

曲り管の強度

The Strength of Curved Tubes

志田 茂* 西岡 章 夫*
Shigeru Shida Akio Nishioka

内 容 梗 概

曲り管が(1) 曲げ荷重を受ける場合、(2) 内圧を受ける場合、(3) 繰返し荷重を受ける場合の強度を検討したものである。内圧を受ける場合には、断面の扁平度と応力との関係について調べるとともに、全域降伏条件、破壊条件についても検討を加えた。曲げ荷重を受ける場合には、曲り管の応用分布のほかに最大応力、たわみについても調べ、この結果と繰返し応力が作用する場合の疲労強度との関連を求めた。さらに、曲げ加工でしわの生じやすい曲げ半径のきわめて小さい曲り管や、不活性ガスを封入して曲げ加工時の高温酸化を防止した曲り管の疲労強度についても触れた。

1. 緒 言

最近、火力プラントの大容量化に伴って、高温高压に耐えうるような厚肉の管が使用されるようになったが、特にボイラの加熱管においては、管径に比較して非常に厚肉で曲管部で曲げ半径の小さいものが使用されているのが現状である。これまでに厚肉円筒の研究が盛んに行われてきたが、曲管部特に管径に比較して厚肉で曲げ半径の小さい曲り管の研究があまり行われていないように見受けられる。曲り管の強度上問題になるのは、内圧を受けたときの応力のほかに、ボイラ加熱管がカルマン渦などで振動したときに生ずる応力やボイラからタービンへ至る配管の運転中における熱応力などがあり、これらは曲げ荷重を受ける曲り管の応力およびたわみの問題に帰着するが、さらに振動問題は荷重が繰返し作用して疲労強度に関連する。疲労強度についても曲げ作業を行うふん囲気の影響や非常に曲げ半径の小さい曲り管で生ずるしわの影響など問題点が多い。さらにまた、内圧を受ける場合には、直管部より応力が高くないような曲管部の肉厚限界をうる事が重要な問題になるので、曲管部の応力分布、特に曲げ半径の小さいものほど断面が扁平になるので、扁平度の応力分布に与える影響をは握する必要がある。また強度上から降伏条件および破壊条件をも明らかにする必要がある。本研究は以上の問題点を明らかにする目的で行ったものである。

2. 記 号

本報告で使用する記号を一括して以下に示す。

- σ : 応力
- φ, θ : 円周方向および軸方向の基準軸よりの角度
- d_o, d_i, r_m : 管外径, 管内径, 管平均半径
- t : 肉厚
- R : 曲げ半径
- h : 曲り管係数 $= tR/r_m^2$
- l : 荷重点までの直管部長さ (第1図参照)
- z : 断面係数
- I_s, I_b : 直管部および曲管部の断面二次モーメント
- a, b : 扁平な断面の半径 (第1図参照)
- λ : 管半径と曲げ半径との比 $= r_m/R$ (円形断面の場合)
 $= b/R$ (だ円断面の場合)
- ζ : 扁平度 $= 1 - b/a$
- e : だ円の離心率 $e^2 = 1 - (b/a)^2$
- F, M, p : 曲げ荷重, 曲げモーメント, 内圧

* 日立製作所日立研究所

- α_n : 曲げ荷重試験での応力係数 $= \sigma z / M$
- s : 内圧試験での応力係数 $= \sigma t / pr_m$
- α : 応力増加係数 (α_n の最大値)
- k : たわみ係数
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: 主応力
- σ_s, σ_B : 単軸応力での降伏点, 引張強さ
- p_s, p_B : 全域降伏圧, 破壊圧

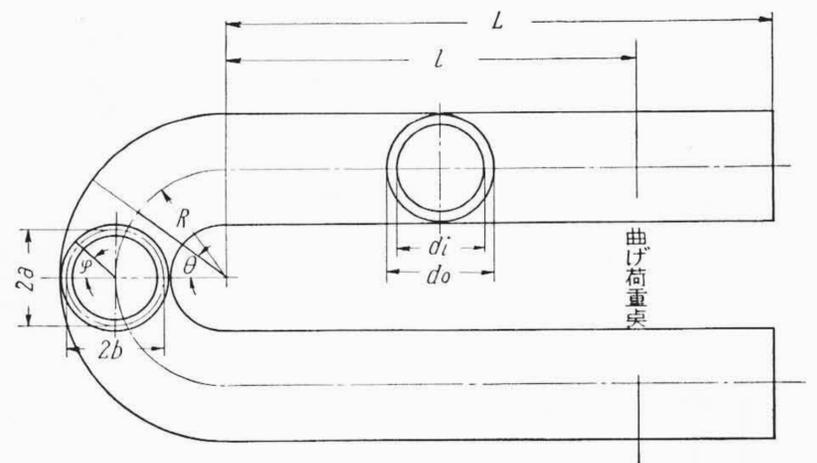
3. 曲げ荷重試験

3.1 供試曲り管

第1図に曲げ荷重試験に供した曲り管の形状を第1表に寸法を示す。I~IVの4種類すべて180度に曲げたものである。

3.2 実験方法

曲げ荷重は引張試験機で与え応力は外表面にはったひずみゲージ(ゲージ長さ10mm, ゲージ率2.0)により測定した。負荷点は曲り管の中心軸上から測ってI曲り管は375mm, II曲り管は250mm, III~IV曲り管は1,000mmの直管部に設けた。したがって、 $\theta=0$ 断面にはモーメントと軸荷重が作用していることになるが、軸荷重による応力はモーメントによる応力に比較して非常に小さい。荷重はI曲り管では400kg, II~IV曲り管では200kgまで連続的に与え、



第1図 曲り管の形状

第1表 曲り管の寸法

供試曲り管 No.	直管部			曲管部			R (mm)	l (mm)	h
	d _o (mm)	d _i (mm)	I _s (cm ⁴)	d _o (mm)	d _i (mm)	I _b (cm ⁴)			
I	76.3	65.7	74.8	76.4	63.8	72.8	71	304	0.367
II	59.5	39.3	20.1	47.7	36.2	16.9	43	207	0.613
III	63.5	51.1	46.3	54.8	39.0	32.9	39	961	0.563
IV	59.8	36.2	24.3	47.0	28.4	20.8	26	974	0.675

たわみは直管部にダイヤルゲージを取り付けて測定した。

3.3 応力測定結果

曲り管が開くような曲げモーメントを受けたときの外表面における応力分布の測定例を第 2 図に示す。第 2 図(a)は I 曲り管, (b)は II 曲り管の $\theta=0$ 断面, すなわち対称面での応力分布の例である。ここでは応力の代わりに次式で表わされる無次元量の応力係数で示した。

$$\alpha_n = \frac{\sigma z}{M} \dots\dots\dots (1)$$

曲げモーメントを受ける曲り管は中実のはりと比較すると断面の变形が著しいので、軸方向の応力は緩和されるが円周方向には大きな曲げ応力が生ずる。しかし、直管部は第 2 図(c)に示すようにはり理論に一致しており円周方向の曲げ応力はほとんど生じない。曲げモーメントを受ける曲り管の研究は、Bantlin⁽¹⁾ 氏に始まって比較的薄肉で曲げ半径の大きい曲り管については古くから数多くの報告が発表されている。第 2 図に示す理論値は管半径に比べ曲げ半径が比較的大きく肉厚が薄いという仮定のもとに最小仕事の原理によって導いた Kármán⁽²⁾ 氏の方法を用いて Gross⁽³⁾ 氏が求めたものである。

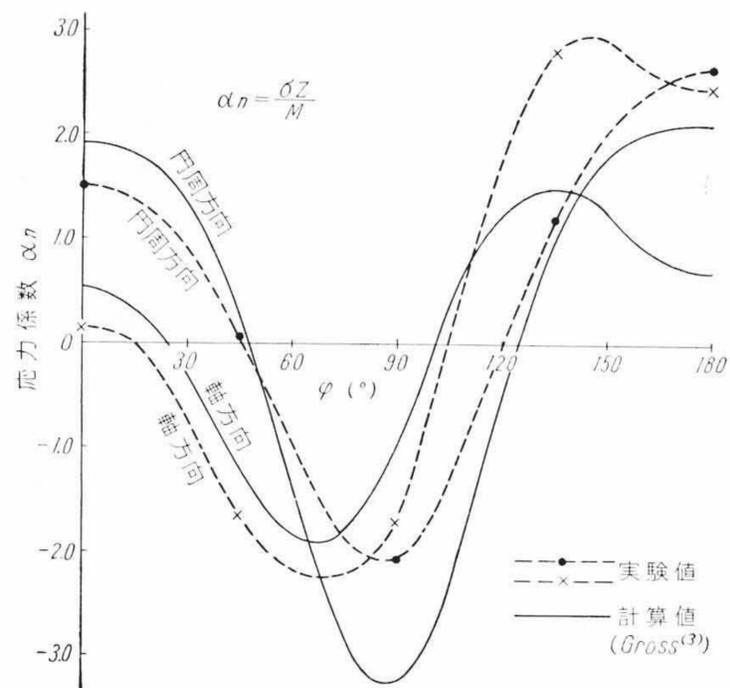
3.4 応力増加係数

(1) 式の応力係数の最大値を α で表わし以下応力増加係数(stress intensification factor)と呼ぶことにする。応力増加係数は円周方向と軸方向では違った値をとるが、第 2 図の結果から比較的曲げ半径の小さい厚肉のものでは軸方向応力を低く見積ることになるので、ここでは特に軸方向の応力増加係数をとり上げる。実験結果をまとめて第 2 表に示す。応力増加係数については主として曲り管係数の関数として表わす試みがなされ、Clark 氏ら⁽⁴⁾ や Bissat 氏ら⁽⁵⁾ によって漸近解および実験式が (2), (3) 式として求められている。

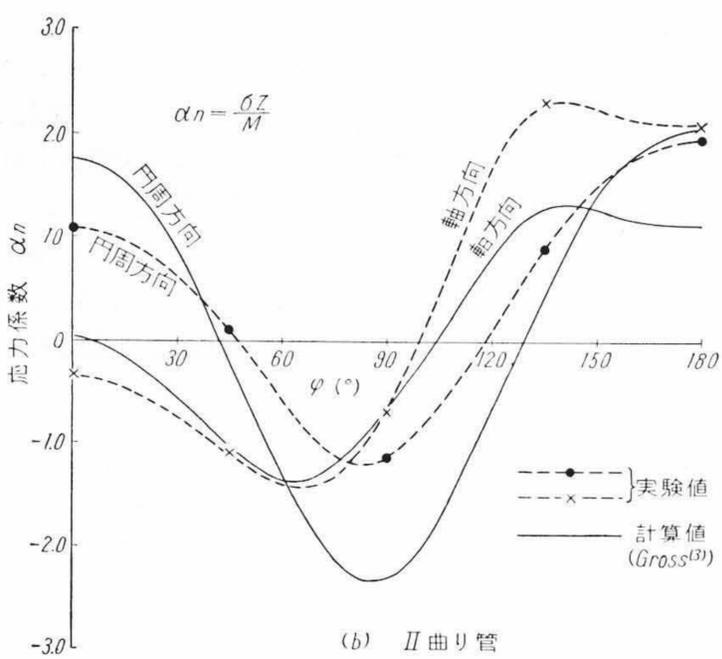
$$\alpha = 0.84 h^{-\frac{2}{3}} \text{ (Clark) } \dots\dots\dots (2)$$

$$\alpha = 1.20 h^{-\frac{2}{3}} \text{ (Bissat) } \dots\dots\dots (3)$$

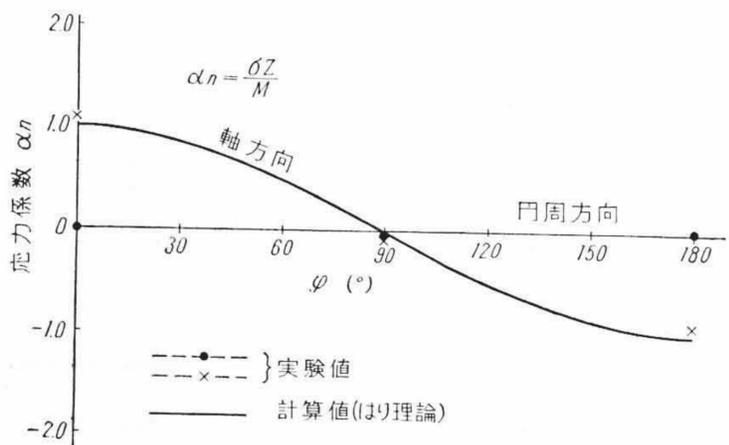
ただし、 h のみの関数とするこれらの式は肉厚の影響については考慮がはられていないことに注意すべきで厚肉の曲り管に対しても十分近似できるかどうか検討を要する。筆者らが行った比較的厚肉の実験結果と、Bissat 氏らおよび Pardue 氏ら⁽⁶⁾ の行った実験結果とを改めて管径比 d_i/d_o で整理したものを第 3 図に示す。応力増加係数は管径比の違いによって差が生ずるのが明らかで、(3) 式が d_i/d_o の大きい範囲でのみ妥当性をもつことがわかる。しかし、 d_i/d_o の大きい曲り管においても h が小さくなると (3) 式に比較して立ち上る傾向があって、この傾向は d_i/d_o が小さくなるにつれて顕著になり、 $d_i/d_o=0$ の曲りはりの式に近づくことを示している(ただし、曲りはりでは曲り管係数を $h=8R/d_o$ として計算した)。したがって、応力増加係数を h のみの関数で表わすことは適当でない。ボイラからタービンに至る配管で使用される程度の曲り管では (3) 式の



(a) I 曲り管



(b) II 曲り管

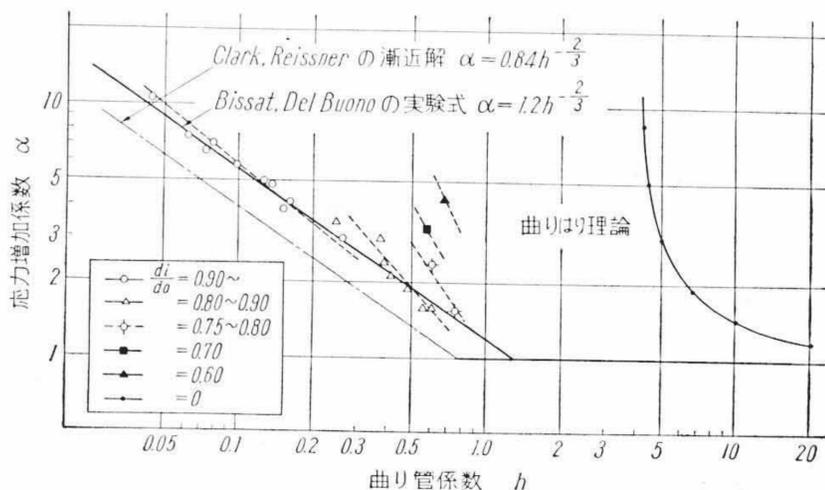


(c) II 曲り管直管部

第 2 図 曲げ荷重を受ける曲り管の応力係数

第 2 表 曲り管の応力増加係数とたわみ係数

No.	d_i/d_o	h	α	k
I	0.830	0.367	3.0	4.27
II	0.745	0.613	2.3	2.74
III	0.712	0.563	3.3	—
IV	0.605	0.675	4.2	—



第 3 図 応力増加係数

近似式で十分であるが、ボイラに使用されている加熱管の曲管部の振動応力などを求める際には、 d_i/d_o の大きさも同時に考慮して応力増加係数を求めなければ低く見積ることになって危険であろう。

3.5 たわみ係数

管を使用するにあたって、使用状態での応力が外力によって生ずるものと、ボイラからタービンに至る配管や化学プラントの配管のように支持点が拘束されているために温度上昇による膨脹が限定されることによって生ずるものがある。この変形が拘束される状態ではたわみやすいものほど支持点に与える力は小さいので曲り管のたわみが問題となる。たわみやすさを表わすために断面二次モーメント、曲げモーメントを同じとしてたわみ係数 k を次のように定義する。

$$\text{たわみ係数} = \frac{\text{曲り管の単位長さ当りのたわみ}}{\text{直管の単位長さ当りのたわみ}}$$

本実験では直管部に設けた支持点でたわみ δ を測定しているが、たわみ係数 k は(4)式で表わされる。

$$k = \frac{\delta - \frac{2Fl^3}{3EI_s}}{\frac{2FR}{EI_b} \left(\frac{\pi}{2} l^2 + 2lR + \frac{\pi}{4} R^2 \right)} \dots\dots\dots(4)$$

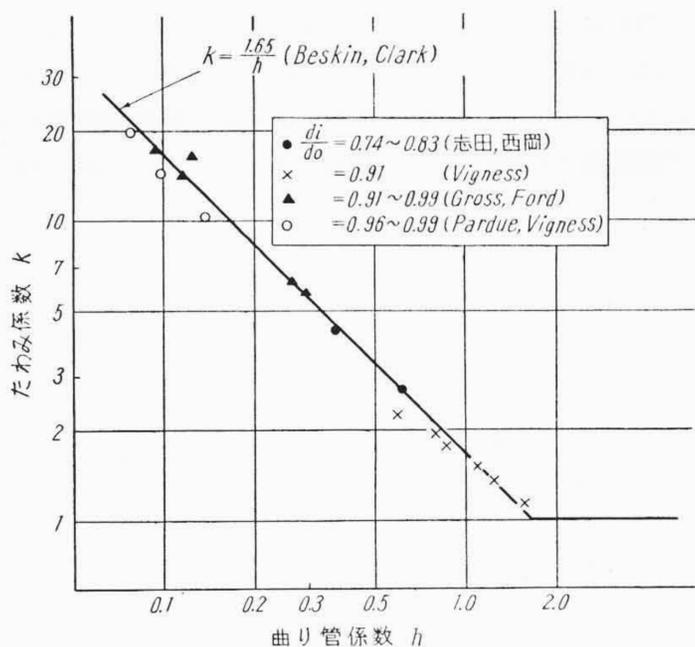
たわみの実験値から(4)式によって求めた k の値を第2表に示す。 k と h との関係を図4に示したが、本実験で用いた比較的厚肉の曲り管でも Beskin 氏⁽⁷⁾および Clark 氏⁽⁸⁾の求めた(5)式で十分近似できる。

$$k = \frac{1.65}{h} \dots\dots\dots(5)$$

4. 内 圧 試 験

4.1 供 試 曲 り 管

内圧試験は弾性範囲の実験と降伏以後の実験に分けて、おのおのV曲り管、VI曲り管を使用した。寸法は第3表に示されているが記号は第1図に示したものを使用した。VI曲り管のうち、VI(a)曲り管は曲げのまま、VI(b)曲り管は650°C/h焼鈍を行った。VI曲り管



第4図 たわみ係数

第3表 曲り管の寸法

供試曲り管 No.	直管部		R (mm)	L (mm)	曲管部扁平度 (1-bo/ao)	員数	熱処理
	平均外径 (mm)	平均肉厚 (mm)					
V	76.3	5.3	71	380	0.035~0.065	3	空冷
VI a	76.2	5.9	72	400	0.015~0.108	3	空冷
VI b	76.3	5.9	72	400	0.019~0.115	2	650°C/h 焼鈍

材の諸性質を第4表に示したが JIS 6号試験片を直管部より採取して調べたものである。

4.2 実験方法

内圧試験では、管端の条件で応力が異なるので内圧以外の外力が作用しないように一端は圧力計だけとして自由端の境界条件で実験を行った。V曲り管は100 kg/cm²まで内圧を加えて応力を測定したが、VI曲り管のひずみは内圧300 kg/cm²までは100 kg/cm²おきに、それ以上は50 kg/cm²おきに外表面で測定した。

4.3 応力測定結果

曲り管が内圧を受けたときの外表面における応力分布の測定結果を図5(a), (b)の破線で示す。ここでは応力の代りに次式で示される無次元量 s をとっている。

$$s = \frac{\sigma t}{pr_m} \dots\dots\dots(6)$$

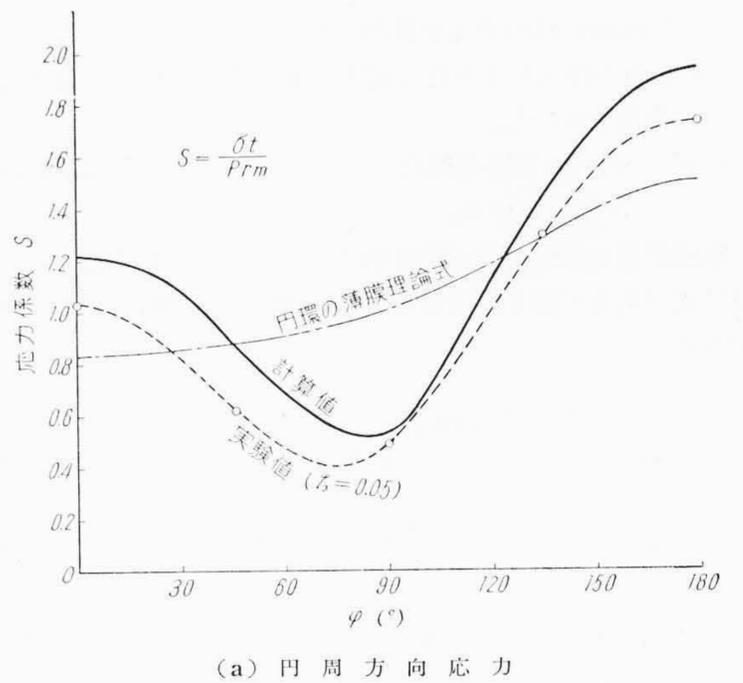
薄膜理論では円環の応力係数は次式で示される⁽⁸⁾。

$$s_\varphi = \frac{1 + \frac{\lambda}{2} \cos \varphi}{1 + \lambda \cos \varphi}, \quad s_\theta = \frac{1}{2} \dots\dots\dots(7), (8)$$

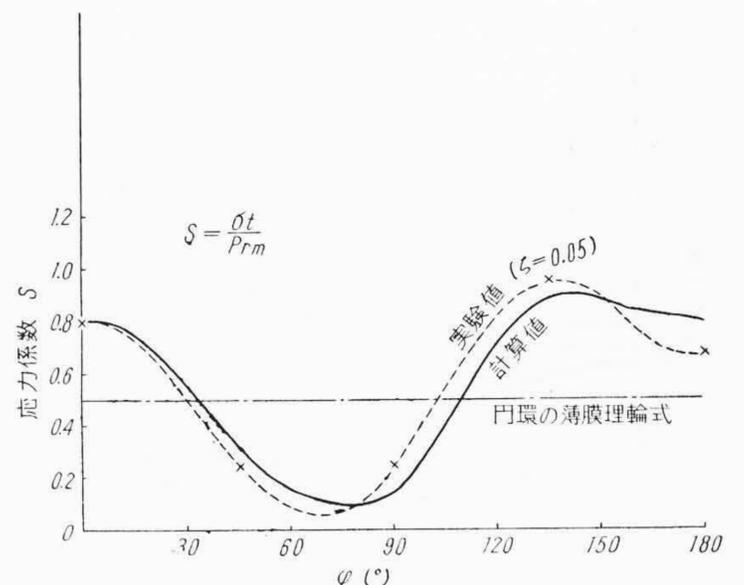
曲り管を(7), (8)式で近似しようとする試みもあるが⁽³⁾、曲管部

第4表 曲り管材の諸性質

No.	化学成分 (%)							機械的性質 (kg/mm ² , %)			
	TC	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	降伏点	引張強さ	伸び	絞り
VI(a)	0.21	0.33	0.52	0.016	0.010	0.11	0.09	28.4	47.6	33.5	63.5
VI(b)	0.21	0.33	0.52	0.016	0.011	0.15	0.08	26.4	44.4	36.1	70.6



(a) 円周方向応力



(b) 軸方向応力

第5図 内圧を受ける曲り管の応力係数 (V曲り管)

の断面が完全に円形なもののみ有効である。本実験で用いた曲り管のように扁平度が 0.05 程度のもので実験値と (7), (8) 式は全然合致しない。図の実験値は 3 本の曲り管に対して一本につき 6 点計 18 点の平均値をとったものであって、ばらつきは ±25% 認められた。ばらつきの生ずるのは各曲り管で断面の形状がいくぶん異なるからであって円形でないものほど曲げ応力が生ずるからである。断面の形状を考慮して厳密な解を求めることも興味ある問題であるが、実用的には、曲管部の断面形状のは握と曲管部の数が多い点で困難である。ここでは曲げ作業でいくぶん扁平になることを考慮して、扁平な断面をだ円断面とみなし応力の近似計算を試みる。

4.4 理論的考察

だ円断面を有する曲り管が内圧を受けたときに生ずる応力を二つの部分に分けて考える。

$$s = s_1 + s_2 \dots\dots\dots (9)$$

曲管部をだ円環の一部とみなして考察するが、 s_1 はだ円環の応力に関する項、 s_2 は補正項を表わす。曲り管は環とは異なって閉じていないので内圧を受けると開くような現象が起るので管中心線上で計った曲率半径は環とは違った値をとる。この影響で曲り管の応力分布はだ円環とは異なったものとなり、 s_2 はこのための補正值である。

4.4.1 だ円環の応力

内圧を受けるだ円環殻の問題は、すでに応力関数 Ψ と変形前後の接線のなす角 β を媒介変数とした Reissner 氏⁽⁹⁾の方法を用いて Clark 氏ら⁽⁴⁾が λ の比較的小さい範囲 ($\lambda \ll 1$) で興味深い結果を求めている。しかし、ボイラなどで使用されている曲り管は、離心率 e は小さいけれども λ は省略できないものが多い。式の誘導は Reissner 氏の方法を採用したので詳細は省略する。ここで Clark 氏らの行ったような $\lambda \ll 1$ の仮定をしないで計算を行ったが次の仮定をおいた。

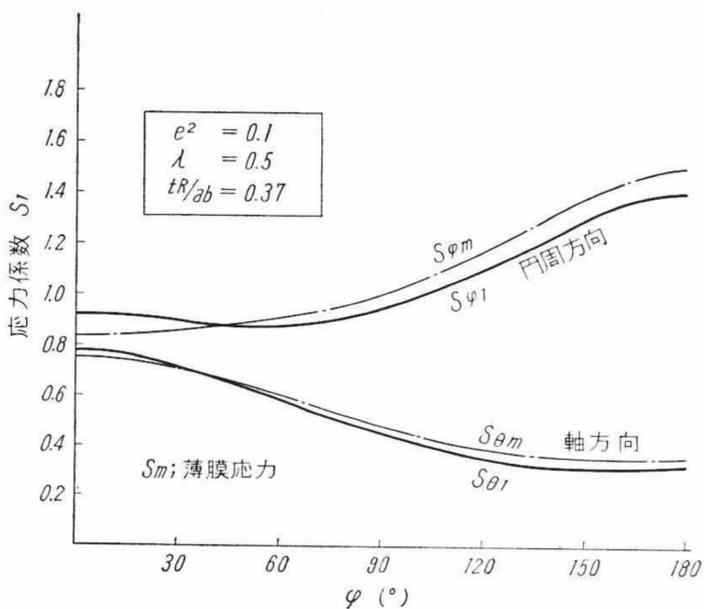
仮定: $e^2 = 0 \sim 0.15$ 程度なので e の 4 次以上の項は 1 に比較して省略できる。

数値計算の結果を第 6 図に示す。曲げ応力を省略したのが (10) (11) 式であるが第 6 図の結果から曲げ応力を省略しても十分近似できる。

$$s_{\varphi m} = \frac{1 + \frac{\lambda}{2} \cos \xi}{1 + \lambda \cos \xi} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \xi} \dots\dots\dots (10)$$

$$s_{\theta m} = \frac{(1 - e^2) \lambda + 2 e^2 (1 + \lambda \cos \xi) \cos \xi}{2 \lambda \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \xi}} \dots\dots\dots (11)$$

ただし、 $\tan \xi = \frac{b}{a} \tan \varphi$



第 6 図 だ円環の応力分布

4.4.2 補正項, s_2

内圧を受けるだ円環は第 6 図に示すように軸方向の応力が円周方向に関して一様でないために、環の断面にはモーメントが作用している。曲り管のように閉じていない場合には管が開く現象が起る。したがって、曲り管が開いて曲率が変化するための補正值 s_2 は、近似的に断面に作用しているモーメントが打ち消されるために生ずる応力と考えることができる。だ円環の断面に働くモーメントは薄膜応力で計算すると次式で示される⁽¹⁰⁾。

$$M = \pi e^2 a b p R \dots\dots\dots (12)$$

モーメントを受ける曲り管の応力については、前節ですでに述べたので、第 2 図の無次元量 α_n と補正值 s_2 との関係のみ考えれば次式で示される。

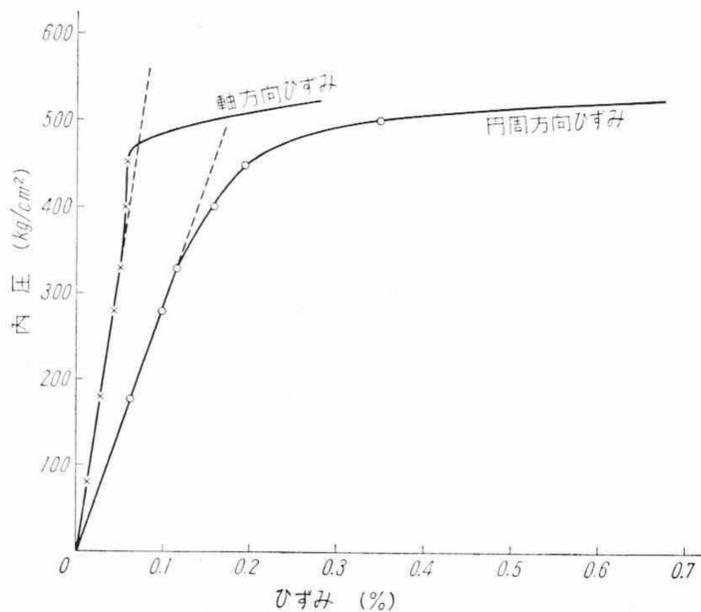
$$s_2 = \frac{atR}{z} e^2 \alpha_n \dots\dots\dots (13)$$

以上の結果を (9) 式に代入して得られた計算値を第 2 図実線で示した。

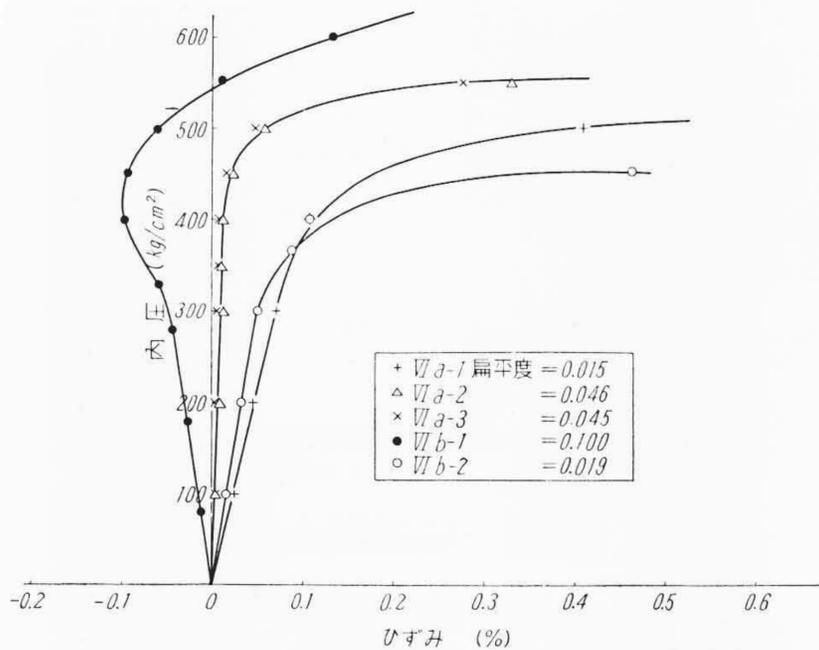
4.5 内圧を受ける曲り管の降伏条件

圧力容器の降伏は内表面で初めて降伏の起る初期降伏と肉厚方向に降伏域が広がって外表面にまで達する全域降伏との両者が問題になる場合があるが静的強度を論ずるときには全域降伏を取り上げたほうがよいと考えられる。全域降伏圧は外表面における円周方向の永久ひずみ 0.2% でもって定めた。内圧と外表面でのひずみとの関係の一例を第 7 図に示す。

曲り管が内圧を受けたときの弾性領域での実験ではかなりの曲げ応力が生ずることがわかったが、全域降伏状態でも大きな曲げ応力を受けているかどうかは疑問である。もしも、全域降伏状態でも曲げ応力を受けているものとして、材料の硬化現象が著しくなければ、モーメントに釣り合うような応力状態、すなわち塑性モーメントが存在することになって、内外表面のひずみの符号は逆にならなければならない。このような応力状態にあるかどうか調べるために、第 8 図に $\theta = 0^\circ$, $\varphi = 90^\circ$ における内圧と外表面のひずみとの関係を求めた。 $\theta = 0^\circ$, $\varphi = 90^\circ$ は外表面が圧縮になる曲げモーメントを受けるところであって扁平なものほど弾性領域ではひずみが小さい。この実験結果から考察するとひずみが負になるような現象が起らないように思われる。したがって、全域降伏状態では加工硬化が大きくなければ、円周方向応力は肉厚方向に一樣と考えても大きな誤りにはならない。ゆえに、弾塑性解から厳密に全域降伏条件を求める代わりに平面応力での降伏条件で近似できるものとして次の仮定をおく。



第 7 図 内圧と外表面のひずみとの関係 (Vb-1 曲り管)



第8図 $\theta=0^\circ, \varphi=90^\circ$ における内圧と外表面のひずみとの関係 (V曲り管)

第5表 曲り管の破壊試験の結果

No.	Va-1	Va-2	Va-3	Vb-1	Vb-2
破壊箇所 φ (°)	0	0	0	0	0
破壊箇所肉厚 (mm)	4.7	4.9	4.7	4.7	4.5
半径 r_m (mm)	35.2	35.2	35.2	35.2	35.2
全域降伏圧 p_s (kg/mm ²)	—	4.90	4.95	5.00	4.30
降伏点 σ_s (kg/mm ²)	28.4	28.4	28.4	26.4	26.4
p_s/σ_s (測定値)	—	0.173	0.174	0.189	0.163
p_s/σ_s (計算値)	0.161	0.167	0.161	0.161	0.154
破壊圧 p_B (kg/mm ²)	7.95	8.40	8.05	8.10	7.40
引張強さ σ_B (kg/mm ²)	47.6	47.6	47.6	44.4	44.4
p_B/σ_B (測定値)	0.167	0.177	0.169	0.182	0.167

仮定 1* 曲り管は、全域降伏状態では曲げ応力が小さく薄膜殻として取り扱うことができるので全域降伏にはいる直前の応力状態を平面応力で近似する。

仮定 2 Tresca の降伏条件を満足する。

Tresca の降伏条件は次式で示される。

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_s \dots \dots \dots (14)$$

$$\text{ただし, } \sigma_1 = \frac{pb}{t} \frac{1 + \frac{\lambda}{2} \cos \xi}{1 + \lambda \cos \xi} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \xi}, \sigma_3 = 0 \dots \dots \dots (15), (16)$$

$e^2=0 \sim 0.15$ 程度であれば(15)式は次のように近似される。

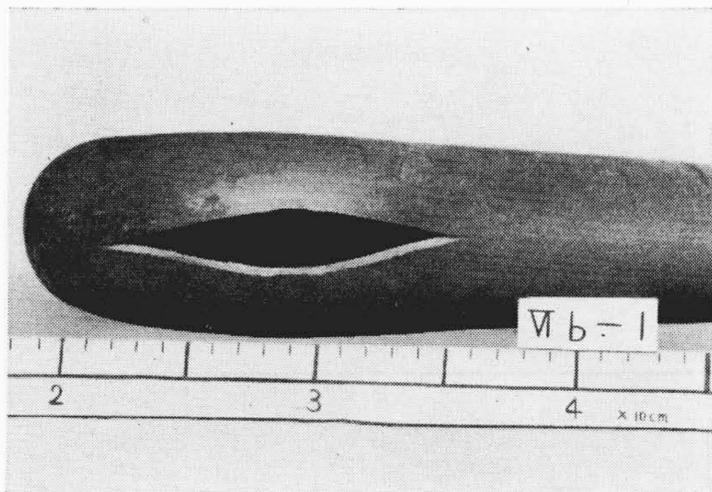
$$\sigma_1 \doteq \frac{pr_m}{t} \frac{1 + \frac{\lambda}{2} \cos \varphi}{1 + \lambda \cos \varphi} \dots \dots \dots (17)$$

(17)式は円環の薄膜理論式(7)式にほかならない。すなわち、全域降伏条件に対しては扁平度の影響は少ないといえよう。(16), (17)式を(14)式に代入すれば、曲り管の降伏条件は次のように表わされる。

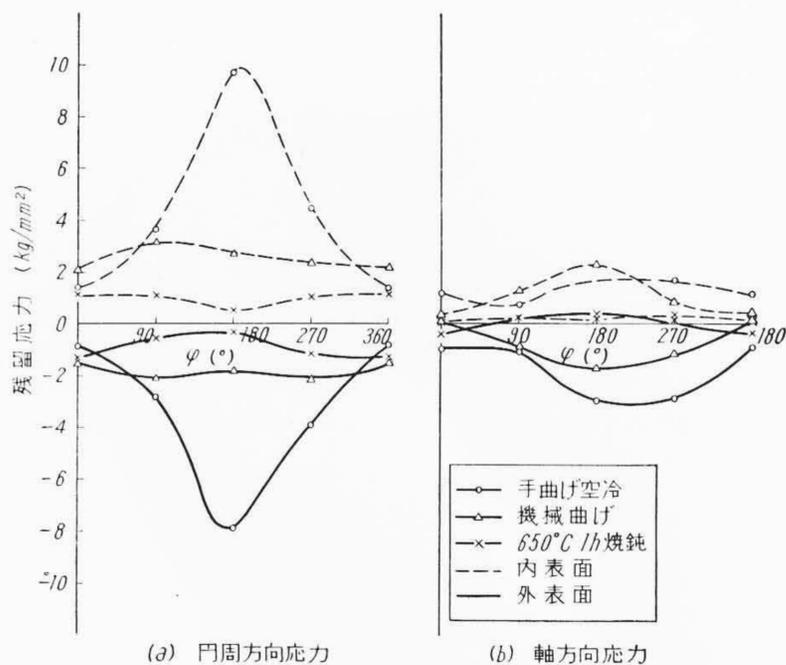
$$\frac{p_s}{\sigma_s} = \frac{t}{r_m} \frac{1 + \lambda \cos \varphi}{1 + \frac{\lambda}{2} \cos \varphi} \dots \dots \dots (18)$$

(18)式と実験値との比較を第5表に示す。破壊圧に対しても p_B/σ_B を求めたが破壊条件はこの実験に関するかぎり降伏条件と大差がな

* 仮定1は理論的には厳密さを欠くが数値的には大きな誤りはない。たとえば厚肉円筒、厚肉球に対して弾塑性解から求めた全域降伏圧と、初めから薄肉殻として降伏条件を求めた結果とでは、 $d_i/d_o > 0.6$ ならほとんど差がないことが簡単に導かれる。



第9図 破壊部写真 (Vb-1)



第10図 曲り管の残留応力

かった。本実験では曲管部の降伏条件を求めるために曲管部の肉厚減少の大きい曲り管を使用したので第5表に示すように曲管部の $\varphi=0^\circ$ のところで破壊している。破壊部の様子を第9図に示す。

4.6 曲り管の残留応力

曲り管の残留応力を測定した結果を第10図に示す。円周方向残留応力は、手曲げでは最大 10 kg/mm^2 、機械曲げでは 3 kg/mm^2 で、内表面が引張となる曲げ応力であった。残留応力は、 650°C/h 焼鈍したものは 1 kg/mm^2 以下でほとんど除かれる。焼鈍しない曲り管でも全域降伏圧に対しては、第8表が示すように残留応力はほとんど影響を与えていない。

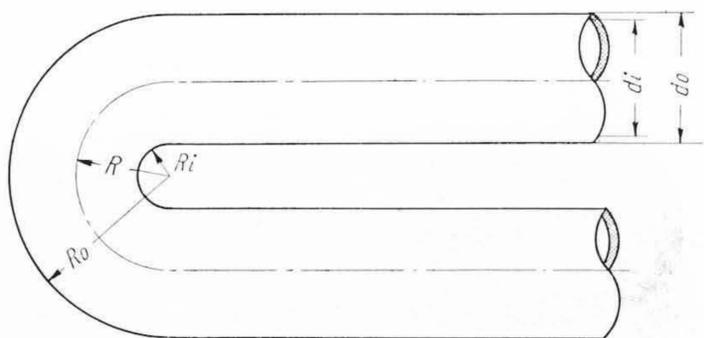
5. 疲労試験

5.1 供試材

疲労試験に用いた試験片は第11図に示す4種の曲り管である。いずれもボイラ用鋼管でVII曲り管はSTB 42 A, VIIIはSTB 52 Dであり、その化学成分を第6表に、機械的性質を第7表に示す。第11図の諸寸法からわかるようにVIIaはVIIbよりも曲げ半径を約4mm大きくし応力集中を緩和したほかはほとんど同一品であり、一方VIII曲り管では、曲げ加工の際曲り部内側に第12図に示すようなしわが生じやすいため、このしわを削ったものと削らないもの、および高温曲げ加工時の酸化防止のためのアルゴンガスを使用しないものについても調べた。

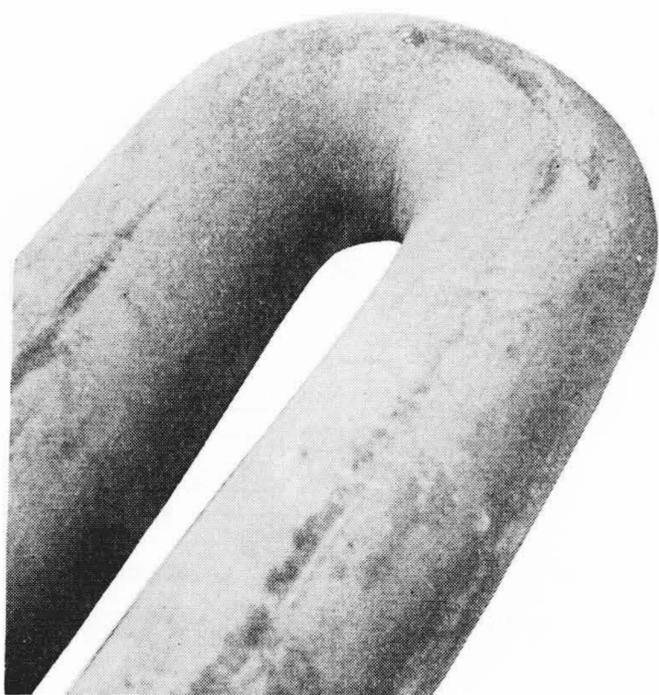
5.2 試験方法

曲り管の一方の直管部を固定し、他方の直管部に曲り管が開く方向に繰返し荷重を加えた。荷重は片振りとし、負荷応力は危険断面の公称応力にて表わし、同時に曲り部内周面に抵抗線ひずみ計(ゲ



試験片	R_i	R_o	R	d_i	d_o	R/d_o
VIIa	9.5~11.5	68	39	51.1	63.5	0.57
VIIb	5 ~ 7	63	36	51.1	63.5	0.62
VIIIa	5 ~ 7	55	25.8	36.2	50.8	0.51
VIIIb	4 ~ 6	55	25.8	36.2	50.8	0.51

第 11 図 試験片形状および寸法



第 12 図 U 曲り管の曲り部内側のしわ

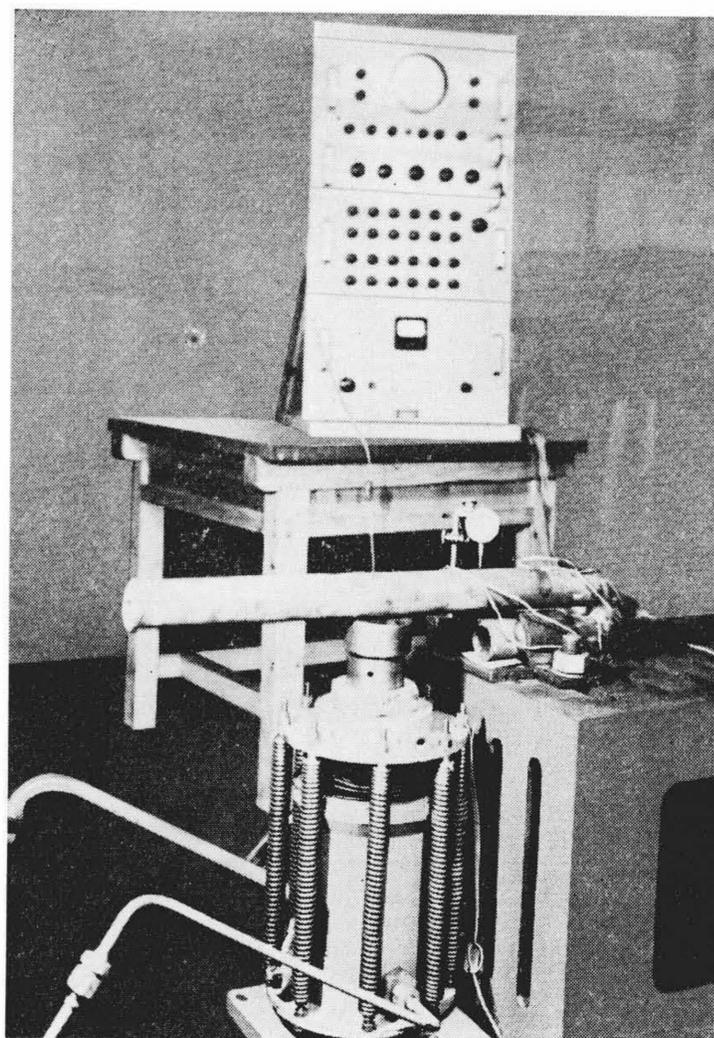
第 6 表 供試材の化学成分 (%)

材 質	C	Mn	Si	S	P	Ni	Cr	Ti
STB 42 A (VII 曲り管)	0.20	0.52	0.28	0.020	0.016	—	—	—
STB 52 D (VIII 曲り管)	0.05	1.52	0.50	0.005	0.016	11.96	18.21	0.39

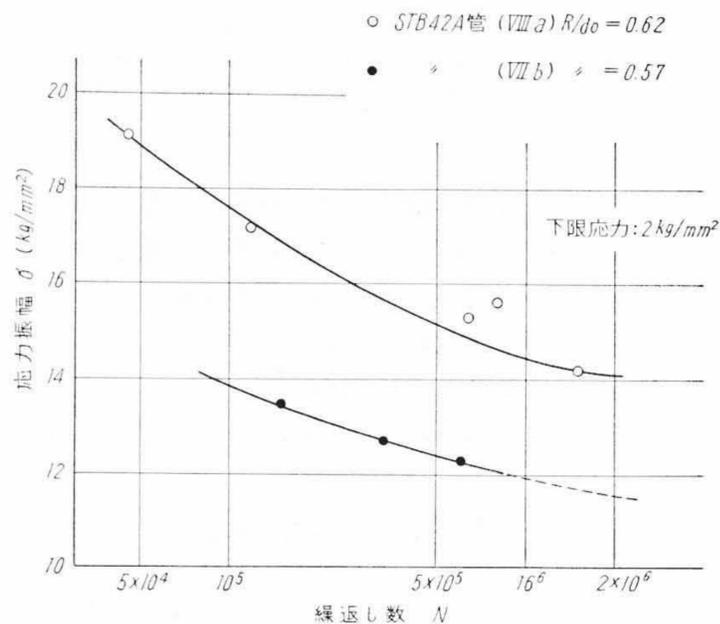
第 7 表 供試材の機械的性質

供 試 材	引 張 強 さ (kg/mm^2)		降 伏 点 (kg/mm^2)		伸 び 率 (%)		絞 り 率 (%)	
	曲管部	直管部	曲管部	直管部	曲管部	直管部	曲管部	直管部
VIIa	46.7	50.8	33.8	30.2	34.2	36.0	52.4	55.0
VIIb	49.8	51.7	34.9	32.3	32.5	33.0	59.5	58.3
VII 曲り管(Ar ガス使用する)	53.4	53.9	31.7	30.6	65.9	66.0	61.2	62.5
VII 曲り管(Ar ガス使用しない)	50.9	53.9	33.5	30.6	62.1	66.0	60.9	62.5

ージ長さ 3 mm) を張り集中応力をも測定し、前に述べたように公称応力との比を応力増加係数として求めた。試験機の関係で下限応力を VII 曲り管では 2 kg/mm^2 、VIII では 3 kg/mm^2 とし、疲労強度の表示は繰返し数 $N=2 \times 10^6$ 回に耐え得た最大応力と下限応力との差すなわち応力振幅をとることとした。なお荷重はアムスラ形パーセータ (600 c. p. m) により駆動されるオイルジャッキにより加え、その状況を第 13 図に示す。



第 13 図 疲労試験状況



第 14 図 VII 曲り管 (STB 42 A) の S-N 曲線

第 8 表 VII 曲り管の強度の比較

試 料	疲 勞 強 度 σ_W (kg/mm^2)	強 度 の 割 合 (%)	ひずみ計による測定応力 σ_g (kg/mm^2)	応力増加係数 $\alpha = \sigma_g / \sigma_W$
VIIa 曲り管	14.0	121	44.8	3.2
VIIb 曲り管	11.5	100	45.2	3.9

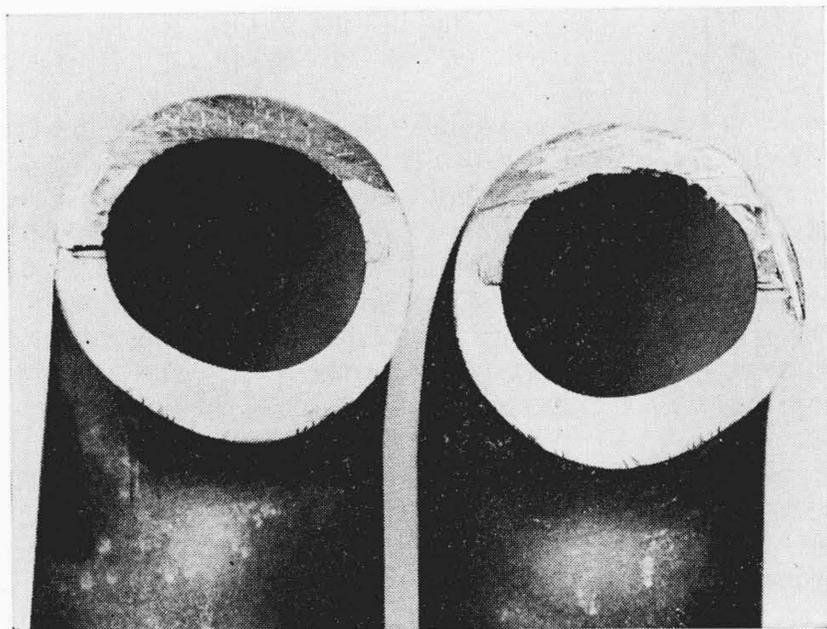
5.3 実験結果

(a) VII 曲り管 (STB 42 A) 片振り疲労試験により得られた結果を第 14 図、第 8 表に示す。すなわち STB 42 A の VIIa 管の疲労強度は 14.0 kg/mm^2 であり、VIIb 管の 11.5 kg/mm^2 よりも約 21% 強くなっている。これは VIIa 管の曲げ半径が大きいことと、曲り部の断面形状がより扁平になっていることにより応力集中に差が生じたためと考えられる。このことは応力増加係数が VIIa 管では 3.2 であるのに対し VIIb 管では 3.9 と大きくなっていることから明らかである。

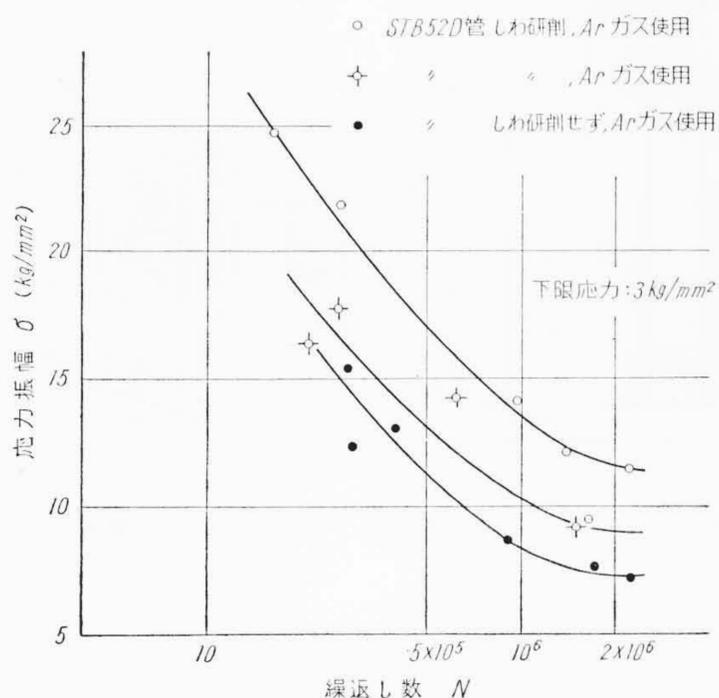
第15図は疲労破面の一例を示すもので、下部の曲り部内側より進行しているき裂とは別に、左右に管の内面より板厚の半分くらいまで進んだき裂が生じている。曲げモーメントを受ける薄肉曲り管は、軸方向応力が緩和され円周方向応力が増大するように変形するが、本実験のように曲り管を開く方向に負荷した場合の断面の変形は、曲り部の内外方向に引張を、両側面方向に圧縮を受けるようになるため、両側面では表面状態の悪い管の内側が引張応力を受けることになり破面写真のように内側からき裂が生ずることがある。この傾向は断面が扁平なものほど著しくなる。

(b) VIII曲り管 疲労試験結果は第16図、第9表に示す。曲げ加工時のしわを削らないものの疲労強度は7.2 kg/mm²となり、しわを削ることにより11.4 kg/mm²と大きな強度上昇をみた。このしわは深さが0.2 mm、長さが10 mm程度の小さなものではあるが、方向が円周方向で曲げモーメントにより生ずる最大応力の方向と直角になっており、その上応力の集中する部分にあるため大きくきいたものである。応力増加係数では大差なくなっているのは、ひずみ計ではしわによる集中応力が測定できなかったためであろう。

加熱曲げ加工の際、不活性アルゴンガスを使用しないものの、疲労強度は第16図のS-N曲線から9.0 kg/mm²と得られ、アルゴンガスを使用したものより約20%の強度低下となっている。このようにチタン合金では高温における耐酸性が低いため高温加熱の際には、不活性ガス中にて曲げ作業を行わねば強度低下をきたすことが



第15図 疲労破面の一例



第16図 VIII曲り管 (STB 52 D) の S-N 曲線

わかる。

3.4 に述べた応力増加係数は、曲り部形状、肉厚などにより求められる値であるが、この応力増加係数と疲労強度との関係を示したのが第17図である。縦軸に応力増加係数を横軸に片振り曲げ疲労強度と管材の引張強さとの強度比 σ_w/σ_B をとってある。実験値をプロットすると、それぞれ白丸と黒丸のようになる。ここで $\alpha=1$ すなわち直管の強度比を推定すると、VII, VIII曲り管の引張強さは $\sigma_B \approx 51$ kg/mm² とほぼ等しくなっているため両者の直管の強度比を同一とみなしうる。この種材料の丸棒の疲労強度を機械学会資料⁽¹¹⁾ から求め、丸棒と管との強度差⁽¹²⁾ をも考慮して強度比を求めると、 $\sigma_w/\sigma_B \approx 0.6$ となり、横軸上の点として得られる。この点と実験点とを結ぶと一曲線が得られ、これから普通用いられる程度の直径と曲げ半径の範囲 ($R/d_0=0.5 \sim 0.7$) で、その応力増加係数がわかれば、曲げ疲労強度がこの関係から求められる。なおVIII曲り管のしわのあるものの実験点が曲線よりはずれているのは、しわのために疲労強度が低下したためである。

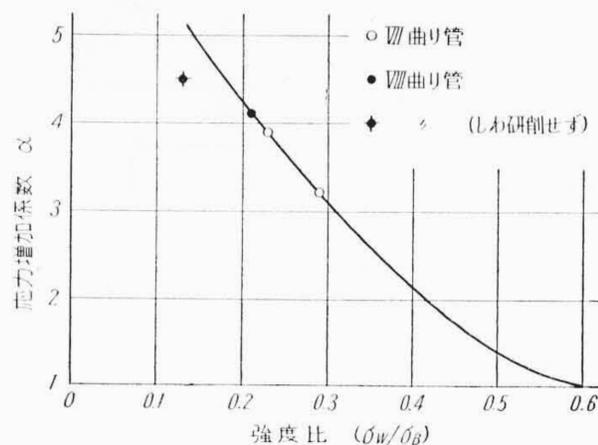
6. 結 言

以上は曲り管の強度上問題になる点について実験を行った結果であるが、要約すると次のことがいえる。

- (1) 曲げ荷重を受ける曲り管の軸方向の応力増加係数の従来の式 $\alpha = Ah^{-2/3}$ は厚肉になるほど低く見積ることになるので、管径比 d_i/d_0 をも考慮する必要がある。
- (2) たわみ係数は厚肉に対しても $k=1.65/h$ で十分近似できる。
- (3) 内圧を受ける曲り管の応力は、断面が扁平なものほど円環殻の式では近似できなくなる。扁平度と応力分布との関係を明らかにした。
- (4) 内圧を受ける曲り管の降伏条件と破壊条件を求めた。
- (5) 曲り管の残留応力を (a) 手曲げ、(b) 機械曲げ、(c) 650°C/h 焼鈍について求めたが、ほとんどが曲げ応力であり、手曲げで 10 kg/mm² 機械曲げで 3 kg/mm²、焼鈍したものは 1 kg/mm² 以下であった。
- (6) STB 42 A 管の疲労強度は、曲げ半径が 9.5~11.5 mm のものが 14.0 kg/mm²、5~7 mm で断面形状が前者よりやや扁平になっているものが 11.5 kg/mm² となった。

第9表 VIII曲り管の強度比較

試料	疲労強度 σ_w (kg/mm ²)	強度の割合 (%)	ひずみ計による測定応力 σ_g (kg/mm ²)	応力増加係数 $\alpha = \sigma_g/\sigma_w$
VIII曲り管 しわ研削 Ar ガス使用	11.4	100	46.5	4.1
しわ研削 Ar ガス使用せず	9.0	79	36.9	
VIII曲り管 しわ研削せず Ar ガス使用	7.2	63	32.4	4.5



第17図 応力増加係数と疲労強度の関係

(7) STB 52 D 管で曲り部内側に深さ 0.2 mm, 長さ 10 mm 程度の円周方向のしわがあるものの疲労強度は 7.2 kg/mm² で, しわを研削すると 11.4 kg/mm² となり, しわにより 37% の強度低下となる。また曲げ加工の際に高温酸化を防止するための不活性ガスをそう入しなければ約 20% 疲労強度が低下する。

(8) 応力増加係数と応力比 (σ_w/σ_B) の関係から常用される $R/d_0=0.5\sim 0.7$ 程度の曲り管の片振り曲げ疲労強度を求めうる。

終りに, 本実験を行うにあたりご指導いただいた呉工場杉沼副部長, 日立研究所大内田主任研究員ならびに関係各位に対し深く感謝の意を表す。

参 考 文 献

(1) A. Bantlin: VDI, z., 54, 43 (1910)

- (2) T. von Kármán: VDI, z., 55, 1889 (1911)
- (3) N. Gross: Proc. IME 113, 465 (1952~53)
- (4) R. A. Clark, T. I. Gilroy, E. Reissner: J. Appl. Mech., 74, 37 (1952)
- (5) P. L. Vissat, A. J. Del Buono: Trans. ASME, 77, 161 (1955)
- (6) T. E. Pardue, I. Vigness: Trans. ASME, 73, 77 (1951)
- (7) L. Beskin: J. Appl. Mech., 12, 1 (1945)
- (8) たとえば S. Timoshenko: Theory of plates and shells 366 (1940)
- (9) E. Reissner: Contributions to Applied Mechanics 231 (1949)
- (10) H. Lorenz: VDI, z., 54, 1865 (1910)
- (11) 材料の疲れ強さ整理資料: 日本機械学会誌, 58, No. 441
- (12) 河本, 西岡: 材料試験 2, No. 7, 277 (昭 28)



特 許 の 紹 介

特 許 第 268599 号

X 線 断 層 撮 影 装 置 に お け る 截 面 位 置 自 動 調 整 装 置

和 田 正 脩・小 林 長 平
安 藤 文 蔵・伊 従 恵 太

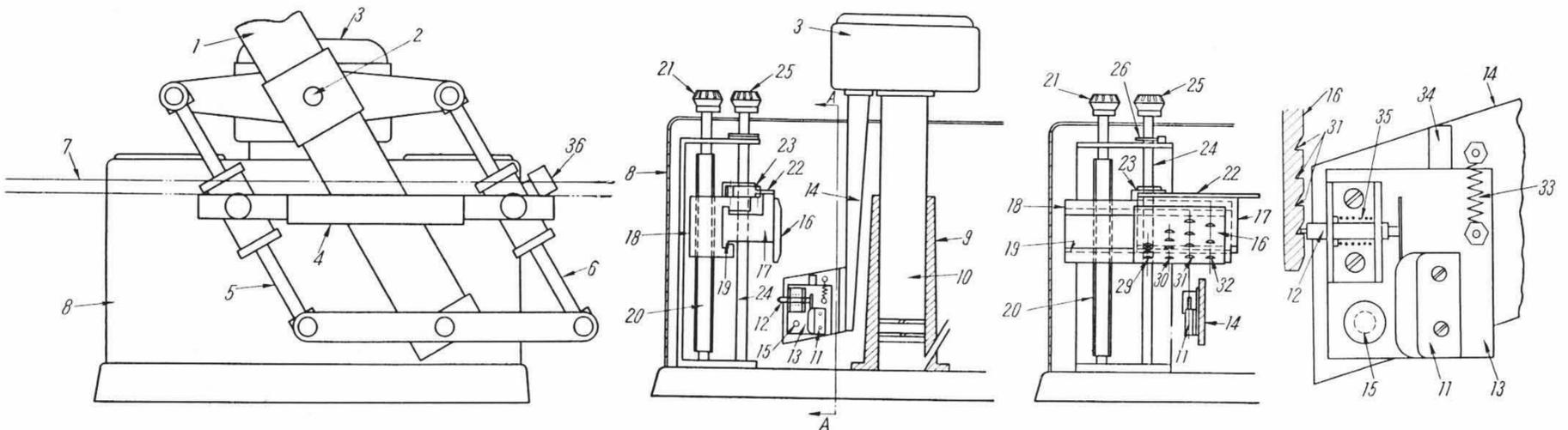
この発明は X 線断層撮影装置で断面の高さを順次変えて数枚の写真を連続撮影する場合の断面位置の調整を自動化したものである。

図において 1 は軸 2 を支点として左右に傾斜する支柱で, これにカセット台 4 と X 線管が向い合せて取付けられている。3 は支柱 1 を支える軸受台で, シリンダ 9, ピストン 10 からなる油圧機構によって上下される。この軸受台にはリミットスイッチ 11 と操作ロッド 12 を設けた取付板 13 が腕 14 を介して取付けられている。16 はベース 8 側に設けたリミットスイッチ操作板で, ハンドル 21, 25 により上下, 左右に動かされる。操作板 16 には間隔の異なる数列の段階状溝 29~32 が設けられており, 撮影に際してはあらかじめハンドル 21 により操作板 16 を上下させて最初に撮影する断面の位置を決めるとともに, ハンドル 25 により操作板 16 を左右に動かして希望の断面間隔に相当する溝, たとえば 31 を操作ロッド 12 の移動線上に合わせる。次に始動ボタンを押すとカセット台の電磁ブレーキ 36 がゆるみ, 同時に油圧機構が働いて寝台 7 の下面に密着したカ

セット台 4 を残し軸受台 3 が上昇する。これが最初に撮影する断面位置までくると操作ロッド 12 が操作板 16 の最下位の溝に落ちこみリミットスイッチ 11 を動作させるので, 軸受台 3 の上昇が止まり, 電磁ブレーキ 36 が働いてカセット台 4 を支柱 1 に固定する。1 枚目の撮影が終わって支柱 1 が始動位置に戻ると, 再び電磁ブレーキ 36 がゆるみ, 軸受台 3 はさらに押し上げられる。これがあらかじめ定めた間隔だけ上昇すると, 操作ロッド 12 が操作板 16 の一段上の溝に落ちこんで上昇を止め, 続いて 2 枚目の撮影が行なわれる。以下同様の動作をくり返して溝の数だけの撮影が行なわれる仕組みになっている。

この発明によれば 1 枚の撮影が終わるごとにあらかじめ定めた間隔で次の断面位置が自動的に調整されるから, 操作が著しく簡易化され, カセット自動送り機構と組み合わせることにより断層撮影を完全に自動化することができる。

(坂 本)



第 1 図

第 2 図

第 3 図

第 4 図