

Title	高力ボルトを用いたSplit-Tee接合部の疲労強度に関する研究
Author(s)	平井, 敬二
Citation	大阪大学, 1982, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/1301
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

高力ボルトを用いたSplit-Tee 接合部の
疲労強度に関する研究

昭和57年1月

平井敬二

目 次

第 1 章 序 論

1-1 諸 言	1
1-2 本研究の概要	2
〔参 考 文 献〕.....	4

第 2 章 高力ボルトの疲労強度に関する実験

2-1 序	6
2-2 供 試 体	6
2-2-1 供試ボルト	6
2-2-2 機械的性質	6
2-3 載 荷 方 法	8
2-3-1 載 荷 治 具	8
2-3-2 載 荷	10
2-4 実験結果及び考察	11
2-4-1 破 壊 位 置	11
2-4-2 S-Nカーブ	13
2-4-3 ボルト公称径及び鋼種と疲労強度の関係	17
2-4-4 修正グッドマンダイアグラム	27
2-5 修正G. D. の数式化	28
2-6 結 論	30
〔参 考 文 献〕.....	31

第 3 章 高力ボルトの疲労強度推定法に関する一考察

3-1 序	32
3-2 推定手法の提案	33
3-3 推定値と実験値の比較	35
3-3-1 〔方法1〕による比較	35
3-3-2 〔方法2〕による比較	38
3-4 疲労設計資料	46
3-5 結 論	48
〔参 考 文 献〕.....	49

第 4 章 Split-Tee 接合部におけるボルトの静的挙動に関する実験
 (特にボルトに生ずる曲げ応力の考察)

4-1 序	51
4-2 供 試 体	51
4-2-1 S. T. 供試体	51
4-2-2 供試ボルト	53
4-3 測 定	54
4-3-1 ボルト軸歪度	54
4-3-2 S. T. フランジフィレット先端付近の歪度	54
4-4 ボルトへの初期軸力の導入	55
4-5 載 荷	56
4-6 実験結果及び考察	57
4-6-1 破壊状況	57
4-6-2 ボルト軸力及びボルト軸に生ずる曲げモーメントの算定式	58
4-6-3 外荷重作用時のボルト軸力	60
4-6-4 ボルト軸に生ずる曲げモーメントの考察	64
4-6-4-1 締付け時に生ずる曲げモーメント	64
4-6-4-2 外荷重作用時のボルト軸モーメント	65
4-6-4-3 ボルト軸に生ずる曲げモーメントの方向	72
4-6-4-4 上限荷重時の曲げモーメント	78
4-6-4-5 外荷重の変動により生ずる曲げモーメント	79
4-6-5 測定位置の違いによるボルト軸モーメントの差	84
4-6-6 フィレット先端付近の曲げモーメントと ボルト軸に生ずる曲げモーメントの相関	86
4-7 結 論	86
〔参考文献〕	88

第 5 章 Split-Tee 接合部の疲労強度に関する実験

5-1 序	90
5-2 供 試 体	90
5-3 載 荷	90
5-4 測 定	91

5-5	実験結果及び考察	91
5-5-1	破壊状況	91
5-5-2	ボルト締付け位置と疲労強度の関係	98
5-5-3	S. T. フランジ板厚と疲労強度の関係	99
5-5-4	初期導入軸力の疲労強度に与える影響	101
5-5-5	ボルト軸力変動幅の時間的变化	102
5-6	結論	105
	[参考文献]	106

第6章 Split-Tee 接合部の静的解析法に関する一考察

6-1	序	107
6-2	既往の静的解析法	107
6-3	静的解析法	110
6-3-1	解析仮定	110
6-3-2	接合部の崩壊順序の設定	112
6-3-3	静的解析法に用いる諸量の算定式	115
6-3-3-1	ボルトのバネ定数 (k_b)	115
6-3-3-2	ボルト部のプレートバネ定数 (k_p)	116
6-3-3-3	てこ反力点 (l_x)	116
6-3-3-4	てこ反力比 ($\beta = Q/F$)	117
6-3-3-5	ボルト部離間時のてこ反力点 (l_{xT}), てこ反力比 (β_T)	119
6-3-4	プレート弾性域の解析	120
6-3-4-1	外荷重 (F), ボルト軸力 (P), てこ反力 (Q), 接触圧 (C) の関係式	120
6-3-4-2	(ボルト部離間) 状態の解析	121
6-3-5	プレート塑性域の解析	122
6-3-6	B-F 曲線に関する実験値と解析値の比較	123
6-3-7	ボルト軸に生ずる曲げモーメントの解析	125
6-4	終局強度算定式の提案	129
6-5	本提案式による解析値と実験値の比較	133
6-5-1	終局強度	133
6-5-2	B-F 曲線	136

6-6 結 論	137
〔記号一覧〕.....	138
〔参考文献〕.....	141
第7章 Split-Tee 接合部の疲労強度推定法に関する一考察	
7-1 序	143
7-2 疲労強度の推定に必要な基本的事項	143
7-2-1 疲労強度推定法の流れ.....	143
7-2-2 ボルト軸力-外荷重曲線 (B-F 曲線) の推定	144
7-2-3 ボルト軸力の減少量.....	145
7-2-4 接合部におけるボルト間での軸力のバラツキ量	146
7-3 ボルト軸に生ずる曲げの影響	146
7-4 ボルト軸に生ずる曲げの影響の導入方法	150
7-4-1 ボルトネジ部の有効曲げ応力度	150
7-4-2 最大縁応力度振幅	153
7-4-3 ボルト軸モーメント増分 (ΔM).....	153
7-5 疲労強度推定法	154
7-5-1 はじめに	154
7-5-2 〔方法A〕: 有効曲げ応力度に基づく方法	154
7-5-3 〔方法B〕: ΔM - ΔF 曲線に基づく方法	155
7-5-4 〔方法C〕: 低減率に基づく方法	156
7-6 推定値と実験値の比較考察.....	156
7-7 S. T. 接合部のボルトの疲労強度を回帰直線として推定する方法の提案	163
7-8 S. T. 接合部の疲労設計手法への応用	167
7-9 結 論	169
〔参考文献〕.....	170
第8章 結 語	171
〔謝 辞〕.....	173

第 1 章 序 論

1-1 緒 言

高力ボルトは高い品質管理の下に製造されるため、欠陥の少ない接合部材として、現在の土木建築における鋼構造物に溶接とともに多く用いられている。この高力ボルトを用いた接合部の形式は、外力の作用方向とボルト軸方向の関係より、摩擦接合形式と引張接合形式に分類される。¹⁾ 摩擦接合形式の接合部（摩擦接合部）は、外力の作用方向がボルト軸と直角方向で、被締付け材間の摩擦力で外力を伝達するものである。この摩擦接合部については、静的載荷あるいは繰返し載荷時の接合部の挙動に関する数多くの実験及び解析結果等が報告され、²⁾ それら研究成果を基に静的設計法及び疲労設計法が確立されている。^{3)~10)}

一方、本論文の研究対象である引張接合形式の接合部（引張接合部）は高力ボルトそのものの持つ高い引張強さを有効にいかした接合部で、外力の作用方向がボルト軸と同方向のものである。この引張接合部は長締め形式と短締め形式の接合部に分類されるが、¹¹⁾ 高力ボルトと被締付け材の剛性の違いだけで根本的な力の伝達機構は同じである。また、短締め形式の場合、被締付け材の曲げ変形に起因して生ずるてこ反力の影響を受け接合部の強度が低下する。当初このような複雑な挙動を示すため、引張接合部の実用化は見送られてきた。しかし、¹²⁾ 加藤、¹³⁾ 田中（淳）、¹³⁾ 田中（尚）、¹⁴⁾ 橋本、¹⁵⁾ 永井、¹⁵⁾ Douty、¹⁵⁾ Mcguire、¹⁶⁾ Beer、¹⁷⁾ Munse ら内外の研究者により、静的載荷時における接合部の強度に関する数多くの研究成果を基に、静的載荷時のための設計式がそれぞれ提案され、「高力ボルト接合設計施工指針」³⁾（1972年）に加藤-田中の提案式が示されて以来、摩擦接合部と同様、引張接合部も一般的に用いられるようになった。

このように、静的載荷時における引張接合部の強度については、数多くの研究がなされているが、接合部に繰返し荷重が載荷された場合の接合部の疲労強度に関する研究は数少ない。以下に引張接合部の疲労強度に関する既往の研究の概要及び主な結論について述べる。

まず¹⁷⁾ Munse、¹⁸⁾ 菊川らにより、引張接合部の1種である Split-Tee 接合部のうち最も基本的な形状の T・T 接合部について行なった疲労実験の結果が報告され、

接合部の疲労強度は静的強度と同様、てこ反力の影響を受けることが示されている。

また、田島ら¹⁹⁾により、長締め形式を用いたラーメン隅角部に関する繰返し載荷実験が報告され、接合部に用いられる高力ボルトの疲労強度は、曲げ等の影響により高力ボルトそのものの疲労強度より低下することが示されている。

さらに、Munseらは疲労実験結果の考察より、接合部への荷重の第1サイクルにおいて接合部の高力ボルトに生ずる応力度全振幅がA 325ボルトに対して4 Ksi、A 490ボルトに対して3 Ksi以下であれば、200万回の荷重サイクルまで高力ボルトの疲労破壊が生じないことを示し、この結果を接合部の疲労設計方針として提案している。しかし、この方針は接合部の形状寸法に関係なく、単に使用する高力ボルトに対して定められているため、接合部の形状によっては不経済な設計になる場合がある。また、この設計方針は200万回の破壊回数を対象として提案されているため、他の破壊回数、例えば50万回、100万回といった破壊回数を対象として設計する場合には不相当である。

以上、引張接合部の疲労強度に関する既往の研究について概観したが、このように引張接合部の疲労強度に関する研究は数少なく疲労設計法は確立されていないのが現状である。しかし、クレーンガーダーを持つ構造物、鉄道橋、道路橋、鉄塔など、繰返し荷重を受ける構造物の接合部に引張接合形式が用いられる場合が多々あり、幸いにして疲労破壊による事故例は報告されていないが、疲労破壊現象が生じる恐れはおおいにある。従って、静的設計法が提案され、引張接合形式が多く用いられるようになった現在、接合部の疲労設計法を確立することは急務である。

本研究はこのような状況下において、引張接合部の疲労設計法を確立するための基礎研究として行なうものであり、Split-Tee接合部の疲労実験並びに単一ボルト疲労実験結果を基に、Split-Tee接合部における高力ボルトの疲労強度を推定する方法を提案し、それを手掛りとして引張接合部のうち、Split-Tee接合部の疲労設計手法を示すものである。

1-2 本研究の概要

本論文の第2章以下の概要について章ごとに述べる。

第2章、第3章は接合部を構成する重要な要素である高力ボルトそのものについての

疲労強度に関する部分である。

第2章では、Split-Tee 接合部に限らず、高力ボルトを用いた接合部全般に対する疲労設計のための基礎資料を提出することを目的として、JIS B 1186 (1970) に規定される高力ボルトセットのうち、F 8 T M 22、F 10 T M 22、F 11 T M 22、F 10 T M 16、F 11 T M 16、F 11 T M 20 計 6 種類の高力ボルトセットに関して行なった単一ボルト疲労実験について述べ、低応力から高応力範囲に至るまでのボルトそのものの疲労強度を実験的に把握した結果を示す。

第3章では、出来るだけ数少ない実験で任意の鋼種・公称径を持つ高力ボルトの疲労強度を推定する方法について述べる。

第4章、第5章は Split-Tee 接合部が静的载荷及び繰返し载荷された場合の接合部の挙動及び強度に関する実験的研究である。

第4章では、Split-Tee フランジの板厚、ボルトの締付け位置を供試体パラメータにとった T・T 接合部の静的载荷実験について述べ、静的強度を実験的に把握するとともに、ボルトに生ずる応力、特に既往の研究では対象とされなかった曲げ応力を追跡し考察を加える。

第5章では、T・T 接合部に関する部分片振り引張疲労実験について述べ、疲労強度に影響を与える因子について定量的、定性的に考察した結果を示す。

第6章、第7章は Split-Tee 接合部に関する理論解析である。

第6章では、Split-Tee 接合部に関する既往の静的解析手法を手掛りに、静的解析法を展開し、主として接合部のボルト軸力と外荷重の関係を理論的に追跡した結果と実験値の比較結果について述べる。また、静的終局強度算定法を提案し、提案法による解析値と実験値を比較考察する。

第7章では、Split-Tee 接合部における高力ボルトの疲労強度を高力ボルトに生じる曲げの影響を導入して推定する方法を提案し、それによる推定結果と実験値を比較考察する。

また、推定結果に影響を与える因子を定量的に追跡した結果を示すとともに、Split-Tee 接合部に関する疲労設計手法を示す。

第8章は各章での結果の総括である。

〔参 考 文 献〕

- 1) 日本鋼構造協会接合小委員会『高力ボルト接合の現状と今後の課題』
JSSC, Vol. 2, No. 12, 1966. 12
- 2) 例えば、日本鋼構造協会接合小委員会編『鋼構造接合資料集成ーリベット接合・高力ボルト接合』, 技報堂, 1977
- 3) 日本建築学会 『高力ボルト接合設計施工指針』, 1972
- 4) 日本土木学会 『鋼鉄道橋設計標準・解説』, 1974
- 5) Standard Specification for High Way Bridge, AASHTO, 1972
- 6) Specification for the Design, Fabrication & Erection of Structural Steel for Buildings, AISC, 1969
- 7) J.W. Fisher, J.H.A. Struik: Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joint, John Wiley & Sons, Inc., 1974
- 8) 田島二郎 『高力ボルト摩擦接合概説』, 技報堂, 1966
- 9) 藤本盛久、橋本篤秀、佐藤亘宏『アメリカにおける高力ボルト接合の現状』
JSSC, Vol. 12, No. 129, 1976. 9
- 10) 田中淳夫 『鋼構造物への高力ボルトの適用、ドイツ鋼構造委員会規準 010. 1974. 1』
JSSC, Vol. 12, No. 127, 1976. 7
- 11) 永井義規 『引張ボルト接合の基礎的研究』
大阪大学, 学位論文, 1971. 1
- 12) 加藤 勉 『高力ボルト引張接合部の設計式(スプリットT接合)』
JSSC, Vol. 5, No. 46, 1969. 10
- 13) 田中尚、田中淳夫 『高力ボルト引張接合部の設計式について』
JSSC, Vol. 11, No. 120, 1975. 12
- 14) 橋本篤秀 『高力ボルトスプリットティ型引張接合に関する研究』
千葉工業大学研究報告(理工編), 第15、16号(別冊)
- 15) T. Douty, W. Mcguire: High Strength Bolted Moment Connections, Proc. of ASCE, No. ST2, April, 1965
- 16) H. Beer: Einige Gesichtspunkte zur Anwendung Hochfester

Vorgespannter Schrauben, IABSE, V Congress, Final Report, Stockholm, 1960

17) R.S.Nair, P.C.Birkemoe, W.H.Munse: High Strength Bolts Subjected to Tension and Prying, Proc. of ASCE, No. ST2, Feb., 1974

18) 菊川春三 『高力ボルト引張接合部の精度に関する考察（4.疲労強度の検討）』

日本建築学会大会学術講演梗概集, 1978.9

19) 国鉄構造物設計事務所『引張ボルト接合によるラーメン隅角部の疲労実験』

国鉄40年度技術課題報告, 1965

20) 日本鋼構造協会『日本鋼構造協会疲労設計指針同解説（案）』

JSSC, Vol.10, No.101, 1974.5

第 2 章 高力ボルトの疲労強度に関する実験

2-1 序

高力ボルトを用いた Split-Tee 接合部（以下 S. T. 接合部）の疲労強度を把握するには、まずその接合部に用いられる高力ボルト自身の疲労強度を実験的に把握することが必要である。S. T. 接合部に限らず、高力ボルトを用いた鋼構造物の接合部全般に対する疲労設計のための基礎資料を蓄積する意味においても、高力ボルト自身の疲労強度を求める実験（単一ボルト疲労実験）を行なう必要がある。

既に高力ボルト自身の疲労強度に関する実験的研究は多くの研究者によりなされ、高力ボルトは疲労に対し敏感であることが報告されている¹⁾。しかし、これらの研究は高力ボルトが我国に導入された当初のウィットねじ系（W-系）の高力ボルトに関する実験であり、現在の JIS B 1186（1970）に規定されるメートルねじ系（M-系）の高力ボルトについてはほとんど実験されていない。従って、M-系ボルトに関する疲労実験を行なうことが必要とされる。

そこで、本章では JIS B 1186（1970）に規定される F 8 T M22、F10 T M22、F11 T M22、F 10 T M16、F11 T M16、F11 T M20、計 6 種類の高力ボルト自身の疲労強度を追跡した結果について述べる。

2-2 供試体

2-2-1 供試ボルト

供試ボルトは、JIS B 1186（1970）に規定される高力ボルトセットのうち、実際の使用状況を考え、F11 T M22（首下長さ $l = 140 \text{ mm}$ ）、F10 T M22（ $l = 140 \text{ mm}$ ）、F8 T M22（ $l = 140 \text{ mm}$ ）、F11 T M16（ $l = 120 \text{ mm}$ ）、F10 T M16（ $l = 120 \text{ mm}$ ）、F11 T M20（ $l = 115 \text{ mm}$ ）の計 6 種類とした。

2-2-2 機械的性質

各供試ボルトの 4 号試験片による素材試験結果を表（2-2-1）に示し、JIS

規格を表(2-2-2)に示す。なお、素材試験結果は4号試験片各3本の平均値である。

また表(2-2-3)に各供試ボルトセットの化学成分(ミルシートより)を示す。

Bolt Type	Bolt Length (mm)	0.2% Off set (Kg/mm ²)	Tensile Strength (Kg/mm ²)	Elongation (%)	Reduction (%)
F 8TM22	140	84.2	96.8	20.0	53.0
F10TM22	140	100.8	105.3	19.7	67.1
F11TM22	140	109.2	119.7	18.4	64.7
F10TM16	120	106.0	113.0	18.0	66.0
F11TM16	120	109.4	119.6	18.3	65.1
F11TM20	115	114.0	120.0	18.0	66.0

表(2-2-1) 供試ボルトの機械的性質

Bolt Type	0.2% Off set (Kg/mm ²)	Tensile Strength (Kg/mm ²)	Elongation (%)	Reduction (%)
F 8T	> 64	80~100	>16	>45
F10T	> 90	100~120	>14	>40
F11T	> 95	110~130	>14	>40

表(2-2-2) 高力ボルトのJIS規格

Bolt Type		Chemical Composition (%)										
		C x100	Si x100	Mn x100	P x1000	S x1000	Cu x100	Ni x100	Cr x100	Ti x1000	Al x1000	B ppm
F8T M22	Bolt	18	15	76	15	8			67		56	15
	Nut	40	23	79	27	22	2	1	4			
	Washer	23	22	116	18	14				22		14
F10T M22	Bolt	19	17	78	14	11			70		73	13
	Nut	39	22	81	23	22	1	2	4			
	Washer	21	23	112	16	11				20		12
F11T M22	Bolt	20	14	80	15	8			71		72	25
	Nut	39	23	78	22	23	1	1	3			
	Washer	46	23	66	15	15						
F10T M16	Bolt	19	15	81	17	6			69		61	19
	Nut	42	23	80	16	22	3	2	2			
	Washer	49	23	63	20	15						
F11T M16	Bolt	19	15	81	17	6			69		61	19
	Nut	42	23	80	16	22	3	2	2			
	Washer	49	23	63	20	15						
F11T M20	Bolt	22	16	76	16	12			71		67	17
	Nut	41	21	76	20	20	2	2	3			
	Washer	20	26	117	18	15				14	36	19

表(2-2-3) 供試ボルトセットの化学成分

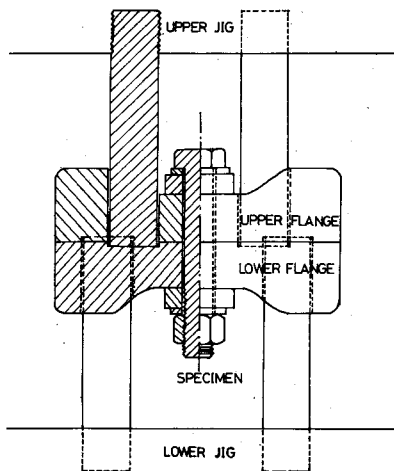
2-3 載荷方法

2-3-1 載荷治具

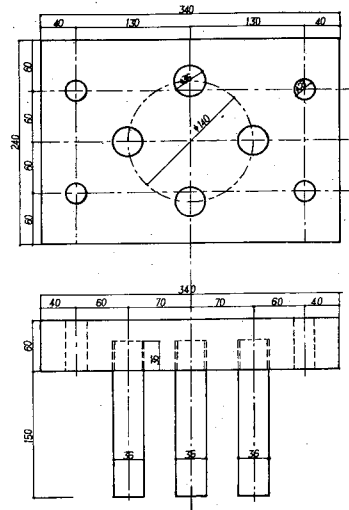
高力ボルトには、圧縮の繰返し荷重が生じることはなく、また、摩擦接合部に繰返し荷重が作用した場合、よほど特殊な接合部を除き、剪断力による高力ボルトの疲労破壊が問題になることはない。高力ボルト自身の疲労強度が問題となるのはS、T接合部のような引張接合部についてであり、対象となる荷重は、部分引張繰返し荷重である。本実験では図(2-3-1)~図(2-3-5)に示す載荷治具を用い、部分引張繰返し荷重を高力ボルトに載荷した。

この治具は供試ボルトをセットする上下2枚のフランジ板と4本の脚を有する上下の治具、及び試験機への取り付け治具より成る。また、フランジ板は任意のボルト首下長さに対処出来るよう、中央部が取り替えられるように工夫されている。さらに治具自体の変形が試験結果に影響を与えないよう熱処理を施している。

写真(2-3-1)~写真(2-3-3)に図(2-3-2)~図(2-3-4)に対応する治具を示す。



図(2-3-1) 載荷治具



図(2-3-2) 載荷治具(下側脚)

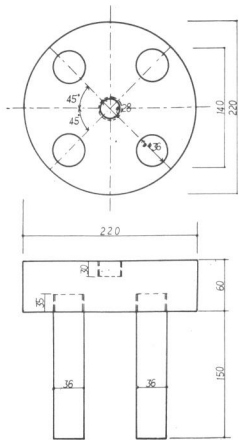


図 (2-3-3) 載荷治具
(上側脚)

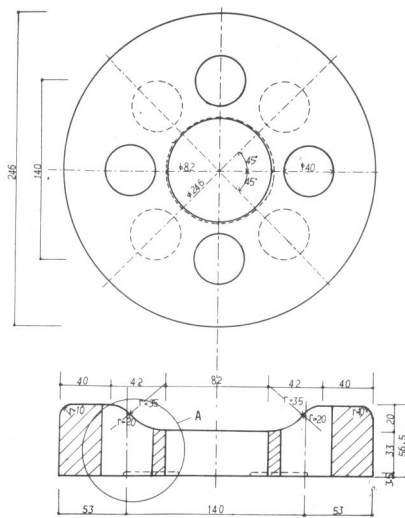


図 (2-3-4) 載荷治具
(中フランジ)

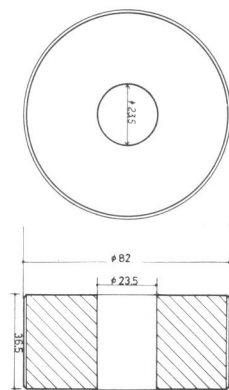


図 (2-3-5) 載荷治具
(フランジ取り替え部)

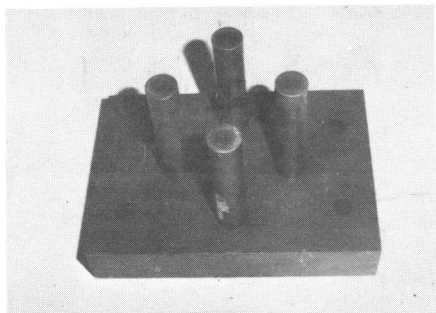


写真 (2-3-1)

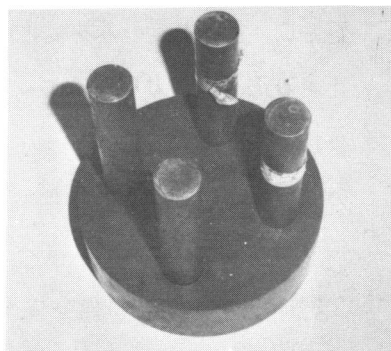


写真 (2-3-2)

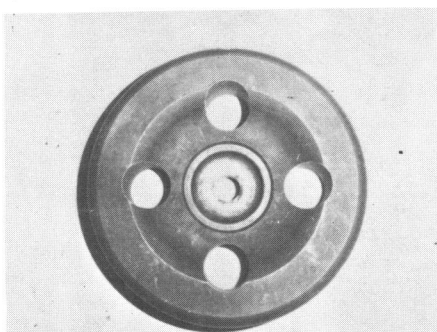


写真 (2-3-3)

2-3-2 載 荷

使用試験機はロウゼンハウゼン万能疲労試験機（大阪大学工学部）である。疲労実験を行なう際、繰返し荷重のパラメーターとして、応力比（ボルトに生ずる平均応力度の最小値と最大値の比、すなわち（下限荷重）／（上限荷重）の値）を取り上げ、所定の応力比になるよう上下限荷重を決め載荷した。なお載荷速度は 280 ～ 400 c. p. m.である。

表（2-3-1）に各種ボルトに対する応力比の値を示す。

Bolt Type	Stress Ratio(α)
F 8TM22	0, 1/4, 1/2, 5/8, 3/4, 7/8
F10TM22	
F10TM16	
F11TM16	
F11TM20	
F11TM22	0, 1/4, 1/2, 3/4, 7/8, 15/16

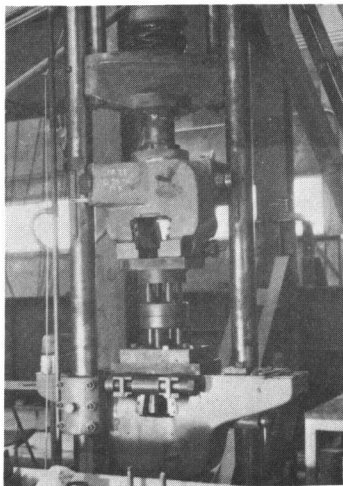
但し、応力比が0、つまり下限荷重が0の片振り実験シリーズに関し、本実験では疲労試験機の性能上、下限荷重をすべて2 ton に一

表（2-3-1） 各供試ボルトに対する
応力比

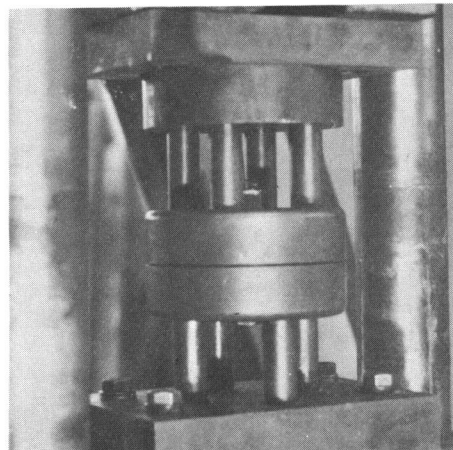
定とし、上限荷重のみを変化させた。なお、疲労試験機の上下限荷重が直接ボルトに生ずる上下限応力に対応するように、ボルトには初期軸力を導入していない。また、供試ボルトを載荷治具にセットする際、実際の使用状況を考慮して、余長として3～4のねじ山が残るようにした。

以後の結果及び考察において、例えば応力比の値が $\frac{1}{2}$ の実験シリーズを $\frac{1}{2}$ -TO-TENSION、 $\frac{7}{8}$ のものを $\frac{7}{8}$ -TO-TENSIONといった形で表わす。

写真（2-3-4）、写真（2-3-5）に疲労試験機及び載荷中の供試ボルトを示す。



写真（2-3-4）
ロウゼンハウゼン疲労試験機

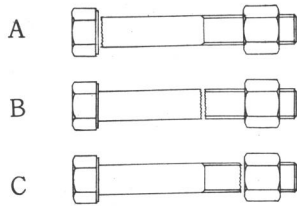


写真（2-3-5）
載荷中のボルト

2-4 実験結果及び考察

2-4-1 破壊位置

高力ボルトが疲労破壊する場合、その破壊位置としては図(2-4-1)に示すようにボルト頭下、不完全ねじ部、ナット内第1ねじの3種類が考えられる。本疲労実験では、供試ボルトはすべて不完全ねじ部及びナット内第1ねじで破壊しており、ボルト頭下では破壊していない。



図(2-4-1) ボルトの疲労破壊位置

- A : ボルト頭下
- B : 不完全ねじ部
- C : ナット内第1ねじ

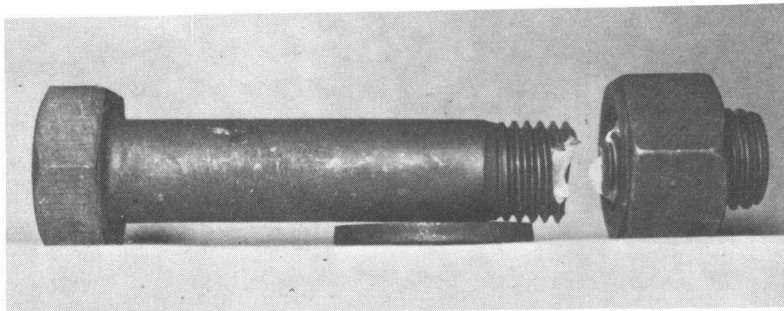
写真(2-4-1)~写真(2-4-4)に疲労破壊したボルトの破断面を示す。

表(2-4-1)は本実験シリーズにおいて不完全ねじ部で破壊したボルト本数と疲労破壊した全体のボルト本数との割合を示したもので、総平均で見ると疲労破壊したボルトの9.9%が不完全ねじ部で破壊していることがわかる。

Stress Ratio	F 8TM22	F10TM22	F11TM22	F10TM16	F11TM16	F11TM20	Ave. (S.D.) (%)
0	2/18	1/9	7/18	4/10	0	1/13	18.1(17.0)
1/4	0	4/9	1/12	1/3	1/2	0	22.7(22.7)
1/2	0	1/9	0	1/16	1/6	0	5.7(7.0)
5/8	0	1/8	0	1/15	0	0	3.8(5.6)
3/4	0	0	0	0	0	0	0
7/8	1/4	2/15	2/22	1/14	0	0	9.1(9.4)
15/16			0				
Ave. (%)	6.0	15.4	9.4	15.6	11.1	1.3	9.9(8.8)
(S.D.)	(10.3)	(15.0)	(15.1)	(16.7)	(20.2)	(3.1)	

表(2-4-1) (不完全ねじ部で破壊したボルト本数) / (全体のボルト本数)

S. D. : 標準偏差



写真(2-4-1)

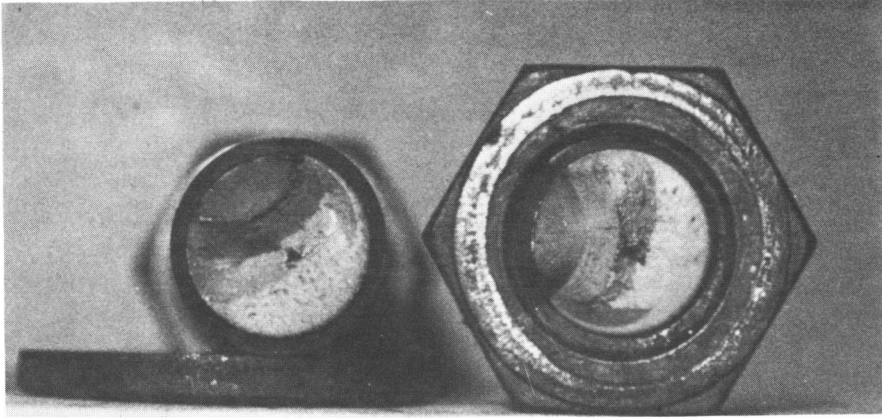


写真 (2-4-2)

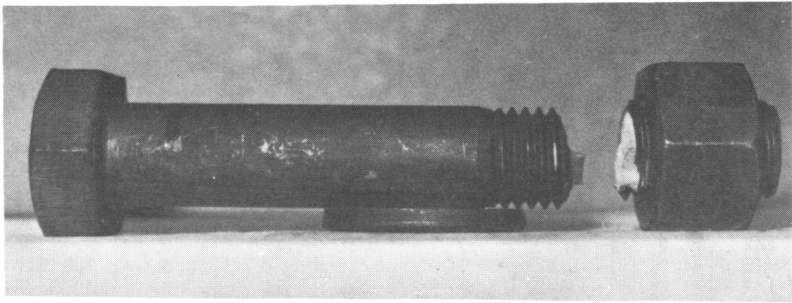


写真 (2-4-3)

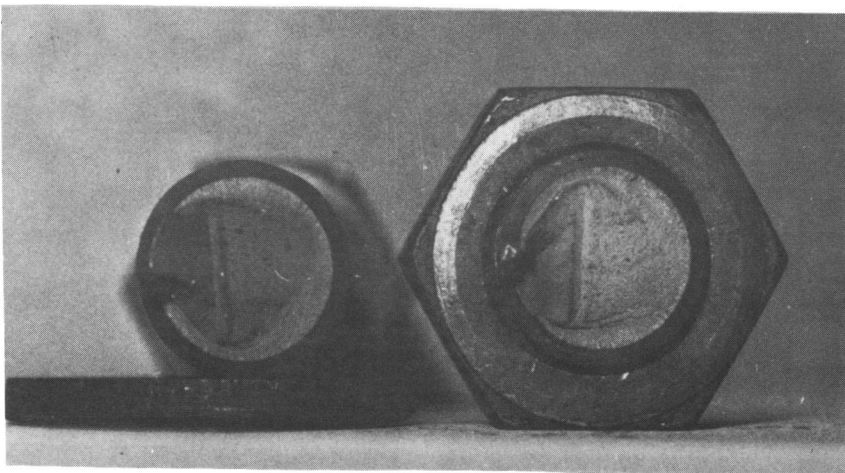


写真 (2-4-4)

2-4-2 S-Nカーブ

図(2-4-2)～図(2-4-7)は縦軸に最大応力度(ねじ部有効断面積当り)、横軸に破壊回数を両対数グラフ上にとり、各供試ボルトシリーズの実験結果をS-Nカーブで示したものである。また図(2-4-8)～図(2-4-13)は縦軸に応力度全振幅(最大応力度-最小応力度)をとり、同様に結果を示したものである。

これらの図において()を付した実験点は不完全ねじ部で破壊したものを示している。各応力比毎の回帰直線は、破壊しなかったボルトのデーターを除き、破壊位置に関係なくすべての実験点に対して最小2乗法を用いて求めている。これは、ねじ部有効断面積当りの応力度でボルト自身の疲労強度を論じる場合、図(2-4-2)～図(2-4-13)が示すように、各応力比毎の実験点は破壊位置に関係なく1本のS-Nカーブとして表わされ、破壊位置の差は疲労強度に影響を与えないと考えられるからである。なお、通常、鋼材のS-Nカーブは破壊回数が200万回以後、傾き0の直線で表わされ、また最大応力度が素材の降伏応力度付近でも傾き0の直線として表わされるが、図(2-4-2)～図(2-4-13)では傾きを持つ直線部のみを表わしている。

表(2-4-2)～表(2-4-7)は図(2-4-2)～図(2-4-7)に対応する回帰直線式であり、表(2-4-8)は各供試ボルトの各応力比毎の疲労限度を σ_m (平均応力度) $\pm \sigma_a$ (応力度振幅)で表わしたものである。

図(2-4-2)～図(2-4-7)、表(2-4-2)～表(2-4-7)より、縦軸に最大応力度をとって実験結果をS-Nカーブで表わすと、応力比の高い場合($\alpha = \frac{1}{8}, \frac{15}{16}$)を除いて、S-Nカーブの傾きはほぼ同じであることがわかる。但しF10T M16、F11T M20シリーズに関するS-Nカーブでは、応力比が0の回帰直線と応力比が $\frac{1}{4}$ 、 $\frac{1}{2}$ の回帰直線が交わっている。これは、前述したように疲労試験機の性能上、完全な0-TENSIONの载荷が出来ず、下限荷重を2 tonとしたため、0-TENSIONシリーズで破壊回数が大きくなるような荷重状態での実際の応力比が、 $\frac{1}{4}$ あるいは $\frac{1}{2}$ よりも大きくなっているからである。

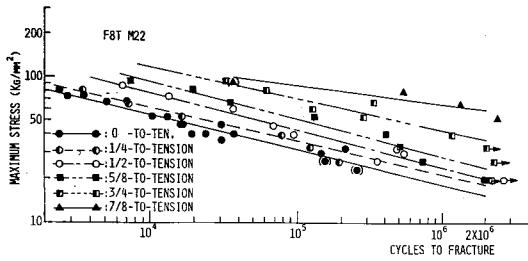
このことより、本論文に示す疲労実験データーを疲労設計資料とする際、ボルトの

軸力が 2 ton 以下の荷重状態に対するデータとはならない。しかし、実際問題として、高力ボルトを使用する場合、既にボルトには 2 ton より大きい初期導入軸力（標準ボルト張力 表（2-4-9））が与えられており、繰返しによる軸力の減少を考慮しても、本論文に示すデータは設計資料として十分有用なものとする。

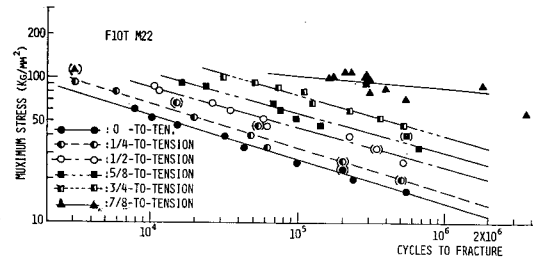
図（2-4-8）～図（2-4-13）、表（2-4-8）より、疲労実験結果を応力度全振幅で取り扱い S-Nカーブで表わすと、応力比の高い場合を除き、各供試ボルトとも応力比に関係なくほぼ 1 本の S-Nカーブで表わすことが出来ること、また、疲労限度がほぼ一定の値を示していることがわかる。

Type	Design Bolt Tension				Standard Bolt Tension			
	M16	M20	M22	M24	M16	M20	M22	M24
F 8T	8.52	13.3	16.5	19.2	9.37	14.6	18.2	21.1
F10T	10.6	16.5	20.5	23.8	11.7	18.2	22.6	26.2
F11T	11.2	17.4	21.6	25.1	12.3	19.1	23.8	27.6

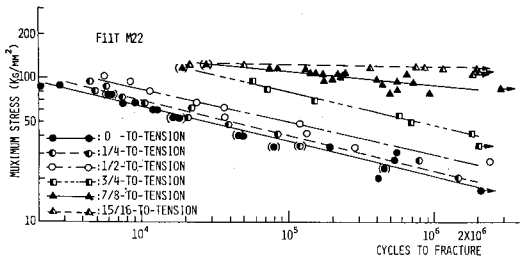
表（2-4-9） 設計ボルト張力及び標準ボルト張力（ton）



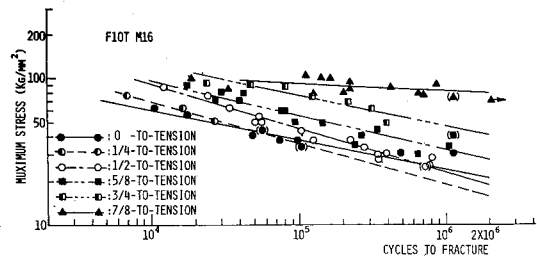
図（2-4-2） S-Nカーブ
（最大応力度：F8T M22）



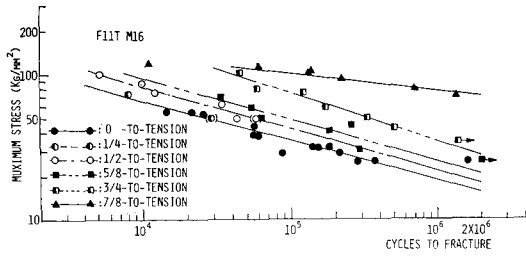
図（2-4-3） S-Nカーブ
（最大応力度：F10T M22）



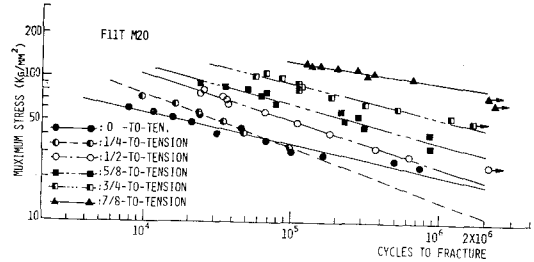
図（2-4-4） S-Nカーブ
（最大応力度：F11T M22）



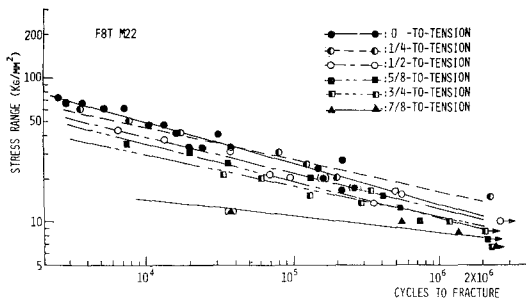
図（2-4-5） S-Nカーブ
（最大応力度：F10T M16）



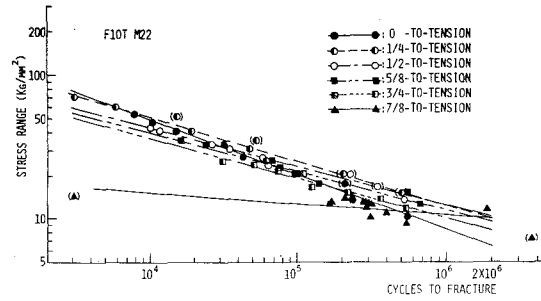
図(2-4-6) S-Nカーブ
(最大応力度: F11T M16)



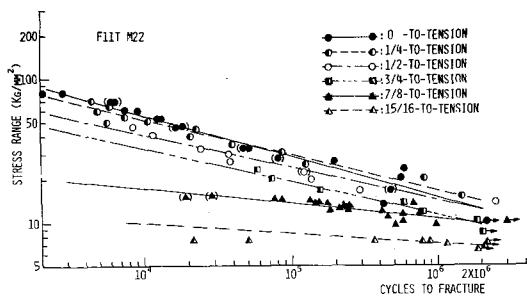
図(2-4-7) S-Nカーブ
(最大応力度: F11T M20)



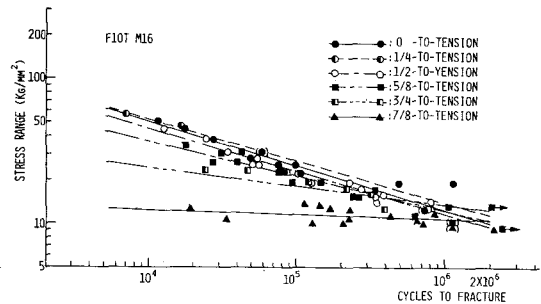
図(2-4-8) S-Nカーブ
(応力度全振幅: F8T M22)



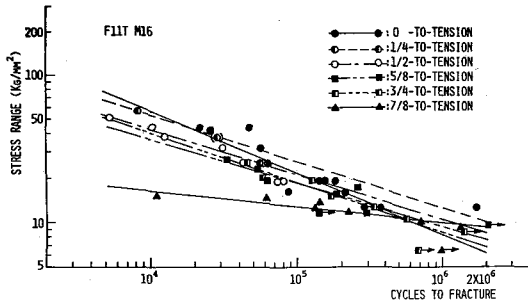
図(2-4-9) S-Nカーブ
(応力度全振幅: F10T M22)



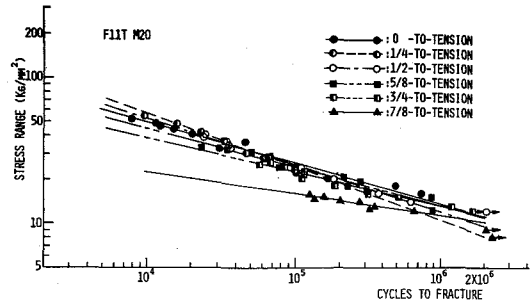
図(2-4-10) S-Nカーブ
(応力度全振幅: F11T M22)



図(2-4-11) S-Nカーブ
(応力度全振幅: F10T M16)



図(2-4-12) S-Nカーブ
(応力度全振幅: F11T M16)



図(2-4-13) S-Nカーブ
(応力度全振幅: F11T M20)

Stress Ratio	S-N Curve F8T M22
0	$\text{Log}S = -0.24072\text{Log}N + 2.7092$
1/4	$\text{Log}S = -0.22320\text{Log}N + 2.6766$
1/2	$\text{Log}S = -0.25202\text{Log}N + 2.9003$
5/8	$\text{Log}S = -0.25648\text{Log}N + 2.9956$
3/4	$\text{Log}S = -0.21706\text{Log}N + 2.9412$
7/8	$\text{Log}S = -0.11804\text{Log}N + 2.5313$

表(2-4-2) 回帰直線式 (F8T M22)

Stress Ratio	S-N Curve F10T M22
0	$\text{Log}S = -0.29851\text{Log}N + 2.9300$
1/4	$\text{Log}S = -0.30962\text{Log}N + 3.0711$
1/2	$\text{Log}S = -0.27361\text{Log}N + 3.0264$
5/8	$\text{Log}S = -0.26708\text{Log}N + 3.0911$
3/4	$\text{Log}S = -0.28089\text{Log}N + 3.2870$
7/8	$\text{Log}S = -0.08065\text{Log}N + 2.4126$

表(2-4-3) 回帰直線式 (F10T M22)

Stress Ratio	S-N Curve F11T M22
0	$\text{Log}S = -0.24087\text{Log}N + 2.7622$
1/4	$\text{Log}S = -0.24752\text{Log}N + 2.8337$
1/2	$\text{Log}S = -0.23130\text{Log}N + 2.8388$
3/4	$\text{Log}S = -0.23244\text{Log}N + 3.0497$
7/8	$\text{Log}S = -0.10851\text{Log}N + 2.5788$
15/16	$\text{Log}S = -0.01207\text{Log}N + 2.1355$

表(2-4-4) 回帰直線式 (F11T M22)

Stress Ratio	S-N Curve F11T M16
0	$\text{Log}S = -0.27492\text{Log}N + 2.9177$
1/4	$\text{Log}S = -0.31458\text{Log}N + 3.1136$
1/2	$\text{Log}S = -0.30422\text{Log}N + 3.1487$
5/8	$\text{Log}S = -0.29481\text{Log}N + 3.1680$
3/4	$\text{Log}S = -0.33708\text{Log}N + 3.5589$
7/8	$\text{Log}S = -0.11243\text{Log}N + 2.5764$

表(2-4-5) 回帰直線式 (F11T M16)

Stress Ratio	S-N Curve F10T M16
0	$\text{Log}S = -0.20168\text{Log}N + 2.5979$
1/4	$\text{Log}S = -0.28627\text{Log}N + 2.9926$
1/2	$\text{Log}S = -0.29271\text{Log}N + 3.1268$
5/8	$\text{Log}S = -0.23449\text{Log}N + 2.9314$
3/4	$\text{Log}S = -0.20687\text{Log}N + 2.9265$
7/8	$\text{Log}S = -0.04486\text{Log}N + 2.1975$

表(2-4-6) 回帰直線式 (F10T M16)

Stress Ratio	S-N Curve F11T M20
0	$\text{Log}S = -0.21735\text{Log}N + 2.6296$
1/4	$\text{Log}S = -0.36411\text{Log}N + 3.3341$
1/2	$\text{Log}S = -0.31937\text{Log}N + 3.2978$
5/8	$\text{Log}S = -0.26437\text{Log}N + 3.1347$
3/4	$\text{Log}S = -0.23555\text{Log}N + 3.1317$
7/8	$\text{Log}S = -0.14656\text{Log}N + 2.8412$

表(2-4-7) 回帰直線式 (F11T M20)

Fatigue Limit (σ_m) _a (Kg/mm ²)						
α	F 8T M22	F10T M22	F11T M22	F10T M16	F11T M16	F11T M20
0	11.08±4.49	8.90±2.31	12.08±5.49	17.00±4.24	14.05±1.29	13.19±5.02
1/4	11.67±7.00	8.24±4.95	11.75±7.05	9.66±5.79	8.46±5.07	6.85±4.11
1/2	15.40±5.13	15.05±5.02	18.05±6.02	14.37±4.79	12.79±4.26	14.47±4.82
5/8	19.47±4.49	20.80±4.80		23.10±5.33	16.61±3.83	23.92±5.52
3/4	32.77±4.68	28.78±4.11	33.66±4.81	36.73±5.23	23.82±3.40	38.86±5.55
7/8	57.48±3.83	75.23±5.02	73.63±4.91	77.05±5.14	69.18±4.61	77.57±5.17
15/16			111.09±3.58			

表(2-4-8) 各供試ボルトの各応力比における疲労限度

σ_m : 平均応力度

σ_a : (最大応力度 - 最小応力度) / 2

2-4-3 ボルト公称径及び鋼種と疲労強度の関係

図(2-4-14)～図(2-4-25)は、ボルト鋼種と疲労強度の関係を考察するために、同一公称径で異鋼種の供試ボルトに関する実験結果を各応力比(α)毎にまとめ、縦軸に最大応力度、横軸に破壊回数をとってS-Nカーブで表わしたものである。図(2-4-14)～図(2-4-19)はM22に関するもので、図(2-4-20)～図(2-4-25)はM16に関するものである。

これらの図より、どの応力比についてみても鋼種が異なれば疲労強度は異なっていることがわかる。そこで各供試ボルトの素材試験より得られた引張強さで最大応力度を無次元化し、同様に結果を各応力比毎にS-Nカーブで表わしたのが図(2-4-26)～図(2-4-37)である。同図には、破壊したボルトすべての実験点を用いて算定した回帰直線を実線で示しているが、素材の引張強さで無次元化すると、同公称径で異鋼種のボルトに関する実験点はほぼ1本の直線で表わせる。このことより、図(2-4-14)～図(2-4-25)に認められた疲労強度の相違は素材の機械的性質、特に引張強さの違いによるものと考えられる。

図(2-4-38)～図(2-4-48)はボルト公称径と疲労強度の関係を考察するため、異公称径で同鋼種のボルトについての実験結果を各応力比毎にS-Nカ

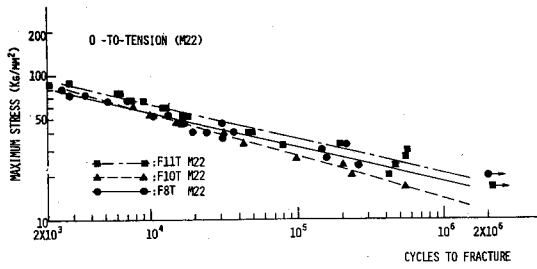
ープで表わしたものである。

同鋼種でも公称径が異なれば、ボルト製作時の焼入れの違い、あるいは寸法効果により疲労強度が異なるのではないかと考えられ、実際、図(2-4-38)～図(2-4-48)を見る限り若干異なった疲労強度を与えている。そこで、鋼種との関係を見た場合と同様に、素材の引張強さで無次元化して結果をS-Nカーブで表わしたのが図(2-4-49)～図(2-4-59)であるが、同図より同鋼種・異公称径のボルトに関する実験点はほぼ一本のS-Nカーブで表わせることがわかる。

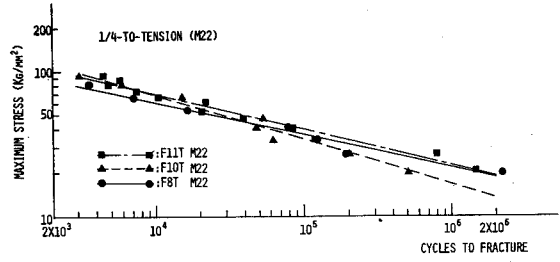
従って図(2-4-38)～図(2-4-48)に見られた疲労強度の差の原因としては実験誤差、あるいは同一応力比における各供試ボルトの実験本数の違い等の影響も考えられるが、鋼種の違いの場合と同様、主として素材の引張強さの差によるものとする。

同様の考察を素材の引張強さではなく0.2% offsetで無次元化して行なったが、引張強さの場合に比べ、若干相関性は悪い。

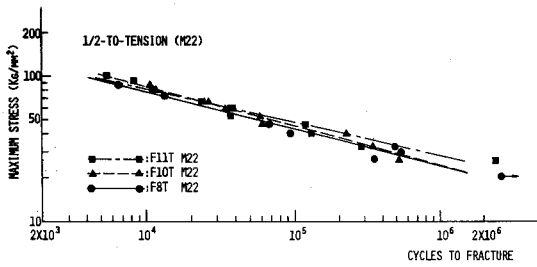
以上のことより、本論文に示すボルトの範囲では、ボルトの疲労強度は素材の機械的性質、特に引張強さの影響を大きく受け、公称径の差は同鋼種であれば疲労強度に関係しないことが明らかになった。



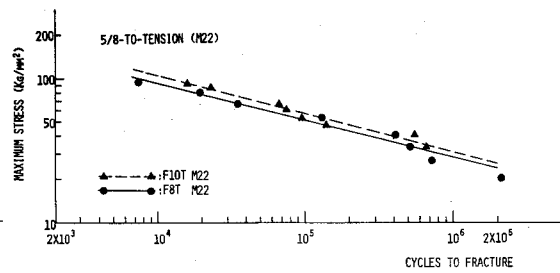
図(2-4-14) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=0$)



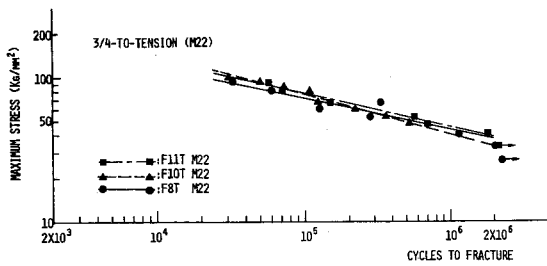
図(2-4-15) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=1/4$)



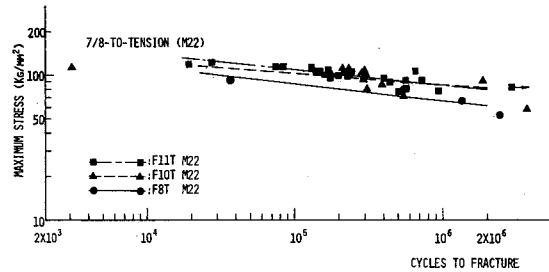
図(2-4-16) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=1/2$)



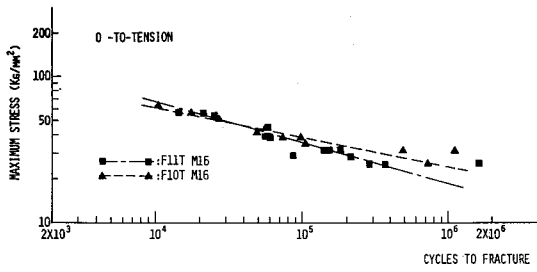
図(2-4-17) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=5/8$)



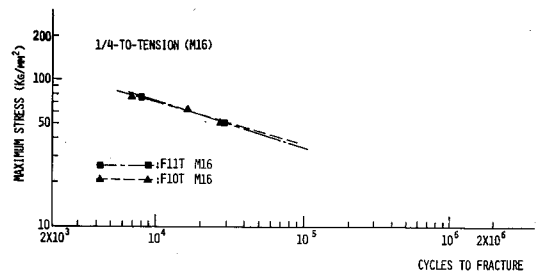
図(2-4-18) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=3/4$)



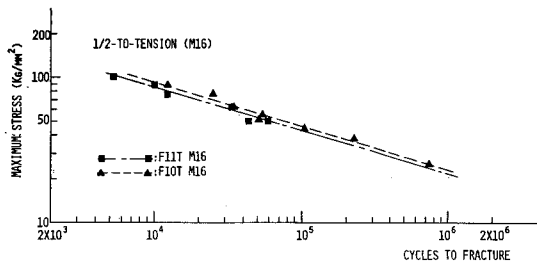
図(2-4-19) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=7/8$)



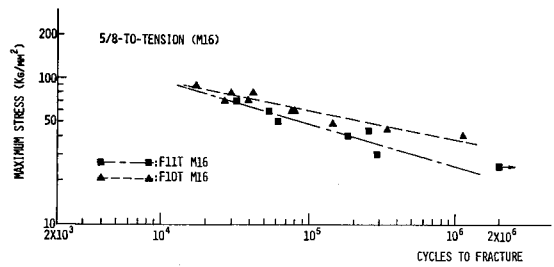
図(2-4-20) S-Nカーブ
(異鋼種公称径 (M16) : $\alpha=0$)



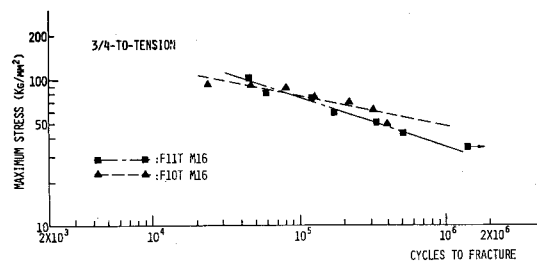
図(2-4-21) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha=1/4$)



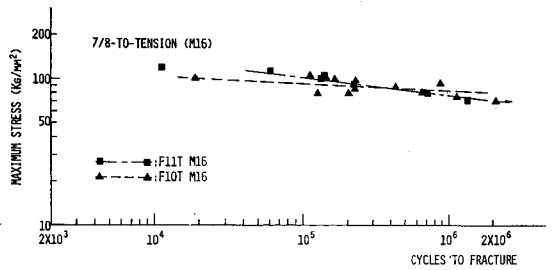
図(2-4-22) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha=1/2$)



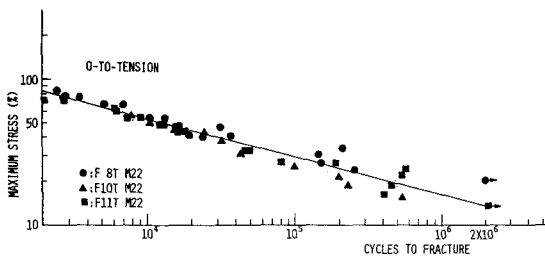
図(2-4-23) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha=5/8$)



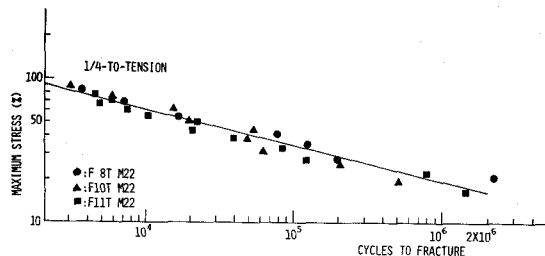
図(2-4-24) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha=3/4$)



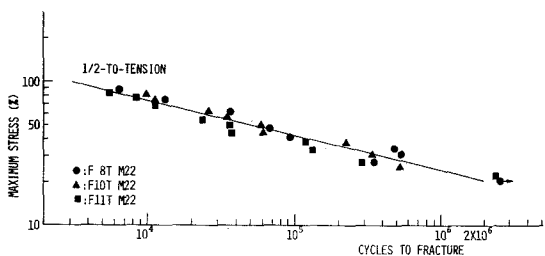
図(2-4-25) S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha=7/8$)



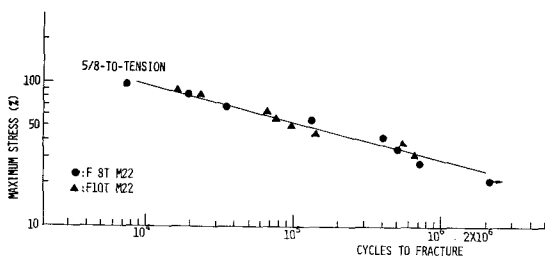
図(2-4-26) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=0$)



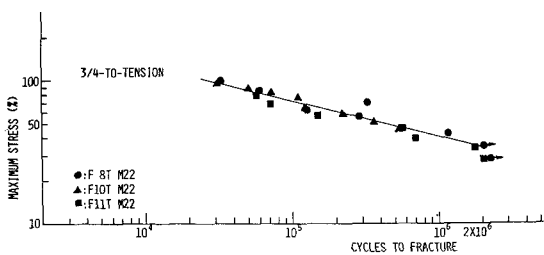
図(2-4-27) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=1/4$)



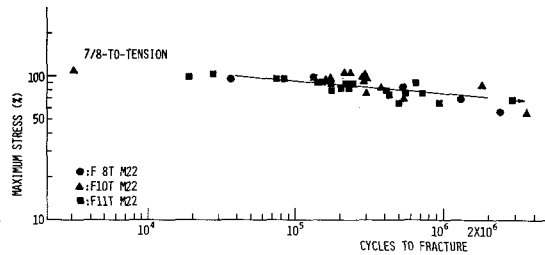
図(2-4-28) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=1/2$)



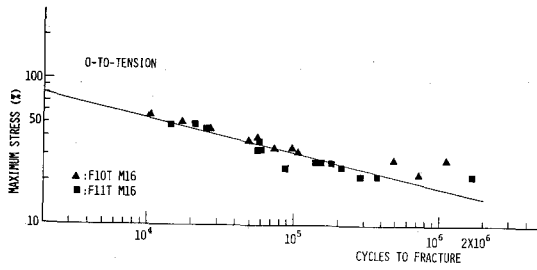
図(2-4-29) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=5/8$)



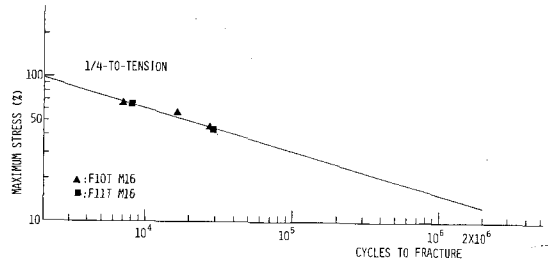
図(2-4-30) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=3/4$)



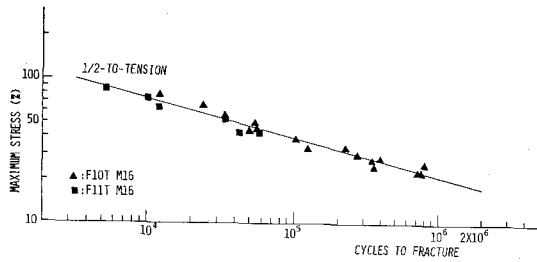
図(2-4-31) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M22) : $\alpha=7/8$)



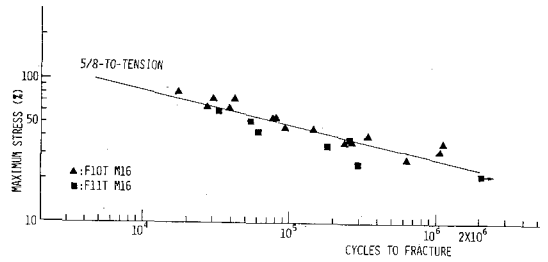
図(2-4-32) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha = 0$)



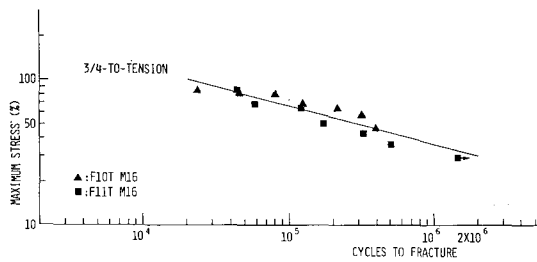
図(2-4-33) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha = 1/4$)



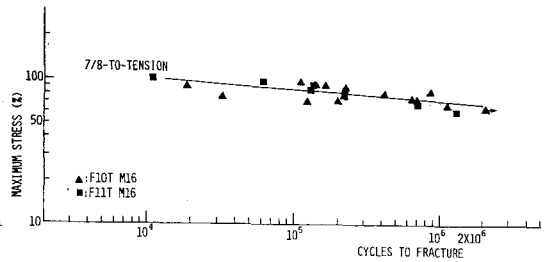
図(2-4-34) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha = 1/2$)



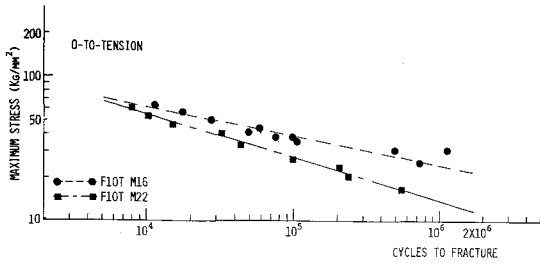
図(2-4-35) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha = 5/8$)



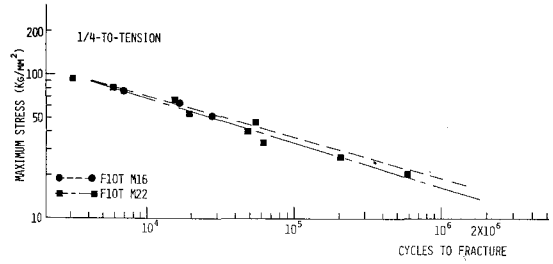
図(2-4-36) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha = 3/4$)



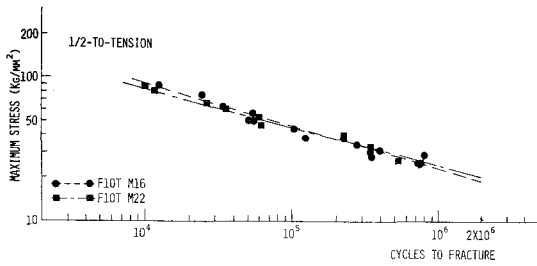
図(2-4-37) 無次元化S-Nカーブ
(異鋼種同公称径 (M16) : $\alpha = 7/8$)



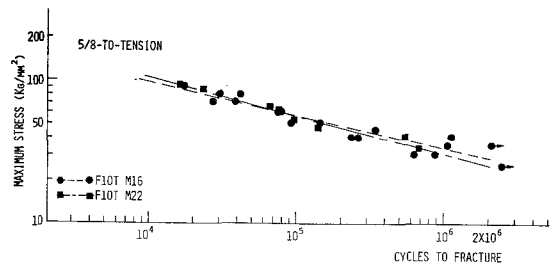
図(2-4-38) S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 0$)



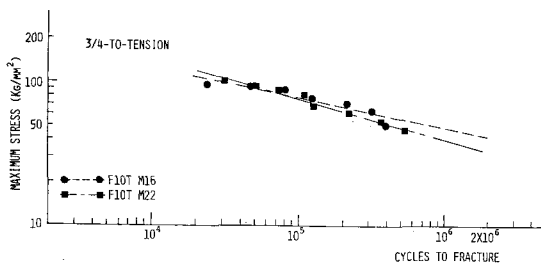
図(2-4-39) S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 1/4$)



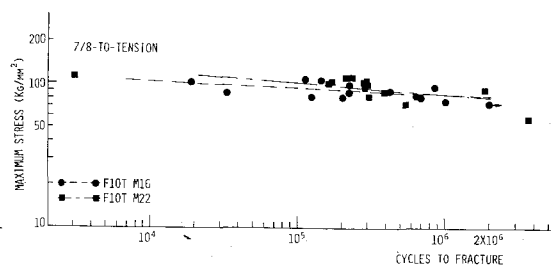
図(2-4-40) S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 1/2$)



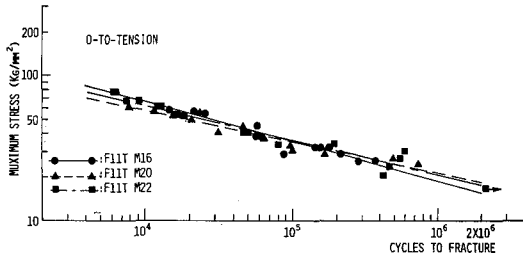
図(2-4-41) S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 5/8$)



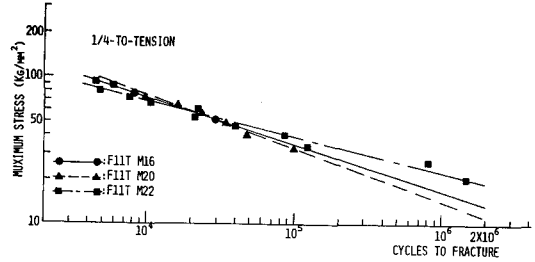
図(2-4-42) S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 3/4$)



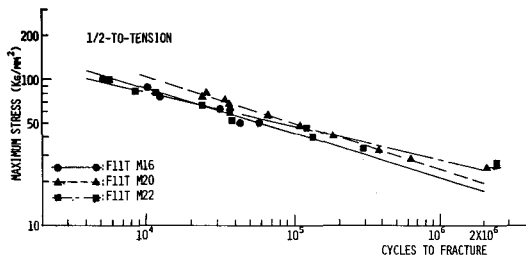
図(2-4-43) S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 7/8$)



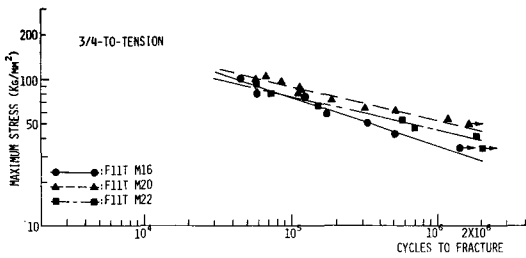
図(2-4-44) S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 0$)



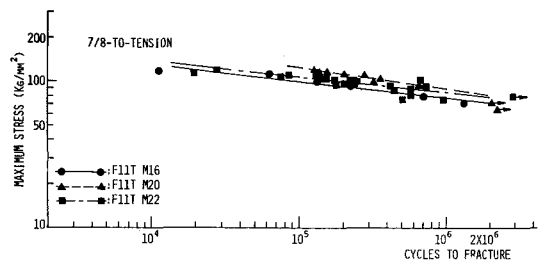
図(2-4-45) S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 1/4$)



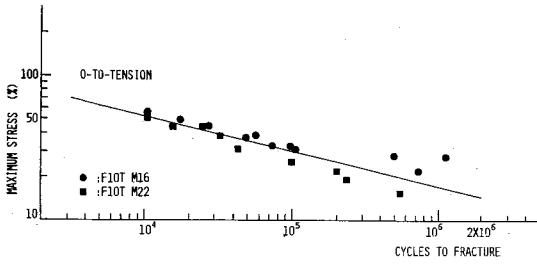
図(2-4-46) S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 1/2$)



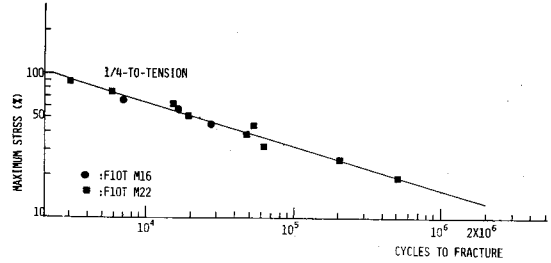
図(2-4-47) S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 3/4$)



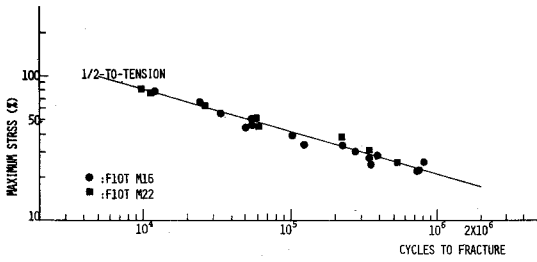
図(2-4-48) S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 7/8$)



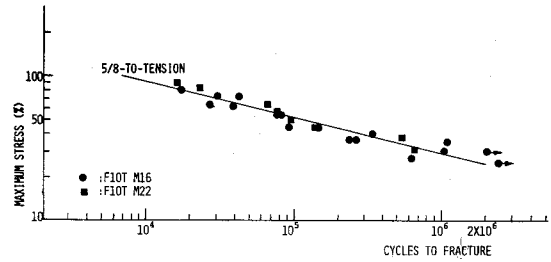
図(2-4-49) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 0$)



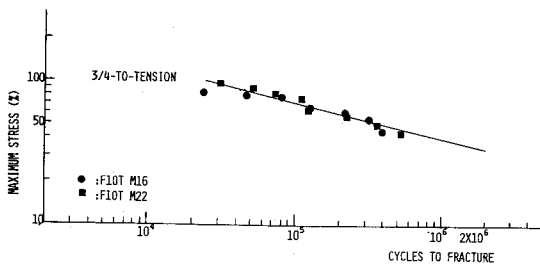
図(2-4-50) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 1/4$)



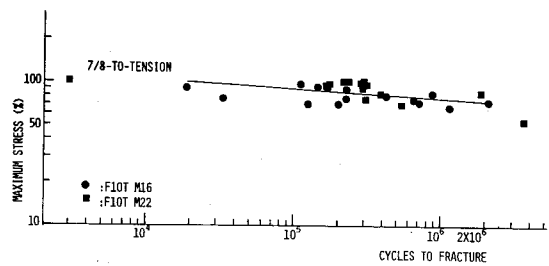
図(2-4-51) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 1/2$)



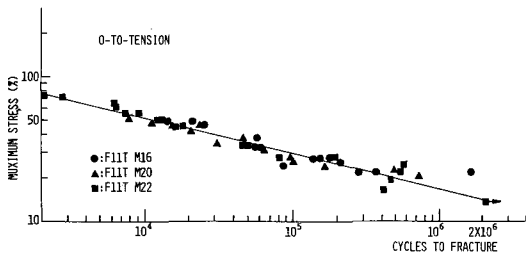
図(2-4-52) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 5/8$)



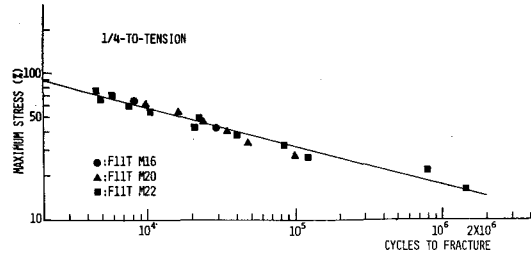
図(2-4-53) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 3/4$)



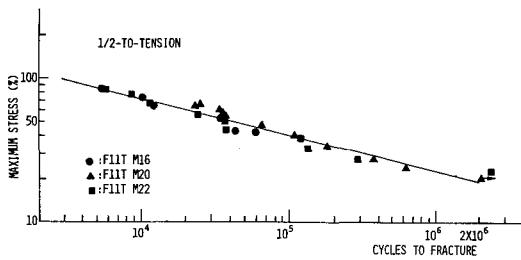
図(2-4-54) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F10T) 異公称径 : $\alpha = 7/8$)



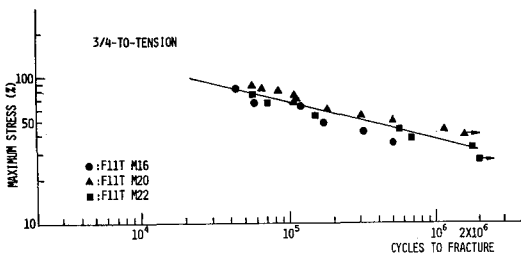
図(2-4-55) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 0$)



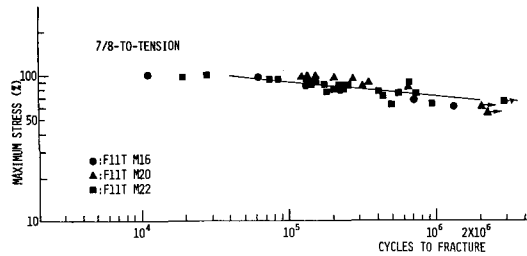
図(2-4-56) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 1/4$)



図(2-4-57) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 1/2$)



図(2-4-58) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 3/4$)



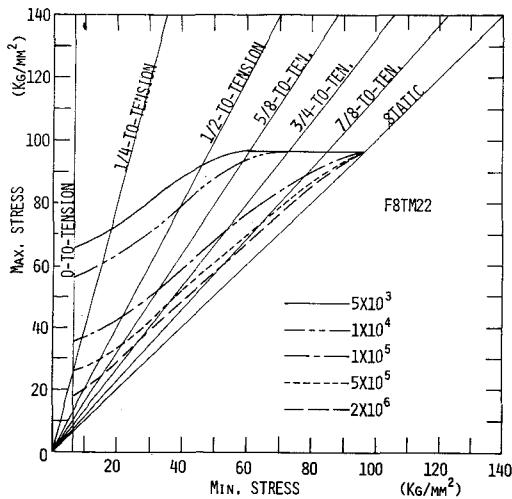
図(2-4-59) 無次元化S-Nカーブ
(同鋼種 (F11T) 異公称径 : $\alpha = 7/8$)

2-4-4 修正グッドマンダイアグラム

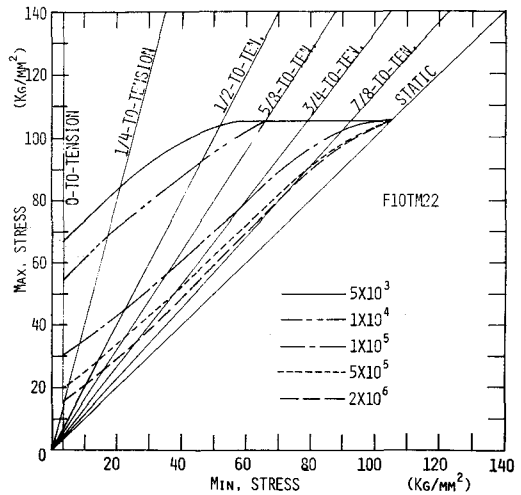
疲労設計の基礎資料として実験結果を表示する場合、前述のS-Nカーブよりも、修正グッドマンダイアグラム（以下修正G. D.）の形で表示する方が便利である。修正G. D. は縦軸に最大応力度、横軸に最小応力度をとり疲労実験結果を表わしたものであり、任意の応力状態に対する破壊回数が一見して類推でき、設計資料として好都合な表示法である。²⁾

図（2-4-60）～図（2-4-65）は各供試ボルトの疲労実験結果を修正G. D. で表わしたものであり、応力はねじ部有効断面積当りの応力度である。

これらの図より、いずれのボルトに対する修正G. D. も破壊回数が200万回に近い場合には直線となり、破壊回数が小さいと上に凸な曲線となることがわかる。このことより、破壊回数が大きい低応力範囲では破壊回数は主に応力度振幅に支配され、破壊回数が小さい高応力範囲では最大応力度によって決まることがわかる。



図（2-4-60）修正G. D. (F8T M22)



図（2-4-61）修正G.D. (F10T M22)

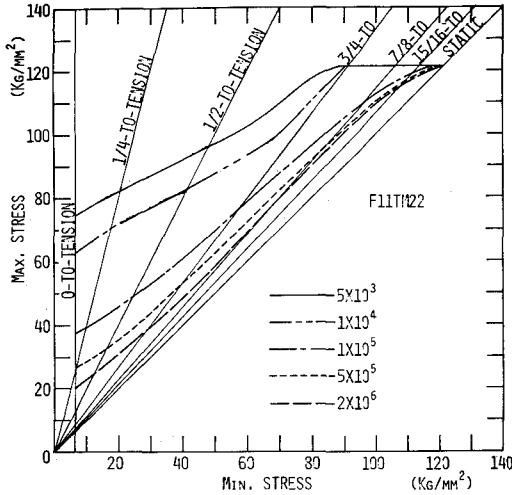


図 (2-4-62) 修正G. D. (F11T M22)

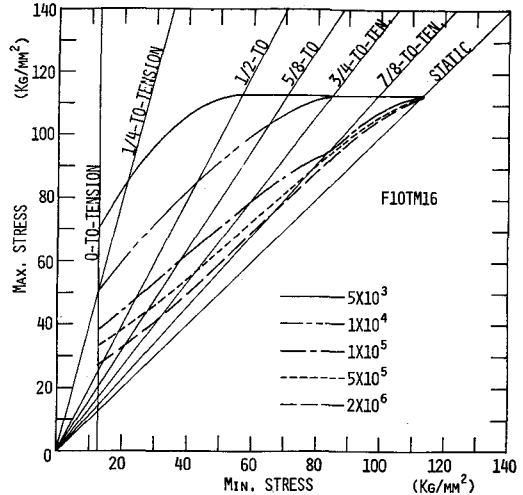


図 (2-4-63) 修正G. D. (F10T M16)

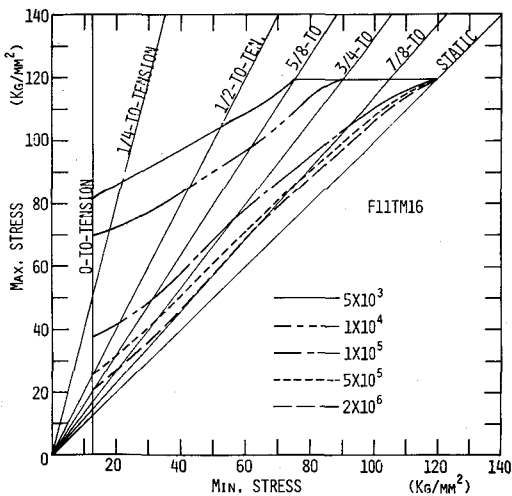


図 (2-4-64) 修正G. D. (F11T M16)

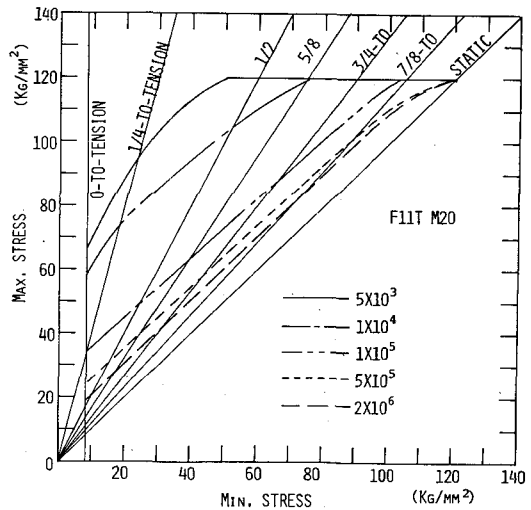


図 (2-4-65) 修正G. D. (F11T M20)

2-5 修正G. D.の数式化

疲労設計資料の表示法として修正G. D.が便利であることは述べたが、任意の応力状態に対する破壊回数を図上より読み取るにはやや困難を伴う。そこで、修正G. D.の数式化を以下に提案する。

実験で求めた各応力比におけるS-Nカーブ (S:最大応力度、N:破壊回数) より、傾き (K) と応力比 (α) の関係式 (K- α 関係式) 及び切片 (C) と応力比の関係式 (C- α 関係式) を、実験を行なった応力比間の直線式として求める。この際、応力比

が1.0の時のS-Nカーブの傾きは、実験によるS-Nカーブの傾向より類推してK=0とし、切片は $C = \text{Log } \sigma_{ult}$ (σ_{ult} : ボルト素材の引張強さ)とする。

表(2-5-1)~表(2-5-3)は本実験の修正G.D.を上述の方法で数式化したものである。これらの数式より任意の応力状態(応力比: α)に対する破壊回数 N が次式で算定出来る。

$$N = 10^\beta, \quad \beta = (\text{Log } S - C) / K$$

S : 最大応力度、K, C : 応力比 α におけるS-Nカーブの傾き及び切片、

N : 破壊回数

Stress Ratio(α)	F8T M22		F10T M22	
	K- α Equation	C- α Equation	K- α Equation	C- α Equation
0	K= 0.07008 α -0.24072	C=-0.12648 α +2.7092	K=-0.04440 α -0.29851	C= 0.56456 α +2.9299
0.25	K=-0.11528 α -0.19438	C= 0.89080 α +2.4549	K= 0.14404 α -0.34563	C=-0.17896 α +3.1158
0.5	K=-0.03568 α -0.23418	C= 0.76240 α +2.5159	K= 0.05224 α -0.29973	C= 0.51768 α +2.7675
0.625	K= 0.31536 α -0.45358	C=-0.43488 α +3.2674	K=-0.11048 α -0.19803	C= 1.56780 α +2.1112
0.75	K= 0.79216 α -0.81118	C=-3.27980 α +5.4011	K= 1.60190 α -1.48230	C=-6.99540 α +8.5336
0.875	K= 0.94432 α -0.94432	C=-4.36300 α +6.3489	K= 0.64520 α -0.64520	C=-3.12140 α +5.1438
1.0				

表(2-5-1) 数式化G.D. (F8T M22), (F10T M22)

Stress Ratio(α)	F11T M22		F10T M16	
	K- α Equation	C- α Equation	K- α Equation	C- α Equation
0	K=-0.02660 α -0.24087	C= 0.28620 α +2.7622	K=-0.33836 α -0.20168	C= 1.57880 α +2.5979
0.25	K= 0.06488 α -0.26374	C= 0.02020 α +2.8287	K=-0.02576 α -0.27983	C= 0.53688 α +2.3584
0.5	K=-0.00456 α -0.22902	C= 0.84384 α +2.4168	K= 0.46576 α -0.52559	C=-1.56320 α +3.9084
0.75	K= 0.99144 α -0.97602	C=-3.76710 α +5.8751	K= 0.22096 α -0.37259	C=-0.03920 α +2.9559
0.875	K= 1.54300 α -1.45870	C=-7.09330 α +8.7855	K= 1.29608 α -1.17893	C=-5.83170 α +7.3002
0.9375	K= 0.19312 α -0.19312	C=-0.81472 α +2.8993	K= 0.35888 α -0.35888	C=-1.15530 α +3.2084
1.0				

表(2-5-2) 数式化G.D. (F11T M22), (F10T M16)

Stress Ratio(α)	F11T M16		F11T M20	
	K- α Equation	C- α Equation	K- α Equation	C- α Equation
0	K=-0.15864 α -0.27492	C= 0.78352 α +2.9177	K=-0.58704 α -0.21735	C= 2.81800 α +2.6296
0.25	K= 0.04144 α -0.32494	C= 0.14040 α +3.0785	K= 0.17896 α -0.40885	C=-0.14520 α +3.3704
0.5	K= 0.07528 α -0.34186	C= 0.15440 α +3.0715	K= 0.44000 α -0.53937	C=-1.30480 α +3.9502
0.625	K=-0.33816 α -0.08346	C= 3.12720 α +1.2135	K= 0.23056 α -0.40847	C=-0.02400 α +3.1497
0.75	K= 1.79720 α -1.68500	C=-7.85970 α +9.4537	K= 0.71192 α -0.76949	C=-2.32400 α +4.8747
0.875	K= 0.89944 α -0.89944	C=-3.98960 α +6.0673	K= 1.17248 α -1.17248	C=-6.09600 α +8.1752
1.0				

表(2-5-3) 数式化G.D. (F11T M16), (F11T M20)

2-6 結 論

JIS B 1186 (1970)に規定されるF8T M22、F10T M22、F11T M22、F10T M16、F11T M16、F11T M20 計6種類の高力ボルトセットについて、実験的に疲労強度を求め、結果をS - Nカーブ、修正G・D・の形で示した。また、任意の応力状態に対する破壊回数を、数式でもって容易に読み取れるように、修正G・D・を数式化する方法を提案した。

以下に本章での結論を示す。

- (1) 本疲労実験の範囲では総平均で、疲労破壊した供試ボルトのうち、90%がナット内第1ねじで破壊し、他の10%が不完全ねじ部で破壊する。
- (2) 縦軸に最大応力度、横軸に破壊回数を取ったS - Nカーブで実験結果を示すと、いずれの供試ボルトシリーズについても、各応力比毎に破壊位置に関係なく1本の回帰直線で表わされる。また、応力比の大きい場合を除き、回帰直線の傾きはほぼ等しい。
- (3) 高力ボルトの疲労強度は、主として素材の引張強さによって決まり、同鋼種であれば公称径にほとんど関係しない。
- (4) 疲労設計資料として好都合な表現法である修正G・D・は、本章で提案する方法で応力比 (α) の関数として数式化出来る。

〔参 考 文 献〕

- 1) 日本鋼構造協会接合小委員会『鋼構造接合資料集成ーリベット接合・高力ボルト接合』, 技報堂, P. 699 ~ P. 703 , 1977
- 2) W.H.Munse: Fatigue of Welded Steel Structures, Welding Research Council, 1964
- 3) T.R.Gurney: Fatigue of Welded Structures, British Welding Research Association, Cambridge University
- 4) J I S B 1186『摩擦接合用高力六角ボルト・六角ナット・平座金のセット』, 1970
- 5) 日本建築学会『高力ボルト接合設計施工指針』, 1972
- 6) 脇山広三、平井敬二『高力ボルトの疲労に関する研究』
日本建築学会論文報告集, 第288号, 1980.2
- 7) 五十嵐定義、脇山広三、平井敬二、巽昭夫、中井秀晴『高力ボルト引張接合に関する研究(その1: 単一ボルト疲労実験)』

日本建築学会大会学術講演梗概集, 1975.10

第 3 章 高力ボルトの疲労強度推定法 に関する 一 考察

3-1 序

材料、機械、航空、土木その他種々の分野の研究者により疲労破壊に関する非常に多くの研究がなされ、理論体系が形作られている¹⁾。しかし、任意の形状寸法、材料、強度を有する部材の疲労強度を総括して純理論的に算定することは現段階においては困難である。本研究の対象である高力ボルトについてみると、実験によらず、理論的に疲労強度を算定する方法としてはふつう次のような 2 通りの方法が考えられる。

第 1 の方法はボルトを切欠材として形状係数、切欠係数を理論的に算定し、同鋼種の平滑材に関する疲労実験データと対応させて疲労強度を求める方法であり、第 2 の方法は、破壊力学を用いて疲労強度を推定する方法である。

第 1 の方法についてみると、ねじ底の応力解析を行ない、ねじ底の形状係数を理論的に精度良く算定する方法が大滝、丸山らにより提案され、実験値との比較より、それらの方法によれば精度良く形状係数が算定出来ることが報告されている⁵⁾。また、形状係数より切欠係数を算定する近似式が石橋、Neuber, Peterson, Heywood らにより提案されている¹⁶⁾。しかし、大滝、丸山らの方法により精度良く形状係数が算定されたとしても、その形状係数を用いて、提案された近似式で切欠係数を算定する場合、ボルト素材に関する材料定数を正確に知る必要があり、しかもその値いかににより算定する切欠係数が大きく異なる。また、現段階においてこの材料定数は実験的に求める他なく、任意の形状寸法、材料鋼種を有するボルトに対して材料定数を求めるには数多くの実験データが必要である。さらに、なんらかの方法で正確に材料定数が求まり、それを用いて形状係数より切欠係数が算定出来たととしても、最も基本的なデータであるボルト素材（低炭素系ボロン鋼）の平滑材に関する疲労実験データが十分にそろっていない。これら種々の理由により、現段階において、理論的に形状係数、切欠係数を算定して疲労強度を推定する第 1 の方法を用いることは難しい。

次に、破壊力学を適用する第 2 の方法によっても、ボルトねじ底における実際の応力状態、疲労キレツ進展速度に対する研究の不足等により、正確な疲労強度を推定することは出来ない。

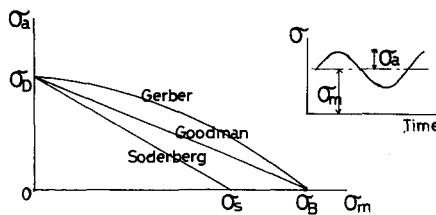
このように理論的に疲労強度を推定しようとしても、まだ解明されていない部分が多く、それに対処出来るだけの実験データがそろっていないので、第1あるいは第2の方法を用いてボルトの疲労強度を推定しても、その推定結果は疲労実験データとして用いるには効率が悪く不適當である。しかし一方、疲労設計のためにボルトに関する基礎データが数多く必要であることを考えると、出来るだけ簡単にかつ精度良くボルトの疲労強度を推定する方法を考えることが必要である。そこで本章では出来るだけ数少ない実験で任意の鋼種・公称径を有するボルトの疲労強度が推定出来る方法を取り扱い、推定値と実験値の比較考察結果について述べる。

3-2 推定法の提案

200万回の破壊回数に対する疲労強度、いわゆる疲労限度を数少ない実験で求める方法については種々報告されている¹⁾。しかし、疲労設計資料としては、疲労限度のみを対象とするのではなく、任意の破壊回数に対する疲労強度を推定出来るほうが好都合である。本章で提案する方法は疲労強度を修正 G. D. の形で表わす方法である。以下に2通りの推定法の概要を示す。

〔方法1〕

(概要) : 0-T0-TENSIONタイプの実験だけを行ない、S-Nカーブを求める (S : 最大応力度, N : 破壊回数)。他の応力比のS-Nカーブの傾きは0-T0-TENSIONタイプの傾きに等しいとし、また、疲労限度は、縦軸に応力度振幅、横軸



- σ_a : 応力度振幅
- σ_m : 平均応力度
- σ_s : 降伏応力度
- σ_B : 引張強さ

に平均応力度をとって疲労限度をプロットすると、Goodmanの直線あるいはSoderbergの直線といわれる直線¹⁾上によく乗るという考え方を¹⁾用いて求める。なお、ここではGoodmanの直線を用いる。

図(3-2-1) 疲労限度曲線

(推定手順)

- (1) 疲労限度を推定するボルトについて 0-TENSION タイプの実験を行ない S-N 曲線を算定する (図 (3-2-2))

$$\log S = K_{(0)} \log N + C_{(0)} \dots \dots \text{式 (3-1)}$$

- (2) 縦軸に応力度振幅、横軸に平均応力度をとり、0-TENSION の S-N 曲線 (式 (3-1)) による疲労限度 ($S_{200(0)}$) に対応する点をプロットし、横軸上に素材の引張強さをプロットする。

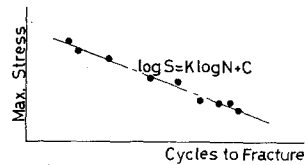


図 (3-2-2)

- (3) (2) の 2 点を直線で結び、敵当に設定した応力比 (例えば $1/4$ 、 $1/2$ 、 $5/8$ 、 $3/4$ 、 $7/8$ 等) に対応する応力度振幅及び平均応力度を図上より求め、疲労限度 ($S_{200(1/4)}$ 、 $S_{200(1/2)}$ 、 $S_{200(5/8)}$ 、 $S_{200(3/4)}$ 、 $S_{200(7/8)}$) を求める。(図 (3-2-3))

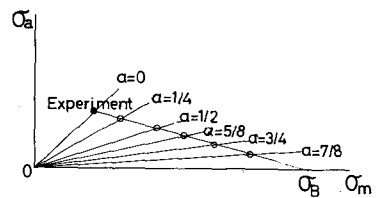


図 (3-2-3)

- (4) 設定した任意の応力比における S-N 曲線の傾きは 0-TENSION タイプの S-N 曲線の傾きに等しいとし、(3) で求めた疲労限度を代入して各応力比の S-N 曲線を求める。

$$\log S = K_{(0)} \cdot \log N + \{ \log S_{200(i)} - K_{(0)} \cdot \log (2 \times 10^6) \} \dots \text{式 (3-2)}$$

- (5) (4) の S-N 曲線に基づき修正 G.D. を作製する。

[方法 2]

(概要) : 前章では、縦軸に素材の引張強さで無次元化した最大応力度、横軸に破壊回数をとった S-N 曲線は、鋼種・公称径に関係なくほぼ一本の直線で表わせることを示した。〔方法 2〕はこの考察結果を基にしたものであり、ある 1 種類の高力ボルトに関する修正 G.D. が実験的に求まっていれば、それを基に他の任意の鋼種・公称径を有するボルトの疲労強度を推定する方法である。

(推定手順)

- (1) 実験で求めた各応力比でのS-Nカーブをそのボルト素材の引張強さで無次元化し、無次元化S-Nカーブを求める。
- (2) 疲労強度を推定するボルト素材の引張強さを(1)で求めた無次元化S-Nカーブに乘じ、各応力比のS-Nカーブとする。
- (3) (2)で求めたS-Nカーブより修正G.D.を作製する。

3-3 推定値と実験値の比較

前章の単一ボルト疲労実験における供試ボルトである、F8TM22、F10TM22、F11TM22、F10TM16、F11TM16、F11TM20 について、〔方法1〕、〔方法2〕を用いて推定した結果と実験値の比較考察を行なう。

3-3-1 〔方法1〕による比較

図(3-3-1)～図(3-3-6)は〔方法1〕により推定した修正G.D.と実験値との比較図である。

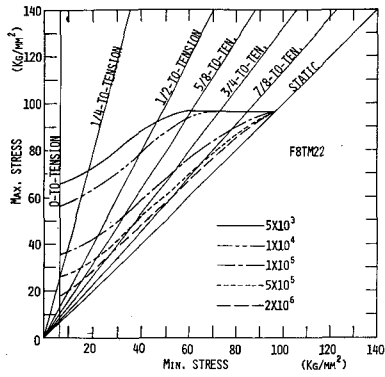
これらの図より、推定値は実験値を過小評価していることがわかる。この原因は、疲労限度曲線(Goodmanの直線)を用いて算定される各応力比での疲労限度が、実験値を過小評価するからである。

表(3-3-1)は〔方法1〕による推定値の精度を評価するため、第(4)手順で推定した各応力比のS-Nカーブより 5×10^3 、 10^4 、 10^5 、 5×10^5 、 2×10^6 回の破壊回数に対する最大応力度を求め、実験値によるS-Nカーブでの値との誤差を実験値に対する割合で示したものである。総平均でみると、

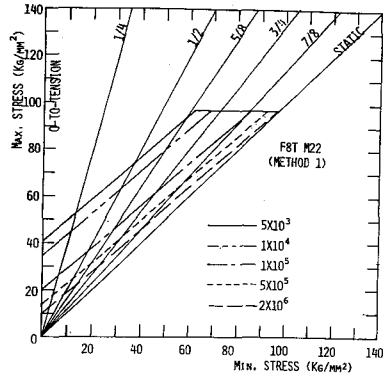
F8TM22 : 18.4% , F10TM22 : 43.9% , F11TM22 : 13.4% , F10TM16 : 31.2% , F11TM16 : 67.3% , F11TM20 : 22.7%

推定値は実験値を過小評価している。

このことより、〔方法1〕による推定値の精度は、疲労限度曲線より求める各応力比での疲労限度の精度に左右されること、また全般的にみて、推定値は実験値を過小評価する傾向にあることがわかる。

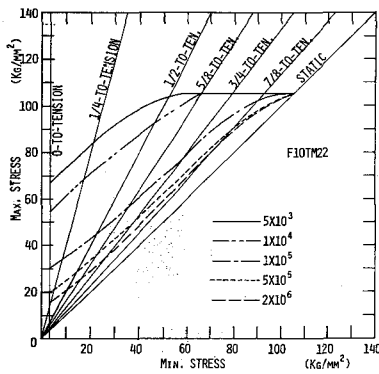


(実験値)

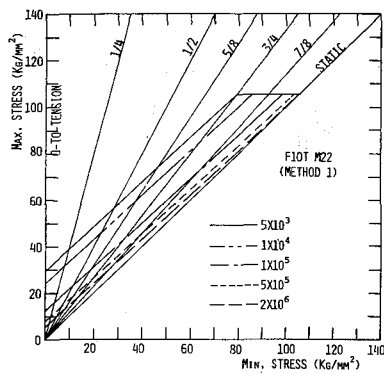


(推定値)

図(3-3-1)〔方法1〕による推定値と実験値の比較(F8T M22)

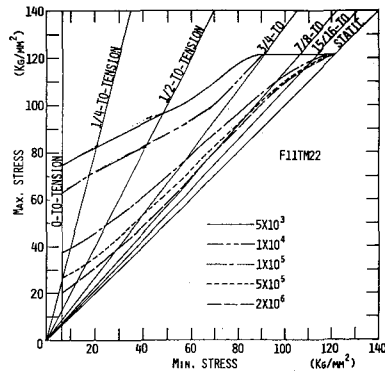


(実験値)

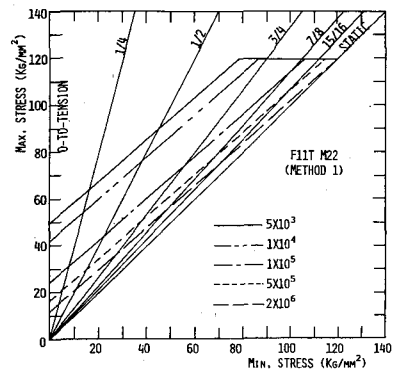


(推定値)

図(3-3-2)〔方法1〕による推定値と実験値の比較(F10T M22)

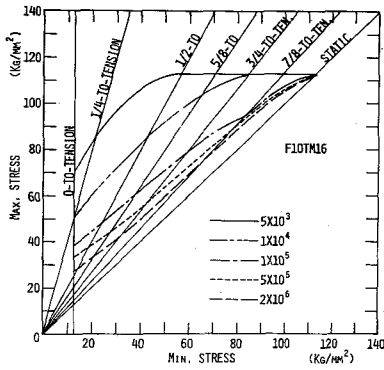


(実験値)

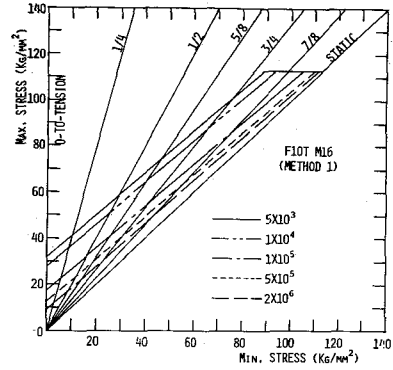


(推定値)

図(3-3-3)〔方法1〕による推定値と実験値の比較(F11T M22)

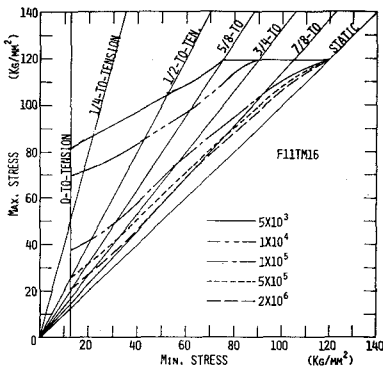


(実験値)

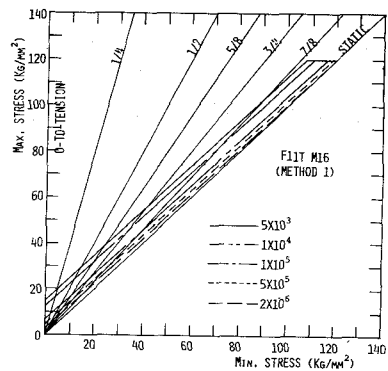


(推定値)

図 (3-3-4) [方法 1] による推定値と実験値の比較 (F10T M16)

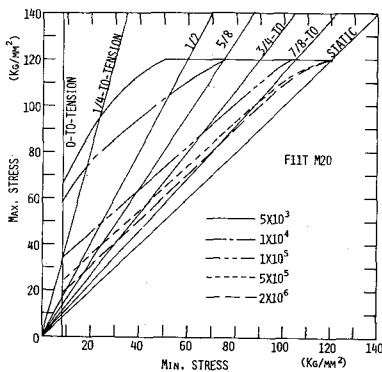


(実験値)

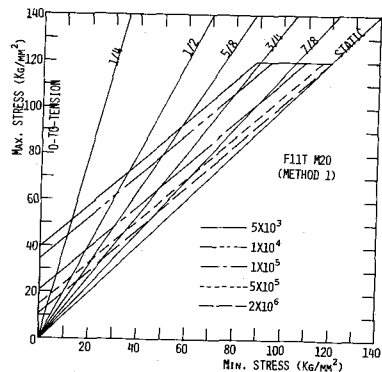


(推定値)

図 (3-3-5) [方法 1] による推定値と実験値の比較 (F11T M16)



(実験値)



(推定値)

図 (3-3-6) [方法 1] による推定値と実験値の比較 (F11T M20)

Method 1 (F8T M22)							Method 1 (F10T M22)								
α	N	5×10^3	10^4	10^5	5×10^5	2×10^6	Ave.	α	N	5×10^3	10^4	10^5	5×10^5	2×10^6	Ave.
0		-37.9	-37.8	-37.8	-37.8	-37.8	-37.8	0		-56.0	-56.0	-55.8	-55.6	-56.3	-55.9
1/4		-25.7	-26.6	-29.4	-31.5	-33.2	-29.3	1/4		-54.1	-53.7	-52.7	-51.7	-50.8	-52.6
1/2		-19.9	-19.2	-17.2	-15.5	-14.1	-17.2	1/2		-45.6	-46.4	-49.5	-51.5	-53.2	-49.2
5/8		-3.3	-15.1	-12.0	-9.6	-7.9	-9.6	5/8		-30.8	-43.7	-47.8	-50.4	-52.3	-45.0
3/4		0	0	-14.6	-17.8	-20.5	-10.6	3/4		-1.8	-20.1	-44.6	-46.4	-47.4	-32.1
7/8		0	0	7.3	-11.9	-25.8	-6.1	7/8		0	0	-29.0	-49.9	-63.0	-28.4
Ave.		-14.5	-16.5	-17.3	-20.7	-23.2	-18.4	Ave.		-31.4	-36.7	-46.6	-50.9	-53.8	-43.9

Method 1 (F11T M22)							Method 1 (F10T M16)								
α	N	5×10^3	10^4	10^5	5×10^5	2×10^6	Ave.	α	N	5×10^3	10^4	10^5	5×10^5	2×10^6	Ave.
0		-33.5	-33.4	-33.5	-33.5	-33.5	-33.5	0		-55.1	-55.2	-55.3	-55.2	-55.2	-55.2
1/4		-22.8	-22.3	-21.5	-20.8	-19.7	-21.4	1/4		-51.9	-49.0	-37.9	-28.8	-20.1	-37.5
1/2		-6.4	-7.1	-9.1	-10.5	-11.6	-8.9	1/2		-46.9	-43.5	-30.4	-19.4	-8.3	-29.7
3/4		0	0	-3.8	-5.1	-6.2	-3.0	5/8		-32.9	-31.4	-26.0	-22.0	-18.7	-26.2
7/8		0	0	5.5	-15.1	-29.3	-7.8	3/4		-10.0	-21.7	-28.7	-28.1	-27.6	-23.2
15/16		0	0	0.7	-9.2	-33.9	-8.5	7/8		0	0	-6.8	-27.7	-41.7	-15.2
Ave.		-10.5	-10.5	-10.3	-15.7	-22.4	-13.4	Ave.		-32.8	-33.5	-30.9	-30.2	-28.6	-31.2

Method 1 (F11T M16)							Method 1 (F11T M20)								
α	N	5×10^3	10^4	10^5	5×10^5	2×10^6	Ave.	α	N	5×10^3	10^4	10^5	5×10^5	2×10^6	Ave.
0		-81.4	-81.5	-81.4	-81.3	-81.7	-81.5	0		-40.8	-40.8	-40.7	-40.7	-40.7	-40.7
1/4		-78.1	-77.5	-75.2	-73.7	-71.9	-75.3	1/4		-47.2	-41.6	-18.1	3.8	26.4	-15.3
1/2		-72.7	-72.2	-70.4	-69.4	-68.0	-70.5	1/2		-39.4	-40.4	-24.5	-11.0	2.6	-22.5
5/8		-68.2	-67.8	-66.3	-65.1	-64.2	-66.3	5/8		-23.4	-33.9	-26.3	-20.5	-15.0	-23.8
3/4		-53.9	-61.9	-67.6	-64.4	-61.2	-61.8	3/4		0	-10.5	-27.6	-25.5	-23.6	-17.4
7/8		-15.3	-30.0	-57.0	-66.9	-73.6	-48.6	7/8		0	0	-15.4	-29.5	-36.0	-16.2
Ave.		-61.6	-65.2	-69.7	-70.1	-70.1	-67.3	Ave.		-25.1	-27.9	-25.4	-20.6	-14.4	-22.7

表 (3-3-1)[方法1]による推定値と実験値の誤差評価

$$\frac{\sigma(\text{推}) - \sigma(\text{実})}{\sigma(\text{実})} \times 100$$

3-3-2 [方法2]による比較

[方法2]の精度は、実験で求めた無次元化修正 G. D. (図(3-3-7)~図(3-3-12))において、どれか1つを基準とした場合の他の無次元化修正 G. D. との差で評価できる。まず、ある1種類のボルトに関する各応力比(α)での無次元化 S-Nカーブについて、95%の信頼幅を求め、その信頼幅内に他のボルトの実験点が入るかどうかによって、[方法2]の精度を評価する。図(3-3-13)~図(3-3-46)はその比較図である。これらの図より、基準とするボルトに関する S-Nカーブのどれについても95%の信頼幅内に他のボルトに関する実験点がほとんど入っていることがわかる。

さらにもう1つの精度評価法として、[方法1]の場合と同様に、各応力比での無次元化 S-Nカーブより 5×10^3 , 10^4 , 10^5 , 5×10^5 , 2×10^6 回における無次元化された最大応力度を求め、基準にしたボルトと他のボルトとの差を取り上げ、精度を評価する。この差の評価を総平均でみると、各ボルトに対し表(3-3-2)に示す値となる。

これらより、〔方法2〕による推定値は実用上ほぼ満足のいく精度を有するもの
 と考える。

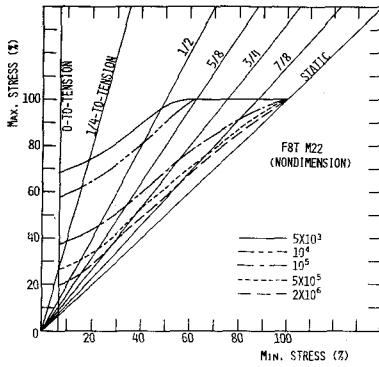


図 (3-3-7) 無次元化修正 G . D .
 (F8T M22)

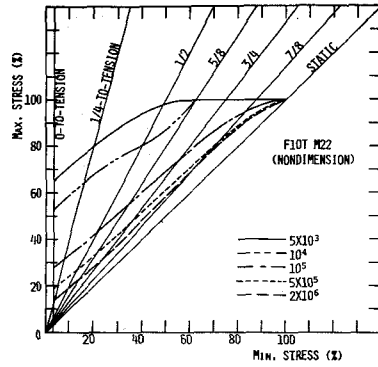


図 (3-3-8) 無次元化修正 G . D .
 (F10T M22)

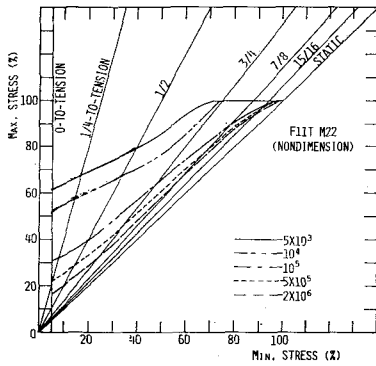


図 (3-3-9) 無次元化修正 G . D .
 (F11T M22)

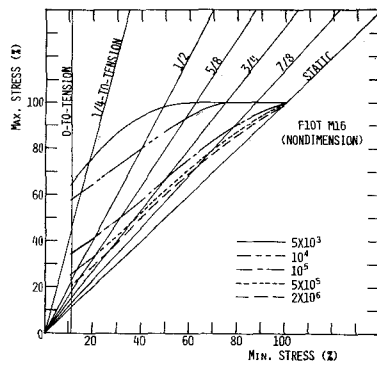


図 (3-3-10) 無次元化修正 G . D .
 (F10T M16)

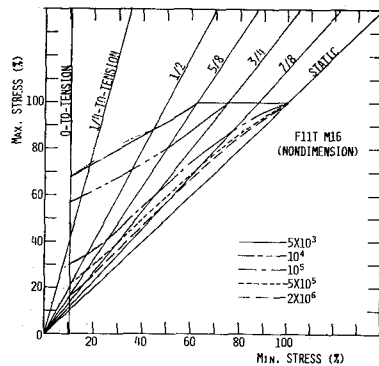


図 (3-3-11) 無次元化修正 G . D .

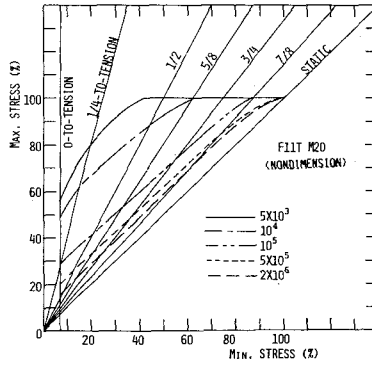


図 (3-3-12) 無次元化修正 G . D .

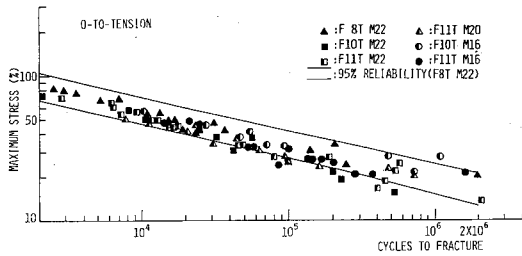


図 (3-3-13) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F8T M22 : $\alpha = 0$)

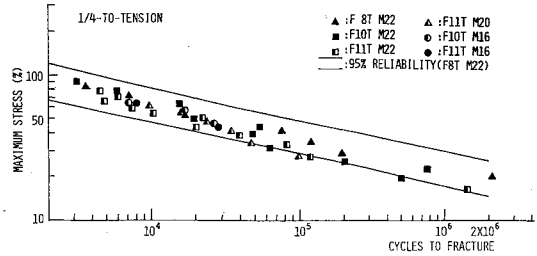


図 (3-3-14) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F8T M22 : $\alpha = 1/4$)

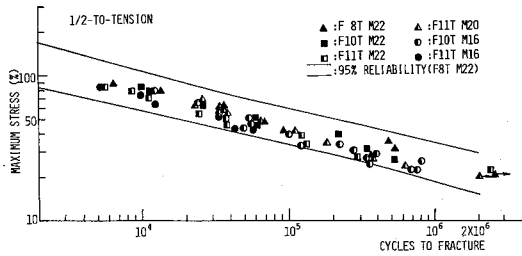


図 (3-3-15) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F8T M22 : $\alpha = 1/2$)

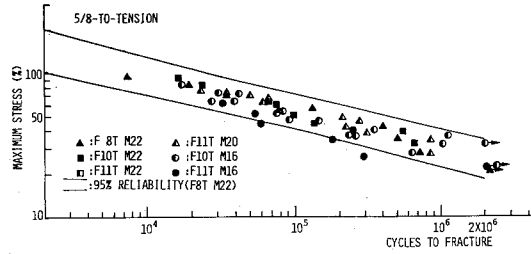


図 (3-3-16) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F8T M22 : $\alpha = 5/8$)

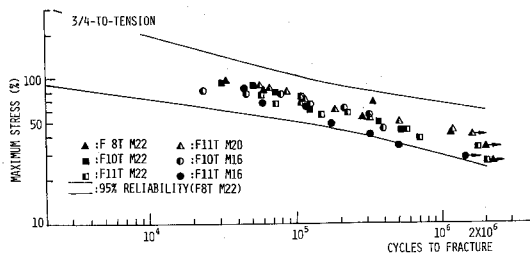


図 (3-3-17) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F8T M22 : $\alpha = 3/4$)

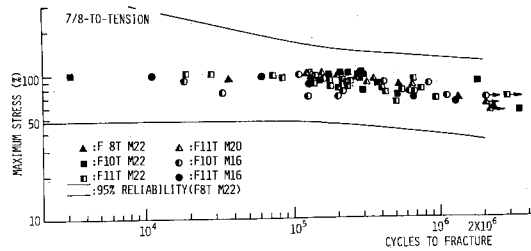


図 (3-3-18) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F8T M22 : $\alpha = 7/8$)

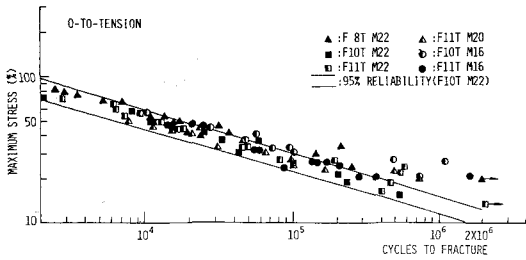


図 (3-3-19) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M22 : $\alpha = 0$)

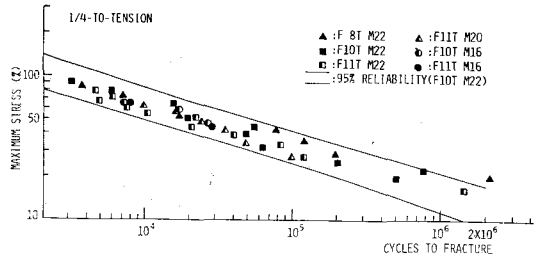


図 (3-3-20) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M22 : $\alpha = 1/4$)

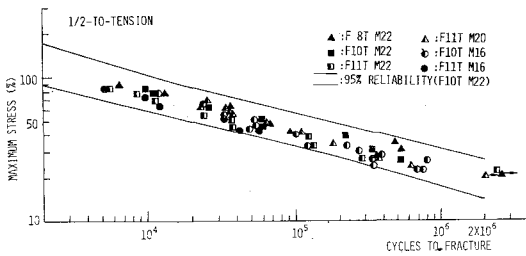


図 (3-3-21) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M22 : $\alpha = 1/2$)

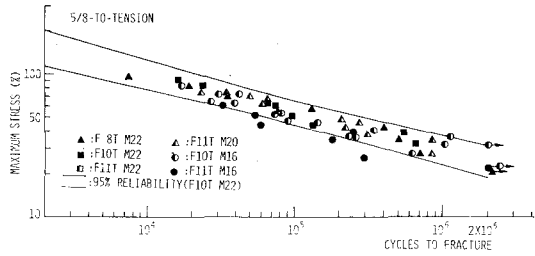


図 (3-3-22) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M22 : $\alpha = 5/8$)

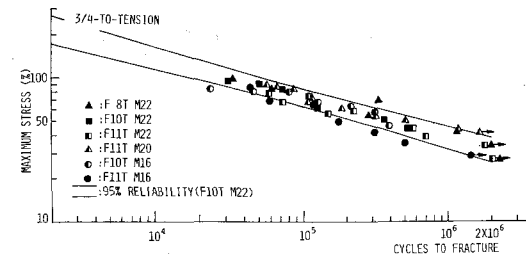


図 (3-3-23) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M22 : $\alpha = 3/4$)

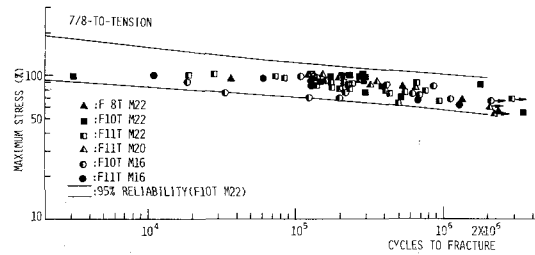
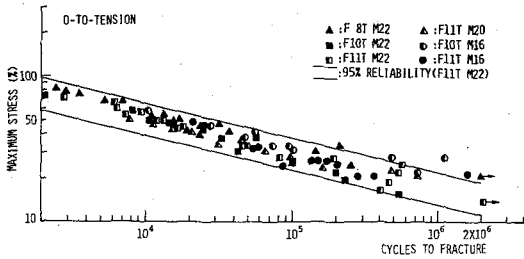
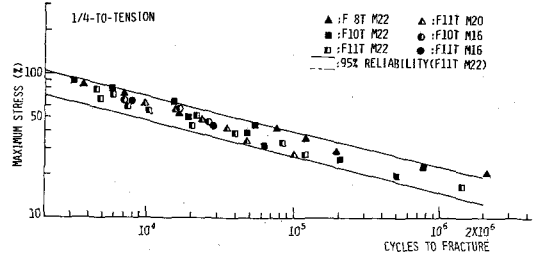


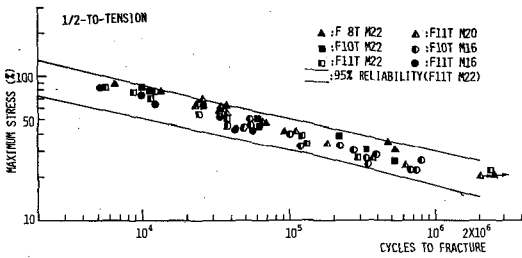
図 (3-3-24) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M22 : $\alpha = 7/8$)



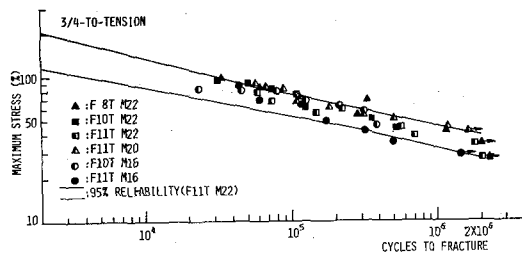
☒ (3-3-25) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M22 : $\alpha = 0$)



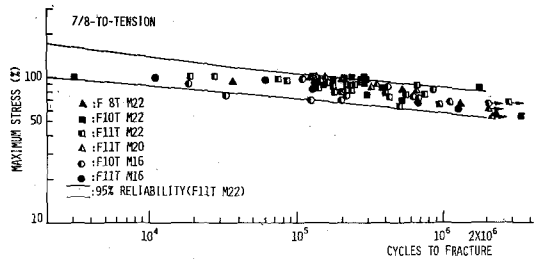
☒ (3-3-26) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M22 : $\alpha = 1/4$)



☒ (3-3-27) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M22 : $\alpha = 1/2$)



☒ (3-3-28) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M22 : $\alpha = 3/4$)



☒ (3-3-29) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M22 : $\alpha = 7/8$)

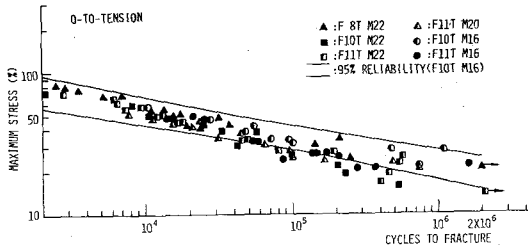


図 (3-3-30) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M16 : $\alpha = 0$)

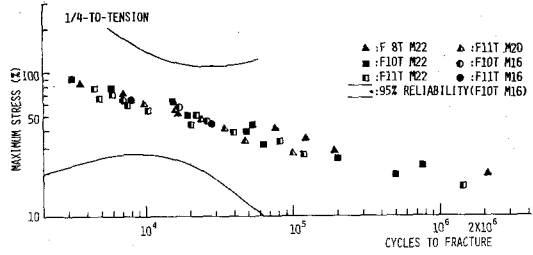


図 (3-3-31) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M16 : $\alpha = 1/4$)

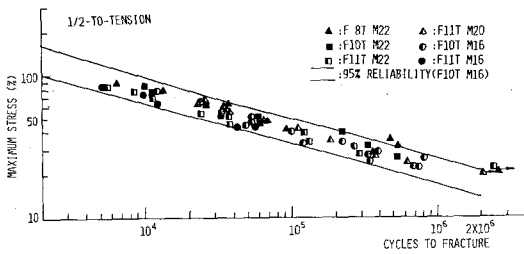


図 (3-3-32) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M16 : $\alpha = 1/2$)

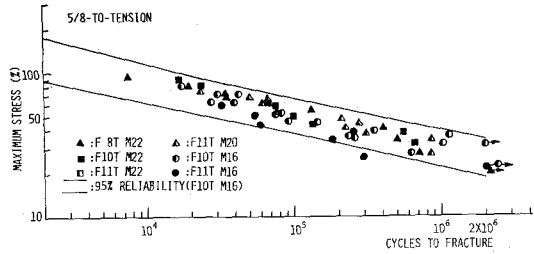


図 (3-3-33) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M16 : $\alpha = 5/8$)

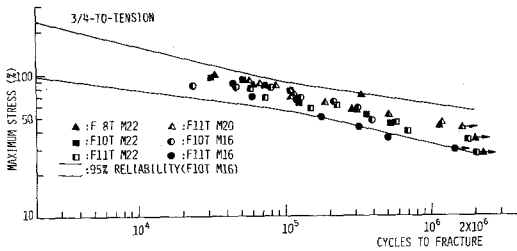


図 (3-3-34) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M16 : $\alpha = 3/4$)

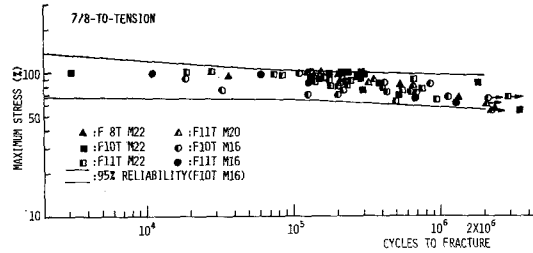


図 (3-3-35) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F10T M16 : $\alpha = 7/8$)

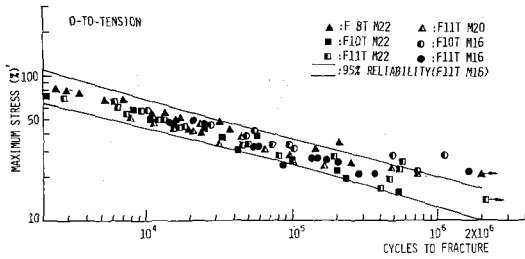


図 (3-3-36) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M16 : $\alpha = 0$)

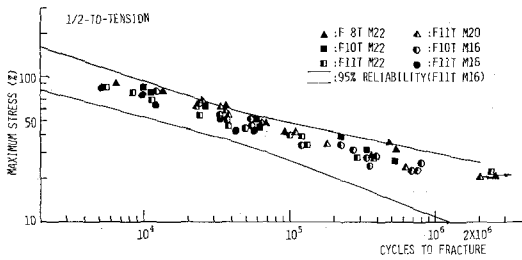


図 (3-3-37) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M16 : $\alpha = 1/2$)

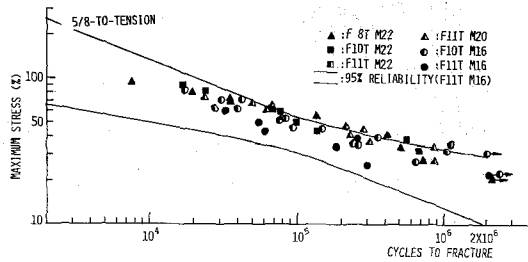


図 (3-3-38) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M16 : $\alpha = 5/8$)

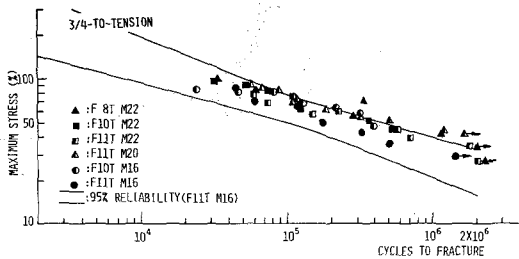


図 (3-3-39) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M16 : $\alpha = 3/4$)

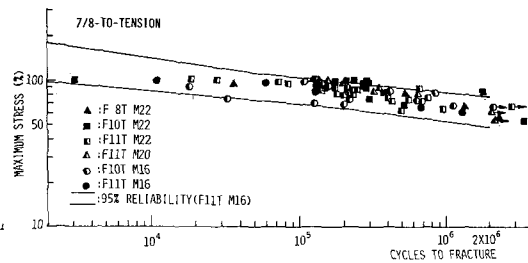


図 (3-3-40) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M16 : $\alpha = 7/8$)

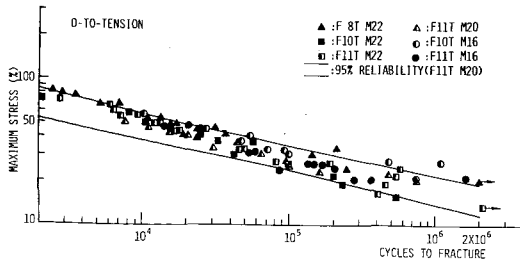


図 (3-3-41) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M20 : $\alpha = 0$)

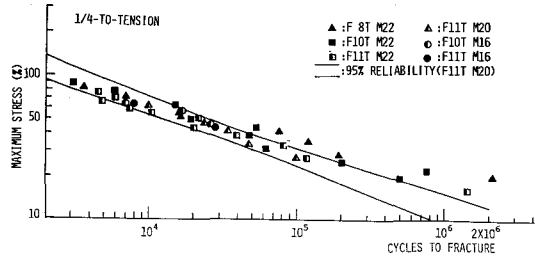


図 (3-3-42) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M20 : $\alpha = 1/4$)

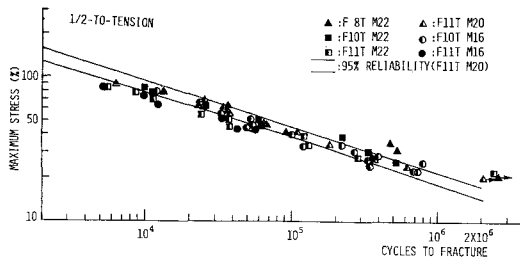


図 (3-3-43) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M20 : $\alpha = 1/2$)

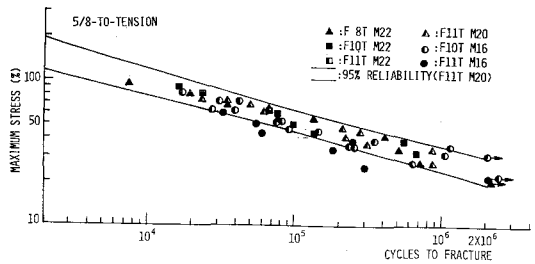


図 (3-3-44) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M20 : $\alpha = 5/8$)

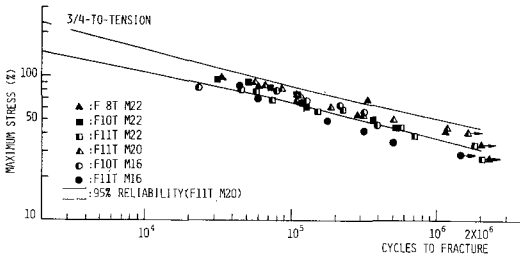


図 (3-3-45) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M20 : $\alpha = 3/4$)

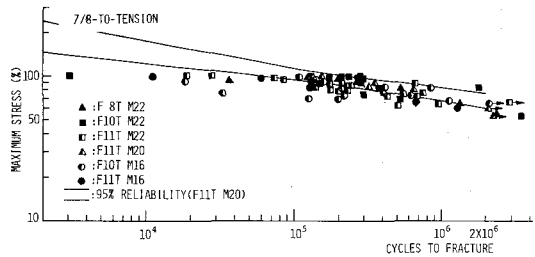


図 (3-3-46) 95%の信頼幅と実験点の比較
(F11T M20 : $\alpha = 7/8$)

To From	F 8TM22	F10TM22	F11TM22	F10TM16	F11TM16	F11TM20	Ave. (S.D.) (%)
F 8TM22		8.6	9.1	5.6	20.7	9.9	10.8 (5.8)
F10TM22	-4.7		0.9	-1.1	12.1	1.4	1.7 (6.3)
F11TM22	-7.9	0.9		-3.4	9.2	2.5	0.3 (6.4)
F10TM16	-4.2	3.7	4.7		14.5	3.7	4.5 (6.7)
F11TM16	-14.9	-9.0	-6.9	-11.1		-12.3	-10.8 (3.1)
F11TM20	-5.7	0.2	0.6	-0.9	11.8		1.2 (6.4)
Ave. (%)	-7.5	0.9	1.7	2.2	13.7	1.0	
(S.D.)	(4.4)	(6.4)	(5.9)	(6.0)	(4.4)	(8.2)	

表 (3-3-2) [方法2] による推定値と実験値の誤差評価

3-4 疲労設計資料

前節では、ある1種類の高力ボルトに関する修正G.D.を基にして、他の鋼種公称径を有する高力ボルトの疲労強度が推定出来ることを示した。その考察結果に基づき、第2章での供試ボルト以外の高力ボルトの疲労設計資料として、図(3-4-1)~図(3-4-6)の無次元化S-Nカーブ及び無次元化修正G.D.(図(3-4-7))を示す。

また、図(3-4-1)~図(3-4-6)には回帰直線を実線で、その95%の信頼幅を点線で示し、表(3-4-1)に95%の信頼幅を表わす上下限式を示す。

図(3-4-7)に示した無次元化修正G.D.において、下限応力度が引張強さの11.3%以下に当たる部分はすべて点線で示している。この点線の部分は、第2章でも述べたように、疲労試験機の性能上、下限荷重を2ton以下に出来ず、この2tonに対する各ボルトの応力度を引張強さで無次元化した値が、F8T M22 : 6.8% , F10T M22 : 6.3% , F11T M22 : 5.5% , F10T M16 : 11.3% , F11T M16 : 10.7% , F11T M20 : 6.8% となり、このうち最大の11.3%以下の部分の正確な資料が得られないため、外挿して求めたものである。

最後に図(3-4-7)の無次元化修正G.D.を第2章第5節で述べた方法で数式化した結果を表(3-4-2)に示す。

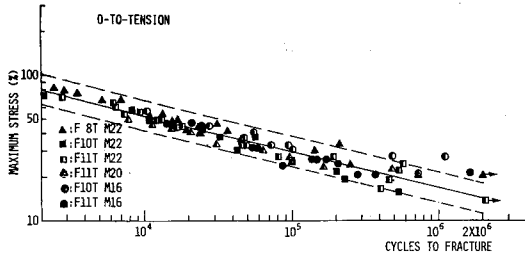


図 (3-4-1) 無次元化 S-Nカーブ ($\alpha = 0$)

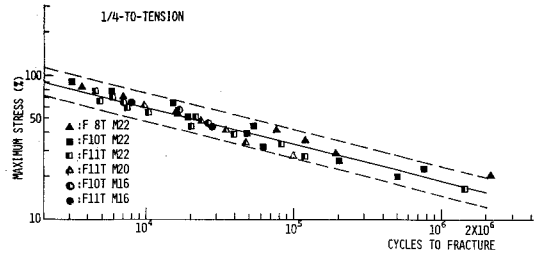


図 (3-4-2) 無次元化 S-Nカーブ ($\alpha = 1/4$)

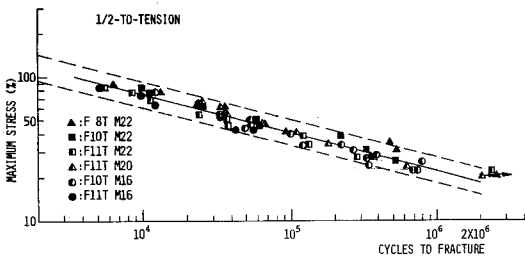


図 (3-4-3) 無次元化 S-Nカーブ ($\alpha = 1/2$)

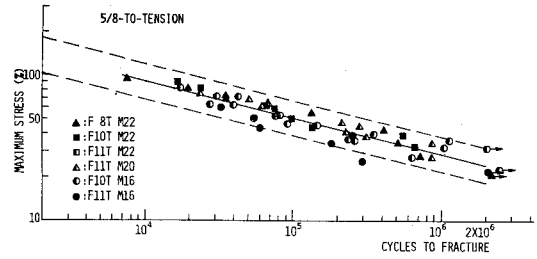


図 (3-4-4) 無次元化 S-Nカーブ ($\alpha = 5/8$)

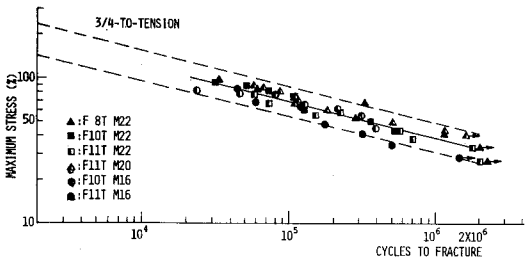


図 (3-4-5) 無次元化 S-Nカーブ ($\alpha = 3/4$)

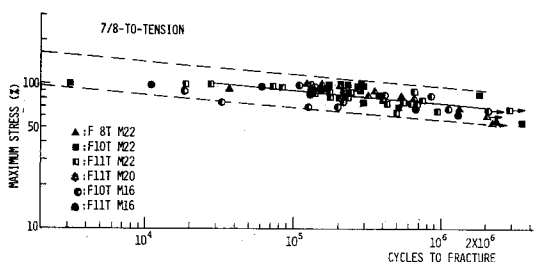


図 (3-4-6) 無次元化 S-Nカーブ ($\alpha = 7/8$)

Stress Ratio (α)	S-N Curve (95% Reliability) Nondimension
0	$\text{Log}S = -0.24965\text{Log}N + 2.7289 \pm 1.994 \sqrt{0.0026121 \left(1 + \frac{1}{81} + \frac{(\text{Log}N - 4.6288)^2}{36.907}\right)}$
1/4	$\text{Log}S = -0.25430\text{Log}N + 2.7965 \pm 2.027 \sqrt{0.0021645 \left(1 + \frac{1}{39} + \frac{(\text{Log}N - 4.5198)^2}{19.323}\right)}$
1/2	$\text{Log}S = -0.26309\text{Log}N + 2.9320 \pm 2.003 \sqrt{0.0018338 \left(1 + \frac{1}{59} + \frac{(\text{Log}N - 4.8653)^2}{24.058}\right)}$
5/8	$\text{Log}S = -0.25340\text{Log}N + 2.9764 \pm 2.015 \sqrt{0.0031962 \left(1 + \frac{1}{48} + \frac{(\text{Log}N - 5.0712)^2}{14.598}\right)}$
3/4	$\text{Log}S = -0.24653\text{Log}N + 3.0783 \pm 2.020 \sqrt{0.0022559 \left(1 + \frac{1}{43} + \frac{(\text{Log}N - 5.2030)^2}{8.800}\right)}$
7/8	$\text{Log}S = -0.08737\text{Log}N + 2.3963 \pm 1.997 \sqrt{0.0026061 \left(1 + \frac{1}{70} + \frac{(\text{Log}N - 5.3725)^2}{19.346}\right)}$

表 (3-4-1) 各応力比における無次元化 S-Nカーブの

95%の信頼幅

Stress Ratio (α)	K- α Equation	C- α Equation
0		
0.25	$K = -0.01860\alpha - 0.24965$	$C = 0.27040\alpha + 2.72890$
0.5	$K = -0.03516\alpha - 0.24551$	$C = 0.54180\alpha + 2.66105$
0.625	$K = 0.07752\alpha - 0.30185$	$C = 0.35520\alpha + 2.75435$
0.75	$K = 0.05495\alpha - 0.28775$	$C = 0.81584\alpha + 2.46645$
0.875	$K = 1.27328\alpha - 1.20149$	$C = -5.45640\alpha + 7.17063$
1.0	$K = 0.69896\alpha - 0.69896$	$C = -3.17024\alpha + 5.17024$

表 (3-4-2) 数式化 G. D.

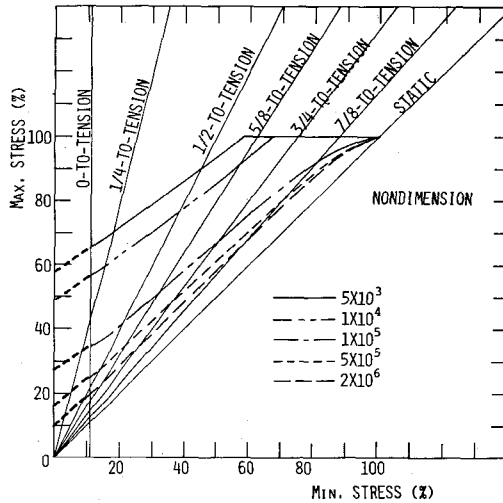


図 (3-4-7) 無次元化修正 G. D.

3-5 結 論

数少ない実験で任意の鋼種公称径の高力ボルトの疲労強度を推定する方法として、〔方法1〕,〔方法2〕の2つを提案し、各方法による推定値と実験値を比較考察した。

その結果〔方法2〕、すなわち、ある一種類の高力ボルトについての素材の引張強さで無次元化した修正G. D.上の値に、推定するボルトの引張強さを乗じる方法により、実用上満足のいく精度で推定値を求めることが出来ることを示した。

また、第2章での疲労実験データを用いて無次元化S-Nカーブ及び無次元化修正G. D.を求め、任意の鋼種公称径を有する高力ボルトを接合部に用いた場合の疲労設計資料として示した。

〔参 考 文 献〕

- 1) 例えば、日本材料学会『金属の疲労』，丸善，1964
- 2) 石橋 正『金属の疲労と破壊の防止』，養賢堂，1960
- 3) 山本 晃『ねじ締結の理論と計算』，養賢堂，1970
- 4) 大滝英征『ボルトナット結合体のボルト谷底における応力分布（第1報：ボルト谷底に生ずる応力について）』，日本機械学会論文集，Vo1.37，No.303，1971.11
- 5) 大滝英征『ボルトナット結合体のボルト谷底における応力分布（第2報：形状係数およびねじ疲れ限度の推定）』，日本機械学会論文集，Vo1.38，No.311，1972.7
- 6) 大滝英征『ボルトナット結合体のボルト谷底における応力分布（第3報：ボルトに曲げモーメントが作用する場合）』
日本機械学会論文集，Vo1.38，No.313，1972.9
- 7) 丸山一男『有限要素法および銅メッキ法によるねじ結合体の応力解析』
日本機械学会論文集，Vo1.38，No.312，1972.8
- 8) 丸山一男『有限要素法および銅メッキ法によるねじ結合体の応力解析（第2法：引張荷重を受けるボルト谷底の応力）』
日本機械学会論文集，Vo1.39，No.324，1973.8
- 9) 丸山一男『有限要素法および銅メッキ法によるねじ結合体の応力解析（第3法：ピッチ誤差およびフランク角誤差の影響）』
日本機械学会論文集，Vo1.41，No.348，1975.8
- 10) 加賀景行『銅メッキ応力測定法によるねじの応力集中の精密測定』
日本機械学会論文集，Vo1.36，No.282，1970.2
- 11) 河本 寛『金属の疲れと設計』，機械工学大系⑦，コロナ社，1972
- 12) 日本機械学会『金属材料疲れ強さの設計資料Ⅰ．Ⅱ．Ⅲ』
- 13) 日本学術振興会、金属材料の強度と疲労第129委員会『金属材料の強度および疲労資料集成 第一編』，丸善，1970
- 14) 日本材料学会『金属材料疲れ試験便覧』，養賢堂，1968
- 15) 中村宏、田中真一『機械の疲れ寿命算定法』，養賢堂，1976
- 16) 西田正孝編『応力集中』，森北出版，1976
- 17) 江藤元大『ねじの疲れと遅れ破壊』，精密機械，Vol.40，No.6，1974.6

- 18) 大滝英庄、佐々木務『ボルト、ナット結合体の疲労（ねじ継手の疲労試験法）』
日本機械学会論文集 , Vo1. 42 , No.360 , 1976.8
- 19) 大滝英征、佐々木務『ボルトナット結合体の疲れ（締付物の座面に傾きがある場合）』
日本機械学会論文集 , Vo1. 39 , No. 325 , 1973.9
- 20) 清家政一郎『ねじの応力解析－各種方法の紹介と比較考察』
精密機械 , Vol.40 , No.6 , 1974.6
- 21) 清家政一郎、佐々木寛、細野喜久雄『ナット結合時におけるねじの応力集中度の測定』
日本機械学会論文集 , Vo1. 40 , No. 329 , 1974.1
- 22) P.31 の 6) に同じ
- 23) 脇山広三、平井敬二、辻川孝夫『高力ボルト引張接合に関する研究（特にボルトの疲労強度に関する－考察）』,日本建築学会大会学術講演梗概集 , 1977.10
- 24) 国沢清典 『工業統計学』,基礎工業数学講座3 , 朝倉書店 , 1972
- 25) 岡村弘之他『破壊力学』,小特集号 , 日本機械学会誌 , Vol.75 , No.642
- 26) 吉村慶丸 『塑性力学』,共立出版
- 27) H.S.Reemsnyder:Procurement and Analysis of Structural Fatigue Data,ASCE Annual Meeting and National Meeting on Structural Engineering,Louisville,April,14-18,1969
- 28) 北川英夫、小寺沢良一 『フラクトグラフィ』,破壊力学と材料強度講座15 , 培風館

第 4 章 Split-Tee 接合部におけるボルトの静的挙動に関する実験（特にボルトに生ずる曲げ応力の考察）

4-1 序

Split-Tee 接合部（以下 S. T. 接合部）の疲労強度を実験的かつ理論的に把握する前に、その静的強度を知ることは必要であり、特に接合部の高力ボルト（以下ボルト）にどのような応力が生じているのかを静的載荷実験を通じて把握しておく必要がある。

S. T. 接合部の静的挙動に関する実験的研究は多くの研究者によりなされ、S. T. 接合部に特有な現象、例えば S. T. フランジプレートの曲げ変形に起因するてこ反力等を実験的に把握した結果が報告されている。これらの研究の主目的は接合部としての静的終局強度を求めることであり、外荷重作用時のボルトに生ずる応力については詳細に研究されておらず、特にボルトに生ずる曲げ応力についてはほとんど研究されていない。しかし、接合部の疲労強度を論ずるには、この曲げ応力を含めたボルト軸の応力を把握することが必要であると考えられる。

本章では、S. T. 接合部の最も基本的な形式である T・T 接合部について静的載荷実験を行ない、接合部の静的終局強度、接合部のボルトに生ずる応力、特に曲げ応力の接合部の終局状態に至るまでの変化についての実験結果を述べる。

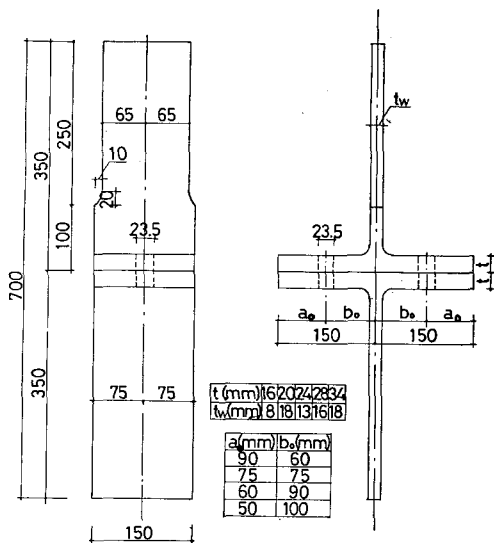
さらに、同形の供試体で行なった疲労実験（第 5 章）前の数サイクルの静的載荷時に測定した実験データについてもあわせて述べる。

4-2 供試体

4-2-1 S. T. 供試体

供試体は引張接合部の最も基本的な形で、圧延 H 形鋼（SS41 材）より切り出した 2 個の S. T. を 2 本の高力ボルトで締付けたものである。本実験に用いた供試体の寸法形状を図（4-2-1）に示す。

供試体の形状パラメーターとして、S. T. フランジプレートの板厚とボルトの締付け位置を取りあげ、各パラメーターの値を以下に示す通りとした。



図(4-2-1) : S. T. 供試体

厚 24 mm の供試体について行ない、また、S. T. フランジ板厚と静的挙動との関係を考察するための実験は b_0/a_0 の値が 1 の供試体について行なっている。従って、供試体のタイプは表(4-2-1)に示す 8 種類である。

Specimen Type	Nos. of Specimen	t (mm)	a ₀ (mm)	b ₀ (mm)
S-16-75-75	1	16	75	75
S-20-75-75	1	20	75	75
S-24-90-60	2	24	90	60
S-24-75-75	2	24	75	75
S-24-60-90	2	24	60	90
S-24-50-100	2	24	50	100
S-28-75-75	3	28	75	75
S-34-75-75	3	34	75	75

表(4-2-1) 供試体数及び S. T. 供試体の主要部寸法

Specimen Series	Yield Stress (Kg/mm ²)	Tensile Strength (Kg/mm ²)	Elongation (%)
t=16mm	24.90	44.83	23
t=20mm	26.10	45.80	32
t=24mm	27.10	44.45	24
t=28mm	26.30	48.36	26
t=34mm	26.10	45.80	32

表(4-2-2) S. T. フランジの機械的性質

S. T. フランジプレートの板厚: 16 mm、20 mm、24 mm、28 mm、34 mm の 5 種類とする。

ボルトの締付け位置: はしあき距離 (S. T. フランジ先端とボルト芯の距離 (a₀)) とゲージ間隔 (ボルト芯と S. T. ウェブ中心線間の距離 (b₀)) の比 b_0/a_0 をパラメータにとり、 $a_0 + b_0 = 15 \text{ cm}$ として、 b_0/a_0 の値を $2/3$, 1, $3/2$, 2 の 4 種類とする。

ボルトの締付け位置と接合部の静的挙動の関係を考察するための実験は板

表(4-2-1)に各タイプの供試体数及び S. T. の主要部寸法を示す。

以後本論文において供試体の表示は、例えば S-24-90-60-(1) のように、静的実験 (S) あるいは疲労実験 (F) - t - a₀ - b₀ - (供試体番号) の順で示す。

S. T. の鋼材は SS41 材であり、表(4-2-2)にフランジ板より切り出した試験片による素材試験結果を示す。

4-2-2 供試ボルト

供試ボルトは JIS B 1186 (1970) に規定される F11T M22 高力ボルトセットである。表 (4-2-3) に供試ボルトの素材試験片による機械的性質及び各供試体タイプにおけるボルトの首下長さを示し、表 (4-2-4) にミルシートによる各供試ボルトセットの化学成分を示す。

Specimen Series	Bolt Length (mm)	0.2% Off set (Kg/mm ²)	Tensile Strength (Kg/mm ²)	Elongation (%)	Reduction (%)
t=16mm	80	115	118	16	62
t=20mm	85	113	118	17	62
t=24mm	90	108	116	18	66
t=28mm	100	106	115	18	67
t=34mm	110	106	116	16	68

表 (4-2-3) 供試ボルトの機械的性質

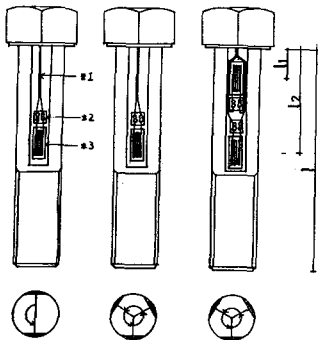
		Chemical Composition (%) F11T M22 L=80										
		C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Ti	Al	B
		x100	x100	x100	x1000	x1000	x100	x100	x100	x1000	x1000	ppm
Bolt	20	16	77	21	13				71		63	16
Nut	40	24	80	12	22	1	1	3				
Washer	23	27	119	18	18							14
		Chemical Composition (%) F11T M22 L=85										
		C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Ti	Al	B
		x100	x100	x100	x1000	x1000	x100	x100	x100	x1000	x1000	ppm
Bolt	21	15	77	23	9				71		66	18
Nut	40	23	76	21	19	2	1	3				
Washer	25	24	122	19	13							30
		Chemical Composition (%) F11T M22 L=90										
		C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Ti	Al	B
		x100	x100	x100	x1000	x1000	x100	x100	x100	x1000	x1000	ppm
Bolt	21	14	81	20	7				73		54	18
Nut	39	21	78	11	20	2	1	2				
Washer	42	23	63	26	16							
		Chemical Composition (%) F11T M22 L=100										
		C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Ti	Al	B
		x100	x100	x100	x1000	x1000	x100	x100	x100	x1000	x1000	ppm
Bolt	21	15	77	23	9				71		66	18
Nut	41	20	77	18	23	1	1	2				
Washer	24	24	115	26	15					18	13	
		Chemical Composition (%) F11T M22 L=110										
		C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Ti	Al	B
		x100	x100	x100	x1000	x1000	x100	x100	x100	x1000	x1000	ppm
Bolt	19	13	78	21	13				71		54	22
Nut	40	23	78	24	22	2	2	3				
Washer	22	25	110	10	7					13	22	

表 (4-2-4) 高力ボルトセットの化学成分

4-3 測定

4-3-1 ボルト軸歪度

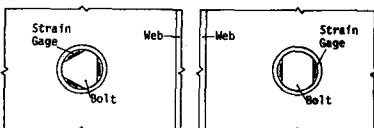
図(4-3-1)に示すように、2枚、3枚、6枚の歪ゲージをボルト軸に貼付し歪度を測定した。



2枚ゲージ 3枚ゲージ 6枚ゲージ

図(4-3-1) 歪ゲージの貼付位置

なお、ボルトをS. T. フランジに締付ける際、後のデータ処理を簡単にするため図(4-3-2)に示すように貼付した歪ゲージのいずれか1枚をS. T. ウェブプレートに平行にセットしている。



図(4-3-2) ボルト軸に貼付した歪ゲージとS. T. 供試体の位置関係

歪ゲージを2枚あるいは3枚貼付する場合、その貼付位置はボルト首下長さのほぼ中間位置とし、6枚のゲージを貼付する場合は表(4-3-1)に示す位置に貼付した。

l (mm)	l ₁ (mm)	l ₂ (mm)
90	6	38
100	6	50
110	6	60

表(4-3-1) 6枚ゲージの場合の貼付位置

ボルト軸に6枚の歪ゲージを貼付した目的は測定位置によるボルト軸歪の差を調べるためである。

4-3-2 S. T. フランジファイレット先端付近の歪度

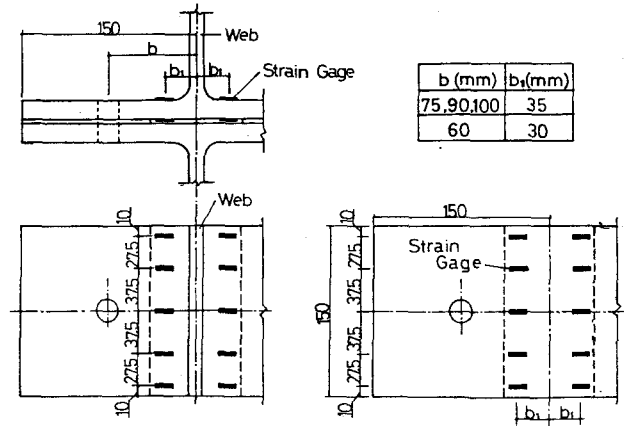
接合部へ静的載荷した時のフランジプレートの応力状態については既に報告され、^{5),6)} またその結果を基にボルト1本当たりのフランジ有効幅を決定する方法も報告されている。⁶⁾

本実験ではフランジ板の応力状態を問題にするのではなく、ボルト軸に生ずる曲げとフランジプレートの歪度との相関性を追跡するためS. T. フランジファイレット先端の歪度を測定している。

歪の測定は図(4-3-3)に示すようにT・T接合部を構成する片側のS、Tについて、ウェブプレートに左右に5対ずつ計10対(20枚)の歪ゲージを貼付して行なった。

貼付位置は出来るだけフレット先端に近い表(4-3-2)に示す位置としている。

なお、この歪度の測定は表(4-6-1)中にF、S.と記した供試体についてのみ行なっている。



図(4-3-3) S.T. フランジプレートの歪ゲージ貼付位置

b ₀ (mm)	b ₁ (mm)
75, 90, 100	35
60	30

表(4-3-2)

4-4 ボルトへの初期軸力の導入

ボルトへの初期導入軸力は、F11T M22に対して高力ボルト接合設計施工指針(1972)に規定された標準ボルト張力($P_0 = 23.8 \text{ ton}$)である。軸力の導入は、あらかじめ各ボルトについて標準ボルト張力時のボルト軸平均歪度を求めておき、その平均歪度に着目して、手動トルクレンチで締付ける方法により行なった。

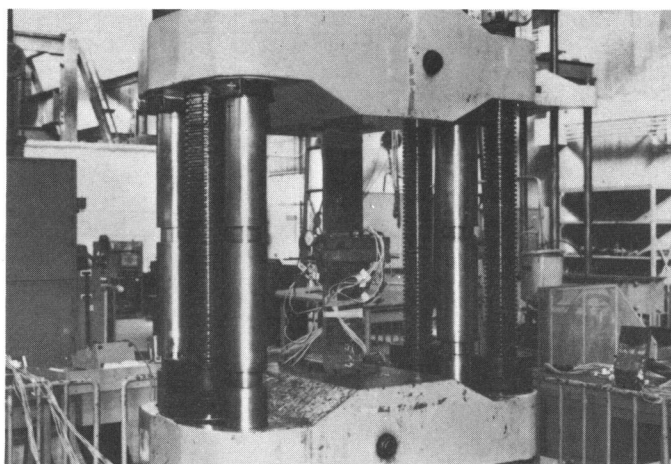
本実験のT・T接合部は2本のボルトで接合しているため、両側のボルトを順次標準ボルト張力の90%の軸力まで締付け、しかる後に両方のボルトとも標準ボルト張力になるまで締付けた。

なお、疲労実験(第5章)では、初期導入軸力が疲労強度に与える影響を考察するため、標準ボルト張力の約半分($P_0 = 13.0 \text{ ton}$)で締付けた供試体を用意している。本章では、その実験データより、初期導入軸力の違いが接合部のボルトの応力に与える影響についても考察している。

4-5 載 荷

静的載荷実験に用いた試験機は200 ton 万能油圧試験機（大阪大学工学部）である。ボルト部離間荷重付近までは漸増繰返し載荷し、しかる後、接合部の破壊まで単調載荷した。その間、ボルト軸歪度、S. T. フランジフィレット先端付近の歪度を1～5 ton 間隔で測定した。

写真（4-5-1）に 載荷中の供試体を示す。



写真（4-5-1） 載荷中のS. T. 供試体

4-6 実験結果及び考察

4-6-1 破壊状況

表(4-6-1)に各供試体における終局荷重(ボルト1本当たり)、破壊位置、ボルト軸に貼付した歪ゲージの枚数、S.T.フランジファイレット先端付近の歪の測定の有無等を示す。接合部の破壊位置をみると、本実験における供試体形状では、接合部の破壊はすべてボルトで生じるが、各供試体タイプにより終局荷重が異なる。

これはフランジプレートの曲げ変形に起因するてこ反力の影響によるものであり、S.T.フランジ板厚が薄い程、また、はしあき距離とゲージ間隔の比 b_0/a_0 の値が大きい程、終局荷重が小さくなっている。

Specimen No.	Bolt No.	Ab *1 (cm ²)	Nos. of W.S.G. *2	Failure Load *3 (ton)	Failure Member	*4
S-16-75-75(1)	1	3.85	3	21.15	Bolt	
	2	3.85				
S-20-75-75(1)	3	3.67	3	25.75	Bolt	
	4	3.67				
S-24-90-60(1)	5	3.72	2	30.50	Bolt	
	6	3.75				
S-24-90-60(2)	7	3.57	6	29.40	Bolt	F.S.
	8	3.57				
S-24-75-75(1)	9	3.74	2	27.30	Bolt	
	10	3.77				
S-24-75-75(2)	11	3.58	6	25.80	Bolt	F.S.
	12	3.57				
S-24-60-90(1)	13	3.80	2	23.50	Bolt	
	14	3.76				
S-24-60-90(2)	15	3.56	6	21.85	Bolt	F.S.
	16	3.60				
S-24-50-100(1)	17	3.77	2	20.80	Bolt	
	18	3.79				
S-24-50-100(2)	19	3.57	6	19.95	Bolt	F.S.
	20	3.57				
S-28-75-75(1)	21	3.76	3	29.45	Bolt	
	22	3.77				
S-28-75-75(2)	23	3.77	3	29.90	Bolt	
	24	3.92				
S-28-75-75(3)	25	3.60	6	27.75	Bolt	F.S.
	26	3.55				
S-34-75-75(1)	27	3.77	3	31.15	Bolt	
	28	3.74				
S-34-75-75(2)	29	3.72	3	31.38	Bolt	
	30	3.72				
S-34-75-75(3)	31	3.56	6	30.90	Bolt	F.S.
	32	3.59				

表(4-6-1)：静的載荷実験結果

*1：ボルト軸断面積

*3：終局荷重(ボルト1本当たり)

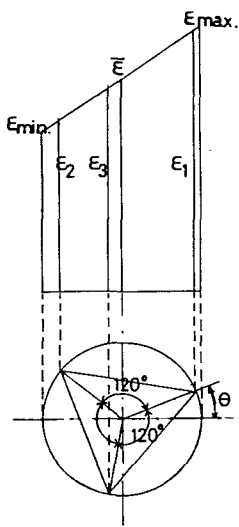
*2：ボルト軸のゲージ枚数

*4：S.T.ファイレット歪の測定供試体

4-6-2 ボルト軸力及びボルト軸に生ずる曲げモーメントの算定式

以下の要領により、ボルト軸に貼付した歪ゲージの値から、ボルト軸力及びボルト軸の曲げモーメントを算定する。

図(4-3-1)に示したように、ボルト軸に120度間隔で貼付した歪ゲージの歪値を $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ とし(図(4-6-1)),次式よりボルト軸に生じる最大歪度



(ϵ_{max})、最小歪度(ϵ_{min})を計算する。2枚ゲージの場合、その2つの歪度のうち、大きい方を ϵ_{max} 、小さい方を ϵ_{min} と仮定する。

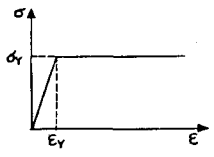
$$\left\{ \begin{aligned} \epsilon_{max} &= \frac{2 \times \sqrt{(\epsilon_1 - \bar{\epsilon})^2 + (\epsilon_1 - \bar{\epsilon})(\epsilon_2 - \bar{\epsilon}) + (\epsilon_2 - \bar{\epsilon})^2}}{\sqrt{3}} + \bar{\epsilon} \\ \epsilon_{min} &= 2\bar{\epsilon} - \epsilon_{max} \end{aligned} \right. \quad \begin{array}{l} \dots \text{式(4-6-1)} \\ \dots \dots \dots \text{式(4-6-2)} \end{array}$$

ここで $\bar{\epsilon} = \frac{(\epsilon_{max} + \epsilon_{min})}{2} = \frac{(\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3)}{3}$

ϵ_1, ϵ_2 : 測定した歪度の最大及び最小値

図(4-6-1)

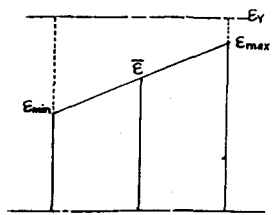
次に、ボルト素材の応力-歪関係を完全弾塑性と仮定し、ボルト軸の降伏歪度(ϵ_y)を決める。(図(4-6-2))。



ボルト軸の歪状態を $\epsilon_{max}, \epsilon_{min}, \bar{\epsilon}, \epsilon_y$ の大小関係より次の①~③の場合に分類し、それぞれの状態に対するボルト軸力(P)及び曲げモーメント(M)を算定する。

図(4-6-2)

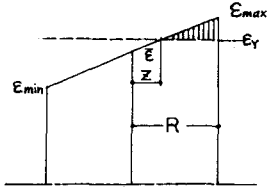
① $\epsilon_{max} < \epsilon_y$ の場合 (ボルト軸断面が弾性域) (図(4-6-3))



$$\left\{ \begin{aligned} P &= \bar{\epsilon}EA && \text{式(4-6-3)} \\ M &= \frac{\pi R^3 E (\epsilon_{max} - \bar{\epsilon})}{4} && \text{式(4-6-4)} \end{aligned} \right.$$

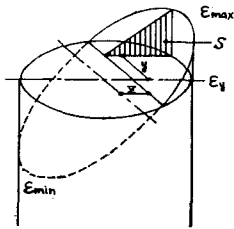
図(4-6-3)

② $\bar{\epsilon} < \epsilon_y < \epsilon_{\max}$ の場合 (ボルト軸断面の一部が塑性) (図 (4-6-4))



$$P = \bar{\epsilon}EA - \frac{E(\epsilon_{\max} - \epsilon_{\min})}{2R} \left\{ R^2 T - \frac{T^3}{3} - R^2 Z \cdot \text{Sin}^{-1} \left(\frac{T}{R} \right) \right\} \quad \dots \text{式 (4-6-5)}$$

$$M = \frac{\pi R^3 E}{4} (\epsilon_{\max} - \bar{\epsilon}) - \frac{E(\epsilon_{\max} - \bar{\epsilon})}{3R} \left\{ \frac{3}{2} Z T^3 - \frac{9}{4} R^2 Z T + Z T^3 + \frac{3}{4} R^4 \text{Sin}^{-1} \left(\frac{T}{R} \right) \right\} \quad \dots \text{式 (4-6-6)}$$

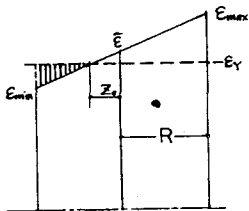


ここで $Z = \frac{(\epsilon_y - \bar{\epsilon})}{(\epsilon_{\max} - \bar{\epsilon})} R$

$$T = \sqrt{R^2 - Z^2}$$

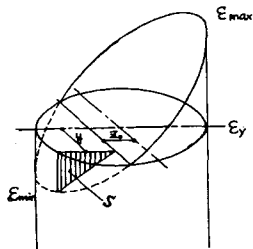
図 (4-6-4)

③ $\epsilon_{\min} < \epsilon_y < \bar{\epsilon}$ の場合 (ボルト軸断面の大部分が塑性) (図 (4-6-5))



$$P = \epsilon_y EA - \frac{E(\epsilon_{\max} - \epsilon_{\min})}{2R} \left\{ R^2 T' - \frac{T'^3}{3} - R^2 Z_0 \text{Sin}^{-1} \left(\frac{T'}{R} \right) \right\} \quad \dots \text{式 (4-6-7)}$$

$$M = \frac{E(\epsilon_{\max} - \bar{\epsilon})}{3R} \left\{ \frac{3}{2} Z_0^3 T'^3 - \frac{9}{4} R^2 Z_0 T'^3 + Z_0 T'^3 + \frac{3}{4} R^4 \text{Sin}^{-1} \left(\frac{T'}{R} \right) \right\} \quad \dots \text{式 (4-6-8)}$$



ここで $Z_0 = \frac{(\bar{\epsilon} - \epsilon_y)}{(\epsilon_{\max} - \bar{\epsilon})} R$

$$T' = \sqrt{R^2 - Z_0^2}$$

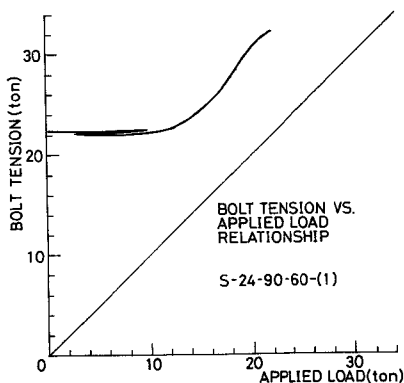
図 (4-6-5)

①~③の各式において、R : ボルト公称半径、A : ボルト軸断面積、
E : ヤング係数、 ϵ_y : ボルト軸降伏歪度である。

4-6-3 外荷重作用時のボルト軸力

接合部に引張荷重が作用した時のボルト軸力を調べることは接合部におけるボルトの疲労強度を把握するためには必要である。

図(4-6-6)はボルトの破断に至るまで静的に載荷した場合のボルト軸力と外荷重の関係を示した例で、縦軸はボルト軸力(T・T接合部2本のボルトの平均値)、横軸は外荷重(ボルト1本当たり)である。



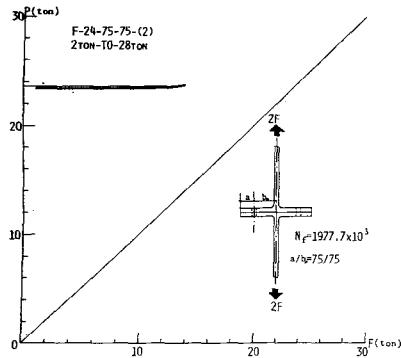
この例に示されるように、S.T.接合部に外荷重が作用した場合、最初、ボルト軸力は初期締付け軸力から徐々に増加するだけで、外荷重の増加量に比べてボルト軸力の増加量は小さい。曲線の折れ曲り部分に当るボルト部離間後は、ボルト軸力の増加量は外荷重の増加量よりも大きくなっている。

これはS.T.接合部の特徴で、ボルト部離間前では被締付け材間に生じた材間圧縮力の減少で外荷重の増分と釣合うから

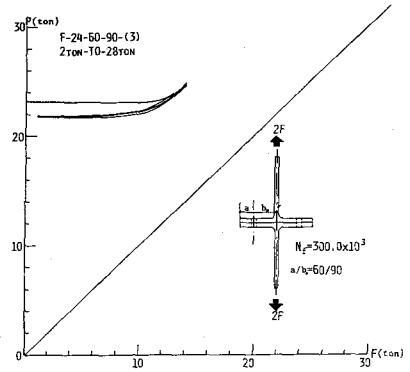
図(4-6-6)：ボルト軸力-外荷重曲線
であり、また、材間圧縮力がなくなるボルト部離間後は、ボルトに直接外荷重として反力が軸力として付加されるからである。⁵⁾

S.T. 供試体の形状寸法と接合部のボルト軸力との関係を考察するため、疲労実験の供試体について静的な数サイクルの載荷時のボルト軸力と外荷重の関係(以後B-F曲線)を図(4-6-7)~図(4-6-15)に示す。図(4-6-7)~図(4-6-9)はボルトの締付け位置との関係、図(4-6-10)~図(4-6-13)はS.T.フランジ板厚との関係を考察するための図である。

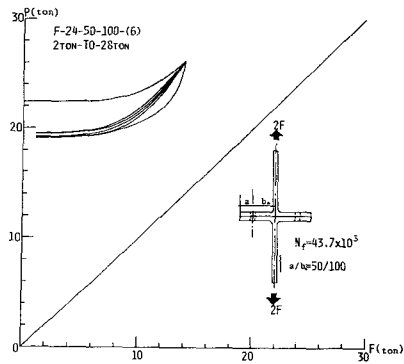
また、ボルトの初期導入軸力が接合部のボルト軸力に与える影響を考察するためのB-F曲線を図(4-6-14)~図(4-6-15)に示す。



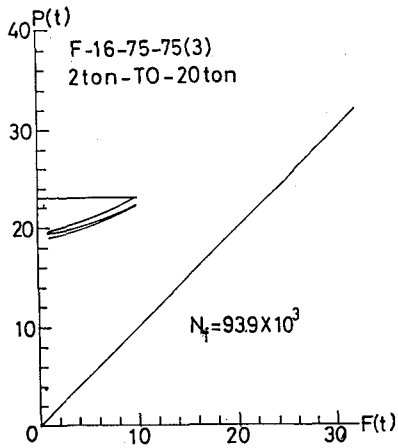
図(4-6-7) ボルト締付け位置の違いによるB-F曲線の相違 (F-24-75-75)



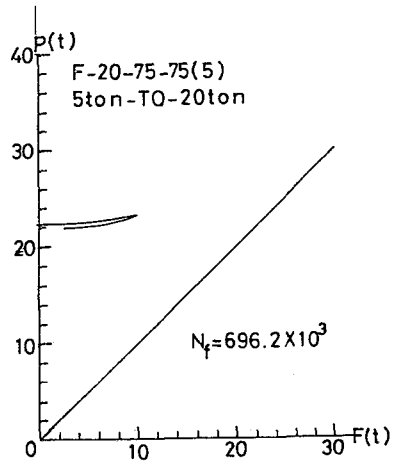
図(4-6-8) ボルト締付け位置の違いによるB-F曲線の相違 (F-24-60-90)



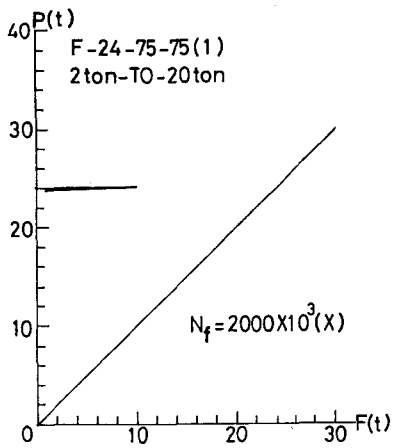
図(4-6-9) ボルト締付け位置の違いによるB-F曲線の相違 (F-24-50-100)



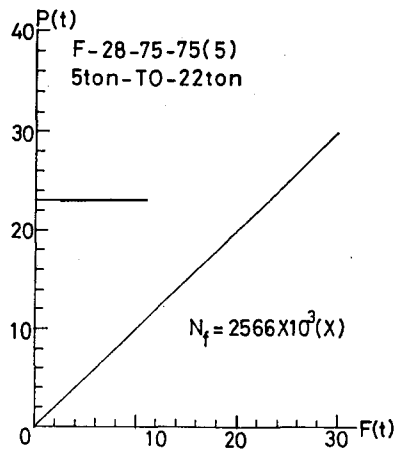
図(4-6-10) 板厚の違いによる
B - F 曲線の相違
(F-16-75-75)



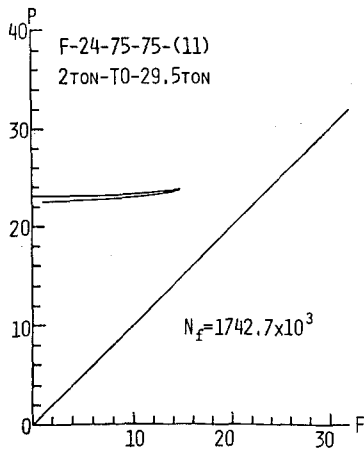
図(4-6-11) 板厚の違いによる
B - F 曲線の相違
(F-20-75-75)



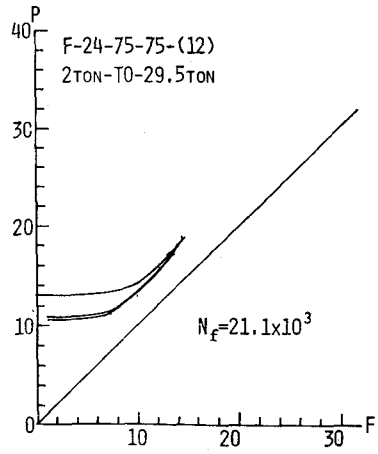
図(4-6-12) 板厚の違いによる
B - F 曲線の相違
(F-24-75-75)



図(4-6-13) 板厚の違いによる
B - F 曲線の相違
(F-28-75-75)

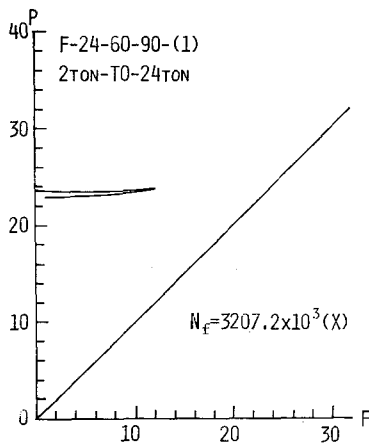


($P_0 = 23.8 \text{ ton}$)

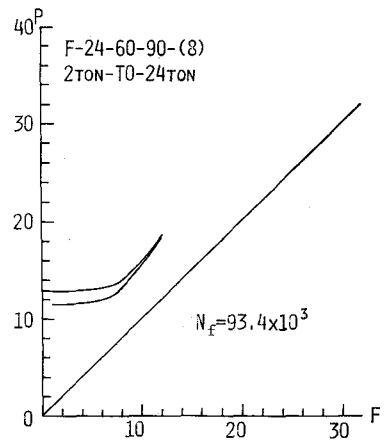


($P_0 = 13 \text{ ton}$)

図(4-6-14) 初期導入軸力の違いによるB-F曲線の相違
(F-24-75-75)



($P_0 = 23.8 \text{ ton}$)



($P_0 = 13 \text{ ton}$)

図(4-6-15) 初期導入軸力の違いによるB-F曲線の相違
(F-24-60-90)

これらの図より接合部のボルト軸力の挙動についてみると、いずれの場合も荷重の第1サイクルでボルト軸力が減少しており、第2サイクル以後B-F曲線はほぼ一定のループを描いていることがわかる。既往の研究によれば、静的に50サイクル繰返し荷重を載荷した場合、本実験における結果と同様に、第1サイクルで軸力減少の大部分が生じ、第2サイクル以後B-F曲線は一定のループを描くことが報告されている¹³⁾。この軸力減少の原因は接合部を組み立てる際のS.T.フランジ間及びS.T.フランジとボルト相互間のなじみ、あるいは座金下でのフランジプレートの局所的な塑性などが影響しているものと考えられる。

S.T. 供試体の形状寸法の差がボルト軸力に与える影響をボルト軸力の変動幅で見ると、同一の上下限荷重を載荷した時、フランジの板厚が一定であれば b/a_0 の値が大きいくらい、ボルトに生ずる軸力の変動幅は大きくなっている。また、ボルトの締付け位置が一定の場合はフランジ板厚が小さい程、ボルト軸力の変動幅は大きい。これはフランジプレートの曲げ変形に起因して生ずるて反力のためである。初期導入軸力がボルト軸力の変動幅に与える影響についてみると、同一上下限荷重の場合、初期導入軸力はボルト軸力の変動幅に大きな影響を与え、初期導入軸力が小さいほど、軸力の変動幅が大きい。

4-6-4 ボルト軸に生ずる曲げモーメントの考察

4-6-4-1 締付け時に生ずる曲げモーメント

表(4-6-2)は、静的載荷実験及び疲労実験の供試体において歪ゲージを3枚貼布したボルトについて締付け時のボルト軸曲げモーメント(M_0)を算定し、各供試体タイプ別にその平均値と標準偏差を示したものである。同表は供試ボルトの首下

Specimen Series	Average (Kg-cm)	Standard Deviation
24-75-75	1255	518
24-60-90	1416	802
24-50-100	1110	758
t=24mm	1352	777
16-75-75	1124	556
20-75-75	1298	652
28-75-75	1162	497
Total	1265	675

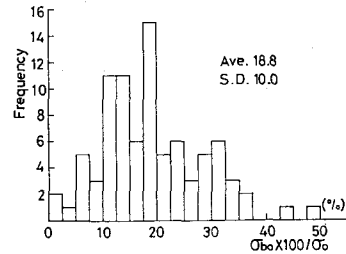
表(4-6-2) 締付け時の曲げモーメント

長さ及びS.T. 供試体の形状寸法が異なれば締付け時のボルト軸曲げモーメントがどのように異なるのかを示したものである。

同表中、 $t = 24 \text{ mm}$ シリーズの欄の値はF-24-75-75、F-24-60-90、F-24-50-100シリーズの3種類の供試体に関する平均値を示し、最後のTotal

の欄は供試体シリーズに関係なく、すべてのボルトに対する総平均及び標準偏差を示す。

図(4-6-16)は締付け時にボルト軸に生ずる平均応力度(σ_0)と曲げ応力度(σ_{bo})の比を供試体シリーズに関係なくすべてのボルトについてヒストグラムで示したものである。



図(4-4-16) (σ_{bo}/σ_0) $\times 100$ のヒストグラム

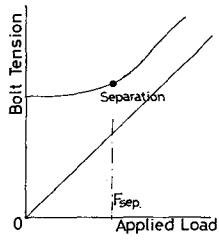
これらより、S. T. フランジに締付けた時点においてボルト軸には、既に曲げモーメントが生じており、その平均値は、どの供試体シリーズでもほぼ一定で、総平均では 1.27 ton \cdot cm (標準偏差 0.68) となっている。また、曲げ応力度と平均応力度の比は総平均で 18.8% (標準偏差 10.0) である。

この締付け時にボルトに生ずる曲げモーメントは、被締付け材の加工精度、あるいは、座面の傾き、頭部の片寄りなどのボルトの加工精度、歪ゲージ貼付のためのボルト軸切削の精度といった、もともとランダムなバラツキを有する要因により生じるものであろう。

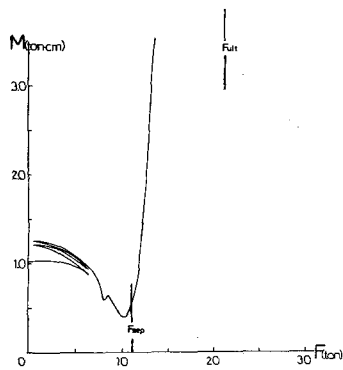
4-6-4-2 外荷重作用時のボルト軸モーメント

T \cdot T 接合部に外荷重が作用した時、ボルト軸にどのような曲げモーメントが生じるのかについて考察するため、縦軸にボルト軸モーメント、横軸に外荷重(ボルト1本当たり)をとったボルト軸モーメント-外荷重曲線(以下M-F曲線)を取りあげて検討する。

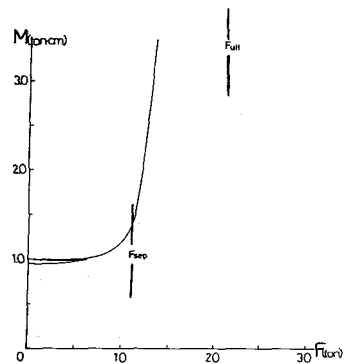
図(4-6-17)~図(4-6-27)は静的載荷実験における供試体のボルトのM-F曲線例であるが、2枚ゲージの場合は正確に曲げモーメントを算定出来ないのを除き、6枚ゲージのボルトについては不完全ねじ部付近に貼付した歪ゲージによる値を示している。図中に示す F_{sep} はボルト部離間荷重を示しており、その値は図(4-6-28)に示すようにB-F曲線の第1勾配から第2勾配に移る曲線部の中間位置に対応する荷重をとった。また、 F_{ult} は終局荷重(実験値)である。



図(4-6-28) ボルト部離間荷重

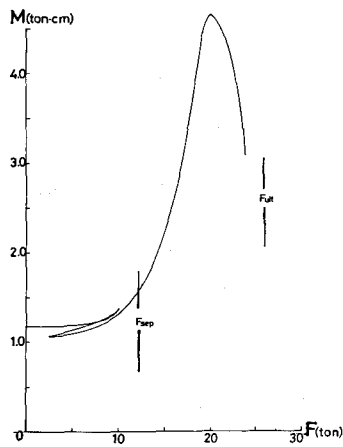


No. 1

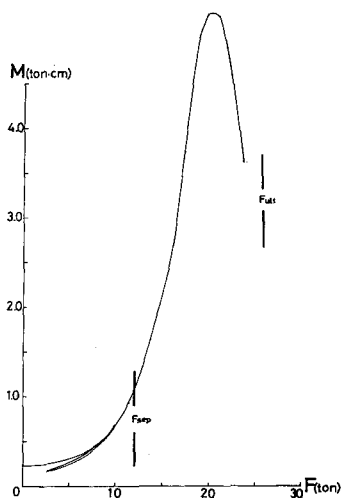


No. 2

図(4-6-17) M-F 曲線 (S-16-75-75-(1))

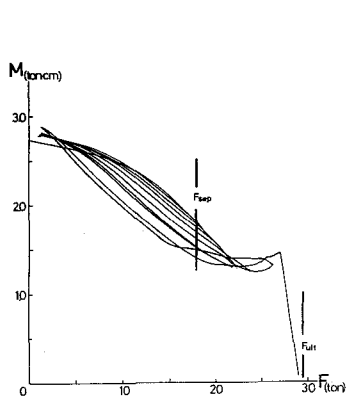


No. 3

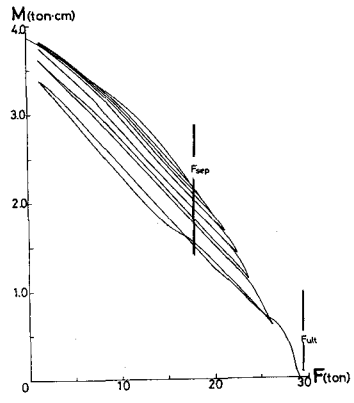


No. 4

図(4-6-18) M-F 曲線 (S-20-75-75-(1))

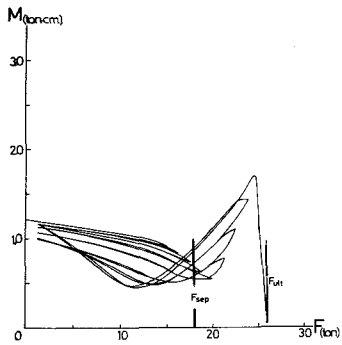


No. 7

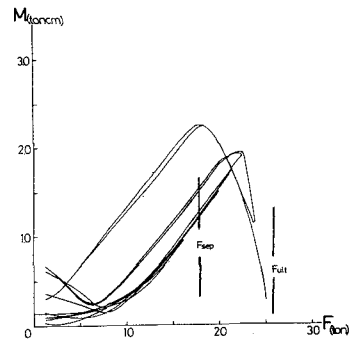


No. 8

図 (4-6-19) M-F 曲線 (S-24-90-60-(2))

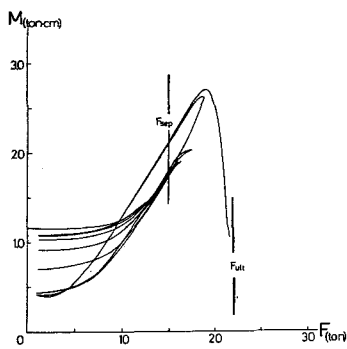


No. 11

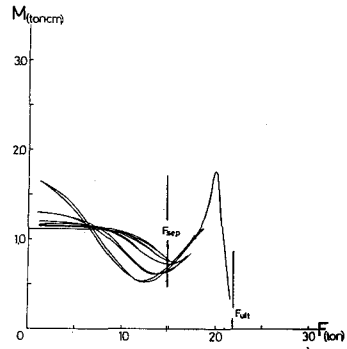


No. 12

図 (4-6-20) M-F 曲線 (S-24-75-75-(2))

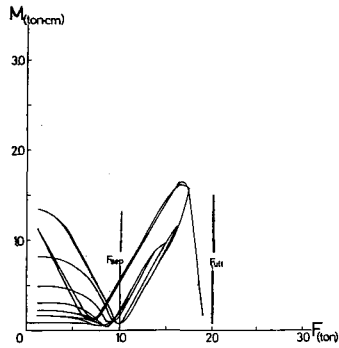


No. 15

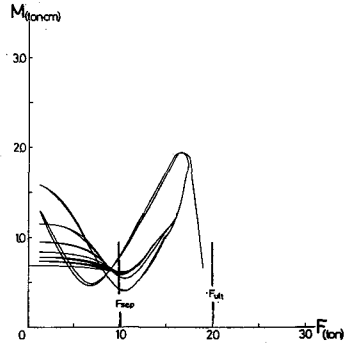


No. 16

図 (4-6-21) M-F 曲線 (S-24-60-90-(2))

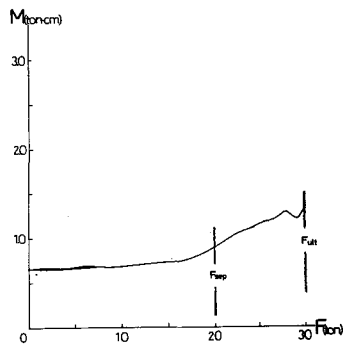


No. 19

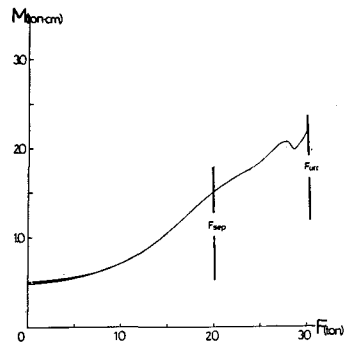


No. 20

図(4-6-22) M-F曲線 (S-24-50-100-(2))

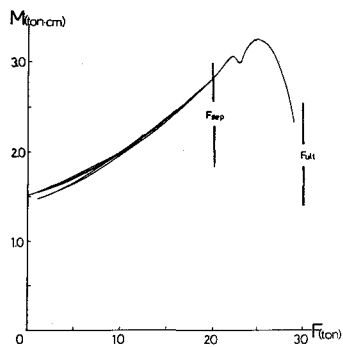


No. 21

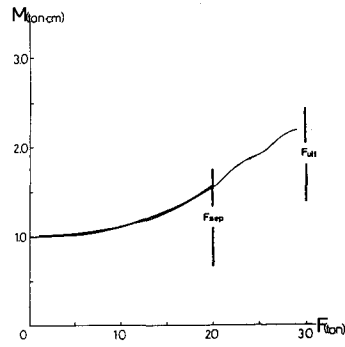


No. 22

図(4-6-23) M-F曲線 (S-28-75-75-(1))

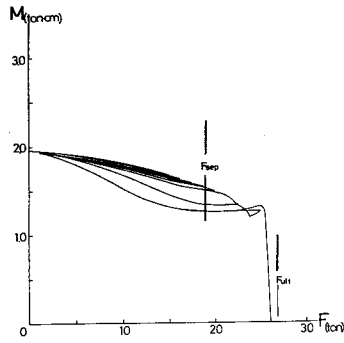


No. 23

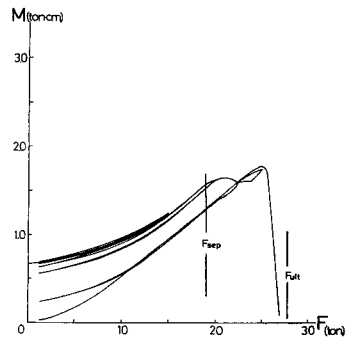


No. 24

図(4-6-24) M-F曲線 (S-28-75-75-(2))

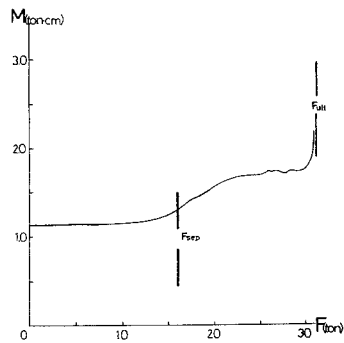


No. 25

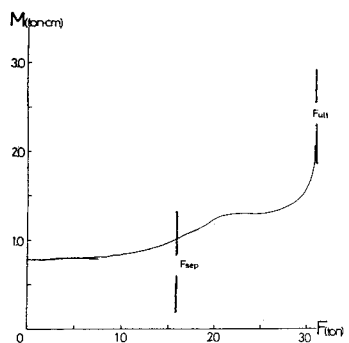


No. 26

図 (4-6-25) M-F 曲線 (S-28-75-75-(3))

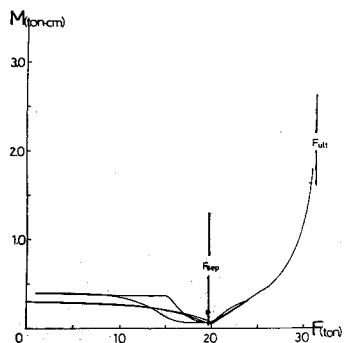


No. 27

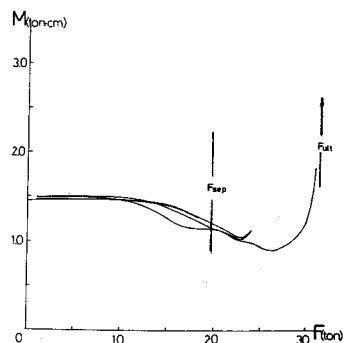


No. 28

図 (4-6-26) M-F 曲線 (S-34-75-75-(1))



No. 29



No. 30

図 (4-6-27) M-F 曲線 (S-34-75-75-(2))

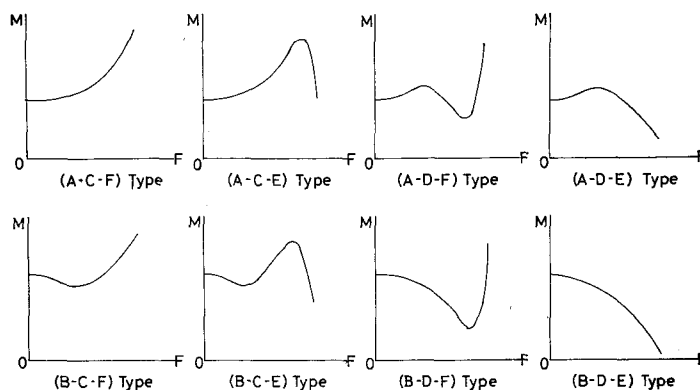
これらのM-F 曲線より外荷重とボルト軸モーメントの関係は、荷重の初期、ボルト部離間荷重付近、終局荷重付近の3段階で次のように分類できることがわかる。

(荷重の初期段階)：ボルト軸は弾性範囲にあり、荷重増加に伴い曲げモーメントが徐々に増加する傾向のもの(Aタイプ)と減少する傾向のもの(Bタイプ)に分類される。

(ボルト部離間荷重付近)：Aタイプで引き続き曲げモーメントが増加するもの、あるいはBタイプであったもので、この荷重段階で増加傾向に変わったもの(Cタイプ)と、それらとは逆に減少傾向にあるもの(Dタイプ)に分類される。

(終局荷重付近)：ボルト軸が塑性域に入る段階であり、ボルト軸曲げモーメントが減少し0に近づくもの(Eタイプ)と、曲げモーメントがボルト軸の全塑性モーメントに近づき増加していくもの(Fタイプ)に分類される。

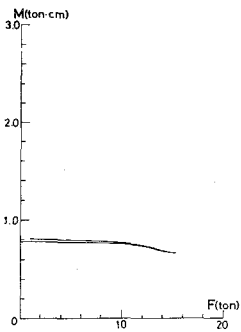
結局これらの分類に従うと図(4-6-29)に示すように、M-F 曲線は8タイプに分類されるが、この実験で認められたのは8種類のうち、(A・C・F)、(A・C・E)、(B・C・F)、(B・C・E)、(B・D・F)、(B・D・E)の6種類であった。



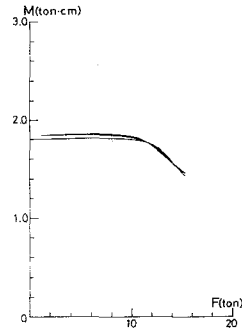
図(4-6-29) M-F 曲線の分類

また、図(4-6-30)～図(4-6-35)は疲労実験の供試体の静的な数サイクルの载荷時におけるM-F 曲線例であり、各供試体シリーズについて1体ず

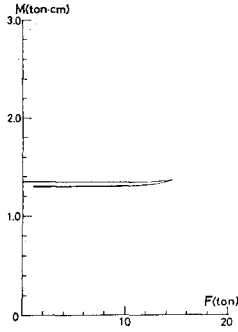
つ示している。これらの図より、M-F 曲線はボルト軸力と外荷重の関係を表わした曲線 (B-F 曲線)と同様、数サイクル 載荷後、一定のループを描き安定していることがわかる。



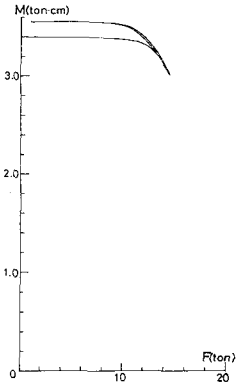
No. 19



No. 20



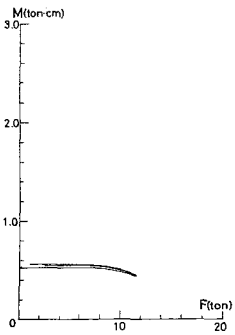
No. 61



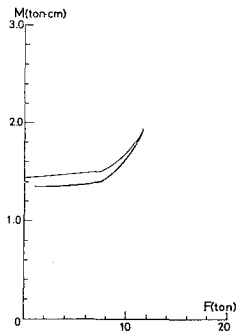
No. 62

図 (4-6-30) M-F 曲線
(F-24-75-75-(10))

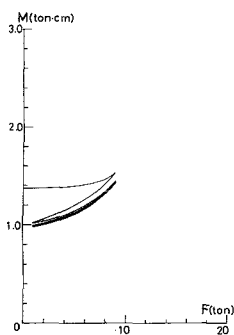
図 (4-6-31) M-F 曲線
(F-24-60-90-(10))



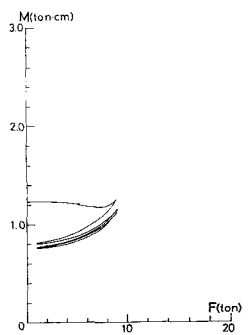
No. 83



No. 84



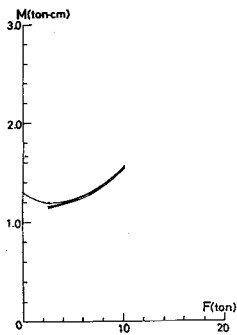
No. 103



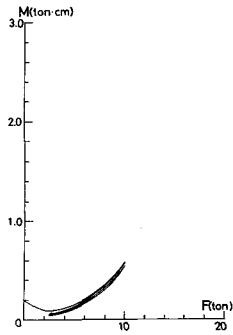
No. 104

図 (4-6-32) M-F 曲線
(F-24-50-100-(7))

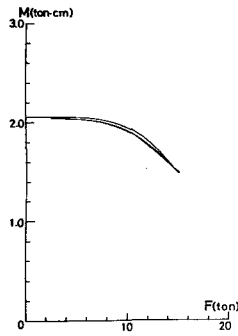
図 (4-6-33) M-F 曲線
(F-16-75-75-(5))



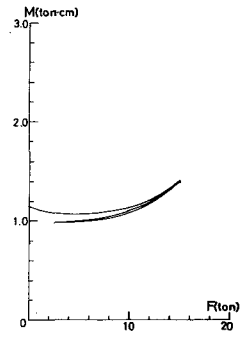
No. 117



No. 118



No. 125



No. 126

図(4-6-34) M-F 曲線

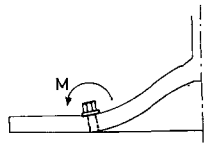
(F-20-75-75-(5))

図(4-6-35) M-F 曲線

(F-28-75-75-(2))

4-6-4-3 ボルト軸に生ずる曲げモーメントの方向

S.T. 接合部に外荷重が作用した場合、フランジプレートに曲げ変形を生じ、その結果接合部のボルトには、図(4-6-36)に示すように、S.T. ウェブよりフランジ先端の方向に曲げモーメントが作用する。この曲げモーメントを接合部の機構による曲げモーメントと定義する。この機構による曲げモーメントは接合部に載荷さ



図(4-6-36) 機構による曲げモーメントの方向

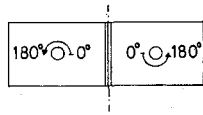
れる荷重とともに大きくなる。従って、すべての S.T. 供試体におけるボルトの M-F 曲線は外荷重増加に伴い曲げモーメントが増加する Aタイプに属するはずである。しかし、前節で考察したように、外荷重増加に伴い曲げモーメントが減少するタイプもある。そこで、ボルト軸に

生ずる曲げモーメントの方向をボルト軸に生ずる最大歪度(ϵ_{max})の位置として取り扱い、外荷重作用時の ϵ_{max} の位置を各供試体について求め、この原因を考察する。

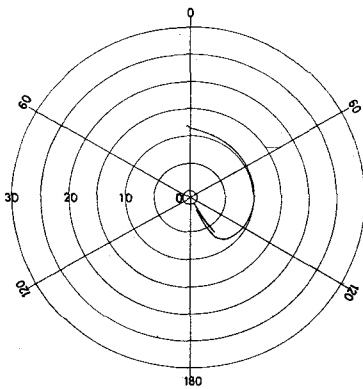
図(4-6-37)~図(4-6-47)は前述の図(4-6-17)~図(4-6-27)に対応するボルトの ϵ_{max} の位置を示したものである。同図は同心

円上に接合部への外荷重（ボルト1本当り）を取り、ボルト軸を±180度分割

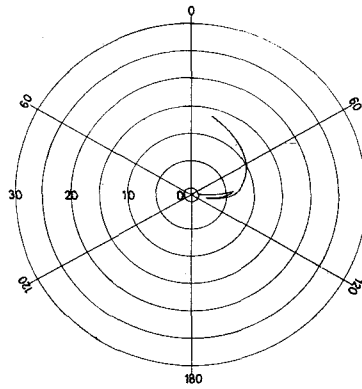
し、各荷重における ϵ_{max} の位置をプロットして結んだものである。角度0°の位置は、図(4-6-48)に示すように、S、T、ウェブに最も近い位置であり、荷重0は締付け時点での ϵ_{max} の位置を示している。



図(4-6-48)



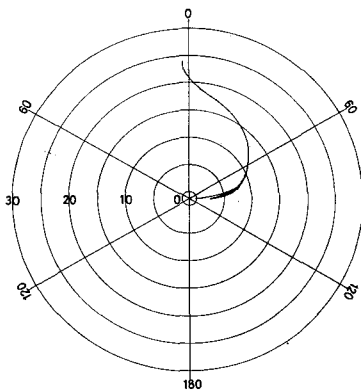
No. 1



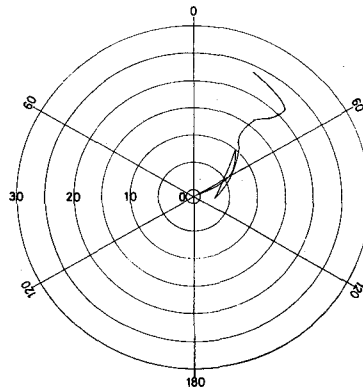
No. 2

図(4-6-37) ϵ_{max} の位置

(S-16-75-75-(1))



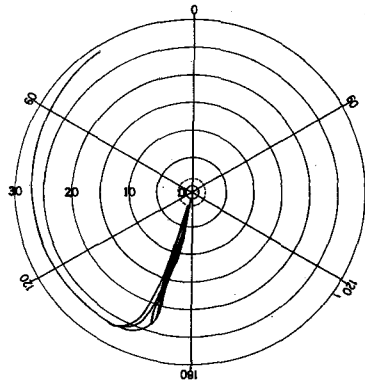
No. 3



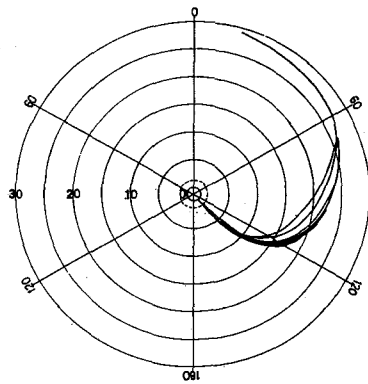
No. 4

図(4-6-38) ϵ_{max} の位置

(S-20-75-75-(1))

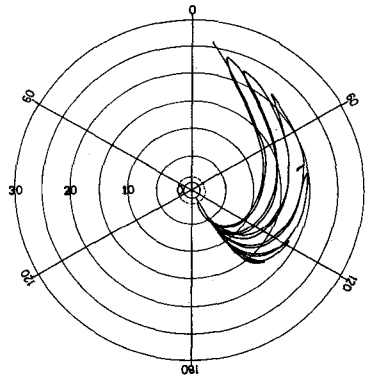


No. 7

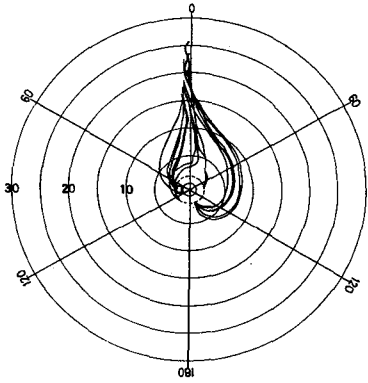


No. 8

図(4-6-39) ϵ_{max} の位置
(S-24-90-60-(2))

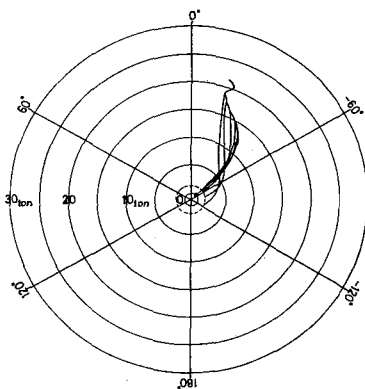


No. 11

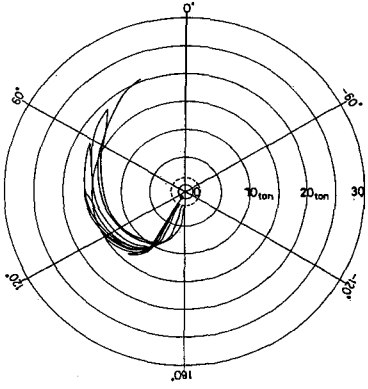


No. 12

図(4-6-40) ϵ_{max} の位置
(S-24-75-75-(2))

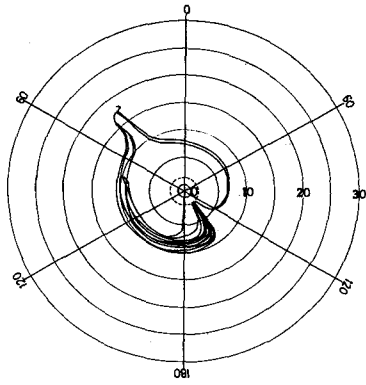


No. 15

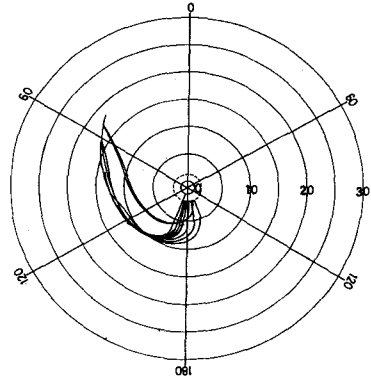


No. 16

図(4-6-41) ϵ_{max} の位置
(S-24-60-90-(2))



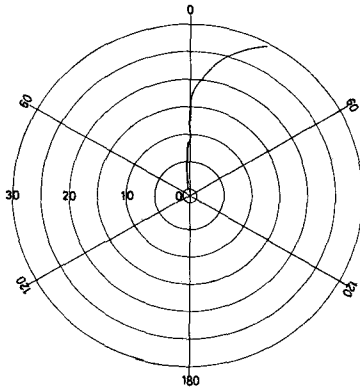
No. 19



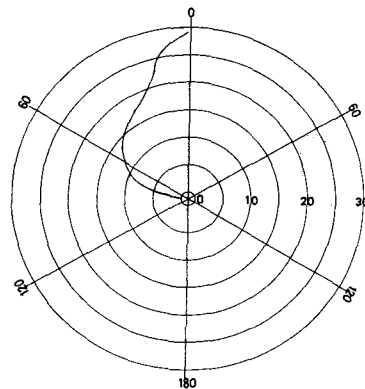
No. 20

図(4-6-42) ϵ_{max} の位置

(S-24-50-100-(2))



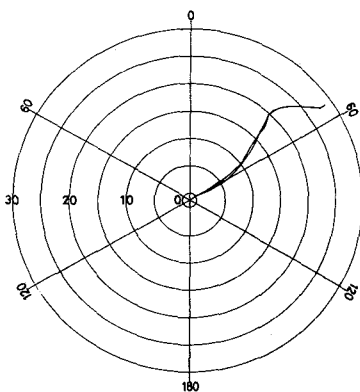
No. 21



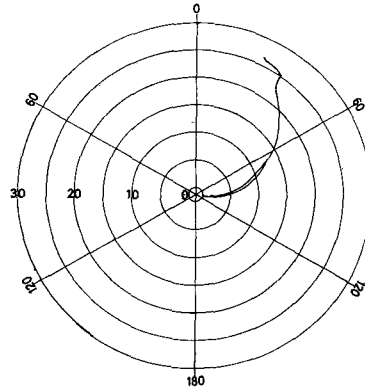
No. 22

図(4-6-43) ϵ_{max} の位置

(S-28-75-75-(1))



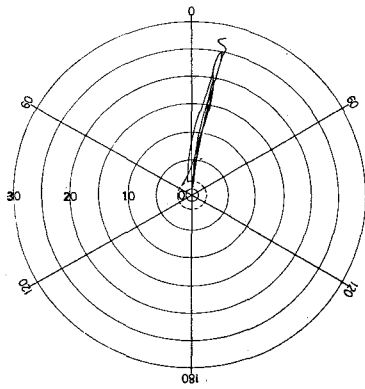
No. 23



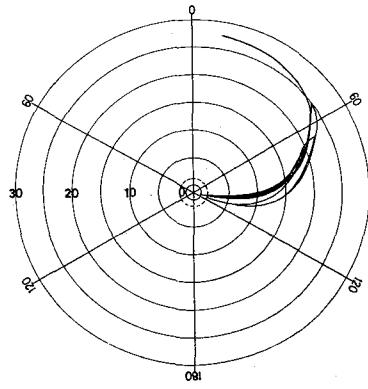
No. 24

図(4-6-44) ϵ_{max} の位置

(S-28-75-75-(2))



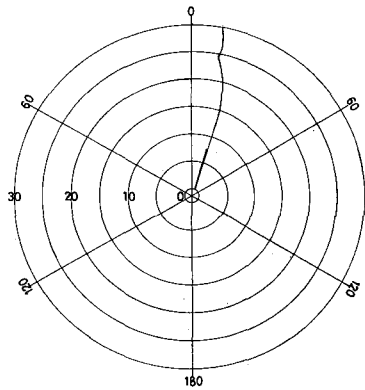
No. 25



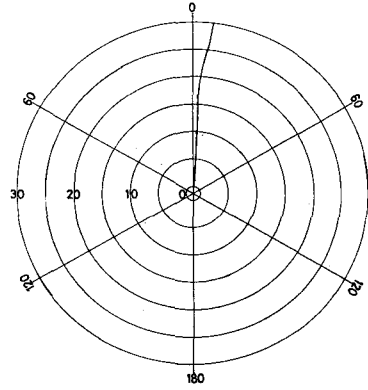
No. 26

図(4-6-45) ϵ_{max} の位置

(S-28-75-75-(3))



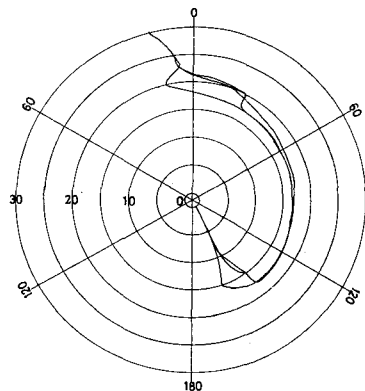
No. 27



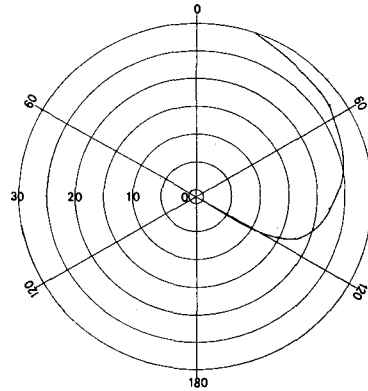
No. 28

図(4-6-46) ϵ_{max} の位置

(S-34-75-75-(1))



No. 29



No. 30

図(4-6-47) ϵ_{max} の位置

(S-34-75-75-(2))

これより、Aタイプに対応する図(例えば、図(4-6-41) No.15)をみれば、 ϵ_{\max} の位置は、締付け時点においてS、Tのウェブ側にあり、荷重が増加してもそのままウェブ側にあることがわかる。このことより、S、T接合部の機構による曲げモーメントと締付け時の曲げモーメントの方向がほぼ同じであり、締付け時の曲げモーメントに機構による曲げモーメントがそのまま付加され、荷重増加と共に曲げモーメントが増加するものと考えられる。

一方、Bタイプに対応する図(例えば、図(4-6-39) No.7)をみると、締付け時において ϵ_{\max} の位置はS、Tフランジ先端側にあり、荷重増加に伴ってウェブ側に移動していることがわかる。このことより、締付け時の曲げモーメントと機構による曲げモーメントの方向が反対であり、機構による曲げモーメントが締付け時の曲げモーメントを解消するようにボルトに付加されるため荷重増加に伴って曲げモーメントが減少するものと考えられる。

C、Dタイプの違い、すなわち離間荷重付近で曲げモーメントが増加するタイプと減少するタイプの違いは ϵ_{\max} の位置だけでは判断できないが、いずれにせよボルト軸に生ずる曲げモーメントは、締付け時の曲げモーメントと機構による曲げモーメントの累加で決定され、結果として離間荷重付近で荷重増加に伴い曲げモーメントが増加するのがCタイプで減少するのがDタイプである。

ボルト部離間後はS、Tフランジプレートの曲げ変形が大きくなり、当然機構による曲げモーメントも離間前に比べ大きくなる。従って一般的な接合部は、ほとんどの場合Cタイプに属するが、フランジ板の剛性が高く、ボルト部の離間後もフランジの曲げ変形が大きくなりえない接合部や、締付け時点での曲げモーメントの値が大きく、しかも機構による曲げモーメントと反対方向である場合には、Dタイプになるものと考えられる。

E、Fタイプの違いについては、いずれの場合も終局状態近くでは ϵ_{\max} の位置がS、Tウェブ側にあり判断できないが、曲げモーメントが0に近づくのがEタイプであり、全塑性モーメントまで増加するのがFタイプであると考えられる。

以上、 ϵ_{\max} の位置でボルト軸に生ずる曲げモーメントの方向を取り扱い、締付け時のボルト軸モーメントと機構によるモーメントの累加のみでM-F曲線が大きく8種類に分類されることを説明したが、実際には、ボルト軸のモーメントはより

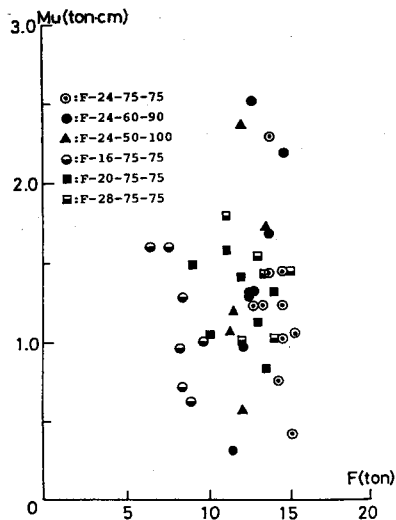
複雑な変化を示している。これは座金のフランジプレートへの局部的なめり込み、あるいはボルト及びS.T.供試体の加工精度等の影響を受けることによるのであろう。

4-6-4-4 上限荷重時の曲げモーメント

図(4-6-49)は疲労実験の供試体について、縦軸に上限荷重時のボルト軸モーメント(T・T接合部の2本のボルトの平均値)、横軸に上限荷重(ボルト1本当たり)をとり、上限荷重と上限荷重時のボルト軸モーメントの値との相関性を示したものである。同図より、各供試体シリーズとも上限荷重と上限荷重時のボルト軸モーメントの値との間には相関性のないことがわかる。この原因は、任意の上限荷重時におけるボルト軸モーメントが本来ランダムなバラツキを有する締付け時のボルト軸モーメントの大きさ及びその方向に左右されるからである。

従って、接合部のボルトの疲労強度を把握する際、上限荷重時におけるボルト軸モーメントのみを追跡することはあまり意味がない。

なお、接合部のボルトの疲労強度を把握する際の目安として、本疲労実験(低応力高サイクル疲労)の範囲では上限荷重時にどの程度のボルト軸モーメントが生じているのかを実験データより考察する。



図(4-6-49) 上限荷重と上限荷重時のボルト軸モーメントの関係

表(4-6-3)は各供試体シリーズで歪ゲージを3枚貼付したボルトについて上限荷重時のボルト軸モーメントを求め、各シリーズ毎にその平均値と標準偏差を示したものであり、表(4-6-4)は疲労破壊したボルトについてのみ同様に評価した結果である。

さらに図(4-6-50)は、上限荷重時にボルトに生じる曲げの程度を概ね把握するため、上限荷重時のボルト軸平均応力度(σ_u)と曲げ応力度

Specimen Series	Average (Kg-cm)	Standard Deviation
16-75-75	1110	610
20-75-75	1253	429
24-75-75	1155	641
24-60-90	1442	783
24-50-100	1378	873
28-75-75	1367	455
Total	1257	648

表 (4-6-3) 上限荷重時のボルト軸モーメントの評価

Specimen Series	Average (Kg-cm)	Standard Deviation
16-75-75	966	532
20-75-75	1264	472
24-75-75	1468	596
24-60-90	1904	948
24-50-100	1835	689
28-75-75	1402	158
Total	1480	586

表 (4-6-4) 上限荷重時のボルト軸モーメントの評価 (疲労破壊したボルトのみ)

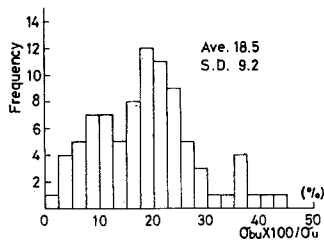


図 (4-6-50) $(\sigma_{bu}/\sigma_u) \times 100$ のヒストグラム

(σ_{bu}) の比 $(\sigma_{bu}/\sigma_u) \times 100$ を供試体シリーズに関係なく 3 枚ゲージのボルトすべてについて求め、結果をヒストグラムで表わしたものである。

同図より、本疲労実験範囲において、上限荷重時には総平均で平均応力度の 18.5% (標準偏差 9.2) にあたる曲げ応力度が生じていることがわかる。

4-6-4-5 外荷重の変動により生ずる曲げモーメント

大きさ及び方向が非常にランダムで予知出来ない締付け時及び上限荷重時のボルト軸曲げモーメントは、S. T. 接合部におけるボルトの疲労強度に対して、当然バラツキの要素として働くであろう。

一方、外荷重の増分により生ずるボルト軸曲げモーメント増分 (ΔM) は機構による曲げモーメントとの関連が強く、直接的に疲労強度の推定精度を良くする要素と考え定量的に評価する。

疲労実験に先立つ静的な数サイクルの載荷時の最後のサイクルにおける下限荷重時での 3 枚の歪ゲージの値 (ϵ_{1L} , ϵ_{2L} , ϵ_{3L}) を基準とし、任意の上限荷重時の歪

値 ($\epsilon_{1U}, \epsilon_{2U}, \epsilon_{3U}$)までの歪増分値 ($\Delta\epsilon_1, \Delta\epsilon_2, \Delta\epsilon_3$) = $\{(\epsilon_{1U} - \epsilon_{1L}), (\epsilon_{2U} - \epsilon_{2L}), (\epsilon_{3U} - \epsilon_{3L})\}$ を用いて歪増分の最大値 ($\Delta\epsilon_{max}$), 平均歪 ($\Delta\bar{\epsilon}$) モーメント増分 (ΔM) を算定する。

なお、本疲労実験ではボルト軸は弾性域であることから、 $\Delta\epsilon_{max}, \Delta M$ の算定は、本章の式 (4-6-1) ~ 式 (4-6-4) において ϵ_1 を $\Delta\epsilon_1, \epsilon_2$ を $\Delta\epsilon_2, \epsilon_3$ を $\Delta\epsilon_3$ に置き換えて算定している。

表 (4-6-5) ~ 表 (4-6-7) に、疲労実験における供試体の ΔM を締付け時の曲げモーメント (M_0)、上下限荷重時の曲げモーメント (M_U, M_L) と共に示す。

Specimen	l*	M_0	M_U	M_L	ΔM	
F-24-75-75	(8)	15	1597	1450	1635	203
		16	1420	1420	1414	19
	(9)	17	1059	813	1051	341
		18	1686	1642	1691	165
	(10)	19	785	673	810	314
		20	1806	1418	1849	608
	(11)	21	2117	2442	2025	452
		22	1871	2125	1811	326
	(12)	23	1109	554	1133	857
		24	690	1470	677	946
	(13)	25	909	1217	808	497
		26	916	1223	820	551
	(14)	27	1755	1041	1781	825
		28	1132	459	1182	808
	(15)	29	877	1189	808	577
		30	1628	1669	1511	569
	(16)	31	1092	485	1206	733
		32	466	337	591	376
	(17)	33	128	471	1289	427
		34	2013	2002	2022	240
	(18)	35	893	202	891	915
36		1433	1199	1441	1095	
(19)	37	358	805	374	702	
	38	1518	1711	1579	807	
(20)	39	768	1370	642	838	
	40	1334	2062	1207	855	
(21)	41	851	1117	849	785	
	42	2068	1360	2074	732	

Specimen	l*	M_0	M_U	M_L	ΔM	
F-24-60-90	(5)	51	1368	1722	1289	477
		52	806	839	744	100
	(6)	53	1247	1369	1203	152
		54	1213	1234	1148	170
	(7)	55	2885	2940	2866	122
		56	2074	2094	2049	76
	(8)	57	1818	1406	1810	538
		58	2105	1930	2112	197
	(9)	59	1275	1298	1308	45
		60	833	1308	725	594
	(10)	61	1351	1362	1284	341
		62	3403	2997	3549	623
	(11)	63	365	183	416	241
		64	388	443	349	53
(12)	65	621	579	642	100	
	66	1468	1369	1487	164	
(13)	67	1269	2004	1204	802	
	68	1418	861	1525	901	
(14)	69	2617	3061	2511	557	
	70	1240	1232	1356	473	
F-24-50-100	(7)	83	525	441	561	127
		84	1445	1942	1350	595
	(8)	85	1674	2024	1619	469
		86	2496	2698	2325	588
	(9)	87	2027	1635	1888	596
		88	819	1795	1024	102
	(10)	89	608	346	727	551
		90	1318	774	1400	1006
	(11)	91	107	160	147	166
		92	1531	1965	1515	796
	(12)	93	640	2112	595	2505
		94	710	2807	277	2555

表 (4-6-5) ボルト軸モーメント
(F-24-75-75 シリーズ)

表 (4-6-6) ボルト軸モーメント
(F-24-60-90
F-24-50-100 シリーズ)

*1 : ボルトNo
 M_0 : 締付け時のモーメント
 M_U : 上限荷重時のモーメント
 M_L : 下限荷重時のモーメント
 ΔM : モーメント増分

Specimen	l*	M ₀	M _u	M _L	ΔM	
F-16-75-75	(1)	95	1205	1241	931	391
		96	350	191	642	576
	(2)	97	2372	2352	2445	345
		98	948	841	1071	389
	(3)	99	983	671	1231	1268
		100	704	1342	240	1102
	(4)	101	2384	2292	2037	267
		102	792	895	500	439
	(5)	103	1374	1433	983	467
		104	1231	1123	768	456
F-20-75-75	(6)	105	992	651	1412	772
		106	1198	590	1625	1134
	(7)	107	500	1110	155	955
		108	980	809	1052	486
	(1)	109	802	1935	394	1542
		110	768	699	1142	1728
	(2)	111	1927	1097	2192	1311
		112	1827	1158	1935	1194
	(3)	113	1247	1753	1144	695
		114	1320	1398	1352	723
F-28-75-75	(4)	115	1496	969	1574	1587
		116	2134	679	2167	1551
	(5)	117	1301	1538	1135	469
		118	204	545	37	508
	(6)	119	887	1355	830	1016
		120	2373	1451	2441	1003
	(7)	121	2104	1768	888	444
		122	978	1191	861	331
	(1)	123	709	863	715	431
		124	922	1177	829	506
F-38-75-75	(2)	125	2063	1502	2037	542
		126	1148	1380	982	542
	(3)	127	1158	1569	1120	473
		128	1367	1488	1403	385
	(4)	129	1218	1454	1217	247
		130	685	553	649	278
	(5)	131	2155	2443	2168	321
		132	861	1131	916	251
	(6)	133	1087	1307	1050	424
		134	1261	1531	1241	306

表(4-6-7) ボルト軸モーメント
(F-16-75-75, F-20-75-75
F-28-75-75 シリーズ)

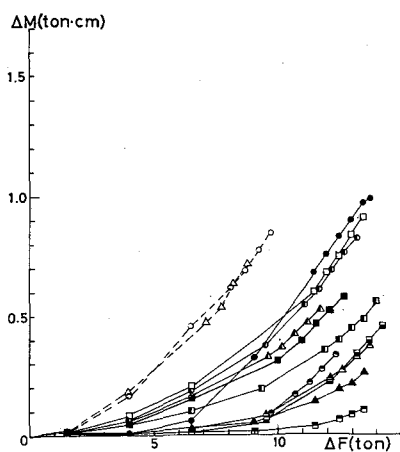
の回帰直線式と相関係数を示している。

これらの図表より、ΔM と ΔF の関係についてみると、同一の供試体形状であれば、バラツキはあるものの ΔF に対しほぼ一定の ΔM が生じており、ΔM と ΔF の間には供試体シリーズ毎に一定の関係が成り立つことがわかる。また、ΔF に対する ΔM の増え方は S. T. 供試体形状及び初期導入軸力に影響されることが明らかである。

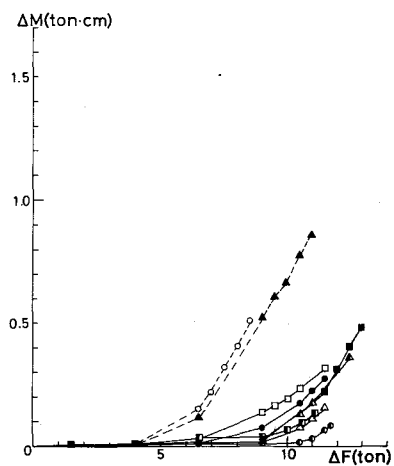
なお、ΔM に関連して、上限荷重時に概ねどの程度の最大歪度振幅が生じているのかを把握する目安として、すべての供試体について $(\Delta \epsilon_{\max} - \Delta \bar{\epsilon}) \times 100 / \Delta \bar{\epsilon}$ を算定し、結果を図(4-6-58)にヒストグラムで示す。同図より、 $(\Delta \epsilon_{\max} - \Delta \bar{\epsilon}) \times 100 / \Delta \bar{\epsilon}$ の総平均は 117% (標準偏差 68.6) であり、上限荷重時に

図(4-6-51)~図(4-6-56)は、疲労実験の各供試体シリーズについて、縦軸に ΔM、横軸に ΔF (任意外荷重-下限荷重) をとり、下限荷重時を基準にした時の ΔM と ΔF の関係を示したものの(以後 ΔM-ΔF 曲線)である。同図において、実験点を実線で結んだものは初期導入軸力が標準ボルト張力の供試体であり、点線で結んだものは初期導入軸力が標準ボルト張力の半分の供試体に関するものである。また、図(4-6-57)は縦軸に上限荷重時の ΔM、横軸に外荷重の変動幅(上限荷重-下限荷重) をとり、上限荷重時の ΔM と ΔF の間の相関性を調べたものであり、表(4-6-8)には上限荷重時の ΔM と ΔF の関係を直線回帰した場合

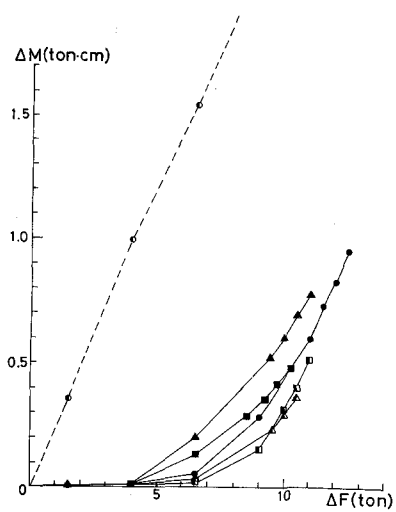
は平均歪度振幅の2倍強の最大歪度振幅が生ずることがわかる。



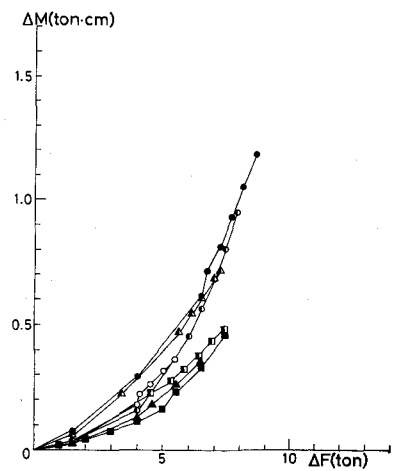
⊠ (4-6-51) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-24-75-75シリーズ)



⊠ (4-6-52) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-24-60-90シリーズ)



⊠ (4-5-53) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-24-50-100シリーズ)



⊠ (4-6-54) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-16-75-75シリーズ)

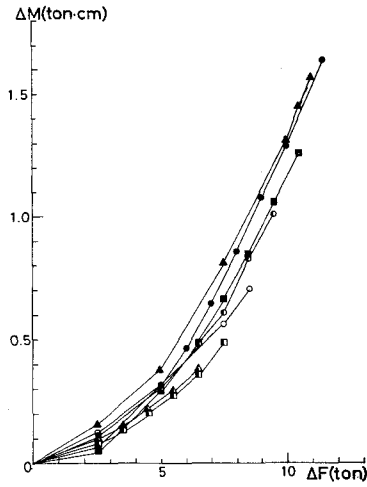


図 (4-6-55) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-20-75-75シリーズ)

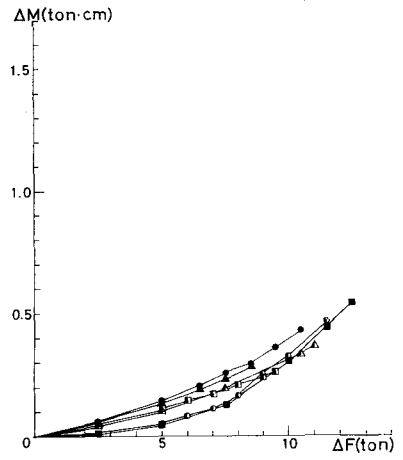


図 (4-6-56) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-28-75-75シリーズ)

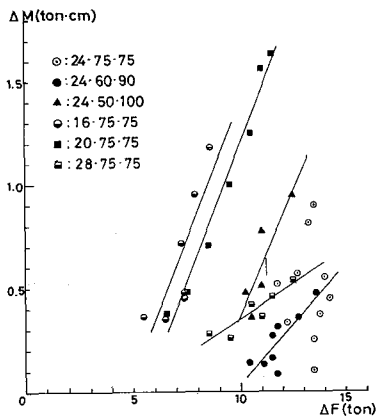


図 (4-6-57) 上限荷重時の
 ΔM と ΔF の相関性

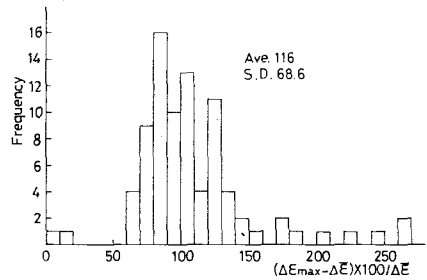


図 (4-6-58)
 $(\Delta \epsilon_{\max} - \Delta \bar{\epsilon}) \times 100 / \Delta \bar{\epsilon}$
のヒストグラム

Specimen type	$\Delta M - \Delta F$ Equation $\Delta M(\text{ton}\cdot\text{cm})$ $\Delta F(\text{ton})$	Coefficient of correlation
F-24-75-75	$\Delta M = -1.075\Delta F + 15.90$	-0.2138
F-24-60-90	$\Delta M = 0.1160\Delta F - 1.123$	0.8263
F-24-50-100	$\Delta M = 0.2402\Delta F - 2.034$	0.8738
F-16-75-75	$\Delta M = 0.2621\Delta F - 1.240$	0.8219
F-20-75-75	$\Delta M = 0.2659\Delta F - 1.463$	0.9852
F-28-75-75	$\Delta M = 0.0690\Delta F - 0.338$	0.9121

表 (4-6-8) 各供試体シリーズの $\Delta M - \Delta F$ 回帰
直線及び相関係数

4-6-5 測定位置の違いによるボルト軸モーメントの差

ボルト軸に生ずる応力を歪ゲージで測定する場合、歪ゲージをボルト軸のどの位置に貼付すればよいのか、また、貼付位置の違いにより測定結果がどのように変化するかを調べる目的で、ボルト軸に上下3枚ずつ計6枚の歪ゲージを貼付し、T・T接合部の静的載荷実験を行なった。

図(4-6-59)はボルト首下付近(以下U.S.)と不完全ねじ部付近(以下L.S.)に貼付した歪ゲージの値を用いて算定したM-F曲線の比較図であり、S-24-90-60-(2)について示している。

同図より、各荷重段階においてU.S.とL.S.の歪値による曲げモーメントの値は異なっていること、また、U.S.とL.S.のM-F曲線の形は(荷重初期の段階)、(ボルト部離間荷重付近)では同一タイプであるが、そのあと、U.S.は曲げ降伏、L.S.は引張降伏に近づくことがわかる。なお、34-75-75シリーズだけは、U.S.とL.S.とも引張降伏に近づいていた。

同一の外荷重において、U.S.の曲げモーメントとL.S.の曲げモーメントの大きさが異なる原因を追跡するため、締付け時における歪度を取りあげる。

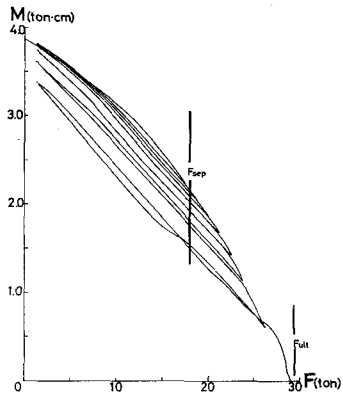
表(4-6-9)は、ボルト締付け時のU.S.及びL.S.の歪ゲージによる平均歪度(ϵ_0)と $(\epsilon_0(L.S.) - \epsilon_0(U.S.)) \times 100 / \epsilon_0(U.S.)$ の値を示す。

Specimen	Bolt No.	$\epsilon_0 (\times 10^6)$		$(L.S.-U.S.) \times 100$ U.S.
		U.S.	L.S.	
S-24-90-60-(2)	7	2767	3061	10.6
	8	2675	3032	13.3
S-24-75-75-(2)	11	2792	3067	9.8
	12	2840	3206	12.9
S-24-60-90-(2)	15	2887	3128	8.3
	16	2850	3104	8.9
S-24-50-100(2)	19	2841	3124	10.0
	20	2836	3118	9.9
S-28-75-75-(3)	25	2818	3088	9.6
	26	2891	3109	7.5
S-34-75-75-(3)	31	2822	3080	9.1
	32	2906	3047	4.9

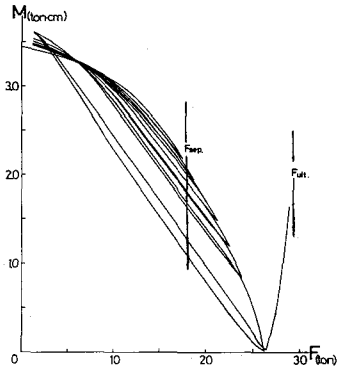
表(4-6-9) 初期締付け時におけるU.S.とL.S.の平均歪及び相違

同表より、U.S.の平均歪度はL.S.の平均歪度よりも小さく見かけ上剛性が高くなっていること、また、総平均でL.S.の歪度はU.S.の歪度の9.5%増であることが明らかである。

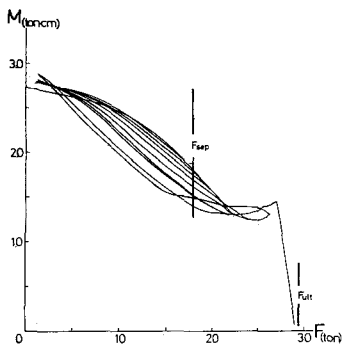
従って、ボルト軸に歪ゲージを貼付しボルトの応力を測定する際には、出来るだけボルト頭より離れた部分に歪ゲージを貼付する必要がある。



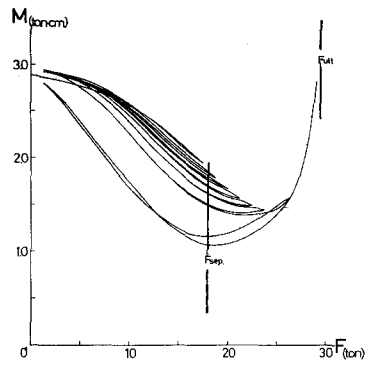
No. 7 (L. S.)



No. 7 (U. S.)



No. 8 (L. S.)



No. 8 (U. S.)

図 (4-6-59) U. S. と L. S. における M - F 曲線の相違
(S-24-90-60-(2))

4-6-6 フィレット先端付近の曲げモーメントとボルト軸に生ずる曲げモーメントの相関

ボルト軸に生ずる曲げモーメントはS、T、フランジの曲げ変形に起因する。しかし、これまでの考察で明らかなように、各荷重段階でボルト軸に生ずる曲げモーメントの値は締付け時点でのボルト軸曲げモーメントの大きさ及びその方向に左右されるため、S、T、フランジプレートのフィレット先端付近の曲げモーメントの値とボルト軸に生ずる曲げモーメントの値の間には直接的な相関性は見い出せなかった。

4-7 結 論

S、T、接合部の疲労実験に先立って行なった静的載荷実験で、接合部の静的強度を実験的に把握し、さらにボルトに生ずる応力、特に曲げ応力について実験的に追跡した結果以下の結論を得た。

- (1) S、T、接合部の静的終局強度は既往の研究でも明らかにされたように、フランジプレートの曲げ変形によりボルトに生ずるてこ反力の影響を受ける。フランジ板厚が薄い程、また、はしあき距離 (a_0) とゲージ間隔 (b_0) の合計 ($a_0 + b_0$) が一定の場合には、 b_0/a_0 の値が大きい程、てこ反力は大きくなり、終局強度は小さくなる。また、本供試体の範囲ではすべてボルトで破断する。
- (2) 縦軸にボルト軸モーメント、横軸に外荷重をとったM-F曲線が大きく見て8種類のタイプに分類出来ることを明らかにした。
- (3) 外荷重作用時のボルト軸モーメントは締付け時のモーメントとそれに付加される接合部の機構によるモーメントの関連で決定されることを明らかにした。
- (4) ボルト頭近くに貼付した歪ゲージの値は不完全ねじ部付近に貼付した歪ゲージの値より小さく、見かけ上剛性が高くなること、また、測定位置が異なれば曲げモーメントの値が異なることを示した。
- (5) 疲労実験の供試体における静的な数サイクルの載荷時のデータより、ボルト締付け時、上限荷重時のボルト軸モーメント及び外荷重の増分によるボルト軸モーメント増分について考察し、次の点を明らかにした。

- ① 締付け時のボルト軸モーメントは本来バラツキを有するものである。

② 上限荷重とその時のボルト軸モーメントの値との間には相関性はなく、ボルトの疲労強度を把握する際に、上限荷重時のボルト軸モーメントだけに着目することはあまり意味がない。

③ 外荷重の増分 (ΔF) とボルト軸モーメント増分 (ΔM) の間には各供試体シリーズ毎に一定の関係が存在する。

また、各ボルト軸モーメントの測定結果を接合部のボルトの疲労強度を推定する資料として示した。

[参 考 文 献]

- 1) Ben Kato, W. Mcguire: Analysis of T-Stub Flange-to-Column Connections, Proc. of ASCE, No. ST2, May, 1973
- 2) P. 5 の 17) に同じ
- 3) C. Nicholson: Bolts under Tension and Prying, Civil Engineering Studies Structural Research Series, University of Illinois, March, 1969
- 4) P. 4 の 15) に同じ
- 5) 日本鋼構造協会引張ボルト接合班 『高力ボルト引張接合について』
JSSC, Vol. 3, No. 24, 1967.12
- 6) P. 4 の 11) に同じ
- 7) 加藤勉、田中淳夫 『高力ボルト引張接合に関する研究 (その 1)、(その 2)』
日本建築学会論文報告集, 第 146、第 147 号, 1968
- 8) 脇山広三、平井敬二、辻川孝夫 『高力ボルトを用いた Split-Tee 接合部に関する研究 (ボルトに生ずる曲げの考察)』
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1978.9
- 9) 脇山広三、平井敬二 『高力ボルトを用いたスプリットティ接合部の疲労強度に関する研究 (その 2 : ボルトに生ずる曲げの考察)』
日本建築学会論文報告集, 第 311 号, 1982.1
- 10) 橋本篤秀、松下一郎、守谷一彦 『ナット回転法に関する実験的研究 (その 10)』
F10T 高力ボルト円筒部の荷重-歪関係』
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1978.9
- 11) C.S. Larson: Strength Conditions in Nut-Bolt Combinations Subjected to Various Types of Repeated Loads, Doctor Thesis of Philosophy in Mechanical Engineering, University of Illinois, 1965
- 12) R.S. Nair, P.C. Birkemoe, W.H. Munse: Behavior of Bolts in Tee-Connections Subject to Prying Action, Civil Engine-

ering Studies Structural Research Series, University of
Illinois, Sep., 1969

- 13) 鷺尾健三、脇山広三、永井義規 『高力ボルトの締付けとゆるみ (II) 引張荷重の作用による締付力の減少』, 八幡製鉄研究報告, 第260号, 別冊

第 5 章 Split-Tee 接合部の疲労強度に関する実験

5-1 序

引張接合部の疲労強度に関しては、国鉄構造設計事務所によるラーメン隅角部の疲労実験¹⁾、イリノイ大学における S. T. 接合部の研究²⁾が報告されているが、まだ有用なデータが数少ないのが現状である。従って S. T. 接合部の疲労設計法を確立するためには、接合部の疲労強度を実験的に把握し、基礎的なデータを蓄積する必要がある。

そこで本章では、静的載荷実験と同形の S. T. 接合部の供試体に関し疲労実験（低応力高サイクル疲労実験）を行ない接合部の疲労強度を実験的に把握した結果を報告する。

5-2 供試体

S. T. 供試体の種類は疲労試験機的能力等を考慮して、静的載荷実験(4-2 参照)における供試体のうちの 24-75-75、24-60-90、24-50-100、16-75-75、20-75-75、28-75-75 の計 6 種類とした。

表(5-2-1)に各シリーズの供試体数及び S. T. 供試体の主要部寸法を示す。

なお、供試ボルト、初期軸力の導入方法等は静的載荷実験と同じであるが、初期導入軸力が疲労強度に与える影響を考察

するため、F-24-75-75 シリーズ：4 体、F-24-60-90 シリーズ：2 体、F-24-50-100 シリーズ：1 体の計 7 体の供試体については、初期導入軸力を標準ボルト張力の約半分 ($P_0 = 13.0 \text{ ton}$) にして疲労実験を行なった。

Specimen Series	Nos. of Specimen	t (mm)	a (mm)	b ₀ (mm)
24-75-75	21	24	75	75
24-60-90	14	24	60	90
24-50-100	12	24	50	100
16-75-75	7	16	75	75
20-75-75	7	20	75	75
28-75-75	6	28	75	75

表(5-2-1) 供試体数及び主要部寸法

5-3 載荷

疲労試験機はパルセーター型の油圧試験機である。対象とする繰返し荷重は、引張

の片振り荷重であるが、試験機の性能上、下限荷重を0 tonに出来ず、F-16-75-75、F-24-75-75、F-24-60-90、F-24-50-100シリーズでは下限荷重を2 ton、F-20-75-75、F-28-75-75シリーズでは5 ton にセットした部分引張繰返し荷重とした。

300～500 c.p.m の荷重速度で繰返し荷重を載荷する前に、セットした上下限荷重の間を数サイクル静的に載荷した。これは試験機のチャックと供試体のかみ合いを良くして荷重を安定させ、あわせて、静的な載荷時においてボルト軸に生ずる応力を測定するためである。

5-4 測定

ボルト軸に2枚あるいは3枚の歪ゲージを貼付し、静的な数サイクルの載荷におけるボルト軸歪を測定した。また、疲労破壊に至るまで、ボルト軸の歪度振幅がどのように変化するかを、ラピコーダーを用いて追跡した。

なお、歪ゲージの貼付位置、ボルトをS.T. 供試体にセットする際の歪ゲージの位置関係等は静的載荷実験と同様である。

5-5 実験結果及び考察

5-5-1 破壊状況

表(5-5-1)に各供試体における上限荷重(ボルト1本当り)、初期導入軸力、破壊回数、破壊位置等を示す。

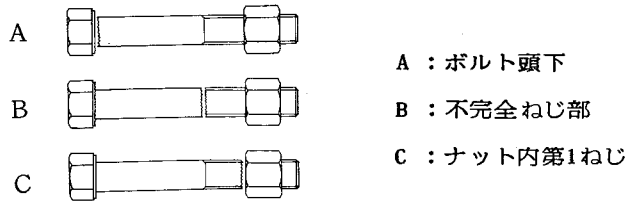
同表において、初期導入軸力はS.T. 接合部のボルト2本の平均値であり、破壊回数の欄で回数の後に(X)を付したものは破壊しなかったものを示す。破壊位置の欄でS.T.とあるのはS.T. 本体で疲労破壊したものである。ボルトで破壊したものについて()内のA、B、Cは、図(5-5-1)に示すように、A: ボルト頭下、B: 不完全ねじ部、C: ナット内第1ねじで破断したものを示す。()が2個付いているものは、接合部のボルト両方が破壊したものである。

写真(5-5-1)～写真(5-5-6)はボルトの破断面であり、この写真よ

り、接合部のボルトが疲労破壊していることが明らかである。

Specimen Number of Fatigue Test	Maximum Load (ton /bolt)	Initial Clamping Force (ton)	Cycles to Failure	Point of Failure
F-24-75-75 (1)	10.0	24.2	2,000,000 (X)	
F-24-75-75 (2)	14.0	23.2	1,977,700	Bolt (C)
F-24-75-75 (3)	14.5	23.7	742,300	S.T.
F-24-75-75 (4)	14.5	23.8	3,081,700 (X)	
F-24-75-75 (5)	15.0	23.2	200,000	Bolt (B)
F-24-75-75 (6)	15.0	23.5	1,230,100	Bolt (A)
F-24-75-75 (7)	15.5	22.9	50,400	Bolt (C)
F-24-75-75 (8)	14.5	23.7	2,000,000 (X)	
F-24-75-75 (9)	14.5	23.2	951,500	S.T.
F-24-75-75 (10)	15.25	22.8	404,800	Bolt (C)
F-24-75-75 (11)	14.75	23.4	1,742,700	Bolt (C)
F-24-75-75 (12)	14.5	22.9	248,700	Bolt (C) (C)
F-24-75-75 (13)	12.75	24.0	1,745,800	Bolt (C) (C)
F-24-75-75 (14)	14.25	24.3	204,900	Bolt (B) (C)
F-24-75-75 (15)	13.69	24.1	559,900	Bolt (C)
F-24-75-75 (16)	15.0	24.0	360,600	Bolt (C)
F-24-75-75 (17)	13.35	23.4	573,100	Bolt (C)
F-24-75-75 (18)	14.75	13.1	21,100	Bolt (C)
F-24-75-75 (19)	14.0	13.1	83,800	Bolt (C)
F-24-75-75 (20)	10.75	13.1	188,400	Bolt (B)
F-24-75-75 (21)	9.75	13.1	478,900	Bolt (C) (C)
F-24-60-90 (1)	12.0	23.5	3,207,200 (X)	
F-24-60-90 (2)	13.0	23.4	622,000	Bolt (C)
F-24-60-90 (3)	14.0	23.7	300,300	Bolt (C)
F-24-60-90 (4)	15.0	23.8	83,000	Bolt (C)
F-24-60-90 (5)	12.5	23.5	574,300	Bolt (C)
F-24-60-90 (6)	12.5	23.5	2,158,400 (X)	
F-24-60-90 (7)	12.75	23.5	2,224,000 (X)	
F-24-60-90 (8)	13.75	24.0	331,100	Bolt (C)
F-24-60-90 (9)	12.75	24.0	574,900	Bolt (C)
F-24-60-90 (10)	14.63	23.9	314,600	Bolt (C)
F-24-60-90 (11)	11.45	23.2	1,502,300	S.T.
F-24-60-90 (12)	12.1	23.6	1,760,000 (X)	
F-24-60-90 (13)	12.0	12.9	93,400	Bolt (B) (C)
F-24-60-90 (14)	10.0	12.5	246,700	Bolt (B)
F-24-50-100 (1)	10.5	23.6	2,119,500 (X)	
F-24-50-100 (2)	10.75	23.9	2,484,900	Bolt (B)
F-24-50-100 (3)	11.0	23.3	512,500	Bolt (A)
F-24-50-100 (4)	11.0	23.4	682,100	Bolt (A)
F-24-50-100 (5)	12.5	23.8	87,400	Bolt (C)
F-24-50-100 (6)	14.0	23.2	43,700	Bolt (C)
F-24-50-100 (7)	11.5	23.6	461,600	Bolt (A)
F-24-50-100 (8)	12.0	23.7	344,800	Bolt (A)
F-24-50-100 (9)	13.5	23.8	53,900	Bolt (A)
F-24-50-100 (10)	12.0	23.2	76,500	Bolt (B)
F-24-50-100 (11)	11.25	23.2	436,900	Bolt (C)
F-24-50-100 (12)	11.5	12.8	1,400	S.T.
F-16-75-75 (1)	8.4	23.3	438,500	S.T.
F-16-75-75 (2)	6.45	23.2	451,200	S.T.
F-16-75-75 (3)	9.6	23.4	93,900	Bolt (C)
F-16-75-75 (4)	7.48	23.3	480,200	S.T.
F-16-75-75 (5)	8.4	23.6	193,000	S.T.
F-16-75-75 (6)	8.85	22.9	90,600	Bolt (C)
F-16-75-75 (7)	8.2	23.6	67,700	S.T.
F-20-75-75 (1)	14.0	24.1	7,600	Bolt (B) (B)
F-20-75-75 (2)	13.0	23.7	42,800	Bolt (C)
F-20-75-75 (3)	11.0	24.4	277,700	Bolt (B) (B)
F-20-75-75 (4)	13.5	23.2	31,300	Bolt (C)
F-20-75-75 (5)	10.0	23.4	696,200	Bolt (A)
F-20-75-75 (6)	12.0	23.8	100,100	Bolt (C)
F-20-75-75 (7)	9.0	23.7	1,782,000	Bolt (C)
F-28-75-75 (1)	14.0	23.7	348,900	Bolt (C) (C)
F-28-75-75 (2)	15.0	23.8	262,900	Bolt (C) (A)
F-28-75-75 (3)	13.0	23.2	1,340,000	Bolt (A)
F-28-75-75 (4)	12.0	23.8	1,594,100	Bolt (C)
F-28-75-75 (5)	11.0	23.2	2,566,000 (X)	
F-28-75-75 (6)	13.5	23.9	1,107,700	Bolt (C) (A)

表 (5-5-1) 疲労実験結果



図(5-5-1) ボルトの破断位置

表(5-5-2)～表(5-5-3)には、各供試体について上下限荷重時におけるボルトの平均応力度(σ_U, σ_L), S.T.接合部の2本のボルトの平均値($\overline{\sigma_U}, \overline{\sigma_L}$), 応力度全振幅($\overline{\sigma_U} - \overline{\sigma_L}$)をねじ部有効断面積当りについて示す。同表中最後の欄で○印を付したものは疲労破壊したボルトであることを示す。

以上の結果より、接合部の疲労破壊位置についてみると、F-24-75-75シリーズ:2体、F-24-60-90:1体、F-24-50-100:1体、F-16-75-75:5体の計9体が接合部を形成するS.T.で破壊し、他の供試体はすべてボルトで破壊していることがわかる。板厚24mmシリーズでS.T.そのもので破壊した供試体の内、F-24-60-90シリーズの1体は疲労試験機のチャック内でS.T.ウェブプレートが破断し、他の供試体シリーズに関するものはS.T.フランジフィレット部で疲労破壊している。

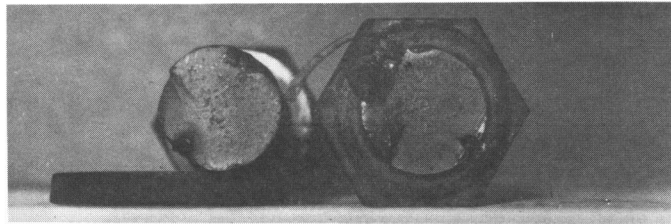
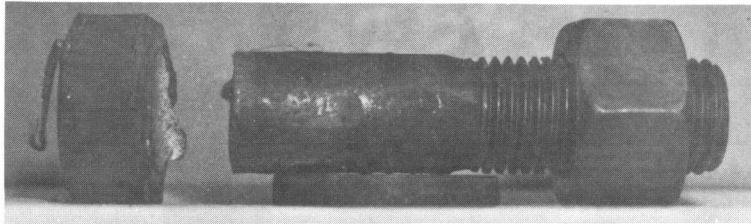
F-24-75-75シリーズについてみると、供試体F-24-75-75-(9)は14.5tonの上限荷重で載荷されS.T.フィレット部で破壊しているが、同じ14.5tonの上限荷重あるいはそれ以上の上限荷重で載荷した供試体は、ボルトで破壊している。同じことがF-24-50-100シリーズについても言える。

このことより、板厚24mmシリーズの供試体のうちS.T.フィレット部で破壊した供試体は、同シリーズの他の供試体に比べフィレット部に切欠き、残留歪などの、なんらかの初期欠陥を有し、フィレット部で疲労破壊したものであろう。

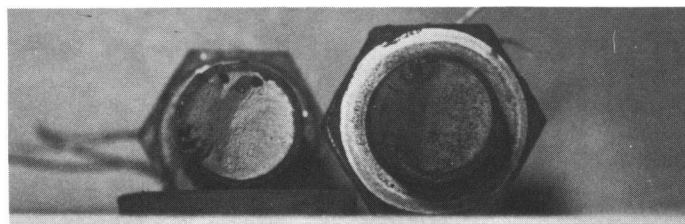
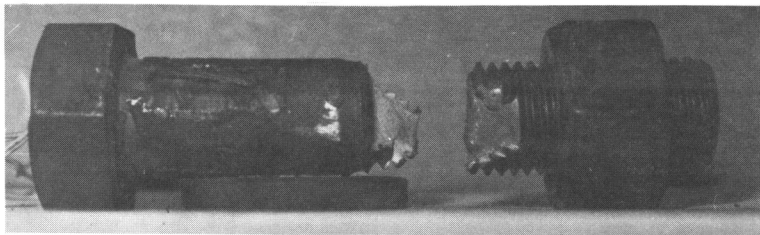
F-16-75-75シリーズでは、7体中5体がS.T.自体で疲労破壊している。この内1体は供試体の製作時の加工不良でノッチが出来、ウェブの切込み部で破壊したが、他の4体はすべてフィレット部で疲労破壊した。破壊例を写真(5-5-7)に示す。この板厚16mmシリーズではフランジ板厚16mmに比べてボルト公称径が22mmと大きく、ボルト自身の疲労強度がS.T.自体の疲労強度より大きすぎた結果、

フィレット部で疲労破壊したものである。

接合部の疲労破壊がボルトで生じた場合の破断位置は、ほとんどがナット内第1ねじ及び不完全ねじ部であった。但しF-24-50-100シリーズではボルト破壊した10体中5体、F-28-75-75シリーズでは5体中3体（両ボルト破断も含む）、F-20-75-75、F-24-75-75シリーズでは各1体がボルト頭下で破断している。この原因は、歪ゲージ貼付のためのボルト軸切削の影響やボルトの加工精度といった要因により、ボルト軸、特にボルト頭下付近に大きな応力が生じた結果であろう。



写真(5-5-1), (5-5-2) ボルト頭下破断



写真(5-5-3), (5-5-4) 不完全ねじ部破断

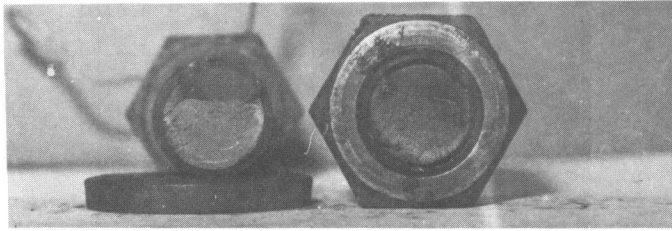
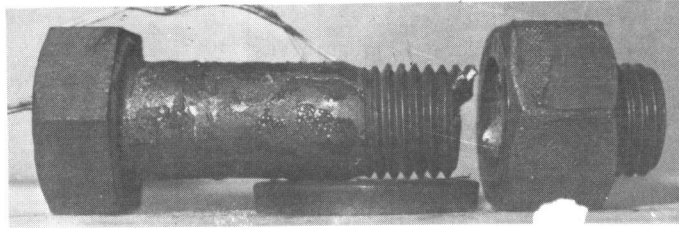


写真 (5-5-5), (5-5-6) ナット内第1ねじ破断

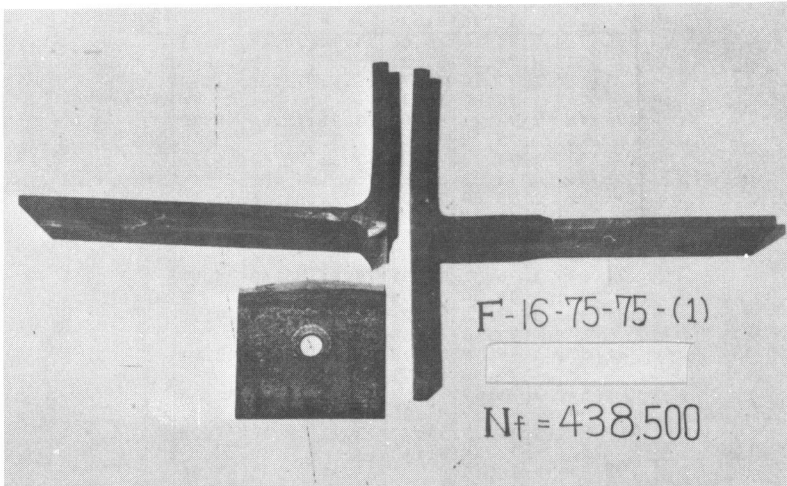


写真 (5-5-7) フランジ破壊

Specimen	1*	2*	σ_L	σ_U	$\bar{\sigma}_L$	$\bar{\sigma}_U$	$\bar{\sigma}_U - \bar{\sigma}_L$	3*
F-24-75-75	(1)	1	79.77	79.64	79.58	79.48	-0.10	
		2	79.39	79.32				
	(2)	3	78.69	79.45	77.45	78.08	0.63	○
		4	76.22	76.71				
	(3)	5	78.09	79.99	75.79	78.18	2.39	
		6	73.49	76.37				
	(4)	7	77.55	77.81	77.65	79.52	1.87	
		8	77.75	81.24				
	(5)	9	74.85	77.55	74.83	77.07	2.24	○
		10	74.81	76.60				
	(6)	11	75.68	81.28	76.80	79.85	3.05	○
		12	77.91	78.43				
	(7)	13	67.35	85.68	70.06	77.96	7.90	○
		14	72.76	70.23				
	(8)	15	76.87	79.73	77.53	78.77	1.24	
		16	78.20	77.82				
	(9)	17	76.51	76.95	73.90	76.32	2.42	
		18	74.29	75.69				
	(10)	19	70.89	73.75	71.40	77.05	5.65	
		20	71.91	80.35				○
	(11)	21	73.50	79.67	73.69	77.70	4.01	○
		22	73.88	75.73				
	(12)	23	72.57	82.82	71.88	82.11	10.23	○
		24	71.18	81.40				○
	(13)	25	74.77	80.15	74.36	80.07	5.71	○
		26	73.94	79.98				○
	(14)	27	73.45	83.17	73.34	82.95	9.61	○
		28	73.23	82.72				○
	(15)	29	75.12	81.73	74.95	81.40	6.45	
		30	74.79	81.07				○
	(16)	31	73.05	80.96	73.68	80.22	6.54	○
		32	74.30	79.47				
	(17)	33	73.04	75.14	73.25	75.72	2.47	
		34	73.45	76.31				○
	(18)	35	35.56	57.93	36.11	62.03	25.92	
		36	36.66	66.12				○
	(19)	37	40.61	61.63	40.13	58.13	18.00	○
		38	39.65	54.64				○
	(20)	39	38.81	49.03	39.11	49.28	10.17	○
		40	39.41	49.54				
	(21)	41	39.38	47.65	40.67	49.47	8.80	○
		42	41.96	51.29				○
F-24-50-100	(1)	71	74.10	76.66	75.24	78.49	3.25	
		72	76.38	80.31				
	(2)	73	77.10	78.14	76.55	79.29	2.74	
		74	76.00	80.44				○
	(3)	75	72.71	81.64	73.91	79.66	5.75	
		76	75.10	77.68				○
	(4)	77	73.33	76.39	73.33	78.69	5.36	○
		78	73.33	80.98				
	(5)	79	75.60	78.24	72.59	81.56	8.97	
		80	69.57	84.88				○
	(6)	81	63.45	89.86	64.99	88.42	23.43	○
		82	66.53	86.99				
	(7)	83	76.82	77.81	75.81	80.42	4.61	
		84	74.80	83.04				○
	(8)	85	77.18	83.21	75.16	82.38	7.22	
		86	73.15	81.55				○
	(9)	87	75.18	84.78	72.74	85.75	13.01	
		88	70.30	86.71				○
(10)	89	71.69	78.93	70.14	81.99	11.85		
	90	68.59	85.06				○	
(11)	91	75.09	76.57	73.72	79.00	5.28		
	92	72.35	81.42				○	
(12)	93	28.19	81.90	26.24	81.60	55.36		
	94	24.29	81.30					

表(5-5-2) 各供試体におけるボルト軸の応力度
(F-24-75-75), (F-24-50-100) シリーズ

- *1 : ボルトNo.
- *2 : ボルト軸のゲージ枚数
- *3 : 破断ボルト

Specimen	1*	2*	σ_L	σ_U	$\bar{\sigma}_L$	$\bar{\sigma}_U$	$\bar{\sigma}_U - \bar{\sigma}_L$	3*		
F-16-75-75	(1)	95 96	3 3	68.74 67.78	72.18 72.08	68.26	72.13	3.87		
	(2)	97 98	3 3	68.83 68.51	71.94 71.88	68.67	71.91	3.24		
	(3)	99 100	3 3	61.44 62.03	72.20 72.12	61.74	72.16	10.42	O	
	(4)	101 F 102	3 3	69.56 68.31	71.28 71.71	68.94	71.50	2.56		
	(5)	103 F 104	3 3	70.47 70.81	73.44 73.54	70.64	73.49	2.85		
	(6)	105 F 106	3 3	61.83 59.94	68.33 70.18	60.89	69.26	8.37	O	
	(7)	107 108	3 3	66.67 70.76	75.35 74.46	68.72	74.91	6.19		
	F-20-75-75	(1)	109 F 110	3 3	64.26 62.90	81.92 82.04	63.58	81.98	18.40	O O
		(2)	111 F 112	3 3	66.46 66.66	82.51 81.56	66.56	82.04	15.48	O O
		(3)	113 114	3 3	73.77 71.63	80.96 77.81	72.70	79.39	6.69	O O
(4)		115 116	3 3	65.38 64.67	82.78 82.07	65.03	82.43	17.40	O O	
(5)		117 118	3 3	72.53 71.83	77.25 77.09	72.18	77.17	4.99	O O	
(6)		119 120	3 3	68.11 69.47	79.00 80.51	68.79	79.76	10.97	O O	
(7)		121 122	3 3	64.56 74.78	77.21 77.92	69.67	77.57	7.90	O O	
F-28-75-75		(1)	123 F 124	3 3	74.46 73.61	80.79 81.38	74.04	81.09	7.05	O O
		(2)	125 F 126	3 3	73.93 73.60	83.10 82.37	73.77	82.74	8.97	O O
		(3)	127 128	3 3	73.86 73.47	79.37 74.31	73.67	76.84	3.17	O O
	(4)	129 130	3 3	78.40 75.10	79.21 76.30	76.75	77.76	1.01	O O	
	(5)	131 132	3 3	75.22 75.20	76.73 76.50	75.21	76.62	1.41	O O	
	(6)	133 134	3 3	76.02 75.36	80.55 76.70	75.69	78.63	2.94	O O	
	F-24-60-90	(1)	43 44	2 2	76.70 74.31	77.15 78.13	75.51	77.64	2.13	
		(2)	45 46	2 2	74.30 73.28	76.51 81.35	73.79	78.93	5.14	O
(3)		47 48	2 2	71.78 73.91	81.89 83.67	72.84	82.78	9.94	O O	
(4)		49 50	2 2	69.83 70.35	84.62 83.71	70.09	84.16	14.07	O O	
(5)		51 52	3 3	76.03 75.52	82.36 76.59	75.78	79.47	3.69	O O	
(6)		53 54	3 3	76.00 75.25	78.53 77.21	75.63	77.87	2.24		
(7)		55 56	3 3	76.52 77.10	78.06 78.03	76.81	78.05	1.24		
(8)		57 58	3 3	75.47 75.63	83.49 78.12	75.55	80.81	5.26	O	
(9)		59 60	3 3	77.32 76.18	77.74 84.52	76.75	81.13	4.38	O	
(10)		61 62	3 3	75.56 73.76	80.54 83.33	74.66	81.93	7.27	O	
(11)		63 64	3 3	73.92 76.21	77.78 76.94	75.07	77.36	2.29	O	
(12)		65 66	3 3	78.10 75.98	79.73 78.10	77.04	78.92	1.88		
(13)		67 68	3 3	39.42 37.18	60.32 59.60	38.30	59.96	21.66	O O	
(14)		69 70	3 3	38.30 39.55	47.27 49.61	38.93	48.44	9.51	O	

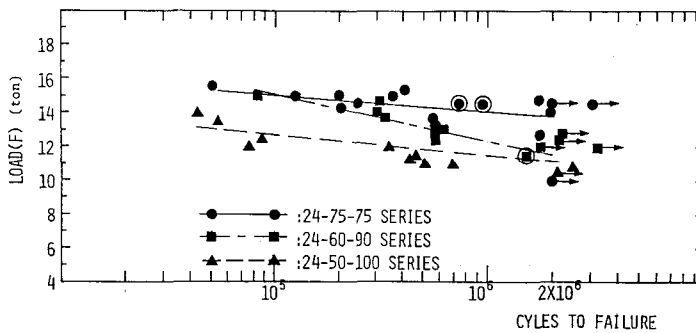
表(5-5-3) 各供試体におけるボルト軸の応力度
(F-16-75-75, F-20-75-75, F-28-75-75)
(F-24-60-90) シリーズ

5-5-2 ボルト締付け位置と疲労強度の関係

ボルトの締付け位置と疲労強度の関係を考察するため、縦軸にボルト1本当りの上限荷重、横軸に破壊回数をとり、板厚が一定で締付け位置の異なる供試体シリーズ(F-24-75-75、F-24-60-90、F-24-50-100)の実験結果をS-Nカーブで示したのが図(5-5-2)である。

同図の回帰直線は破壊しなかった供試体を除き、ボルトで破壊したすべての供試体について最小2乗法により算定した。また、図中で○印を付した実験点はS.T.で破壊したものを示す。

表(5-5-4)には各シリーズの回帰直線の95%の信頼幅を表わす上下限式を示す。



図(5-5-2) S-Nカーブ (ボルト締付け位置と疲労強度の関係)

Specimen Series	95% Reliability Equation
F-24-75-75	$F = -0.854 \text{Log}N + 19.316 \pm 2.229 \sqrt{0.479 \left(1 + \frac{1}{12} + \frac{(\text{Log}N - 5.721)^2}{2.627}\right)}$
F-24-60-90	$F = -2.937 \text{Log}N + 29.938 \pm 2.776 \sqrt{0.234 \left(1 + \frac{1}{6} + \frac{(\text{Log}N - 5.592)^2}{0.891}\right)}$
F-24-50-100	$F = -1.729 \text{Log}N + 21.284 \pm 2.306 \sqrt{0.264 \left(1 + \frac{1}{10} + \frac{(\text{Log}N - 5.398)^2}{2.922}\right)}$

表(5-5-4) 各シリーズの回帰直線における95%の信頼幅

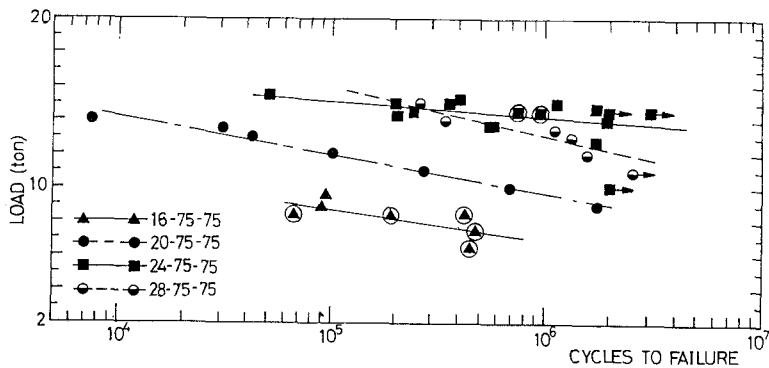
図(5-5-2)より、同一破壊回数で見ればF-24-75-75シリーズの疲労強度が最も高く、続いてF-24-60-90、F-24-50-100シリーズの順になっ

ている。第4章で考察したように、接合部のボルトに生ずる軸力変動幅は、てこ反力の影響により24-50-100シリーズが最も大きく、続いて24-60-90、24-75-75シリーズの順になる。従って、接合部の疲労破壊がボルトで生じる限り疲労強度は静的強度と同様てこ反力の影響を受け、F-24-75-75シリーズが最も高く、続いてF-24-60-90、F-24-50-100の順になるわけである。

但し、この考察はボルト軸に生ずる軸力の変動幅すなわち平均応力度の変動幅に基づくものである。しかし、接合部のボルトにはフランジプレートの曲げ変形、ボルト及びS. T. 供試体の加工精度等の影響により曲げ応力が生じており、実際のボルト軸での応力状態はより複雑なものとなる。従って接合部のボルトの疲労強度を正確に把握するにはこのボルトに生じる曲げを考慮しなければならないものとする。

5-5-3 S. T. フランジ板厚と疲労強度の関係

図(5-5-3)はS. T. フランジプレートの板厚と接合部の疲労強度の関係



図(5-5-3) S-Nカーブ (フランジ板厚と疲労強度の関係)

Specimen Series	95% Reliability Equation
F-16-75-75	$F = -1.185 \log N + 17.795 \pm 2.571 \sqrt{0.660 \left(1 + \frac{1}{7} + \frac{(\log N - 5.298)^2}{0.832}\right)}$
F-20-75-75	$F = -2.242 \log N + 23.169 \pm 2.571 \sqrt{0.093 \left(1 + \frac{1}{7} + \frac{(\log N - 5.078)^2}{4.072}\right)}$
F-24-75-75	$F = -0.854 \log N + 19.316 \pm 2.229 \sqrt{0.479 \left(1 + \frac{1}{12} + \frac{(\log N - 5.721)^2}{2.627}\right)}$
F-28-75-75	$F = -2.837 \log N + 30.145 \pm 3.182 \sqrt{0.280 \left(1 + \frac{1}{5} + \frac{(\log N - 5.867)^2}{0.517}\right)}$

表(5-5-5) 各シリーズの回帰直線における95%の信頼幅

を考察するため、締付け位置が一定で板厚の異なる供試体シリーズ（F-16-75-75、F-20-75-75、F-24-75-75、F-28-75-75）について実験結果をまとめたものである。

表（5-5-5）に各シリーズの回帰直線の95%の信頼幅を示す上下限式を示す。回帰直線はボルトで疲労破壊した供試体について最小2乗法で求めたが、F-16-75-75シリーズはボルトで疲労破壊した供試体が2体であるため、S. T. で破壊した供試体も含めて回帰直線を算定した。

本疲労実験においてはF-16-75-75、F-24-75-75シリーズの下限荷重（1ton/bolt）とF-20-75-75、F-28-75-75シリーズの下限荷重（2.5ton/bolt）が異なっている。S. T. 自体の疲労強度を論じる場合であれば、この下限荷重の差の影響は当然結果に現われるであろう。しかし、本実験におけるように接合部の疲労破壊がボルトで生じる場合には、ボルトに生ずる応力が問題になるのであるが、図（4-6-7）～図（4-6-15）のB-F曲線でも明らかなように、同一供試体で外荷重が1tonの場合と2.5tonの場合ではボルト軸力がほとんど変わらないから、接合部におけるボルトの疲労強度は下限荷重の差に影響されないものと考えてよい。従って本節では、上記のように4種類の供試体に関する実験結果を同一座標軸上にプロットして考察を行なう。

第4章の結果より明らかなように、静的終局強度はフランジ板厚が大きい程高くなる。しかし、本疲労実験において、破壊回数の200万回付近でF-24-75-75シリーズの疲労強度が最も高く、続いてF-28-75-75、F-20-75-75、F-16-75-75シリーズの順になっており、各シリーズの静的終局強度の順序と異なっている。

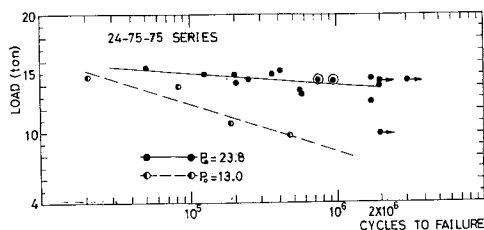
この原因は次のように考える。同一の上下限荷重であれば、接合部のボルトの平均応力度振幅は16-75-75が最も大きく、20-75-75、24-75-75、28-75-75シリーズの順になる。従って、この平均応力度振幅でみる限り、接合部の疲労強度は板厚が大きい程高くなるはずである。

しかし、この平均応力度振幅の相違はてこ反力の影響によるものであり、この他、接合部のボルトには曲げ応力が生じており、接合部のボルトの疲労強度はこの曲げ応力

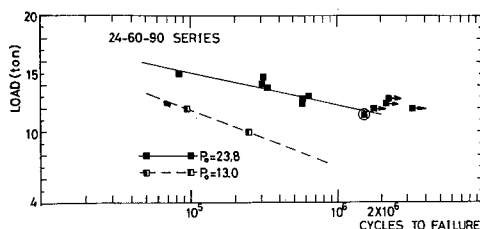
の影響をも同時に受けるはずである。この曲げ応力のうち、S. T. 接合部の機構によるボルト軸モーメントは、ボルトの疲労強度に関連が強いものと考えられる。この機構によるボルト軸モーメントと同等と考えられる外荷重増分によるボルト軸モーメント増分 (ΔM) のデータ(図(4-6-57))を見ると、本実験においては F-24-75-75 シリーズと F-28-75-75 シリーズの供試体に生ずる ΔM には明確な差はなく、また、F-24-75-75 シリーズの ΔM のバラツキが大きいことがわかる。この結果、F-24-75-75 シリーズの S-N カーブの傾きが他のシリーズに比べ小さくなり、F-24-75-75 シリーズと F-28-75-75 シリーズの疲労強度の大小関係が 200 万回付近で静的終局強度の場合と異なったものとする。

なお、同じ事が図(5-5-2)における F-24-75-75 シリーズと F-24-60-90 シリーズの高応力範囲について言える。

5-5-4 初期導入軸力の疲労強度に与える影響



図(5-5-4) S-Nカーブ
(初期導入軸力の影響)



図(5-5-5) S-Nカーブ
(初期導入軸力の影響)

図(5-5-4)～図(5-5-5)は F-24-75-75 シリーズと F-24-60-90 シリーズについて、初期導入軸力を標準ボルト張力 ($P_0 = 23.8$ ton) とした場合とその約半分 ($P_0 = 13.0$ ton) の場合の実験結果を、縦軸に上限荷重、横軸に破壊回数を取り、S-N カーブで比較した図である。⁴⁾ 既往の研究で、静的終局強度は初期導入軸力に、ほとんど影響されないことが報告されているが、疲労強度は明らかに初期導入軸力の影響を受け、初期導入軸力の小さい方が疲労強度は低い。これは第4章で考察したように、同一の

上下限荷重を与えた場合、初期導入軸力の低い供試体の方がより大きいボルト軸力変動幅を生じるからであり、また、より大きなボルト軸モーメント増分 (ΔM) が生じるからである。

5-5-5 ボルト軸力変動幅の時間的变化

本疲労実験前の静的な数サイクルの载荷時で求めたB-F曲線及び既往の研究結果³⁾より、数サイクルの载荷後はボルト軸力変動幅がほぼ一定であることが推察される。しかし、接合部におけるボルトの疲労強度を理論的に把握するには、疲労破壊に至るまでボルト軸力変動幅がどのように変化するかを追跡する必要がある。

そこで、F-24-75-75 : 6体、F-24-60-90 : 5体、F-24-50-100 : 2体、F-16-75-75、F-20-75-75、F-28-75-75シリーズのすべての供試体について、疲労破壊に至るまでのボルト軸力変動幅の変化をラピコダーで記録した。

図(5-5-6)～図(5-5-11)は縦軸にボルト軸力変動幅をねじ部有効断面積当りの応力度で示し、横軸に荷重の繰返し数をとって、各シリーズ毎に結果を表わしたものである。同図は疲労破壊したボルトについてのみ表わしており、静的に数サイクル载荷した最後のサイクルにおける変動幅を、横軸の第1回のサイクルにおける変動幅として示している。また図中Nは破壊回数である。

これらの図より、F-16-75-75シリーズを除いたシリーズでは、ボルト軸力変動幅は疲労破壊に至るまでほとんど一定であることがわかる。破壊直前に軸力変動幅が増加しているのは疲労キレツの進展によるものであろう。F-16-75-75シリーズについては、繰返し回数が増えると共に除々に軸力変動幅が増加している。この原因として、F-16-75-75シリーズでは、繰返し回数の増加と共にフランジプレートの塑性化が進み、その結果ボルト軸力の減少をひき起こしボルト軸力変動幅が増加していったことが考えられる。

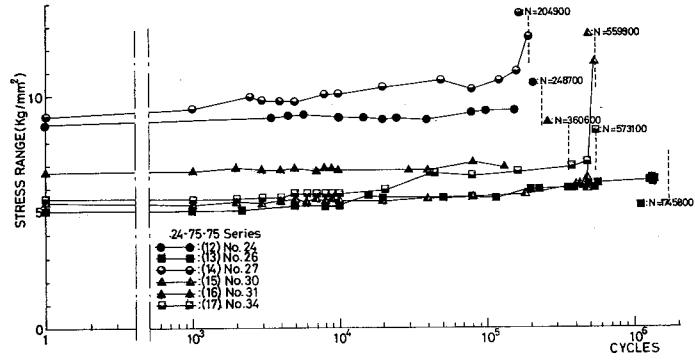


図 (5-5-6) ボルト軸力変動幅の変化 (F-24-75-75 シリーズ)

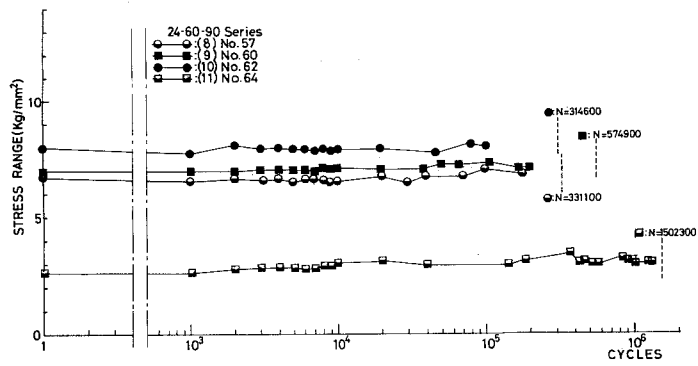


図 (5-5-7) ボルト軸力変動幅の変化 (F-24-60-90 シリーズ)

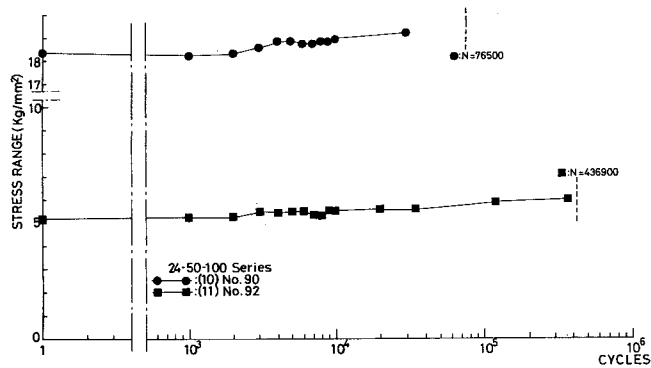


図 (5-5-8) ボルト軸力変動幅の変化 (F-24-50-100 シリーズ)

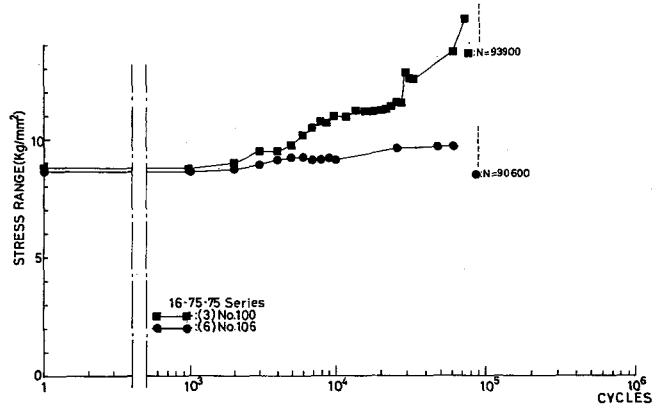


図 (5-5-9) ボルト軸力変動幅の変化 (F-16-75-75シリーズ)

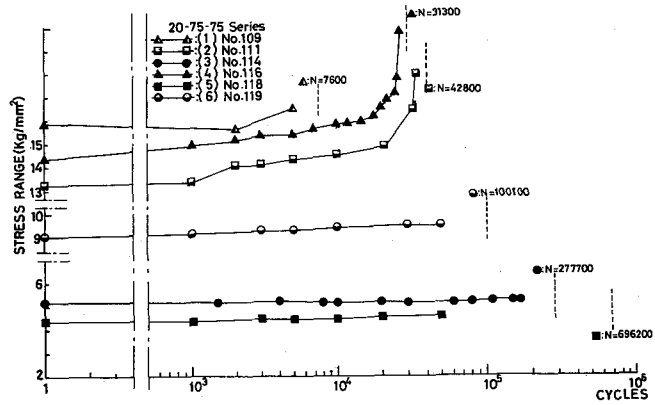


図 (5-5-10) ボルト軸力変動幅の変化 (F-20-75-75シリーズ)

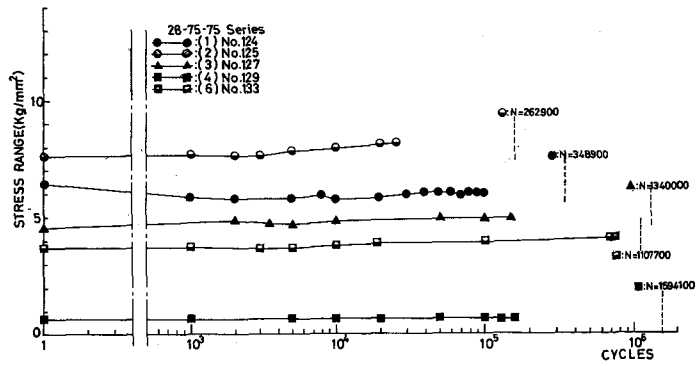


図 (5-5-11) ボルト軸力変動幅の変化 (F-28-75-75シリーズ)

5-6 結 論

S. T. 接合部の低応力高サイクル疲労に関し、接合部の最も基本的な T・T 接合部について疲労実験を行なって以下の結論を得た。

- (1) 本疲労実験の供試体の範囲では、繰返し荷重を載荷した場合、接合部の疲労破壊はほとんど接合部のボルトで生じる。
- (2) 接合部におけるボルトの疲労強度は静的終局強度と同様、フランジの曲げ変形に起因するてこ反力の影響を受ける。さらにフランジの曲げ変形、ボルト及び S. T. の加工精度等によりボルトに生じる曲げの影響も受ける。
- (3) 疲労強度は静的終局強度と異なり、ボルト初期導入軸力の影響を大きく受け、初期導入軸力が低ければ接合部のボルトの疲労強度は低い。
- (4) 本疲労実験の供試体のように S. T. 接合部の疲労強度がボルトで決定される接合部に繰返し荷重が作用した場合、荷重の第 1 サイクルでボルト軸力の減少の大部分が生じ、疲労破壊直前に至るまでボルト軸力変動幅は一定である。但し F-16-75-75 シリーズのように S. T. そのものが疲労破壊するような接合部では、除々にフランジプレートの塑性化が進み、その影響でボルト軸力変動幅は除々に増加し一定ではない。

〔参 考 文 献〕

- 1) P.5 の 19) に同じ
- 2) P.5 の 17) に同じ
- 3) P.89 の 13) に同じ
- 4) 加藤勉、田中淳夫 『高力ボルト引張接合に関する研究（その1）初期軸力の影響』
日本建築学会論文報告集，第146号，1968.4
- 5) P.4 の 7) に同じ
- 6) P.31 の 2) に同じ
- 7) P.31 の 3) に同じ
- 8) P.88 の 12) に同じ
- 9) Toshio Okoshi: Stress Analysis of T Type Beam-Column
Connections (I) , (II) ,
日本建築学会論文報告集，第177号，第190号
- 10) P.4 の 2) に同じ
- 11) P.5 の 18) に同じ
- 12) 五十嵐定義、脇山広三、平井敬二、巽昭夫、中井秀晴
『高力ボルト引張接合に関する研究（その2 Split-Tee 接合部の疲労実験）』
日本建築学会大会学術講演梗概集，1975.10
- 13) 脇山広三、平井敬二、浜田謙二郎 『高力ボルトスプリットティ接合に関する研究
（疲労実験：ティフランジ板厚の影響）』
日本建築学会大会学術講演梗概集，1979.9
- 14) 脇山広三、平井敬二、浜田謙二郎 『高力ボルトを用いたスプリットティ接合部の疲
労強度に関する研究（その1：疲労実験）』
日本建築学会論文報告集，第296号，1980.10

第 6 章 Split-Tee 接合部の静的解析法 に関する 一考察

6-1 序

S. T. 接合部に静的な荷重が載荷された場合の接合部の力学的挙動は既に多くの研究者により研究され、S. T. 接合部に特有なてこ反力の現象等が、実験的、理論的に追跡されている。しかし、いずれの研究もその目的とする所は接合部の終局強度を追跡し、その成果を基に静的設計法を確立することであった。

本研究の対象は S. T. 接合部の低応力高サイクル疲労であるが、S. T. 接合部の疲労実験結果より明らかなように、ほとんどの供試体では接合部のボルトで疲労破壊現象が生じているので、接合部の終局状態について解析を行なうことより、むしろ終局状態に至るまでのボルトに生ずる応力についてより正確な解析を行なうことが必要である。

本章では既往の解析手法を利用して、主として接合部への外荷重とボルト軸力の関係 (B-F 曲線) を簡単かつ精度良く理論的に算定する方法について述べる。

6-2 既往の静的解析法

S. T. 接合部に関する静的解析法の研究は Douty¹⁾, Mcguire²⁾, Munse³⁾, 田中⁴⁾ (淳)、田中⁴⁾ (尚)、橋本⁵⁾、永井⁶⁾ らによつてなされ、それぞれ静的設計法が提案されているが、いずれも解析を簡単にするために S. T. フランジプレート等を等断面片持梁にモデル化し、接合部への外荷重 (F)、ボルト軸力 (P)、ボルト部でのフランジプレート間の接触圧 (C)、てこ反力 (Q) 等の力の釣合式及び変形の条件式を用いている。

以下に諸氏により提案された終局強度算定式を示す。なお、各式における記号は図 (6-2-1) に示す通りである。

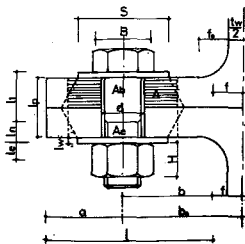


図 (6-2-1)

[Douty-Mcguire]

$$\beta_u = \frac{Q_u}{F_u} = \frac{\frac{1}{2} - \frac{wt^4}{30a_0b^2A_e}}{\frac{a_0}{b} \left(\frac{a_0}{3b} + 1 \right) + \frac{wt^4}{6a_0b^2A_e}}$$

$$F_u = \frac{BP_u}{1 + \beta_u}$$

但し

F_u : 終局強度

BP_u : 最大ボルト軸力

[Munse]

$$\beta_u = \frac{Q_u}{F_u} = \frac{100bd^2 - 18wt^2}{70a_0d^2 + 21wt^2} \quad (\text{For A325})$$

$$\beta_u = \frac{Q_u}{F_u} = \frac{100bd^2 - 14wt^2}{62a_0d^2 + 21wt^2} \quad (\text{For A490})$$

$$F_u = \frac{BP_u}{1 + \beta_u}$$

(加藤 - 田中 (淳))

$$\frac{wt^2\sigma_y}{4l} \left(\frac{1 + \alpha - 3\delta}{(\alpha - \delta)(\beta - \delta)} \right) \leq BP_y \quad \text{のとき}$$

$$F_u = \frac{wt^2\sigma_B}{2(\beta - \delta)l}$$

$$\frac{wt^2\sigma_y}{6l} \left(\frac{1 + \alpha - 3\delta}{(\alpha - \delta)(\beta - \delta)} \right) \leq BP_y < \frac{wt^2\sigma_y}{4l} \left(\frac{1 + \alpha - 3\delta}{(\alpha - \delta)(\beta - \delta)} \right) \quad \text{のとき}$$

$$F_u = \frac{2\alpha}{1 + \alpha} \cdot BP_u$$

$$BP_y < \frac{wt^2\sigma_y}{6l} \left(\frac{1 + \alpha}{\alpha\beta} \right) \quad \text{のとき}$$

$$F_u = BP_u$$

但し σ_B : フランジプレート素材の引張強さ

σ_y : " 降伏応力度

BP_y : ボルトの降伏軸力

$$\alpha = a_0/l, \quad \beta = b/l, \quad \delta = B/2l$$

[永 井]

$$F_u = \frac{\alpha_i(\alpha_i + 2)}{(1 + \alpha_i)^2} \cdot B P_u$$

$$\frac{(1 + \alpha)^2}{\alpha^3} = \frac{4A_e(b_o - t_w/2)^3}{l_b w t^3}$$

但し $\alpha_o = a_o / (b_o - t_w/2)$

$\alpha < \alpha_o \quad \alpha_i = \alpha$

$\alpha > \alpha_o \quad \alpha_i = (\alpha_o + \alpha) / 2$

[田中 (尚) - 田中 (淳)]

$2\alpha > \beta + \gamma$	$2\alpha \leq \beta + \gamma$	F_u
[Case 1] $M_o \leq \frac{(\beta - \gamma)l}{4} \cdot B P_u$	[Case 1'] $M_o \leq \frac{\alpha(\beta - \gamma)l}{1 + \alpha + \gamma} \cdot B P_u$	$\frac{2M_o}{(\beta - \gamma)l}$
[Case 2] $\frac{(\beta - \gamma)l}{4} \cdot B P_u < M_o$ $\leq \frac{\beta(\alpha - \gamma)l}{1 + \alpha - \gamma} \cdot B P_u$		$\frac{\gamma l \cdot B P_u + 2M_o}{(\beta + \gamma)l}$
[Case 3] $\frac{\beta(\alpha - \gamma)l}{1 + \alpha - \gamma} \cdot B P_u < M_o$ $\leq \beta l \cdot B P_u$	[Case 3'] $\frac{\alpha(\beta - \gamma)l}{1 + \alpha + \gamma} \cdot B P_u < M_o$ $\leq \beta l \cdot B P_u$	$\frac{M_o}{l} + \alpha F_t$
[Case 4] $\beta l \cdot B P_u < M_o$		$B P_u$

但し $\gamma = B/2l \quad \alpha = a_o/l \quad \beta = b/l \quad M_o = w t^2 \sigma_B / 4$

Douty - Mcguireの提案式は、S. T. フランジプレートの変形の釣合条件を基に算定されたものであり、Munse の提案式は接合部の終局状態を1つだけ設定し、その状態での変形及び力の釣合条件を基に計算式を提案し、A 325ボルトとA 490 ボルトに対しそれぞれの実験結果に最も一致するように式中の係数を決めたものである。

永井の提案式は、終局状態でのてこ反力 (Q_u) と外荷重 (F_u) の関係式及び、その関係式に代入するためのてこ反力点算定式より成り立っているが、算定したてこ反力点がフランジ先端を越える場合には、フランジ先端との中間位置を仮想てこ反力点として代入するのが特徴である。

加藤 - 田中の提案式はボルト部が離間する荷重をボルト降伏軸力に等しいと考え、ボルトの降伏軸力とフランジプレートの降伏モーメント、全塑性モーメント、全強モーメントとの大小関係より終局状態を3 Case に分類し、各状態に対応する終局強度算定式を導いたものである。

田中 - 田中の提案式は接合部の終局状態を6 Case に分類し、各状態における力の釣合より終局強度の算定式を求めたものである。

以上の他に橋本による終局強度算定法も提案されているが、その方法は終局状態を6 Case に分類し、各状態に至るまでのボルトの可能伸び量を計算して力の釣合式を求め、Case 1 ~ Case 6 までのうちで条件を満足する最小のものを終局強度とする方法であり、他の研究者のように終局強度算定式という形では提案されていない。

以上、S. T. 接合部に関する既往の終局強度算定式について簡単に述べたが、いずれの提案式にも一長一短があり、まだ満足すべき算定式が確立していない現状である。

6-3 静的解析法

6-3-1 解析仮定

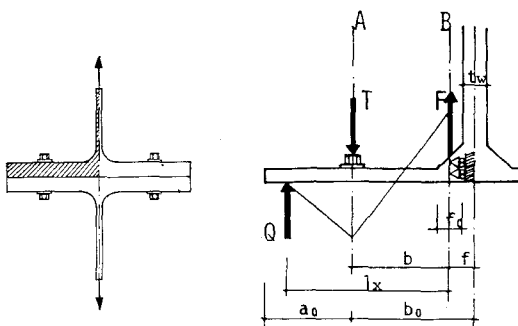
本章におけるS. T. 接合部のプレート弾性域の解析法は永井の解析手法を発展させたものであり、プレート塑性域での解析法は、ボルト芯位置(A断面)及びフィレット中心位置(B断面)でのプレートのモーメント増分を仮定し、力の釣合式のみで解析する方法である。

本解析法では以下に示す仮定を設ける。

(1) 図(6-3-1)に示すように、対称性を利用してS.T.の $\frac{1}{2}$ の部分の等断面片持梁にモデル化する。

(2) S.T. フランジ

プレートのフィレット部の剛域を考慮し、片持梁の曲げスパン(l)はフランジ先端よりフィレット部の $\frac{1}{2}$ までとする。



図(6-3-1) S.T. 接合部のモデル化

(3) 接合部への外荷重

(F)、ボルト軸力

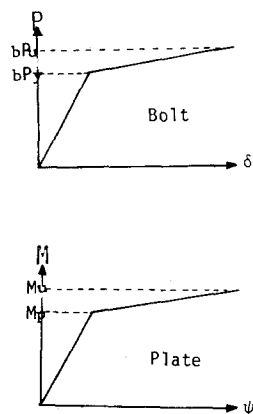
(P)、てこ反力(Q)、接触圧(C)はフランジ幅に均等に分布する線荷重とする。

(4) フランジプレート、ボルト素材の $M-\phi$ 関係及び

$P-\delta$ 関係は図(6-3-2)に示すようにbi-linearに仮定する。

(5) フランジプレートのボルト部における縮み量及び伸び量、ボルトの伸び量は、ボルト部及びボルトをバネとして算定する。

以上の基本的な解析仮定を設けてS.T.接合部の解析を行なうが、既往の解析的研究でとられた仮定や手法との比較を表(6-3-1)に示す。



図(6-3-2)

6-3-2 接合部の崩壊順序の設定

本解析の目的は接合部の崩壊に至るまでの外荷重とボルト軸力の関係を追跡することである。従って本解析法では既往の解析法と異なり、接合部の終局状態に至るまでに起りうる事象（崩壊要素と呼ぶ）として、

（ボルト部離間:Separation）、（A断面塑性:Yield(A-Sec.)）、（B断面塑性:Yield(B-Sec.)）、（ボルト塑性:Yield(Bolt)）、（端部離間:Separation(End)）、（B断面破断:Failure(B-Sec.)）、（ボルト破断:Failure(Bolt)）、（A断面破断:Failure(A-Sec.)）、（プレート破断:Failure(Plate)）

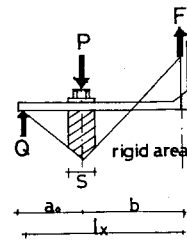
を取りあげ、実際に起り得る崩壊順序をこれらの組み合わせで設定し、各崩壊順序に従って解析を行なう方法をとっている。

図（6-3-4）～図（6-3-6）に設定した崩壊順序を示し、図（6-3-7）に各崩壊要素の分類を示す。

なお、崩壊順序の設定に際し次の仮定を設けている。

(1) 接合部の崩壊は（ボルト破断）、（A断面破断）、（B断面破断）、（プレート破断）のいずれかで決定される。

(2) （ボルト部離間）前には図（6-3-3）に示す座金下の部分は剛域とし、（A断面塑性）は生じない。従って（ボルト部離間）と同時に（A断面塑性）が生じる場合もあり、また、離間前後のてこ反力点の移動により（B断面塑性）も（ボルト部離間）と同時に生じる場合もある。（図（6-3-4）～図（6-3-6）における点線は同時の場合である。）

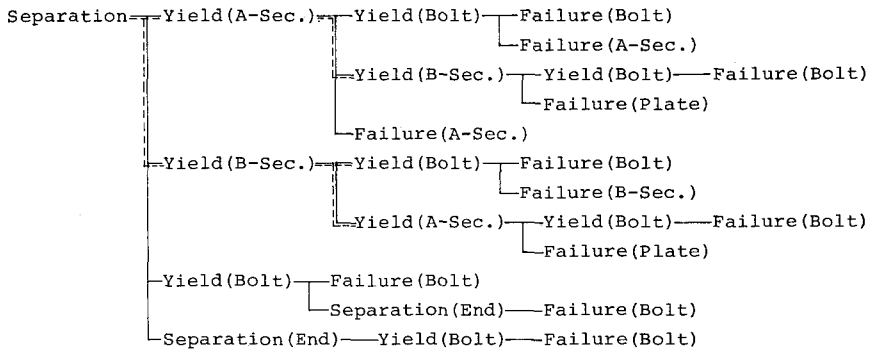


図（6-3-3）

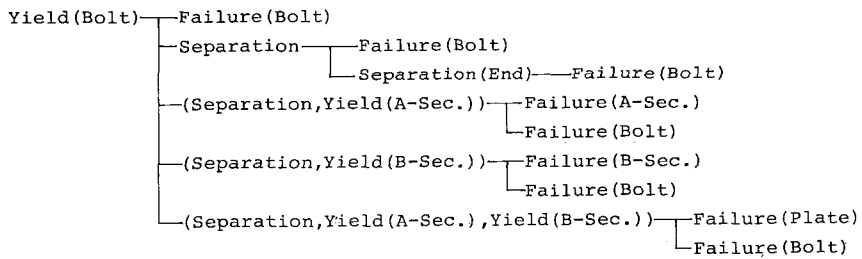
(3) （端部離間）はフランジプレートが弾性域にある場合にのみ生じる。

仮定項目	Douty & Mcguire	加藤一田中	橋本	永井	本論文
解析モデル	Split Tee フランジを片持梁として解析する	同左	同左	同左	同左
作用力	作用力 (外荷重, てこ反力, ボルト軸力, 接触圧) はフランジ幅にそった線荷重に置換する。	同左	同左	同左	同左
ファイレットの剛域	ファイレットの半分を剛域扱いとする。	同左	同左	考慮せず。	Douty & Mcguire に同じ
フランジ板の曲げ剛性	矩形断面の曲げ剛性を用いる。 $I = \frac{wt^3}{12}$	同左	板の曲げ剛性を用いる。 $I = \frac{wt^3}{12(1-\nu^2)}$	Douty & Mcguire に同じ	橋本に同じ。
ボルトのバネ定数	$\frac{1}{K_b} = \frac{l_p}{EA_1}$	同左	$K_b = \frac{K_B K_u}{K_B + K_u}$ $K_u = \frac{EA_u}{0.25(l_p + 4l_w)}$ $A_u = \pi((B + \frac{l_p}{24})^2 - \frac{d_o^2}{4})$ $K_B = \frac{2EA_1}{(l_p + 2l_w + l_e)}$ $l_e = 0.3H$	$\frac{1}{K_b} = \frac{l_l}{EA_1} + \frac{l_n + l_e}{EA_e}$ $l_e = 0.6H$	$\frac{1}{K_b} = \frac{l_l}{EA_1} + \frac{l_n + l_e}{EA_e}$ $l_e = 0.5H$
プレートのバネ定数	$\frac{1}{K_p} = \frac{l_p}{EA_p}$ $A_p = \frac{\pi}{4}((\frac{B+S}{2})^2 - d_o^2)$	$\frac{1}{K_p} = \frac{l_p}{EA_p}$ $A_p = 3A_1$	$\frac{1}{K_p} = \frac{0.25l_p}{A_p E}$ $A_p = \pi((B + \frac{l_p}{6})^2 - \frac{d_o^2}{4})$	$\frac{1}{K_p} = \frac{l_p}{EA_p}$ $A_p = \frac{\pi}{4}((S + 0.16l_p)^2 - d_o^2)$	同左
フランジ板の歪の解除	外力増分によりフランジの圧縮歪はすべて解除される。	同左	外力の増加に伴ない、中立面より上の部分は圧縮歪が増加し、下の部分は解除される。	同左	同左
ボルトのせん断力	考慮せず。	同左	同左	同左	同左
てこ反力点	終局荷重時：はしあきがゲージ間隔の1.25倍内の場合、ゲージ間隔の1.25倍の点とする 常用設計時：はしあき寸法の3/4の点とする。	Split Tee の形状寸法により決定する。てこ反力点ではフランジプレートの傾きを0とし $dy/dx=0$ とする。但し、端部を越える場合は $dy/dx \neq 0$ である。	同左	同左	同左
フランジ塑性領域における解析	考慮無し。	フランジプレートの全強状態、全塑性状態、弾性限状態の各状態とボルト部離間荷重との関係により、4ケースに分類して解析する。	フランジ板の応力-歪関係を完全弾塑性に仮定したヒンジ法で解析する。	考慮無し。	フランジ板の応力-歪関係を bi-linear に仮定したヒンジ法で解析し、塑性領域のモーメント増分をボルト位置及びファイレット中心位置で仮定して解析する。

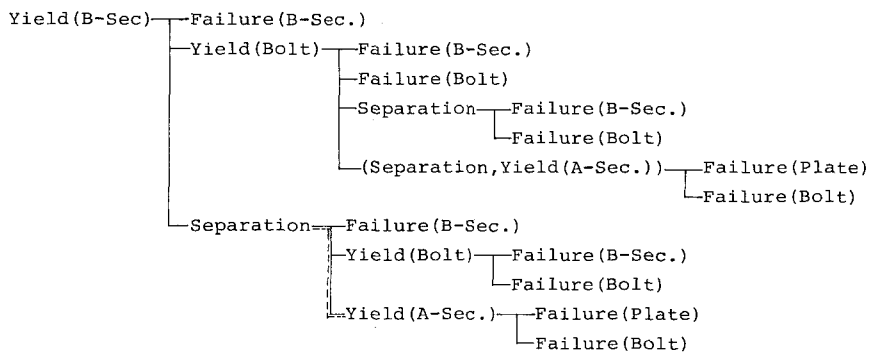
表 (6-3-1) 既往の解析仮定の比較



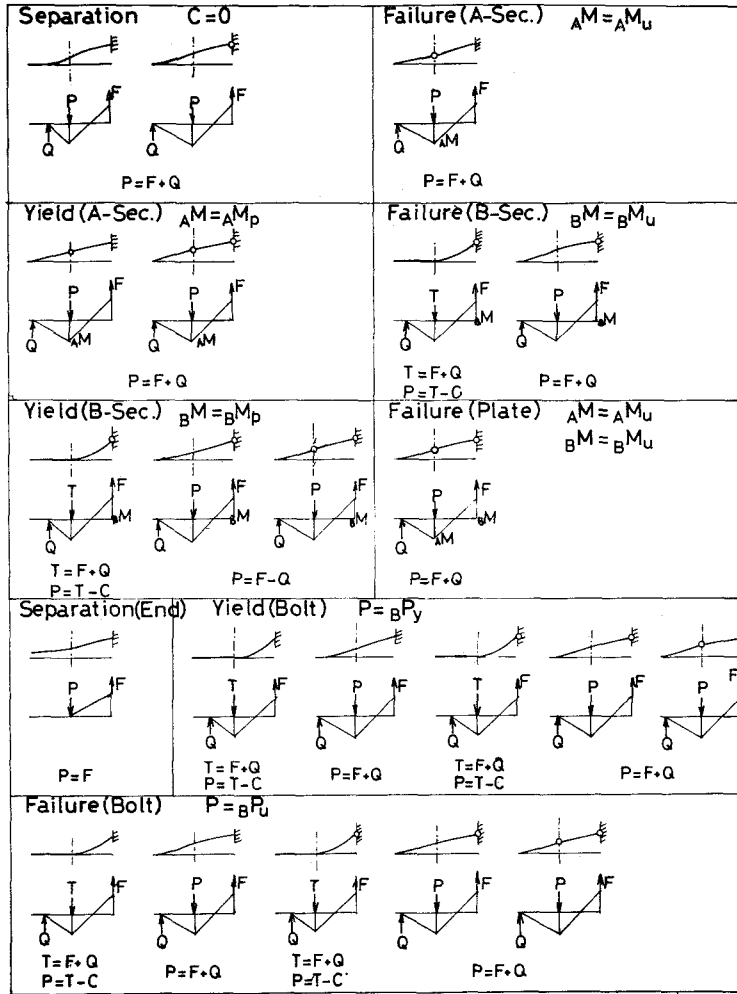
图(6-3-4) 崩 壞 順 序



图(6-3-5) 崩 壞 順 序



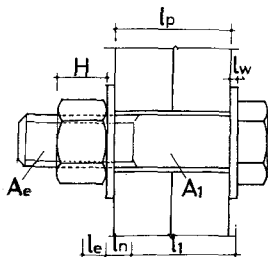
图(6-3-6) 崩 壞 順 序



図(6-3-7) 崩壊要素の分類

6-3-3 静的解析に用いる諸量の算定式

6-3-3-1 ボルトのバネ定数 (k_b)



ボルトを円筒部とねじ部の変断面材と考え次式で算定する。¹³⁾

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{EA_1} + \frac{l_n + l_e}{EA_e} \quad (\text{弾性域}) \dots\dots$$

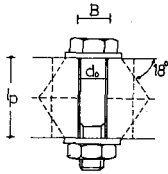
式(6-3-1)

図(6-3-8)

$$\frac{1}{k_{by}} = \frac{l_1}{EA_1} + \frac{l_n + l_e}{0.03EA_e} \quad (\text{塑性域}) \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-2)}$$

6-3-3-2 ボルト部のプレートバネ定数 (k_p)

永井により提案された有効圧縮面積 (A_p) を与える実験式を用いて算定する。⁶⁾



$$A_p = \frac{\pi}{4} ((S + 0.16l_p)^2 - d_o^2) \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-3)}$$

$$k_p = \frac{EA_p}{l_p} \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-4)}$$

図 (6-3-9) 有効圧縮面積

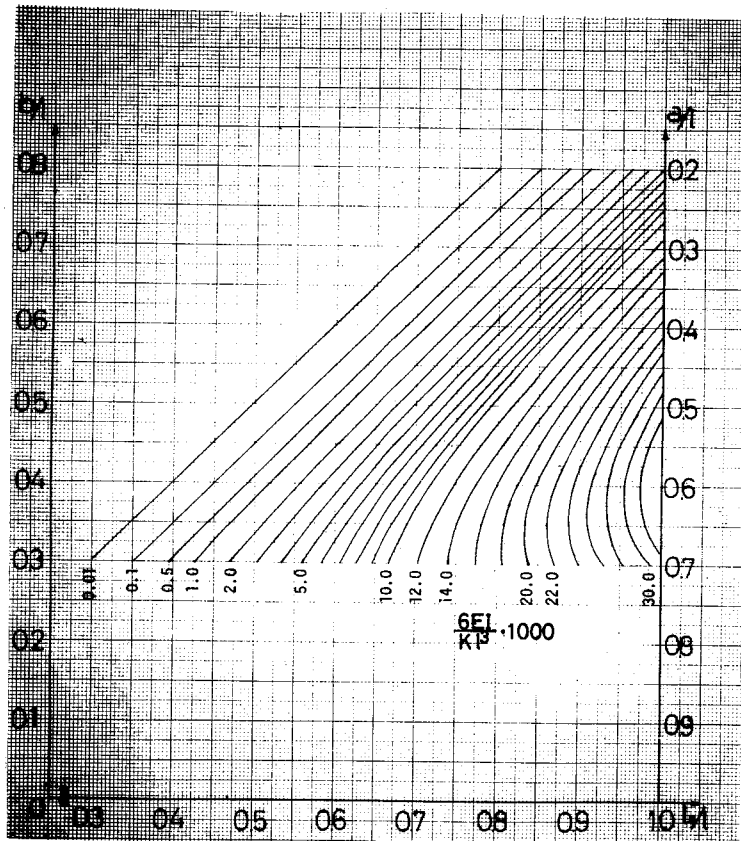
6-3-3-3 てこ反力点 (l_x)

てこ反力 (Q) が作用する位置は、ボルト位置におけるフランジプレートの変形量とボルトの変形量を等置することにより得られる次式で算定出来る。

$$\frac{b^2 \cdot K}{6EI} \cdot (l_x - b)^3 \cdot \frac{1}{l_x^2} = 1 \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-5)}$$

但し、

{	• K	{	離間前	$K = K_{B+P} = 4(k_p + k_b)$	{ボルト塑性前}
			離間後	$K = 4(k_p + k_{by})$	{ボルト塑性後}
	• $l_x \leq a_0 + b$	{	離間前	$K = K_B = 2k_b$	{ボルト塑性前}
			離間後	$K = 2k_{by}$	{ボルト塑性後}



図(6-3-10) てこ反力点位置 (l_x) の算定図表

6-3-3-4 てこ反力比 ($\beta = Q/F$)

プレートが弾性的の場合、接合部に作用する外荷重(F)とてこ反力(Q)の間には一定の関係が成り立つ。永井はプレートの変形量とボルトの変形量を等しくおき、てこ反力点でプレートの傾きが0という条件を用い、この関係をてこ反力比(β)として算定している。

本論文では、永井により示されたてこ反力比の算定式⁶⁾(1)、(2)の場合に加え、ボルトが塑性化した場合のてこ反力比を算定する式を求め、解析に用いる。なお、プレート塑性域でのてこ反力比はA、B断面のモーメント増分を仮定することにより、力の釣合式のみで決定出来る。

まず、プレート弾性域の場合のてこ反力比の算定式を示す。

- (1) ボルト、プレートが弾性域で、てこ反力点(b)がはしあき内の場合(図(6-3-11))

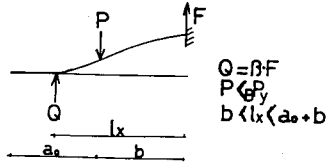


図 (6-3-11)

$$\beta = \frac{b^2}{l_x^2 - b^2} \quad \dots \text{式 (6-3-6)}$$

- (2) ボルト、プレートが弾性で、てこ
反力点が端部の場合 (図 (6-3-12))

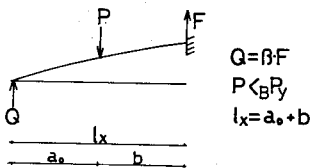


図 (6-3-12)

$$\beta = \frac{3a_0^2 b^2 K - 6EI}{2a_0^2 (a_0 + 3b) K + 6EI}$$

…… 式 (6-3-7)

但し

$$K \begin{cases} \text{離間前} : K = 4(k_p + k_b) \\ \text{離間後} : K = 2k_b \end{cases}$$

- (3) プレートが弾性で、ボルト部離間後に
ボルトが塑性化した後の場合 (図 (6-3-13))

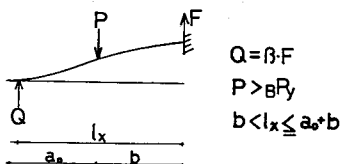


図 (6-3-13)

($b < l_x < a_0 + b$) の時

式 (6-3-6) に同じ

($l_x = a_0 + b$) の時

$$\beta = \frac{3a_0 b^2 - \frac{6EI}{P} \left(\frac{\beta P_y - P_0}{2k_b} + \frac{P - \beta P_y}{2k_{by}} \right)}{2a_0^2 (a_0 + 3b) + \frac{6EI}{P} \left(\frac{\beta P_y - P_0}{2k_b} + \frac{P - \beta P_y}{2k_{by}} \right)} \quad \dots \text{式 (6-3-8)}$$

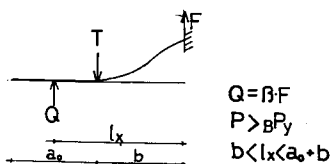


図 (6-3-14)

- (4) プレートが弾性で、ボルト部離間前に
ボルトが塑性化した後の場合 (図 (6-3-14))

($b < l_x < a_0 + b$) の時

式 (6-3-6) に同じ

($l_x = a_0 + b$) の時

[離間時]

$$\beta_r = \frac{3a_0b^2 - \frac{6EI}{P_r} \left(\frac{BP_y - P_0}{2k_b} + \frac{P_r - BP_y}{2k_{by}} \right)}{2a_0^2(a_0 + 3b) + \frac{6EI}{P_r} \left(\frac{BP_y - P_0}{2k_b} + \frac{P_r - BP_y}{2k_{by}} \right)} \quad \dots \text{式 (6-3-9)}$$

[離間後]

$$\beta = \frac{3a_0b^2 - \frac{6EI}{P} \left(\frac{BP_y - P_0}{2k_b} + \frac{P - BP_y}{2k_{by}} \right)}{2a_0^2(a_0 + 3b) + \frac{6EI}{P} \left(\frac{BP_y - P_0}{2k_b} + \frac{P - BP_y}{2k_{by}} \right)} \quad \dots \text{式 (6-3-10)}$$

但し

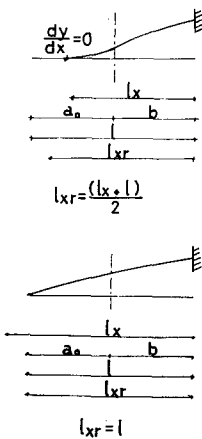
P_r : ボルト部離間時の軸力 → 式 (6-3-22)

BP_y : ボルト降伏軸力

P_0 : 初期導入軸力

6-3-3-5 ボルト部離間時のてこ反力点 (l_{x_r})、てこ反力比 (β_r)

崩壊要素の内、(ボルト部離間)の状態に関して解析する場合、図(6-3-15)に示すように、式(6-3-5)で算定した離間前のてこ反力点(l_{x_1})と離間後のてこ反力点(l_{x_2})の中間位置をボルト部離間時のてこ反力点($l_{x_r} = (l_{x_1} + l_{x_2})/2$)とし、 l_{x_r} がはしあき内の時、式(6-3-6)で β_r を算定し、 l_{x_r} が端部の時、式(6-3-7)、式(6-3-9)で β_r を算定する。これは、ボルト軸力-外荷重曲線の第1勾配から第2勾配への折れ曲り部分の中間位置を(ボルト部離間)状態に対応させるためである。



図(6-3-15)

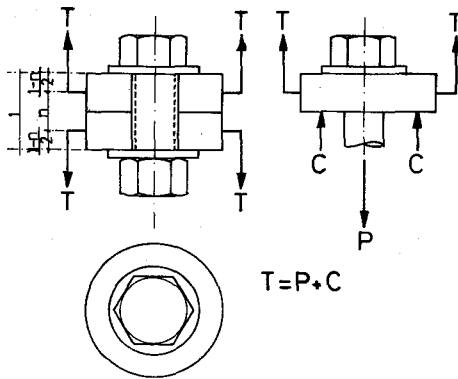
6-3-4 プレート弾性域の解析

6-3-4-1 外荷重 (F)、ボルト軸力 (P)、てこ反力 (Q)、接触圧 (C)

の関係式

既往の研究により、S. T. 接合部に作用する外荷重 (F)、ボルト軸力 (P) てこ反力 (Q)、接触圧 (C) の間の関係式が示されている。^{3,5,6} 以下にその概略を示す。

図 (6-3-16) に示すように、単一ボルト接合部に外力 (T) が作用する場合、



外力 (T) とボルト軸力 (P)、接触圧 (C) の間には次の関係式が成り立つ。

$$P = P_0 + \frac{nk_b}{k_p + k_b} T \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-11)}$$

$$C = C_0 - \frac{k_p + (1-n)k_b}{k_p + k_b} T \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-12)}$$

ここで外力 (T) の作用位置を $n=1/2$ の位置とすると、

$$P = P_0 + \frac{k_b}{2(k_p + k_b)} T \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-13)}$$

$$C = C_0 - \frac{2k_p + k_b}{2(k_p + k_b)} T \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-14)}$$

となる。実際の S. T. 接合部では図 (6-3-17) に示すように、ボルト部を単一ボルト接合部とみなすと $T = F + Q$ となり、てこ反力比 (β) を用いると $T = F + \beta F = (1 + \beta) F$ となる。この T を式 (6-3-13)、式 (6-3-14) に代入すると外力 (F)、てこ反力 (Q)、ボルト軸力 (P)、接触圧 (C) の関係式が求まる。

$$P = P_0 + \frac{k_b}{2(k_p + k_b)} (1 + \beta) F \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-15)}$$

$$C = C_0 - \frac{2k_p + k_b}{2(k_p + k_b)}(1 + \beta)F \quad \dots\dots\text{式 (6-3-16)}$$

ここでは、式 (6-3-15)、
式 (6-3-16) に加え、ボルト部離間前にボルトが塑性化する場合の関係式を求める。

ボルトが塑性化するまでの伸び量と塑性化してから離間するまでの伸び量を合計したものがプレートの伸び量に等しいとおくことにより、次式が得られる。

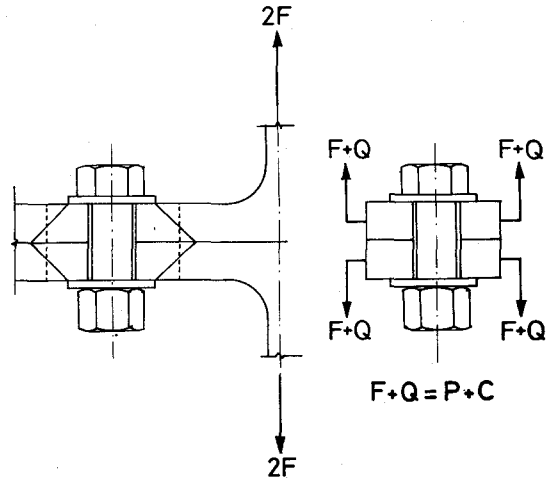


図 (6-3-17)

$$P = \frac{k_{by}(1 + \frac{k_p}{k_b})P_0 + k_p(1 - \frac{k_{by}}{k_b})BP_y}{(k_p + k_{by})} + \frac{k_{by}}{2(k_p + k_{by})}(1 + \beta)F \quad \dots\dots\text{式 (6-3-17)}$$

$$C = \frac{k_{by}(1 + \frac{k_p}{k_b})C_0 + k_p(1 - \frac{k_{by}}{k_b})BP_y}{(k_p + k_{by})} - \frac{2k_p + k_{by}}{2(k_p + k_{by})}(1 + \beta)F \quad \dots\dots\text{式 (6-3-18)}$$

6-3-4-2 (ボルト部離間) 状態の解析

ボルト部離間荷重 (F_r) 及び離間時のボルト軸力 (P_r) は式 (6-3-15)、式 (6-3-16) に $C = 0$ を代入して得られる。

$$F_r = \frac{1}{(1 + \beta)} \cdot \frac{2(k_p + k_b)}{(2k_p + k_b)} P_0 \quad \dots\dots\text{式 (6-3-19)}$$

$$P_r = \frac{2(k_p + k_b)P_o}{(2k_p + k_b)} \quad \dots\dots \text{式 (6-3-20)}$$

また、離間前にボルトが塑性化する場合は式 (6-3-17)、式 (6-3-18) より

$$F_r = \frac{P_r}{1 + \beta} \quad \dots\dots \text{式 (6-3-21)}$$

$$P_r = \frac{2k_{by}(k_p + k_b)P_o + 2k_p(k_b - k_{by})BP_y}{k_b(2k_p + k_{by})} \quad \dots\dots \text{式 (6-3-22)}$$

6-3-5 プレート塑性域の解析

プレートが塑性の場合に、A断面及びB断面でのモーメント増分を仮定することにより、各崩壊順序ごとに力の釣合を求めるだけで簡単に解析できる。本解析法におけるモーメント増分の仮定を以下に示す。

(1) A断面とB断面のうちいずれか一方が弾性で他方が塑性の場合

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\Delta AM}{\Delta BM} = r_2 \quad (\text{A断面塑性, B断面弾性}) \\ \frac{\Delta AM}{\Delta BM} = \frac{1}{r_2} \quad (\text{A断面弾性, B断面塑性}) \\ r_2 = \frac{AMP}{BMP} \end{array} \right.$$

ここで、 ΔAM : A断面でのモーメント増分

ΔBM : B断面でのモーメント増分

AMP : A断面の全塑性モーメント

BMP : B断面の全塑性モーメント

(2) A断面とB断面の両方が塑性域の場合

$$\frac{\Delta AM}{\Delta BM} = r_3$$

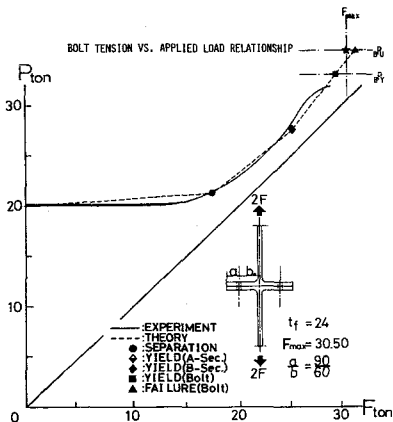
r_3 : 各崩壊順序に従って解析を行ない、両断面
が塑性域に入った時点の $\frac{AM}{BM}$ の値

6-3-6 B-F 曲線に関する実験値と解析値の比較

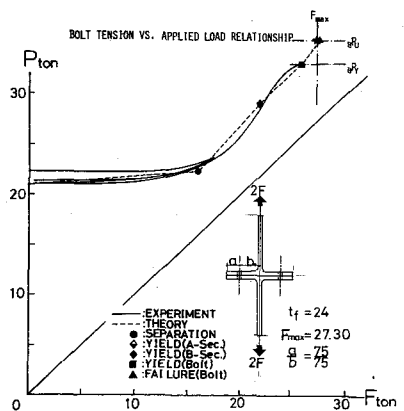
前節までに示した解析手法及び諸量の算定式を用い、各崩壊順序毎に力の釣合式を求め、ボルト軸力と外荷重の関係について解析した結果と実験値を比較して示す。

図(6-3-18)～図(6-3-27)は縦軸にボルト軸力、横軸に接合部への外荷重(ボルト1本当り)をとったB-F曲線について、実験値と解析値を比較したものである。実験値は第4章で述べた静的載荷実験結果及びJSSCによる実験結果である。

これらの図より、S-16-75-75を除き、本論文に述べた解析法により算定するB-F曲線は実験値を精度良く追跡出来ることがわかる。



図(6-3-18) 解析値と実験値の比較



図(6-3-19) 解析値と実験値の比較

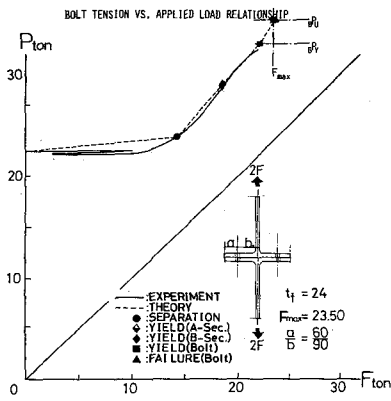


図 (6-3-20) 解析値と実験値の比較

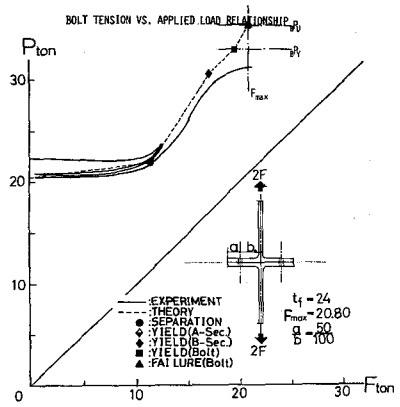


図 (6-3-21) 解析値と実験値の比較

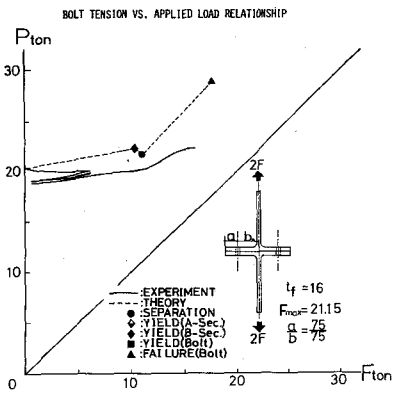


図 (6-3-22) 解析値と実験値の比較

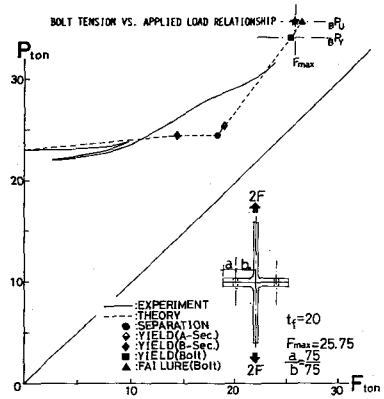


図 (6-3-23) 解析値と実験値の比較

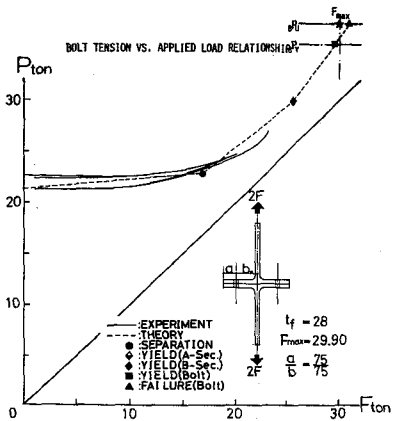


図 (6-3-24) 解析値と実験値の比較

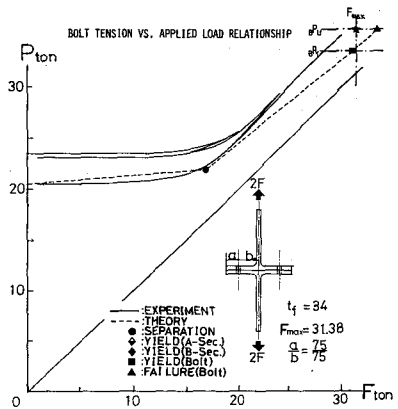


図 (6-3-25) 解析値と実験値の比較

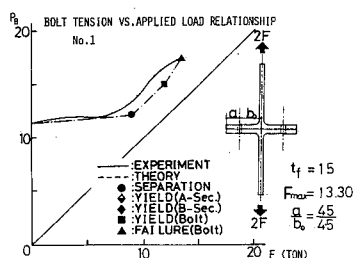


図 (6-3-26) 解析値と実験値の比較

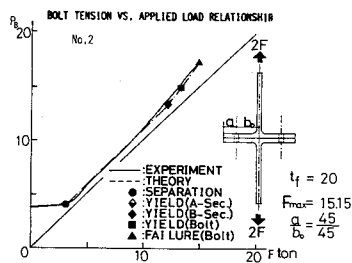


図 (6-3-27) 解析値と実験値の比較

6-3-7 ボルト軸に生ずる曲げモーメントの解析

既に第4章で述べたように、ボルト軸に生じる曲げモーメントは締付け時にボルト軸に生じる曲げモーメントと機構による曲げモーメントによって決まるから、任意荷重時のボルト軸モーメントを理論的に算定することは出来ない。しかしながら、締付け時あるいは下限荷重時を基準にした外荷重増分によるボルト軸曲げモーメント増分は疲労強度との関連性が強く、また、機構による曲げモーメントと対応すると考えられる。

そこで、機構による曲げモーメントを算定する方法を示すと共に実験で得られたボルト軸モーメント増分との比較考察を行なう。

図 (6-3-28) に示すように、プレートが弾性的の場合、ボルト位置におけるプレートの回転角 (θ) は次式で得られる。

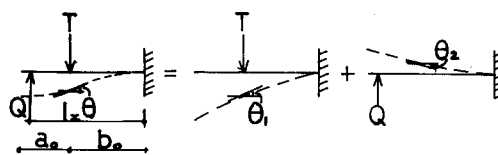


図 (6-3-28)

$$\theta = \theta_1 - \theta_2 = \frac{Tb^2}{2EI} - \left(\frac{Qb(l_x - b)}{EI} + \frac{Qb^2}{2EI} \right) \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-23)}$$

ここで、てこ反力比 (β) を用い、 $T = F + Q = (1 + \beta)F$, $Q = \beta F$ を代入すると、回転角 (θ) は外荷重 (F) の関数となり次式で与えられる。

$$\theta = \frac{b}{2EI}(b - 2\beta(l_x - b))F \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-24)}$$

ボルト頭が (θ) だけ回転したとすると、ボルト軸モーメントは

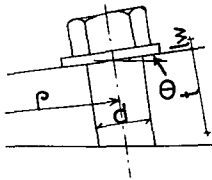


図 (6-3-29)

$$M_b = \frac{EI_b}{(t + l_w)} \cdot \theta \quad \dots\dots\dots \text{式 (6-3-25)}$$

式 (6-3-25) に式 (6-3-24) 及び

$$I_b = \frac{\pi d^4}{64}, \quad I = \frac{wt^3}{12(1-\nu^2)}, \quad \nu = 1/3 \text{ を代入する}$$

と、ボルト軸モーメントは次式で得られる。

$$M_b = \frac{\pi d^4 b}{12w(t + l_w)t^3}(b - 2\beta(l_x - b))F \quad \dots \text{式 (6-3-26)}$$

図 (6-3-30) ~ 図 (6-3-35) に第4章で考察した $\Delta M - \Delta F$ 曲線を示し、表 (6-3-2) には本疲労実験の供試体において上限荷重時に測定した ΔM と ΔF に関する回帰直線式を示す。また、図 (6-3-30) ~ 図 (6-3-35) 中に

Specimen type	$\Delta M - \Delta F$ Equation
F-24-75-75	$\Delta M = -1.075\Delta F + 15.90$
F-24-60-90	$\Delta M = 0.1160\Delta F - 1.123$
F-24-50-100	$\Delta M = 0.2402\Delta F - 2.034$
F-16-75-75	$\Delta M = 0.2621\Delta F - 1.240$
F-20-75-75	$\Delta M = 0.2659\Delta F - 1.463$
F-28-75-75	$\Delta M = 0.0690\Delta F - 0.338$

表 (6-3-2) 上限荷重時の $\Delta M - \Delta F$ 回帰直線式

Specimen type	befor Sep.	after Sep.
F-24-75-75	0.0577	0.1431
F-24-60-90	0.0724	0.1837
F-24-50-100	0.0821	0.2147
F-16-75-75	0.1665	0.4315
F-20-75-75	0.0839	0.2159
F-28-75-75	0.0372	0.0925

表 (6-3-3) $\Delta M / \Delta F$ の値 (式 (6-3-26))

1点鎖線で示す直線式は、式(6-3-26)において M_b を ΔM , F を ΔF におき換え、ボルト部離間前について算定した $\Delta M - \Delta F$ 関係である。表 (6-3-3) には同様に式 (6-3-26) より算定したボルト部離間前後の $\Delta M / \Delta F$ の値を供試体シリーズ毎に示す。

これらの図及び表より、式 (6-3-26) により算定した ΔM は同一の ΔF に対し離間前には、実験値を過大評価すること、また、式 (6-3-26) にボルト部

離間後の l_x 及び β を代入して算定した $\Delta M / \Delta F$ の値は上限荷重時の ΔM と ΔF に関する回帰直線の傾きにはほぼ近いことがわかる。

これらの結果を基に、 $\Delta M - \Delta F$ 曲線を bi-linear の曲線で近似するが、第 1 勾配から第 2 勾配への折れ曲り点における ΔF の値を決定することが必要である。実験値の $\Delta M - \Delta F$ 曲線より、この折れ曲り点における ΔF の値は接合部のボルト部離間荷重に関連することが推察されるが、現段階では有用な解析手法を提示できないので、この値を本解析法におけるボルト部離間荷重 (F_r) の τ 倍の値とする。

近似式を以下に示す。

$$\{0 < \Delta F < \tau \cdot F_r\}$$

$$\Delta M = \frac{\pi d^4 b}{36w(t + l_w)t^3}(b - 2\beta_1(l_{x1} - b))\Delta F \quad \dots \text{式 (6-3-27)}$$

$$\{\Delta F > \tau \cdot F_r\}$$

$$\Delta M = \frac{\pi d^4 b}{12w(t + l_w)t^3}(b - 2\beta_2(l_{x2} - b))\Delta F - \frac{\pi d^4 b}{36w(t + l_w)t^3}(2b - 6\beta_2(l_{x2} - b) + 2\beta_1(l_{x1} - b))\tau F_r \quad \dots \text{式 (6-3-28)}$$

図 (6-3-30) ~ 図 (6-3-35) の点線は式 (6-3-27)、式 (6-3-28) を用いて $\Delta M - \Delta F$ 曲線を bi-linear に近似した結果である。離間荷重 F_r は本解析法の算定式で $P_0 = 21.6 \text{ ton}$ (設計ボルト張力) とした値を用いている。これらの図より、 τ の値を適切にとれば本章に示す近似式で実験値を精度良く追跡出来ることがわかる。

なお、 τ の値は本実験の供試体範囲では 0.4 ~ 0.9 と各供試体シリーズ毎に異なっており、疲労強度の推定に用いる際は、安全側に τ を小さく見積もる必要がある。

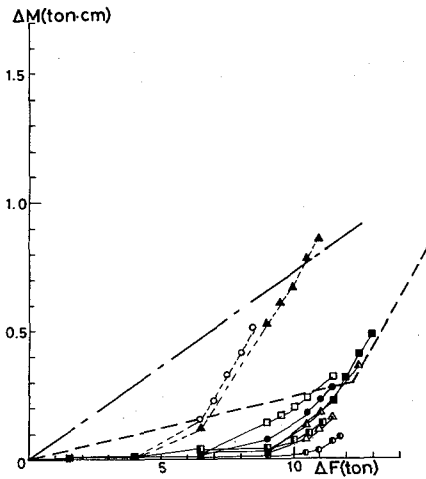


図 (6-3-30) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-24-75-75)

—: 式 (6-3-26)
- - -: 式 (6-3-27), (6-3-28)

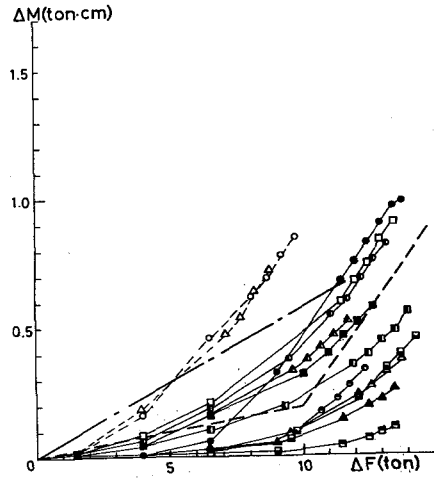


図 (6-3-31) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-24-60-90)

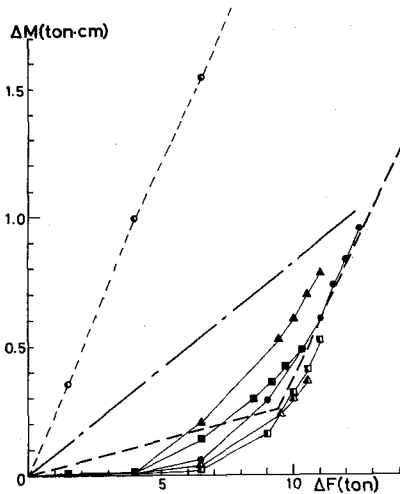


図 (6-3-32) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-24-50-100)

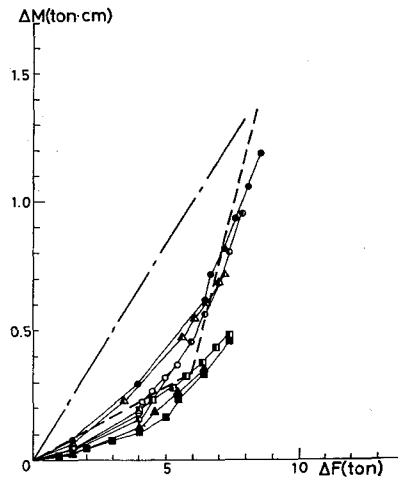


図 (6-3-33) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-16-75-75)

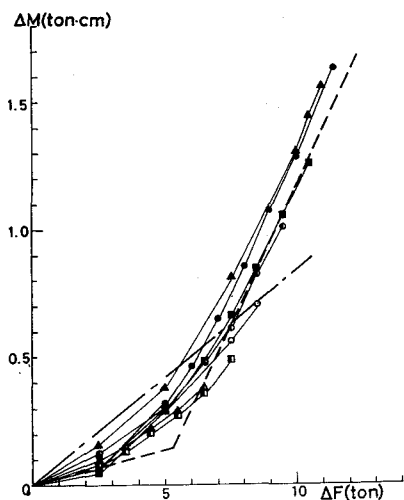


図 (6-3-34) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-20-75-75)

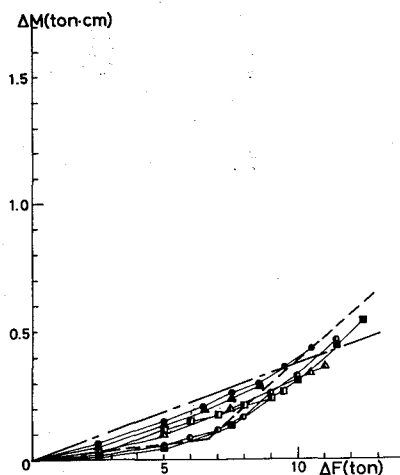


図 (6-3-35) $\Delta M - \Delta F$ 曲線
(F-28-75-75)

6-4 終局強度算定式の提案

本解析法は実際に生じ得る S. T. 接合部の崩壊順序を設定し、その設定した崩壊順序に対し順次ボルト軸力、外荷重、てこ反力の関係を求めていく方法であり、前述したように解析値は精度良く実験値を追跡出来る。

しかし、設定した崩壊順序すべてについて判別式を求め、崩壊順序に従って B-F 曲線を算定するのはかなり煩雑になる。そこで、B-F 曲線をボルト締付け時、ボルト部離間時、終局荷重時を結ぶ bi-linear の曲線で近似的に表わすことにする。その際、設定した崩壊順序にそって終局強度を決定するのではなく、接合部の形状寸法及び使用高力ボルト等より、終局強度及びその時点でのボルト軸力が直接求まる終局強度算定式が必要である。

表 (6-4-1) は、本章に示した解析手法による解析結果及び実験値との比較考察より、プレートの終局状態を図 (6-4-1) に示すように 7 Case に分類し、各 Case に対する判別式及び終局強度算定式を求めたものである。

終局状態の 7 Case を各 Case 毎に説明する。

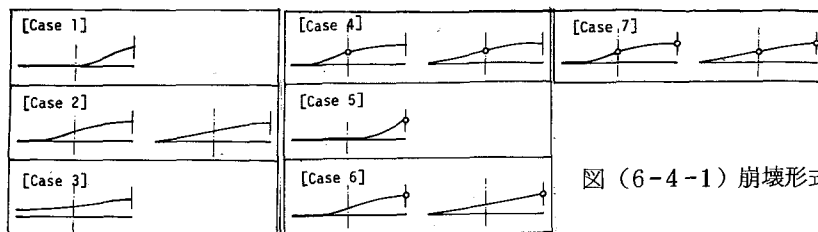


図 (6-4-1) 崩壊形式の分類

〔Case 1〕 ○プレート弾性でボルト部離間前にボルトが破断する場合〔Case 1〕

〔Case 2〕 ○プレート弾性でボルト部離間後にボルトが破断する場合〔Case 2〕

〔Case 3〕 ○プレート弾性域で端部が離間しボルトが破断する場合〔Case 3〕

〔Case 4〕 ○A断面が塑性化した後、ボルトが破断する場合〔Case 4〕

○A断面が塑性化し、A断面が破断する場合〔Case 4'〕

〔Case 5〕 ○B断面が塑性化し、ボルト部離間前にボルトが破断する場合〔Case 5〕

○B断面が塑性化し、ボルト部離間前にB断面が破断する場合〔Case 5'〕

〔Case 6〕 ○B断面が塑性化し、ボルト部離間後にボルトが破断する場合〔Case 6〕

○B断面が塑性化し、ボルト部離間後にB断面が破断する場合〔Case 6'〕

〔Case 7〕 ○A、B両断面が塑性化した後、ボルトが破断する場合〔Case 7〕

○A、B両断面が破断する場合〔Case 7'〕

以上簡単に各 Case について説明したことで明らかなように、プレートの終局状態で分類すると 7 Case であるが、ボルト破断とプレート破断をあわせると、S. T. 接合部の終局状態を 11 Case に分類していることになる。既往の研究の場合に比べこのように多くの終局状態を取りあげたのは、出来るだけ数多くの終局状態に対応出来、かつ精度良く終局強度を算定するためである。

最後に本章に提案する終局強度算定法のフローチャートを図 (6-4-2) に示す。

判別式		終局荷重 並びに 終局荷重時のボルト軸力		
$\Delta M < \Delta M_P$ $B M < B M_P$	$\frac{B P_Y - P_0}{k_b} + \frac{B P_U - B P_V}{k_{by}} < \frac{\alpha_0 b^2}{EI} B P_U$	$\frac{2(k_p + k_b)P_0}{2k_p + k_b} > B P_U$	$F_{u1} = B T_u / (1 + \beta)$, $P_{u1} = B P_U$ $B T_u = 2 B P_U (\frac{k_p}{k_b} + 1) + 2 B P_V (\frac{k_p}{k_b} - \frac{k_p}{k_{by}}) - 2 P_0 (\frac{k_p}{k_b} + 1)$ $\beta = \beta_{xby}$	[Case 1]
		$\frac{2(k_p + k_b)P_0}{2k_p + k_b} \leq B P_U$	$F_{u2} = B P_U / (1 + \beta)$, $P_{u2} = B P_U$ $\beta = \beta_2$	[Case 2]
	$\frac{B P_Y - P_0}{k_b} + \frac{B P_U - B P_V}{k_{by}} \geq \frac{\alpha_0 b^2}{EI} B P_U$		$F_{u3} = B P_U$, $P_{u3} = B P_U$	[Case 3]
$\Delta M \geq \Delta M_P$ $B M < B M_P$			$F_{u4} = \frac{(1 + \gamma)(l_{x2} - b) B P_U - \Delta M_P + \gamma B M_L}{(1 + \gamma)(l_{x2} - b) + b \gamma}$, $P_{u4} = B P_U$ $B M_L = \frac{\Delta M_P}{(l_{x2} - b)} \frac{(1 + \beta_2 \cdot b - l_{x2})}{\beta_2}$	[Case 4]
	$(B P_U - F_{u4})(l_{x2} - b) \geq \Delta M_U$		$F_{u4}' = \frac{(\Delta M_U - \Delta M_P) / \gamma + \Delta M_U + B M_L}{b}$, $P_{u4}' = \frac{\Delta M_U}{(l_{x2} - b)} + F_{u4}'$ $B M_L + [Case 4]$	[Case 4']
$\Delta M < \Delta M_P$ $B M \geq B M_P$	$\frac{2(k_p + k_b)P_0}{2k_p + k_b} > B P_U$		$F_{u5} = \frac{(1 + \gamma)(l_x - b) B T_u + B M_P - \gamma \Delta M_L}{(1 + \gamma)(l_x - b) + b}$, $P_{u5} = B P_U$ $\Delta M_L = \frac{B M_P}{b - \beta(l_x - b)} (l_x - b) \beta$, $\beta = \beta_{xby}$, $l_x = l_{xby}$	[Case 5]
		$F_{u5} l_{xby} - B T_u (l_{xby} - b) \geq B M_U$	$F_{u5}' = \frac{(B M_U - B M_P) / \gamma + B M_U + \Delta M_L}{b}$, $P_{u5}' = \frac{(B M_U - B M_P) / \gamma + \Delta M_L}{(l_x - b)} + F_{u5}'$ ΔM_L , β , $l_x + [Case 5]$	[Case 5']
	$\frac{2(k_p + k_b)P_0}{2k_p + k_b} \leq B P_U$		$F_{u6} = \frac{(1 + \gamma)(l_x - b) B P_U + B M_P - \gamma \Delta M_L}{(1 + \gamma)(l_x - b) + b}$, $P_{u6} = B P_U$ $\Delta M_L + [Case 5]$, $\beta = \beta_2$, $l_x = l_{x2}$	[Case 6]
		$F_{u6} l_{x2} - B P_U (l_{x2} - b) \geq B M_U$	$F_{u6}' = \frac{(B M_U - B M_P) / \gamma + B M_U + \Delta M_L}{b}$, $P_{u6}' = \frac{(B M_U - B M_P) / \gamma + \Delta M_L}{(l_x - b)} + F_{u6}'$ ΔM_L , β , $l_x + [Case 6]$	[Case 6']
$\Delta M \geq \Delta M_P$ $B M \geq B M_P$	$F_{u7} = \frac{(1 + \gamma)(l_{x2} - b)}{(1 + \gamma)(l_{x2} - b) + b \gamma} B P_U$	$F_{u7} \leq F_{u7}'$	$F_{u7} = \frac{(1 + \gamma)(l_{x2} - b)}{(1 + \gamma)(l_{x2} - b) + b \gamma} B P_U$, $P_{u7} = B P_U$	[Case 7]
	$F_{u7}' = \frac{\Delta M_U + B M_U}{b}$	$F_{u7} > F_{u7}'$	$F_{u7}' = \frac{\Delta M_U + B M_U}{b}$, $P_{u7}' = \frac{\Delta M_U}{(l_{x2} - b)} + F_{u7}'$	[Case 7']

• l_x の値 ($b < l_x \leq (\alpha_0 + b)$)

$$\frac{b^2 K}{6EI} (l_x - b)^2 \frac{1}{l_x^2} = 1$$

$$l_{xby} \quad K = 4(k_p + k_{by})$$

$$l_{x2} \quad K = 2k_b$$

• ΔM , $B M$ の値

$$\Delta M = \frac{\beta_2 (l_{x2} - b)}{(1 + \beta_2)} B P_U$$

$$B M = (b - \frac{\beta_2 l_{x2}}{(1 + \beta_2)}) B P_U$$

• β の値 ($\beta_2 = l_{x2}$, $\beta_{xby} = l_{xby}$)

$$b < l_x < (\alpha_0 + b) + \beta = \frac{b^2}{l_x^2 - b^2}$$

$$l_x \geq (\alpha_0 + b) + \beta = \frac{3\alpha_0(b_0 - t_w/2)^2 k_b - 3EI}{2\alpha_0^2(\alpha_0 + 3(b_0 - t_w/2))k_b + 3EI}$$

• ΔM_P , $B M_P$ の値

$$\Delta M_P = \frac{(w - d_0)^2 t^2 \alpha_v (10Y + 17)}{4}$$

$$B M_P = \frac{w t^2 \alpha_v (10Y + 17)}{4 \cdot 30Y}$$

• ΔM_U , $B M_U$ の値

$$\Delta M_U = \Delta M_P / Y$$

$$B M_U = B M_P / Y$$

• γ の値

$$\gamma = \frac{\Delta M_P}{B M_P} = \frac{(w - d_0)}{w}$$

• k_p , k_b , k_{by} の値

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_1}{EA_1} + \frac{l_n + l_e}{EA_e}$$

$$\frac{1}{k_{by}} = \frac{l_1}{EA_1} + \frac{l_n + l_e}{0.03EA_e}$$

$$\frac{1}{k_p} = \frac{2t}{EA_p}, \quad A_p = \frac{\pi}{4} ((S + 0.32t)^2 - d_0^2)$$

$\alpha_0, b, b_0, t, t_w, E, I, A_1, l_1, l_n, l_e, S, d_0, B P_Y, B P_U, P_0$, etc. + Page 138 を参照

表 (6-4-1) 終局強度算定式

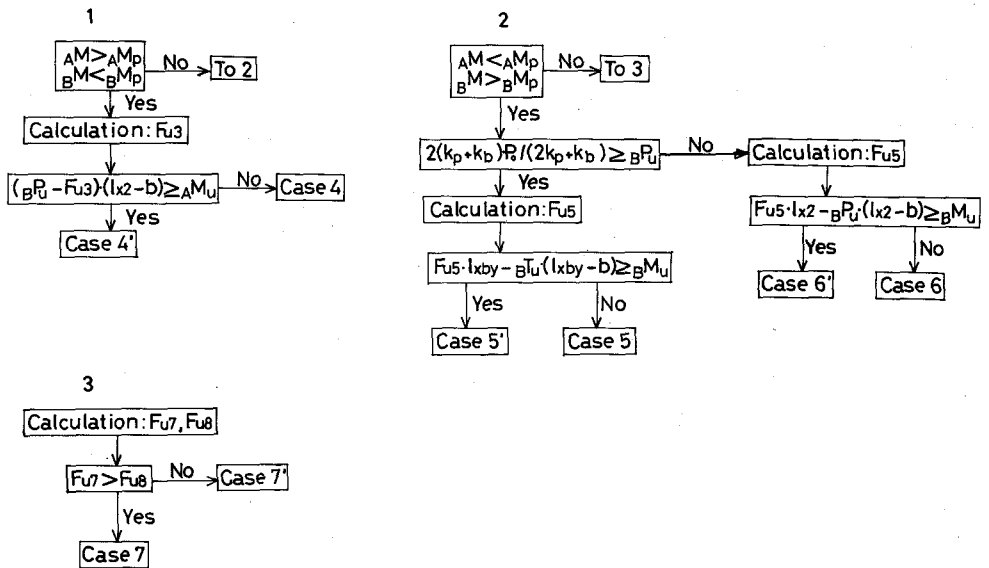
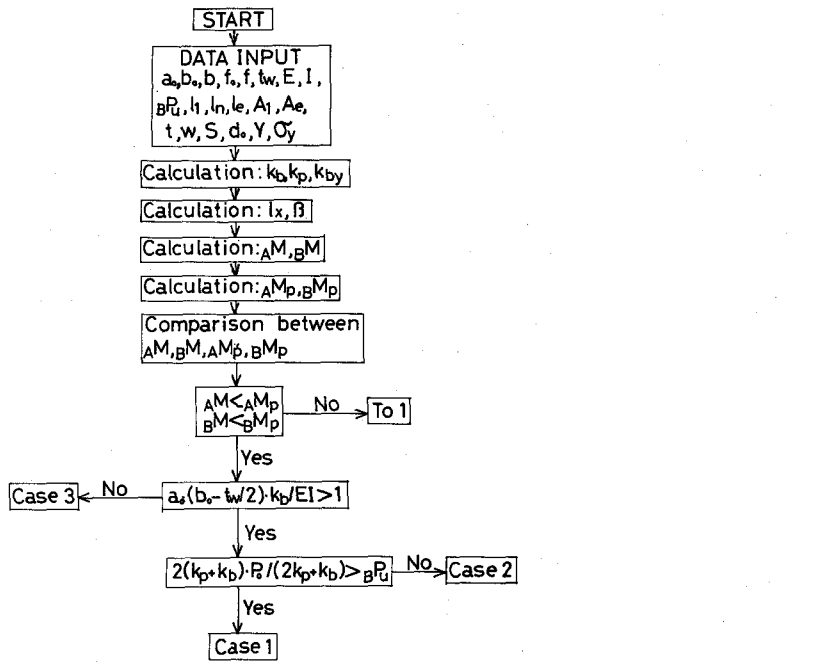


図 (6-4-2). 終局強度算定のフローチャート

6-5 本提案式による解析値と実験値の比較

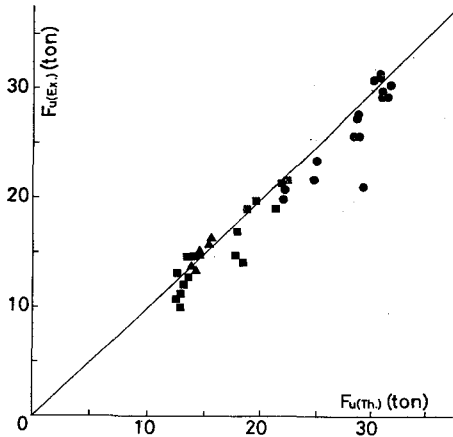
6-5-1 終局強度

第4章の静的載荷実験、JSSCに報告された実験⁷⁾、永井の実験⁶⁾の供試体について、既往の提案式及び本章の提案式で算定した終局強度と実験値の比較を行なう。

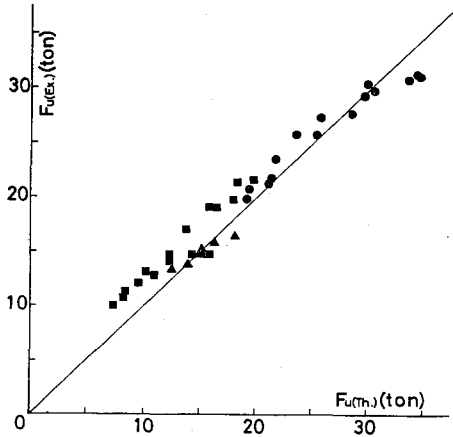
表(6-5-1)は各供試体に関する実験値($F_u(Ex)$)と各解析値($F_u(Th)$)の比較表であり、図(6-5-1)~図(6-5-6)は縦軸に実験値、横軸に解析値をとり各提案式による解析値の精度をみたものである。同図において●印は本論文の実験値、▲印はJSSC、■印は永井の実験を示す。また、表(6-5-2)は各供試体について $(F_u(Th) - F_u(Ex)) \times 100 / F_u(Ex)$ を求め、各提案式毎にその平均値及び標準偏差を示したものである。

Specimen	Experiment (ton)	Douty Mcquire	Munse	Kato	Tanaka	Nagai	This Paper
S-24-90-60(1)	30.50	31.60	29.89	28.71	31.35	30.71	30.62
S-24-90-60(2)	29.40	31.30	29.60	28.43	31.11	30.52	30.37
S-24-75-75(1)	27.30	28.60	25.59	25.66	27.34	27.71	27.21
S-24-75-75(2)	25.80	28.32	25.34	25.41	27.14	27.57	27.00
S-24-60-90(1)	23.50	24.96	21.70	22.14	23.33	24.48	23.47
S-24-60-90(2)	21.85	24.72	21.48	21.92	23.17	24.40	23.30
S-24-50-100(1)	20.80	22.21	19.30	19.44	20.63	22.29	21.23
S-24-50-100(2)	19.95	22.00	19.11	19.25	20.50	22.22	20.62
S-16-75-75(1)	21.15	29.25	21.05	20.50	19.99	22.12	17.60
S-20-75-75(1)	25.75	28.89	23.57	37.09	25.94	25.76	25.58
S-28-75-75(1)	29.45	30.91	30.52	27.27	32.22	30.86	28.66
S-28-75-75(2)	29.90	30.91	30.52	27.27	32.22	30.86	28.66
S-28-75-75(3)	27.75	28.88	28.52	25.48	30.81	28.96	28.28
S-34-75-75(1)	31.15	30.72	34.36	26.15	35.73	31.38	30.86
S-34-75-75(2)	31.38	30.72	34.36	26.15	35.73	31.38	30.86
S-34-75-75(3)	30.90	30.66	33.62	25.58	35.44	30.83	30.37
No.1	13.30	14.18	12.30	12.75	13.22	14.00	13.36
No.2	15.15	14.69	15.04	12.75	15.91	14.97	14.65
No.3	15.15	14.69	15.04	12.75	15.91	14.97	14.65
No.4	15.00	14.60	15.04	12.75	15.91	14.97	14.65
No.5	14.80	14.69	15.04	12.75	15.91	14.97	14.65
No.6	15.80	15.44	16.24	13.60	17.05	15.81	15.61
No.7	13.80	13.87	13.90	11.82	14.78	14.44	13.65
No.8	16.43	15.57	18.04	17.14	17.14	16.03	16.07
N-1	11.25	12.96	8.38	8.38	8.38	10.61	8.19
N-2	13.15	12.65	10.03	16.38	12.18	12.60	11.77
N-3	14.70	13.38	12.12	11.69	13.67	14.05	12.76
N-4	14.70	14.12	14.26	11.79	15.71	15.21	13.74
N-5	14.10	18.45	12.26	13.98	13.46	15.31	10.09
N-6	17.05	17.93	13.68	27.32	16.37	17.58	16.59
N-7	19.05	18.83	15.81	16.38	17.91	19.30	17.64
N-8	19.95	19.66	17.93	16.51	19.90	20.45	18.78
N-9	10.05	12.90	7.23	5.03	5.03	9.10	10.09
N-10	10.80	12.48	8.17	9.83	9.83	11.38	11.74
N-11	12.15	13.04	9.56	12.53	11.24	13.06	12.35
N-12	12.95	13.55	10.98	16.61	15.36	14.16	12.45
N-13	14.80	17.86	15.79	14.00	13.47	15.31	10.09
N-14	19.05	21.27	16.47	27.35	19.09	18.00	17.82
N-15	21.55	21.87	18.16	19.92	20.32	20.52	20.38
N-16	21.75	22.18	19.76	20.08	21.74	21.89	21.53

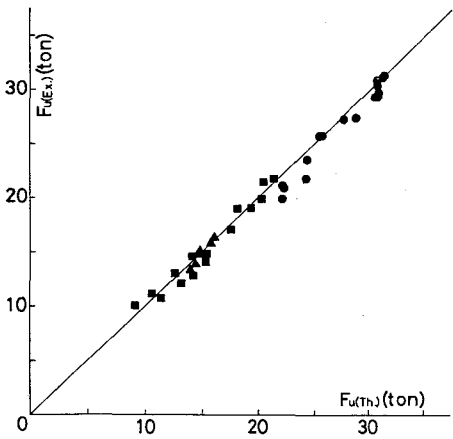
表(6-5-1) 既往の解析法及び本論文の解析法による解析値と実験値の比較



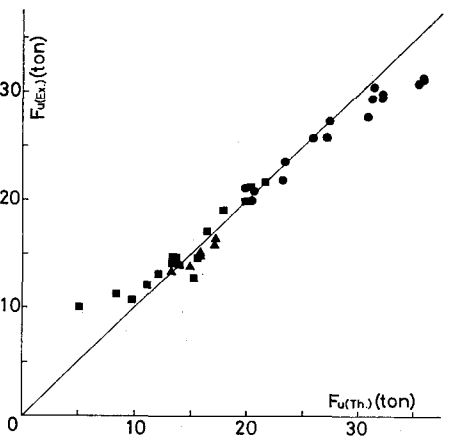
図(6-5-1) 終局強度に関する解析値と実験値の比較 (Douty, Mcguire)



図(6-5-2) 終局強度に関する解析値と実験値の比較 (Munse)



図(6-5-3) 終局強度に関する解析値と実験値の比較 (永井)



図(6-5-4) 終局強度に関する解析値と実験値の比較 (田中)

	$(F_{ult}(Th.) - F_{ult}(Ex.)) \cdot 100 / F_{ult}(Ex.)$	
	Average	Standard Deviation
Douty & Mcguire	5.80	10.1
Munse	-6.16	10.5
Kato	-4.31	19.9
Tanaka	0.50	11.6
Nagai	2.05	4.7
This Paper	-4.01	8.7

表(6-5-2) 既往の解析法の精度評価

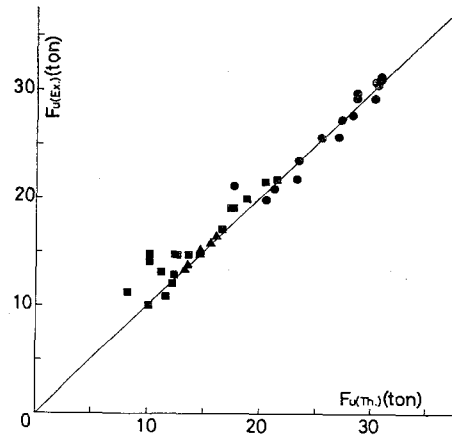
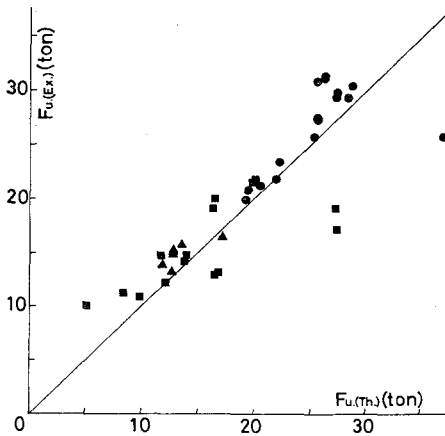


図 (6-5-5) 終局強度に関する解析値と実験値の比較 (加藤) 図 (6-5-6) 終局強度に関する解析値と実験値の比較 (本論文)

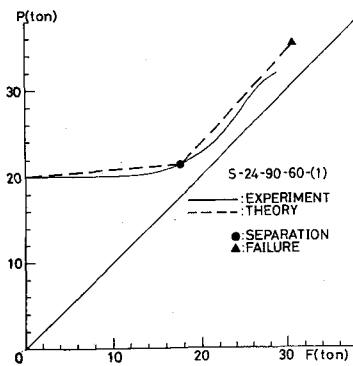
これらより、どの提案式も $\pm 10\%$ の範囲内で実験値を精度良く追跡出来ることがわかる。平均値での評価についてみると、田中の提案式の精度が最も良く、永井、本論文、加藤、Donty & McGuire、Munse と続く。しかし、ここで各提案式の成り立ちをみると、永井、Donty & McGuire、Munse らの提案式は終局状態をただ一つ、たとえばボルト破断のみを対象として実験的に求められたものであり、任意の形状寸法を有する S. T. 接合部に適用する場合、終局状態が設定したものと異なり、不都合な問題が生じる場合も考えられる。一方、田中、加藤、本論文の提案式は S. T. 接合部の終局状態をいくつかの Case に分類し、各 Case に対する判別式及び終局強度算定式が示されており、任意の形状寸法を有する接合部にも適用可能であり実用的と考える。

これら3者の方法による解析値を比較すると、田中の提案式は、終局荷重が大きい供試体では危険側の解析値を与え、加藤の提案式は供試体形状により実験値と大きくかけ離れた解析値を与える場合もあり精度のバラツキが大きいこと、また、本章での提案式による解析値は平均して実験値を4%過小評価するが、精度のバラツキが少ないことがわかる。

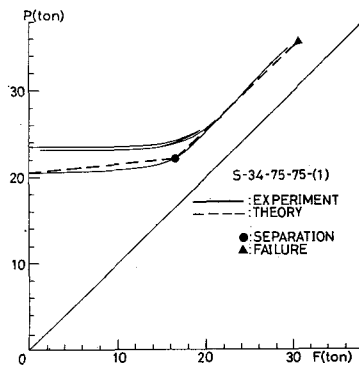
なお、橋本氏の提案法による解析値は実験値を平均して2%過大評価し、精度のバラツキも少ないが、方法が煩雑で¹²⁾ 実用性に欠けるきらいがあり、ここでの考察を省いた。

6-5-2 B-F曲線

本章に提案する終局強度算定式を用い、ボルト軸力と外荷重の関係（B-F曲線）を bi-linear の曲線として算定した解析値と実験値の比較例を図（6-5-7）～図（6-5-8）に示す。



図(6-5-7) bi-linear に仮定した B-F 曲線と実験値の比較 (S-24-90-60-(1))



図(6-5-8) bi-linear に仮定した B-F 曲線と実験値の比較 (S-34-75-75-(2))

表（6-5-3）は疲労実験の各供試体について、静的な数サイクルの载荷の最後のサイクルにおける上下限荷重時のボルト軸力（ P_u ， P_L ）を bi-linear の曲線よ

Specimen Series	$\frac{(P_L(\text{Th.}) - P_L(\text{Ex.})) \cdot 100}{P_L(\text{Ex.})}$		$\frac{(P_u(\text{Th.}) - P_u(\text{Ex.})) \cdot 100}{P_u(\text{Ex.})}$	
	Average	S.D.	Average	S.D.
24-75-75	0.55	0.46	0.01	4.48
24-60-90	0.50	0.18	1.14	3.95
24-50-100	0.62	0.26	-3.49	5.44
16-75-75	0.56	0.05	-3.25	3.90
20-75-75	1.12	0.05	-9.97	5.87
28-75-75	0.91	0.01	-0.60	3.51
Total	0.64	0.35	-1.92	5.48

表(6-5-3) bi-linear に仮定した B-F 曲線の精度評価

り求め、解析値の精度を $(P(\text{Th.}) - P(\text{Ex.})) \times 100 / P(\text{Ex.})$ で評価し、各供試体シリーズ毎にその平均値及び標準偏差を示したものである。同表の Total 欄は供試体シリーズに関係なくすべての供試体について評価した結果である。なお、解析では、初期導入軸力(P_0)を数サイクル载荷後の下限荷重時のボルト軸力としている。

これより、bi-linearに仮定したB-F曲線は、下限荷重時のボルト軸力を総平均で0.6%過大評価(標準偏差0.35%)し、上限荷重のボルト軸力を1.9%過小評価(標準偏差5.5%)することがわかる。また、上・下限荷重時両方をあわせた場合、解析値は実験値を総平均で0.64%過小評価することがわかる。

以上のことより、初期導入軸力を実験値に一致させた場合、本提案式を用いてB-F曲線を初期締付け時、ボルト部離間時、終局荷重時を結ぶbi-linearの曲線と仮定しても、解析値は実験値を精度良く追跡出来るものと考えられる。

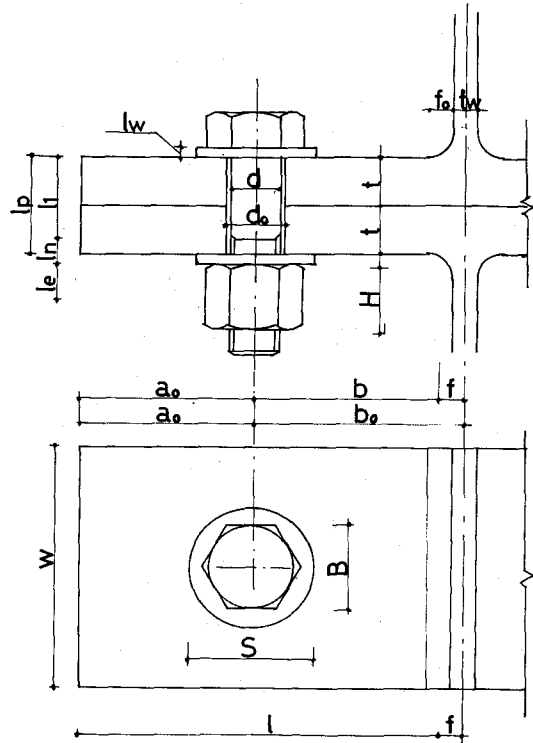
6-6 結論

既往の解析手法を利用して、S、T接合部におけるボルト軸力と外荷重の関係(B-F曲線)並びに静的終局強度を理論的に算定する方法を導いた。本章で得た結論を以下に述べる。

- (1) 本章の解析法で算定したボルト軸力と外荷重の関係(B-F曲線)は、実験値を精度良く追跡出来る。
- (2) ボルト軸モーメント増分(ΔM)と荷重増分(ΔF)の関係を提案した近似式で求める際、bi-linearの折れ曲り点に対応する荷重を、ボルト部離間荷重の τ 倍として適切に評価すれば、提案式による理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線は実験値を精度良く追跡出来る。
- (3) 本章の終局強度算定式による解析値は実験値を平均して4%過小評価(標準偏差8.7%)するが、既往の算定式による解析値に比べ、精度のバラツキが少ない。
- (4) 本章に提案する方法で、bi-linearの曲線として求めたB-F曲線は、実験値を精度良く追跡出来る。

第6章における記号一覧

- A_1 : ボルト円筒部断面積
- A_e : ボルトねじ部有効断面積
- A_p : フランジプレートの有効圧縮面積
- a_o : はしあき距離 (フランジ先端とボルト芯間距離)
- b : 有効ゲージ間隔 (ボルト芯とフィレット中心間距離)
- b_o : ゲージ間隔 (ボルト芯とウェブ中心線間距離)
- B : ボルト頭又はナットの対面距離
- C : S.T.フランジプレート間の接触圧
- C_o : 初期締付け時の接触圧
- d : ボルト軸公称径
- d_o : ボルト穴径
- E : 鋼材のヤング率
- F : 接合部への外荷重 (ボルト1本当たり)
- F_u or F_{ult} : 接合部の終局荷重 (ボルト1本当たり)
- F_r : 離間荷重 (ボルト1本当たり)
- f_o : フィレット長さ
- f : フィレット中心とウェブ中心線間距離
- H : ナット高さ
- I : プレートの断面2次モーメント ($= w \cdot t^3 / 12(1 - \nu^2)$)
- k_b : ボルトのバネ定数 (弾性域)
- k_{by} : " (塑性域)



- k_p : プレーートのバネ定数
 BC_y : 離間前にボルトが塑性化する時の接触圧
 K : ボルト部バネ定数
 l : 曲げスパン ($a_0 + b$)
 l_1 : ボルト円筒部長さ
 l_e : ナット内の有効ねじ長さ
 l_n : 遊びねじ長さ
 l_p : 総板厚 ($2 \times t$)
 l_w : 座金厚
 l_x : てこ反力点位置
 l_{x1} : ボルト部離間前の l_x
 l_{x2} : ボルト部離間後の l_x
 l_{xy} : ボルト部離間時の l_x
 M_p : プレーートの全塑性モーメント
 AM_p : ボルト位置での M_p
 BM_p : フィレット中心位置での M_p
 M_u : プレーートの終局モーメント
 AM_u : ボルト位置での M_u
 BM_u : フィレット中心位置での M_u
 ΔAM : ボルト位置でのプレートのモーメント増分
 ΔBM : フィレット中心位置でのプレートのモーメント増分
 ΔM : ボルトのモーメント増分
 ΔF : 外荷重増分 (ボルト1本当たり)
 n : 外力着点の分割率
 P : ボルト軸力
 P_L : 下限荷重時の P
 P_u : 上限荷重時の P
 BP_y : 降伏ボルト軸力
 BP_u : 最大ボルト軸力 (破断軸力)

- P_0 : 初期導入軸力
 P_r : 離間時の P
 Q : てこ反力 (ボルト 1 本当たり)
 Q_u : 終局荷重時の Q
 R : ボルト公称半径
 S : 座金の外径
 T : ボルト部に作用する引張力 ($F + Q$)
 BTy : 離間前にボルトが降伏する時の T
 t : フランジ板厚
 t_w : ウェブの板厚
 w : フランジ幅 (ボルト 1 本当たり)
 Y : フランジ素材の降伏比
 Z_e : ねじ部有効断面積を有する丸棒の断面係数
 β : てこ反力比 (Q/F)
 β_1 : 離間前の β
 β_2 : 離間後の β
 β_r : 離間時の β
 β_u : 終局荷重時の β
 θ : フランジプレートのボルト位置での回転角
 ν : ポアソン比

〔参 考 文 献〕

- 1) T.Douty, W.Mcguire: High Strength Bolted Moment Connection, Proc. of ASCE, No.ST2, April, 1965
- 2) R.S.Nair, P.C.Birkemoe, W.H.Munse: High Strength Bolts Subject to Tension and Prying, Proc. of ASCE, No.ST2, Feb. 1974
- 3) 加藤 勉 『高力ボルト引張接合部の設計式 (スプリットT接合)』
JSSC, Vol.5, No.46, 1969.10
- 4) 田中 尚、田中淳夫 『高力ボルト引張接合部の設計式について』
JSSC, Vol.11, No.120, 1975.12
- 5) 橋本篤秀 『高力ボルトスプリットティ型引張接合に関する研究』
千葉工業大学研究報告 (理工編), 第15, 16号 (別冊)
- 6) 永井義規 『引張ボルト接合の基礎的研究』
大阪大学, 学位論文, 1971.1
- 7) 日本鋼構造協会引張ボルト接合班 『高力ボルトの引張接合について』
JSSC, Vol.3, No.24, 1967.12
- 8) 椋代仁朗、田中 清 『高力ボルト引張接合に関する実験と解析』
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1973.10
- 9) 藤本盛久、橋本篤秀 『高力ボルト引張接合に関する研究 第1部 (その1),(その2)』
日本建築学会論文報告集, 第164号, 第165号
- 10) 藤本盛久、橋本篤秀 『高力ボルト引張接合に関する研究 第2部 (その1),(その2)』
日本建築学会論文報告集, 第190号, 第191号
- 11) 加藤 勉、田中淳夫 『高力ボルト引張接合に関する研究 (その1),(その2)』
日本建築学会論文報告集, 第146号, 第147号
- 12) 日本鋼構造協会接合小委員会 『鋼構造接合資料集成ーリベット接合・高力ボルト接合』, 技報堂, 1977
- 13) 日本建築学会 『高力ボルト接合設計施工指針』, 1972

- 14) 脇山広三、平井敬二、辻川孝夫 『高力ボルト引張接合に関する研究 (Split-Tee 接合部の終局強度算定式の提案)』

日本建築学会大会学術講演梗概集 1977.10

第 7 章 Split-Tee 接合部の疲労強度 推定法に関する一考察

7-1 序

第 5 章では S・T 接合部の疲労強度について、その最も基本的な形状の T・T 接合部の疲労実験を報告し、静的にバランス設計された供試体では、接合部の疲労破壊はほとんどの場合ボルトで生じることを明らかにした。

従って、S・T 接合部の疲労設計法を確立するためには、接合部の疲労強度、特にそのボルトの疲労強度を推定する方法について研究することが必要である。

本章では、前章までの実験データ及び解析結果等を基に S・T 接合部におけるボルトの疲労強度を推定する方法を提案し、その方法による推定結果と実験結果を比較考察する。

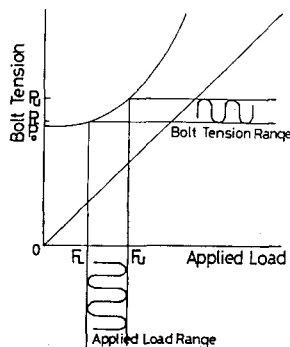
7-2 疲労強度の推定に必要な基本的事項

7-2-1 疲労強度推定法の流れ

一般に鋼材の疲労現象は、200 万回の破壊回数に対する疲労限度以下の応力では生じず、疲労設計といえはこの疲労限度を対象として行なわれるのが通常である¹⁾。しかし、この 200 万回という数字それ自体に厳密な意味はなく、他の破壊回数を対象とした設計がなされても良く、また、単に 200 万回のみを対象としたのでは不経済な設計になる場合も考えられる。

従って、より幅の広い設計資料を得るためには、200 万回の疲労限度のみを推定するのではなく、任意の破壊回数に対する疲労強度を推定する方法が必要である。そこで、S・T 接合部におけるボルトの疲労強度を S-N カーブ（縦軸：接合部への上限荷重、横軸：破壊回数）の形で推定する方法について考える。

具体的な推定手順は後述することにし、ここではその基本的な考え方について述べる。まず推定の第 1 段階は接合部へ外荷重が作用した時のボルト軸力、すなわち、B-F 曲線を静的解析より算定することである。この B-F 曲線が算定出来れば図（7-2-1）に示すように、任意の繰返し荷重に対するボルト軸力の変動幅が容易に算



図(7-2-1) 外力振幅とボルト軸力変動幅

定出来、上下限荷重時のボルト軸平均応力度が求まる。

推定の第2段階は単一ボルト疲労実験データとの対応である。しかし、ここで問題となるのは、接合部のボルトには曲げ応力が生じていることである。この曲げ応力は静的解析より算定されるB-F曲線には含まれていないので、単に第1段階で得られる平均応力度と単一ボルト疲労実験データとを対応させるだけでは正確な強度推定は出来ない。この曲げの影響を具

体的に推定手順に組み入れる方法については後述するが、曲げの影響を適切に考慮出来れば、単一ボルト疲労実験データとの対応により、S. T. 接合部におけるボルトの疲労強度は正確に推定出来る。

以上、簡単に推定手順の概略を述べたが、ここで、単一ボルト疲労実験データはボルトのねじ部有効断面積当りの応力度で表わしてあり、さらにS. T. 接合部のボルトはねじ部で破断する場合はほとんどであること、また、実際のねじ底における応力状態を正確に把握することは非常に煩雑になること等を考慮すると、疲労強度を推定する際、ねじ部有効断面積当りの応力度で処理するのが実用的であると考える。

7-2-2 ボルト軸力-外荷重曲線(B-F曲線)の推定

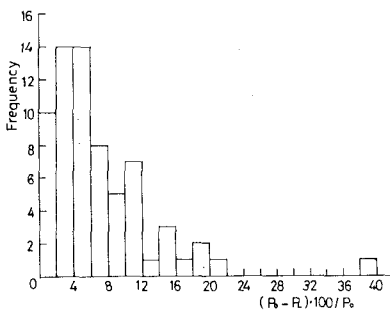
第6章において、B-F曲線を締付け時、ボルト部離間時、終局荷重時を結ぶ bi-linear の曲線で仮定しても、精度良く実験値を追跡出来ることを示した。

従って本章ではB-F曲線を第6章に述べた方法により bi-linear の曲線として求め、接合部のボルトの疲労強度推定法に用いる。

7-2-3 ボルト軸力の減少量

低応力高サイクル疲労の範囲では、荷重の第1サイクルでボルト軸力の減少の大部分が生じ、数サイクルの後B-F曲線は一定の曲線を描く。この原因はボルトとS、T、フランジ間、あるいはS、T、フランジ相互間のなじみ、また座金のS、T、フランジへの局部的なめり込み等によるものと考えられ、減少量を理論的に算定することは出来ない。しかし、B-F曲線を理論的に精度良く算定するには、ボルト軸力減少量を出来るだけ正確に把握することが必要である。

そこで、第5章の疲労実験データより、ボルト軸力減少率を $(P_0 - P_L) \times 100 / P_0$ と定義して軸力減少量を評価する。ここで P_0 は初期導入軸力、 P_L は数サイクル載荷後の下限荷重時のボルト軸力である。



図(7-2-2) $(P_0 - P_L) \times 100 / P_0$ のヒストグラム

Specimen Series	Average	Standard Deviation
24-75-75	3.70	2.72
24-60-90	3.81	2.75
24-50-100	5.68	3.70
16-75-75	13.06	4.51
20-75-75	12.62	4.45
28-75-75	3.77	1.73
Total	7.05	6.17

表(7-2-1) ボルト軸力減少量の評価

総平均では初期導入軸力の7.1% (標準偏差 6.2%) に当るボルト軸力減少量が生じることがわかる。

ボルト軸力減少率を数サイクル載荷後の外荷重0の状態のボルト軸力ではなく下限荷重時の軸力で定義してボルト軸力減少量を評価したが、数サイクルの載荷後におい

図(7-2-2)は疲労実験を行なったすべての供試体についてボルト軸力減少率を求め、ヒストグラムで表わしたものである。また、表(7-2-1)は各供試体シリーズに関する軸力減少率の平均値及び標準偏差を示し、最後のTotal欄はすべての供試体に関する評価を示している。

これらより、F-16-75-75シリーズとF-20-75-75シリーズの減少量が他の供試体シリーズに比べて大きく、初期導入軸力の13%にあたる量となっているが、他の4種類の供試体シリーズについてはそれほど明確な差はないこと、また

ては、下限荷重時のボルト軸力が荷重0の場合のボルト軸力とほとんど一致しているため、上述の評価量を用いて疲労強度の推定に必要なB-F'曲線を算定しても差し支えないものとする。

7-2-4 接合部におけるボルト間での軸力のバラツキ量

S. T. 接合部に用いられるボルト相互間で、軸力にどの程度のバラツキがあるのかを定量的に把握しておくことは疲労強度を把握する際に必要なことである。

S. T. 接合部を解析する際、その対称性を利用して解析を行なうのが一般的である。しかし実際の供試体は、供試体の加工精度等の影響により必ずしも対称とは言えず、載荷時の接合部のボルト軸力はそれぞれ異なる。

表(7-2-2)は、第5章での疲労実験の供試体の上下限荷重時のボルト軸力について、接合部の2本のボルト軸力のバラツキ量を $|P_1 - P_2| \times 100 / (P_1 + P_2) / 2$ で評価した結果であり、各供試体シリーズ毎の平均値と標準偏差を示したものである。また

最後のTotal欄はすべ

ての供試体についての評価

である。

同表より、接合部に用い

られるボルト相互の軸力の

バラツキ量は上・下限荷重

及び供試体シリーズ毎に明

確な差はなく、総平均で評価すると、下限荷重時ではボルト軸力の2.7%(標準偏差2.

9%)、上限荷重時では3.4%(標準偏差3.6%)に当る量であることがわかる。

Specimen Series	$\frac{ P_{L1} - P_{L2} }{(P_{L1} + P_{L2}) / 2} \cdot 100$		$\frac{ P_{U1} - P_{U2} }{(P_{U1} + P_{U2}) / 2} \cdot 100$	
	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.
F-24-75-75	2.216	2.144	4.549	5.081
F-24-60-90	2.110	1.517	3.376	2.731
F-24-50-100	4.877	3.843	4.573	2.339
F-16-75-75	2.023	1.957	0.704	0.957
F-20-75-75	3.453	5.020	1.307	1.314
F-28-75-75	1.225	1.575	2.856	2.601
Total	2.691	2.907	3.416	3.590

表(7-2-2) T・T接合部における2本のボルト軸力のバラツキ

7-3 ボルト軸に生ずる曲げの影響

S. T. 接合部のボルトの疲労強度は、実験で得られた数式化G. D.と理論的に求めた上下限荷重時のボルト軸の応力に対応させて推定する。その際、ボルトに生ずる曲げの影響をどのように考慮すれば精度の良い推定値が得られるのかを考察するため、平均応力度、ボルト軸の曲げモーメント等の測定値をそのまま用いて数式化G. D.との対応で算定した破壊回数と実験値を比較する。

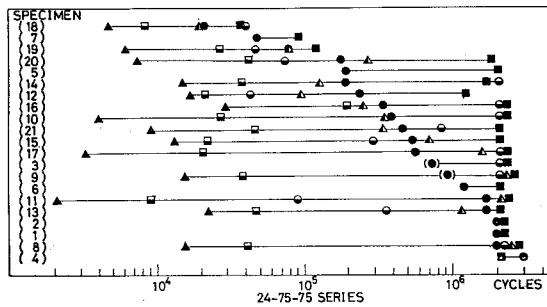
第5章の疲労実験の供試体について、ボルトの上下限荷重時の応力を表(7-3-1)に示すように仮定し、表(7-3-2)の数式化G. D. (F11TM22)との対応で算定した破壊回数を実験値と比較して示したのが図(7-3-1)～図(7-3-6)である。

Point Mark	Lower Load Condition	Upper Load Condition
●	Experiment	
■	$\bar{\sigma}_L(\text{Ex.})$	$\bar{\sigma}_U(\text{Ex.})$
□	$\bar{\sigma}_L(\text{Ex.})$	$\bar{\sigma}_U(\text{Ex.}) + \bar{\sigma}_{bu}$
○	$\bar{\sigma}_L(\text{Ex.}) + \bar{\sigma}_{bL}$	$\bar{\sigma}_U(\text{Ex.}) + \bar{\sigma}_{bu}$
△	$\bar{\sigma}_L(\text{Ex.}) - \bar{\sigma}_{bL}$	$\bar{\sigma}_U(\text{Ex.}) + \bar{\sigma}_{bu}$
▲	$\bar{\sigma}_L(\text{Ex.})$	$\bar{\sigma}_L(\text{Ex.}) + \Delta \epsilon_{\max} \cdot E$

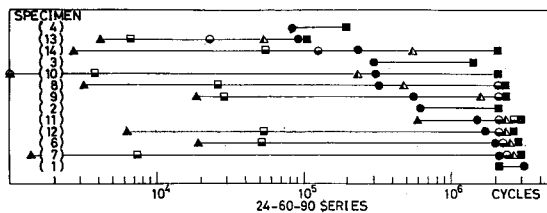
表(7-3-1) 上下限荷重時の応力度

Stress Ratio (α)	F11T M22	
	K- α Equation	C- α Equation
0	$K = -0.02660\alpha - 0.24087$	$C = 0.28620\alpha + 2.7622$
0.25	$K = 0.06488\alpha - 0.26374$	$C = 0.02020\alpha + 2.8287$
0.5	$K = -0.00456\alpha - 0.22902$	$C = 0.84384\alpha + 2.4168$
0.75	$K = 0.99144\alpha - 0.97602$	$C = -3.76710\alpha + 5.8751$
0.875	$K = 1.54300\alpha - 1.45870$	$C = -7.09330\alpha + 8.7855$
0.9375	$K = 0.19312\alpha - 0.19312$	$C = -0.81412\alpha + 2.8993$
1		

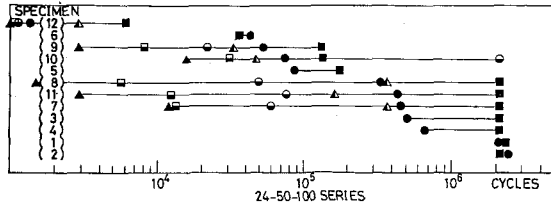
表(7-3-2) 数式化G. D. (F11TM22)



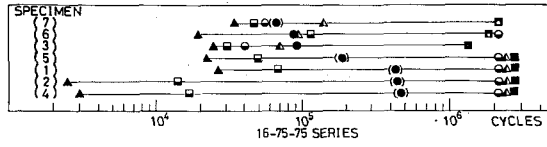
図(7-3-1) 推定値と実験値の比較 (F-24-75-75シリーズ)



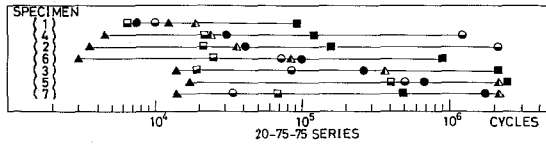
図(7-3-2) 推定値と実験値の比較 (F-24-60-90シリーズ)



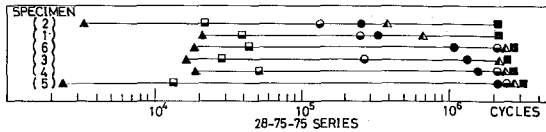
図(7-3-3) 推定値と実験値の比較 (F-24-50-100シリーズ)



図(7-3-4) 推定値と実験値の比較 (F-16-75-75シリーズ)



図(7-3-5) 推定値と実験値の比較 (F-20-75-75シリーズ)



図(7-3-6) 推定値と実験値の比較 (F-28-75-75シリーズ)

同図において、●印は実験値であり、各推定値は疲労実験で破壊したボルトに関する測定値を用いて推定している。

また、実験では破壊しなかった供試体、あるいは接合部2本のボルト両方で破壊した供試体については、2本のボルトについての推定値のうち小さい方の値を示している。

以下に表(7-3-1)に示す応力の記号について説明する。

- $\sigma_{L(Ex.)}$: 下限荷重時にボルトに生じる平均応力度 (下限荷重時に測定した歪ゲージの平均値 ($\bar{\epsilon}_L$) を用いて算定したボルト軸力 (P_L) をねじ部有効断面積 (A_e) で除した値。 $\sigma_{L(Ex.)} = P_L/A_e$

- $\sigma_u(\text{Ex.})$: 上限荷重時にボルトに生じる平均応力度 ($\sigma_u(\text{Ex.}) = P_u/A_e$)
- σ_{bL} : 下限荷重時にボルトに生じる最大曲げ応力度 (下限荷重時に測定したボルト軸部モーメント (M_L) をねじ部有効断面積を有する丸棒に作用させた時の最大曲げ応力度、 $\sigma_{bL} = M_L/Z_e$, $Z_e = \frac{A_e}{4} \cdot \sqrt{\frac{A_e}{\pi}}$)
- σ_{bu} : 上限荷重時にボルトに生じる最大曲げ応力度 ($\sigma_{bu} = M_u/Z_e$)
- $\Delta \epsilon_{\max}$: ボルト軸部に生じる最大歪度振幅 (ボルト軸に貼付した3枚の歪ゲージの値より第4章に述べた方法で算定した値)

なお、以後の考察において、例えば下限荷重時の応力を $\sigma_L(\text{Ex.})$, 上限荷重時の応力を $\sigma_u(\text{Ex.})$ として破壊回数を算定する場合を $[\sigma_L(\text{Ex.}) , \sigma_u(\text{Ex.})]$ と表示して考察を行なう。

図(7-3-1)～図(7-3-3)より明らかのように、上下限荷重時ともに曲げの影響を考慮しない $[\sigma_L(\text{Ex.}) , \sigma_u(\text{Ex.})]$ の場合 (■印)、推定値は実験値を過大評価し、上限荷重時のみに曲げを考慮した $[\sigma_L(\text{Ex.}) , \sigma_u(\text{Ex.}) + \sigma_{bu}]$ の場合 (□印)、推定値は実験値を過小評価している。

このことより、正確な推定を行なうには曲げの影響を考慮することが必要であること、また、上限荷重時のみに曲げの影響を考慮し、ボルト軸部に生ずる曲げモーメントがそのままねじ部有効断面積当りに作用するとして推定したのでは、推定値は実験値を過小評価することがわかる。

上限荷重時のみではなく、下限荷重時にも曲げの影響を考慮する場合、上下限荷重時でボルト軸に生じる曲げモーメントが同一方向とは限らず、下限荷重時に曲げの影響を考慮しない場合に比べ、縁応力度振幅が増加する場合と減少する場合がある。

ここでは極端な場合として、上下限荷重時でのボルトの曲げの方向が反対で、 $[\sigma_L(\text{Ex.}) , \sigma_u(\text{Ex.}) + \sigma_{bu}]$ に比べ縁応力度振幅が増加する $[\sigma_L(\text{Ex.}) - \sigma_{bL} , \sigma_u(\text{Ex.}) + \sigma_{bu}]$ を取りあげ(▲印)、また、上下限荷重時で曲げの方向が同一の場合として $[\sigma_L(\text{Ex.}) + \sigma_{bL} , \sigma_u(\text{Ex.}) + \sigma_{bu}]$ を取りあげる(●印)。

前者の場合は上限荷重のみに曲げを考慮した場合の推定値よりもさらに実験値を過小評価することがわかる。後者の場合、推定値の実験値に対する傾向は一概に言えず、過大評価する場合もあれば過小評価する場合もある。しかし前3者の推定値に比べ、

$\{\sigma_L(\text{Ex}) + \sigma_{bL}, \sigma_u(\text{Ex}) + \sigma_{bu}\}$ の推定値は実験値に比較的近づいている。

▲印は、下限荷重時の状態を基にした最大縁応力度振幅 ($\Delta\sigma_{\max} = \Delta\varepsilon_{\max} \cdot E$) で曲げの影響を考慮した場合の推定値であり、比較的精度良く実験値を追跡している。

以上のことより、S. T. 接合部におけるボルトの疲労強度を数式化G. D. との対応で推定する場合、ボルトに生じる曲げの影響は大きく、また、ねじ部有効断面積を有する丸棒に生じる最大縁応力度として、曲げの影響を適切に考慮すれば、推定値は実験値を精度良く追跡出来るものとする。

7-4 ボルト軸に生ずる曲げの影響の導入方法

ボルトに生じる曲げの影響をどのように導入すれば簡単に且つ精度良く疲労強度を推定することが出来るかを考察するため、次の3通りの導入方法を試み、各方法による推定値と実験値の比較考察を行なう。

7-4-1 ボルトねじ部の有効曲げ応力度

第5章の疲労実験の疲労破壊したボルトについて、下限荷重時の応力を平均応力度 ($\sigma_L(\text{Ex})$) とした場合、ねじ部有効断面積当りの平均応力度が上限荷重時にどれだけであれば、実際の破壊回数と一致するかを数式化G. D. との対応で算定し (σ_{ue})、上限荷重時の平均応力度 ($\sigma_u(\text{Ex})$) と σ_{ue} の差を有効曲げ応力度 (σ_{be}) と定義する。また、この有効曲げ応力度が生じるために必要な曲げモーメントをねじ部有効曲げモーメント ($M_e = \sigma_{be} \cdot Z_e$) と定義する。 Z_e はねじ部有効断面積を有する丸棒の断面係数である。具体的に σ_{ue} は、応力比 α を未知数として表 (7-3-2) の数式化G. D. に実験の破壊回数及び $\sigma_L(\text{Ex})$ を代入して α を求め、 $\sigma_{ue} = \sigma_L(\text{Ex})/\alpha$ で求めている。

表 (7-4-1) は有効曲げモーメント (M_e) と上限荷重時のボルト軸モーメントの測定値 (M_u) の比 $(M_e/M_u) \times 100$ を各供試体について求め、各シリーズ毎の平均値と標準偏差を示したものであり、同表の最後の Total はすべての供試体に関する

Specimen Series	Average	Standard Deviation
24-75-75	30.58	19.49
24-60-90	17.30	8.29
24-50-100	24.67	13.13
16-75-75	84.60	48.05
20-75-75	59.54	26.25
28-75-75	30.78	9.59
Total	38.66	26.75

表 (7-4-1) $(M_e/M_u) \times 100$ の評価

る評価を示している。また図(7-4-1)

は疲労破壊したボルトすべてに関する

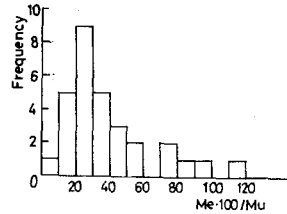
$(\frac{M_e}{M_u}) \times 100$ のヒストグラムである。

S. T. 接合部のボルトの疲労強度を推定するにあたり、実際にボルト軸部の曲げモーメントを測定するのであれば、表(7-4-1)の評価量で曲げの影響を推定に導入することが可能である。しかし、軸部モーメントの測定を行わない場合、任意の上限荷重に対する有効曲げモーメントを直接求めることは出来ない。

そこで、簡単に曲げの影響を推定に導入出来るように、本疲労実験範囲内で上限荷重時に有効曲げモーメントを生じさせるような有効偏心距離(e)を、疲労破壊したボルトについて、 $e = M_e / (\sigma_u(Ex) \cdot A_e) = (\sigma_{be} \cdot Z_e) / (\sigma_u(Ex) \cdot A_e)$ でそれぞれ算定し、各シリーズ毎に評価する。

表(7-4-2)は有効偏心距離をボルト公称半径(R)で無次元化した $(\frac{e}{R}) \times 100$ について各シリーズ毎に平均値と標準偏差を示したものであり、図(7-4-2)は疲労破壊したすべてのボルトに関する $(\frac{e}{R}) \times 100$ のヒストグラムである。

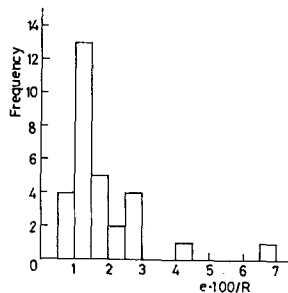
これらの図表より、ボルトの締付け位置が一定の供試体シリーズについてみると、 $(\frac{e}{R}) \times 100$ の平均値はS. T. フランジプレートの板厚が薄く、フランジプレートの曲げ変形が大きい供試体シリーズほど大きくなる傾向があるが、一方、板厚が一定で締付け位置の異なる供試体シリーズについては、 $(\frac{e}{R}) \times 100$ の明確な傾向は認められないことがわかる。また、破壊したすべてのボルト



図(7-4-1) $(\frac{M_e}{M_u}) \times 100$ のヒストグラム

Specimen Series	Average	Standard Deviation
24-75-75	1.39	0.51
24-60-90	1.02	0.24
24-50-100	1.71	1.55
16-75-75	2.90	0.12
20-75-75	2.70	1.79
28-75-75	1.59	0.52
Total	1.85	1.22

表(7-4-2) $(\frac{e}{R}) \times 100$ の評価



図(7-4-2) $(\frac{e}{R}) \times 100$ のヒストグラム

トについての $(e/R) \times 100$ の評価は総平均で 1.85 % (標準偏差 1.22 %) であることがわかる。

偏心距離 (e) は同一の供試体シリーズで下限荷重が一定であれば、上限荷重が大きくなりボルトに生じる曲げが大きくなるほど大きくなるはずである。しかし、本疲労実験範囲内でも明らかなように、初期導入軸力のバラツキ、ボルト軸力減少量の相違等、種々の要因により、同一の上下限荷重であっても、上下限荷重時のボルトの応力は各供試体で異なるため、任意の上限荷重と有効偏心距離の間には直接的な関係は認められない。

そこで、上述の $(e/R) \times 100$ に関する評価量 (総平均 1.85 %) を用いて曲げの影響を考慮し、数式化 G. D. との対応で推定値を算定した場合、推定値は実験値をどの程度の精度で追跡出来るのかを考察する。

図 (7-4-3) ~ 図 (7-4-8) における \odot 印は下限荷重時のボルト応力を $\sigma_L(Ex)$ とし、上限荷重時の応力を $\{ \sigma_u(Ex) + (\sigma_u(Ex) \cdot Ae \cdot e) / Z_e \}$ として数式化 G. D. との対応で算定したものである。 \bullet 印は実験値を示す。

推定値と実験値の比較より、本疲労実験範囲の S. T. 供試体に対して、 $(e/R) \times 100 = 1.85$ として曲げの影響を有効偏心距離の形で取り扱うことにより、ほぼ実験値を追跡出来る推定値が得られるものとする。

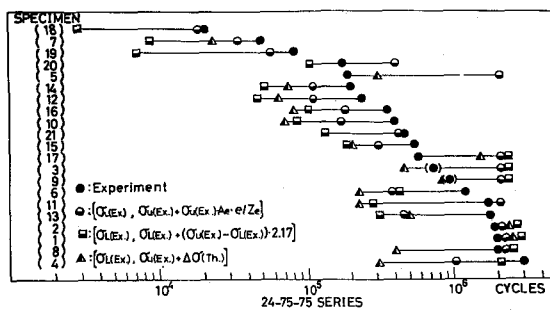


図 (7-4-3) 推定値と実験値の比較 (F-24-75-75シリーズ)

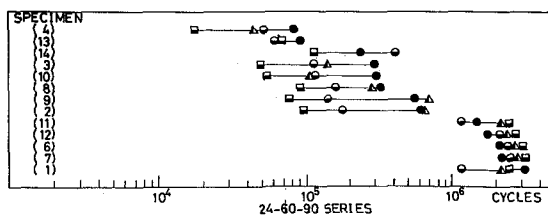


図 (7-4-4) 推定値と実験値の比較 (F-24-60-90シリーズ)

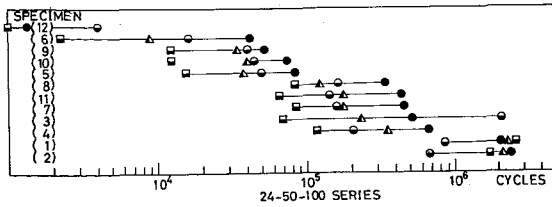


図 (7-4-5) 推定値と実験値の比較
(F-24-50-100シリーズ)

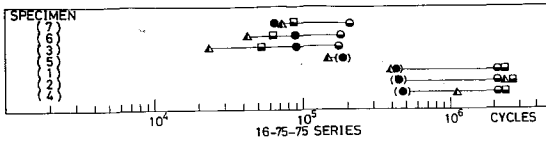


図 (7-4-6) 推定値と実験値の比較
(F-16-75-75シリーズ)

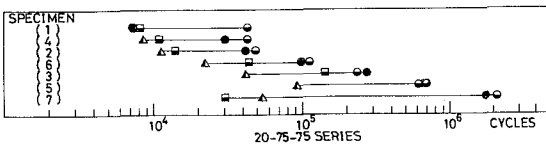


図 (7-4-7) 推定値と実験値の比較
(F-20-75-75シリーズ)

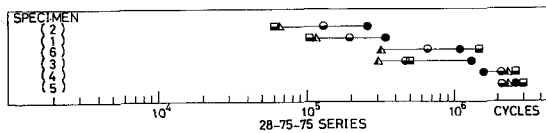


図 (7-4-8) 推定値と実験値の比較
(F-28-75-75シリーズ)

7-4-2 最大縁応力度振幅

ボルト軸に生じる曲げの程度を概ね把握するために、第4章で、平均歪度振幅と最大歪度振幅の比の値について評価し、本疲労実験範囲では総平均で、最大縁応力度振幅が平均応力度振幅の 2.17 倍であることを示した。この評価量を曲げの影響として算定した推定値、すなわち $\{\sigma_L(Ex), \sigma_L(Ex) + (\sigma_u(Ex) - \sigma_L(Ex)) \times 2.17\}$ の場合の推定値が図 (7-4-3) ~ 図 (7-4-8) における \blacksquare 印である。同図より、有効偏心距離を用いて推定した場合 (\bullet 印) に比べ、推定値は実験値を過小評価する傾向にあることがわかる。

7-4-3 ボルト軸モーメント増分

第6章で外荷重の変動 (ΔF) によりボルト軸に生ずる曲げモーメント増分 (ΔM) を ΔF の関数として bi-linear の曲線で近似する方法を提案したが、その方法で

算定した $\Delta M - \Delta F$ 曲線を用いて求めた推定値と実験値の比較を行なう。

下限荷重時のボルト応力を $\sigma_L(Ex)$ 、上限荷重時の応力を $\{\sigma_u(Ex) + 4\sigma_b(Th)\}$ として数式化 G. D. との対応で求めた推定値が図 (7-4-3) ~ 図 (7-4-8) における Δ 印である。

表 (7-4-3) は推定に用いた理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線である。なお $\Delta M - \Delta F$ 曲線を求める際の τ の値は実験値の $\Delta M - \Delta F$ 曲線との対応より算定している。

Specimen type	$\Delta M - \Delta F$ Equation		
	$\Delta F < \tau F$	$\Delta F > \tau F$	τ
F-24-75-75	$\Delta M = 0.0192\Delta F$	$\Delta M = 0.1431\Delta F - 1.239$	0.609
F-24-60-90	$\Delta M = 0.0241\Delta F$	$\Delta M = 0.1837\Delta F - 1.956$	0.892
F-24-50-100	$\Delta M = 0.0274\Delta F$	$\Delta M = 0.2147\Delta F - 1.761$	0.786
F-16-75-75	$\Delta M = 0.0555\Delta F$	$\Delta M = 0.4315\Delta F - 2.252$	0.483
F-20-75-75	$\Delta M = 0.0280\Delta F$	$\Delta M = 0.2159\Delta F - 0.996$	0.344
F-28-75-75	$\Delta M = 0.0124\Delta F$	$\Delta M = 0.0925\Delta F - 0.537$	0.392

表 (7-4-3) 理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線
式 (6-3-27), (6-3-28)

推定値と実験値の比較より、推定値は各供試体により傾向は異なるが、有効偏心距離を用いた推定値と同程度に実験値を追跡出来ることがわかる。

以上3通りの方法でボルトに生じる曲げの影響の導入方法を考え、推定値と実験値の比較を行なったが、有効偏心距離を用いた推定値がほぼ実験値を追跡出来ること、さらに、他の任意の形状を有する S. T. 接合部に適用するには、 $\Delta M - \Delta F$ 曲線に基づき導入方法が有用であることが明らかになった。

7-5 疲労強度推定法

7-5-1 はじめに

前節までの考察結果に基づき、ある任意の形状寸法を有する S. T. 接合部の疲労強度をボルト破断を前提として推定する方法について考える。なお、疲労設計資料として役立つように、縦軸に接合部への上限荷重、横軸に破壊回数をとった S-N カーブの形で推定値が算定出来るような方法である。

強度の推定に際し、最も重要な点である曲げの影響の導入方法により具体的な推定手順は異なる。本節では以下の3通りの方法を試みる。

7-5-2 [方法A] : 有効曲げ応力度に基づく方法

[方法A] はボルト軸に生じる曲げの影響を有効偏心距離としてとらえ、本実験に

関する $(\frac{e}{R}) \times 100$ の評価量 (平均値 1.85, 標準偏差 1.22) を用いて推定段階に導入する方法であり、その具体的な推定手順を以下に示す。

〔手 順〕

- (1) 対象とする S. T. 接合部について、第 6 章の静的解析法で、ボルト軸力 - 外荷重曲線 (B - F 曲線) を bi-linear の曲線として算定する。
- (2) 下限荷重 (F_L) を設定する。また、任意の上限荷重 (F_u) を適当な間隔で設定し ($F_{u1}, F_{u2}, \dots, F_{ui}$)、各荷重時のボルト軸力 ($P_L(\text{Th.}), P_{u1}(\text{Th.}), P_{u2}(\text{Th.}), \dots, P_{ui}(\text{Th.})$) を理論 B - F 曲線より求め、ねじ部有効断面積当りの平均応力度 ($\sigma_L(\text{Th.}), \sigma_{u1}(\text{Th.}), \dots, \sigma_{ui}(\text{Th.})$) で表示する。
- (3) 有効偏心距離 (e) を $(\frac{e}{R}) \times 100 = 1.85$ より求め、各上限荷重時においてねじ部有効断面積を有する丸棒に生じる最大曲げ応力度 (σ_b) を算定する ($\sigma_{b1}(\text{Th.}), \sigma_{b2}(\text{Th.}), \dots, \sigma_{bi}(\text{Th.})$)。

$$\sigma_{bi} = (\sigma_{ui}(\text{Th.}) \cdot A_e \cdot e) / Z_e = P_{ui}(\text{Th.}) \times \frac{e}{Z_e}$$

A_e : ねじ部有効断面積, Z_e : ねじ部有効断面積を有する丸棒の断面

$$\text{係数} \left(Z_e = \frac{A_e}{4} \sqrt{\frac{A_e}{\pi}} \right)$$

- (4) 下限荷重時の応力を $\sigma_L(\text{Th.})$ 、上限荷重時の応力を ($\sigma_{ui}(\text{Th.}) + \sigma_{bi}(\text{Th.})$) とし、数式化 G. D. との対応で破壊回数 (N_1, N_2, \dots, N_i) を求める。
- (5) 縦軸に接合部への外荷重 (F_{ui})、横軸に破壊回数 (N_i) をとり、(4) で求めた結果をプロットし、推定 S - N カーブを求める。

7 - 5 - 3 〔方法 B〕 : $\Delta M - \Delta F$ 曲線に基づく方法

〔方法 B〕は、第 6 章で提案した $\Delta M - \Delta F$ 曲線の算定式を用いてボルト軸に生じる曲げの影響を導入する方法である。具体的な手順を以下に示す。

〔手 順〕

- (1) 〔方法 A〕の(1)と同じ。
- (2) 〔方法 A〕の(2)と同じ。
- (3) 適切に算定した τ の値を用い、式 (6 - 3 - 27)、式 (6 - 3 - 28) より理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線を算定する。

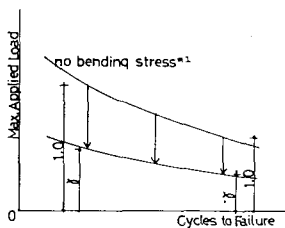
- (4) (2)で設定した下限荷重及び任意の上限荷重に対して理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線よりボルト軸に生ずるモーメント増分を算定し ($\Delta M_1(\text{Th.})$, $\Delta M_2(\text{Th.})$, \dots , $\Delta M_i(\text{Th.})$), ねじ部有効断面積を有する丸棒に作用させた場合の曲げ応力度を求める ($\Delta \sigma_{b1}(\text{Th.})$, $\Delta \sigma_{b2}(\text{Th.})$, \dots , $\Delta \sigma_{bi}(\text{Th.})$).

$$\Delta \sigma_{bi}(\text{Th.}) = \Delta M_i(\text{Th.}) / Z_e$$

- (5) 下限荷重時の応力を $\sigma_L(\text{Th.})$, 上限荷重時の応力を ($\sigma_{ui}(\text{Th.}) + \Delta \sigma_{bi}(\text{Th.})$) とし、数式化 G. D. との対応で破壊回数を求める。 (N_1, N_2, \dots, N_i)
- (6) [方法 A] の(5)に同じ。

7-5-4 [方法 C] : 低減率に基づく方法

[方法 C] はボルトに生じる曲げの影響を考慮せずに数式化 G. D. との対応で推



定した S-N カーブを求め、その S-N カーブに対し図 (7-5-1) に示すように切欠係数と同様な考え方で、曲げその他の因子の影響を低減率 (γ) として導入する方法である。具体的な手順を以下に示す。

図 (7-5-1) 低減率 (γ)

[手順]

- (1) [方法 A] の(1)に同じ。
- (2) [方法 A] の(2)に同じ。
- (3) 下限荷重時の応力を $\sigma_L(\text{Th.})$, 上限荷重時の応力を $\sigma_{ui}(\text{Th.})$ として数式化 G. D. との対応で破壊回数 (N_1, N_2, \dots, N_i) を求める。
- (4) 低減率を決定し、設定した上限荷重 (F_{ui}) を修正する ($F_{ui} \times \gamma$)。
- (5) 縦軸に修正した上限荷重 ($F_{ui} \times \gamma$)、横軸に対応する破壊回数 (N_i) をとり、推定 S-N カーブを求める。

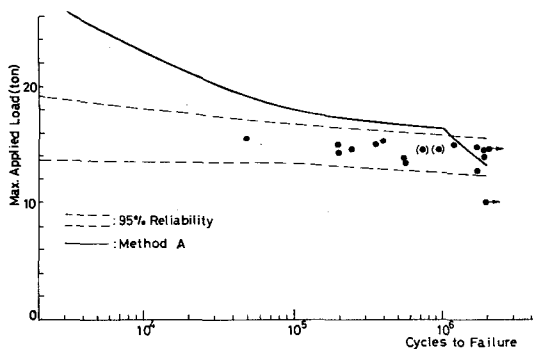
7-6 推定値と実験値の比較考察

[方法 A] ~ [方法 C] の 3 通りの推定方法で第 5 章の疲労実験の供試体について推

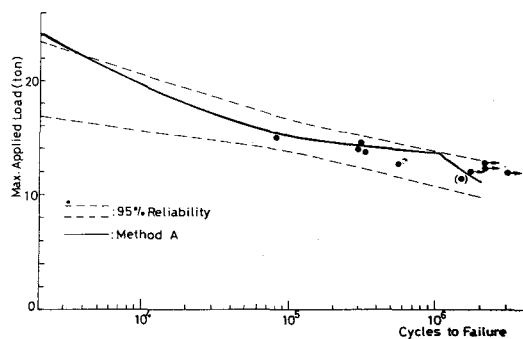
定した結果と実験値の比較を行なう。

なお、いずれの方法においても、理論的にB-F曲線を算定する際の初期導入軸力（ P_0 ）は設計ボルト張力としている。この理由は、本疲労実験の供試体について測定したボルト軸力減少量が総平均で初期締付け軸力の7.1%（標準偏差6.2%）に相当する量であり、また、標準ボルト張力の約10%減が設計ボルト張力であることから、すべてのボルトが標準ボルト張力で締付けられたものとみなすと、設計ボルト張力をB-F曲線算定のための初期導入軸力とすれば、若干安全側に疲労強度を推定し得るものとするからである。

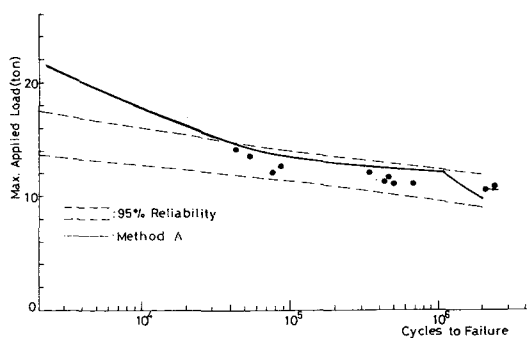
図(7-6-1)～図(7-6-6)は〔方法A〕による推定値と実験値の比較図である。各図には実験値によるS-Nカーブの値の95%の信頼幅を点線で示す。



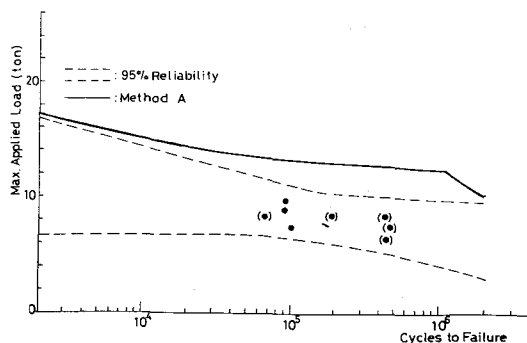
図(7-6-1)〔方法A〕による推定値と実験値の比較 (F-24-75-75)



図(7-6-2)〔方法A〕による推定値と実験値の比較 (F-24-60-90)



図(7-6-3)〔方法A〕による推定値と実験値の比較 (F-24-50-100)



図(7-6-4)〔方法A〕による推定値と実験値の比較 (F-16-75-75)

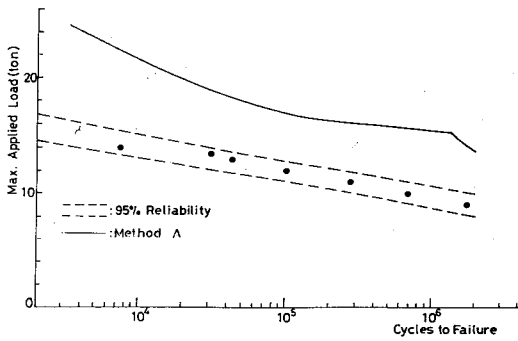


図 (7-6-5) [方法 A] による推定値と実験値の比較 (F-20-75-75)

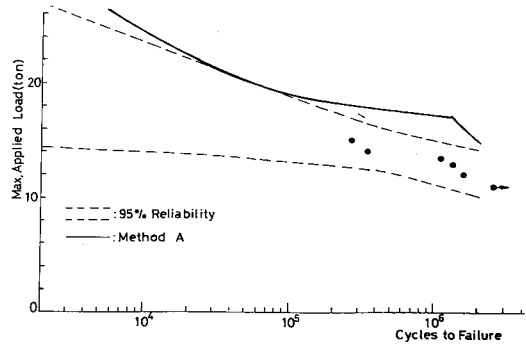


図 (7-6-6) [方法 A] による推定値と実験値の比較 (F-28-75-75)

これらの図より、[方法 A] による推定値は F-24-60-90、F-24-50-100 シリーズについてはほぼ実験値を追跡しているが、他のシリーズに対しては危険側の推定値を与えることがわかる。また、いずれの推定 S-N カーブも、B-F 曲線の折れ曲り点である離間荷重付近で折れ曲がり、なめらかな曲線にはなっていない。これはボルト部離間荷重前後では、外荷重増分に対するボルト軸力の増分が大きく異なり、さらに、有効偏心距離をすべての上限荷重に対して一定としたために生じたものである。

図 (7-6-7) ~ 図 (7-6-12) は [方法 B] による推定値と実験値の比較図である。なお、同図には、実験値による S-N カーブの値の 95% の信頼幅を点線で示している。

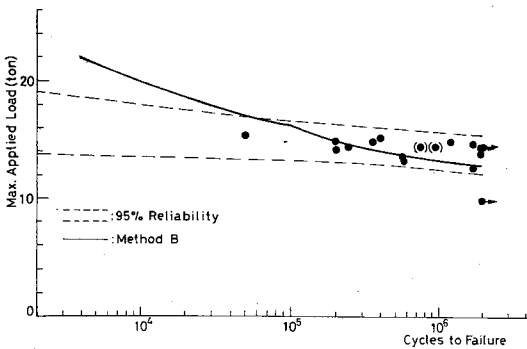


図 (7-6-7) [方法 B] による推定値と実験値の比較 (F-24-75-75)

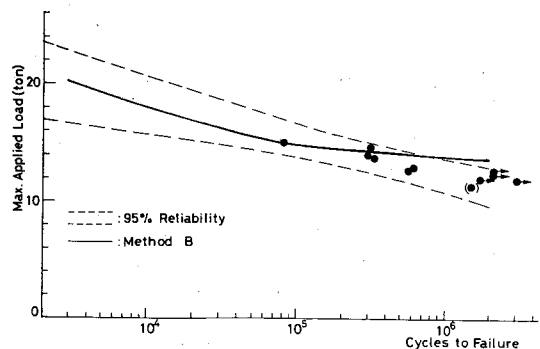
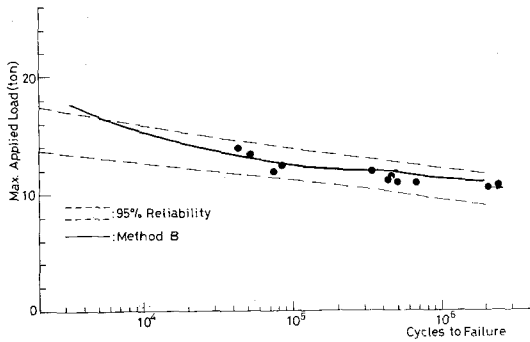
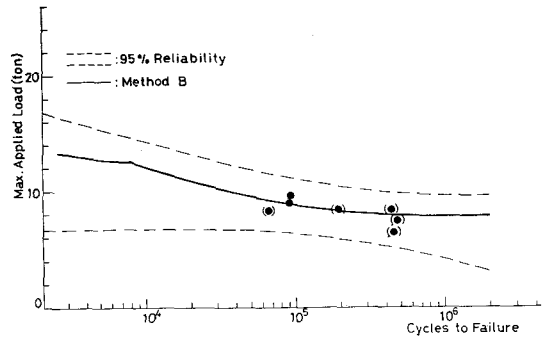


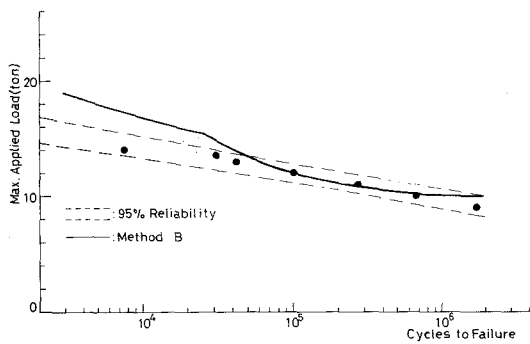
図 (7-6-8) [方法 B] による推定値と実験値の比較 (F-24-60-90)



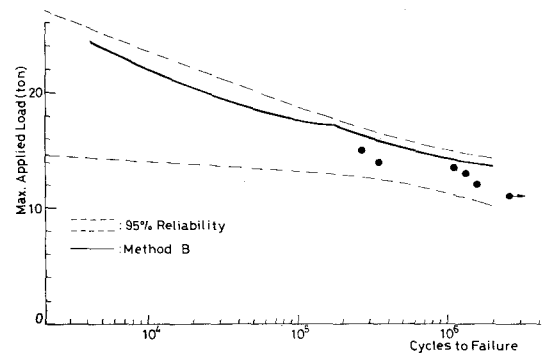
図(7-6-9)〔方法B〕による推定値と実験値の比較 (F-24-50-100)



図(7-6-10)〔方法B〕による推定値と実験値の比較 (F-16-75-75)



図(7-6-11)〔方法B〕による推定値と実験値の比較 (F-20-75-75)

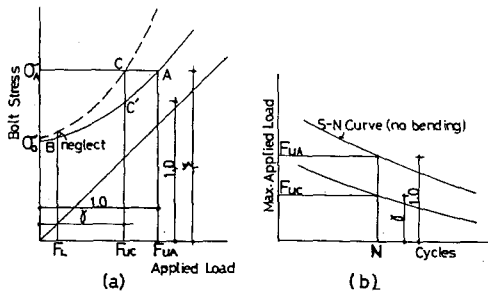


図(7-6-12)〔方法B〕による推定値と実験値の比較 (F-28-75-75)

これらの図より、〔方法B〕による推定S-Nカーブは〔方法A〕の場合と同様にボルト部離間荷重で折れ曲り点を生じているが、〔方法A〕に比べ極端ではないこと、また、本疲労実験の範囲で推定値はいずれの供試体シリーズに対しても精度良く追跡していることが明らかである。

このことより、ボルト軸に生じるモーメント増分を適切に評価するための τ の値がなんらかの方法で算定出来れば、理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線を用いて曲げの影響を導入し、〔方法B〕で精度の良い推定値が得られるものとする。

〔方法C〕による推定では、低減率(γ)の設定が推定精度にとって重要である。図(7-6-13)は曲げによる低減率(γ)の定義を、B-F曲線(縦軸:ねじ部有効断面積当りの応力度、横軸:外荷重(ボルト1本当たり))とS-Nカーブ(縦軸:上限



図(7-6-13) 低減率の定義

する。また実線の応力状態と数式化G. D. との対応で求めた推定S-Nカーブを図(7-6-13(b))のno bendingと示す曲線とし、A, Bの繰返し荷重状態に対応する破壊回数をNとする。

S. T. 接合部のボルトに生じる曲げ応力を考慮し、縦軸に(平均応力度+曲げ応力度)をとりB-F曲線を表示すると、図(7-6-13)(a)の点線で示す曲線となる。

実線におけるA点の応力度は点線上のC点(応力度 σ_A)と等しくなる。このC点に対応する外荷重を F_{uC} とする。

下限荷重時に生じる曲げ応力(図(7-6-13)(a)でneglectと示す部分)を無視すると、点線の応力状態で数式化G. D. と対応させ破壊回数がNになる上限荷重を求めれば F_{uC} になる。この F_{uC} と F_{uA} の比の値(F_{uC}/F_{uA})を曲げの影響による低減率(r)と定義し、 F_{uC} における実線上の応力度(σ'_C)と点線上の応力度(σ_A)の比の値(σ_A/σ'_C)を曲げの影響による応力増加係数(ξ)と定義する。

ここでは以上のように曲げによる低減率を定義したが、実際に疲労強度を推定するにはボルトに生じる曲げの影響のみではなく、ボルト軸力の減少を含めた理論B-F曲線の精度等も当然大きな影響を推定値に与える。従って単に曲げの影響による低減率のみではなく、種々の因子による総合的な低減率を考慮しなければならない。

表(7-6-1)に、低減率に影響を与えると考えられる因子として、有効応力度($\sigma_{ue} = \sigma_u(E_x) + \sigma_{be}$)と上限荷重時の平均応力度($\sigma_u(E_x)$)の比($\sigma_{ue}/\sigma_u(E_x)$)、初期導入軸力を設計ボルト張力とした場合の理論B-F曲線による平均応力度と実験値の比($\sigma_L(E_x)/\sigma_L(Th)$), $\sigma_u(E_x)/\sigma_u(Th)$)、各S. T. 供試体における2本のボルトの

荷重(ボルト1本当たり)、横軸:破壊回数)で示したものである。

図(7-6-13(a))において実線で示した曲線はボルトの平均応力度と外荷重の関係であり、理論的に算定し得るものである。この実線において、下限荷重(F_L)の状態に対応する点をB点(応力度 σ_L)とし、上限荷重(F_{uA})の状態に対応する点をA点(応力度 σ_A)と

応力度のバラツキ量 ($|\sigma_1 - \sigma_2| \times 100 / (\sigma_1 + \sigma_2) / 2$) , 実験値と理論値による応力度振幅の比 ($\Delta\sigma(\text{Ex}) / \Delta\sigma(\text{Th})$) , 有効応力度振幅 ($\Delta\sigma_e = \sigma_{ue} - \sigma_L(\text{Ex})$) と $\Delta\sigma(\text{Ex})$ の比 ($\Delta\sigma_e / \Delta\sigma(\text{Ex})$) について、第5章の疲労実験データより算定した結果を各供試体シリーズ毎に示す。

Specimen Series	$\frac{ \sigma_{L1} - \sigma_{L2} }{(\sigma_{L1} + \sigma_{L2})/2} \cdot 100$		$\frac{ \sigma_{u1} - \sigma_{u2} }{(\sigma_{u1} + \sigma_{u2})/2} \cdot 100$		$\frac{\sigma_L(\text{Ex.})}{\sigma_L(\text{Th.})}$		$\frac{\sigma_u(\text{Ex.})}{\sigma_u(\text{Th.})}$		$\frac{\Delta\sigma(\text{Ex.})}{\Delta\sigma(\text{Th.})}$		$\frac{\sigma_{ue}}{\sigma_u(\text{Ex.})}$		$\frac{\Delta\sigma_e}{\Delta\sigma(\text{Ex.})}$	
	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.
F-24-75-75	2.216	2.144	4.549	5.081	1.045	0.035	1.050	0.028	1.110	0.812	1.072	0.033	2.993	3.180
F-24-60-90	2.110	1.517	3.376	2.731	1.048	0.027	1.046	0.017	0.937	0.446	1.045	0.007	1.395	0.111
F-24-50-100	4.877	3.843	4.573	2.339	1.021	0.045	1.052	0.016	1.390	0.510	1.081	0.058	2.220	1.333
F-16-75-75	2.023	1.957	0.704	0.957	0.934	0.054	0.972	0.024	1.936	0.887	1.130	0.006	1.910	0.009
F-20-75-75	3.453	5.020	1.307	1.314	0.850	0.048	1.070	0.021	3.962	1.222	1.122	0.080	2.038	0.561
F-28-75-75	1.225	1.575	2.856	2.601	1.041	0.017	1.056	0.028	1.323	0.904	1.071	0.023	3.821	4.506
Total	2.691	2.907	3.416	3.590	1.017	0.057	1.043	0.035	1.577	1.188	1.081	0.051	2.481	2.421

表(7-6-1) 低減率に影響を与える要素の評価

これら諸因子のうち、ボルト軸の曲げに関するものが最も大きな影響を推定値に与えるであろうが、各因子が低減率及び推定値にどの程度の影響を与えるかは不明であり、さらに、各因子はもともとランダムなバラツキを有するため、理論的に低減率を算定することは出来ない。

そこで、諸因子による低減率の目安として理論B-F曲線より算定出来る次の3種類の値を低減率として〔方法C〕に導入し、推定S-Nカーブを求める。

- ① 理論B-F曲線のボルト部離間から終局状態に至るまでの直線の傾き(a)の逆数 ($r_1 = 1/a$)
- ② 離間荷重(Fr)と終局荷重(Fult)の比の値 ($r_2 = Fr/Fult$)
- ③ 疲労実験データより得られた有効応力度(σ_{ue}) (各シリーズ毎の平均値)を生じさせるのに必要な外荷重(Fe)と離間荷重(Fr)の比の値 ($r_3 = Fr/Fe$)

図(7-6-14)~図(7-6-19)は上述の $r_1 \sim r_3$ を低減率として〔方法C〕で求めた推定値と実験値の比較図である。なお、〔方法A〕,〔方法B〕の場合と同様に、実験値によるS-Nカーブの値の95%の信頼幅を比較のため点線で示している。

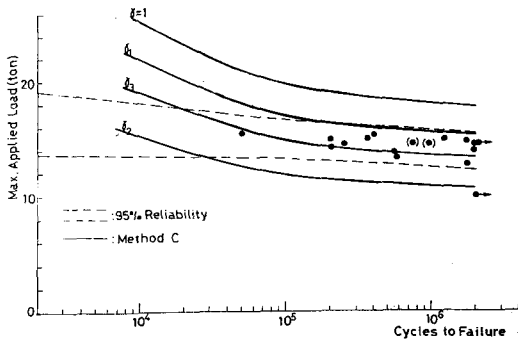


図 (7-6-14) [方法C] による推定値と実験値の比較 (F-24-75-75)

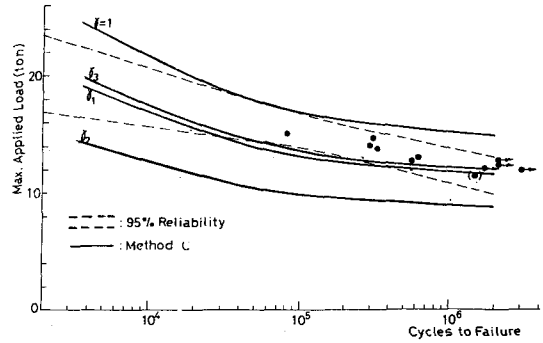


図 (7-6-15) [方法C] による推定値と実験値の比較 (F-24-60-90)

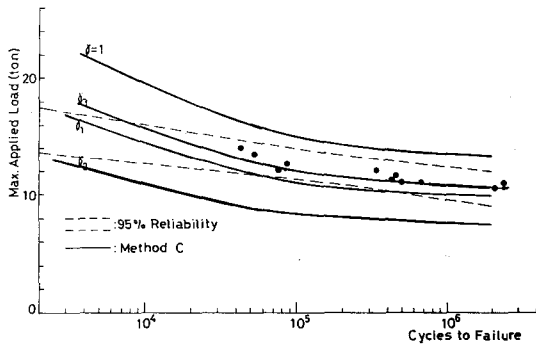


図 (7-6-16) [方法C] による推定値と実験値の比較 (F-24-50-100)

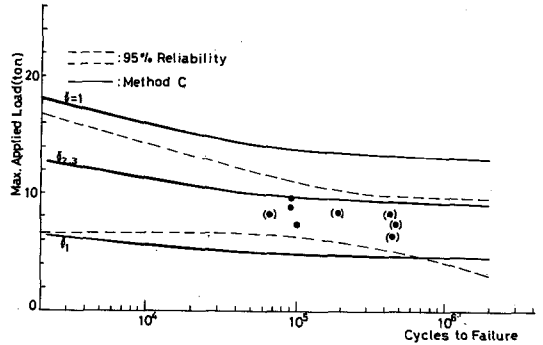


図 (7-6-17) [方法C] による推定値と実験値の比較 (F-16-75-75)

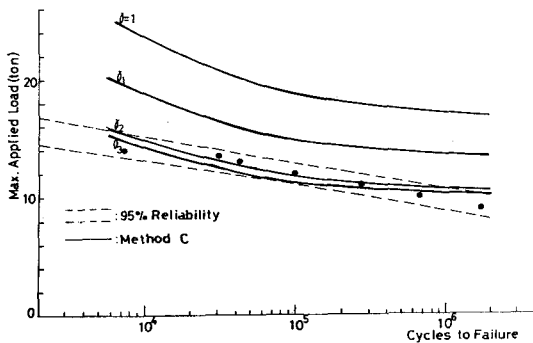


図 (7-6-18) [方法C] による推定値と実験値の比較 (F-20-75-76)

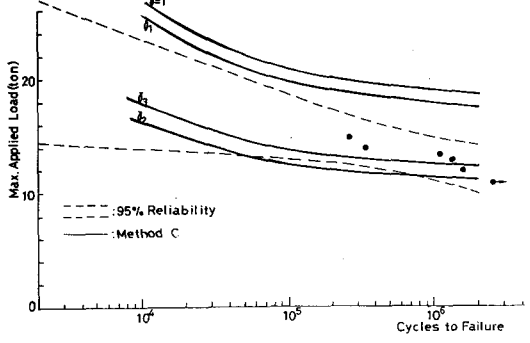


図 (7-6-19) [方法C] による推定値と実験値の比較 (F-28-75-75)

これらの図より、低減率をどのようとれば実験値を最も精度良く追跡出来るかは、各供試体シリーズにより異なるが、F-16-75-75 シリーズを除き、低減率を r_2 あるいは r_3 とした場合の推定値が実験値を良く追跡していることがわかる。

以上〔方法A〕～〔方法C〕の3通りの方法で推定したS-Nカーブと実験値とを比較考察したが、理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線を用いてボルト軸の曲げの影響を推定段階に導入する〔方法B〕が、ほぼ精度良く実験値を追跡出来ること、また、曲げの影響だけでなくランダムなバラツキを有する他の影響因子を低減率の形で適切に評価してやれば、〔方法C〕は簡単に且つ精度良く実験値を追跡出来、実用的であることが明らかである。

7-7 S. T. 接合部のボルトの疲労強度を回帰直線として推定する方法の提案

〔方法A〕～〔方法C〕による推定S-Nカーブはいずれの場合も下に凸な曲線になる。そこで、前節までの推定結果と実験値の比較考察結果より、接合部のボルトの疲労強度の回帰直線を推定する〔方法C'〕を提案する。

〔方法C'〕

- (1) 対象とするS. T. 接合部について静的解析を行ない、理論B-F曲線をbi-linearの曲線として求める。
- (2) 算定した理論B-F曲線を用い、終局荷重(Fult)の85%に相当する外荷重($F_{0.85}$)時のボルト軸力($P_{0.85}$)を求め、ねじ部有効断面面積当りの応力度($\sigma_{0.85}$)で表示する。
- (3) 設定した下限荷重時の応力度($\sigma_{L(Th)}$)と $\sigma_{0.85}$ を用いて、数式化G. D. との対応で破壊回数($N_{0.85}$)を求める。
- (4) 下限荷重時の応力を $\sigma_{L(Th)}$ とし、破壊回数が200万回になるような上限荷重時の応力度(σ_{200})を数式化G. D. との対応で算定し、その応力度を生じさせるに必要な上限荷重(F_{200})を理論B-F曲線より求める。
- (5) 低減率(r)をS. T. 接合部及び使用ボルトに関する諸量より次式で算定する。

$$r = \frac{65(BP_u - P_0)Z_{ewt}^4(a_0 + 2b)}{90(BP_u - P_0)Z_{ewt}^4(a_0 + 2b) + \pi d^4 A_e a_0 b^2 (3F_{ult} - 5F_L - 4\tau F_{ult})}$$

式(7-7-1)

但し、

$$B R_u : \text{最大ボルト軸力、} P_o : \text{設計ボルト張力、} Z_e := \frac{A_e}{4} \sqrt{\frac{A_e}{\pi}}$$

F_{ult} : 接合部の終局強度 (ボルト1本当たり)、 τ : 理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線の折れ曲り点を表わす係数、 w, t, a, b, A_e (P. 138 参照)

(6) (1)~(5)で算定した各値を次式に代入し、任意の上限荷重 (F) と破壊回数 (N) の推定回帰直線を求める。

$$F = \frac{(F_{200} - 0.85F_{ult})}{(6.301 - \text{Log}N_{0.85})} \cdot \text{Log}N + \frac{(5.356F_{ult} - 6.301F_{200}(1 - \gamma) - \gamma F_{200} \text{Log}N_{0.85})}{(6.301 - \text{Log}N_{0.85})}$$

式 (7-7-2)

以上(1)~(6)に至る推定手順を述べたが、低減率 (γ) は第6章で提案した理論 $\Delta M - \Delta F$ 曲線式に基づき、実験値と推定値との比較考察より諸係数を定めたものである。また(4)の手順で、(σ_{200}) を求めるには、数式化G. D. における応力比 (α) を未知数として、 $N = 2 \times 10^6$ 及び $\sigma_L(\text{Th})$ を数式化G. D. に代入し、条件を満たす α を決定した後、 $\sigma_{200} = \sigma_L(\text{Th}) / \alpha$ として算定する方法か、あるいは実際にいくつかの上限荷重を仮定し、数式化G. D. との対応で破壊回数をそれぞれ求め、200万回になるものを決定する方法が実用的である。

以下に〔方法C'〕による推定値と実験値の比較を行なう。なお、本節では、第5章の

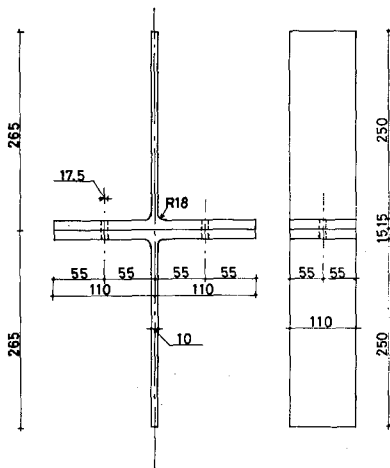
疲労実験の供試体シリーズに加え、図

(7-7-1)、表(7-7-1)~表

(7-7-3)に示すF-15-55-55

シリーズ(供試ボルト:F10TM16)

に関する推定値と実験値の比較も行なう。



図(7-7-1): 供試体形状寸法(F-15-55-55シリーズ)

Specimen Type	Nos. of Specimen	t (mm)	a ₀ (mm)	b ₀ (mm)
F-15-55-55	5	15	55	55

表 (7-7-1) S. T. 供試体の主要部寸法

Specimen Type	Bolt Length (mm)	0.2% offset (Kg/mm ²)	Tensile Strength (Kg/mm ²)	Elongation (%)	Reduction (%)
F-15-55-55	60	108	112	19	66

表 (7-7-2) 供試ボルトの機械的性質

Specimen Type	Yield Stress (Kg/mm ²)	Tensile Strength (Kg/mm ²)	Elongation (%)
F-15-55-55	26.28	45.46	28.76

表 (7-7-3) S. T. フランジの機械的性質

図 (7-7-2) ~ 図 (7-7-8) は〔方法 C'〕による推定値と実験値の比較図である。なお、低減率 (γ) の算定の際用いた τ の値は表 (7-4-3) の値、また、F-15-55-55 シリーズに関しては $\tau = 0.740$ を用いている。また、同比較図には、実験値による S-N カーブの値の 95% の信頼幅を点線で示している。

これらの図より、〔方法 C'〕による推定回帰直線はいずれの供試体シリーズに対しても実験値を精度良く追跡出来ることがわかる。

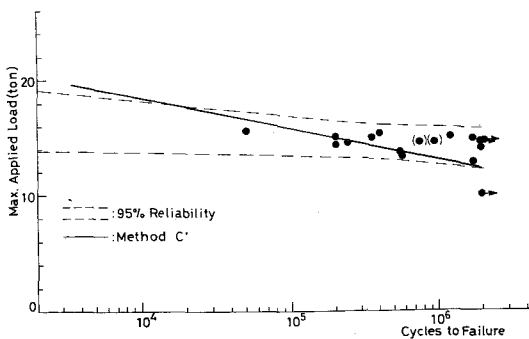


図 (7-7-2)〔方法 C'〕による推定値と実験値の比較 (F-24-75-75)

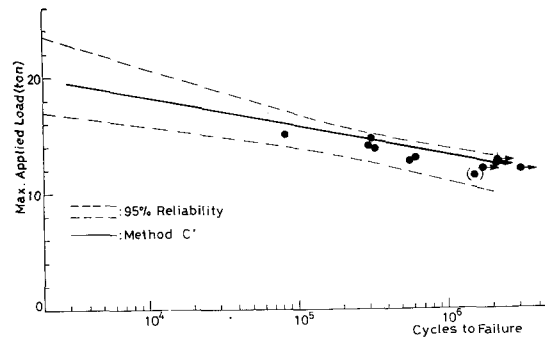
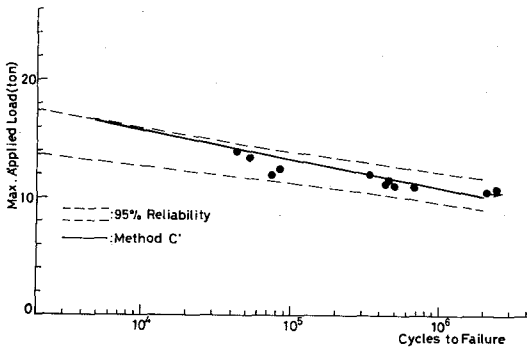
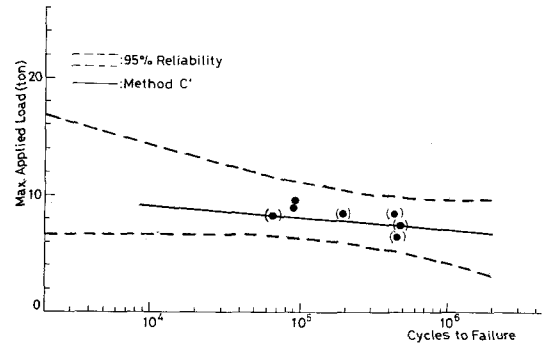


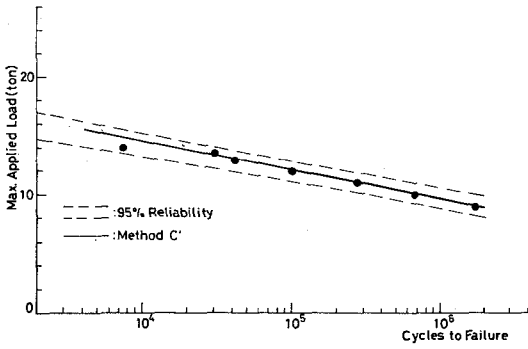
図 (7-7-3)〔方法 C'〕による推定値と実験値の比較 (F-24-60-90)



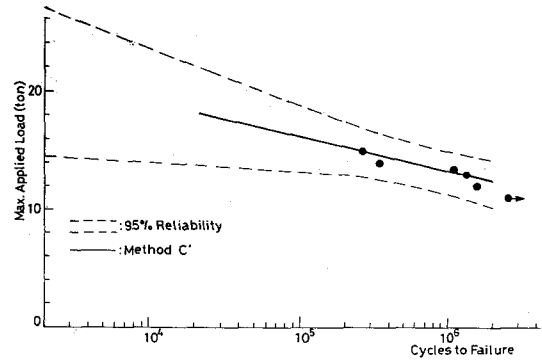
図(7-7-4)〔方法C'〕による推定値と実験値の比較 (F-24-50-100)



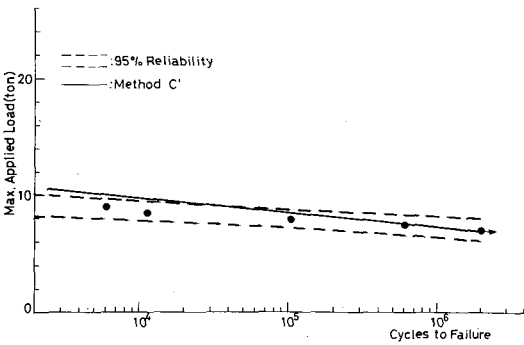
図(7-7-5)〔方法C'〕による推定値と実験値の比較 (F-16-75-75)



図(7-7-6)〔方法C'〕による推定値と実験値の比較 (F-20-75-75)



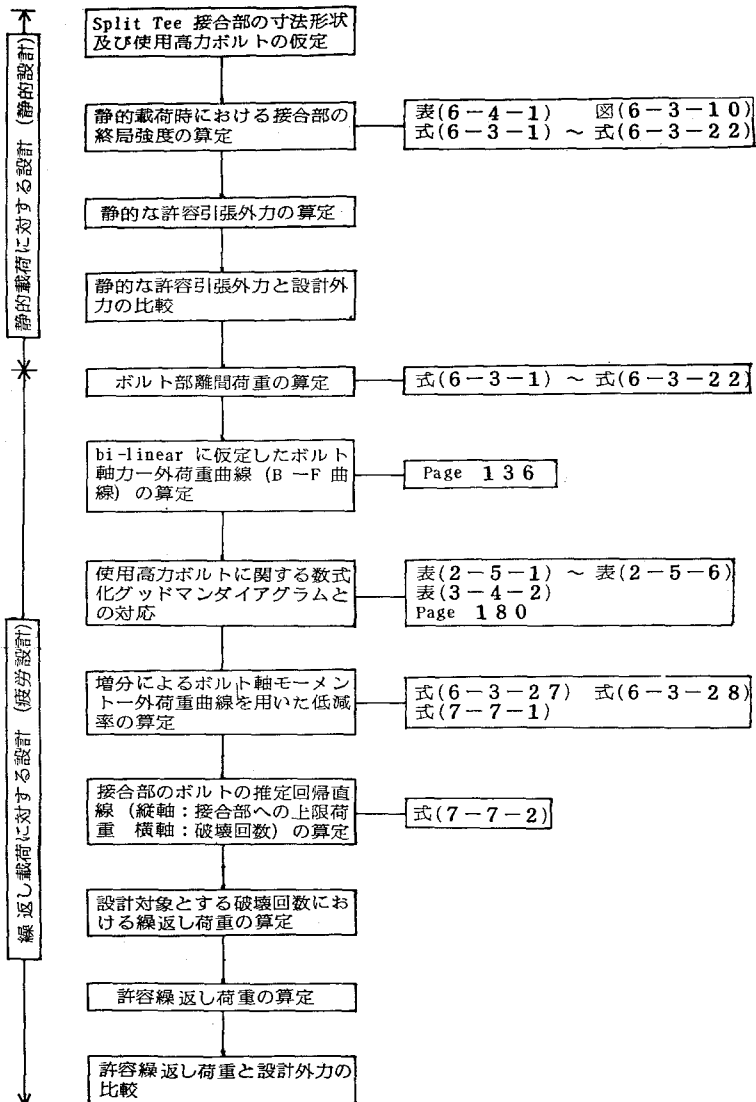
図(7-7-7)〔方法C'〕による推定値と実験値の比較 (F-28-75-75)



図(7-7-8)〔方法C'〕による推定値と実験値の比較 (F-15-55-55)

7-8 S. T. 接合部の疲労設計手法への応用

本研究の対象であるS・T・接合部が静的にバランス設計された場合、接合部の疲労強度は接合部のボルトの疲労強度で決定される。この実験事実に基づき、疲労設計を含めた接合部の設計手法を図(7-8-1)に示す。なお、同図中に、本論文における関連部分のページ、式、図、表番号をあわせて示す。



図(7-8-1)

S・T・接合部の設計手法

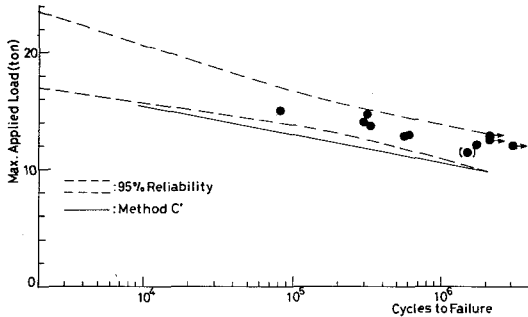
以上のように、疲労設計の基本的な流れとして、今までの静的設計に加え、接合部のボルトの疲労強度を推定することが必要となる。その際、本章に提案する疲労強度推定法が有用であるとする。

なお、図(7-8-1)の疲労設計手法において、低減率を式(7-7-1)で求める際、 $\Delta M-\Delta F$ 曲線についての τ の値が必要である。しかし、現段階において、 τ の有用な式を提示できないので、設計のための近似式として次式を示す。

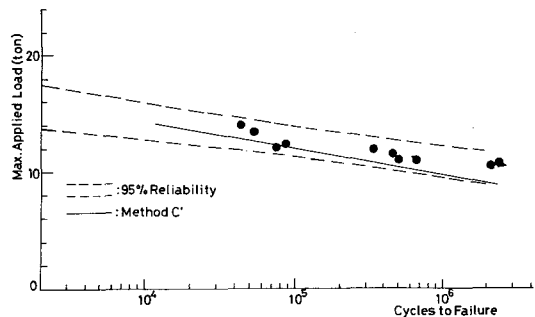
t : S.T. フランジの板厚、 d : ボルト公称径、 βr : ボルト部離間時のてこ反力比

$$\tau = \frac{-21(t/d) + 336(t/d)^4}{640(t/d) + 480(t/d)^4}(1 + \beta r) \quad \text{式(7-8-1)}$$

図(7-8-2)、図(7-8-3)に、式(7-8-1)を用いて〔方法C'〕により求めた推定値と実験値の比較を示す。なお図中には、実験によるS-Nカーブの値の95%の信頼幅を比較のため点線で示している。



図(7-8-2) 式(7-8-1)を用いた推定値と実験値の比較



図(7-8-3) 式(7-8-1)を用いた推定値と実験値の比較

これらの図より、式(7-8-1)を用いた推定値は、実験による τ の値を用いた推定値(図(7-7-3)、図(7-7-4))に比べて精度は悪いが、設計に際し、安全側の推定値を与えることがわかる。

7-9 結 論

本章では、接合部のボルトの疲労強度を推定する際に必要な諸量について考察した。また、推定 S-N カーブを算定する方法を 3 通り提案して、各方法による推定値と実験値との比較考察を行なった。以下に本章での結論を示す。

- (1) 低応力高サイクル疲労の範囲において、S. T. 接合部のボルトの軸力減少量は供試体シリーズ毎に明確な差はなく、総平均で初期締付け軸力の 7.1% に相当する量である。このことより、すべてのボルトが標準ボルト張力で締付けられたものとするれば、疲労強度の推定の際、設計ボルト張力を初期導入軸力として推定しても、安全側の推定値を与える。
- (2) 単一ボルト疲労実験より得られる数式化 G. D. との対応で破壊回数を推定する際、ボルトに生ずる曲げの影響を無視すれば、推定値は実験値を過大評価し危険側の値を与える。また、曲げの影響を、ねじ部有効断面積を有する丸棒に生ずる縁応力として適切に評価すれば、推定値は実験値を精度良く追跡出来る。
- (3) $\Delta M - \Delta F$ 曲線に基づき曲げの影響を取り扱う〔方法 B〕による推定値の精度が良い。また、推定手順に含まれる諸因子が推定値に与える影響を低減率の形で導入出来る〔方法 C〕が設計の基礎資料を得るには実用的な方法である。
- (4) 〔方法 A〕～〔方法 C〕による推定値と実験値の比較考察結果を基にして得られた〔方法 C'〕によれば、推定値は回帰直線の形で求まり、実験値を精度良く追跡出来る。

〔参 考 文 献〕

- 1) 河本 實 『金属の疲れと設計』, 機械工学大系⑦, コロナ社, 1972
- 2) P.4 の 4) に同じ
- 3) P.5 の 20) に同じ
- 4) P.4 の 5) に同じ
- 5) P.4 の 6) に同じ
- 6) P.4 の 2) に同じ
- 7) 広津千尋 『分散分析』, 教育出版

第 8 章 結 語

本研究では、高力ボルトを用いた S・T 接合部の疲労設計法を確立するための基礎的研究として、実験データを基に、接合部のボルトの疲労強度推定法を提案した。また、疲労設計資料を蓄積する目的で、高力ボルトそのものの疲労強度を実験的に求めた結果を報告し、さらに S・T 接合部の最も基本的な形の T・T 接合部についての疲労実験結果を報告した。

以下に各章についてのまとめを述べる。

第 1 章では、高力ボルトを用いた接合部、特に引張接合部に関する既往の研究を概観し、本研究の目的と意義について述べた。

第 2 章では、高力ボルトそのものの疲労強度を実験的に把握するため、JIS B 1186 に規定される F8T M22、F10T M22、F11T M22、F10T M16、F11T M16、F11T M20 計 6 種類について単一ボルト疲労実験を行ない、得られた実験データを疲労設計資料として修正 G. D. の形で示した。また任意の繰返し応力状態に対する破壊回数を、数式で容易に算定出来るように、修正 G. D. を応力比 (α) の関数として表わす方法を提案した。さらに、実験結果の考察より、高力ボルト自身の疲労強度はボルトの鋼種あるいは公称径の違いよりも、その素材の機械的性質、特に引張強さに左右されることを示した。

第 3 章では、出来るだけ数少ない実験で任意の鋼種、公称径を持つボルトの疲労強度を推定する方法について取り扱い、推定値と実験値との比較を行なった結果、ある 1 種類の高力ボルトに関する修正 G. D. が得られているならば、それを素材の引張強さで無次元化し、それを基に他の高力ボルトの疲労強度を推定する方法が実用上十分な精度の推定値を与えることを示した。

第 4 章では、疲労実験に先だち、疲労実験と同形の接合部について載荷実験を行ない、接合部の破断に至るまでの接合部の挙動、特に接合部のボルトの曲げ挙動について実験的に把握した結果を報告した。また実験データの考察より、ボルトに生じる曲げは締付け時に生じる曲げと S・T 接合部の機構による曲げとの累加で決まることを明らかにした。また、接合部のボルトの疲労強度との関連が強いと考えられるボルト軸モーメント、特に外荷重の増分により生じるボルト軸モーメント増分 (ΔM) 等について定性的、定量的に把握した結果を報告した。

第5章では、板厚及びボルトの締付け位置を形状パラメータとした F-24-75-75、F-24-60-90、F-24-50-100、F-16-75-75、F-20-75-75、F-28-75-75 計6種類の T・T 接合部に関する疲労実験結果を報告し、本疲労実験の範囲では、接合部の疲労破壊はほとんどボルトで生じること、また、接合部の疲労強度は静的強度と同様にてこ反力及びボルト軸に生じる曲げの影響を受けることを明らかにした。さらに、接合部のボルトの疲労強度は静的な終局強度と異なり、初期導入軸力の影響を大きく受けることを示した。

第6章では、既往の静的解析手法を利用して、任意の外荷重時におけるボルト軸力を精度良く追跡するための解析法を展開し、解析結果と実験値の比較考察結果を基に接合部の終局強度算定式を提案した。また、提案式を用いれば接合部におけるボルト軸力と外荷重の関係 (B-F 曲線) を、ボルト締付け時、ボルト部離間時、終局荷重時を結ぶ bi-linear の曲線と仮定しても、実験値を精度良く追跡出来ることを示した。さらに、外荷重の増分 (ΔF) とボルト軸モーメント増分 (ΔM) の関係 ($\Delta M - \Delta F$ 曲線) を表わす近似式を提案した。

第7章では、縦軸に接合部への上限荷重、横軸に破壊回数をとった S-N カーブの形で接合部のボルトの疲労強度を推定する方法を3通り提案した。推定結果と実験値との比較考察より、 $\Delta M - \Delta F$ 曲線に基づきボルトに生じる曲げの影響を取り扱う方法の推定値が実験値を精度良く追跡出来ること、また、推定手順に含まれる不確定因子が推定値に与える影響を低減率の形で導入出来る方法が、疲労設計の基礎資料を得るのに実用的であることを示した。さらに以上の考察結果を基に、接合部のボルトの疲労強度を回帰直線の形で推定する方法を提案し、その方法による推定回帰直線が実験値を精度良く追跡出来ることを明らかにした。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、大阪大学教授 五十嵐定義先生には、筆者が大阪大学在学中より西日本工業大学の今日に至るまで、終始懇切な御指導と御鞭撻を賜りました。また、本論文をまとめるにあたっては、大阪大学教授 菊川真、小松定夫両先生から有益な御指導をいただきました。さらに、大阪大学助教授 脇山広三先生には公私ともに終始厳しい御指導をいただきました。ここに、心よりの謝意を表します。

また、研究をまとめるにあたり、西日本工業大学建築学科の諸先生から多大の御支援をいただき感謝しております。さらに、卒業論文、修士論文のテーマとして惜しみない御協力をいただきました巽昭夫（現不動産）、森崎諭志（現鹿島建設）、辻川孝夫（現建設省）仁藤律夫（現森組）、宇田良夫（現大日本土木）、浜田謙二郎（現日本鋼管）の諸氏を始めとする大阪大学五十嵐研究室の皆様にお礼申し上げます。

最後に、実験に際し御協力をいただきました日鉄ボルテン(株)の皆様にもお礼申し上げます。