Architectural Institute of Japan

【報　告】
UDC：624.074：620.1

日本建築学会構造系論文報告集 第422号・1991年4月
Journal of Struct. Constr. Engng, AIJ, No.422, Apr., 1991

太径ボルトを用いたシステムトラスの疲労実験

EXPERIMENTAL STUDY ON FATIGUE PROPERTIES OF LARGE DIAMETER BOLTS FOR SYSTEM TRUSS

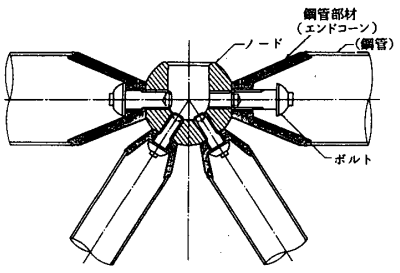
岩田　衛*，和田　章**，白井貴志***
Mamoru IWATA, Akira WADA and Takashi SHIRAI

When discussing system truss fatigue, fatigue failure of bolts poses the most serious problem. This paper tries to clarify the fatigue properties which is peculiar to bolt joints of system trusses. It explains fatigue tests conducted on actual connection models and analyzes fatigue properties involved.

Keywords : *fatigue, large diameter bolt, system truss, connection, bolt joint*
疲労，太径ボルト，システムトラス，接合部，ボルト接合

1. 序

システムトラスとは，立体トラスの弦材，斜材となる鋼管部材と，接合部本体としての球体ノードを，建設現場でボルト接合することにより，鋼管立体トラスを組み立てる構法である（図—1）[文1)]。このようなシステムトラスは，作用外力が部材の中間には作用せず，ノードのみに働くとき，鋼管部材には，引張力または圧縮力の軸力のみが生じ，力学的に極めて効率の良い構造である。システムトラスの構造全体の耐力は，以下に述べるように，個々の鋼管部材の耐力と，接合部の耐力が構造全体へ及ぼす影響に対応して決まる。鋼管部材が過大な引張軸力を受けると，部材は引張降伏するが，部材耐力は低下しないため，不静定次数が高ければ，構造全体の耐力は更に上昇する。鋼管部材が過大な圧縮力を受けると，部材は座屈する。その挙動は座屈長さによって異なり，座屈した部材の耐力は低下するが，圧縮変形量に応じた残留耐力を持つため，力の再配分が行われ，部材の座屈現象がそのまま構造全体の耐力低下になる場合は少ない[文2)]。しかし，鋼管部材とノードを結び付けているボルトが破断すると，接合部の耐力は突然ゼロになるので，構造全体の耐力低下に及ぼす影響は極めて大きい。このような観点から，著者らは，先にシステムトラスが大きな過荷重を受け，鋼管部材に過大な軸力が生じている状態で，一つのノードに集まる部材間で，たとえ過大な相対回転角が生じても，ボルトの破断が起こらない条件を把握する研究を行った[文3)]。



図—1　システムトラス接合部

ところで，最近，システムトラスの適用範囲が高まり，クレーン等の繰返し荷重や，風による振動を受けるシステムトラスが設計されるようになってきた。この場合，システムトラスの設計に当たっては，静的な耐力に関する挙動のみでなく，疲労特性に関する挙動にも考慮をはらう必要がある。システムトラスの疲労を論じるとき，ボルトの疲労破壊が最も問題となる。なぜならば，図—1に示すようなシステムトラスの接合方法は，高力ボルトを用いているにもかかわらず，材間圧縮力の減少によって引張力を伝える，いわゆる高力ボルト引張接合とはならず，作用変動荷重は，直接ボルトの変動軸力になるからである。引張接合にできない理由として，通常規模のシステムトラスにおいては，M 30以上の太径ボルトが使われるため，これらのボルトに見合う大きな初期軸力をボルトに導入することが極めて難しいこと，また，たとえ大きな初期軸力を導入する手法が開発されたとしても，万一，製作誤差等によって，鋼管部材とノードの

* 新日本製鐵株式會社・工博
** 東京工業大学　教授・工博
*** 新日本製鐵株式會社・工修

Nippon Steel Corporation, Dr. Eng.
Prof., Tokyo Institute of Technology, Dr. Eng.
Nippon Steel Corporation, M. Eng.

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

間に肌隙が生じている場合に，これらを強引に引き寄せると，材間圧縮力を生じさせることができず，周辺の鋼管部材自身に初期応力を生じさせてしまうことの二点が挙げられる。

一般に繰返し荷重を直接受ける高力ボルトの疲労強度は極めて低いことが知られている[文4)]。平滑鋼の場合，引張強度が高くなれば，疲労限[注1)]も高くなるが，ボルトの場合，引張強度が高くなっても，疲労限はほとんど変わらない。たとえば，引張強度 100 kgf/mm² の平滑材の疲労限は 50 kgf/mm² であるが，同じ強度のボルトの疲労限は 4 kgf/mm² 程度である。この原因として，ボルトが切欠き材の一種であるという形状問題が挙げられる。すなわち，切欠き材では，引張強度が高いと，切欠き感受性が高くなるため，疲労限の低下が著しい。また，荷重の伝達がボルトねじ山とナットねじ山の接触によって行われることや，この時ボルトの第一ねじ山が大きく荷重を受け持ち，ボルト各ねじ山の荷重分担が不均一になり，片当たりや応力集中が起こりやすいという，応力伝達機構の問題もある。

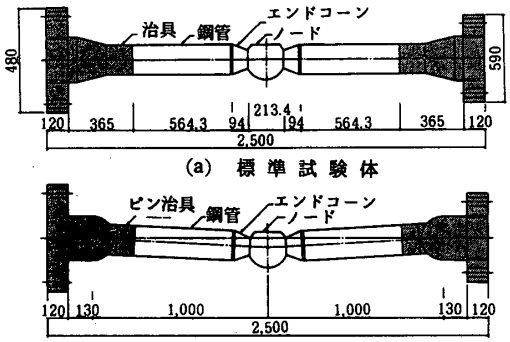
初期軸力を導入することなしに高力ボルトを使用する接合の場合，ボルトとナットによる接合（以下，中ボルト接合と呼ぶ）とシステムトラスにおけるボルトとノードによる接合（以下，システムトラス接合と呼ぶ）の間には，荷重の伝わり方において差異がある。中ボルト接合では，ボルトは引張力を受けて伸びようとするのに対して，ナットは押されて縮まろうとする。このために第一ねじに応力集中が生じる。これに対して，システムトラス接合においては，鋼管部材の引張力は，ボルトを介して，ノードに比較的スムーズに伝わる。この場合，ノードのねじ部は引張られるので，応力集中が緩和される（付録参照）。また，システムトラスにおいては，ボルトの強度に比べて，ナットに相当するノードの強度は一般的に小さい。そのため，ノードのねじ部がミクロ的な接触において降伏しやすくなり，片当たりに対してその部分が塑性変形し，より広い面積で接触することになる。言い換えると“なじみやすい”接合となり，ねじ部における荷重分担の不均一が低減され，ねじ部の最大接触応力が小さくなるはずである。これらのシステムトラス特有の荷重伝達機構は疲労特性の向上につながると考えられる。

以上述べたように，システムトラス接合には，中ボルト接合と，荷重の伝わり方において差異がある。それゆえ，システムトラスの疲労特性を論じるにあたって，中ボルトの疲労特性からの推定にとどまらず，システムトラス接合としての疲労特性を正確に把握しておく必要がある。本報告は，この観点にたち，太径ボルトを用いたシステムトラス接合部をモデル化した実大試験体で疲労試験を行い，システムトラスのボルトの疲労に関するデータを得たので，その分析とともに報告する。

2. 試験体および実験方法

2.1 試験体のモデル化

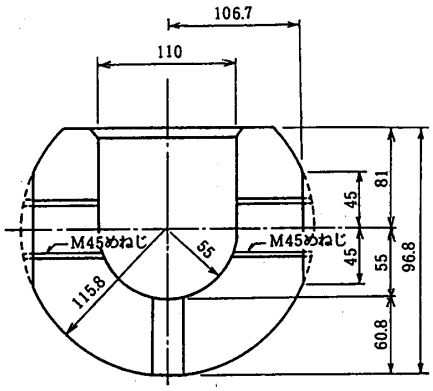
システムトラスの接合部[注2)]を再現するために，試験



(a) 標準試験体

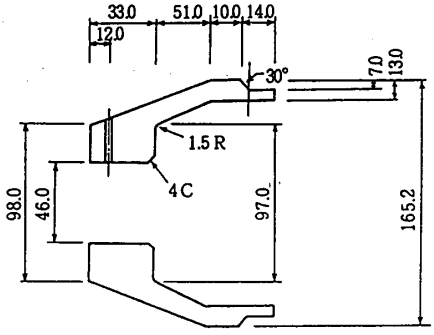
(b) 鋼管部材間に角度をもたせて取付けた試験体

図—2 試験体のモデル



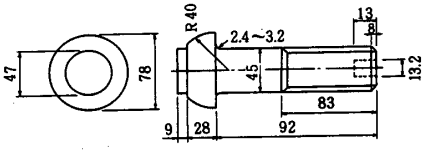
機械仕上げ程度：25S以下
ねじの等級　：JIS B 0209 6H（2級）

（a）ノード（N230）



機械仕上げ程度：25S以下

（b）エンドコーン（E165）



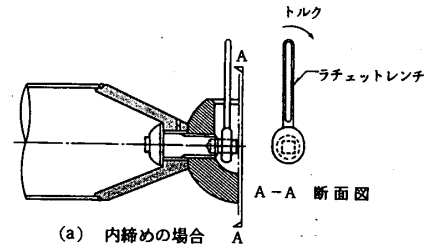
ねじ加工：転造
ねじの等級：JIS B 0209 6g（2級）

（c）ボルト（M45）

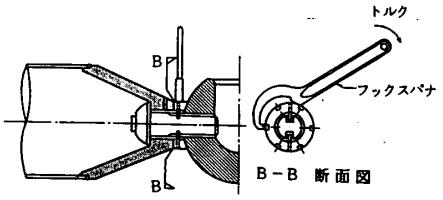
図—3 標準試験体

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

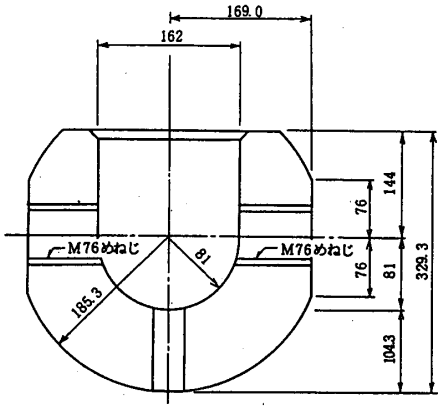


(a) 内締めの場合



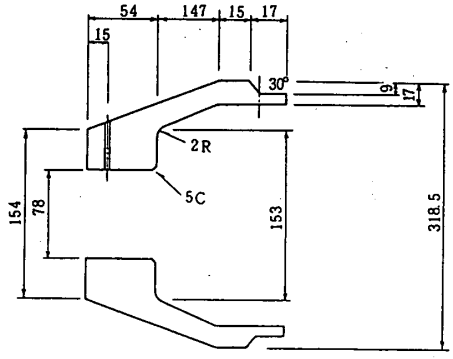
(b) 外締めの場合

図—4 ボルトの締め付け方法



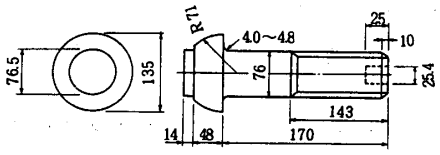
機械仕上げ程度：25S以下
ねじの等級　：JIS B 0211 6H(2級)

(a) ノード (N370)



機械仕上げ程度：25S以下

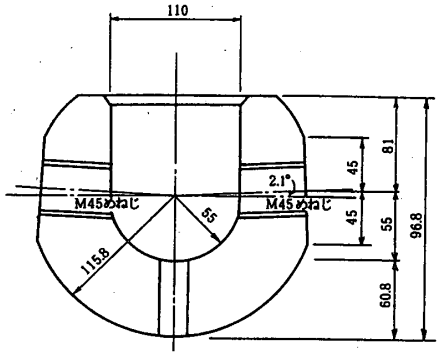
(b) エンドコーン (E318)



ねじ加工：切削
ねじの等級：JIS B 0211 6g(2級)

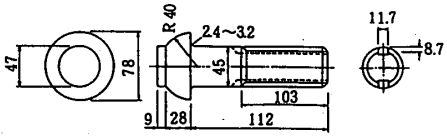
(c) ボルト (M76)

図—5 部品寸法を大きくした試験体



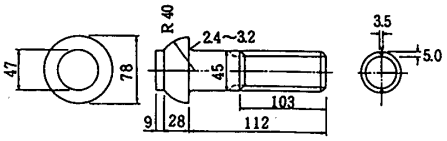
機械仕上げ程度：25S以下
ねじの等級　：JIS B 0209 6H(2級)

(a) ノード (N230T)



ねじ加工：転造
ねじの等級：JIS B 0209 6g(2級)

(b) ボルト (M45E1)



ねじ加工：転造
ねじの等級：JIS B 0209 6g(2級)

(c) ボルト (M45E2)

図—6 形状を変えた試験体

体として，図—2 に示すように，ノードの両端に鋼管部材（エンドコーン＋鋼管）を，各々一本ボルトで接合したモデルを考える。この鋼管部材に，引張力を与え，さらに，一定の荷重振幅を与えて部分片振り引張繰返し載荷を行う。

2.2 試験体

標準試験体として，図—3 に示すようなノード，エンドコーン，ボルトを考える。鋼管サイズは ϕ165.2×7.0 である。

標準試験体に対し，そのバリエーションとして，(1) 部品寸法を大きくした試験体，(2) ノードとエンドコーンの間にワッシャを入れた試験体，(3) 鋼管部材間に角度をもたせて取付けた試験体，(4) ボルトの締め付け方法を，図—4(a) に示すような内締めから，図—4(b) に示すような外締めに変えた試験体，(5) ボルトの材質を変えた試験体，以上の 5 種類を用意する。これらすべての試験体のボルトの締め付けは，スナッグタイトとする。これらの試験体を図—5 と図—6 に示す。また，ワッシャを図—7 に示す。

これらの試験体リストを表—1 に示す。また，ボルトの機械的性質，化学成分，熱処理条件をそれぞれ表—2，表—3，表—4 に示す。

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

表—1 試験体リスト

試験体	ノード			エンドコーン		ボルト		鋼管		ワッシャ		部材の取付き角度	ボルトの締付方法
	サイズ	エンドコーンとの接触面	材質	サイズ	材質	サイズ	材質	サイズ	材質	サイズ	材質		
1	N230	平面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	−	−	0°	内締め
2	N230	平面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	−	−	0°	内締め
3	N230	平面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	−	−	0°	内締め
4	N230	球面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	W45	S45C	0°	内締め
5	N230	球面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	W45	S45C	0°	内締め
6	N230	球面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	W45	S45C	0°	内締め
7	N230	球面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	W45	S45C	0°	内締め
8	N230 T	平面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	−	S45C	2.1°	内締め
9	N230 T	球面	SM50A	E165	SM50A	M45	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	W45	S45C	2.1°	内締め
10	N230	球面	SM50A	E165	SM50A	M45E 1	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	W45E 1	S45C	0°	外締め
11	N230	球面	SM50A	E165	SM50A	M45E 2	F10T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	W45E 2	S45C	0°	外締め
12	N230	平面	SM50A	E165	SM50A	M45	F 8T相当	φ165.2 ×7.0	STK41	−	−	0°	内締め
13	N370	平面	SM50A	E318	SM50A	M76	F10T相当	φ318.5 ×9.0	STK41	−	−	0°	内締め

表—2 機械的性質

(a) ノード，エンドコーンの機械的性質

部品名	サイズ	降伏点又は耐力 kgf/mm²	引張強さ kgf/mm²	伸び %
ノード	N230	30以上	50以上	23以上
ノード	N370	28以上	50以上	23以上
エンドコーン	E165	30以上	50以上	23以上
エンドコーン	E318	30以上	50以上	23以上

(b) ボルトの機械的性質

材質	耐力 kgf/mm²	引張強さ kgf/mm²	伸び %	絞り %	硬さ HRC
F10T 相当	90以上	100〜120	14以上	40以上	27〜38
F8T 相当	64以上	80〜100	16以上	45以上	18〜31

(c) ボルトの素材試験結果

試験体	耐力 tf/mm²	引張強さ tf/mm²	伸び %	絞り %	硬さHRC 表面	硬さHRC 内部
1	10.4	11.2	18	53	35	34
2	10.3	11.0	18	54	35	34
3	10.4	11.3	18	53	35	34
4	10.5	11.4	19	54	35	34
5	10.3	11.0	18	53	35	34
6	10.3	11.2	18	54	35	34
7	10.1	11.1	19	56	35	34
8	10.5	11.1	17	52	33	33
9	10.5	11.1	17	51	33	33
10	10.6	11.1	17	53	34	34
11	10.5	11.0	18	54	34	34
12	7.5	9.2	20	57	27	27
13	10.1	11.0	18	53	34	33

表—3 化学成分

(a) ノード，エンドコーンの化学成分

仕様	C ×100	Si ×100	Mn ×100	P ×1000	S ×1000
SM 50A	22以下	55以下	150以下	40以下	40以下

(b) ボルトの化学成分

使用材料	C ×100	Si ×100	Mn ×100	P ×1000
SNCM 439	36〜43	15〜35	60〜90	30以下
使用材料	S ×1000	Ni ×100	Cr ×100	Mo ×100
SNCM 439	30以下	160〜200	60〜100	15〜30

表—4 ボルトの熱処理条件

材質	焼入れ温度 ℃	焼戻し温度 ℃
F10T相当	830〜880	550〜650
F 8T相当	860	630〜650

2.3 加力方法

(1) 加力装置

実験は，横型100 ton疲労試験機を用いて行った。図—8に示すように，ピットの中に全長約6.6 mの反力桁を置き，この中に100 ton疲労試験機を設置した。次に，試験体と試験機をボルト接合し，加力を行った。ただし，ノードと鋼管部材間に取付き角度を設けたものは，図—8(b) に示すように，試験体と試験機の間のピンを介して加力した。

写真—1に試験機および試験体5を示す。

(2) 加力条件

図—9に示すように，試験体に，M 45ボルトの長期許容軸力 N_{al} に相当する平均引張荷重 P_{mean} を中心に片振幅荷重 P_a の繰返し荷重を与える[注3)]。

$$N_{al}=A\sigma_{al} \quad \cdots\cdots(1)$$

$$P_{mean}=N_{al} \quad \cdots\cdots(2)$$

$$P_a=A\sigma_a \quad \cdots\cdots(3)$$

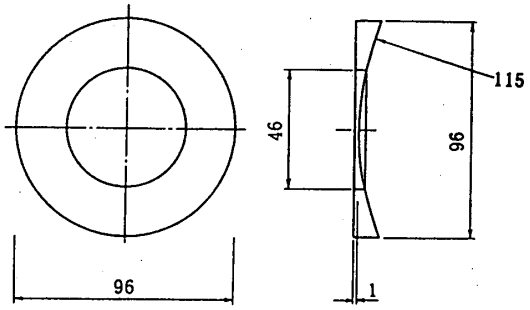
ここで，$A=15.904\ \mathrm{cm}^2$（M 45ボルトの軸断面積）

$\sigma_{al}=31\ \mathrm{kgf/mm}^2$（ボルトの長期許容応力度[注4)]）

σ_a：表—5の片振幅荷重欄の（ ）内の数値（応力度振幅）

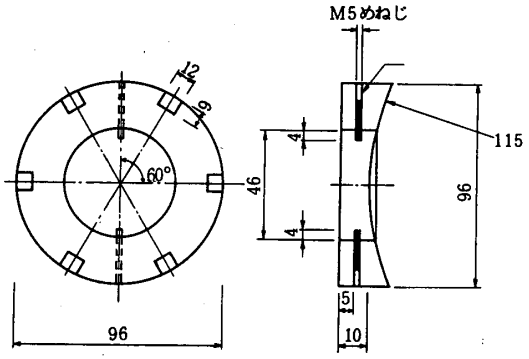
このとき，最大引張荷重 P_{max} および最小引張荷重

NII-Electronic Library Service



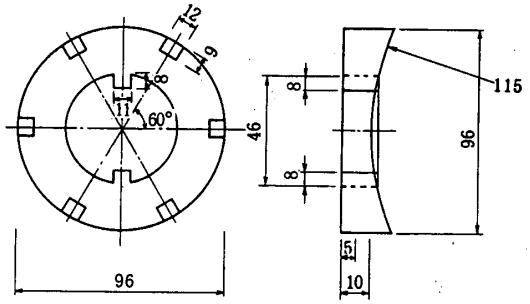
機械仕上げ程度：25S以下

（a）ワッシャ（W45）



機械仕上げ程度：25S以下

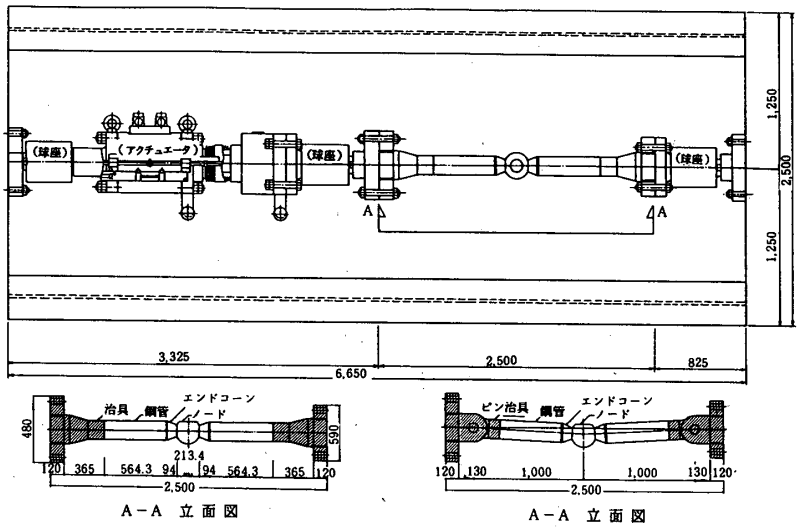
（b）ワッシャ（W45E1）



機械仕上げ程度：25S以下

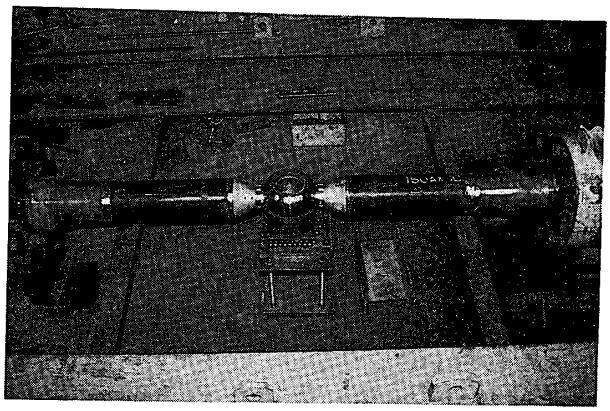
（c）ワッシャ（W45E2）

図—7　ワッシャ

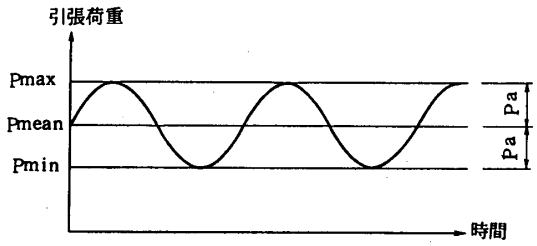


（a）標準形式　　（b）ピン形式

図—8　疲労試験機および試験体



写真—1　試験機および試験体5



Pmean：平均引張荷重

Pmax　：最大引張荷重；Pmean + Pa

Pmin　：最小引張荷重；Pmean − Pa

Pa　　：片振幅荷重

図—9　加力パターン

P_{min} は，次式のようになる。

$$P_{max} = P_{mean} + P_a \quad \cdots\cdots (4)$$

$$P_{min} = P_{mean} - P_a \quad \cdots\cdots (5)$$

表—5に平均引張荷重，片振幅荷重，最大引張荷重，最小引張荷重および繰返しのサイクルを示す。

3. 実験結果

3.1　破壊状況

疲労破壊はすべてノード端面位置のボルトにおいて生じている。一般的に，中ボルトの破断は，ナット端面，不完全ねじ部，首下丸み部の三箇所のうち，いずれかにおいて生じるものである。本実験におけるノード端面でのシステムトラスのボルトの破壊は，中ボルトのナット端面での破壊に相当し，ボルトの疲労破壊性状としては，特異な性状を示していない。これらの結果より，今回のようなシステムトラスにおいては，ノード，エンドコーンには疲労破壊は発生せず，ボルトの疲労強度がシステムトラスの接合部としての疲労強度になることが確認された。

図—10および写真—2に試験体5の破壊状況を示す。

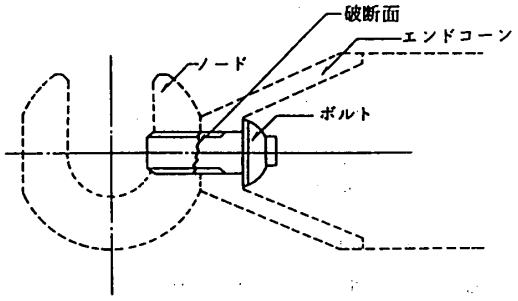
NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

表—5 加力条件

試験体	平均引張荷重 P mean	片振幅荷重 P a	最大引張荷重 P max	最小引張荷重 P min	応力比 (Pmin/Pmax)	サイクル
	tf tf/cm²	tf tf/cm²	tf	tf		HZ
1	49.3(3.1)	8.3(0.52) <0.63>	57.6	41.0	0.712	5.0
2	49.3(3.1)	16.4(1.03) <1.25>	65.7	32.9	0.501	5.0
3	49.3(3.1)	24.7(1.55) <1.89>	74.0	24.6	0.332	5.0
4	49.3(3.1)	6.4 (0.4) <0.49>	55.7	42.9	0.770	5.0
5	49.3(3.1)	9.5 (0.6) <0.73>	58.8	39.8	0.677	5.5
6	49.3(3.1)	16.4(1.03) <1.25>	64.7	32.9	0.501	4.0
7	49.3(3.1)	24.7(1.55) <1.89>	74.0	24.6	0.332	3.5
8	49.3(3.1)	16.4(1.03) <1.25>	65.7	32.9	0.501	3.5
9	49.3(3.1)	6.4 (0.4) <0.49>	55.7	42.9	0.770	5.0
10	49.3(3.1)	24.7(1.55) <1.91>	74.0	24.6	0.332	5.0
11	49.3(3.1)	6.4 (0.4) <0.54>	55.7	42.9	0.770	5.5
12	39.8(2.5)	19.9(1.25) <1.52>	59.7	19.9	0.332	5.0
13	49.9(1.1)	46.7(1.03) <1.20>	96.6	3.2	0.033	5.0

注） （ ）内は，ボルトの軸断面積の応力度
< >内は，ボルトの有効断面積の応力度（試験体10, 11は断面欠損による斜増しを行っている）



図—10 破壊状況

表—6 N 数および破壊状況

試験体	N 数	破壊状況
1	534,154 回	ボルト破断
2	59,252 回	〃
3	21,951 回	〃
4	1,750,000 回	破壊せず
5	487,390 回	ボルト破断
6	191,372 回	〃
7	25,850 回	〃
8	44,137 回	〃
9	2,000,000 回	破断せず
10	34,672 回	ボルト破断
11	821,252 回	〃
12	35,328 回	〃
13	303,579 回	ボルト破断

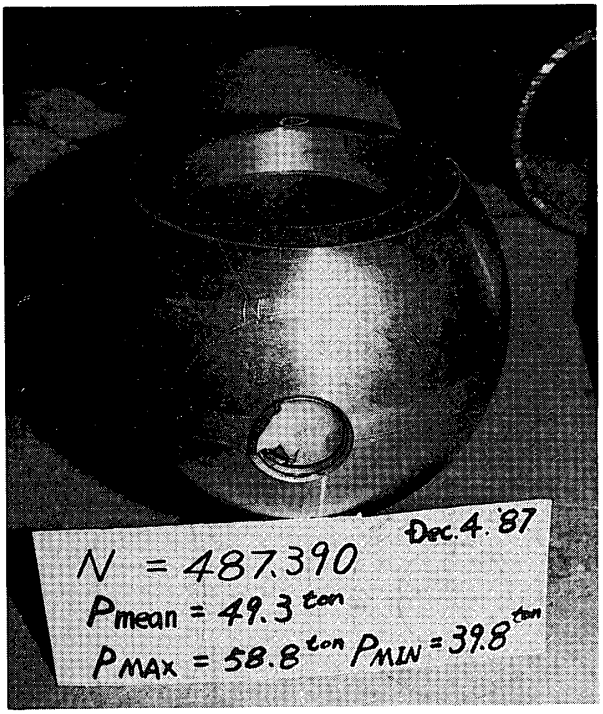
3.2 N 数

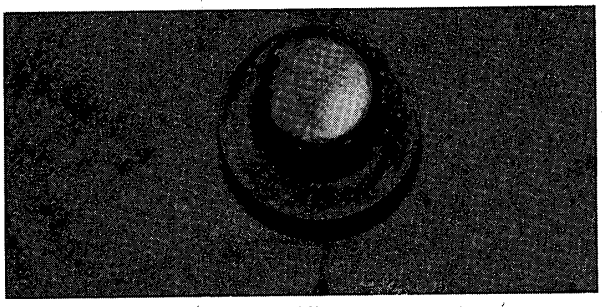
表—6 に，各試験体の N 数および破壊状況を示す。

4. 実験の考察

4.1 S-N 図

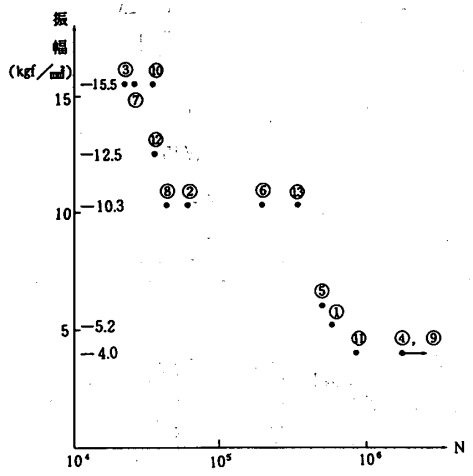
システムトラスのボルトの疲労特性を明らかにするた





試験体 5

写真—2 破壊状況



図—11 片対数 S-N 図

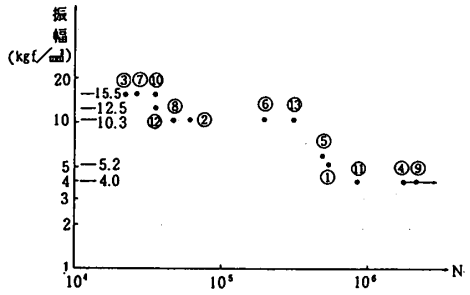
め，実験結果より S-N 図を求める。図—11 に片対数 S-N 図を，図—12 に両対数 S-N 図を示す。片対数 S-N 図を用いると結果のばらつきが大きくなるので，考察には，両対数 S-N 図を採用する。

4.2 疲労強度に影響を与える要因

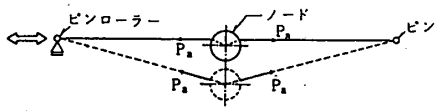
（1） 寸法効果

一般的に，鋼構造部材の疲労破損における寸法効果と

NII-Electronic Library Service



図—12　両対数 S-N 図（1）



図—13　組み合わせ荷重状態

して，大きさが倍になると，疲労限の10～15％の低下があると言われている[文7)]。しかし，今回の実験においては，同じ応力度振幅とした試験体2と6と13の図—16に示す結果から分かるように，M45とM76ボルトの比較に関する限り，寸法効果による疲労強度の低下は特に認められない。今回の実験では，逆にM76ボルトの疲労強度の方が大きいという結果がでており，寸法効果による悪い影響は生じていない。

寸法効果による疲労強度の低下がないことは，高力ボルトを中ボルト接合として行った実験[文8)]においても報告されている。

（2）　ワッシャの影響

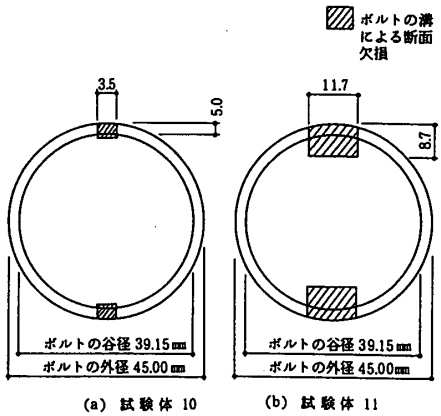
ノードとエンドコーンの間にワッシャを入れた場合の影響については，試験体2と6，および試験体3と7のそれぞれの結果から分かるように，ワッシャを入れた方が疲労強度が大きくなっている。これは，ワッシャに R 面があるため，ワッシャの微小移動とワッシャの弾性変形によるなじみに起因すると考えられる。

（3）　鋼管部材間の取付き角度

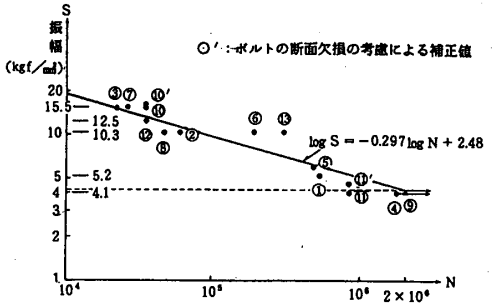
鋼管部材間に取付き角度を設けたものは，図—13に示すような加力状態にあると考えられる。角度として，エンドコーン穴とボルトのクリアランス30/1 000に相当する2.1度を採用した。この角度は，製作誤差，組立誤差等の集積で起こりえる最大角度の3倍である[文3)]。試験体8と9それぞれのボルトの縁応力度は，鋼管部材間の取り付き角度による曲げ応力が付加されるために，増加していると考えられる。しかし，ボルトの疲労強度はほとんど低下していない。

（4）　締め付け方法

試験体3と7と10の比較によると，ボルトを外締めした試験体10の疲労強度が最も大きいことが分かる。一方，試験体4と11の比較では，外締めの試験体11の疲労強度は小さい。この結果の差異は，図—14に示すように，外締めに必要な締め付け用の溝によるボルトの



図—14　ボルトの断面欠損



図—15　両対数 S-N 図（2）と S-N 線図

断面欠損に起因していると考えられる。試験体10の軸断面の欠損は，0.35 cm² であり，欠損率は2％である。これに対して，試験体11では，軸断面の欠損は1.98 cm²，欠損率としては12％である。よって，試験体10と11の軸断面欠損を考慮した軸部応力度は，各々15.8 kgf/mm² と4.5 kgf/mm² となる。図—15にこれらの値により補正した，両対数 S-N 図を示す。この図から分かるように，締め付け用の溝によるボルトの断面欠損を考慮した応力度によって評価すると，他の試験体に比べて疲労強度の低下は認められない。締め付け用の溝による切欠き効果は，特に考慮する必要はないと言える。

（5）　材　質

表—1に示すように，今回の実験においてはF10Tを標準として用いたが，試験体12にはF8T相当の鋼材を用いた。図—15から分かるように，試験体12の疲労強度は，他の試験体の疲労強度に比べて，特に大きな差異は認められない。この傾向は，SCM4，SNCM5，S20C，SNC2等の材質のボルトについての実験[文9)]においても，同様に報告されている。

4.3　S-N 線図および疲労限

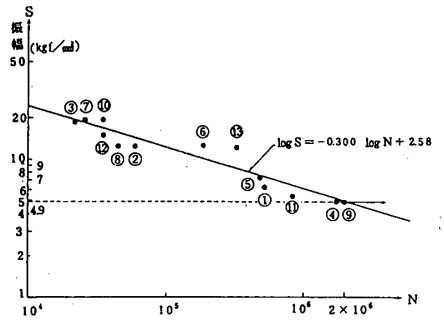
図—15にある直線は疲労強度の試験結果を最小2乗法で整理した S-N 線図である。文5）と文8）を参照して，この S-N 線図を数式表示すると，次式のようになる。

$$\log S = -0.297 \log N + 2.48 \quad \cdots\cdots (6)$$

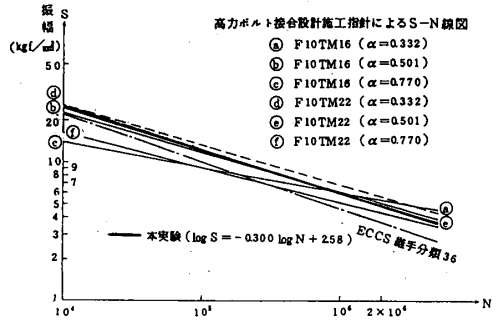
ここで，S の単位は kgf/mm²，N は回数である。

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan



図—16　有効断面積の応力度による S-N 図および S-N 線図



図—17　有効断面積の応力度による S-N 線図の比較

4.2節の（2）で述べたように，ノードとエンドコーンの間にワッシャがある場合とない場合との疲労強度の差異は明らかであるので，個別に S-N 線図を示すことも考えられる。しかし，今回の実験の試験体母数は少なく，高い精度の S-N 線図を得ることは難しいこと，および，S-N 線図の数式表示の目的は，システムトラスの疲労設計の目安として用いやすいものにすることを考えて，一つの式で表示した。

注1）で述べたように，疲労限を 2×10^6 回の応力の繰り返しに耐え得る最大応力度振幅とすると，（6）式の S-N 線図より，疲労限は 4.1 kgf/mm² となる。

次に，Recommendations for the Fatigue Design of Steel Structures[文10)] および高力ボルト接合設計施工指針[文11)]に定めているボルトの疲労強度と比較するため，ボルトの有効断面積[注5)]を用いて求めた応力度による両対数 S-N 図を図—16 に示す。各試験体の有効断面積の応力度は表—5 に示している。図—16 中の直線は，最小2乗法による S-N 線図である。これを数式表示すると，（7）式のようになる。

$$\log S = -0.300 \log N + 2.58 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

ここで，S の単位は kgf/mm², N は回数である。

（7）式より，有効断面積で表した疲労限は 4.9 kgf/mm² である。

高力ボルトを用いて中ボルト接合した場合の，文10）の継手分類36に示されている S-N 線図と文11）のデータから作成した S-N 線図をそれぞれ図—17 に示す。文11）から得られる S-N 線図の作成は，表—5 に示す応力比のうちで代表的なものを選び出し，表—7 の換算表に基づき行った。これらの S-N 線図は，95 % 信頼下限値である。

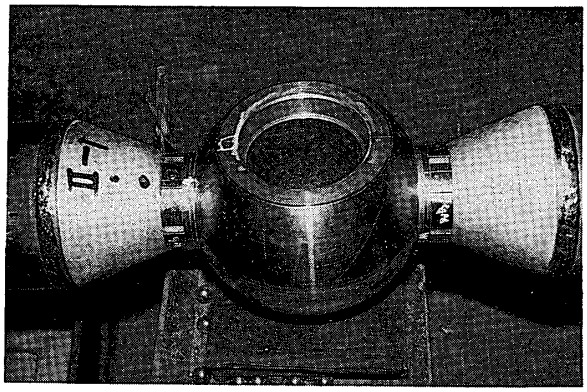
表—7　F 10 TM16, F 10 TM22 の S-N 線図

高力ボルト接合設計施工指針より

$\log S = K \log N + C$

ここで，S：有効断面積での最大応力度 (kgf/mm²)
N：回数

応力比	F10TM16		F10TM22	
α	K	C	K	C
0.332	−0.2884	3.0366	−0.2978	3.0564
0.501	−0.2922	3.1252	−0.2735	3.0269
0.770	−0.1809	2.8098	−0.2488	3.1471



写真—3　平均引張荷重時における肌隙状況

図—17 より，本実験より得られた S-N 線図は，中ボルト接合の結果[文10),文11)]と同じような傾向を示していることが分かる。システムトラス接合は，中ボルト接合に比べて，付録で述べているように弾性解析の結果では応力集中が少ないにもかかわらず，疲労強度においては大きな差異が認められない。

4.4　ボルトの締結状況

ここで行った実験においては，試験体に平均引張荷重を与えた状態において，エンドコーンとノードとの間に 0.2 mm から 0.3 mm の肌隙が生じている。写真—3 に試験体5の平均引張荷重時における肌隙の状況の一例を示す。これは，序文でも述べたように今回のようなシステムトラスの接合では，高力ボルト引張接合とは異なり，材間圧縮力は存在せず，ボルトで直接に力を受け持っていることを意味している。そのため，外力の変動はすべてボルトにも伝わっていると考えられる。

4.5　設計への提言

システムトラスのボルトの疲労限は軸断面積の応力度で 4.1 kgf/mm² であり，有効断面積で 4.9 kgf/mm² である。この疲労限はF10T高力ボルトの引張強度が有効断面積で 100 kgf/mm² であることを考えると，極めて小さい。ここで扱っているシステムトラスのボルトの長期許容応力度は，31 kgf/mm² であり，この値に比べても，13.2 % である。このようなことから，疲労が問題となるような構造物への，システムトラスの適用に際しては，

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

建物の使用寿命の設定，その期間にボルトに生じる応力の繰り返し数や応力度振幅などを考慮し，本報告で数式表示した S-N 線図を参考にしつつ，慎重な構造検討をすべきである。さらに，鋼管部材が直接に風を受けるような構造物へのシステムトラスの適用に際しては，鋼管部材の個材振動[文12)]がボルトに繰返し応力を生じさせる場合もあるので，設計にあたって疲労問題を考慮すべきである。

6. 結　論

太径ボルトを用いたシステムトラス接合としての疲労特性を把握するための実験を行い，以下のことを明らかにした。

（1） 今回のようなシステムトラスにおいては，ノードやエンドコーンでは疲労破壊は生ぜず，ボルトの疲労強度がシステムトラス接合部の疲労強度となる。

（2） ここで扱ったシステムトラス接合の疲労限は，軸断面積において 4.1 kgf/mm^2，有効断面積において 4.9 kgf/mm^2 である。

（3） 部品サイズを大きくした試験体によっても，またボルトの材質を変えた試験体によっても疲労特性に大きな差異はない。

（4） ノードとエンドコーンの間にワッシャを入れた試験体の疲労強度は向上している。

（5） ボルトに断面欠損がある場合の疲労強度は，それによるボルトの応力度の増加を考慮すれば，標準的なものから算定できる。

（6） 鋼管部材を，誤差等の集積で実際に起こりうる角度の 3 倍にして取付けた場合，ボルトの縁応力度は増加しているにもかかわらず，ボルトの疲労強度はほとんど低下しない。

（7） 試験体に引張荷重を与えた状態において，エンドコーンとノードとの間に肌隙が生じることからして，システムトラス接合では，変動軸力はボルトに直接に伝わる。

（8） 今回の実験により得られた S-N 線図は，システムトラスの疲労設計に際して，目安となりえる。

謝　辞

本研究に際し，懇切丁寧な御指導を頂いた東京工業大学名誉教授・神奈川大学教授藤本盛久博士に深く感謝致します。また，貴重な御助言を頂いた新日本製鉄株式会社西田新一博士に深く感謝致します。

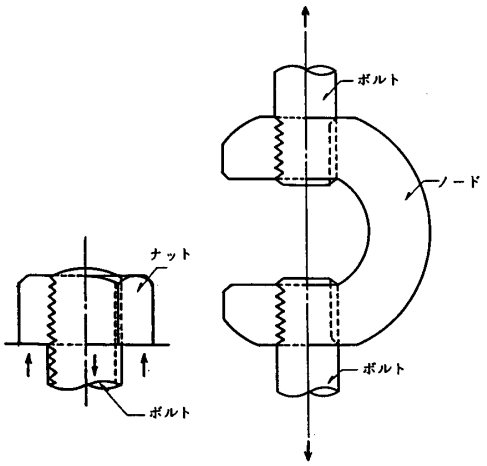
付　録　ボルト接合部の応力の流れを把握するための弾性解析

中ボルト接合とシステムトラス接合における応力伝達機構の差異を明らかにするため，軸対称有限要素法による弾性解析を行った。それぞれのボルト接合部の解析モデルを図—付 1 に示す。

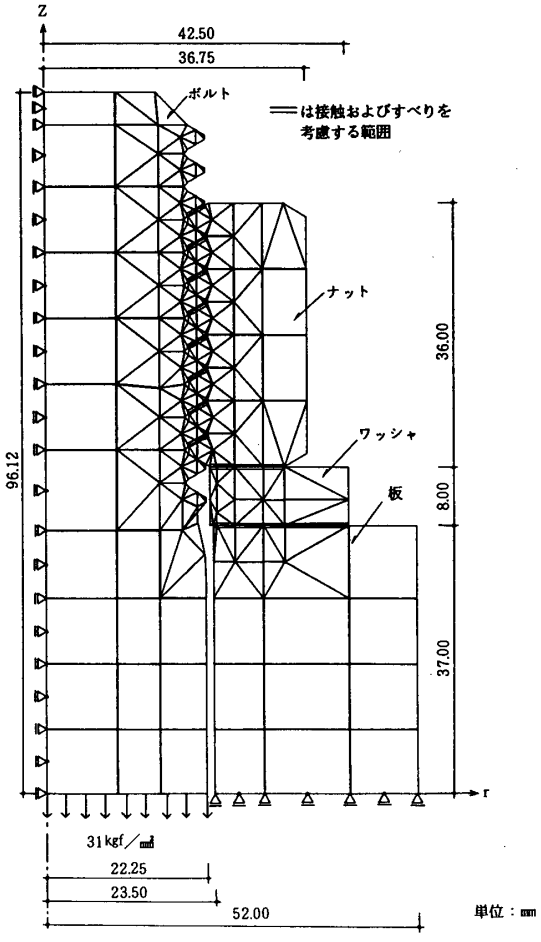
付 1　解析法

解析法は一般的な有限要素法であるが，三角形は 6 節点，四角形は 8 節点の要素内で変化するひずみ分布を表現できる高次要素を用いる。

ねじ部の厳密な応力集中の問題を扱っている研究[文13)〜文16)]は多くみられ，非常に細かい分割を行っているが，ここでは各ねじ山を通して伝達される応力の分布を求めることが目的であるので，中程度の要素分割とした。しかしながら，ここで用いている高次要素は，一般の 3 節点三角形要素に置換すると，4 倍の分割密度に相当する。



図—付 1　ボルト接合部

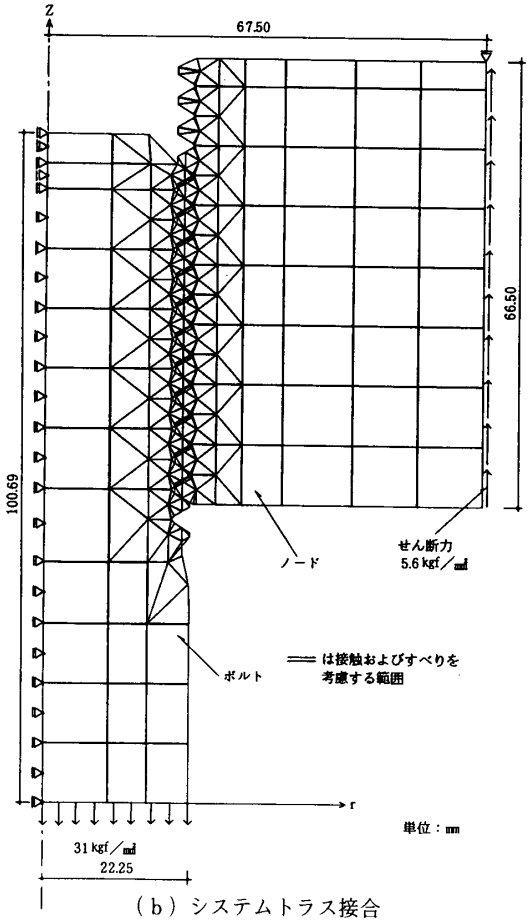


（a）中ボルト接合

図—付 2　要素分割図

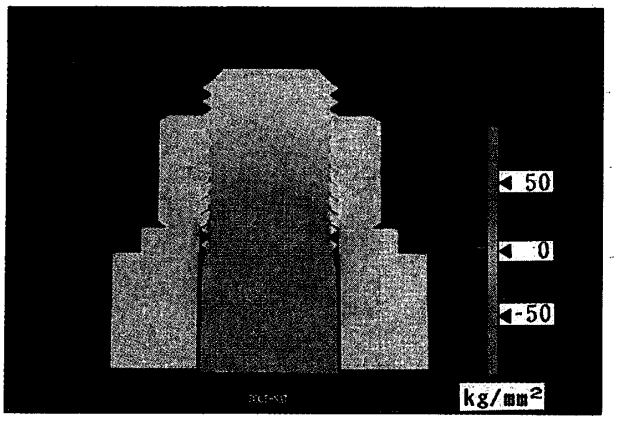
NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

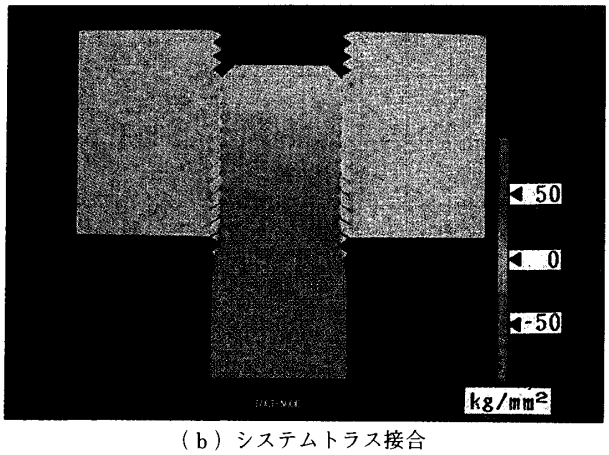


（b）システムトラス接合

図—付2　要素分割図

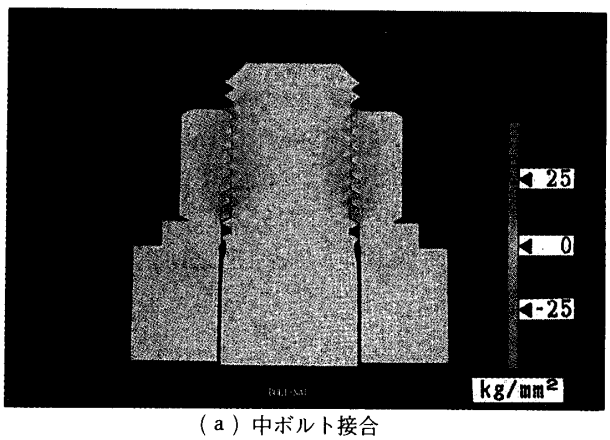


（a）中ボルト接合

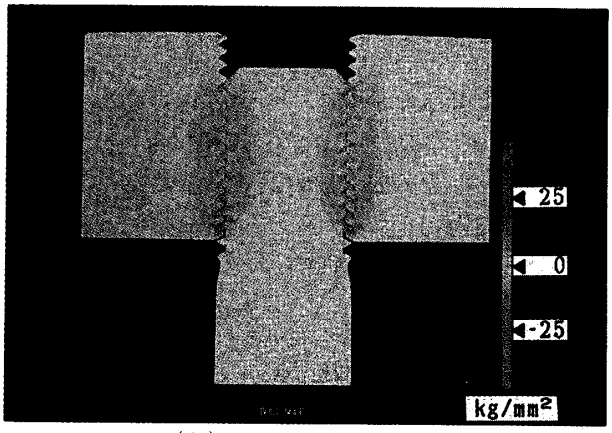


（b）システムトラス接合

図—付3　軸方向応力度（σ_z）の分布

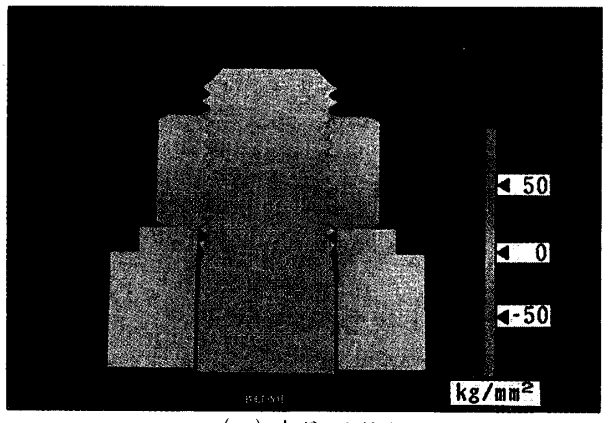


（a）中ボルト接合

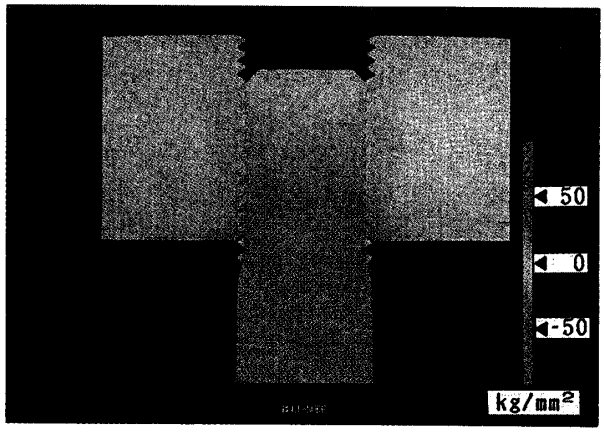


（b）システムトラス接合

図—付4　せん断応力度（τ_{rz}）の分布



（a）中ボルト接合



（b）システムトラス接合

$(\sigma_g=\sqrt{\sigma_r^2+\sigma_z^2+\sigma_\theta^2-\sigma_r\sigma_z-\sigma_z\sigma_\theta-\sigma_\theta\sigma_r+3\,\tau_{rz}^2})$

図—付5　相当応力（σ_g）の分布

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

ボルトのねじ部では，接触する面と離間する面があり，接触している面は面に沿って滑ることが考えられる。この部分のモデル化については，文13）を参考に雄ねじと雌ねじの接触，離間および滑りを考慮できるように解析を行う。接触する部分は雄ねじ側と雌ねじ側に別々の節点番号を付ける。この部分の r 方向（対称軸回り半径方向）の変位 u，z 方向（軸対称方向）の変位 w を，各々 $z=0$ の面に対して角度が α の滑り面に沿った方向の変位 s，法線方向の変位 c へ変換する。この面における摩擦係数はゼロと考え，雄ねじと雌ねじの対応する節点間において，c は同一変位を生じ，s は独立に変位するように解析を行う。

付2　解析モデル

図—付2(a) に中ボルト接合の場合の要素分割と外力，支持条件を示す。外力としてボルト軸部に，ボルトの長期許容応力度に相当する，等分布荷重 31 kgf/mm^2 作用させる。支持条件は，ボルトに締め付けられている板の中央水平面を水平ローラーとする。接触して滑る部分は，ボルトとナット間のねじ山部分，ナットとワッシャ間，ワッシャと板の間である。ボルトとナットのかん合長さは，ボルトの呼び径の 0.8 倍である。ここで解析するM45 の場合 36 mm である。

図—付2(b) は，システムトラスの場合を示している。ボルトのかん合長さは，ボルトの呼び径の 1.1 倍である。外力条件は先と同様である。支持条件は中ボルト接合のものと異なる。雌ねじ側の外周面に鉛直方向のせん断力を上向きに分布させ，反力が滑らかにノード側に伝達されるようにしている。

付3　解析結果

図—付3 に両モデルの z 方向応力度 σ_z の分布を示す。この図は高解像グラフィックディスプレイを用いて，有限要素法の結果を表示したものである。青が正の応力度，赤が負の応力度を示している。表現を分かりやすくするため，対称軸の反対側も同様に示し，ねじ部の接触，離間状況を分かりやすくするため，変形を 6 倍に拡大している。

中ボルト接合では，ボルトに引張応力が生じ，ナット，ワッシャ，板に圧縮応力が発生していることが分かる。ねじ部から徐々に引張力がナット側に伝達されるため，ボルトの応力度が上部ほど小さくなっている。ナットに生じる圧縮応力度は，上部は小さく，下部ほど大きい。一方，システムトラス接合では，ノード側での力の行き先が中ボルト接合の場合と異なるため，ボルトの引張力が滑らかにノードに伝達されていることが分かる。

図—付4 に両モデルのせん断応力度 τ_{rz} の分布を示し，ねじ山部分を介して伝達される力の分布を比較する。中ボルト接合では，第1ねじ山の部分に最大 $\tau_{rz}=47.1$ kgf/mm^2 のせん断応力度が集中しているが，システムトラス接合においては，最大 $\tau_{rz}=38.7$ kgf/mm^2 である。またせん断応力度の平均値についても，システムトラス接合の方が小さいことも分かる。

図—付5 に，鋼材の降伏条件を表す von Mises の式によって求めた，相当応反度 σ_e の分布を示す。図—付3 および図—付4 と同様に，中ボルト接合の最大 $\sigma_e=95.2$ kgf/mm^2 の相当応力度に比べ，システムトラス接合の最大 $\sigma_e=81.2$ kgf/mm^2 は小さく，また，相当応力度の分布も滑らかであることが分かる。これらは，応力の伝達する方向が中ボルト接合におけるボルトとナットの場合と，システムトラス接合におけるボルトとノードの場合で異なっていること，および，かん合長さをボルトの呼び径の 0.8 倍から 1.1 倍に長くした効果であると考えられる。

以上の結果より，システムトラスのボルト接合は，中ボルト接合に比べて，ボルトねじ部の応力の流れが滑らかで，応力集中もないことが明らかである。

注

1）疲労限

疲労限とは無限の繰り返しに耐える最大応力度のことである。部分片振り引張りの場合，一般的には，疲労限は応力度振幅 σ_a と平均応力度 σ_m との和 $\sigma_a+\sigma_m$ で表示すべきである。しかし，ボルトの場合，平均応力度 σ_m の疲労に与える影響が比較的小さく，かつ平均応力度を一定のまま使用するとは限らないので，応力度振幅だけで比較した方が理解しやすい。そのため，本論文では，応力度振幅 σ_a をもって，疲労限とする。

従来，疲労の実験上の制約から，無限の繰返し数として，2×10^6 回をもって代表されてきていたが，疲労に対する最近の考え方[文5)]によると，2×10^6 回の応力繰返し数に対応する基本応力範囲を，2×10^6 基本許容応力範囲と定め，1×10^8 の繰返しにおける最大の応力度振幅を，一定振幅応力に対する応力範囲の打切り限界としている。しかし，本報告では従来から一般的に用いられているように，2×10^6 回の応力の繰返しに耐ええる最大応力度振幅を，疲労限として用いる。

2）システムトラス接合部の耐力

システムトラス接合部は，部品が標準化されている。部品の標準化をするにあたって，部品の耐力として次のことを留意している[文1)]。

（1）標準ボルト

ISO および JIS 規格のサイズ体系にならう。

（2）標準エンドコーン

最大対応ボルトの引張強度より 2 割程度上回るように，引張強度を決める。

（3）標準ノード

ボルトのねじ抜けが生じないように，めねじの長さはボルトの軸径の 1.1 倍（通常の高力ボルトでは 0.8 倍）にする。

3）片振繰返し疲労試験の理由

システムトラスの接合機構として，次の 3 タイプが考えられる[文1)]。

（1）ノード側ボルトねじ，エンドコーン側透孔

（2）ノード側透孔，エンドコーン側ボルトねじ

（3）ノード側，エンドコーン側ともにボルトねじ

今回の試験体のシステムトラス接合は（1）のタイプである。このタイプでは，引張力を受けた場合のみ，ボルトが荷重を負担する。よって，片振繰返し疲労試験のみを行った。

4）システムトラスのボルトの長期許容応力度

実際のシステムトラスのボルトとしては，F9T が用いられている。その長期許容応力度を，日本建築学会鋼構造設計規準[文6)]により，以下のように中ボルトとして算定する。

F9T ボルトの引張強さは 90 kgf/mm^2 であり，F 値としては，$F=0.7\times90=63$ kgf/mm^2 となる。この場合の許容引張応力度は $0.5F=31.5$ kgf/mm^2 である。よって，システムトラスのボルトの長期許容応力度 σ_{al} を 31

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

kgf/mm^{2}とする。

システムトラスのボルトとして，F10Tを用いる場合でも，ボルトの遅れ破壊等の問題を考慮して，許容応力度は，F9Tの場合と同じく，31 kgf/mm^{2}としている。

5) ボルトの有効断面積：A_s

A_s：$\pi D_s^2/4$

$D_s = D - 0.9382\,P$

ここで，

D_s：ボルトの有効断面の直径

D：ボルトの軸径

P：ねじのピッチ

M45の場合：A_s=13.06 cm^2（P=4.5 mm, D=45 mm）

M76の場合：A_s=38.89 cm^2（P=6.0 mm, D=76 mm）

参考文献

1) 川合広樹，岩田　衛，白井貴志：システムトラス構法計画成立に関する論証，日本建築学会計画系論文報告集，第390号，pp.51～59，1988年8月

2) 和田　章，久保田英之：実規模鋼構造骨組の3次元非線形解析へのスーパーコンピュータの応用，日本建築学会構造系論文報告集，第394号，pp.94～103，1988年12月

3) 岩田　衛，和田　章，大場高秋，白井貴志：部品構成された鋼管立体トラスの接合部の回転性能に関する研究，日本建築学会構造系論文報告集，第391号，pp.45～58，1988年9月

4) 西田新一：機械機器破損の原因と対策，日刊工業新聞社，1986年12月

5) 疲労設計指針改定小委員会：疲労設計指針（案），日本鋼構造協会，1986年11月

6) 日本建築学会構造標準委員会：鋼構造設計規準，日本建築学会，1970年5月

7) 川田雄一：金属の疲労と設計（第3版），オーム社，1982年1月

8) 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，pp.21～27，1980年2月

9) 浦島親行，西田新一ほか：各種ボルトの疲れ特性，八幡製鉄所技術研究室報告，No.11，1975年10月

10) ECCS-Technical Comittee 6-Fatigue：Recommendations for the Fatigue Design of Steel Structures, First Edition, 1985

11) 日本建築学会：高力ボルト接合設計施工指針（第2版），1983年7月

12) 大熊武司：強風による鋼構造物骨組の累積疲労損傷，配管技術，日本工業出版，1989年5月

13) 田中道彦，北郷　薫：有限要素法によるねじ締結体の解析，日本機会学会論文集（C編），46巻412号，1980年12月

14) 田中道彦：各種ねじ締結体の応力解析，日本機会学会論文集（C編），47巻417号，1981年5月

15) 田中道彦，山田　朗：有限要素法によるねじ締結体の解析（第3報，平行ねじ，テーパねじの締結体の応力解析と考察），日本機会学会論文集（C編），50巻456号，1984年8月

16) 田中道彦，山田　朗：有限要素法によるねじ締結体の解析（第5報，外力とボルト軸力の関係についての基礎的研究），日本機会学会論文集（C編），52巻473号，1986年1月

（1990年10月9日原稿受理，1991年2月6日採用決定）

NII-Electronic Library Service