における最大熱応力はGL境界面に生じ約22 kg/mm², GL層では約10 kg/mm²でともに周方向の引張り応力となる。

一般に応力によってGLが破損するのは、母材が降伏し、それによってGLに多大な力が作用して応力(歪)が許容値を越える場合と、母材の降伏以前にGLに生じる応力(歪)が、許容値を越える場合が考えられる。どちらになるかはGLの残留圧縮応力(歪)による。計算結果によれば、母材の応力値(22 kg/mm²)は許容値内にあり降伏は生じない。また当社の実験値ではGLの残留圧縮応力は約20 kg/mm²であり、GLに生じる応力は10-20=-10(kg/mm²)と圧縮になり許容値内にあることがわかる。従って、他の荷重因子との組み合わせがない限り、今回の熱条件下ではGL破損は生じないと考えられる。

4. オートクレーブの熱応力評価

ASME Code に基づく熱応力評価の一例として、オートクレーブに内圧荷重と定常熱荷重が作用する場合の本体フランジの応力評価を紹介する。

解析モデルと荷重条件を第13図に示す。熱荷重はシェル-フランジ部に250~400°Cの線形分布として与えた。第14図の応力評価ラインは、ASME Code に従って応力分類を行う断面位置を示すものである。FEMを用いて計算した結果は合計応力が出てくるので、ASME Code を適用するためには合計応力を一次、二次、ピーク応力に分類



第13図
境界条件および荷重条件
Fig. 13
Boundary and loading condition for stress analysis

しなければならないし、評価断面を正しく選択することが必要である。応力分類は、応力の生じる位置、原因、応力のタイプによって、一般一次膜応力 P_m 、局部一次膜応力 P_L 、局部一次膜+曲げ応力 P_L+P_b 、一次+二次応力 P_L+P_b+Q 、合計応力(ピークを含む) P_L+P_b+Q+F に分類され、それぞれ ASME Code で規定された応力制限値に基づいて評価される。実際には、評価断面の選定は、等応力線図あるいは応力分布図を用いて行っている。

第15図および第16図は、熱応力と内圧応力の分布図であり、これらの図より評価断面としては、熱応力が最大となる SCL1 と内圧応力が最大となる SCL2 を選択すればよいと考えられる。これらの位置は、第14図で示すように構造不連続部であり二次応力の増大が予想される領域である。SCL1 と SCL2 に生じる応力は、ASME Code によると、その分布における非線形成分(ピーク成分)を除いて二次応力として分類される。従って、一次+二次応力 $P_L+P_b+Q \leq 3 S_m$ が安全性の判定基準となる。

S_m は設計応力強さ(Design Stress Intensity Value)と呼ばれ、材料の降伏応力の%または引張強さの1/3のいずれか小さいほうの値を選んで規定される。

一次+二次応力 P_L+P_b+Q は、考慮している荷重サイクルにおける応力強さ(Stress Intensity)の変動範囲, S_n として下式で定義される。

$$S_n = \text{Max}\{(S_{12})_R, (S_{23})_R, (S_{31})_R\}$$

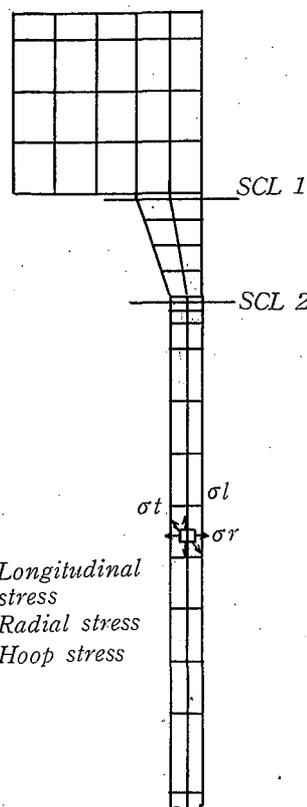
$$(S_{ij})_R = (S_{ij})_{\text{max}} - (S_{ij})_{\text{min}}$$

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

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

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

ここで、 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 =$ 主応力



σ_l : Longitudinal stress
 σ_r : Radial stress
 σ_t : Hoop stress

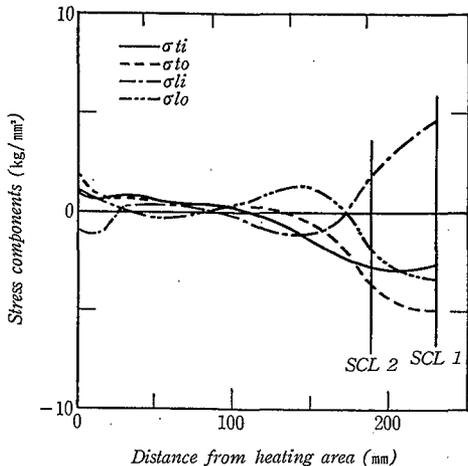
第14図
応力評価ライン(SCL)の位置
Fig. 14
Stress classification line

第1表 一次+二次応力の評価例

Table 1 Example of primary-plus-secondary stress evaluation
Loading condition: pressure+thermal load

Unit: kg/mm²

Stress components	Loading combination	Location of stress evaluation SCL1	
		Inside	Outside
Long. S1	Pressure	1.67	.52
	Weight	0.00	0.00
	Thermal	3.88	-4.64
	Total	5.55	-4.12
Radial Sr	Pressure	-.26	-.12
	Weight	0.00	0.00
	Thermal	.05	-1.73
	Total	-.21	-1.85
Circum. St	Pressure	2.88	2.20
	Weight	0.00	0.00
	Thermal	-2.83	-5.53
	Total	.05	-3.33
Shear Taur1	Pressure	-.01	.26
	Weight	0.00	0.00
	Thermal	-.09	-1.21
	Total	-.10	-0.95
Principal stresses			
S1	Total	5.55	-1.50
S2	Total	-.21	-4.47
S3	Total	.05	-3.33
Stress intensities			
S=PL+Pb+Q	Total	5.76	2.96
Allowable stress(39m)=27.00			
Ratio of stress intensity to allowable stress [S/3Sm]			
		.21	.11



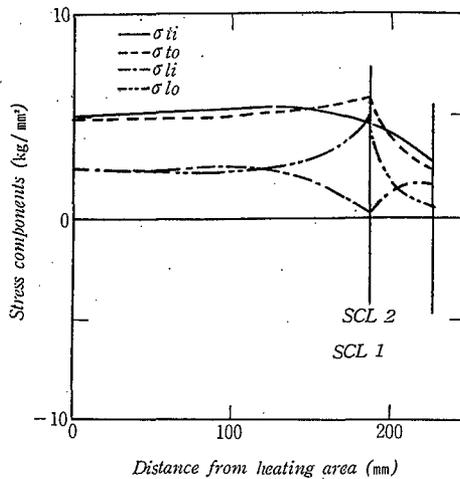
第15図 熱応力分布図
Fig. 15 Thermal stress distribution

また、ピーク成分を除く二次曲げ応力は、第17図に示すように実際の分布と同じ正味曲げモーメントをもった相当線形応力分布によって求めることができる。

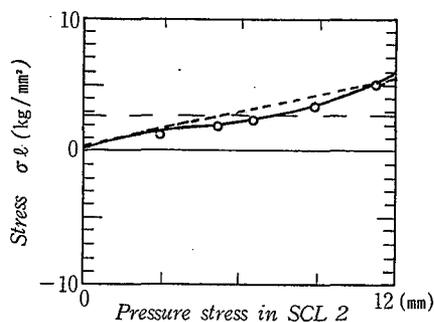
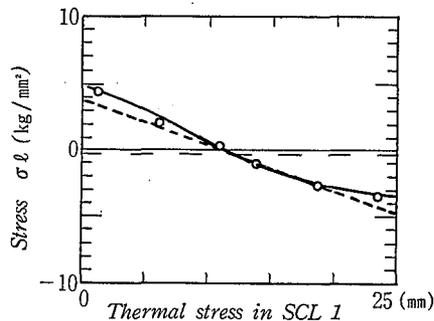
このようにして評価を行なった結果の一例を第1表に示す。

5. むすび

以上GL製反応機の底ノズルとオートクレーブを例にとって、熱応力解析および応力評価の概要について紹介した。一般に圧力荷重に対しては、剛性の増加(例えば、板厚の増加、リブ構造)が歪(応力)の減少に効果的といえるが、熱応力は変位制御型の応力であるので剛性の増加は逆効果であることが多く、また板厚の増加は温度勾配の増大にもつながることになりいまいに安全側とはいえない。熱応力に対しては、フレキシビリティに富んだ構造



第16図 内圧応力分布図
Fig. 16 Pressure stress distribution



第17図 応力分類線図の例
Fig. 17 Examples of stress classification

(シーラー、ダイアフラム、伸縮継手、等)が効果的であるが、圧力荷重に対しては逆に歪が増大する。従って、熱応力が支配的になるものに対しては、全荷重の組合せで考慮し、バランスのとれた構造設計が必要である。

従来の手計算や実績、実験値に基づく検討では、十分対処できなかったものについても、現在では有限要素法(FEM)をはじめとする有力な解析手法が開発されているので、より安全に、より経済的に压力容器の設計を行うことができる。当社においても、コンピュータ・グラフィック・システムの充実によって、FEM解析につきものであったデータ作成と後処理といった時間のかかる作業が簡略化され、比較的容易にまた安価に処理できるようになってきており、見積設計およびオーダー設計において今後の活用が期待される。

〔参考文献〕

- 1) MARC-CDC General Purpose Finite Element Analysis Program; User Manual
- 2) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. VIII Div. 2
- 3) 安藤良夫・岡林邦夫著「原子力プラントの構造設計」東京大学出版会
- 4) W. C. Kroenke; Classification of Finite Element Stress according to ASME Sec. III Stress Categories
- 5) 神鋼ファウドラ(株); 報告書(未発表)