

JAERI-M
8775

はり理論による高温二重配管の解析

1980年3月

大熊 嗣男*・菊地 賢司・滝塚 貴和・佐野川好母

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

はり理論による高温二重配管の解析

日本原子力研究所東海研究所高温工学室
大熊嗣男^{*}・菊地賢司・滝塚貴和・佐野川好母

(1980年2月7日受理)

現在、高温二重配管は、多目的高温ガス実験炉の炉心圧力容器と中間熱交換器を結ぶ配管として使われることが計画され、検討されている。本報は、高温工学特研内の高温二重配管実験装置による実験データを、はり理論による計算値と比較・検討した結果をまとめたものである。その結果、多重配管構造物の全体的変形挙動に影響を及ぼす因子を明らかにすることができると同時に、配管反力・変位・温度分布の様な基礎的なデータを得ることができた。

* 外来研究員：石川島播磨重工業

JAERI-M 8775

Analysis of Coaxial High-Temperature Gas Duct
by Beam Theory

Tsuguo OHKUMA*; Kenji KIKUCHI, Takakazu TAKIZUKA,
and Konomo SANOKAWA

Division of High Temperature Engineering,
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received February 7, 1980)

In multi-purpose VHTREx, the usage of a high-temperature multi-walled duct is planned for connecting the reactor vessel and intermediate heat exchangers. The experimental results of a mock-up multi-walled duct obtained in High Temperature Engineering Laboratory were compared with the analytical ones by the beam theory. Factors influencing overall behavior of a multi-walled duct in steady-state operation could be clarified. fundamental data such as reaction force, displacement and temperature distributions in inner and outer tubes were obtained.

Keywords; VHTR, Coaxial High-Temperature Gas Duct, Beam Theory,
Structure Analysis, Temperature Distribution

* On leave from Ishikawajima Harima Heavy Industries Co., Ltd.

目 次

1. まえがき	1
2. 運転条件及び計測諸量	2
2.1 実験装置	2
2.2 試験部詳細及び試験運転条件	2
2.3 計測項目	3
3. 2重配管構造の設計	7
3.1 設計計算・解析項目	7
3.2 耐圧部の設計	7
3.2.1 設計条件	7
3.2.2 高圧ガス取締法	7
3.2.3 ASME CODE sec.Ⅲ NB-3600	7
3.3 非耐圧部の設計	9
3.3.1 設計条件及び解析モデル	9
3.3.2 応力解析	9
3.3.3 応力評価	9
4. 計算コード及びモデル	14
4.1 計算コード	14
4.2 計算モデル及び境界条件	15
5. 結果の検討	29

CONTENTS

1.	Introduction	1
2.	Operational conditions and measured values	2
2.1	Experimental apparatus	2
2.2	Detail of test section and operational conditions.....	2
2.3	Measured values	3
3.	Design of multi-walled duct	7
3.1	Items of design and analysis	7
3.2	Design of pressure tubes	7
3.2.1	Design conditions.....	7
3.2.2	High pressure gas regulation law	7
3.2.3	ASME CODE Sec.III NB-3600	7
3.3	Design of pressure nonresisting parts	9
3.3.1	Design condition and analytical model	9
3.3.2	Stress analyses	9
3.3.3	Evaluation of stress	9
4.	Analytical code and model	14
4.1	Analytical code	14
4.2	Analytical model and boundary condition	15
5.	Discussions	29

1. ま え が き

多目的高温ガス実験炉 (VHTR) の高温配管¹⁾は、炉心部で加熱された高温高圧 He ガス (炉心出口温度平均 1000 °C, 圧力 40 Kg/cm²G) を中間熱交換器に輸送する機能を有する。この高温配管は高温構造, あるいは伝熱流動特性を考慮しつつ, 製作, 検査および保守の諸要素を検討して, その形式が決められなければならない。現在では次の 3 つの形式が考えられている。

二重配管

強制空冷単管

自然空冷単管

二重配管は、炉心部より中間熱交換器へ流入する 1000 °C の He ガス流路の外側に高温断熱層をはさんで環状流路を設け、そこに中間熱交換器より炉心部へ流入する 400 °C の He ガスを流動させる形式の配管である。

強制空冷単管と自然空冷単管は両形式とも、1000 °C の冷却材を輸送する“高温”配管と、400 °C の冷却材を炉心へ輸送する“低温”配管を分離して設置するものである。

二重配管の構造上の特徴としては、耐熱部と耐圧部を分けることができるという点である。この配管は、実際には二重ではなく、Fig.5 に示す様に、外管・内管・ライナー管からなる多重管構造物になっているが、最も外側にある外管すなわち耐圧部は定常状態で管壁の最大温度が約 400 °C で、現在予定されている配管材料では、クリープ領域に入らないため、通常の設計方法を採用すればよい。しかし、耐圧管内部の配管構造物は、定常状態で 400 °C ~ 1000 °C の He ガス雰囲気さらされるため、時間依存型破壊を考えなければならない。ただし、圧力差は、定常状態では流路の圧損のみと考えられる。従って、内側にある構造物はこのような意味で耐熱部といえる。

単管と比較した場合、二重配管には以上のような優れた特徴があるが、配管の構造が複雑であるという短所をも持っている。

高温二重配管実験装置は、高温工学特研内に建設され、すでに数回の実験を実施している。ここでは、配管を設計したときに使用した計算データと測定された配管変位、反力とはり理論による計算結果との比較を報告する。

2. 運転条件及び計測諸量

2.1 実験装置

実験装置のフローシートをFig.1に示す。中央の太線が主回路で、試験部配管は左側にある。右側のバイパスラインは精製系で銅ベッド、亜酸化銅ベッド及びモレキュラシーブベッドよりなる。

コンプレッサーを出たHeガスは、2重管外側の低温流路を流れてから加熱器に入り、加熱された後、内管の高温流路を流れる。高温のHeガスは冷却器で冷却水と熱交換し、さらにアフタークーラで冷却されて一部はコンプレッサーへ、残りは精製系を経てコンプレッサーに戻る。二重配管試験部の流量を変化させることが可能な様に、バイパス弁と流調弁が装備されている。

2.2 試験部詳細及び試験運転条件

二重配管試験部の鳥瞰図をFig.2に示す。試験部は、下方に加熱器、上方に冷却器を配置し、その間を2つの90°エルボーを有する二重配管で接続している。加熱器側は溶接構造、冷却器側はフランジ構造である。

多目的高温ガス実験炉の設計研究では、原子炉容器出口/入口ガス温度は1000℃/395℃、中間熱交換器入口ガス温度は約988℃、また圧力は40 Kg/cm²Gであるが、その実験炉系統図をFig.3に示す。

運転条件は、加熱器出口ガス温度940℃及び800℃のIとIIの場合で、それぞれの場合における他の条件を以下に示す。

	I	II
加熱器出口/入口 ガス温度(℃)	940/186	800/160
冷却器入口/圧縮 機出口ガス温度(℃)	420/30	380/39
加熱器出口ガス 圧力(Kg/cm ² G)	36.4	39.0
流量(g/s)	6.0	6.0

高温ガスと低温ガスとの温度差は、運転条件Iの場合、加熱器側で754℃、冷却器側で390℃、平均で572℃である。運転条件IIの場合、加熱器側で640℃、冷却器側で341℃、平均で491℃である。実験炉においては、二重配管の各部分でこの温度差は約600℃である。従って、ガス温度の温度レベルは本装置の場合、実験炉の二重配管の場合よりも低いが、高温ガスと低温ガスとの温度差は、運転条件Iの場合にほぼ一致していることになる。

実験炉に二重配管を採用した場合、高温断熱材自体の断熱性能を知ることはいうまでもなく

重要であるが、高温ガス及び低温ガスの温度差 600°C による配管内部構造物の相対熱膨張差についても十分考慮を払わなければならない。また、その熱膨張差を吸収して過大な変形、破損を防止することができるような機構が要求される。

本装置の試験部断面図を Fig.4 に、その詳細図を Fig.5 に示す。ライナー管、中間仕切管は摺動部により熱膨張を吸収することができる。内管は冷却器側で固定、加熱器側では拘束されていないような構造となっている。図中、一番内側のダミー管は、配管モデルの直径を大きくするため、He ガスの流体を速めるために便宜的に挿入してあるもので、実験炉の二重配管には無い。高温断熱層は、高温流路と低温流路の間にあるが、断熱層内での自然対流を防止するために、金属フェイルで半径方向に分割されている。また、特にステータ近傍の断熱層は金属の熱膨張率と断熱材のスプリングバック量を考慮して、そこに空間が生じるのを防ぐため更に細かく分割されている。

2.3 計測項目

耐圧管外側表面の温度は同一円周上で8点、管軸方向で9カ所(計72点)、CA熱電対により測定している。変位はひずみゲージ型変位計により、2つの 90° 曲り管で3軸方向を、また冷却器下部の“可動端”(水平平面内)で水平2軸方向を測定している。耐圧管の反力は“可動端”で3個のロードセルにより測定している。測定された変位、反力は必ずしも運転圧力が $40 \text{ Kg/cm}^2\text{G}$ ではないため、別途に行った加圧試験により $40 \text{ Kg/cm}^2\text{G}$ での値に補正している。更に変位量検出棒の熱膨張による補正も行っている。以上をまとめると、

- 変位量検出棒の熱膨張*

- 圧力 $40 \text{ Kg/cm}^2\text{G}$ での変位、反力値を求めるための室温加圧試験による補正

また、これらの他に内管外側表面温度・ひずみ、耐圧管外側表面ひずみも測定しているが、ここでは触れない。

運転条件Iの場合に、加熱器出口ガス温度は 940°C であるが、これが加熱器エレメントの限界である。すなわち、耐圧管外部に保温材が巻かれていないため、耐圧管からの放散熱量が多く、 940°C が限界となっている。なお、保温材を巻いて、放散熱量を少なくすれば、ガス温度が 1000°C となることは別途実証済みである。

* 変位量検出棒の熱膨張の補正

補正量は2つあり、1つは検出棒の熱膨張であり、もう1つは検出棒が取り付けられている耐圧管の半径方向の伸びである。前者は棒の付け根と先端温度により伸びを、後者は、棒の付け根近傍の平均温度により熱膨張量を各々計算で求めている。

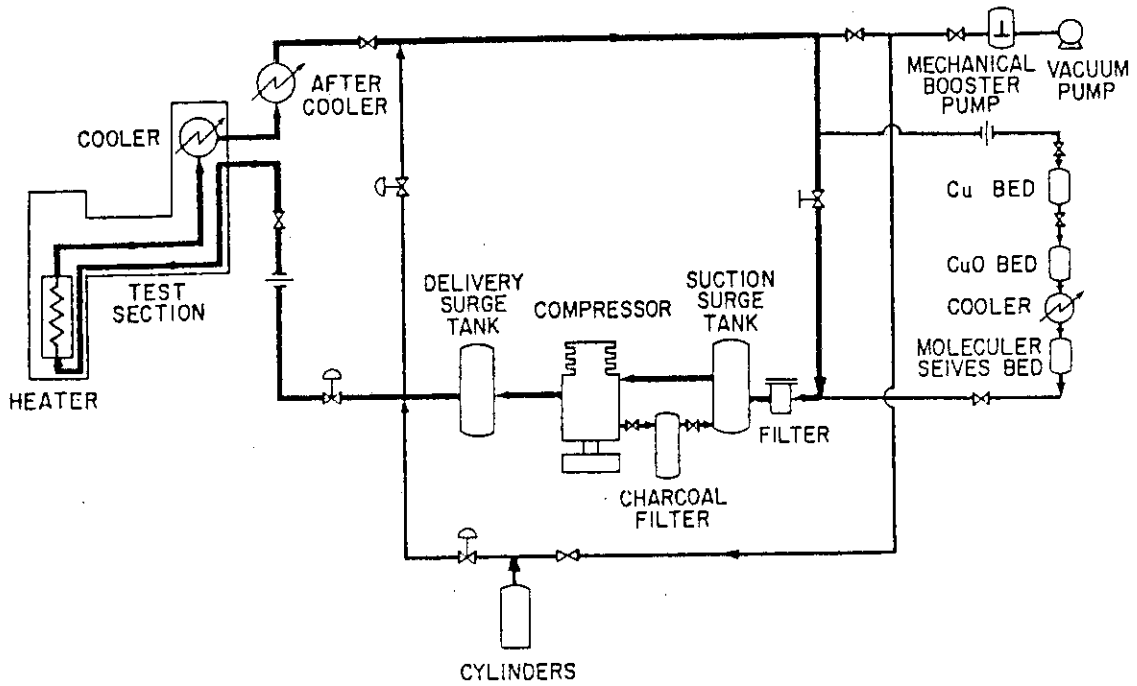


Fig. 1 Flow diagram

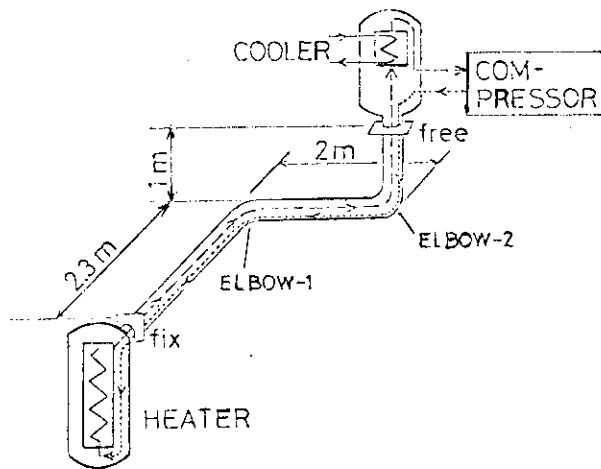
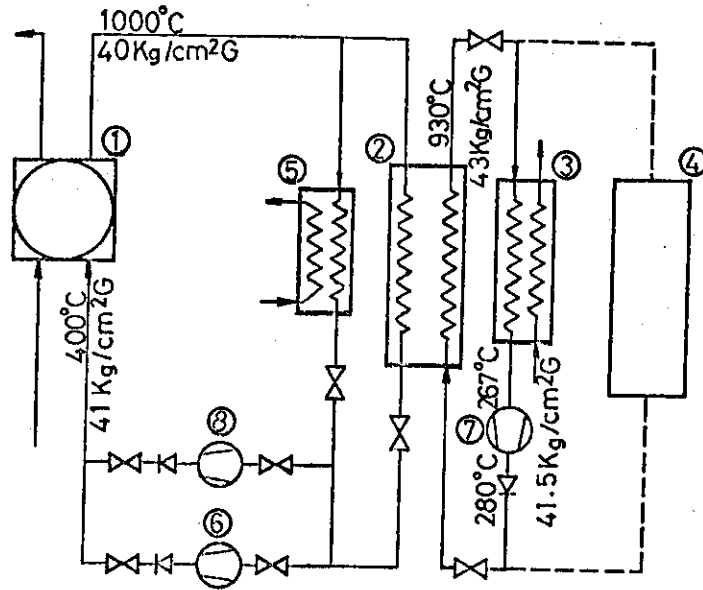
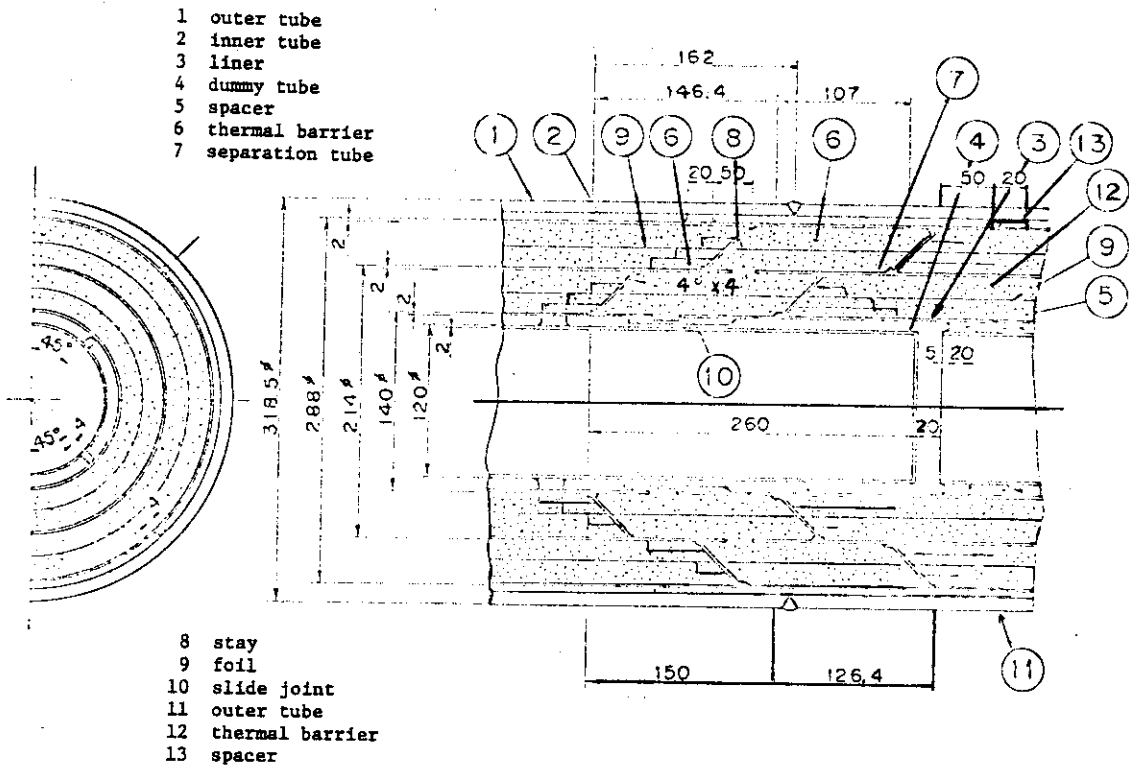


Fig. 2 Bird's-eye view of test section



no	items
1	reactor core
2	intermediate heat exchanger
3	steam generator
4	utility
5	auxiliary cooler
6	primary main circulator
7	secondary main circulator
8	auxiliary circulator

Fig. 3 VHTR system diagram



- 8 stay
- 9 foil
- 10 slide joint
- 11 outer tube
- 12 thermal barrier
- 13 spacer

Fig. 5 Detail "A"

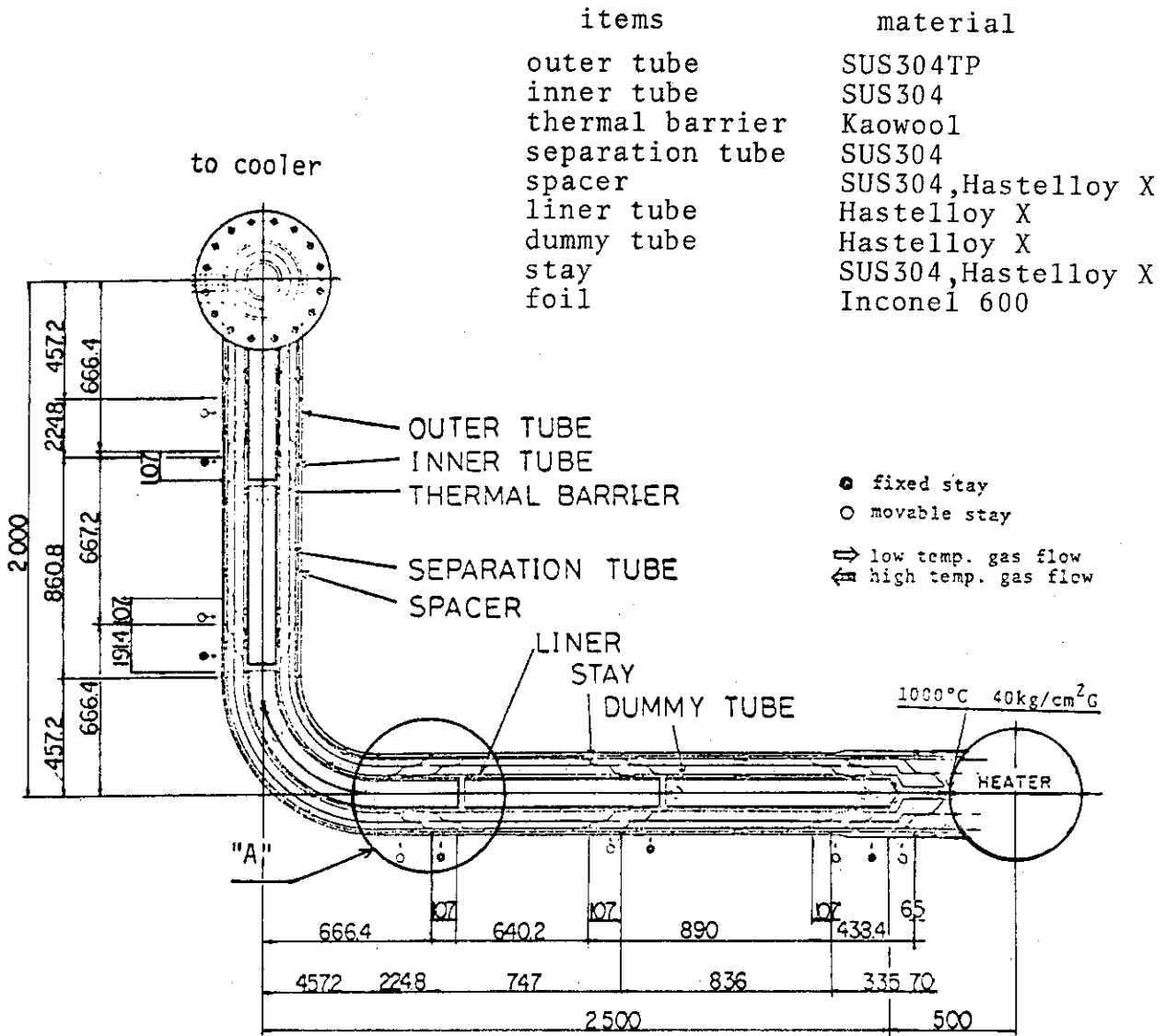


Fig. 4 High temperature duct configuration

3. 2重配管構造の設計

3.1 設計計算・解析項目

- 1) 高圧ガス取締法に基づく耐圧部の強度計算
- 2) ASME CODE Sec.Ⅲ NB-3600に基づく耐圧部の強度計算
- 3) 2重管ステアの熱応力解析

3.2 耐圧部の設計

3.2.1 設計条件

設計温度/圧力 450℃/45 Kg/cm²G

耐圧管 318.5φ×10.3 t

SUS 304 TP

3.2.2 高圧ガス取締法

高圧ガス取締法における配管の肉厚は次式によって与えられる。

$$t_m = \frac{P \times D_{OUT}}{S_o \eta \times 0.8 P}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P : \text{設計圧力 } 45 \text{ Kg/cm}^2 \text{ G} \\ D_{OUT} : \text{管外径 } 321.7 \text{ mm} \\ S_o : \text{設計温度における許容応力 } 10.5 \text{ Kg/mm}^2 \\ \eta : \text{長手継手効率 } 1.0 \\ t_m : \text{必要最小肉厚} \end{array} \right.$$

これらの値から必要最小肉厚を求めてみると、6.8 mm となり、実際の肉厚は9.2 mm であるから、十分余裕がある。

3.2.3 ASME CODE Sec.Ⅲ NB-3600

1) 最小肉厚

$$t_m = \frac{P D_o}{2 (S_o + P_y)} \quad (\text{直管部})$$

$$t'_m = 1.2 t_m \quad (\text{エルボ一部})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} t_m, t'_m : \text{直管及びエルボ一の最小肉厚} \\ P : \text{設計圧力 } 0.45 \text{ Kg/mm}^2 \text{ G} \\ D_o : \text{外径(公差を考慮)} 321.7 \text{ mm} \\ S_o : \text{設計温度における許容応力 } 10.5 \text{ Kg/mm}^2 \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{aligned} y & : 0.4 \\ t_m & = 6.8 \text{ mm} \\ t'_m & = 8.2 \text{ mm} \\ t & > t_m, t'_m \end{aligned} \right\}$$

2) 応力評価

配管系解析コードにより各部の荷重を求めた。その結果を Table 1 に示す。

<解析条件>

◦ 外管温度分布

固定端 380℃

自由端 50℃

途中の点は、直線温度分布とした。

◦ 境界条件

固定端 完全固定

自由端 水平面内スライド、垂直方向固定、回転は垂直(Z)軸まわり自由、他は固定。

◦ 試験部断面 内部構造物(内管、中間仕切管、ライナー、ダミー管)の断面2次モーメントを有する耐圧管。

a) 1次応力評価(NB-3652)

$$S_p = B_1 \frac{PD_o}{2t} + B_2 \frac{D_o}{2I} M_i \leq 1.5 S_m$$

- S_p : 1次応力強さ
- $B_1 B_2$: 応力指数
- t : 公称板厚 10.3 mm
- I : 断面2次モーメント
- M_i : 自重+地震荷重によるモーメント

$$M_i = \sqrt{(M_{1d} + M_{1s})^2 + (M_{2d} + M_{2s})^2 + (M_{3d} + M_{3s})^2}$$

P : 設計圧力 45 Kg/cm²G

計算結果を Table 2 に示す。

b) 1次+2次応力評価(NB-3653)

$$S_n = C_1 \frac{P_o D_o}{2t} + C_2 \frac{D_o}{2I} M_i + \frac{1}{2(1-\nu)} E \beta |\Delta T_1| \leq 3 S_m$$

- S_n : 1次+2次応力強さ
- C_1, C_2 : 2次応力指数
- P_o : 運転圧力 41 Kg/cm²G
- ν : ポアソン比 0.3
- E : 縦弾性係数
- β : 平均線膨脹係数

$|\Delta T|$: 内外面温度差

M_i : 地震荷重 + 熱膨張によるモーメント

$$M_i = \sqrt{(M_{1s} + M_{1t})^2 + (M_{2s} + M_{2t})^2 + (M_{3s} + M_{3t})^2}$$

計算結果を Table 3 に示す。

3.3 非耐圧部の設計

3.3.1 設計条件及び解析モデル

運転温度：	高温 He ガス	985 °C
	低温 He ガス	380 °C
運転圧力：	高温 He ガス	40.9 Kg/cm ² G
	低温 He ガス	41.0 Kg/cm ² G

解析モデルを Fig. 6 に示す。

3.3.2 応力解析

◦ 内圧による応力

シェル理論による軸対称構造物応力解析コード。

◦ 温度分布及び熱応力解析コード

ADI 法による軸対称温度分布解析コード及び軸対称有限要素法応力解析コード。

3.3.3 応力評価

高温側①②に対しては、ASME CODE C Case 1592, 低温側③④に対しては、ASME CODE Sec. III で応力評価を行った。

応力評価の結果を Table 4 ~ Table 6 に示す。

Table 1 Moment due to weight, earthquake and thermal expansion

position	items	moment (Kg mm)		
		M_1	M_2	M_3
fix end	weight	-1.5×10^4	4.0×10^4	0
	earthquake	$\pm 2.6 \times 10^4$	$\pm 2.0 \times 10^5$	$\pm 1.4 \times 10^6$
	thermal expansion	2.3×10^5	4.3×10^5	$- 2.9 \times 10^2$
elbow-1	weight	8.2×10^3	1.7×10^4	0
	earthquake	$\pm 2.7 \times 10^4$	$\pm 3.4 \times 10^4$	$\pm 5.3 \times 10^5$
	thermal expansion	-1.9×10^5	$- 8.6 \times 10^4$	2.2×10
free end	weight	0	5.2×10^4	2.8×10^3
	earthquake	0	$\pm 3.7 \times 10^5$	$\pm 3.7 \times 10^5$
	thermal expansion	0	2.0×10^5	1.0×10^5

M_1 =torsional moment

M_2, M_3 =bending moment

Table 2 Primary stress of outer tube

position	B_1	B_2	I	M_i	S_p	$1.5S_m$
fix end	0.5	1.0	2.84×10^8	1.39×10^6	2.6	15.8
elbow-1	1.0	4.3	1.19×10^8	5.36×10^5	10.1	15.8
free end	0.5	1.0	1.19×10^8	5.64×10^5	4.2	15.8

B_1, B_2 =primary stress indices for the specific product under investigation

I =moment of inertia (mm^4)

M_i =moment (Kg mm)

S_p =stress intensity value (Kg/mm^2)

S_o =allowable design stress intensity value (Kg/mm^2)

Table 3 Primary plus secondary stress of outer tube

position	C ₁	C ₂	Mi	E	β	ΔT	Sn	allowable value
fix end	1.1	1.2	1.53x10 ⁶	1.74x10 ⁴	1.79x10 ⁻⁵	50	15.7	33.5
elbow-1	1.3	5.7	5.75x10 ⁵	1.85x10 ⁴	1.74x10 ⁻⁵	50	23.8	38.1
free end	1.0	1.0	7.44x10 ⁵	1.97x10 ⁴	1.66x10 ⁻⁵	50	19.0	42.2

C₁, C₂=secondary stress indices

Mi=range of moment (Kg mm)

E =modulus of elasticity (Kg/mm²)

β =coefficient of thermal expansion (1/°C)

ΔT=range of absolute value of the temp. difference between the temp. of the outsid surface and inside surface (°C)

Sn=stress intensity value (Kg/mm²)

Table 4 Primary stress

position		primary membrene stress		primary local membrene plus bending stress	
		Pm	S	P1+Pb	S
Ⓘ	inside & outside	0.3	0.9	0.3	1.1
Ⓜ	inside & outside	0.5	0.9	0.5	1.0
Ⓝ	inside & outside	0.4	10.7	0.4	16.1
Ⓝ	inside & outside	0.9	10.7	0.9	16.1

Pm=stress intensity value (Kg/mm²)

P1=local memblene stress intensity value (Kg/mm²)

Pb=bending stress intensity value (Kg/mm²)

S =allowable design stress intensity value (Kg/mm²)

Table 5 Primary plus secondary stress parameters

	position	X	Y	X+Y	ϵ	ϵ'
①	inside	0.040	3.451	3.491	0.75	1.0
	outside	0.040	3.263	3.303	0.75	1.0
②	inside	0.035	3.546	3.581	0.52	1.0
	outside	0.035	3.314	3.349	0.30	1.0

X=primary stress parameter

Y=secondary stress parameter

ϵ =creep ratcheting strain(%)

ϵ' =allowable strain (%)

Table 6 Primary plus secondary stress

	position	S_n	$3S_m$
③	inside	22.9	32.1
	outside	22.8	32.1
④	inside	18.0	32.1
	outside	17.6	32.1

S_n =stress intensity value (Kg/mm^2)

S_m =allowable design stress intensity value (Kg/mm^2)

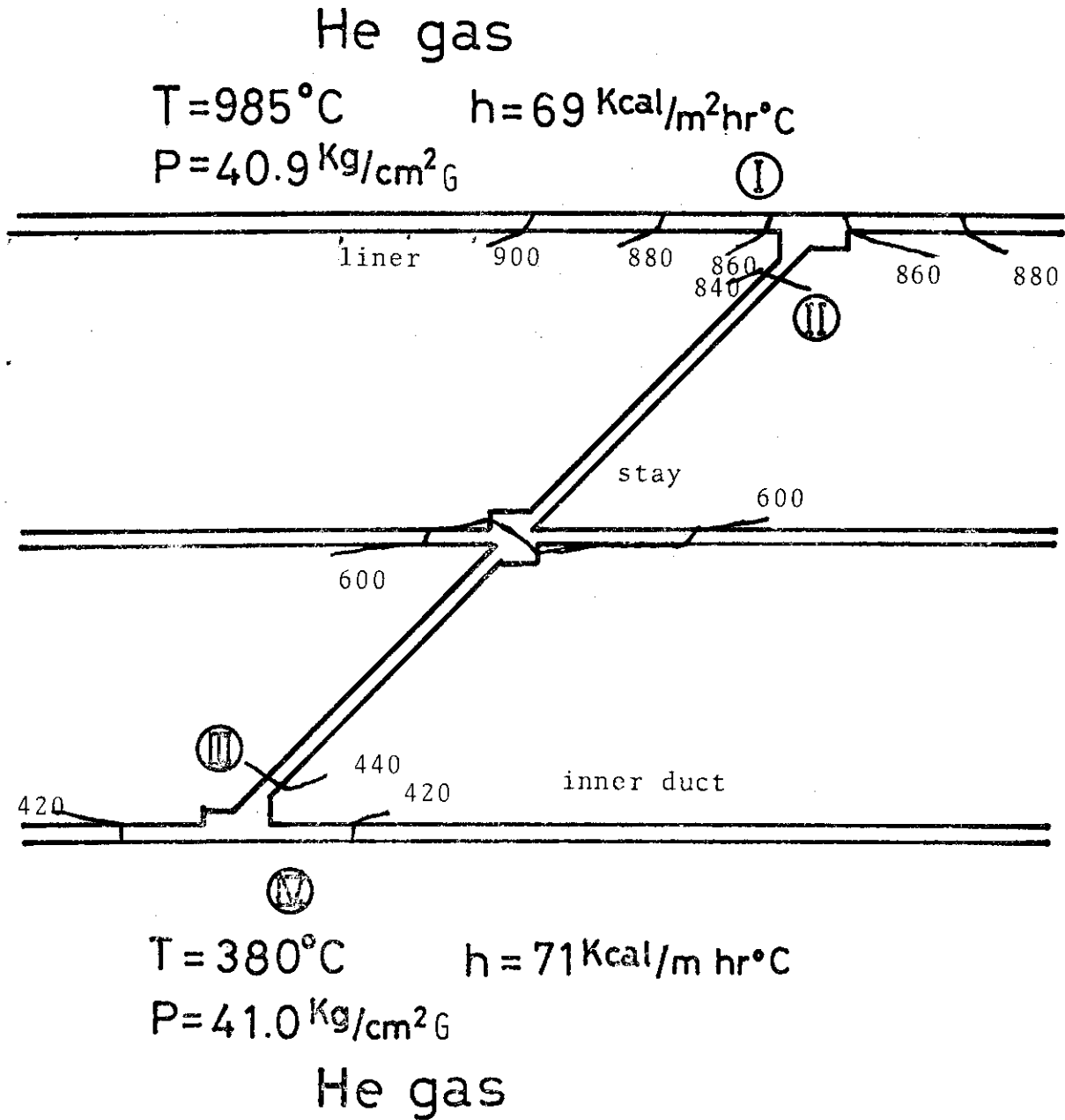


Fig. 6 Analytical model

4. 計算コード及びモデル

定常運転状態における内圧と配管温度上昇による変位、反力の実験値と比較する計算値を以下のコード、境界条件より求めた。

4.1 計算コード

本解析には汎用有限要素法構造解析コードであるSAP-Vを使用した。これは一般の三次元線形、静的、動的問題を取り扱うことが可能である。

使用に際しては、エレメント・ライブラリーより、パイプ・エレメント(番号12)を選択した。このエレメントは直管と曲り管よりなり、各々一様断面かつ一様な材料特性であることを必要としている。考慮している変形挙動は、曲げ、捩り、軸方向及び剪断変形である。曲り管エレメントに関しては、内圧の効果も考えている。パイプの外径、肉厚をインプットすることにより、エレメントの剛性が決められる。パイプ温度は各節点に与える。

曲り管の面内及び面外曲げモーメントに関する撓性係数は次式で与えられている。

$$K_p = \frac{1.65}{h} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{6P}{Eh}\right) \left(\frac{R}{t}\right)^{\frac{4}{3}}} \quad (\geq 1)$$

ここに、

$$h = \frac{tR}{r^2}$$

$$r = \frac{d_o - t}{2}$$

t : 肉厚

R : 曲り管の曲げ半径

r : 曲り管の肉厚中心半径

d_o : 曲り管の外径

E : ヤング率

P : 内圧

h はパイプ係数で、内圧Pが高くなると撓性係数K_pは小さくなり、P=0の時には

$$K_p = \frac{1.65}{h}$$

である。

ASME CODE Sec.Ⅲ NB-3687.2 では、上述の撓性係数を適用する場合、

(a) $R/r \geq 1.7$

(b) $R\alpha > 2r$ α : 曲り管角度

(c) 管のわん曲部または溶接エルボ端より r の距離以内にフランジ、またはそれに類似の剛性物がない。

を満たす必要があるとしている。

また、曲り管の捩りモーメントに関する撓性係数は1である。

4.2 計算モデル及び境界条件

計算に使用した配管モデルの要素分割図を Fig.7 に示す。節点数13、要素数12であり、C.H. はコンスタント・ハンガーを示す。計算に際して、配管モデルは常温、内圧 $0 \text{ Kg/cm}^2\text{G}$ 自重及び外荷重（コンスタント・ハンガー及びオイル・ダンパー）が負荷された状態で、配管が水平平面内及び垂直平面内に理想的に施工されたものとして取り扱う。

境界条件としては、加熱器側、冷却器下方の“可動端”及びコンスタント・ハンガー部がある。加熱器側では、配管は溶接されており加熱器の熱膨張によっても試験部配管はほとんど移動しないような構造となっている。冷却器下方の“可動端”（Fig.8）は設計上、水平面内（ $x-y$ 平面）での平行移動のみ可能になっているが、水平方向スライド治具のギャップのために、必ずしも軸まわりの回転を拘束しているとは限らず、回転角が小さい場合には無拘束と考えられる。また、ロードセル部の移動機構もゆるみが考えられる。その場合、“可動端”の x 、 y 軸まわりの回転が自由度を得る。2台のコンスタント・ハンガー（Fig.9）は、管軸方向にはローラーの回転により配管の熱膨張を逃がすが、軸に直角な水平方向には摺動抵抗が働くため、拘束されている可能性がある。オイル・ダンパーは振動試験用に取り付けられているが、今回の装置の運転では静的挙動を取り扱っているため、配管に対する拘束はない。各節点の拘束条件をまとめて Table 7 に示す。

さらに、配管全体の変形に影響する因子として、配管の断面二次モーメント及び断面二次極モーメントがある。多重管構造の場合、各管の剛性に及ぼす影響が問題となる。この配管試験部では、一番外側の耐圧管に表れる変位を測定し、それを中心軸上での値に補正しているため、他の内部配管が耐圧管に及ぼす影響を評価する必要がある。内管はスペーサを介して耐圧管に接し、冷却器側で溶接され、加熱器側で一応自由になっている。中間仕切管、ライナー管は軸方向に分割構造となっており軸方向への熱膨張を吸収することが可能で、ステーを介して内管に接続されている。ダミー管は、本来の二重配管には不要なもので、この装置では、直径の大きな二重管の実験を可能とさせるために便宜的に挿入しているのであるが、この管も、軸方向には分割構造で、そしてスペーサーを通してライナー管に接している。従って、耐圧管以外の配管構造物が与える剛性の中で管軸方向の剛性は、ほとんど無視されると考えられ、一般には曲げ剛性のみが内管のスペーサを介して負荷される。しかしSAP-Vでは、配管の剛性を管の直径と肉厚で与えるため剛性の一部分だけを取り出して考慮することはできない。又、剛性を管の肉厚を増すことによって近似させてもエルボの撓性係数は本質的に意味を持たなくなる。各管の断面二次モーメント及び断面二次極モーメントの比率を、Table 8 に示す。耐圧管以外の断面モーメントは相対的に小さいため、ここではそれらを見捨てる。3章では、設計荷重を求めるので保守的に、全ての配管構造物の断面モーメントを考慮した等価肉厚を採用し、エ

ルボアの撓性係数も全構造物の剛性と等価な肉厚のエルボアとして求めた。

運転条件 I (加熱器出口ガス温度 940°C , 流量 6 g/s), 運転条件 II (800°C , 6 g/s) における配管の温度分布を Fig.10 ~ Fig.13 に示す。Fig.10, 11 は各々運転条件 I, II における耐圧管外壁温度分布である。図中, 0° , 45° , 90° , ..., 315° は配管の円周方向の位置を表す。Fig.12, 13 は各々運転条件 I, II における内管の外壁 (低温ガス流路側) 温度分布である。やはり図中の 0° , 90° , 180° , 270° は円周方向の位置を表している。これらの図より, 内管, 耐圧管ともに円周方向に温度差が生じ, 配管温度が一様になっていないことが分かる。これは, He ガスの流速が小さいことによる低温ガス流路内の自然対流及びエルボア部での二次流れによるものと思われるが, 詳細についてはここでは触れない。計算への温度入力は, 先に断面モーメントとして耐圧管のみを考えることにしているので, ここでも耐圧管の管軸方向温度分布を与え, 円周方向に平均した値である太線で示される温度分布を使用する。

また, 計算に使用したヤング率と線膨張係数を Fig.14, 15 に示す。

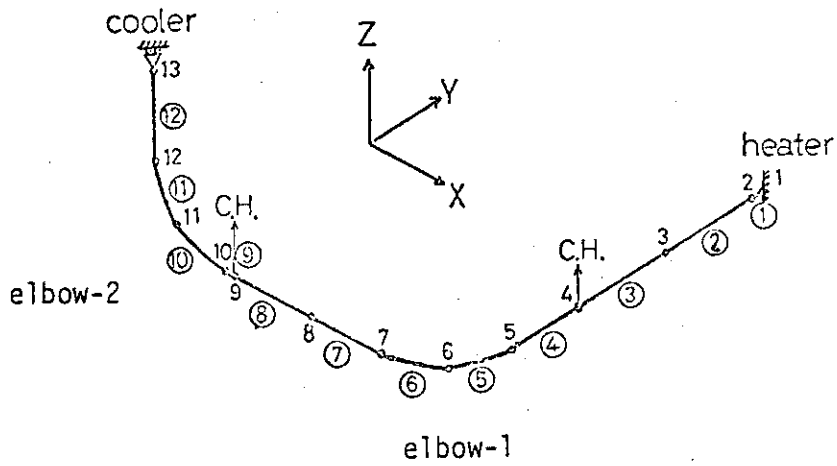
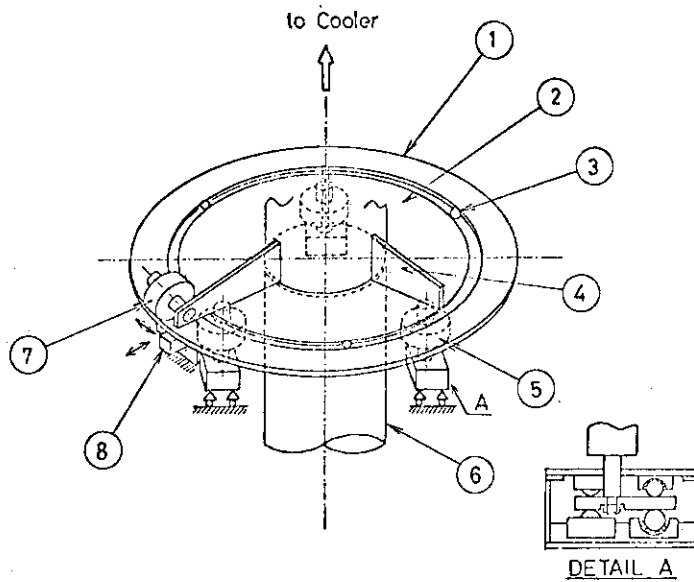


Fig. 7 Element mesh and global coordinates



8	horizontal slide jig	1	restraint of rotation
7	load cell	1	moment
6	outer tube	1	
5	load cell	3	free in horizontal plane
4	rib	3	
3	roller	3	rotation for item-2
2	inner circular disc	1	
1	outer circular disc	1	
no.	items	vol.	remarks

Fig. 8 "Free end" layout

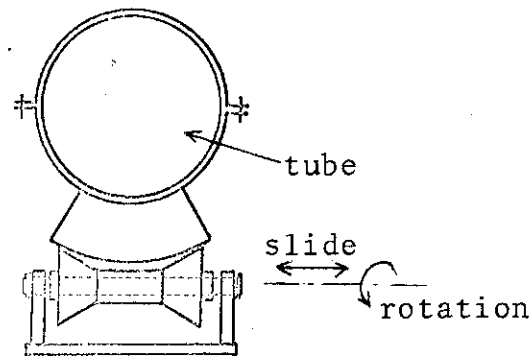


Fig. 9 Constant hanger support

Table 7 Restraint conditions of nodal displacement

node no.	δ_x	δ_y	δ_z	θ_x	θ_y	θ_z
1	X	X	X	X	X	X
2	O	O	O	O	O	O
3	O	O	O	O	O	O
4	X	O	O	O	O	O
5	O	O	O	O	O	O
6	O	O	O	O	O	O
7	O	O	O	O	O	O
8	O	O	O	O	O	O
9	O	X	O	O	O	O
10	O	O	O	O	O	O
11	O	O	O	O	O	O
12	O	O	O	O	O	O
13	O	O	X	X	X	O

O free
X fix

Table 8 The ratios of polar moment of inertia of area and second moment of inertia

outer tube	inner tube	separating tube	liner tube	dummy tube
1	0.155	0.063	0.017	0.011

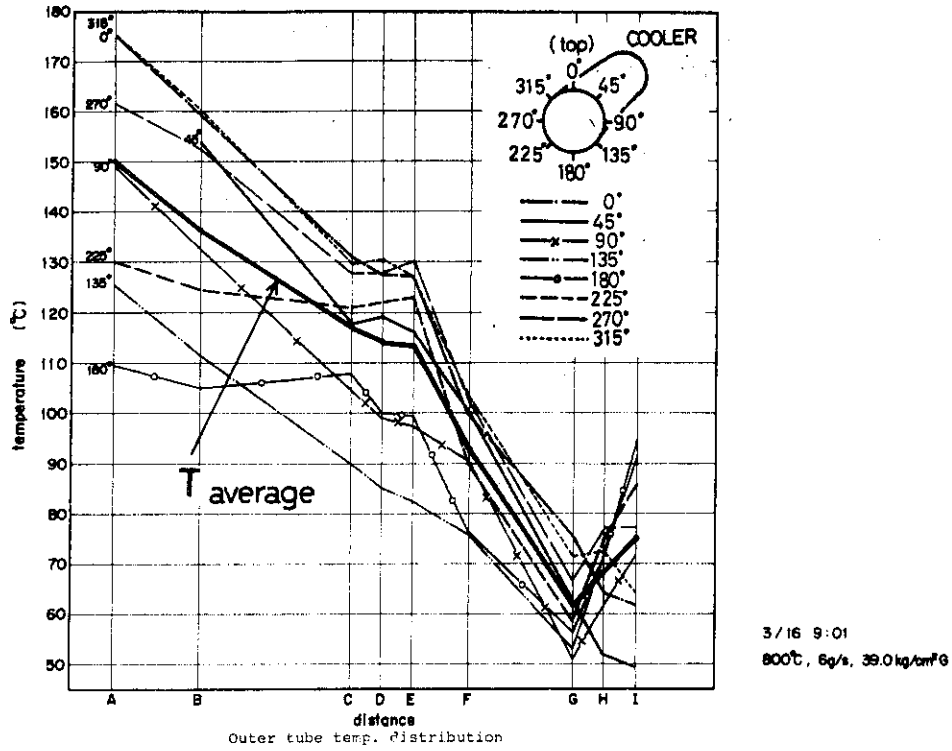


Fig. 10 Outer tube temp. distribution (outside surface wall)

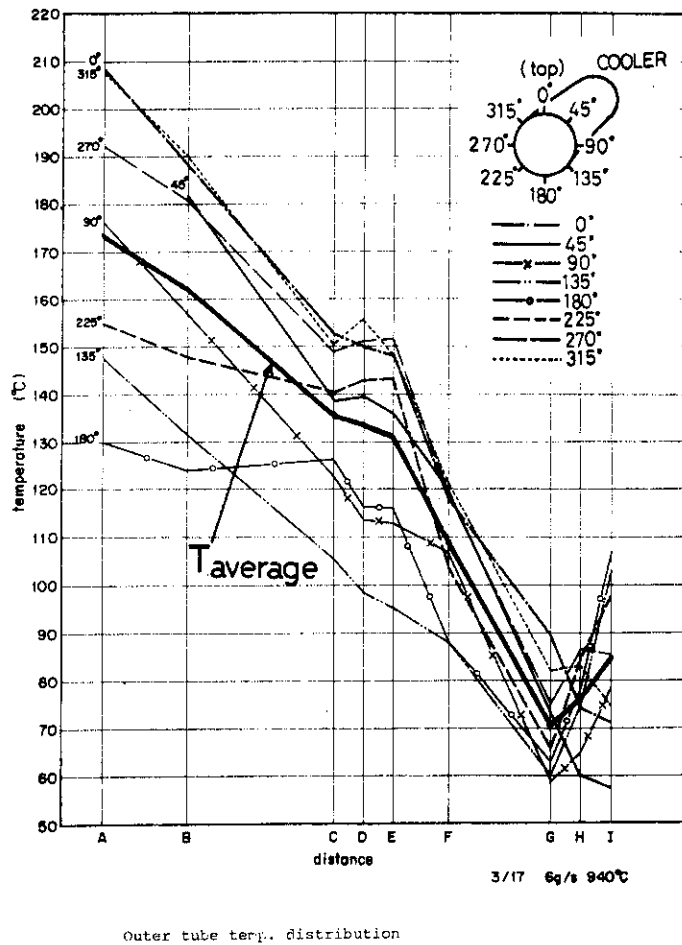


Fig. 11 Outer tube temp. distribution (outside surface wall)

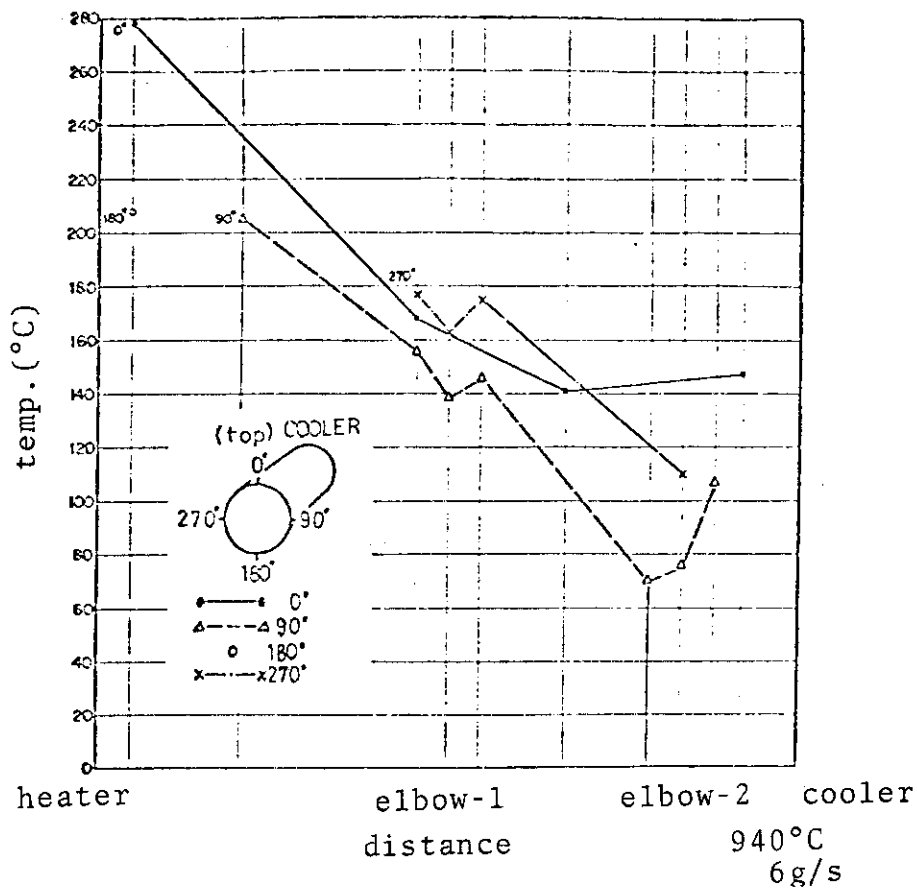


Fig. 12 Inner tube temp. distribution (outside surface wall)

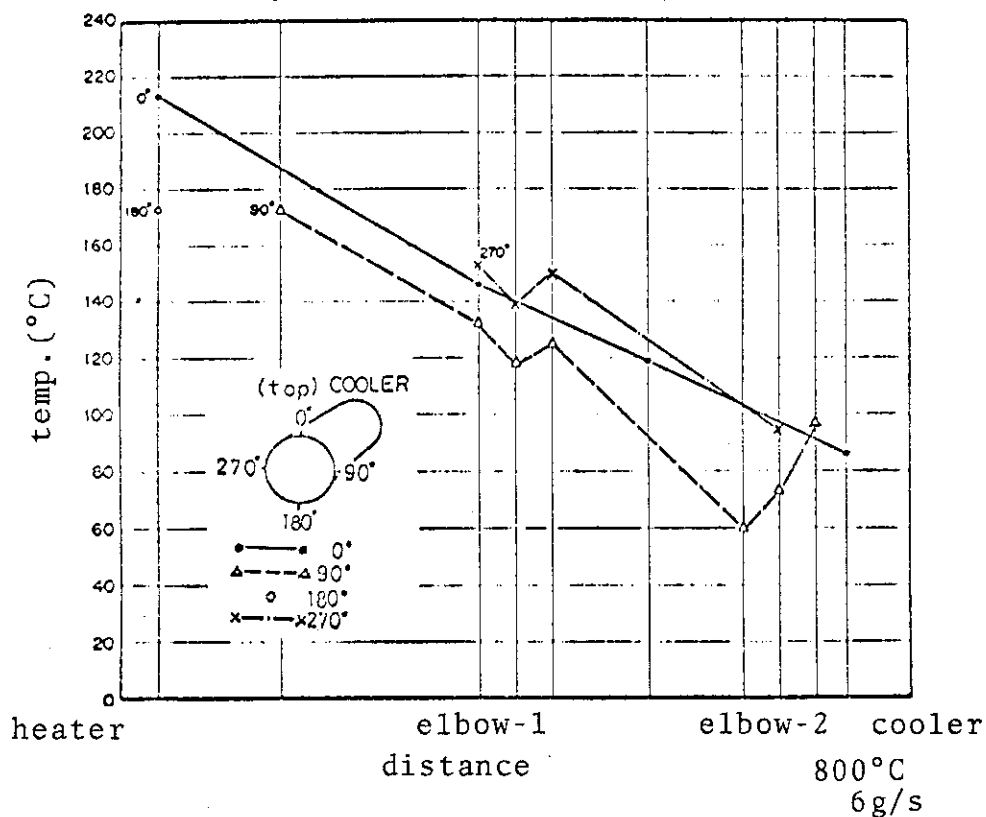


Fig. 13 Inner tube temp. distribution (outside surface wall)

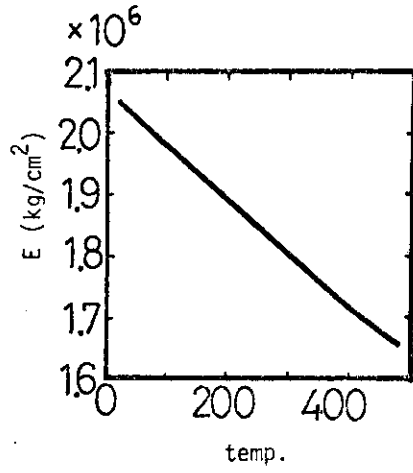


Fig.14 Elastic modulus (E) diagram (SUS304TP)

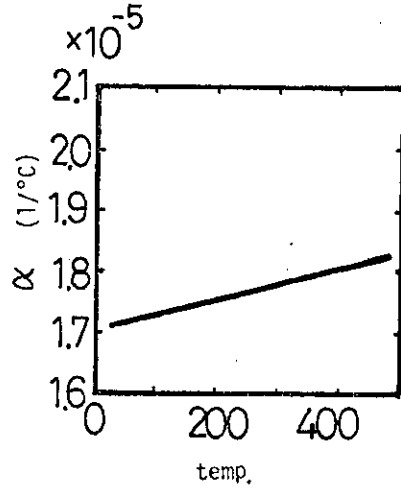


Fig.15 Coefficient of linear expansion (α) diagram (SUS304TP)

Table 9 Comparison of mea. and cal. values

operating condition	value	displacement(mm)								reaction(ton) R
		elbow-1			elbow-2			free end		
		x	y	z	x	y	z	x	y	
T _g =940°C Q=6g/s P=40atg	mea.	-1.4	-4.8	-3.0	-5.0	0.9	-1.6	-3.1	3.0	-0.21
	cal.	-1.0	-4.8	-0.4	-3.9	1.7	-1.0	-4.2	2.2	-0.30
T _g =800°C Q=6g/s P=40atg	mea.	-0.9	-4.5	-2.5	-4.1	1.1	-1.3	-3.5	2.2	-0.14
	cal.	-0.9	-4.0	-0.4	-3.3	1.4	-0.8	-3.5	1.8	-0.27

T_g; heater outlet gas temp.
Q; flow rate
P; gas pressure

moment of inertia --- outer tube

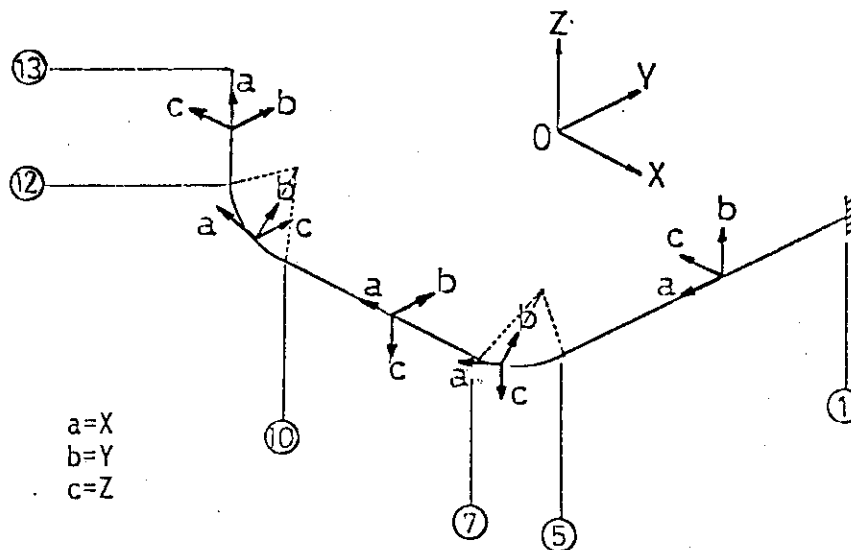


Fig. 16 Local coordinates

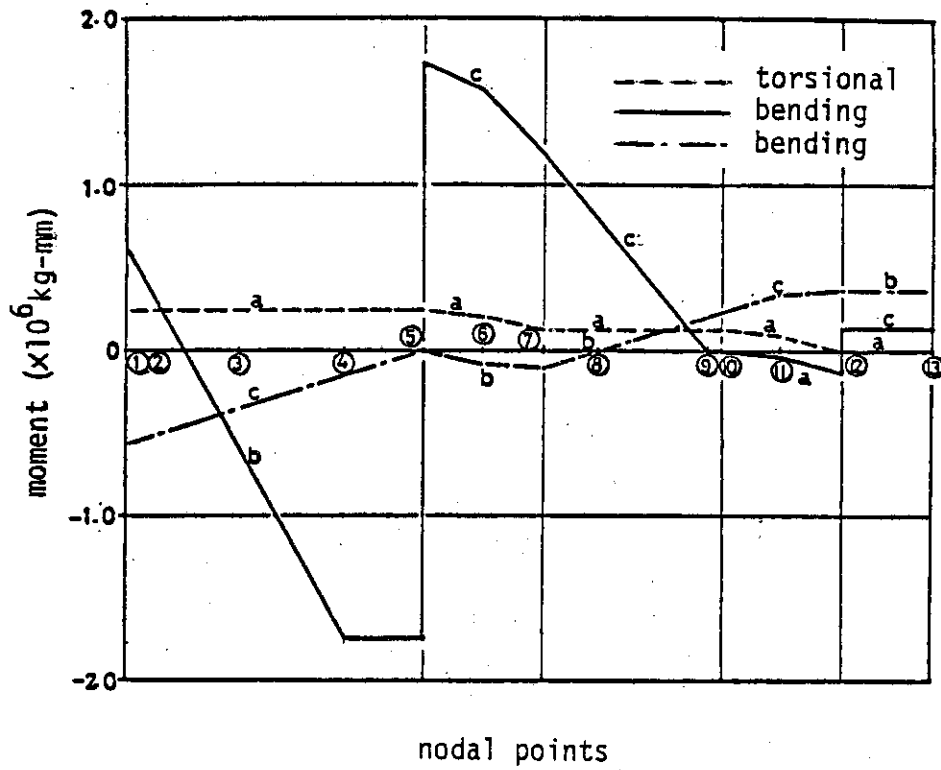


Fig.17 Moment diagram at operating condition
(940°C, 6g/s, 40 kg/cm²G)

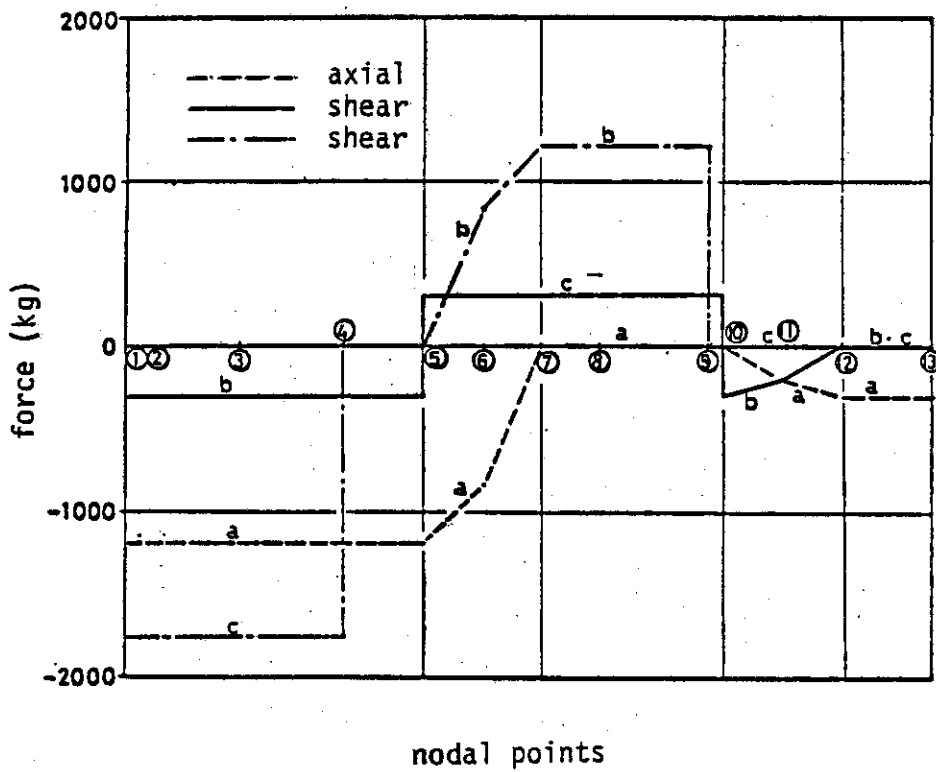


Fig.18 Force diagram at operating condition
(940°C, 6g/s, 40 kg/cm²G)

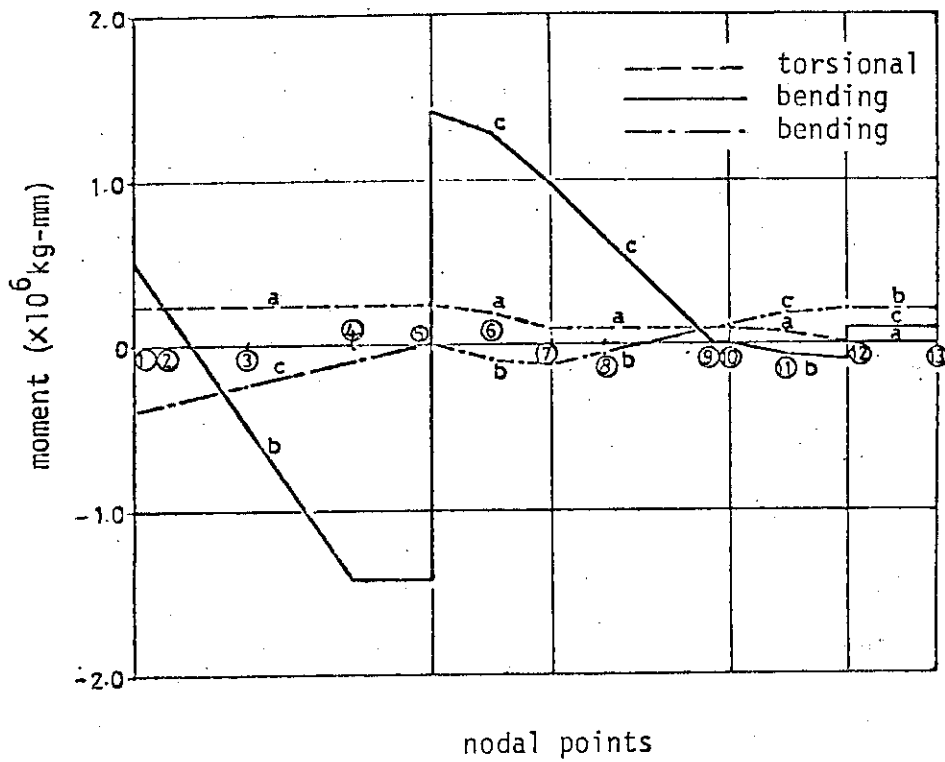


Fig. 19 Moment diagram due to thermal elongation
($940^\circ\text{C}, 6\text{g/s}, 0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$)

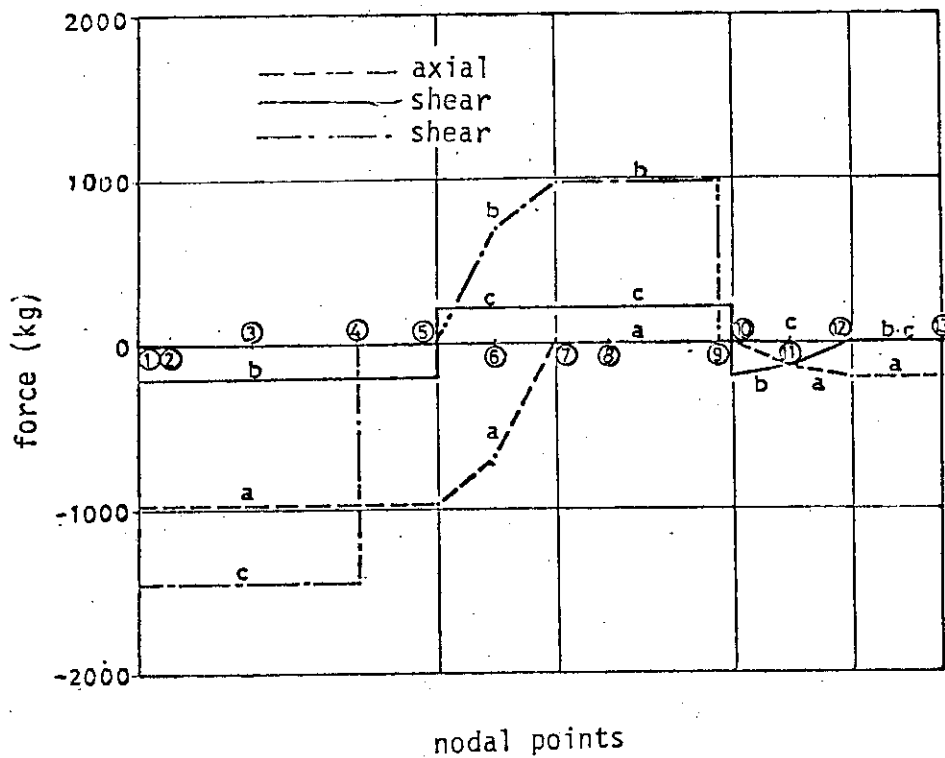


Fig. 20 Force diagram due to thermal elongation
($940^\circ\text{C}, 6\text{g/s}, 0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$)

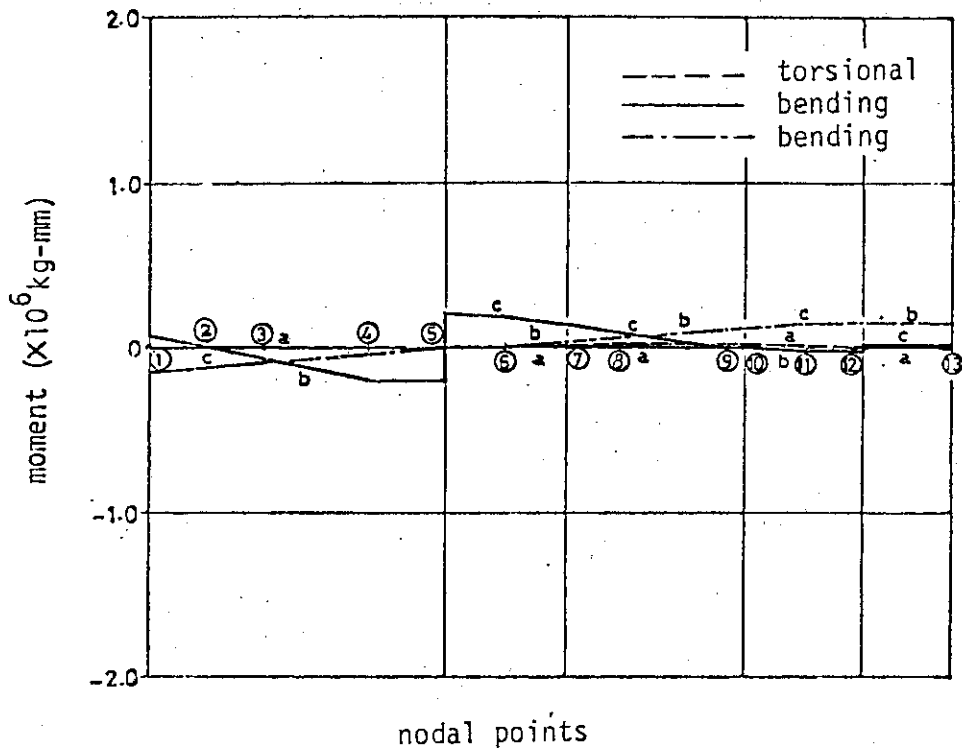


Fig. 21 Moment diagram due to inner pressure
(R.T., 6g/s, $40 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$)

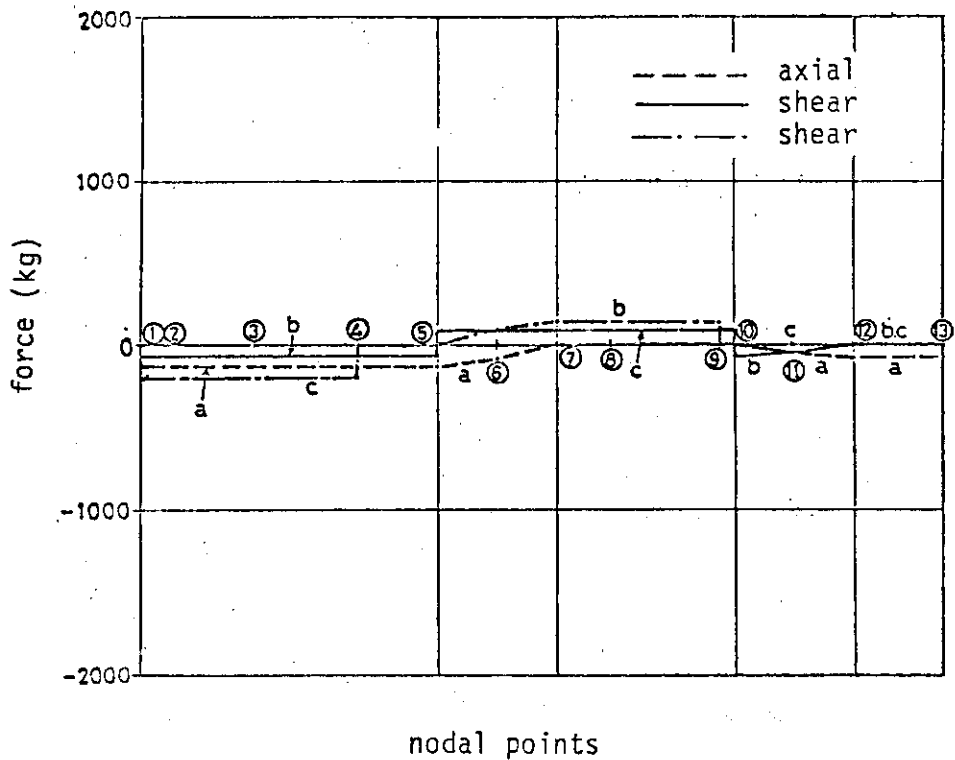


Fig. 22. Force diagram due to inner pressure
(R.T., 6g/s, $40 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$)

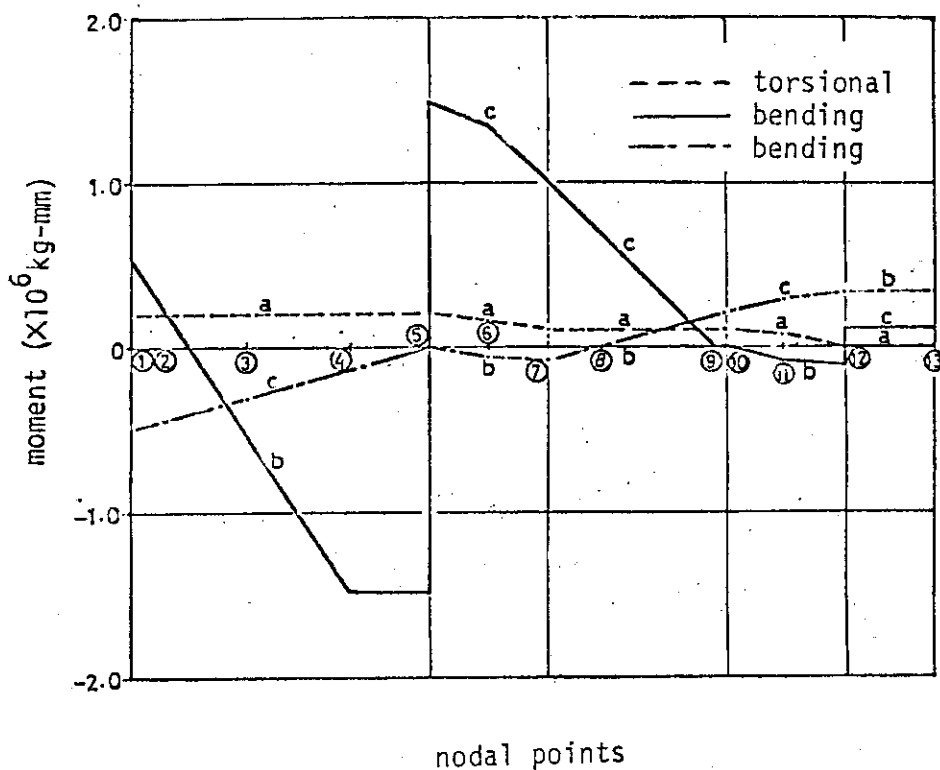


Fig. 23 Moment diagram at operating condition
 (800°C , 6g/s , $40\text{ kg/cm}^2\text{G}$)

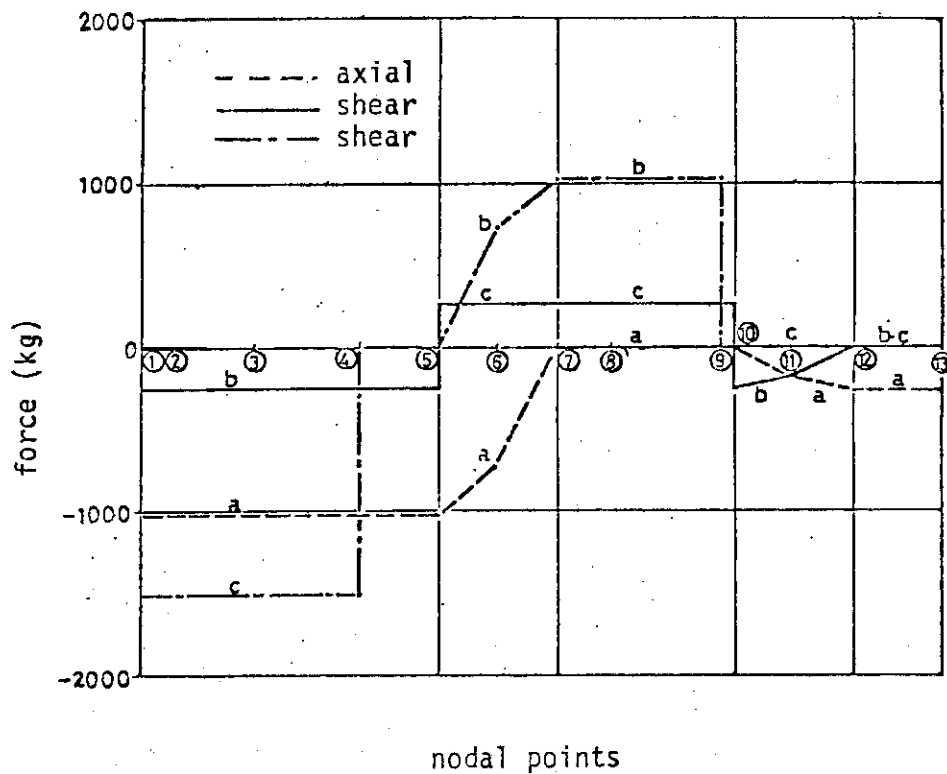


Fig. 24 Force diagram at operating condition
 (800°C , 6g/s , $40\text{ kg/cm}^2\text{G}$)

Table 10 Moment due to weight, earthquake, and thermal expansion

position	items	moment (kg mm)		
		M ₁	M ₂	M ₃
fix end	weight	1.4×10^4	0	3.3×10^5
	earthquake	$\pm 4.1 \times 10^4$	$\pm 3.7 \times 10^2$	$\pm 6.5 \times 10^5$
	thermal expansion	2.3×10^5	5.1×10^5	-3.9×10^5
elbow-1	weight	1.3×10^4	-8.4×10^3	0
	earthquake	$\pm 4.1 \times 10^4$	$\pm 4.5 \times 10^3$	$\pm 1.0 \times 10^3$
	thermal expansion	2.3×10^5	-1.2×10^3	1.4×10^6
free end	weight	0	1.2×10^3	-2.4×10^4
	earthquake	0	$\pm 1.8 \times 10^5$	$\pm 6.6 \times 10^4$
	thermal expansion	0	2.1×10^5	1.0×10^5

M₁=torsional momentM₂=bending moment

Table 11 Primary stress of outer tube

position	B_1	B_2	I	M_i	S_p	$1.5S_m$
fix end	0.5	1.0	2.8×10^8	9.8×10^5	2.4	20.0
elbow-1	1.0	4.3	1.2×10^8	5.6×10^4	8.4	21.9
free end	0.5	1.0	1.2×10^8	3.2×10^5	4.5	21.9

B_1, B_2 = primary stress indices for the specific product under investigation

I = moment of inertia (mm^4)

M_i = moment (kg mm)

S_p = stress intensity value (kg/mm^2)

S_m = allowable design stress intensity value (kg/mm^2)

Table 12 Primary plus secondary stress of outer tube

position	C_1	C_2	M_i	E	α	ΔT	S_n	$3S_m$
fix end	1.1	1.2	1.2×10^6	1.91×10^4	1.75×10^{-5}	1.0	4.6	40.0
elbow-1	1.3	5.7	1.5×10^6	1.95×10^4	1.74×10^{-5}	1.0	20.8	43.8
free end	1.0	1.0	4.3×10^5	2.00×10^4	1.72×10^{-5}	1.0	8.0	43.8

C_1, C_2 = secondary stress induces

M_i = range of moment (kg mm)

E = modulus of elasticity (kg/mm^2)

α = coefficient of thermal expansion ($1/^\circ\text{C}$)

ΔT = range of absolute value of the temp. difference between the temp. of the outside surface and inside surface ($^\circ\text{C}$)

S_n = stress intensity value (kg/mm^2)

S_m = allowable design stress intensity value (kg/mm^2)

5. 結果の検討

前章で示した条件のもとに求めた計算値と実験値との変位と反力の比較を、Table 9 に示す。加熱器出口ガス温度が、940℃、800℃のどちらの場合についても、実験値と計算値は良く一致していることが分かる。ただ、エルボー1のZ方向変位が、6倍～7.5倍ほど異なっているが、この測定点近くでは、外管の頂部が底部の温度より50℃以上高く、その結果、配管が下方に湾曲することを考えるならば説明がつく。

Fig. 17～Fig. 24は、計算で求めたモーメントの分布及び軸力、剪断力の分布である。これらの図中のa、b、cは局所座標系を示しており、局所座標系と全体座標系との関係をFig. 16に示す。エルボー部における局所座標系のb軸は常に、エルボーの曲率の中心方向で、a軸は配管の接線方向である。

Fig. 17は運転条件I (940℃, 6 g/s)におけるモーメントの分布を示す。振りモーメントは、最大 $0.25 \times 10^6 \text{ Kg}\cdot\text{mm}$ であり、曲げモーメントは水平面内のエルボー1で面内曲げモーメント $1.8 \times 10^6 \text{ Kg}\cdot\text{mm}$ である。図中右側の垂直面内にある配管部では“可動端”で水平方向にスライド可能なため、大きな曲げモーメントは発生していない。又回転が自由であるので振りモーメントは0である。

Fig. 18は、やはり運転条件Iにおける軸力及び剪断力の分布を示している。aは軸力を表しており、最大-1.2 tonで、応力にすると耐圧管に対して $-0.12 \text{ Kg}/\text{mm}^2$ である。剪断力は図中左側の加熱器側で最大1.8 tonである。

運転条件I (940℃, 6 g/s)におけるモーメント、軸力及び剪断力が主に配管の熱膨張によるものか、あるいは内圧(40 Kg/cm²G)によるものかを検討した図が、Fig. 19～Fig. 22である。明らかにモーメント、軸力及び剪断力のどれをとっても配管の熱膨張によるものが支配的であることが分かる。

Fig. 23, 24は、運転条件II (800℃, 6 g/s)におけるモーメントの分布及び軸力、剪断力の分布である。モーメントの最大は、運転条件Iと同じくエルボー1で面内曲げモーメント $1.5 \times 10^6 \text{ Kg}\cdot\text{mm}$ 、剪断力の最大は加熱器側で1.5 ton、軸力はやはり加熱器で約-1 tonである。

次に、運転時における配管の応力評価を行う。配管の全自重、外荷重(コンスタント・ハンガーなど)を考慮して、運転条件I (940℃, 6 g/s)の実測温度分布をインプットした計算結果をもとに、加熱器側の固定端、冷却器側の“可動端”及びエルボー1のセンターについてASME CODE Sec. IIIにより応力評価を行う。ただし、この場合も、断面モーメントとしては外管のみを考える。

各部のモーメントをTable 10に示す。この値をもとに、NB-3652により一次応力の値を評価した結果をTable 11に示す。どの場所でも発生応力は許容応力を下まわっていることがわかる。また、NB-3653により、一次+二次応力の値を評価した結果をTable 12に示す。この場合でも、発生応力は許容応力以下である。エルボー1で大きな応力が生じているが、

許容応力の半分以下の値である。ここで、第3章の「高温2重配管の設計」、第2項・ASME CODE Sec.Ⅲ NB-3600 による応力評価と比較すると、本章においては、熱荷重を耐圧管のみの剛性によって求めた点異なる。しかし剛性の違いによる発生応力の差(10%前後)を考慮しても、運転状態における発生応力は、一次応力でほぼ等しく、二次応力ではほぼ等しいか、本章における値が下廻っている。これは設計時、管壁内外温度差に余裕をとったことに起因している。

参考文献

- 1) 青地哲男, 他; JAERI-M 6845 (1977)。