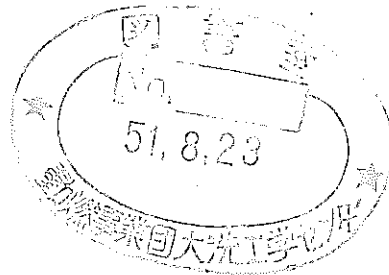


TN 241 71-04

区分変更	
変更前資料番号	710
決裁年月日	平成13年7月31日

高速増殖炉構造設計の課題

— 最近の文献より —



昭和46年1月20日

技術資料コード	
開示区分	レポートNo.
	N241 71-04
この資料は 図書室保存資料です 閲覧には技術資料閲覧票が必要です	
動力炉・核燃料開発事業団大洗工学センター技術管理室	

動力炉・核燃料開発事業団

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村大字村松4番地49
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki, 319-1184
Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)

序

本調査は高速増殖炉開発本部において、高速増殖炉（本報告書では発電用のLMFBRをさす。我国に於いては、高速増殖炉、原型炉「もんじゅ」以降に該当する。）に関する構造設計の問題点の調査として行なわれたものである。

高速増殖炉の構造上の設計を合理的にすすめるためには、広範な工学上の課題を検討しなくてはならない。

本報告書は、これらの方向づけを意図して、編集してありますが、諸賢の御批評を得て、内容の充実をはかることができれば、誠に幸いに存じます。

なお、本資料の作成に当り、永田敬君（東大）に、多大の御協力を頂いたことを、ここに感謝致します。

昭和46年1月20日

動力炉・核燃料開発事業団

高速増殖炉開発本部

岡 林 邦 夫

永 井 洋 次

I 緒 言

高速増殖炉の構造設計においては、現在のところ通産省令ホ 82 号および告示 501 号によって設計することを主旨としている。設計条件上、これらの規則の適用範囲外の設計条件に際しては、適切な外挿性のあるものが無いため、原典に立ちがえり、*ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sect III* および配管系で、適用されることの明らかな *USAS B31.7* に於ける設計基準の *Case Interpretation* を準用している。

これらはいずれも、軽水炉に対する設計基準であるため、高速増殖炉に対しては、合理的な評価をすることに関して最適であるとは限らない。そこで、高速増殖炉の強度設計を合理的に行う上での課題を文献を調査することにより明らかにしようと考えた。

現在のところ入手している資料では、高速増殖炉の構造強度の評価方法に関する考え方を示す例として参照する程度のものである。しかしながら、米国等では本文中で示されるように、高速増殖炉構造設計あるいは、構造の安全性に関する課題に着目し、研究が進められていることには、注目すべきである。

今後、引続いて、これらの内容について、十分評価をして行く必要がある。

※ 高速増殖炉の設計規程として完備したものが得られず。

目 次

ここでは、下記の各々の課題に対して、各論文を抄訳し、それぞれの要旨を便宜のため、作成し、まとめている。

(A) 高温に於ける "Stop Gap" 設計概念の採用

高速増殖炉の一次冷却系配管の固定系および非固定系に対して、弾性-塑性解析の必要性を論じている。

特に非固定系に於いては、Bellowの可能性について述べている。

[論文]

"Primary Piping Flexibility Analysis for Liquid-Metal-Cooled Fast Breeder Reactors", James T. McKean, Nuclear Eng and Design 7, 1968, P.427-441

(B) 高速増殖炉の荷重分類

新しい Hopper Diagram により荷重およびその評価の規程が示されている。

[論文]

"Design Criteria for Sodium-Cooled Fast Reactor Components", Richard Slember, ANS Transactions, Vol. 13, No. 1, 1970, P.116-119 他

(C) 瞬時破断に関する構造の安全性の評価方法

軽水炉に於ける一次冷却系に対する一連の構造に対する安全性の研究の中間報告として報告されている。

[論文]

"Reactor Primary Coolant System Rupture Study Quarterly Progress Report No. 19", S.R. Vandenberg, GEAP-10143, Jan. 1970

III

要

目

- A. Primary Piping Flexibility Analysis for Liquid-metal
- Cooled Fast Breeder Reactors
- B. Design Criteria for Sodium - Cooled Fast Reactor
Components
- C. Reactor Primary Coolant System Rupture Study
Quarterly Progress Report No. 19

Primary Piping Flexibility Analysis for Liquid-metal-cooled Fast Breeder Reactors (by James T. McKeon) 要旨

1. Introduction

- Allis-Chalmers Manufacturing Company (AC), Combustion Engineering (CE) の一次系配管予備設計をてらし合わせながら ASA Power Piping Code 及び ASME Nuclear Vessel Code の適用妥当性を調べる → 固定系
- Kellogg 及び Atomics International (AI) の解析手法に基づき、ベローを一次系配管に利用する可能性を検討する → 非固定系
- いずれの場合も、弾性-塑性解析法の発展が所要である。

2. 一般的考察

- 設計概念として、許容量は、全体設計、詳細設計、材料解析、構造、安全性、製作の精度と適合性、試験・検査の程度と能力を総合して定めるべきである。
- 配管系設計の妥当性は、次の三点より定まる。
 - 1) 過度ないし局部的塑性流動（全系ないし局部において）を生ぜしめぬ程、十分に強い事
 - 2) 運転上生ずる機械的荷重・熱的荷重を総合した荷重の繰返しにたえうる最大応力（歪み）範囲を有する事
 - 3) 高温時に於ける応力は、許容クリープ速度、許容クリープ破断寿命により定まる値以下である事
- 一次系配管について解析が必要なのは、以下の四点である。
 - 1) 弾性状態下での応力分布（完全なもの）
 - 2) 弾性-塑性ないし塑性状態での応力分布
 - 3) クリープ下での応力分布
 - 4) サーマルラテュット下での応力分布

3. 問題点

- ◎ "応力範囲概念の妥当性" — 配管系設計を従来の方法で行おうとすると非常に

大きな撓性を見込む必要を生じる。しかしながら、極限設計法を適用しても、現実には、良好な実績を上げている。弾性-塑性解析 塑性解析をコンピュータ利用により、複雑な形状に対して適用し、その上で、応力範囲の評価を行う必要がある。

- ◎ "局所的過歪み及びクリープ集中" —— 系の正確な弾性-塑性解析、塑性解析により 系の歪み分布を知り、必要な場合には、局所的な集中をさける必要がある。クリープに関しては、時間要素も考える。低延性材料及び高温での長時間使用に際し、延性低下を避けたい材料(特に Type 347H オーステナイト鋼)では、正確な歪みの評価が必要である。
- ◎ "サーマルラッチェット" —— エルボー部が熱により、大きな曲げモーメントねじりモーメントを受ける場合にもおこる。高温での長時間使用により、延性が低下する場合には、破壊の原因にもなる。
- ◎ "弾性・非弾性坐屈" —— 全体としての円筒坐屈と局部坐屈に分けられる。前者は、サポート形式で防ぐが、後者は解析により安全をはかる。そこでの問題点は (イ) 応力範囲概念は非弾性坐屈と矛盾しないかという事 (ロ) 熱膨張による不安定性の特性は何か、また、解放されない荷重によるものと、どう違うのかという点である。

4. 運搬条件

本文参照

5. 固定系

- ◎ 現行設計規則 —— *USAS Code for Pressure Piping B31* —— は、良好な実績をあげてはいるが、最新の理論を反映してはおらず、応力計算式も不十分である。問題点を指摘すると
 - イ) 解析法 —— 包括的、近似的であり、厳密な撓性解析はできない。複雑形状、付属構造物の解析も含まれていない。
 - ロ) 内圧 —— 比較的低下の薄肉円筒では妥当
 - ハ) 膨張応力 —— 平面内曲げでは、最大応力は、円周方向であるのに、軸方向で

あるとする理論的誤りがあるようである（結果は一応安全側にある）膨張応力として、曲げ及びねじり応力しか考えていないが、軸方向荷重、垂直剪断の影響も LMFBR-一次系配管系では考えるべきであろう。

⑤) 応力計算値の制限値 — 静的特性値のみによっているが、疲れを考えるべきである。現行設計規則が十分な実績を上げてきた点はあるが、少くとも設計のフェックには、改善された解析方法を用いるべきである。

⑥ Nuclear Vessel code Section III による解析 — 増略

⑦ Nuclear Vessel Code による解析に対する批判 — 応力範囲概念を取り入れている点の問題である。そのため Section III の適用は、運転温度 700°F ないし 800°F までに限定されている。Section II Case 1331.1 では stopgap の概念を取り入れ、適用範囲を $1100 \sim 1200^{\circ}\text{F}$ まで拡張している。しかし stop-gap の概念を有効に生かすためには、より厳密な弾性-塑性解析が必要である。

6. 非固定系

○ Y線遮蔽が必要な一次配管系では、ベローを用いると、系がコンパクトになり経済的利点は大きい。

⑧ 本章中では Kellogg 及び AI の設計解析法のみについて述べられているが、その両者とも、未だ完全なものではなく、それぞれで求められる計算値はかなり大きな差を示す事が記されている。両者の特徴を（本文で述べられている限り）若干箇条書きにして示すと

○ Kellogg の方法 — 通常型膨張ベロー (convoluted expansion bellows) だけについてのもの

- ・ Salzman の研究の延長
- ・ 疲れ破壊を考慮している。
- ・ ベロー本体の厚さ（補強リングがある場合はその厚さも）は、実験式よりステップ状に変化させる
- ・ 最大 応力は、各点の円周方向応力、軸方向応力を計算して求める。

○ AIの方法 —— Clark の研究の修正

- ・ 疲れの特性は入っていない
- ・ ベローの公称厚さは、一定のままとする。
- ・ 最大内圧応力と最大たわみ応力は同一点に生ずるとみなす。

さらに、補強リングの荷重負担部分の評価法が異なり、それが両法による計算値が相違する事の原因であろうと述べている。

◎ Nuclear Vessel Code 解析では、非固定系の設計は不可能であり、ベローが通常塑性領域で設計される事を考えれば、実用的ベローの設計には、弾性-塑性解析が必要である。

◎ 現実的使用にあたっては、トロイダル型ベローのような、より適当なベローの使用もさぐるべきである。さらにまた、ベローの使用にあたってはドレンの問題、温度変化による応力分布の変化もまた考えるべきである。

LMFBR COMPONENTS III : Piping and Vessels 要旨

1. LMFBRの容器及び配管材料について

- 容器用・配管用としては、304合金ないし316合金が相当 (ASME Sec IIの限定中では) フェライト系合金は中性子照射のため、高ニッケル合金はコストが高いため不相当
- 配管では、質量移行、鋭敏化、脆化等に注意が必要である。

2. 種々のナトリウム冷却高速炉構造要素の設計基準 (ホッパー線図を含む)

- LMFBR系の従来の水冷却炉に対する特徴は
 - 1) 液体ナトリウム冷却材
 - 2) 高運転温度
 - 3) 苛酷な周期的運転条件のもとでの30年の耐用年数
- 耐用年数が長いという事、また高温であるという事から許容応力が低下し必要壁厚は大となるが、逆に、温度勾配・熱勾配からは、壁厚の小なる事が要求される。
- 応力を持続的 (sustained) 過渡的 (transient) に分け、さらにその中でまた分類して、制限値を定めようとする方向が示されている。

3. LMFBRに関するコードについて

- 容器・配管に対して適用しうる現在のコードは、ASME Section II, ASA B 31.7 であるが、これらは 700ないし 800°Fまでであり、ASME Code Case 1331 及び B 31.7 case 67 では、オーステナイト系ステンレス鋼に対し 1200°F までの基準を与えている。
- この論文で扱われているのは 700~800°F 以上の温度での規則についてである。
- Case 1331 にも問題があり、主要な修正に関しては the ASME Subgroup on Elevated Temperature Design で準備中である。

4 LMFBR容器に対する溶接法

- TIG溶接 被覆アーク溶接 サラマージアーク溶接 エレクトロスラグ溶接について、その特徴を述べている。
- 溶接後の熱処理は *as-welded* 状態にするのが最善である。
- 運転状況ないし運転直後状態で、溶接部の機械的特性を、冶金学的な面から研究中である。
- 溶接棒の被覆は、クリープ破断特性に著しい影響を有する。

5 ナトリウム冷却高速炉ループ系の供用中の検査

- 検査及びモニタの理想的能力は、経済的、技術的考慮に基づき実用水準と調和する必要がある。
- 供用中のモニタリングとしては、滴液の検出、温度、振動、永久変形、応力波の放出の測定があり、供用中の定期的検査としては、超音波による探傷、内ループのテレビによる検査、厚さ測定、表面仕上げのレプリカ法による検査があり、施設内設置の試験片の検査による構造材への照射効果のサーベイも推奨されている。
- ここでは、上記のサーベイ及び検査を可能とするのに必要な開発、研究の方向が述べられている。

GEAP No.19 要旨

Task A 損傷確率の研究

- 損傷を生ずる原因と進展の程度によって、損傷を段階に分類し、損傷確率線図を示し、次に、各段階に対してそこでの基本関係式を定性的に呈示している。
- 特に、重大な損傷（全断面の瞬時破断ないし断面相当の面積を有する開口部の形成）については、6インチ Schedule 80 炭素鋼パイプの場合を用いてかなり詳しく述べている。即ち、クラック生長曲線、非漏洩クラックにより重大事故が生ずる限界クラックサイズ、壁厚の三つの線よりクラックの生長に伴う損傷の形態を考えるまであり、確率は様々な要因によるそれぞれのばらつきを考え、その帯域の重なりより推定する手法をとる。但し、荷重の種類による（或はその組合せによる）クラック生長曲線（長さ/深さ比の大きさと分布）が明らかでない点が問題であると述べている。

Task B 応力解析

DAPA 計算コード用巻の一部として関連計算コードの評価及び DAPA コードの工学的な面からの検討が進行中であると述べられているにすぎない。

Task C 破壊力学

ASTM A-234 T部及びエルボ-部の欠陥に対する静圧荷重限界を定める研究が進行中である。現在のところ6インチ Schedule 80のみではあるが欠陥を有さぬT部1体、同じくエルボ-部1体、軸方向欠陥を有するエルボ-部3体、円周方向欠陥を有するエルボ-部3体が試験され、さらに15体が試験される予定である。（欠陥はいずれも非貫通欠陥）

軸方向欠陥に対しては、三体のデータだけから見ると、エルボ-部は直管部より非鋭敏であるようである。

Task D 経サイクル疲れ

Task D-1. 疲れクラックの生長の研究

- A106-B, Type 304 ステンレス鋼の直径 6 インチ Schedule 40 のつぎ合わせ溶接部でクラック生長速度を調べ、先の非溶接部の結果と比較している。
- 形状は、先と同じく半円筒形状を用い、室温で行った。
- 溶接法は
 - (Type 304 ステンレス鋼…溶接材: Type 308 ステンレス鋼, TIG 手溶接 A106B ……溶接材 低炭素高マンガン銅, TIG 手溶接及び被覆アーク手溶接で、溶接後熱処理は、いずれも行っていない。
- 溶接金属による補強部は除いた (A106B ではうまくいかなかった)
- クラック生長速度と応力集中の関係は Type 304 鋼では溶接・非溶接でほぼ同じ、A106B では溶接した方が生長速度がやや遅い。
- Type 304 では溶接部の方が母材よりもクラック生長に対する抵抗が小さいようである。A106B では、その差であるようだが、溶接部の厚さがやや大きくなってしまったため、一見そう見えるのか明らかでない。

Task D-2 クラック発生

レポートが準備中であるとのみ記されている。

Task D-3 原型パイプの疲れ

Type 304 ステンレス鋼 Schedule 40 エルボー部の 550°F における平面外荷重による疲れ試験の結果が記されている。

Task K BWR 露出管の影響

— 省略 —

IV. 参 照 文 献

Primary Piping Flexibility Analysis.

for Liquid-metal-cooled Fast, Breeder Reactors
(LMFBR - 一次系配管の撓性解析)

James T. McKEON

The M. W. Kellogg Company Research and Development Dept.
Mechanical Engineering Development Division
Fidcoataway Jersey City N. Y. 18854 U.S.A

Received 22 Feb. 1968

LMFBRの一次系配管の設計及び解析に於ける主要な四つの問題について、即ち、
“応力範囲”という概念の妥当性、局部的歪み及びひずりの集中、サーマルラチ
エット、弾性及び非弾性歪みについての議論、固定配管系（熱膨張が配管材自身の撓
性に吸収される場合）及び非固定配管系（熱膨張がベロージョイントによって調節さ
れる場合）それぞれに対して現在の設計方法を適用できるか否かについての検討、現
在の設計規則についての批判

1. Introduction

1.1 研究目的

USAECのChicago Operation Officeとの契約（契約番号ATC
11-1）/454）によってなされたこの研究目的はAC, CE, GE, WH
各社によってなされた1000 MWe 高速増殖炉設計研究の一次冷却系の配管
についての調査研究であった。四社の設計研究はそれぞれ概念的にも異ってい
るにもかかわらず、配管系は四社の設計全てに共通のものであった。即ち、配
管系の熱膨張に対する安全性を考慮した設計である。

配管系はいずれも熱膨張を次の様な方式で設計する事により安全性をはかり
得る。(1) 固定系：膨張分はエルボ一部管の長さ方向の長さ等の配管要素固有
の撓性によって吸収する。(2) 非固定系：膨張はトロイダル型^{*2}、或は通常型^{*1}
ベロージョイント等により調節される。(3) (1)及び(2)を組み合わせたもの。

この研究の主たる目的は、液体金属を用いる一次冷却系の設計研究に於て、

薄肉管を用いた膨脹ルーア及びベロー継手を大管径系にその置換状況下で用いた場合、その利用に伴う問題点を明らかにすると共に、これらの系に対して現在の設計法を適用する事の意味、評価し、さらに、これらの系を確言をもって設計しようようになるためには、いかなる研究が今後必要であるかを論述する事である。

1.2 概要と結論

AC及びCEによる設計研究にみられる二つの一次冷却系配管の予備解析に従えば、現在の *ASA Power Piping Code* の規則に基く設計はさしたる問題を呈せぬ様に思われる。しかしながら、この論文の本論で細かに述べられるようにこの場合のような極めて置酷な使用に必要な安全性を保証するのに、この規則で果して十分か否かは疑問視してみる方が妥当であろう。その規則はさして置酷でない使用に対しては十分であろうが、一次冷却系配管には、一層細かな分析が必要とされる。

Atomics International によって開発された設計手法によれば、一次冷却系で膨脹用ベローを使用する設計が可能であるという結論が得られるようであるが、この論文中で示されているように、一次冷却系のような置酷な使用の場合、最近使用されているベローを設計に取り入れる事に関しては、本質的な問題がある。

現在の解析能力に基づき、製作テクニックと検査能力を十分に認識した上で、より厳格な設計手法が開発され、1000 MWe 高速炉の一次液体金属冷却材に対して、配管及び配管要素の安全設計をはからねばならない

配管及びベロージョイントのような配管要素の双方に対して置酷な使用に足る設計手法なるものは、構成物質の非弾性的挙動及びクリープや荷重状況に起因して、不安的な挙動及び坐屈が起り易いという事を十分に評価せねばならない。フリープ及び塑性変形に起因する局所的置歪み状況およびサーマルラチエットの可能性も考慮せねばならない。さらに、応力・歪み分布について、方向による許容限長の違いの影響も考えねばならない。

配管及び配管要素に対する設計手法を開発するためには *USAS Power*

Piping Code 及び *ASME Nuclear Vessel Code* の基本設計手続きを詳細にわたって調べ、適合を企む事が必要である。そのためには、許容設計応力、解析的過荷みの可能性、サーマルラチエットの可能性についての適当な基礎に關する問題に答えるための配管及び配管要素の細かな弾性・塑性解析が必要である。許容設計応力としては、その基礎として、静的試験に於る材料特性でなく、衰れを用いるという事 *Marble* による試験値に基づく係数のかわりに実際の材料の性質及び理論的な応力集中係数を用いるという事を十分に調査はねばならない。

伸長ベローの場合、特に補強リングを用いたベローの場合には、一次冷却系への使用を完全に可能とするような設計手法は皆無である。M. W. Kellogg の方法は、満足に足る使用経験を得たし *Atomic International* の手法もまた同様に良好な設計結果を納めたといつても良いであろうが、両手法の差は無視するにはあまりに大である。

ここでもまた、詳細にわたる弾性-塑性解析が、適当な設計手法を結論として導き出すのではないかと、期待される訳である。U型のベローよりも、トイタルベローの方が優れている点があるとするならば、それもまたはつきりする事になるう。

2 General Consideration

原子炉用一次冷却系配管設計は広く分布しがちな様々な危険な含有物とか長区間にわたる有害な影響とか、冷却枝流量の欠損による炉心損傷の可能性等の新たな問題を提起している。さらに、従来の動力用配管の場合とは違って、定期的な保守検査は、原子炉用配管の場合、視覚によつては不可能である。このような理由のため、USAS-831.1-1955 及び B31.10-1967 に含まれているような動力用配管に対してかつて用いられた単純化された *Code* の法則はもはやそのような過酷な使用には不十分である事は明らかである。この点については *ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec VII - Unfired Pressure Vessels* に用いられている手法とは対照的な *Section III - Nuclear Vessels* に組み込まれている改良された設計及び分析方法によつて証明されている。若干の

ガイダンス的な事については、将来の *USAS B31.7 Code for Pressure Piping - Nuclear Power Piping* より将来は得られるかもしれない。しかしながら、このコードがしつかりしたものになるまでは発電施設でかつて得られた経験を取り入れ、また、原子炉圧力容器の設計に必要なと見做された設計・解析の改良策を組み込んだ規則を公式化する事が必要となろう。

配管系の設計に於ける完全な安全性は、材料の基礎的挙動及び数学的解析手法についての現在の我々の知識では未だ得る事のできぬ幻影でしかない。この知識面に於けるギャップを大まかな安全率を利用して埋め合わせるのが、かつてのやり方であった。そのような安全率なるものは、配管の形状が単純なものであったり、或は数学的手法が解析に利用しうる場合には、適当なものである。複雑な形状や荷重状況の場合には、名ばかりの安全率を用いて損傷を予知する事は不十分なものとなる。過酷な使用の場合には、このような安全率はフリープや塑性変形や破れによる局所的過歪みと起因する損傷が絶対に起こり得ぬという保証を与えぬからである。これは、安全のために用いるマージンが応力の上昇の中で或は不適當な製造・組立・建設工程のために生じた材料中の欠陥のために使い果され得るからである。配管系の損傷を最大限防ぐために必要な事は配管の破損について知られているその原因の全てを考えに入れたような設計概念である。

この設計概念は *Mulphy* 等によって述べられているように (5) "*balanced economic design*" という概念の中に含められている。その言葉を借りれば、"配管系の許容量は、以下の影響を総合した上で測られるべきである。全体及び詳細設計、材料の解析、構造、安全性、製作の精度と適合性、検査、試験の程度と能力"

これらの点の内、いずれを削減しても、システムの完全性をたぐす事になる。"*balanced economic design*" なる概念は、いかなる原子炉一次配管系においても設計に際して忠実に守られねばならない。特殊な利用に供する材料は明らかに深く検討されねばならない。さらに、材料中に生じうる欠陥のタイプを明らかにし、またささる事であれば、それを除くために製造工程も研究しなければならぬ。システムの完全性を著しく損うような応力上昇要因を除くように、組立工程、その他種々な事も特別にせねばならない。検査工程の能力と限界もまた有

皆な欠陥を見落さぬ事を保証するために調べてみなければならない。最後に、詳細設計及び全体設計は、可能な限りの、理論的及び経験的手法と可能性を組み込まねばならない。四つの点全体は最終設計で考えられるものであり、ここでは、詳細設計、全体設計を考える事にする。

配管系設計の妥当性は、次の三つの要請により決められる。

- (1) 過度又は局部的な全体的或は局部的降伏を生ぜしめぬ程度の十分な強さ
- (2) 機械的・熱的組み合わせ荷重の運転上必要な繰り返し数に対して十分な最大応力(歪み)範囲
- (3) 高温時に受ける応力の水準は許容しうるクリープ速度或はクリープ破断寿命に合致している事

上記の基本的規則は配管系が固定系か、非固定系か、或は両者を組み合わせたもののいずれであるにかかわらず、一般的なものである。

設計詳細により、固定系或は非固定系となる訳であるが、一次ループ配管系については、解析は以下の諸点について必要である。

- 1) 完全なる弾性状態下での応力分布
- 2) 弾性-塑性、或は塑性領域での応力分布
- 3) クリープ下での応力分布
- 4) サーマルラチエット下での応力分布

3 Problem Areas

配管系の構造設計における問題点は、系が固定系か 非固定系か、両者を組み合わせたものであるか否かにかかわらず同一であり、以下の通りである。

1. "Stress range" 概念の妥当性
2. 局部的過剰歪みとクリープ集中
3. サーマルラチエット
4. 弾性、非弾性安定性

3.1 "応力範囲" 概念の妥当性

the code for pressure piping — 原油用改良パイプ — USAS

B31.3 - 1966 からの以下の抜粋は「応力範囲」の概念を説明したものであり、本質的に ASA-B-31 / 1955 及び ASA B 31.3 1962 もまた同じである。

“一定の荷重（例えば内圧とか重さなど）による応力と違って熱膨張による応力は局所的な降伏やクリープを開始するに足る大きさを有する事がある。高温状態で付随的に応力の減少がおこると、部材が低温状態に戻った際に逆向きの応力が生ずる事になる。この現象は、糸のセルフスプリングと呼ばれ効果はコールドスプリングと同様な物である。セルフスプリングの大きさは全応力の初期の大きさ、材料、使用温度、経過時間に依存する。高温状態に於ける膨張応力は時間と共に減少する傾向にあるが、高温から低温へ一サイクルの間に変化する膨張応力の代数上の差は、実質的には、同一のままに保たれる。応力範囲と呼ばれるこの代数上の差は、適度な靱性を有する配管系を設計する際の決定的要素である。

この“応力範囲”と呼ばれる概念は *The M. N. Kellogg Company* の *Rosshain* 及び *Markl* による“mid thirties” [6] の中で初めて紹介された。それは、静的な大まかな構造理論を応用して、三次元の配管系をはじめて解析した事に端を発した。理論上の熱応力に長手方向の内圧応力を加えたものを、クリープや降伏に対して安全な応力値内に納めようとする、配管系設計は、非常に大きな靱性を見込まねばならなくなる事が判明した。しかも *rule of thumb methods* によって系を設計すると理論上計算によれば過剰応力状態となる事も判明したが、その設計は、多年にわたり良好な結果を納めた。“極限設計法 (*limit design*)” という名の構造工学上で非常なる発展を遂げ、その概念は数々の複雑な配管系の設計にあたって良好な効果をあげた。

“応力範囲概念”を広く受け入れることは、直観に基づいている。最初、熱応力解析は、卓上計算機によってなされた。従って比較的込み入った問題を解くには大層な時間と労力が要せられた。系の弾性-塑性又は塑性解析を行う事は実用上不可能であった。近年のデジタル計算機技術は様相を一変させ、現在では、或る特定の形状の配管に対しては“応力範囲”の概念を詳細して、か

なり確かな結果を得る事ができる。ここで付した制限は、正確な弾性計算はま
つすぐな配管及びかなり長い接線をもつる脆状部を含む系についてのみ可能で
あるという事である。T字型接合部の応力の理論解析は未だなされてないが
近い将来可能となるであろう。

3.2 局所的歪み及びフリーア集中

この問題は、1955年 E. L. Robinson による論文(7)の中で初めて
明らかにされたものであるが、この論文の発表に続いて、修正された USAS
-B31.1.0 及び USAS-B-31.3 には、問題が起り得る状況についての
一般的警告が含まれている。この警告を要約すると次の通りである。

" 広く用いられている配管の弾性解析方法は、全て配管系全体の弾性挙動を
仮定しているようである。この仮定は、系の塑性歪みが多数の箇所、かなり
広い領域で起る場合には十分に正確なものであるが、配管の微小部みだけが
塑性歪み領域に入ったり或はクリープ領域に於る配管の挙動に於て、歪み分
布が著しくばらつきを有するといった不均一な系において実際の歪み分布を
反映させる事はできない。上記の不均一系では強い部分、高応力部分は強固
な部分、低応力部分が弾性内に留まるために歪み集中を起しやすすい。

不均一性は、次の場合に生ずる。

- a) ホパイプが、より大きなパイプ、或はより強いパイプ或は比較的大きな応
力を有する小さな系に平行にとりつけられている場合
- b) サイズ又は断面が局部的に減少した時、或は、局部的に弱い材料を用いて
いる場合
- c) 一樣なサイズの系の場合、大多数の配管が両端間を直線的につなぐれ、一
部分だけが、このラインからはなれて膨張歪みの大部分をひきうけてしまっ
ているような場合

特に、比較的延性材料が使われているような場合には、このような形状を
採る事はできればさけるべきである。避け得ない場合には *cold spring* を
うまく用いて、負担を軽減すべきである。

ここに含まれている問題もまた、配管系の弾性-塑性、或は塑性解析である。

さらに、クリープが要素として含まれる場合には、時間要素も考えねばならない。*Robinson* は、特定の材料に対するクリープの規則性を考え、いくつかの単純な形状（即ち角隅を有する単一平面上の系）について、歪集中を調べた〔7〕。一次配管系のような過酷な使用状況の配管系では *Robinson* の解析は現実設計された系に拡張せねばならない。これは、著しく困難な事であるが、*Robinson* がその著の最後に述べているように、これまでのクリープ集中を無視した系は、概して不適當ではないが「通常は十分といわれるものであつても常にどうであるとは限らないし、高温配管の正確な塑性解析の必要性は、将来無視されるどころか増大するに違いないように思われる」。

歪み集中の正確な評価の重要性は、高温に長く曝され、延性の低下をさげねばならぬ材料の場合には、特に重要である。この点では *Type 347H* オーステナイト鋼では特に確かである。

3.3 サーマルラチエント

この破壊形式による解析には、一様な熱流束の圧力容器については *Miller* によつてなされた〔8〕。本質的にその効果とは次の通りである。圧力容器壁に対して、静圧による応力の上に、さらに熱膨脹による応力が加わると、圧力容器は1サイクル毎に増大を繰返す事になる。*Miller* の解析は、圧力容器に限定されたものであつたが、そのような増大は、エルボ部分が圧力による応力の他に、熱によつて大きな曲げモーメント、ねじりモーメントを受けざるを得ない配管系の場合にも起こり得る事を彼は暗示している。高温に長時間曝されて、延性の減少を来す材料の場合にはサーマルラチエントは破壊の原因になり得る。

3.4 弾性 非弾性坐屈

軸方向及び曲げ方向両者の圧縮荷重を受ける薄肉シリンダーの破壊は、次の原因によつておこり得る。

- a) 容器全体の不安定性 即ち 円筒坐屈
- b) 容器の局所的坐屈

大口径配管系では、通常 サポート形式で、a) 形態の坐屈を防ぐ薄肉シェル

の場合には b) 形態の夜楓の可能性がある。後者の形態はシリンダーの薄性
 減により、形状の上で、周期的に、或は、ゆつくりと、しわがでさたり、ふく
 らみが生じたりするという点の特徴である。

軸方向の圧縮荷重下での薄肉シエルの弾性坐屈問題の理論解はよく知られて
 いる (9) 材料の比例限を越えなければ

$$S_b = \frac{E}{\sqrt{3}} \frac{1}{\sqrt{1-\nu^2}} \frac{t}{R} \quad (1)$$

ここで S_b : 不安定性をおこす単位あたりの応力

E : 弾性係数

ν : Poisson 比

t : シエルの厚さ

R : シエルの平均半径

鋼に対して $\nu = 0.3$ とすれば

$$S_b = 0.60 E t / R \quad (2)$$

或は

$$\frac{t}{R} = \frac{S_b}{0.6 E}$$

(1) 式は、対称軸上に荷重を受ける理想完全弾性シリンダーを仮定して導い
 たものである。 S_b の値は、材料の比例限以下であるが t/R の値によつて
 も制限を受ける。1200°F (649°C) の 18-8 に対しては、比例限は約

18800 Psi (132 kg/cm^2) E は $21.3 \times 10^6 \text{ psi}$ ($1.50 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2$) であるか
 ら

$$t/R = \frac{18800}{0.6 \times 21.3 \times 10^6} = 0.00313$$

内径 36" (914.5mm) x 肉厚 $5/16$ " のパイプに対しては

$$t = 0.00313 \times \frac{36.3125}{2} = 0.055 (1.40 \text{ mm})$$

従って、通常の安全係数として4を用いても、このパイプは弾性坐屈によって
はこわれない事になる。

比例限という事を見れば、理論上の坐屈応力は、このパイプについては

$$S_b = \frac{0.6 \times 21.3 \times 10^6 \times 0.3125 \times 2}{36.3125} = 220,000 \text{ psi}$$

(155 kg/mm²)

Wilson 及び Newmark によつてなされた試験では(10)理論上の坐屈
応力には到らず、坐屈は常にずっと低い応力で起つた。シリンダー中の不完
全さが、破壊の前には現れたので、この結果は驚くにはあたらない。この理
論値と実験値の大きなくい違いは、他の研究者によつても得られた。Wilson
及び Newmark は軸方向及び曲げ方向の圧縮応力を受ける組立シリンダーに対
する安全坐屈応力として次の値を示している。

$$S_b = 1600000 \frac{t}{R} \text{ (psi)} \quad (3)$$

($1.125 \times 10^3 \times t/R \text{ kg/cm}^2$)

実験は室温で行なわれ(1)式は弾性率を含んでいるので(3)式には E_t/E_c
をかけるのが論理的であろう。ここで

E_c : 室温における弾性係数

E_t : 使用温度における弾性係数

そうすると

$$S_b = 1600000 \frac{t}{R} \frac{E_t}{E_c} \text{ (psi)}$$

($1.125 \times 10^3 \times t/R \frac{E_t}{E_c} \text{ kg/cm}^2$)

パイプに対しては従来の考え方によれば $E_c = 290 \times 10^6 \text{ psi}$ $E_t = 21.3 \times 10^6$
psi $R = 18.16''$ $t = 0.3125$ であり

$$S_b = 1600000 \times \frac{0.3125}{18.16} \times \frac{21.3}{290} = 20200 \text{ psi}$$

(14.2 kg/mm²)

上記の分析は、明らかに粗雑なものであり、直管にのみ応用しうるものである。
エルボー部・T形接合部の坐屈は無視されている。しかしながら、特定の条件

下で耐え得る主要な応力の程度を示す事だけではできない。だがどこでの σ の問題は配管系の“応力範囲”の概念と塑性坐屈の間に根本的矛盾がないかどうかという事である。熱膨張荷重の性質は、本当に不安定性をもたらしぬようなものであろうか。 σ の問題は、熱膨張による不安定性の性質とは一体何であり、接合荷重による不安定性と、どう違うかという事である。

これらの問題の研究にあたっては、一層正確な方法が用いられねばなるまい。弾性坐屈に対しては *Flügge* がうまく扱っている〔11〕。塑性坐屈については *Batterman* の方法が研究に値する〔12〕。

4 *Operating Condition*

配管系及び膨張ベローについての予備設計仕様は *ref*〔1〕～〔4〕に示すように進歩した原子炉システムから示されており表 1 にある通りである。

5 *The Rigid System*

固定配管系の応力解析の方法は過去30年に進歩をとげた。*USAS-Code for Pressure Piping B 31* (現在の各章及び発案されている各章)に組み込まれている設計規則は1954年以前に発達したものである。これらの規則を採用するにあたっての根拠は *ref*〔13〕に与えられている。

このような諸規則による配管系の設計は、動力用及び精製用配管系の分野で満足しうる結果を納め、損傷事故もこれ迄非常に少ない。しかしながら、これらの規則が最新の破壊と材料特性に関する理論を反映していない事は最近一層明らかなものとなつてきている。各要素の応力を計算する式は正しいものではないし、或はそうでなくとも不完全なものである。このような理由のために、非常に過酷な状況下の配管系の設計にあたって、これらの諸規則を用いることには、設計者の側から不本意なものとする声が高まってきている。

この章では、これら諸規則を簡潔にまとめ、その欠点を指摘し、より改善された解析方法を提示し、改良法に於る問題点をも併せて調べてみる事にする。最終的には、満足しうる設計が可能である事を示すために、現在の諸規則に従って、適切な研究がなされるであろう。

5.1 現在の設計諸規則

5.1.1 解析

現在の規則は、伸縮性の解析が必要な際の決定基準を与えている。簡潔に述べれば、近似的ないし包括的解析法が許されている。包括的な解析法として可能なものとしては、解析的な、模型試験及び図表解法が含まれている。包括的な解析法を用いられる場合には、直管以下の要素には、応力集中係数 (*stress intensity factor*) を用いざるを得ない。そのような要素には、付加的撓性を用いる場合もある。

5.1.2 内圧

直径と厚さの比 (D_o/t) が6より大きい直線状金属パイプの場合には、内圧下において、最小壁厚 t_m は、機械的強度に対する許容性をも含めて式(4) 或は式(5)によって定められる厚さよりも薄くなくてはならない。

必要とあらば、腐食に対する許容量も t_m の値に加える。使用条件によって、腐食の程度が大きく異なる場合には、設計者は適切な許容度を、この条件につけ加える。

$$t_m = \frac{PD_o}{2(SE + P_4)} + A \quad (4)$$

$$t_m = \frac{Pd + 2SEA + 24PA}{2(SE + P_4 - P)} \quad (5)$$

ここで、 t_m : 必要最小壁厚 (inches)

P : 設計内圧 (psi gauge)

D_o : パイプの外径 (in)

SE : 設計強度に於ける内圧及び継手効率による材料の許容応力 (psi)

d : パイプの内径 (in)

A : 付加厚 (inches)

(1) 機械的結合のために除去された部分を補うための付加厚
(*mechanical joint*)

(2) パイプの必要な箇所にも最小限度の機械的強度を与えるた

めの付加項

γ : 温度による係数

5.1.3 膨張応力

応力計算は、要素の最小断面部に基づき、局部応力分布を求めるにあたって公称寸法を用いてなされる。膨張応力 S_E の計算は、室温に於る弾性係数 E_c に基づいてなされる。

膨張応力は式 (6) に従って計算される。

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_x^2} \quad (6)$$

ここで S_E : 膨張応力の計算値 (psi)

S_b : 曲げ応力 (psi)

$$= \frac{\sqrt{(LM_{bp})^2 + (iM_{bt})^2}}{Z}$$

S_x : ねじり応力 = $M_t / 2Z$ (psi)

M_{bp} : 構成要素の平面内曲げモーメント (in-lb)

M_{bt} : 構成要素の平面に対する垂直方向曲げモーメント (in-lb)

M_t : ねじりモーメント (in-lb)

Z : パイプの断面係数 (in³)

i : 応力集中係数 (stress intensity factor)

5.1.4 持続荷重及び熱膨張による応力計算値の制限値

a 内圧

内圧による応力計算値は、「許容応力表 (Allowable stress Tables) に与えられている許容応力をこえてはならない。

b 膨張応力に対する許容応力幅

膨張応力 S_E は、次式で与えられる許容応力範囲をこえてはならない。

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h) \quad (7)$$

ここで S_c : 継手効率 E として 1.0 を用いた場合の「許容応力表」より得られた最低温度における母材の許容応力

S_h : 継手効率 E として 1.0 を用いた場合の「許容応力表」より得られた最高温度における母材の許容応力

f : パイプの寿命期間中に於る温度サイクルの数 N に対するサイクルによる応力範囲減少係数 ($N = 7000$ に対しては $f = 1$)

C 付加的応力

圧力、重量、及び他の特徴荷重による軸方向応力の和は、 S_h をこえてはならない。これらによる応力の和が S_h より小さい場合には、 S_h とこの和の差は、 S_A を定めるにあつての (7) 式中の $0.25 S_h$ の項に加えても良い。云いかえれば、系の全応力は、次の値をこえないようにする。

$$S_{Ac} = 1.25 (S_c + S_h) \quad (8)$$

5.2 現行設計規則に対する批判

5.2.1 解析

過酷な状況下におかれる配管系の設計においては、塑性解析が常に必要となる。今日の計算機プログラムでは、適当な解析法は保証の限りではない。そのような配管系に対しては、多数の弾性的或は剛体的アンカー、中間レストレイント、閉ループを扱いるような計算プログラムが必要である。さらにハンガーサポート等によるあらゆるレストレイントも解析中に含めねばならない。

5.2.2 内圧

比較的低下下における薄肉配管については設計コードの式 ((4) (5) 式) は適当なものである。

5.2.3 応力

応力の計算にあたっての批判点は2つあり (1) S_E の計算及び (2) K_t の値についてである。(1)(2) は互いに関係を有するので、まず (1) の意味を説明するのが妥当であろう。

K_t は、要素 (即ち、エルボー部 T字形部 レデューサー等) 中で疲れ破壊をひきおこす曲げモーメントの比として定義される (13)

これは理論上の応力集中係数ではない。実際、エルボー部では、理論上の応力集中係数は、疲れ強度減少係数の約2倍である。

理論上の応力集中係数と疲れ強度減少係数との間の相違は (13) において K_t を決めるに際し基本系に用いられる直管は通常の市場にあるつぎ合せ溶接を含む *3 ミルサーフェスパイプであるという事実より部分的には説明できる。つぎ合せ溶接部を有しないパイプの試験の場合には、溶接部は約 1.5 の応力集中係数を有すると決められた理論上の結果及び疲れの結果を一致させるのに必要な約 1.5 という係数は多分表面あらさによるものである。

式 (4) により得られる曲げ応力 S_b を計算する式から判断すると、平面内曲げに対しては、曲げの内弧面または外弧面における軸方向応力が最大応力であるように思われる。しかし、実際には、最大応力は理論的にも経験的にも位相が 90° 異なって、円周応力である。さらに、面外の曲げについてもやはり円周応力であり、面内応力が最大となる点とは異った点で最大となる。従って、 S_b の計算法は理論的に不適當であるが、安全側にあるとはいえる。

S_E の計算については、既に、設計者によっては、曲げ及びねじり応力のみを考慮し、軸方向荷重および垂直剪断の影響を無視している点を批判している。

この点については Code 作成者側でも認めるところであるが、その効果はさして大きくなく無視うると考えられてきた。過酷な状況下での配管系では、応力の計算にあたっては少くともその相対的大きさを評価する程度にはその効果をも含めて考えた方が妥当であろう。

5.2.4 応力計算値の制限値

現行設計法の主要な批判点は許容応力範囲 S_A の値が材料の静的性質である S_c 及び S_t に基づいている点である。熱膨張による破壊は、それに対して疲れの問題である。従って S_A は、材料の疲労の上での特性を反映せねばならない。

反対意見としては、過酷な状況下での配管系は、これらの応力限界に従って設計されてきたが、多年にわたって、ほとんど破壊事故をおこしていないとする点がある。この意見を支持する者は、材質、組立、検査の問題の方がはるかに重大であると主張する。そのような人たちにとっては、現行規則は、正しい応力値は与えないけれども、計算された応力値などは単に配管系設計の指標にすぎず、実際に動いているものには問題がないのであるから、そのような事は大した事ではないと感じられるのである。より科学的であったとしても、未だ良好な使用経験が得られない規則によって設計するなどという事は性急な事であると考えられるのである。

どちらの見方に対しても云うべき事はある。30年もの良好な設計、経験をすてるのは無茶な事である。しかしまた、工学メカニズムと材料科学の進歩を無視する事も賛成できない。妥協が用意されているのは明らかである。一次配管系は最低許容規準として、現行の設計規則を採用すべきである。そしてその設計はより改善された解析方法でチェックされるべきである。

5.3 Nuclear Vessel Code - section III による解析

現行設計規則の要請に加えてなされる応力解析は、主として ASME Boiler and Pressure Vessel Code - section III - Nuclear Vessels (最近改訂版) [14] の第 IV 章に従ってなされる。その方法は簡潔に以下に示す。

5.3.1 応力を決めるにあたっての基礎

配管系の各点に対応する応力は、非軸方向荷重下で得られた材料の機械的性質からして破壊理論を用いて各点の応力状況を推定する。これらの

若規則で用いられる破壊理論は、最大剪断応力説である。ある点に於る最大剪断応力は最大主応力と最小主応力の差の $\frac{1}{2}$ 倍に等しい。

5.3.2 応力解析に関する諸項

a) 応力差

“組み合わせ応力の等価差” 簡単に言えば“応力差”は最大剪断応力の2倍として定義される。いいかえれば、応力差とは、与えられた点での代数上の最大主応力と代数上の最小主応力の差のことである。引張応力は正圧縮応力は負と考えられる。

b) 一次応力 (P)

垂直応力ないしは剪断応力は、内部及び外部の力及びモーメントの単純な平衡法則を満足させるのに要する印加荷重によつて明らかになる。一次応力の根本的性質は、自己限定的でない事である。熱応力は、一次応力としては分類しない。一次応力の例はパイプ及び配管系の内圧及び分布荷重による一軸張力などである。

c) 二次応力 (Q)

構造物の隣接部分の拘束または自己拘束により生じた垂直応力ないしは剪断応力、二次応力の根本的性質は、自己制限的であるという事である。局部的降服及び小さなゆがみが生ずる率によつて二次応力が緩和され、二次応力だけで破壊が生ずる事はない。二次応力の例は、脆状部の直円からのずれに由来する応力である。熱膨張応力はこのカテゴリーに含まれる。

d) ピーク応力 (F)

応力集中ないし(仮にあれば)応力集中の効果を含めた上での局部的熱応力のために一次応力に二次応力を加えたものに付加される応力の増加。ピーク応力の根本的性質は、着しいゆがみの原因にはならないが、疲れによるクラック或は脆性破壊の原因になりうるという事である。ピーク応力の例は、枝状接続部ないしノズル近辺での最大応力点である。

e) 熱応力

パイプにおける温度の不均一分布或はパイプの終端部に於る自由膨張による圧縮のために生ずる自己平衡応力、許容応力を定めるために、二種

の熱応力、即ち、一般熱応力、局部熱応力が分類されている。

一般熱応力は、その生じている配管の変形に關係する。このタイプの応力が、材料の降伏応力の2倍をこえると、塑性解析は無価値になり、ひき続く熱サイクルにより変形は増加する。従つて、この種の応力は、二次応力(Q)として分類される。一般熱応力の例は、印加熱膨張により、配管系にひきおこされる応力である。

局部熱応力は、熱膨張をほぼ完全に抑制する事に關係し、従つて向題となるような変形は生じない。そのような応力は、疲れの観点だけから考えられるものである。局部熱応力の例は、円筒壁面での半径方向の温度勾配による応力である。

5.3.3 応力強さの導出

設計の許容量に際しての要請の一つは、応力強さの計算値は、分類された許容限度を越えてはならない。それらの制限値は、応力のカテゴリー(一次応力(P) 二次応力(Q) ピーク応力(F) それぞれについて、応力強さが導き出されている)によって異なっている。

配管系の各詳細点で6つの応力要素(垂直応力として3種、剪断応力として3種)が計算される。応力値は、応力の型式に基づいて、主応力(P) 二次応力(Q)、ピーク応力(F) の各カテゴリーに分類される。結果は、各カテゴリーについて、6要素の組み合わせとなる。主応力として最終的には応力差(即ち2つの主応力間の代数的差)が計算される。最大応力差が応力強さSである。応力強さSは以下の sect. 5.3.4 で与えられる制限値をこえてはならない。

5.3.4 基本的応力強さの制限値

満足されるべき4つの基本的応力強さの制限値は以下の通りである。

a) 一次一般膜応力強さは σ_h をこえてはならない。即ち $P \leq \sigma_h$ (

σ_h は Nuclear code の σ_m に同じ)

b) 一次一般膜応力と一次曲げ応力を加えた応力強さは $1.5 \sigma_h$ をこえて

はならない。即ち $P_A + P_B = P \leq 1.5 C_A$

c) 一次応力 (P) と二次応力 (Q) を加えた応力強さは $30 C_A$ をこえてはならない。即ち $P + Q \leq 30 C_A$

d) 一次応力 (P) 二次応力 (Q) ピーク応力 (F) をこえた応力強さは ref [14] の図 N-415 (B) に与えられている S_A をこえてはならない。その図は、安全運転サイクル数と S_A を結びつけるものである。

この順で述べた解析法は、ref [14] で与えられる解析法のダイジェストである。詳細な解析については ref [14] をつぶさにおっていただきたい。

5.4 Nuclear Vessel Code Analysis に対する批判

Nuclear Vessel Code の解析法に対する主要な批判点は“応力範囲”概念を否定している点である。この点は $P + Q \leq 30 C_A$ という要請の中に含まれている。極端な場合について考えると、即ち、材料として 316 ステンレス鋼を用いた $1500^\circ F$ ($810^\circ C$) 用配管系の設計を考えると、許容圧力と歪さと熱膨張応力を加えたものは $30 C_A$ 、即ち 3000 Psi におさえられる。
(2.11 kg/mm^2)
不可能ではないとしても、この応力値を設計するのは着しく困難である。しかしながら $1500^\circ F$ ($810^\circ C$) の系は“応力範囲概念”を用いて設計され、何年もの良好な運転を続けている。

この例外的事柄は、そのコードの製作当局によっても認められ、Sec III の規則はまず、炭素鋼及び低合金鋼の容器に対しては $700^\circ F$ ($372^\circ C$) 以下で運転するもの、高合金鋼の容器に対しては $800^\circ F$ ($427^\circ C$) 以下で運転するものに対してのみ適用される事となった。これより高温で運転する容器に対しては、炭素鋼及び低合金鋼では $1100^\circ F$ ($593^\circ C$) まで高合金鋼に対しては $1200^\circ F$ ($649^\circ C$) までについては現在 ASME - Boiler and Pressure Vessel Code Case 1331-1 で許されている。この解釈は $P + Q \leq 30 C_A$ or $30 S_A$ であれば良いとしている。ここで C_A , S_A いずれが大きとも良く C_A は、内部の金属の温度での 10^6 サイクルでの疲れ応力強さであり、それに対しては、線図が与えられている。

この解は、明らかに“ストップギャップ” (stop-gap) の提案であり、 $P+Q \leq 3 \sigma_a$ を満足するかわりにクリープによる変形をも含めた塑性的基础に基づき、構造的挙動を解析しても良い。“シェーク・ダウン”がおこり、また“シェーク・ダウン”以前に起る変形が、予期した制限値の範囲内に留まれば、設計は許容される。このような点は全て 弾性-塑性解析により厳密に“応力範囲概念”を検討する必要性を強調する事となる。

いずれの場合にも、 $P+Q$ に対する許容応力は、固定配管系の設計を未だ許すようであるが、現行諸規則によって必要とされる値以上の付加的撓性をつけ加える必要があるであろう。 1200°F (649°C) の Type 316 に対しては $\sigma_a = 12500 \text{ psi}$ (8.79 kg/mm^2) であり、従って、好ましい配管施設を与える許容応力は $P+Q \leq 37500 \text{ psi}$ (26.35 kg/mm^2) となる。

5.5 可能性の研究

原子炉配管系で期待される最大応力を決定するため、AC(1) (fig 1) 及び CE(2) (fig 2) による2つの配管構造が解析された。解析は予想的なものであり、各ループの大きさ、機器の支持点、機器の温度は、配管系の概要から評価した。6つの配管ループについての解析結果は表2に与えてある。

表2にある解析は、USAS-B31.10-1967 に従ってなされたものである。この規則下での許容熱応力範囲は (7) 式より $\sigma_c = 18750 \text{ psi}$ (13.18 kg/mm^2) $\sigma_h = 6800 \text{ psi}$ (4.78 kg/mm^2) として

$$S_a = 1.25 (18750 + 0.25 \times 6800) = 25400 \text{ psi} (17.85 \text{ kg/mm}^2)$$

現行規則下では、両システムとも、適当なものである。現時点では、改良した解析法をためすために未だいかなる試みも行なわれてはいない。

6. The Non-Rigid System

配管系において、撓性のための配管ループのかわりに、ベローを用いると、泵システムをよりコンパクトにより安価にする事ができる。コンパクトな配管系の経済性は、強力なシールドのイメージに対する遮蔽が必要な一次配管系では、特に評価に値する。この利点のために、一次ループにベロータイプの膨張継手を適用する可能性を明らかにするために、予備的研究がなされた。

現時点では、USA - Code for pressure piping の中には、膨張ベローの設計を定める規則を有する章は一つもない。膨張ベローは、製作者側から、特定温度圧力下での特定数のサイクルに対しては、高く評価されている。製作者の中には、理論上計算と経験的手法とを併せ用いる者もいるし、また経験的手法のみ依る者もいる。現時点においては、いずれの場合も、ベロー設計は、商業秘密として扱われている。

膨張ベローの設計にあたり、利用しうる手法として、最近刊行されている唯一のもの、Atomic International (AI) によって開発されたのが唯一のものである。〔16〕後に述べられる理由の故に、この手法の正当性は、さらに検討の必要がある。

M. W. Kellogg Company は過去数年にわたって、AIの手法に先立ち、しかもアプローチの異なる、通常型ベローの解析方法を用いてきた。この方法によるベロー設計には、コンピューターのプログラムを使用する必要がある。

この章では、固定系に対する場合と同じように、現行設計手法 (AI 及び Kellogg) の概要を述べ、その欠点を指摘し、より改良した手法を暗示し、改良法における尚懸念点を明らかにする事にする。最後に、固定系の場合と同様に、ベローを採用するにあたっての可能性の研究を示すことにする。

6.1 現行のベロー設計法

6.1.1 解析

現行の設計法といつても、実用のために Kellogg と AI とによって開発された解だけに限定されているが、他の解として適当なものもあろうが、

詳細が明らかでないので、ここでは吟味できない。

Kellogg の解〔15〕は, Sulzman の業績〔17〕の延長である。IBM 7070 計算機によってプログラム化されたのは、ひずみエネルギー法である。補強リングがある場合とない場合について、通常型（*U-type*）^(concluded) 膨張ベローに限定されたものである。圧力及び軸方向の変位（ベローがオフセット型に用いられている場合、ないし角度回転がある場合は等価軸方向変位）とともに、ベロー要素の寸法が計算機にかけられる。圧力による軸方向応力、円周方向応力及び変位が打ちだされる。さらに、疲れ破壊規準がプログラムに組み込まれており、破壊に到るサイクル数が与えられる。

AI の解〔16〕は、Clark の業績〔18〕の修正であるが、Clark は *closed form* で トロイダル型のシエルの微分方程式を解いた解は、方程式の *asymptotic integration* により得られた。解を得るために、方程式の内のいくつかの項は無視しうると考えられた。膨張継手の形状によっては、そのような項も無視し得ぬ場合もあるので、Anderson は余議なく適当な補正係数を用いた。さらに、最終解は、線図〔16〕にまとめられたが、その線図は、さらなる近似を含んでいる。このような状況下では、もたらされる誤差の大きさを確かめるのは困難である。

6.1.2 応力計算値の制限値

ベローの問題に対する Kellogg の解では、計算機の打出しとして、圧力による全軸方向荷重 S_R 及び圧力による軸方向変位により生ずる膜応力曲げ応力の総和が得られる。破壊に到るサイクル数は、次式で与えられる。

$$N_f = \left[\frac{780000}{\beta S_R} \times \frac{S_c + S_h}{2 S_c} \right]^5 \quad (9)$$

(S_R $\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ では 780000 = 7548)

ここで S_c S_h は、5.1.4 章で定義したものであり、また

S_R : 全応力範囲

β : 応力集中係数 (*stress intensity factor*)

設計詳細 材料の性質、組立の改良が、材料の全廃れ要素が明らかであるという仮定を成り立たせる場合には $\beta = 1.0$

N_f : 破壊に到るサイクル数、安全サイクル数としては、この値は $\frac{1}{10}$ にする。

数々の応力に対して制限をさらに加えれば、全内圧応力は、補強されたベローの場合にも、補強されぬベローの場合にも、 $1.5 S_R$ をこえてはならない。

AIの解は、線形形式で与えられており、応力計算に利用できる。応力計算値は、次の通りである。

S_{mp} : 内圧による円周方向の膜応力

S_{bp} : 内圧による軸方向の曲げ応力

S_{bd} : 軸方向の変位による軸方向の曲げ応力

静的解析法の基礎として AIは "実効" (*effective*) 応力を定めている。補強されていない通常型ベローに対しては

$$S_d = S_{mp} + S_{bp} + 0.5 S_{bd}$$

補強された通常型ベローに対しては

$$S_d = S_{mp} + 0.25 S_{bp} + 0.5 S_{bd}$$

"実効" (*effective*) 応力 S_d を用いれば N_f に対して S_d をプロットすると非常になめらかな $S-N$ 曲線が得られる。その曲線は 7000 サイクルの範囲内であるが、より多サイクルの場合には、(6) 式で与えられる。また、配管に対する全許容応力範囲は

$$S_{AC} = f (1.25 S_c + 1.25 S_R)$$

ここで f は、安全圏転サイクル数に依存する応力減少係数である。

許容全応力に対する規程に加えて AI では、補強された継手についても、補強されぬ継手についても、内圧による膜応力 S_{mp} を S_R に抑えている。その他の制限は、補強されぬ継手の場合には $S_{mp} + S_{bp}$ は、 1.25

5%より大きくなってはならないという事である。補強されたベローについては、この制限は適用されないが、ref [16] はこの点あいまいである。

6.2 設計方法に対する批判

6.2.1 解析

Kellogg 及び AI の解析方法は基本的アプローチのしかたが異っているが、得られた結果は互いに数パーセント差の範囲内におさまるべきである。表3は補強された通常型 (convoluted) ベロー 及び補強されない通常型ベローについて、AI の計算応力値の MWK の計算値からの差の割合を示したものである。

Kellogg 及び AI による計算応力値の差は、両計算法の差に固有なものとして片付けるには、特に補強されたベローに対しては、あまりに大きすぎるし、その説明が得られるべきである。補強されたベローについても、補強されないベローについても AI の解法は、ベローの公称厚さは常に一定であるとして扱っている。Kellogg の解法は、水力学を考慮して形を定められたベローの厚さの変化を測定した値から導いた経験式にもとづいて2つのトロイダル部及び環状板の厚さをステップ状に変化させている。AI の解は最大内圧応力と最大たわみ応力は同一気に生ずるとし、それを代数的に加えているようである。Kellogg のプログラムは、各点に於る全円周方向応力は軸方向応力を計算し、最大応力を求めている。

補強されたベローでは、リングによる荷重負担部分を評価する方法が Kellogg と AI の解法では異なる。仮定が何であるかを知る事は、解の詳細なくしては明らかにはならないが、リングも圧力による荷重をになうように思われる。Kellogg の解では圧力による荷重は、ベロー要素とリングの間でその強さに応じて分配される。

6.2.2 応力計算値の制限値

Kellogg の方法も AI の方法も膨張ベローのサイクル寿命を評価

するには完全には適当なものではない。Kelllogg の方法は、式 (9) を用いており、一般には安全性を高く評価しすぎている。式 (9) は、温度補正をほどこした炭素鋼製ミルサーフェスパイプによる Markle の試験 (21) を表わしているもので、この点については驚くに値しない。脆張ベローは、より秀れた表面仕上げが得られる冷間圧延材を用いて組立てられるからである。AI の方法は経験的係数を用いて、ベローの破壊をきたす応力を、USAS Riping Code の公式 (8) を結びつけようとしている。この式を用いるにあたっては、パイプに対して用いられた場合と同様に異議がさしはさまれる。即ち、材料の疲れの性質が入っていないのである。

31 の補強された通常型 (convoluted) ベローの 3 表にある値が、先進的ベロー製作者により $S-N$ 曲線上にプロットされた S 軸としては ref (16) により計算された AI の全応力 (S_L ではなく $S = S_{mp} + S_{bp} + S_{bd}$) また N 軸としては破壊サイクル数を用いる。このデータは一点を除けば Nuclear Pressure Vessel Code - Sect. VII (14) の基礎となった。18-8 ステンレス鋼の研磨した板のデータに対する Langer (19) の“最適曲線 (best fit curve)” に対し、20% のばらつき範囲内におさまっている。このデータは、少なくとも補強されない型に対しては、通常型 (convoluted) ベローの設計にはより適当な基礎があるのではないかという事を示している。

6.3 Nuclear Vessel Code Sec III による解析

表 3 を吟味してみれば、少なくとも補強された継手の場合には、Kelllogg の解と AI の解の間には、はなはだしい差がある。これらの解の詳細について、特に、各々の解に固有の近似については、一層の解析が必要である。さらに AI 及び Kelllogg の結果は、オ三の解 (20) とも比較する必要がある。差は、リングの計算法に対する相違に起因する可能性が最も大である。

補強リングをつけ加えると、内圧が加わった際のベローの安定性が (回転 (convolution) のつけ根で) 増す一方、リングが存在する事により、ベローの撓性構造的挙動に様々な付加的率係がもたらされる補強リング=ベロー覆

全体の挙動の評価をさらに詳細にわたって解析しようとするれば、実際の製造工程とそこに於る公差と結びつけて考えねばならない。

継手の応力集中度、サイクル寿命の計算法は、5.3章で使われている方法と一致せねばならない。しかしながら、先と同じ複雑な手順が必要な訳ではない。ベローの内圧およびたわみによる応力は、軸対称であり、主応力もまた軸対称である。ねじり応力が結びついた場合には、もはや主応力とはならない。しかしながら、Kelloggでは、膨張ベローに於てねじりを無視している。しかし適当に設計すれば、こうする事も困難ではない。この理由のために、5.3章の方法で応力集中を計算するのは、さして困難ではない。

6.4 Nuclear Vessel Code Analysis に対する批判

Nuclear Vessel Code の解析について 5.4章で固定系に対して与えられたのと同じ批判が、非固定系についても適用されるが、5.4章で与えた程度以上にはない。固定系については一次応力と二次応力の和 ($P+Q$) を $20,400 \text{ Psi}$ ($1434 \times 10^5 \text{ kg/mm}^2$) に制限してもさしたる困難を招く事もなかったが、非固定系では現実のあらゆる目的に対して設計を不可能とするし、過去の経験とも大きな差異がある。膨張ベローは、塑性領域で運転するように設計する事がほとんど日常的となっているし、また、 $100,000 \text{ Psi}$ (70.3 kg/mm^2) のオーダーの全応力(歪み)も珍しい事ではない。従って、実用的なベローを設計するためには弾性・塑性解析がなされねばならない。

6.5 可能性の研究

ベロー設計における現実の適用にあたっての可能性は、5.3章、5.4章に示された課題の解決にある。即ち、弾性の場合には Kellogg の解と AI の解の一致をはかり、弾性-塑性解析を開発する事にある訳である。このような課題が解決され、AI の設計手法がさして誤っていないとすれば〔16〕に示される規則によりベローを設計するのが妥当であろう。

固定ないし非固定配管系の設計仕様は、ノ表にあげられている。この仕様に基づいて商業ベースで可能な形状の 30-inch (762 mm) 及び 36-inch (915 mm) の膨張ベロー継手を (16) に概説されている設計手法に合わせて解析してみた、送んだ材料はステンレス鋼 Type 316 であり、いずれの場合にも選んだ通常型ベローは、リングによる補強が必要であった。結果は表々に示してある。

上述したように、表々にかかげたベローは、ref (16) に概説された手法に従って設計されたものであり、設計手法の基礎を与えるより厳密な解析の研究がなされるまでの予備的な選択としてのみ考えうるものである。

予備設計には、リングで補強した通常型ベローを用いたがトロイダル型ベローも使い得たかもしれない。通常型ベローを選んだのは、それが主要な膨張継手製造者によって市場に出されているという商業上の利用可能性に基づいての事である。構造材としてより有効であり、より高度の信頼性のある特別な形状のベロー (例えばトロイダル型) の利用可能性を十分に探るために、将来は、ベロー製造者側との接触も考えねばならない。

ベローの設計は、理想化した応力解析だけの視点から考えられてきた。しかしながら、そのような設計の可能性に影響ある要素として、現実的なものも考えられる。どのようなベローでも、水平状態で用いれば、内部流体の排出の問題が生ずる。トロイダル型のベローでは水平にして用いても鉛直にして用いても、その問題をひきおこす。円筒温度が変化するとベロー自体の中で応力分布は着しく変化する可能性がある。ベローの金属の温度を下げるためにシールドを用い得るしまた現に用いられてきた。ここでまた、実質的な温度変化を定めねばならない。ベローの設計に關しては、これら全ての点が考慮されねばならない。

< APPENDIX > (訳者註)

*₁ 通常型ベロー (*convoluted bellows*)

ふつうのタイプのベローで、溶接部を有さず *Ushape* のように絞り出しにより作られたベローと考えられる。

*₂ トロイダル型ベロー (*toroidal bellows*)

断面形状が Ω 型を有するような溶接法により作られたベローと考えられる。

*₃ ミルサーフェスパイプ (*mill-surface pipe*)

管の表面が、凹凸を有するような、表面仕上げの荒いパイプの事であると考えられる。

J. T. McKEON

Table 1
Tentative design specifications. Primary piping system.

Alternate pump arrangements	Pump suction			Pump discharge		
	Pipe size [in.]	T [°F]	P [psig]	Pipe size [in.]	T [°F]	P [psig]
1. Hot pump: Reactor effluent to pump	36	1200	5	30	1200	100
2. Cold pump: Heat exchanger effluent to pump	36	950	40	30	950	100

Table 2

Loop No.	Design study	Loop description	Line size O.D. [in.]	Wall thickness [in.]	Temperature [°F]	Pressure [psi]	Maximal thermal stress [psi]
1	CE	reactor to pump	36.0	0.375	1200	5	18187
2	CE	pump to exchanger	30.0	0.375	1200	100	20786
3	CE	exchanger to reactor	30.0	0.375	850	100	19214
4	AC	reactor to exchanger	30.0	0.375	1200	40	6507
5	AC	exchanger to pump	36.0	0.375	950	40	6284
6	AC	pump to reactor	30.0	0.375	950	100	12400

Table 3

Joint size	Number of bellows analyzed	Reinforced (R) Unreinforced (U)	Percentage deviation
4"	12	U	-11.3 to -4.8%
6"	7	U	-11.1 to +8.3%
8"	6	U	-7.8 to +3.2%
20"	6	U	+9.9 to +22.9%
4"	5	R	+37.7 to +82.5%
6"	3	R	+22.3 to +44.6%
8"	2	R	+27.0%
12"	1	R	-5.1%
20"	5	R	-11.8 to -17.5%

Table 4

Bellows expansion joint data

Ring reinforced convoluted bellows. material: AISI type 316.
Metal wall thickness: 0.054 inch. Convolution pitch: 2.5 inches.

Bellows size [in.]	Temperature [°F]	Pressure [psig]	Convolution O.D. [in.]	No. of Plies	Number of convolutions required for expansion of 10 feet pipe from 60° to 1200°F
36	1200	5	42	1	15
36	950	40	42	1	10
30	1200	100	35 15/16	2	9
30	950	100	35 15/16	1	8

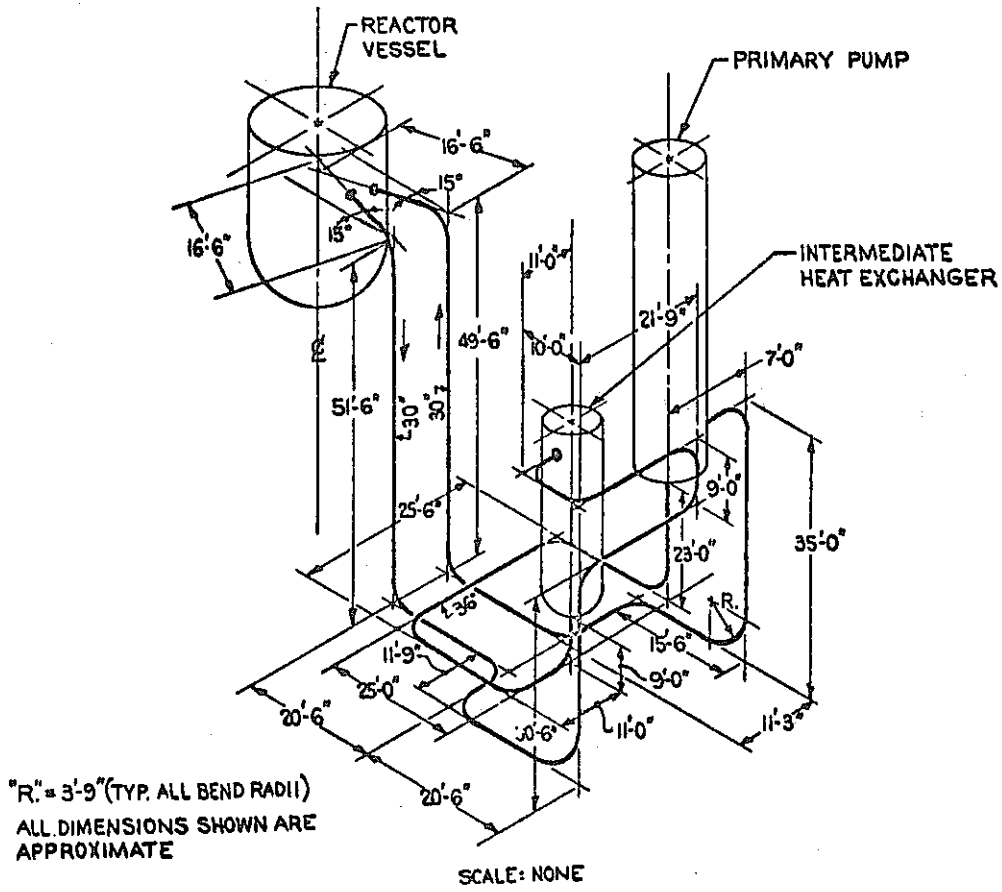


Fig. 1. AEC-primary piping analysis design study by: A-C.

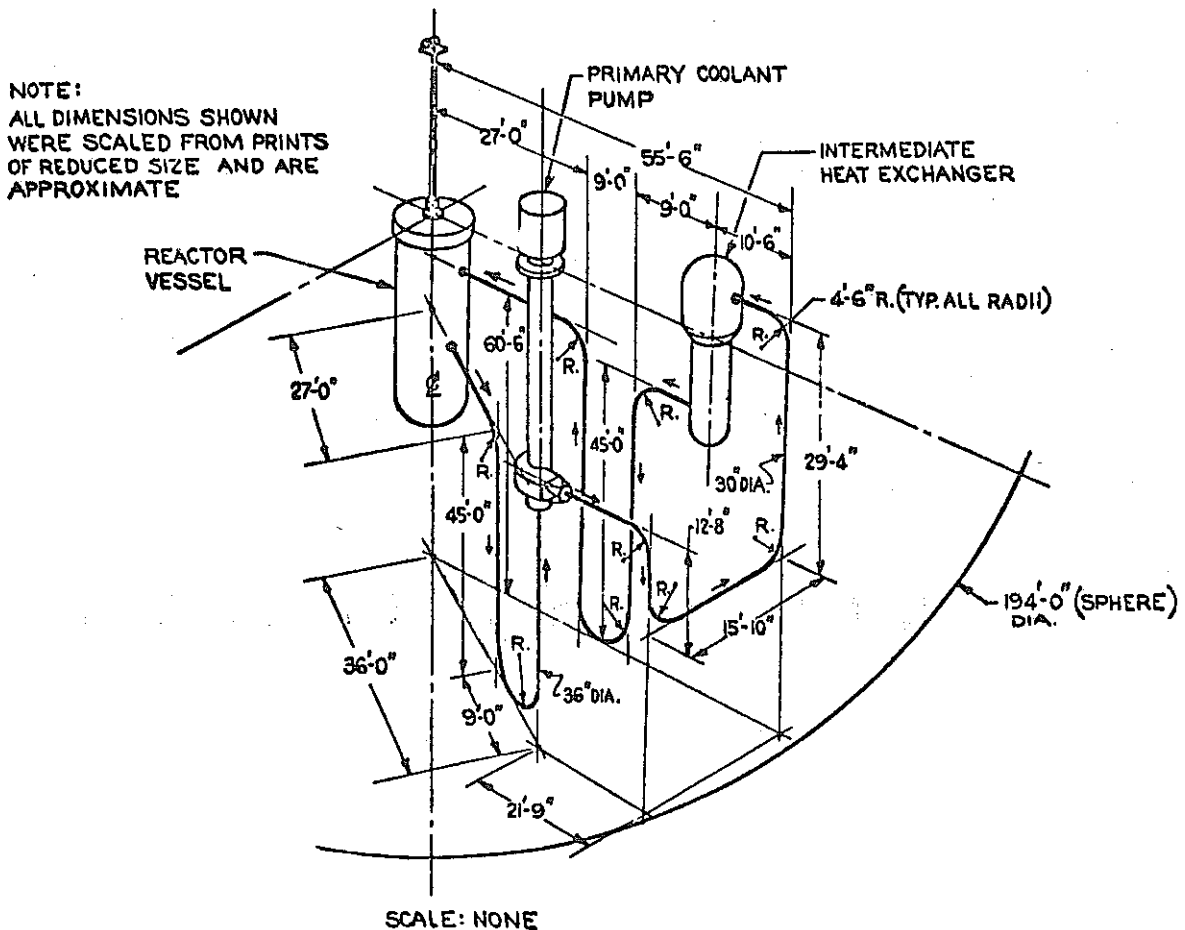


Fig. 2. AEC primary piping analysis design study by: CE.

(42)

PRIMARY PIPING FLEXIBILITY ANALYSIS

REFERENCES

- [1] Allis-Chalmers, Large Fast Reactor Study, U.S. A. E. C. Contract AT(11-1)-1316.
- [2] Combustion Engineering, Inc., Liquid Metal Fast Breeder Reactor Design Study, Vol. I and II, U.S. A. E. C. Contract AT(11-1)-1317.
- [3] General Electric, Liquid Metal Fast Breeder Reactor Design Study, Vol. I and II, U.S. A. E. C. Contract AT(04-3)-189.
- [4] Westinghouse Electric Corporation, Liquid Metal Fast Breeder Reactor Design Study, U.S. A. E. C. Contract AT(30-1)-3251.
- [5] J. J. Murphy et al., Fabricated Pressure Piping as related to Nuclear Applications, Paper 57-NESC-103, Second Nuclear Engineering and Science Applications, March (1957).
- [6] D. B. Rossheim and A. R. C. Markl, Significance of and suggested limits for the stress in pipe lines due to the combined effects of pressure and temperature, Trans. ASME (1940).
- [7] E. L. Robinson, Steam-piping design to minimize creep concentrations, Trans. ASME (1955).
- [8] D. R. Miller, Thermal-stress ratchet mechanism in pressure vessels, J. Basic Eng. 81 (1959) 190.
- [9] J. Presscott, Applied Elasticity (Dover Publications, 1946).
- [10] W. M. Wilson and N. A. Newmark, The strength of thin cylindrical shells as columns, Bulletin No. 225, Engineering Experiment Station, University of Illinois.
- [11] W. Flügge, Stresses in Shells (Springer Verlag, Berlin, 1962).
- [12] S. C. Batterman, Plastic buckling of axially compressed cylindrical shells, AIAA Journal, (February, 1965).
- [13] A. R. C. Markl, Piping-flexibility analysis, Trans. ASME (1955).
- [14] ASME Boiler and Pressure Vessel Code - Section III - Nuclear Vessels (1965).
- [15] A. Laupa and N. A. Wed, Analysis of U-shaped Expansion Joints, J. Appl. Mech. (1962).
- [16] W. F. Anderson, Analysis of Stresses in Bellows, Part I, Design Criteria and Test Results, and Part II, Mathematical, AEC Research and Development Report NAA-SR-4527 (1964-1965).
- [17] F. Saltzmann, Ueber die Nachgiebigkeit von Wellrohrerweiterungen, Schweizerische Bauzeitung 127 (1946) 127.
- [18] R. A. Clark, On the theory of thin elastic toroidal shells, J. Math. Phys. 28-29 (1950) 146.
- [19] B. F. Langer, Design of pressure vessels for low cycle fatigue, Trans. ASME (1962).
- [20] W. K. Sepetoski et al., A digital computer program for the general axially symmetric thin shell problem, Trans. ASME (1962).
- [21] A. R. C. Markl, Fatigue tests of piping components, Trans. ASME (1952).

LMFBR COMPONENTS III

: PIPING AND VESSELS

1. LMFBRの容器及び配管用材料について

SH Busch (PNL)

- 未だデータが不足しており、予期せぬ破損の恐れもあるので、材料の選定は、さしあたって、かなり限られた中から行わざるを得ない。規準は、表1にある通りである。
- 表1によれば、使用材料は限られたものとなり、温度、時間、種々の荷重といった点から、ASME Code Sec IIIによると、高圧フェライト系合金（ $\frac{1}{2}\text{Cr}-1\text{Mo}$ (A-542 など) オーステナイト合金 高ニッケル合金 (Inconel-600 など) に限られる。中性子照射量の点から圧力容器として、フェライト系合金は使用不可能、費用の点から、容器・配管用として高ニッケル合金は使用困難、従って304合金か316合金が最適であろう。
- 配管系の場合には、A542の様なフェライト系合金が経験的にコスト的にも技術的にも好ましいようであるが、質量移行とか 長期間での脆化といった未知要素を含み、ニオブによる炭素の固定も、合金中の炭素含有量を極めて小さくするという方法も、未だデータが不足しており、一次系ループには使用できない。A-542にオーステナイト系合金を肉盛溶接するのも、小さなサイズの配管系では経済的に困難である。従って配管系に対しては、オーステナイト系ステンレス鋼304か316が選択可能。
- 304, 316 低炭素材を用いても、未だの点がある。運転温度では合金が敏感化されるので、絶縁に因する選択、及び被覆に対して注意を払わねばならない。敏感化された合金とナトリウムの系での質量移行についてより多くデータが必要である。高温に維持される場合には、 α 相或は α' 相の形成による長期間での脆化は同様に思われないが、照射脆化と熱脆化が組み合わさった影響についてのデー

タは限られている。

最後に、照射によるスエリングは、容器壁では向隅にならないが、中性子束時間、温度、熱サイクルとの関係に関する情報は乏しい。

表 1 Logic Charm

— LMFBR の容器・配管用の材料の選択 (主たるもの)

A. かぎとなるパラメータ

(T) 温度 (750 - 1150°F) (400 - 620°C)

(t) 時間 20 - 40年

(L) 荷重 熱的・静的・動的

(φ) 容器の中性子線量 $> 10^{20} n/cm^2$

(E) 環境 ナトリウム, ヘリウム, 窒素

(C) 系のコンパティビリティ 化学的, 寸法上の

B. 選択要素

パラメータより

クリープ (T, t, L, φ, E) 疲労 (T, t, L, E, C)

クリープ = 疲労相互作用 低サイクル (熱的) —

高サイクル (振動) —

脆化 (T, t, φ, E) 照射脆化, 熱的脆化 —

質量移行 (T, t, E, φ) 材料による

寸法変化 (φ, T, t) 材料による

パラメータによらないもの

組立て能力

検査能力 (初期及び継続的)

コスト

C. 可能性のある材料

低合金フェライト系材料 (2.25Cr - 1Mo など)

オーステナイト系合金 (304, 316, 316L)

高ニッケル合金 (インコネル-600 など)

D. 利点と欠点 (主要問題点ないし主要不明点)

限定要素

1) スチ Cr-Mo (炭素を固定したもの ないし低炭素のもの)

配管ないし保護容器のみ

<u>利点</u>	コスト	<u>欠点</u>	質量移行問題
	利用しやすさ		長期でのコンパティビリティ
	組立てやすさ		
	使用実績		
	高温での機械的特性		

2) 304 或は 316

容器及び配管用

<u>利点</u>	利用しやすさ	<u>欠点</u>	長期での脆化	α相	α相
	組立てやすさ		鋭敏化		
	使用実績		熱被れ		
	高温における機械的特性		照射スウェリング		
	Naとのコンパティビリティ				
	照射脆化に対して比較的強い事				

3) インコネル-600

容器及び配管用

<u>利点</u>	高温における特性	<u>欠点</u>	コスト
			検査能力

○ 従来の水冷却の原子炉システムとは異なる特別の配慮が必要となるLMFBRシステムの特徴は以下の通りである。

- (1) 液体ナトリウム冷却機
- (2) 高運転温度
- (3) 過酷な周期的運転条件のもとでの30年の耐用年数

これらの設計にあたっての考慮点は、少々両立しえない。耐用年数と高温との条件下では、許容応力の値は減少し、必要壁厚を大とせねばならないが、設計が温度勾配、熱勾配によって制限されるという点からは、断面の厚さが増加するという事は欠点である。

この論文は、ASME Boiler and Pressure Vessel Code の Sec. III 及び USA Standard Code for Pressure Piping USASB 3M の規準を拡張して、LMFBR の一次系要素に対する規準を提案している。様々な応力のカテゴリーは、持続的及び過渡的カテゴリーに分割され、付随的応力には、より適当な制限値が与えられる。過渡的応力のカテゴリーには、ソディウムハンマー (sodium hammer) 地震荷重など短時間の荷重による持続的、瞬時的応力要素の総和が含まれる。進行性の変形をさけ、クリープ及び疲れの組み合わせられた効果を評価する規準も含まれている。これらの基準は図ノにまとめられている。

過渡応力カテゴリーに対する設計応力強さの限界値は、過渡的荷重の持続時間は十分に短くて、クリープや弛緩による効果は著しくないという事を認めた上で出されている。この限界値 (S_{mt}) は、瞬時的降伏及び引張り強さの特性に基づいている。持続的荷重のカテゴリーについては、設計応力強さの値 (S_{ms}) は、降服強さ、引張り強さに加えて、破断強さ、クリープ特性にも基づいている。

応力 カテゴリー	持 続 一 次			持 続 二 次	
	一般膜応力	局部膜応力	曲げ応力	膨張応力	膜応力 + 曲げ応力
説 明	断面の一次応力の平均値。但し、不連続部及び応力集中部の効果は除く。圧力及び機械的荷重によって生ずる。	任意の断面の応力の平均値。不連続部は考慮するが、応力集中部は除く。圧力及び機械的荷重によって生ずる。	中央断面からの距離に比例する一次応力成分。但し不連続部及び応力集中部を除く。圧力及び機械的荷重によって生ずる。	"自由端変位"の拘束により生ずる応力。不連続部は考慮するが、局部的応力集中部は除く。	橋梁の連続性を満足させるために生ずる自己平衡的応力。橋梁の不連続部に発生する。圧力、機械的荷重、膨張差によって生ずる。局部的応力集中部は除く。
記 号	P_{ms}	PLS	Pbs	Pes	Q_s
び 子 容 許 の 組 強 の 力 成 力 応 力 損 傷 					
	<p>凡 例</p> <p>○ 許 容 値</p> <p>□ 計 算 値</p> <p>— 正常運転状態及び非常運転状態に対し適用した設計値を用いる</p> <p>- - - 正常運転状態及び非常運転状態に対し適用される運転荷重を用いる。</p> <p>— 緊急状態または損傷状態における運転荷重及び実際の機械的荷重を用いる。</p> <p>* 設計値の内大きい方を用いる。</p> <p>CL 下界定理による崩壊荷重を示す。</p> <p>PL 塑性不安定化荷重を示す</p> <p>SL 橋梁上のシークダウン荷重を示す。</p> <p>他の記号は USAS B31.7 Nuclear Power Pipingの記号と同じ</p> <p>(訳者註: 線图中に S_m とあるのは、原典のプリントミスで実際は S_{mt} であると思われる。</p>				

図1 応力カテゴリー及び応力強さの関係

過 渡 一 次			過 渡 二 次		ピーク応力
一般膜応力	局部膜応力	曲げ応力	膨張応力	膜応力 + 曲げ応力	
<p>断面の一次応力中の平均値。 不連続部及び応力集中部の効果は除く。 圧力及び機械的荷重によって生じ、 ハンマーおよび地震の慣性効果を包含。</p>	<p>任意の断面の応力の平均値。 不連続部は考慮するが応力集中部は除く。圧力及び圧力及び機械的荷重によって生じ、 ハンマーおよび地震の慣性効果を包含。</p>	<p>中央断面からの距離に比例する一次応力成分は不連続部及び応力集中部は除く。圧力及び機械的荷重によって生じ、ハンマー及び地震による効果を包含。</p>	<p>自由端変位の向束及び地震による固定点の運動の結果生ずる応力。 不連続部は考慮するが、局部応力集中部は除く。</p>	<p>構造の連続性を満足させるために生ずる自己平衡的応力。構造的な不連続部には発生する。圧力、機械的荷重、熱膨張差によって生ずる。局部的応力集中部は除く。</p>	<p>一次応力集中により一次応力又は二次応力に追加される増加分 (切欠き) この原因となるが、変形はたまたま異なる熱応力。</p>
P_{mt}	P_{lt}	P_{bt}	P_{et}	Q_t	$F(s, t)$
			<p>評価不要</p>	<p>評価不要</p>	<p>評価不要</p>
			<p>評価不要</p>	<p>評価不要</p>	<p>評価不要</p>

3. LMFBRに関するCodeについて、W. E. Cooper, D. F. Londers.
(Teledyne)

ASMEのCodeの1971年版は、全ての金属製構成要素(容器、配管、ポンプ、バルブ)及びコンクリート容器に関して完全なものになるであろうという予想が現在なされてはいるが、現在利用可能な容器及び配管に対する規則は、次にあげるものである。

1. Section III, Nuclear Vessels, of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 1968 Edition with Addenda.

2. ASA B31.7-1969, Code for Nuclear Power Piping.
○最近述べられているように、これらコードは、LMFBR要素の主たる輻心部である温度より低い使用温度に制限されている。炭素鋼、低合金鋼でできている要素に対しては、 700°F が制限値であり、オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルベースの材料でできている要素に対しては 800°F である。この制限から上げるためにASME Code Case 1331及びそれと実質的に同じであるが、B31 Case 67は、 1200°F の高温度に対する規則を与えている。この論文の主要目的は 700 ないし 800°F をこえた温度に対する規則の状況について述べる事である。

○軽水炉用の容器及び配管設計は従来のもとは異っており、安全性をより高めたものとなっているが、クリープ領域については、瞬時引張試験、クリープ応力破断のデータは考えられているが、破断に到る時間及び許容クリープ変形は実際の使用にあたっての必要条件と結びつけられてはならない。

○高温での設計・材料領域での研究が必要である。設計に關する小委員での意見によれば、現在のCase 1331には、異議がさしはさまれる。Case 1331に対する主要な修正は、ASMEの高温設計に關するグループ(the ASME Subgroup on Elevated Temperature Design)によって現在準備されつつあり、これについての推移に關する報告は、やがて口頭でなされるであろう。

4. LMFBR 容器に対する溶接法 G.M. Slaughter, G.M. Goodwin (ORNL)

LMFBR のステンレス鋼の容器の製造は、製作者に独特の困難な圧迫を加えている。直径 20~50 ft、高さ 40~50 ft というようにサイズが大きいので、多量の溶接金属が必要である。溶接、組立に要する時間とともに、寸法コントロールも経済的にせねばならない。照射損傷、溶接部に対する熱の照射も従来よりはるかに大となる。従って、優れた安定性と理想的な特性を有する溶接が重要である。

LMFBR の組立に最も適当な溶接法はガスタンクステンアーク溶接、搬送アーク溶接サブマージアーク溶接、エレクトロスラグ溶接である。

ガスタンクステンアーク法は溶接部金属が良好な性質を示すという利点があるが経済的に必ずしも溶接速度が速いので、ねじれ、縮みが大きくなる可能性がある。

搬送アーク溶接法は非常に多方面に用いられ、複雑な形状と扱う場合に有用であり、修理作業で使えるであろう。

サブマージアーク法は直垂部分を溶接するのに工学的に広く使われ、高度のオートメーションも可能であり、溶着速度も速く、溶接部の特性も優れている。
(deposition rate)

ガスマタル法も、自動化が可能であり、ガスタンクステンアーク法より溶着速度もかなりはやいが、実用にあたっては、溶接に加えられる種々のものの変化の影響さうけやすい。

エレクトロスラグ法は、溶着速度が著しく速いため、最近非常に注目されるようになってきたが、2 in の厚さのステンレス鋼の容器の組立てには、当分広くは使われないであろう。

原子炉容器の溶接後の熱処理もまた重要である。ここでの目的は、容器をアズウエルト状態にするという事である。現在のコードは、ステンレス鋼容器の溶接後 (as-welded condition) の熱処理は必要とはしていないので、寸法制御がうまく行われる限り、そうするのが最善である。勿論、その際のゆがみは最小にせねばならない。

最善の溶接過程、溶接条件、溶接後熱処理に冶金学的洞察を加えるために、我々は、設計運転状況及びややそれからはずれた運転状況下での溶接部の機械的特性の研究をした。静的引張試験及びクリープ破断試験が行なわれつつある。

これらの特性は、金属組織学的構造と比較された破壊のモードは、電子顕微鏡によって調べられている。

我々は、溶接棒の破接がクリープ破断特性に顕著な影響を与える事を見出した。例えば、石灰被覆の溶接棒を用いた溶接部の破断時刻はチタン被覆ないし石灰-チタン被覆の溶接棒を用いた溶接部より著しく短い。サブマージアーク法による溶接部は、被覆金属アーク法による溶接部より、概してクリープの面では著しく弱いがじん性はより優れているようである。また、溶接後の熱処理は特性にかなりの効果をする。

5. ナトリウム冷却高速炉レープ系の供用中の検査

A. G. Pickett, W. Hawkeworth
(SRI)

ナトリウム冷却高速炉施設に使用中のサーベイと検査を取り入れるべきであるとする勧告をするものである。このタイプのプラントは軽水冷却、軽水減速の原子炉プラントにくらべ、中性子乗、熱流束が大きく、運転温度が高く、冷却材はより化学的に活性で面側であり、運転サイクルはより過酷であり、材料も異り、構造も異なる。

こうした条件のために、この種のプラントの構造物及び要素は、初期状態が十分なものであるという確証を与えるような徹底的な品質管理の為の測定を行う必要がある。原子炉動力プラントでの破損の背景を調べてみると、品質管理及び標準プラントプロセスモニター装置は、運転条件を定めるにあたって、破損を誘発するような好ましからぬ品質の不確かさと合致していないという事がわかる。液体金属冷却材領域の構造上の応答及び完全性を定常的に管理するための装置及び手法は、この種のプラントの信頼しうる安全運転を確実にし、予知する事に本質的につながっているように思われる。

全冷却材領域の検査及びモニタの理想的な能力は、経済的、技術的考慮に基く実用水準に調和したものである。検査システムは、潜在する破損に最も関係すると判断されるこの領域に適用されるべきであり、また将来さらに加えられる領域を検査する能力をもつべきである。

ここで提案されたモニタシステムを確立するために、それに関する状況がどうかをすべき業務は何か、施設として必要なものは何か、開発研究をどうするかなどが

明らかにされている。使用中は、一次冷却系を含むものは、約 900~1000°F で動作する事になる。シャットダウン温度は約 400、600°F である。原子炉窓の外の運転中の照射は、強力な中性子束と線束から成るであろう。シャットダウン中の配管及び各要素からの線量は 0.5~1.5 rad になると考えられる。使用中のモニタリングは、漏洩の検出及び温度、振動、永久変形、応力波の放出の測定から成っている。定期的な使用中の検査は超音波によるきずの検査、閉回路のテレビを用いた検査、厚さ測定、表面の仕上げをシフリカで調べる事からなる。構造材への照射の影響のサーベイとして施設内に置いた試験片の検査も推奨されている。これらのデータは、変形のモニタとともに施設耐用寿命を予知する構造モデルによる解析プログラムに使われる。モニタ及び検査のために近づく事を可能にするような容器及び生物体遮断の設計に必要な点も述べられている。

上記のサーベイ及び検査系を可能にするのに必要な開発研究の方向が述べられている。全ての検出器の原型をつくり、使用状況下で試験する事が必要であるエラストマーを用いた超音波用カプラント (elastomeric ultrasonic couplant) の基礎データも超音波検出器の設計には必要である。

< HEAP REPORT >

3 JASK-A PROBABILITY STUDY (S.A. Wilson)

3.1 目的

損傷確率の研究は、次点に対する用務方法に対するものである。

- a. 漏洩率と原子炉使用期間とについての原子炉一次系配管システムの信頼性の評価
- b. 使用期間中において、真の意味での変動要因・不確定要因は何であるかを明らかにする事

3.2 総論

損傷を予測する式の使用可能性を、損傷メカニズムと配管系損傷確率線図 (the piping probability diagram) に説明されている損傷程度にてらして吟味した。未だ関係式がはっきりとできあがっていないので、提出した式は仮想のものである。破断の確率を評価するという問題は、破断確率分布を對する方法の形でおこなわれ、基本的な関係式の必要が明らかになっている。そのような関係式の内でかぎと名づけているものの一つに、荷重のさまざまなタイプ (張、曲げ等) とクラックの主要なエッジ部での K の変化を結びつける関係式である。

3.3 考えられる損傷予測式

- 配管系の損傷確率線図は、図3-1に示す通り (これは *The Quarterly Report* (HEAP-55) の図3-1を簡略化したものである)
- ここで1-1/5までの損傷過程及びそれらをつなげる関係は、極めて仮のものではあるが、以下の諸目的に役立たせるためのものである。
 - a. 全ての損傷機構及び損傷段階に対して、特に、限界クラックサイズに対して確率という形でのアプローチが可能である事を確かめること。
 - b. 下十分な概算しかないが配管に関するプラントの安全性を評価するためには、重要なそれらの過程の各々を明らかにすること。
 - c. モデルを確かめたり或は修正したり、またそこでのパラメータを評価したり、他の重要な変動量を定めるという目的を有する実験計画のための基礎を

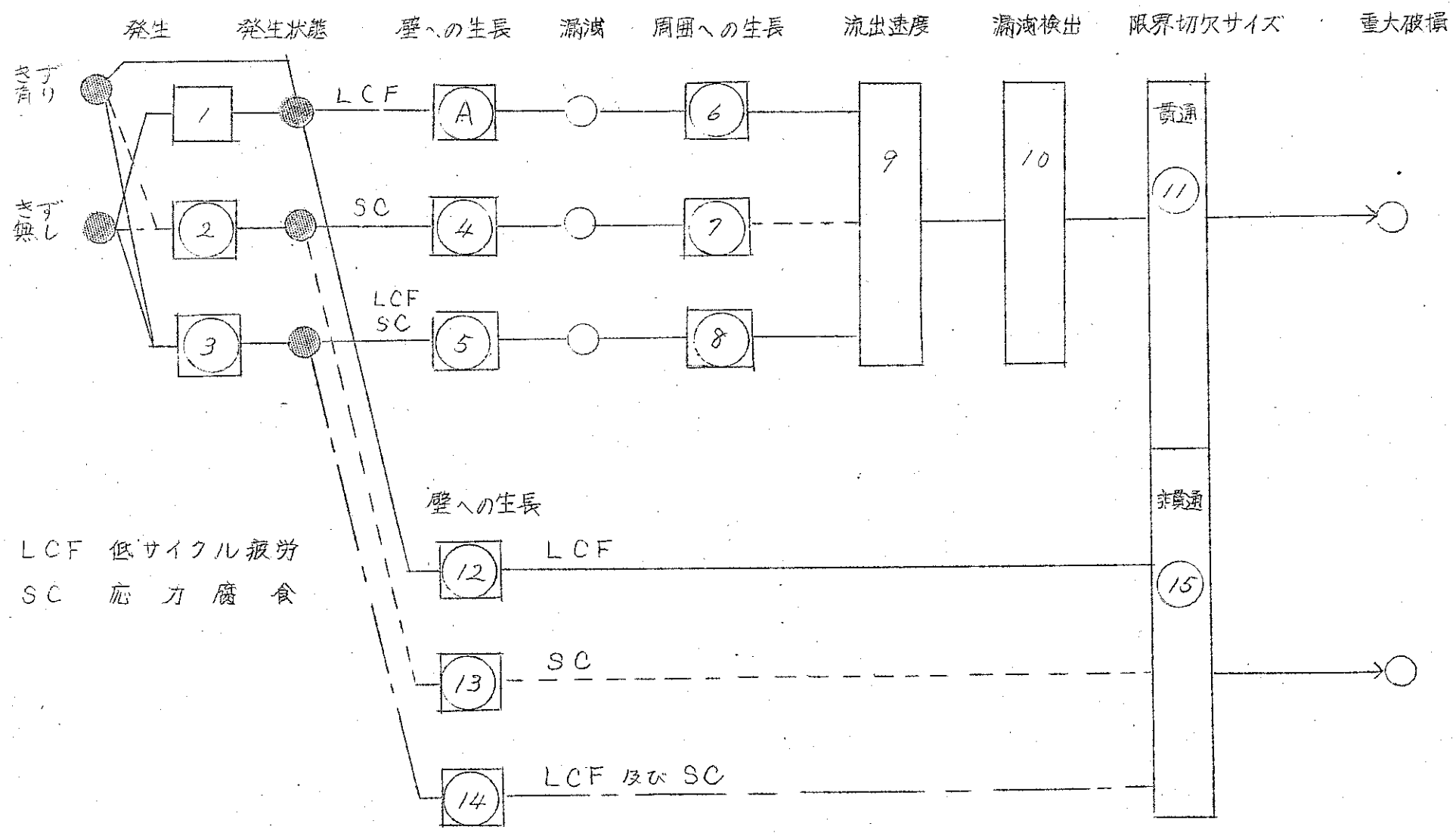


Fig 3-1 配管プロバビリティー一簡約線図

つくること。

d. 計量スケールが必要な各変動に対し、式で示したそのその不確定性の分析ができるようにそれらを示す事。

目的aについては、Fig 3-1にある系統的な過程全てには、損傷予測のための関係式及び他の必要な入力系有効なものである必要がある。非系統的なものに対しては、そのような情報は、現在既に得られている。Process "A"は、現在研究中である。

目的bについては、プラントの安全性を評価する上で重要でありながら、未だ情報量に乏しい過程は、漏洩が先立たずに重大な損傷になるもの——過程No. 14で細長いクラックが壁中に生長するものである。3, 4項でこの問題については詳しくのべる。

目的cについては解析的及び実験的研究が特に過程No. 14に対しては——必要となっているようである。

目的dについては、現在計量不可能な変動量の一例は、“鋭敏化度”である。これは、過程2に対する式の中に現われ、計量尺度が必要となっている。

全過程番号(1~15及びA)について、ここでは、A、No. 1、No. 7だけは除く。

No. 1に対しては、損傷予測式は、S-N線図及びTable D-1の許でのクラック開始に関する研究より現わしうる。過程No. 7の存在は、一定荷重下で洗盤をカットする事により、クラックが広がる過程(これは同様にNo. 6, No. 8に対しても適用する)を除外すれば疑わしい。従ってNo. 7に対する損傷予測関係式もここでは示さない。

* 過程2 応力腐食のみにより(一定荷重)クラックが発生するまでの時間

$$\text{Log } t = \sum_{i=1}^{12} a_i x_i$$

t = 開始までの時間

a_i = 1 材料

2 鋭敏化度

3 化学的環境

4 温度環境

5 流量環境

6 応力

7 曲面に対する荷重及びクラック生長の方向

8 表面の仕上げと方向

9 表面冷間加工

10 酸洗

11 フェライトの量

12 最初の欠陥の深さ

* 過程3 疲れと応力腐食の総合的効果によりクラックが発生するまでの時間(1)

し回数

— 図示 —

* 過程4 応力腐食のみによる(一定荷重)クラック生長速度

$$da/dt = A K^B$$

da/dt = クラック生長速度

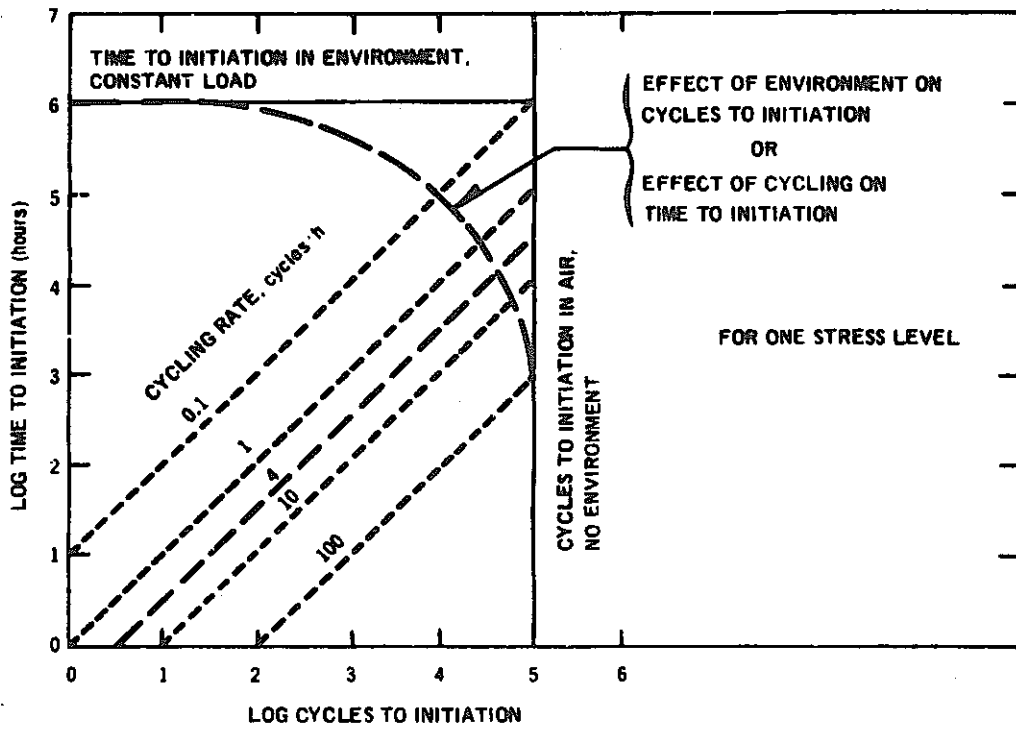
K = 応力集中係数

A 及び B = パラメーター

B = 定数 A が下のよう規定されるごとく

A = 過程2にあるのとほぼ同じ変数の関数

**PROCESS 3. TIME OR CYCLES TO CRACK INITIATION
BY FATIGUE AND STRESS CORROSION COMBINED**

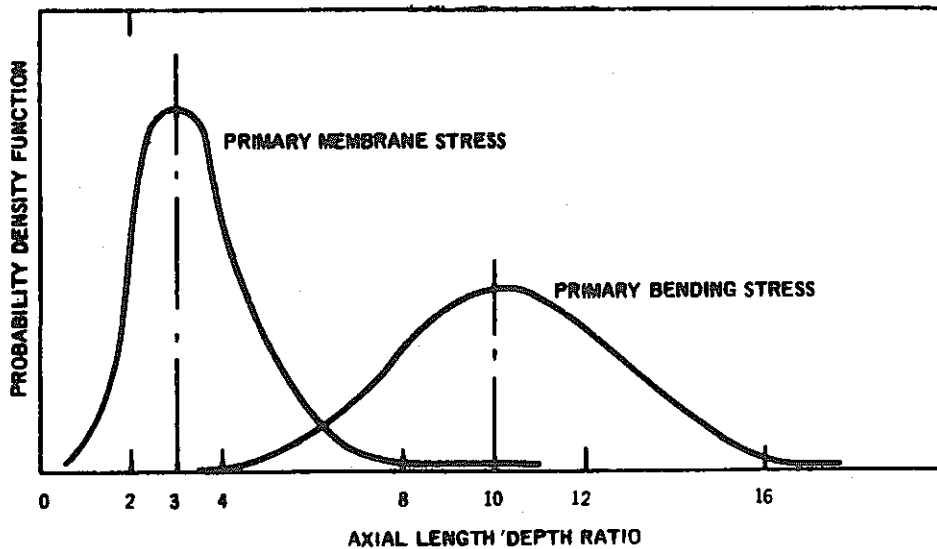


Note: This Diagram is Intended Only To Illustrate Relationships

GEAP-10143

**PROCESS 12. LOW-CYCLE FATIGUE
PROCESS 13. STRESS CORROSION
PROCESS 14. FATIGUE AND STRESS CORROSION COMBINED**

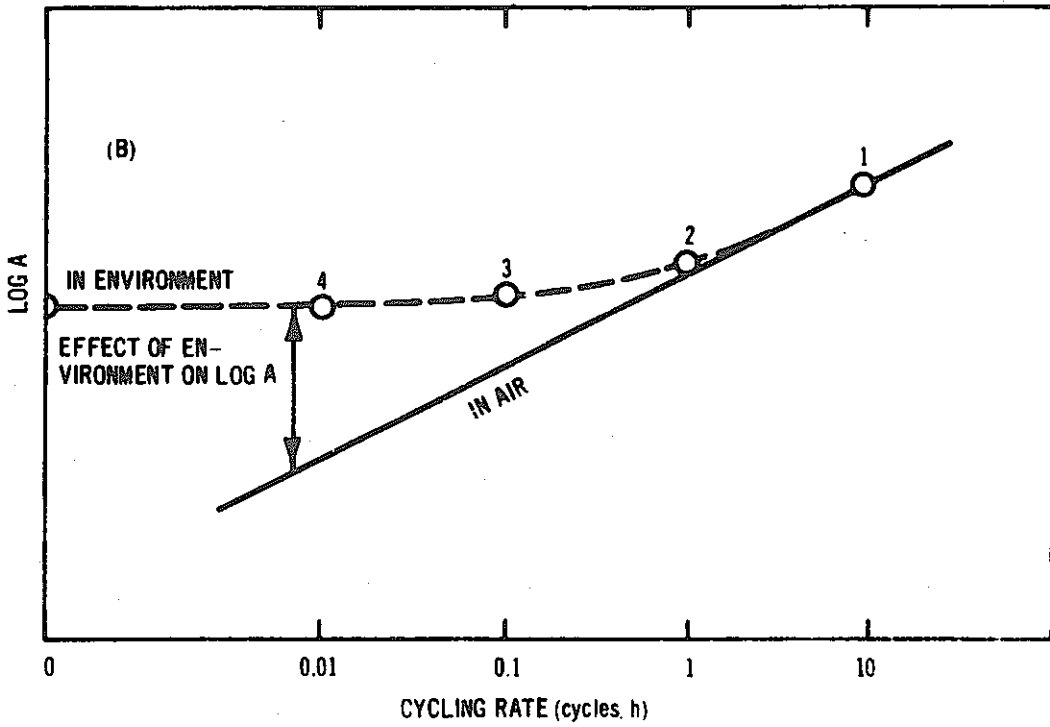
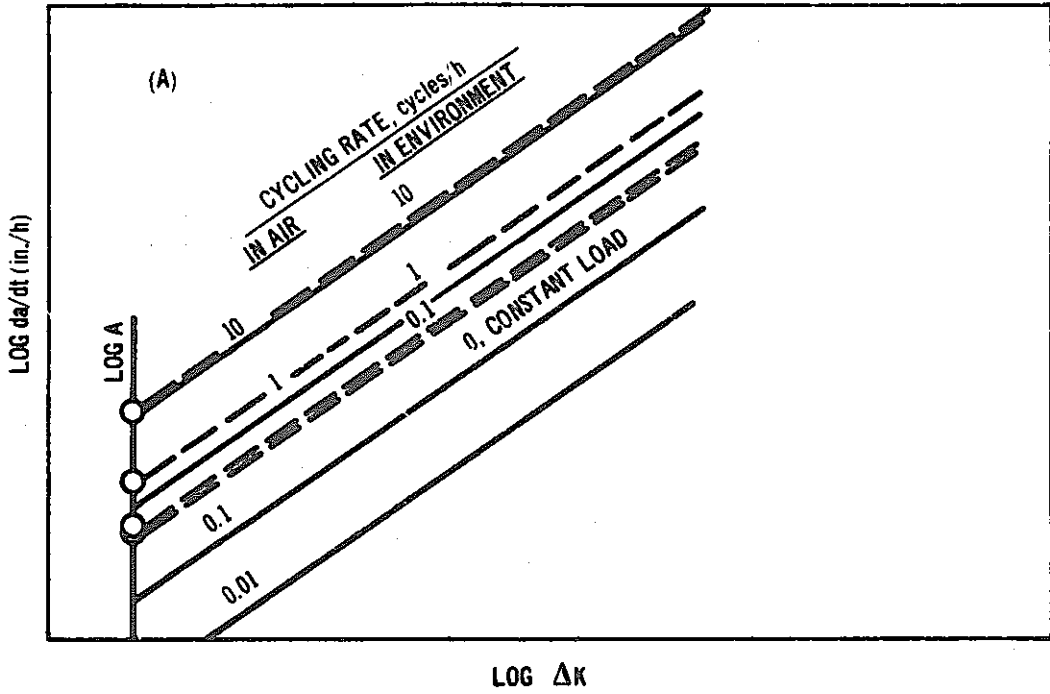
Crack Growth Through- Characteristic Axial Length/Depth Ratio, Depending on Type of Loading



A DIAGRAM OF SIMILAR FORM IS REQUIRED FOR SECONDARY STRESSES, AND FOR CIRCUMFERENTIALLY ORIENTED CRACKS.

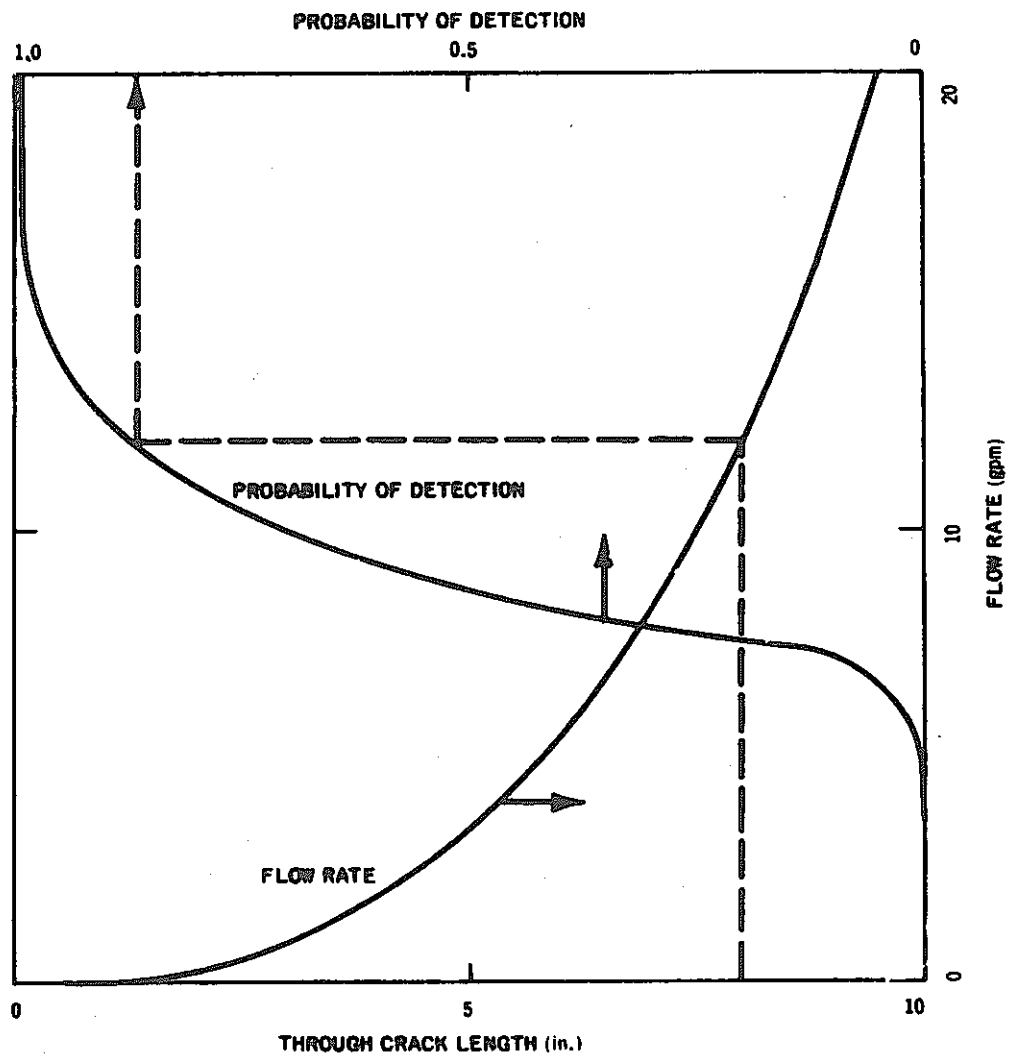
Note: This Diagram is Intended Only To Illustrate Relationships.

PROCESS 5. CRACK GROWTH RATE BY FATIGUE AND STRESS CORROSION COMBINED



Note: These Diagrams are Intended Only To Illustrate Relationship

PROCESS 9. FLOW RATE VERSUS THROUGH CRACK LENGTH
PROCESS 10. PROBABILITY OF LEAK DETECTION VERSUS FLOW RATE



Note: This Diagram is Intended Only To Illustrate Relationships.

*過程5 疲れと応力腐食の総合効果によるクラック生長速度

—図示—

*過程6 疲れによるクラックの周囲への生長速度

過程8 疲れと応力腐食の総合効果によるクラックの周囲への生長速度

$$da/dn = A(\Delta K)^B$$

$$da/dn = \text{クラック生長速度}$$

$$\Delta K = \text{応力集中係数範囲}$$

(疲れによりクラックが生長する“A”に対するモデルも同じ)

応力腐食は、周囲への生長、漏洩では、何ら役割を担せぬと仮定してある。

3.3項の末部のこの過程についての記述も見よ。

*過程9 貫通クラック長さに対する流量

過程10 流量に対する漏洩検出確率

—図示—

*過程12 低サイクル疲労

過程13 応力腐食

過程14 疲れと応力腐食の総合効果

—図示—

3.4 重大破損の確率を計算するための方法

この項で重大破損に対し考えられているのは、この確率の評価をなすのに必要な情報が手にあるのか或は今後得ねばならぬものを判断するためである。ここでは“重大破損”とは、全断面の瞬時分断ないしは、断面と同じ面積だけ軸方向に開口部ができる場合を想定している。Fig.3-1では、11ブロックは貫通(漏洩)クラックによる重大破損に到る条件を明らかにする事が必要であり、15ブロックは、非貫通(非漏洩)クラックに対応している。漏洩クラックによる重大破損の可能性は、漏洩を検出する可能性が大である故、非漏洩クラックによる重大破損の可能性より重要性が小さいように思われる。それ故に非漏洩の場合に対する確率を評価するのに必要な手法の開発を促進させるべく勤める訳である。

非満減クラックにより重大事故に到るべき限界サイズが、ノズブロックに対しても定義される必要がある。広く云えば、これは、応力、クラック長さ、深さが組み合わさってクラックが急速に広がる場合である。同じ大きさの応力に対しても、限界クラックサイズは、材料が強ければ、長くも深くもなる。適当な確率の評価をするためには軸方向、円周方向双方に対し (1) 疲れないし応力腐食のようなメカニズムにより、特にクラックを発生しやすい材料をつくりがちな組立条件 (2) 発生条件として長い欠陥部を伴う場合及び拌りめ場合について、長く浅いクラックを生長させる荷重条件 (3) これら荷重条件が原子炉配管系で見出される確率はどの程度かを理解する必要がある。

一応の手法を図示したのが Fig 3-2 である。クラック深さを \log (軸方向クラック長さ) に対してプロットしてある。図示されているスケールは、壁厚 0.432 インチの 6- インチ Schedule-80 炭素鋼パイプの室温での値である。応用に柔軟性をもたせるためには、線図は他の壁厚、環境の面からの使用法、他の材料温度に対しても必要である。左の線は $\frac{L}{D}$ 及び $\frac{D}{t}$ の一定の長さ/深さ比で成長するクラックを示している。右の線は Task C による Reynold のこのパイプの破壊試験値と十分に合致している。それぞれは示されているような長さ及び深さを組み合わせた欠陥を有するパイプが破壊する応力の平均値を示す一定円周応力値での線である。クラック生長曲線が、壁厚通深さに達する以前に、限界クラックを示す線と交叉すると、非満減の重大破壊がおこる事が理解できる。

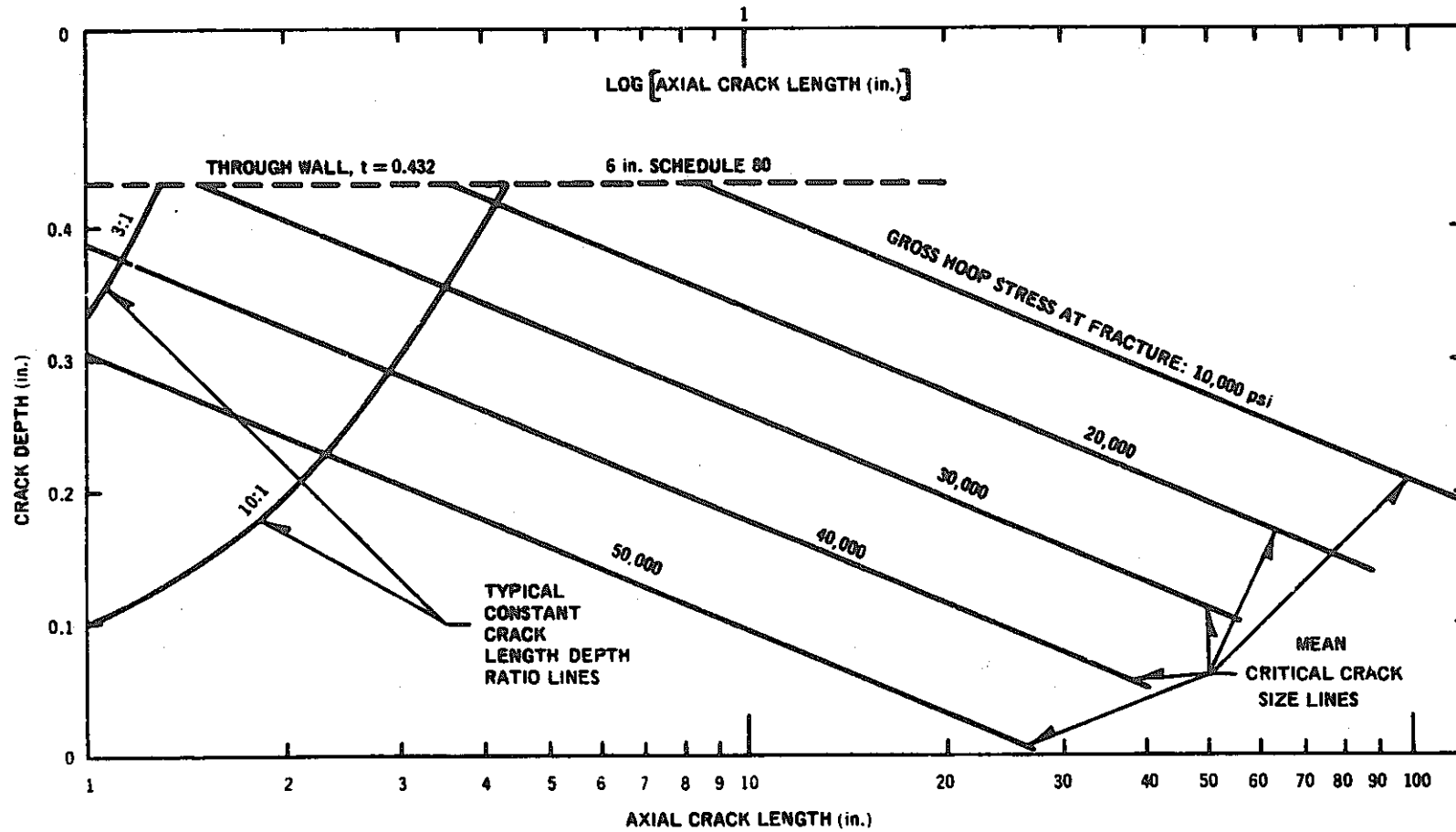
他方、クラック生長線が限界サイズを示す線に達する以前に壁厚通深さに達すると満減だけがおこる。(従って、重大破壊に到るためには、クラックは検出され、シマットダウンする以前に、限界サイズを示す線に達する程に長さ方向に生長する必要がある。)

クラック生長曲線と限界サイズ曲線の交叉という問題の確率という面からの視点は、次のように考えるべきである。パイプの特定部分で荷重条件が不安定である等も含めてある荷重条件で、パイプの壁中をクラックが生長するに伴うクラックの長さ/深さ比の分布は、適当な一定の長さ/深さ比曲線を両側に広げた分布により示し得る(この比が荷重条件下でクラックの深さにつれて変化

する場合に、非一定曲線に対して同様にする) この情報を得るのに必要な点については、次の文節で述べてある。特定の長さ/深さ比のクラックが限界値となる応力の分布は、示されている呼称の応力曲線を両側に拡大して得られる。それとなく示されたように、クラック生長曲線(ないし、その分布範囲内のある曲線)が、全壁厚に達する以前にパイプ局部に対する一定応力曲線(ないし呼称曲線間辺での分布範囲内での曲線)に交叉する場合には、クラックは漏洩を生じ、重大破損が生じた事となる。この事象の生ずる確率は、全壁厚に対して送んだ呼称の二本の曲線のまわりでの不安定さに対応する分布部分の重畳部の形で得られる。このような両分布間の差からのアプローチは、確率の評価を破損に到る時間の分布で調べる方法の特徴である。

呼称の限界クラックサイズ曲線を定め、その間辺での分布を成す若干のデータは入手できるが、クラックの生長に伴う及び荷重のタイプによるクラックの長さ/深さ比の一定の大きさと分布を知るのに必要な情報は未知である。疲れ或は応力腐食によるクラックの先端間辺の任意の点のクラック生長速度は、その点での応力集中係数に対し K^B に比例して変化すると考えれば、特定のタイプの荷重ないし、各種タイプの組み合わせに対するクラック生長曲線は、クラックの先端間辺での K が、荷重のタイプ、即ち一次膜、二次膜、一次曲げ二次曲げ応力及び限定された数のパターンでの局部的熱応力、残留応力による事が見出せれば、ひく事ができる。長く浅いクラックを生長させるためには、自由表面のクラック端には大きな K 値を課す一方、クラック根部は低い K 値とするような荷重が必要である。図示にあたっては、二次曲げ応力はこうなる可能性がある。いずれの場合 Fig. 3-2 では、配管系の特定の仕所に対してカテゴリ毎の応力計算値が必要であり、クラックの産中への生長に伴い、この各種カテゴリの応力の組み合わせにより長さ-深さ曲線がいかにかへるかを知る必要がある。さらに、この曲線の変化を如何に特徴づけるかを知る事も必要である。

(779)



GEAP-10143

NOTE: AXIAL SEVERANCE IS AXIAL OPENING OF PIPE TO AN AREA EQUIVALENT TO THE PIPE CROSS SECTION.
A DIAGRAM OF SIMILAR FORM IS REQUIRED FOR CIRCUMFERENTIALLY-ORIENTED CRACKS.

This Diagram is Intended Only To Illustrate Relationships.

SEE SUBSECTION 3.4 FOR DISCUSSION.

Figure 3-2. Conditions for Axial Severance. Process 11—Part-Through Axial Crack, Process 15—Through-Wall Axial Crack

4 Task B - Stress Analysis

4.1 目的

応力解析研究の目的は、処理困難な問題であった配管要素の応力・歪み解析の方法を開発する事である。原子炉配管系の設計者は、配管中の漏洩及び重大破損を避けるべく複雑な荷重下での複雑な配管形状に於る詳細な応力・歪み分布を定め、また「低サイクル疲労、腐食、欠陥サイズ」の限界値を考へに入れる事ができねばならない。

4.2 Task B-1 計算機プログラム開発

計算機コード開発の目的は、複雑な配管の使用中の応力・歪みを定めるのに必要な解析方法を開発する事である。

4.2.1 総論

PAPA計算コード開発の一部として関連計算コードの評価及びPAPAコードの工学的な面からの検討が進行中である。評価報告書が用意されつつあり、そこでは、将来の業務を推奨している。

5 Task C - Fracture Mechanics

5.1 目的

この研究の目的は、標準炭素鋼を用いたT部及びエルボ一部での静圧荷重限界を実験的に定め、欠陥の方向による荷重限界を評価する実験式を求めさせる。この研究に先立って、ASTM 1065パイプの直管試験体の静圧荷重限界と欠陥サイズの関係式が取扱われた。現在の研究の目的は、同一材料でできた欠陥を有するT字部、エルボ一部に対して、同様の関係式を定める事である。

5.2 総論

非常に限られた数の試験に基づいてはいるが、ASTM A 234 標準炭素

鋼エルボ一部は、軸方向（流れに平行な）の非貫通欠陥に対し、対応する深さ及び長さの軸方向欠陥を有するASTM A106 Bパイプの直管部より非鋭敏であるように思われる。このようにしてなされた破断試験用配管要素のプログラムには次の様な要素が含まれている。欠陥を有さぬT部一体、欠陥を有さぬエルボ一部一体、軸方向の欠陥を有するエルボ一部三本、円筒方向欠陥を有するホルボ一部一体。次期には、さらに15本の試験体がラストされるであろう。

5.3 技術的背景

構造物に対する荷重限界は、荷重負荷断面積を減少させ、局部的応力集中をもたらす幾何学的欠陥の存在により減少し、欠陥のサイズが大きくなる程、強度の減少は一様になる。幾何学的に単純な形状（例えば、広い平板、ないし薄肉円筒）及び非常に限られた延性しか有せぬ均一な材料のみに対しては基本的原理から荷重限界—欠陥サイズ関係式を算出する事が可能であった。しかしながら、より延性な材料に対しても線型弾性破壊力学の基本的関係式を、実験的修正によって拡張して利用する事も可能であった。理想的には、大きな脆性構造物中の微小な欠陥に対しては、グロスな形での応力の限界値は2つのパラメータのみにより決定される。即ち欠陥のサイズ及び唯一の材料のパラメータ—平面歪み破壊靱性 K_{Ic} である。現実の材料を扱う場合には、荷重限界—欠陥サイズの関係式には通常さらに材料のパラメータとして降伏応力がまた円筒の場合には半径及び壁厚が含まれている。内側の流体からの圧力を受ける軸方向ないし円筒方向の欠陥を有するパイプ或は他の円筒形状物に対しては適当なる実験式は、貫通欠陥の場合には、欠陥の長さの関数として許容荷重限界を示し、非貫通欠陥の場合には、長さプラス深さのパラメータの関数として示すような形で作られてきた。貫通及び非貫通欠陥を有するASTM A106-Bパイプの破損のしかたについての情報は先行する試験で得られた。

5.4 現在の研究

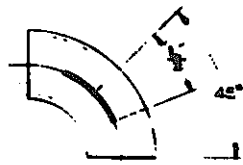
現在の研究は、欠陥を有するASTM A-234 T部及びエルボ一部に対する

る降圧荷重限界を定めようとする方向に向けられている。計画された試験は、欠陥を有さぬ比較試験を除けば、非貫通欠陥を有する6インチ Schedule - 80要素に限定されている。研究中の欠陥の形状は Fig 5-1 に示されている。欠陥の深さは必然的に外表面に取りつけた工具を基準として測定するために残壁厚さは、壁厚のはらつきの影響を受ける。欠陥のサイズは、長さ(弧)及び残留厚—壁厚比 $\frac{t}{T}$ の形で示されており、先の報告書で用いた命名法とも合致している。また、試験手法は、試験温度 60°F で先に示されたのと同様である。ホルボ—部及びT部は1フィートの蓋付A 106 B パイプに溶接されている。

5.5 今日までの結果

試験体に関するデータは Table 5-1 に与える。T部ないしエルボ—部の壁厚は幾何学的応力集中を償うために対応するサイズ及びスケジュールのパイプ要素の壁厚より厚い。しかしながら、欠陥を有さぬT部及びエルボ—部の破折試験では破損は結合のフロッツ部で開始した。破損は剪断破折として始まり、次に巨視的に脆脆的な破折 (*flat fracture*) にかわり、取りつけたパイプ部分の端部まで進んだ。

エルボ—部の破折強さは欠陥なしの場合の強さのどれだけに相当するかの形で、直管に対して作られた破折線図である Fig 5-2 に、欠陥長さの逆数に対してプロットしてある。試験結果のこのような表示によれば、軸方向の非貫通欠陥を有する直管部分のデータとの比較ができる。僅か三体のエルボ—部の試験体からのデータだけではあるが、エルボ—部は、直管部分より軸方向の(流れに平行な)欠陥に対しては、やや敏感さに至るようである。この点をはっきりと解決するためには、さらにデータが必要である。円周方向欠陥を有するエルボ—部は、僅か一体が試験されただけであるから(試験体 E-13-8) 何の結論もひき出し得ない。

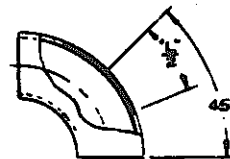


A



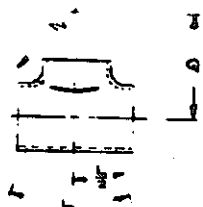
B

SEE DETAIL P

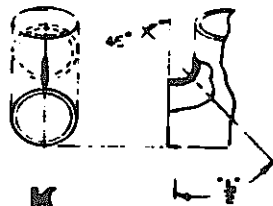


C

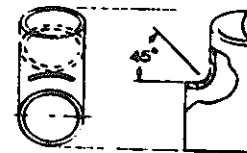
TYPES OF ELBOW FLAWS



J



K



L

SEE DETAIL P

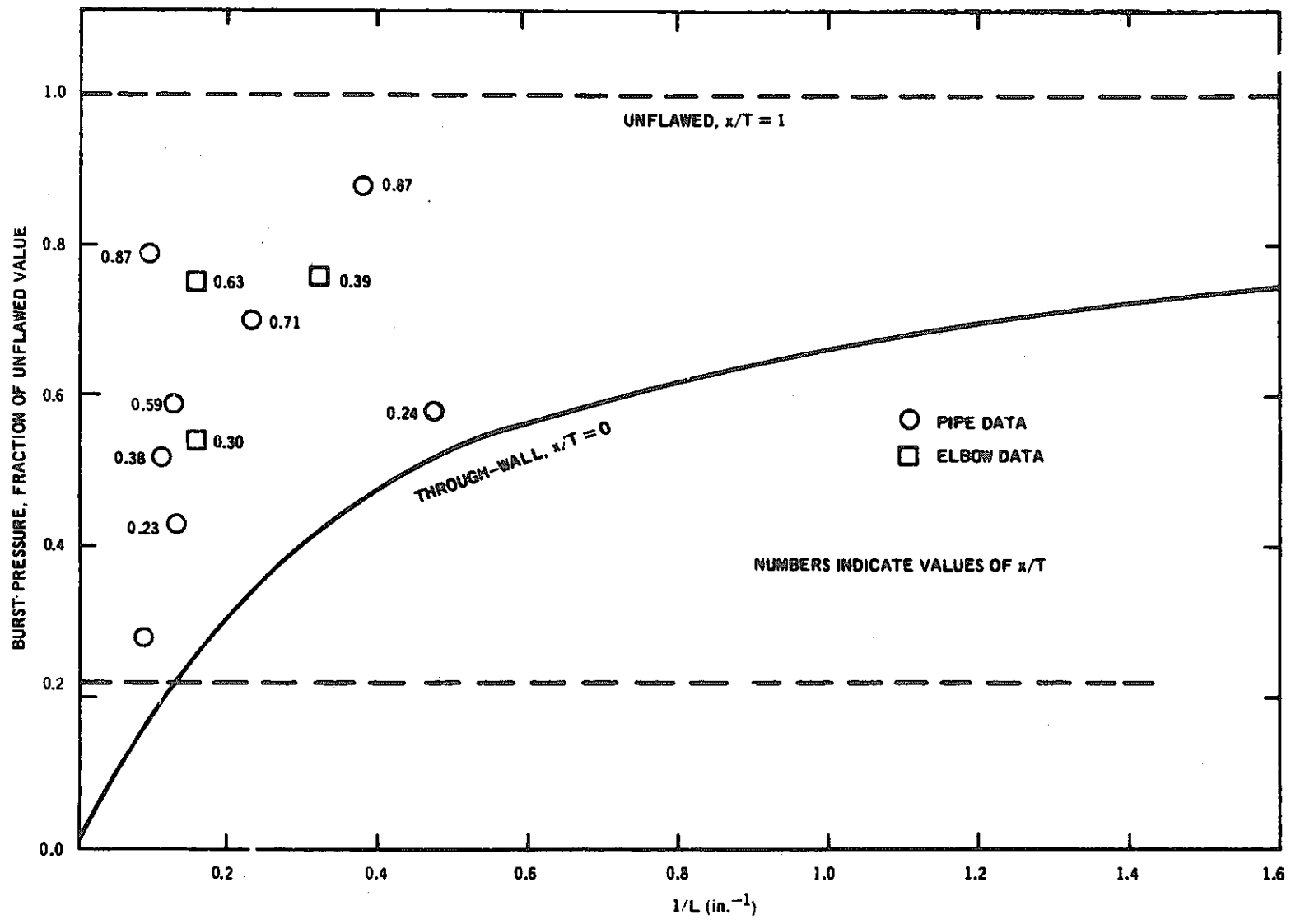
TYPES OF TEE FLAWS

(53)

GEAP-10143

Figure 5-1. Machined Flaws in Elbows and Tees

(69)



GEAP-10143

Figure 5-2. Fracture Diagram Developed for Straight Pipes, Showing New Data for Elbows for Comparison

Table 5-1
FAILURE STRENGTH OF FLAWED ASTM A234 STEEL PIPE COMPONENTS

Specimen	Flaw(f) Type	L(a)	d(b)	x/T(c)	P(d)	P/P ₀ (e)	1/L
T-1-8	None	0	0	1.00	8880	1.00	-
EL-1-8	None	0	0	1.00	8680	1.00	-
EL-1A-8	A	3.13	0.30	0.39	6560	0.76	0.32
EL-2A-8	A	6.31	0.164	0.30	4700	0.54	0.159
EL-3A-8	A	6.30	0.322	0.63	6470	0.75	0.159
EL-1B-8	B	7.25	0.316	0.20	5860	0.68	-

- (a) L = Flaw length, inches
- (b) d = Flaw depth, inches
- (c) T = Wall thickness, inches
x = Ligament thickness, inches
- (d) P = Failure pressure, psi
- (e) P₀ = Failure pressure, unflawed
- (f) See Figure 5-1 (GE Drawing 106D4074)

5.6 REFERENCES FOR SECTION 5

1. Reynolds, M. B., *Failure Behavior in Axially Flawed ASTM A-106B Pipes*, Paper 69-SESA-3, presented at meeting of Society for Experimental Stress Analysis, Houston, Texas, October 1969.
2. Quirk, A., *Effects of Material Properties and Component Geometry on Unstable Propagation of Defects*, Paper 69-SESA-2, presented at meeting of Society for Experimental Stress Analysis, Houston, Texas, October 1969.
3. Eiber, R. J., Maxey, W. A., et al., *Investigation of the Initiation and Extent of Ductile Pipe Rupture*, Report BMI-1866, Battelle Memorial Institute, Columbus, Ohio, July 1969.
4. Reynolds, M. B., *Failure Behavior in ASTM A-106B Pipes Containing Axial Through-Wall Flaws*, GEAP-5620, July 1968
5. Reynolds, M. B., *A Failure Diagram for Axially Flawed Pipes*, GEAP-5622, April 1968.
6. GEAP-10024, Quarterly Report No. 16, P. A. 37.

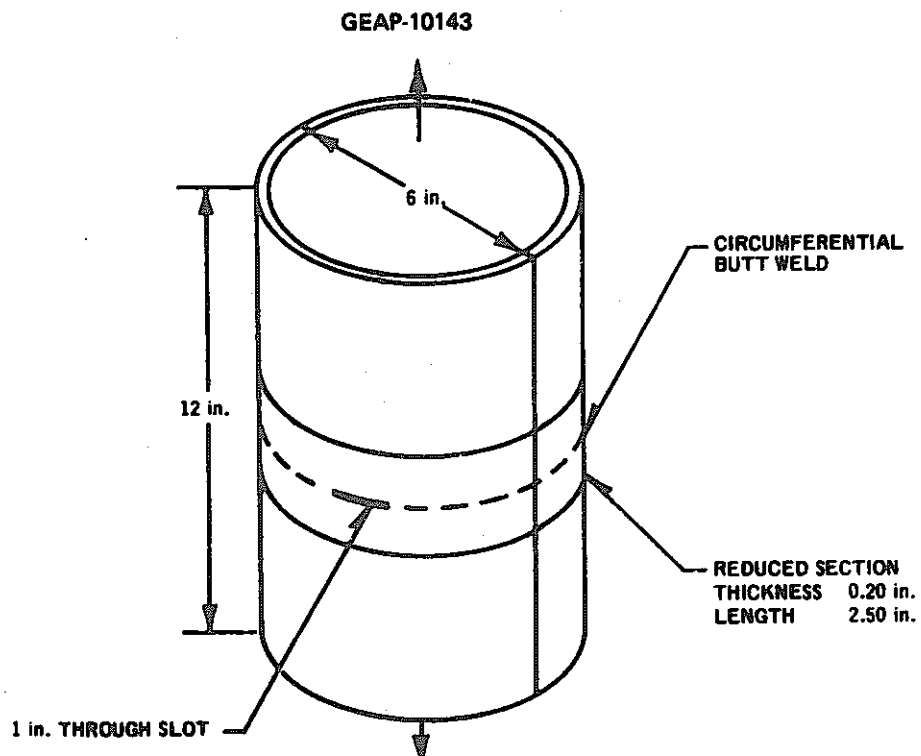


Figure 6-1. Sketch Showing Two Halves of Butt-Welded Pipe Specimen Arranged for Cyclic Tensile Loading

6. Task D - Low - cycle Fatigue

6.1 目的

疲れ研査の目的は、以下の通りである。

- (a) 構造上の設計きずとしての欠陥を有する高圧配管要素に於ける低サイクル疲労によるクラックについての理解を深める。
- (b) この知識を用いて、原子炉配管系での疲れによるクラックの発生、生長を防止ないしは制御する合理的な設計基礎を開発する。

6.2 Task D-1 Fatigue Crack Growth Studies (A.J. Brothers)

6.2.1 総論

クラック生長速度は A 104-B 及び Type 304 ステンレス鋼パイプのつぎ合わせ溶接、直径 6 インチ Schedule 40 の部分で行った。この結果を、非溶接部で従来得られた結果と比較すると非常に類似した速度を示すクラック生長の様相が示されている。

6.2.2 つぎ合わせ溶接パイプの溶接材料中のクラックの生長

パイプ材料及び形状の“原型”でのクラックの生長速度を明らかにするために非溶接の A 106-B、 $2\frac{1}{2}$ Cr-1Mo、Type 304 鋼の半円筒状パイプ試験体で、かつてその速度が測定された (No 8~10) この試験は、クラックの生長速度が、平板状試験体の場合よりかなり大きい事を示した。しかしながら、この差は、平板形状に対するパイプの形状効果を反映したものである事が後に示された (No 18)

以下に示すのは、先の試験と同一の半円筒形状を用いたつぎ合わせ溶接、直径 6 インチ Schedule 40 A 104 B 及び Type 304 ステンレス鋼パイプでの室温でのクラック生長速度の結果を示したものである。

(Fig 6-1)

パイプ試験体は、炭素鋼及び Type - 300 位の鋼に対する従来の溶接手法で溶接された。Type 304 ステンレス鋼に対しては、特別に必要とされる条件は、TIG による手溶接を Type 308 ステンレス鋼を

溶接材料として用いられおこなうという事である。また A106B パイプについては溶接材料として低炭素高マンガン鋼を用い、TIGによる手溶接及び板覆アーク手溶接を組み合わせて溶接する方法が採られた。いずれの場合も溶接後の熱処理は行われなかった。A106Bパイプでは溶接部の硬度は 215 DPH であり、母材が 145 DPH であるのに較べ大であった。Type 304 鋼の溶接部の硬度は明らかにならなかった。

疲労試験に先立って、パイプの外径より、溶接金属による損傷部を除き、また切削部分では 0.2 インチの一定な壁厚になるように内径の厚さを減じた。この工程は、Type 304 鋼ではうまくいったが、A106B での溶接による肉盛りは全領域では平坦とはならず、一部の溶接部は母材部より 0.01 インチ厚かった。この差は、僅かではあるが、次の節で示されるようにクラックの通過する形状の内のいくつかを説明しうるようである。

この試験では、クラックの成長は、両部分に対し正確に対称で等しくなる事はめつたにないので、クラックの長さは、試験体の両側でとりつけた $\frac{1}{100}$ の物差を用いて測定され結果を平均してサイクル数の関数としてクラック長さの生長曲線を定めた。応力集中係数との相関を定めるために、平滑化したクラック生長曲線のそれぞれを解析して、クラック長さの増分によって、クラック生長速度の値を定めた。クラック長さの増加量と対応する周期間隔は、クラックの生長曲線が、それぞれの増加範囲内では、見かけ上線型であるように選んである。応力集中係数の値は、生長速度が測定されたものに対応する平均クラック長さに対して計算した。

今日までに試験された A106-B 鋼及び Type 304 鋼に対するクラック生長曲線はそれぞれ Fig 6-2, 6-3 に示されている。その特徴は、従来のこの種の試験の特徴に概して合致しており傾きは増加を示している。即ちクラック生長速度はクラック長さ及びクロスな意味での断面応力の関数としてそれが増加するにつれて、より速やかになる。二つの高応力レベルでの A106B 試験に対する曲線の、一見異常な位置は恐らく二つの試験の著しく類似した応力レベルに伴なうばらつきによるものである。

クラック生長速度と応力集中係数との関係は Fig 6-4, 6-5 に示されて

いる。この図からまた非溶接パイプについて従来得られた結果との比較が可能である。この比較によれば Type 304 鋼では、溶接体も非溶接体も本傾向と同じ結果を示しているようである。A 106 B 配管に対する同様の結果からは、溶接した方が生長速度は僅かに遅いようである。

二種の鋼に対するクラック生長路を調べてみると、Type 304 鋼ではクラックの生長は例外なく溶接部でおこっており、この部分は、母材よりもクラック生長に対する抵抗は等しいかもしくは若干劣る事を示しているようである。A 106 B のクラック路は、最初は溶接部を通るが、高応力状況では、長さが管加するにつれて母材にながっていく傾向を示している。このふるまいは、溶接金属がクラックの生長に対してやや大きな抵抗を有するか、或は、この材料では、溶接部の厚さがやや大である事に由来する影響のためであるか、そのいずれかを示している。(図 6-6 を見よ)

6.3 Task D-2 - Crack Initiation (E. Krempf)

総合レポートは、現在準備の最後段階にある。

6.4 Task D-3 Prototype pipe Fatigue (J. D. Heald)

6.4.1 総論

試験は、550°F で、平面外荷重の加わったエルボ一部原型 HSL S-2 でなされた。この試験体についてのデータをまとめると以下の通りである。

サンプル番号	HSL S-2
材 料	Type 304 ステンレス鋼 Schedule 40
試験体の型式	エルボ一部
試験温度	550°F
荷 重	平面外
内 圧	なし
応力範囲, 公称	42,200 psi
カンチレバーの末端スレ	± 1.38 インチ

クラック発生サイクル (N_1)	1799
全壁貫通に到るサイクル (N_w)	1870 (81)*
試験終了サイクル (N_f)	2089 (219)**
* 壁中生長の全振幅サイクル ($N_w - N_1$)	
** 貫通後の全振幅サイクル ($N_f - N_1$)	

6.4.2 得られたデータ

6.4.2.1 フラック発生

893 サイクルで 2.20 インチの長さのクラックがエルボー溶接部へのレバーアーム部に隣接するパイプの底部に見出された。このクラックは、溶接により修繕し試験を続けた。1307 サイクルでエルボー溶接部へのレバーアーム部に隣接するパイプの上部でも見出された。このクラックもまた修繕し、試験を続けた。どちらのクラックも視覚により検出されたが、不活性ガス漏洩試験により示されたごとく、壁を貫いたものであった。1799 サイクルで三つの別々のクラックがエルボー部の外表面上に、視覚により検出された (Fig 6.7) クラック A 及び C はエルボー上部に在り、円周方向を向いていた。クラック B は、エルボーの底部に在った。

6.4.2 壁の貫通

1870 サイクルでクラック A では漏洩 (全壁貫通) が検出された。

1874 サイクルで第四のクラック (クラック D) が先に述べた最初の溶接による修繕の熱影響部分のエルボー底部に検出された。貫通後はクラック A 及び D だけが生長を続けた。最終的なクラックの形状は図 6-8 及び 6-9 に示されている。

6.4.3 総論的報告書

“配管の原型の低サイクル疲れ (Low cycle Fatigue of Prototype Piping)” という題の総論的報告書は、既に準備され、出版に付された。その報告書は、1969年を通しての Task D-3 に関する全研究をカバーしている。

94

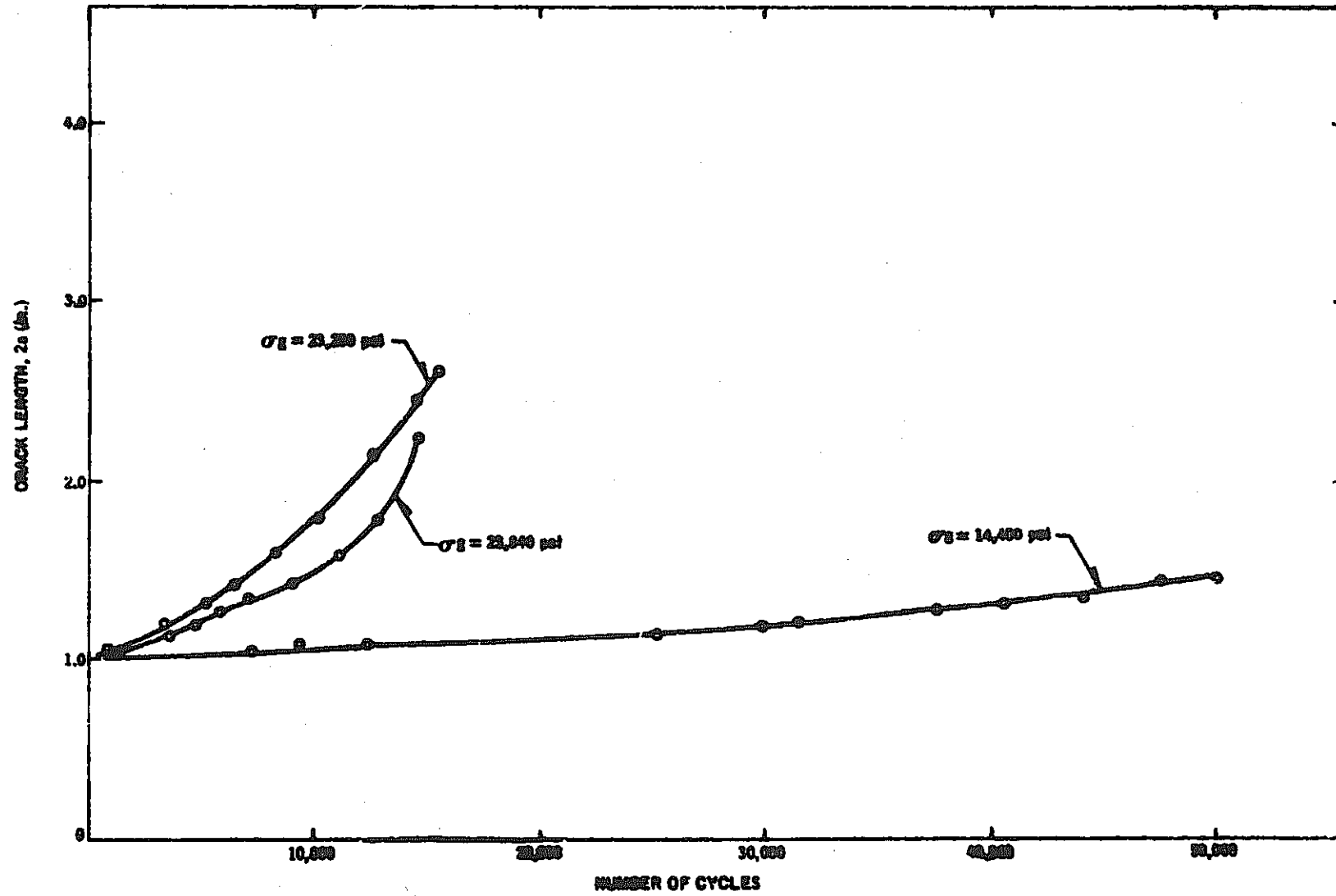
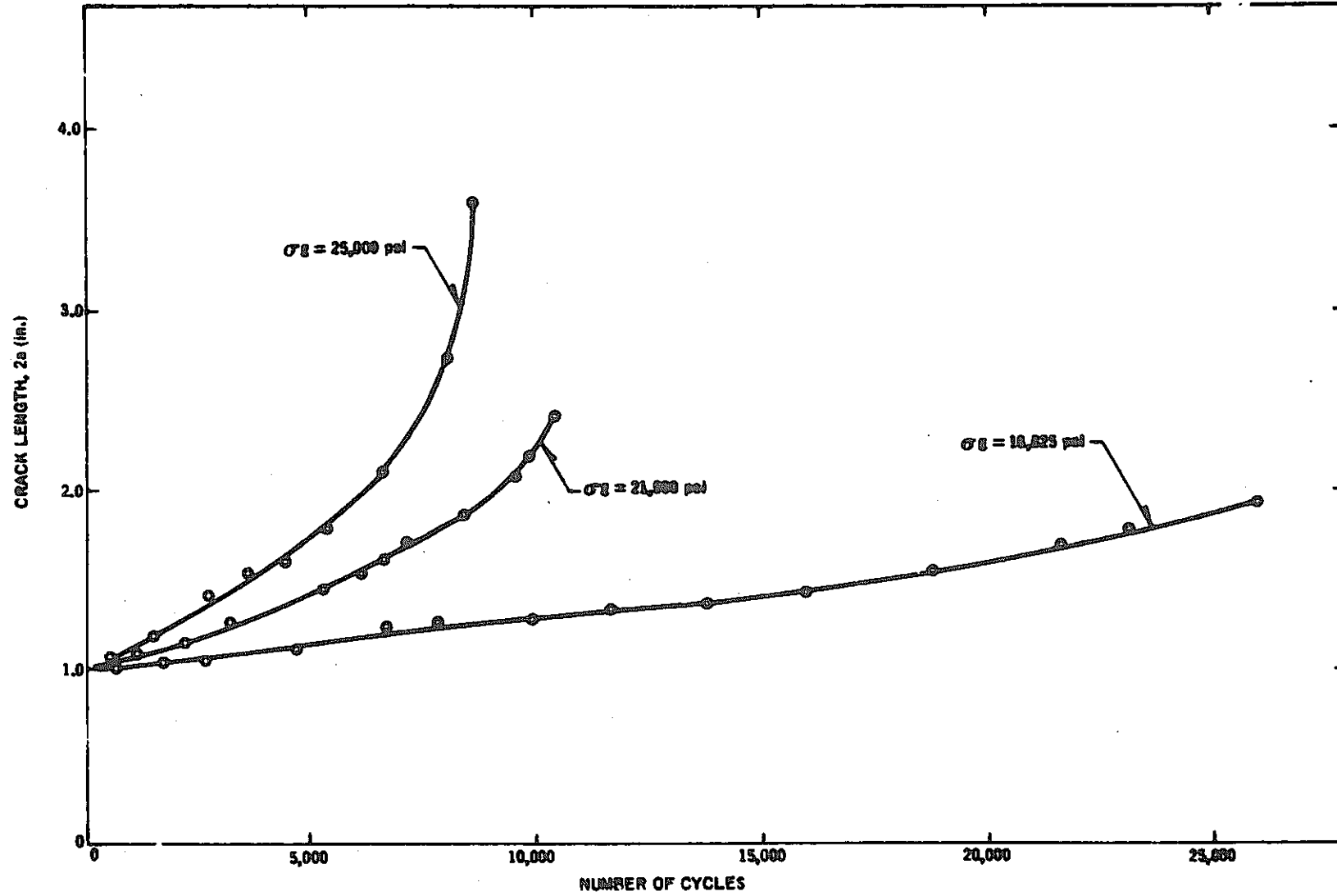


Figure 6-2. Crack Growth Curves for Weld in A106-B Butt-Welded Pipe

GEAP-10143

667



GEAP-10143

Figure 6-3. Crack Growth Curves for Weld in Type-304 Butt-Welded Pipe

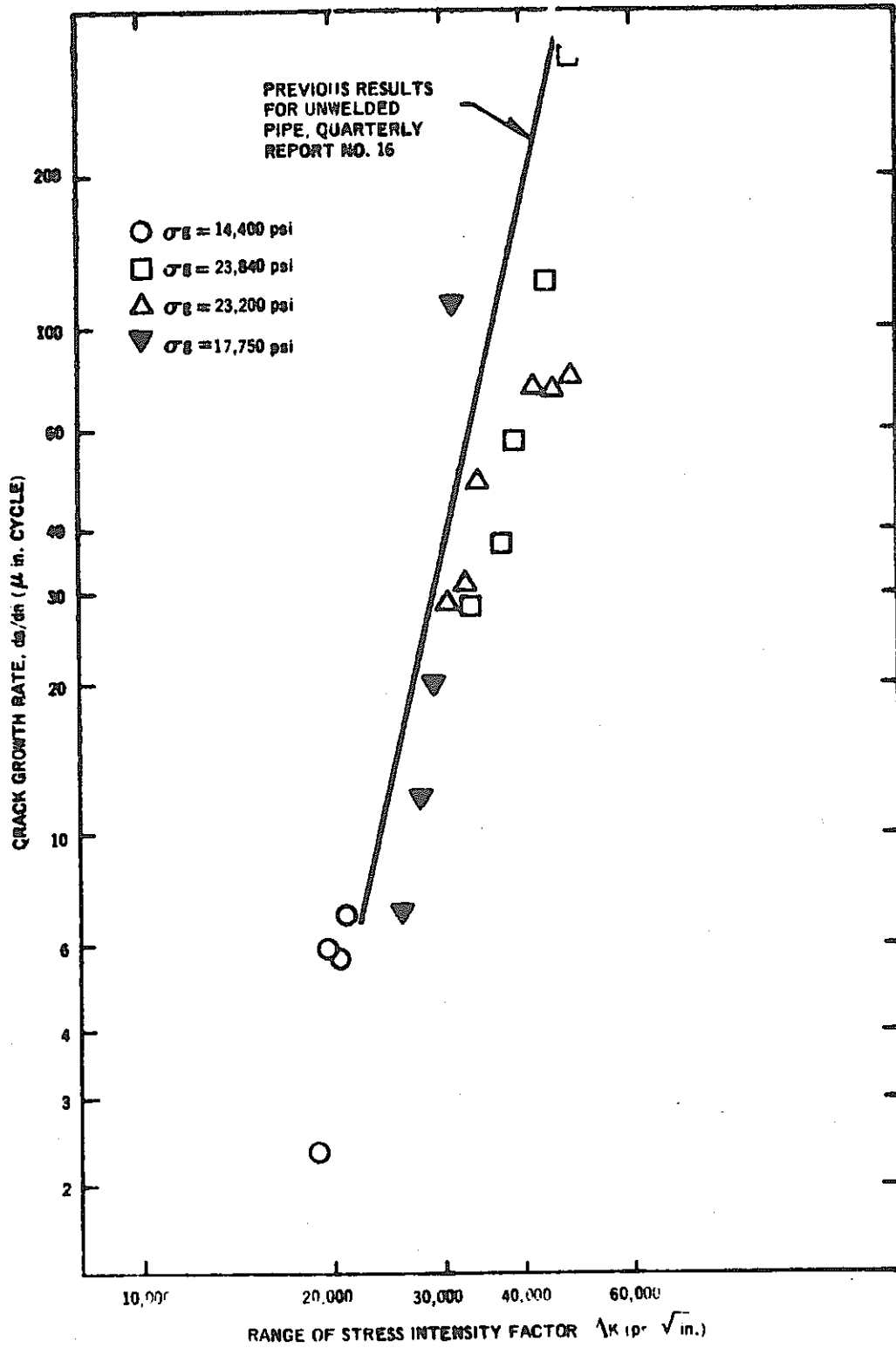


Figure 6-4. Crack Growth Correlation for Butt Weld Compared to Base Material in A108-B Plain Carbon Steel Pipe

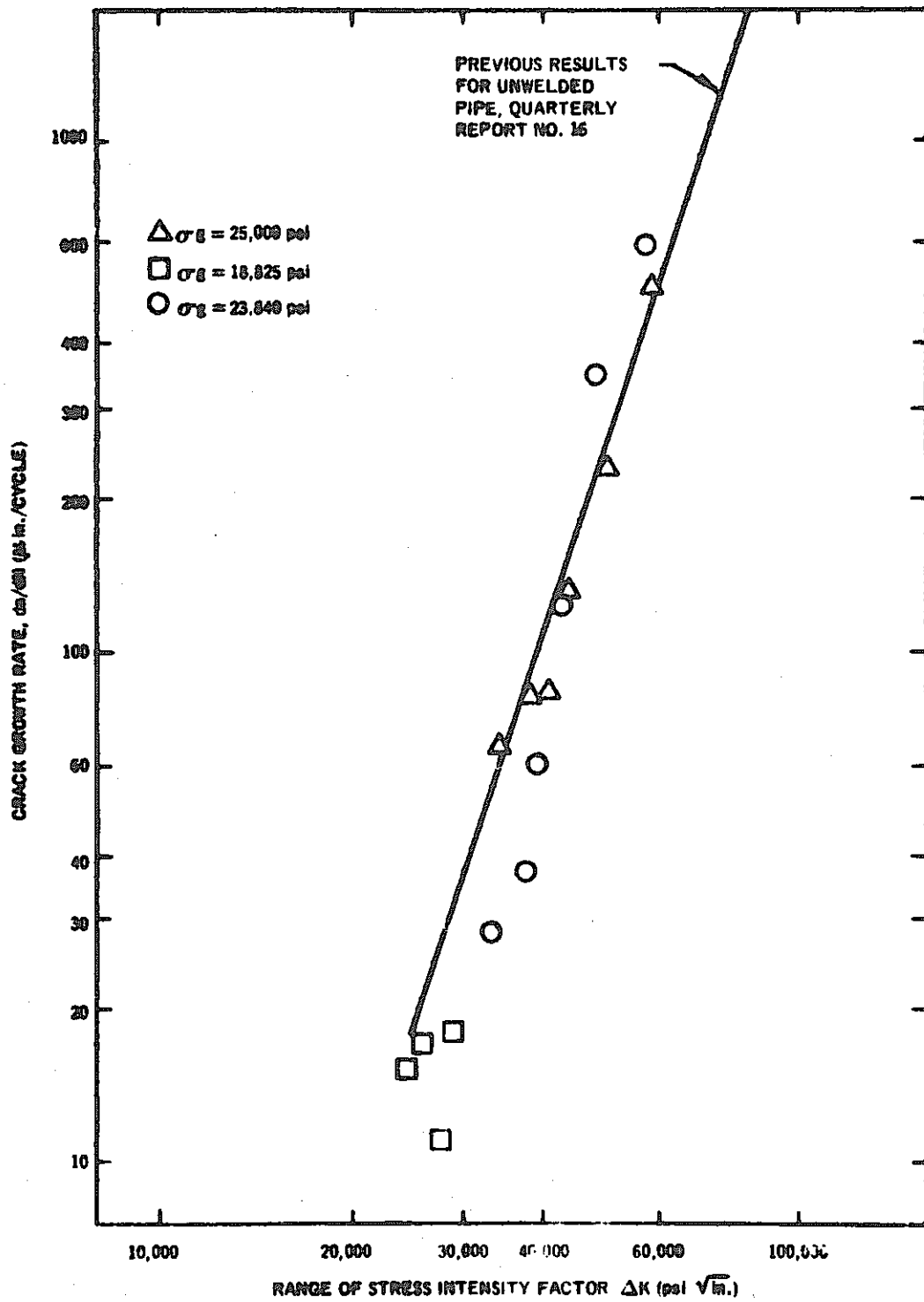


Figure 6-5. Crack Growth Correlation for Butt Weld Compared with Base Material in Type-304 Stainless Steel Pipe

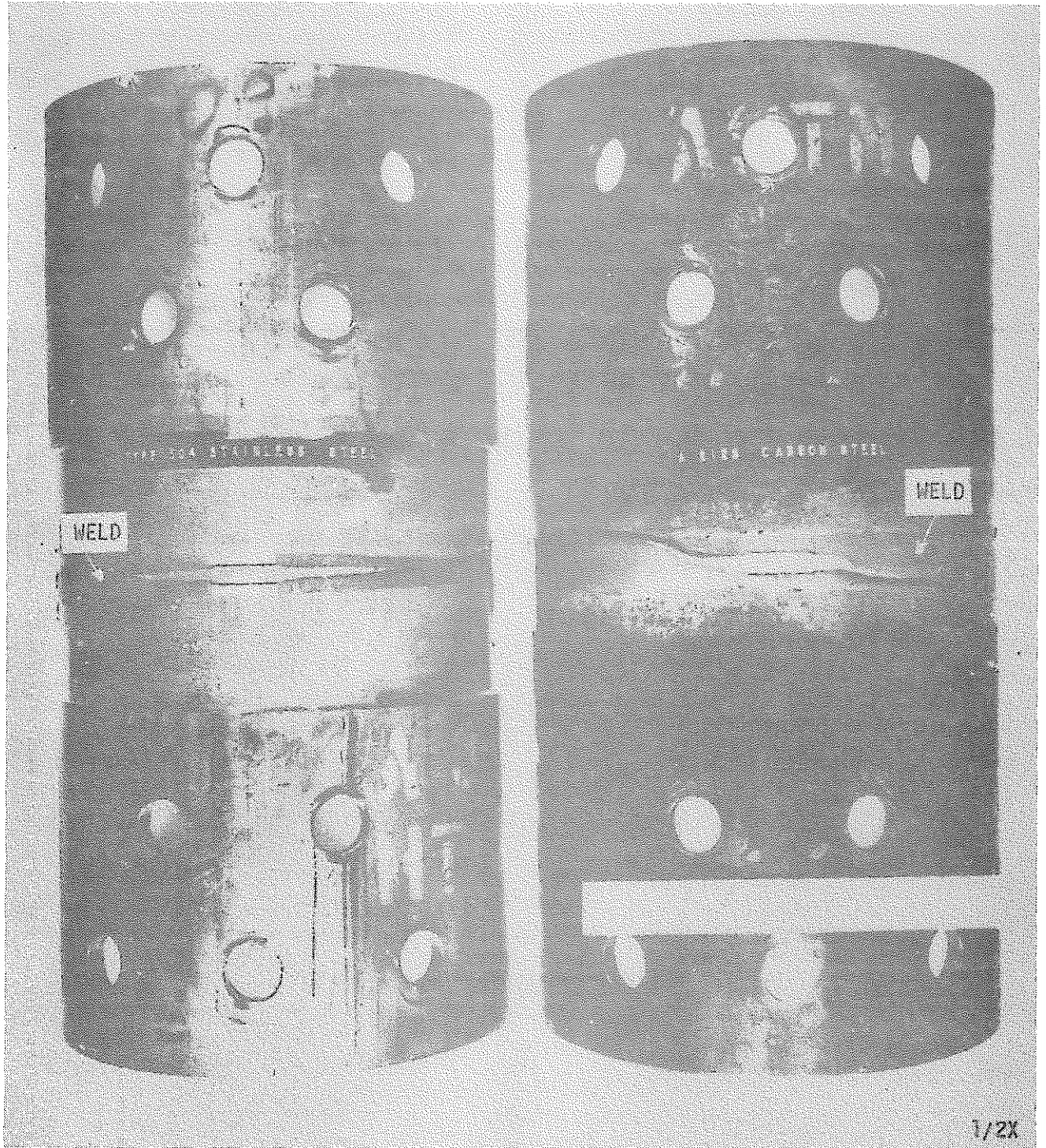


Figure G-8. Macroscopic Features of Pipe Specimens Showing Variation in Crack Path

(27)



REMOVED

Figure 6-7. Closeup of Top Cracks, Stainless Elbow, Sample HSL-2, After 1700 Cycles

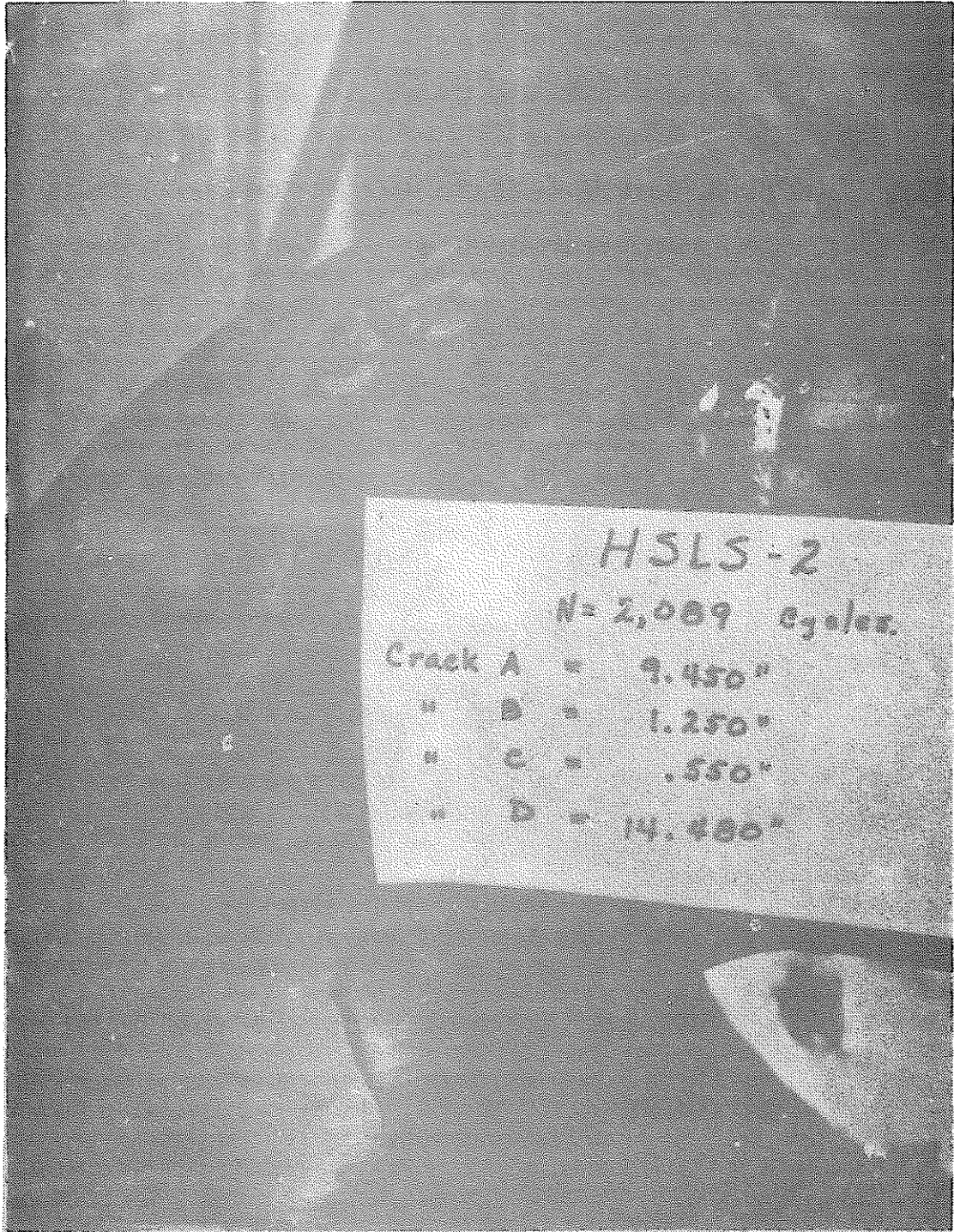


Figure 6-6. Final Fracture Geometry (Top Side), Sample HSL-2, After 2089 Cycles

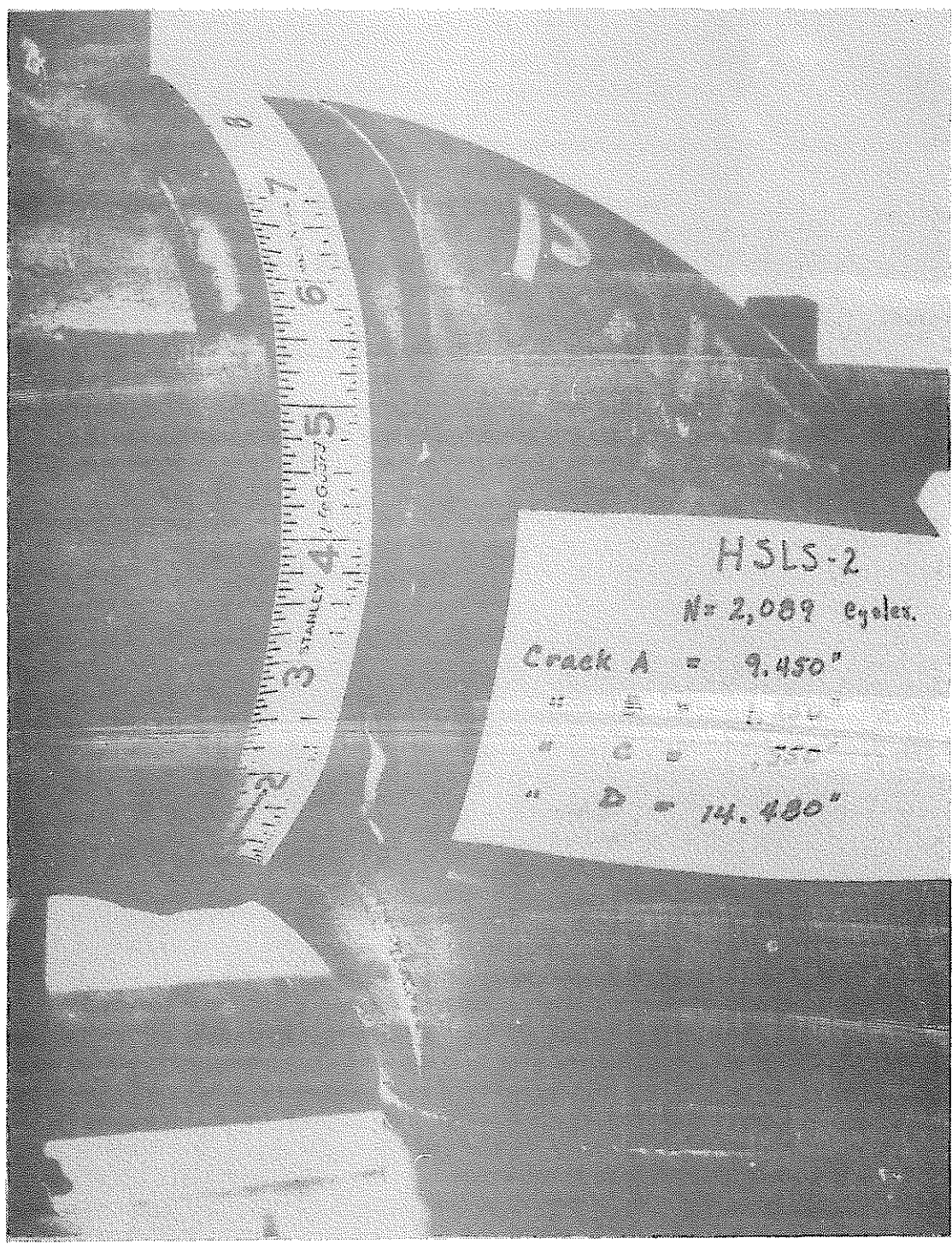


Figure 3-8. Final Fracture Geometry (Bottom Side), Sample HSL-2, After 2089 Cycles