

## 高力ボルト摩擦接合の孔周辺応力と 疲れ強さに対する信頼性

CIRCUMFERENTIAL STRESSES AROUND BOLT HOLES OF FRICTION-TYPE  
JOINTS AND THE JOINT RELIABILITY UNDER FATIGUE LOADING

皆 田 理\*・西 村 昭\*\*

By Osamu MINATA and Akira NISHIMURA

### 1. 緒 言

高力ボルトを用いた摩擦接合が、鋼構造部材の継手に本格的に用いられるようになって、すでに十数年を経過する。その間、継手強度に関する問題点は大部分が解明され、現在では、もっとも信頼できる鋼部材現場接合法として広く利用されている。しかしながら、昨今の鋼構造物の大型化への指向は、上記の摩擦接合の設計・施工上、新たな問題を提起している。すなわち、鋼構造物の大型化に伴う接合部長さの増大には、継手効率の低下に代表される種々の問題が生じる。そのため、大型構造物の接合部は、できるだけコンパクトに設計することが必要となる。④ これに対する解決策としては、① ボルト材質の高強度化、② ボルトの太径化、③ 在来ボルトの導入軸力の増大による許容せん断応力度の向上などが考えられる。これらのうち①については過去における F 13 T ボルトの例、あるいは一連の暴露試験<sup>1)~5)</sup>が示すように、 $\sigma_B \geq 126 \text{ kg/mm}^2$  の場合に遅れ破壊が発生しており、現時点では高強度化の方向を選ぶことは問題を残すことになろう。②は太径化により 1 本当りボルト軸力の増大を図るもので、すでに港大橋（大阪港）で F 11 T, M 30 の使用例がある。③はナット回転法などの適用により、ボルト締付精度の向上、すなわち、軸力誤差の減少が期待される場合<sup>6)</sup>、従来のように締付方法のいかんにかかわらずボルトの許容せん断応力度を定値とするのではなく、トルク法の場合に比べて高くとろうとするもので、すでにアメリカにおいては Fisher および Struik<sup>7)</sup> による提案がある。以上実現性の大きい ②、③の場合には、④ ボルト軸力の増大によって生ずる孔周辺応力集中が摩擦接合強度に与える影響を明確に把握し

ておくことが必要である。今後、トルク法よりも高い軸力が導入されるナット回転法が、その施工の確実性、軸力導入の安定性などの理由で軸力導入方法の主流を占めることも考えられ、前述の問題については多くの資料集積のもとに総合的な検討を加えることが必要と考えられる。

摩擦接合の静的載荷時のすべり耐力は、軸力の増加に従って上昇するが、繰返し荷重下では、軸力の増加が摩擦接合の疲労強度を上昇させる有効な手段となるか否かは、ボルト軸力による孔周辺応力分布状態によって左右されると考えられる。摩擦接合の疲労破壊は、① 孔を通る純断面で生ずる場合、② 純断面からはずれた総断面、またはそれに近い部分から生ずる 2 つの型があり<sup>8)</sup>、①の型は、継手のすべりが発生していない状態でも、摩擦抵抗の小さい場合や、作用応力が大きく、繰返し数が少ない範囲で破壊する場合、②の型はすべり抵抗が大きく、多数繰返し荷重で破断した場合、または両振荷重の場合などにみられることが、報告されている<sup>9)</sup>。これらの結果は、鋼板のすべり係数が同一であっても、ボルト軸力の大小によって同様の傾向が現われ、継手の疲労強度に影響をおよぼすことが、指摘されている<sup>10)</sup>。しかし、軸力の大小が継手の疲労強度に与える影響について研究を行った例は少なく、特に、ナット回転法で導入される高軸力の影響を、疲労強度の面から検討を加えた研究は少ないようである。そこで本研究は、ボルト軸力の増加、あるいはボルト太径化に対する摩擦接合の疲労性状を明らかにするため、ボルト孔周辺応力分布と疲労強度について検討し、さらにボルト締付け作業の高効率化に有効な手段と考えられるボルト頭部側座金を用いない場合の摩擦接合（アメリカではすでに実施されている）についてもあわせて検討を加え、摩擦接合のコンパクト化、および疲労設計法確立のための資料を得ようとするものである。

\* 正会員 広島工業大学講師 工学部土木工学科

\*\* 正会員 工博 神戸大学教授 工学部土木工学科

## 2. ボルト孔周辺応力分布

摩擦接合は、高力ボルトの高軸力により締付け部材間に生ずる摩擦抵抗力によって応力を伝達する接合法である。したがって、ボルト軸力の導入によって鋼板表面、あるいは鋼板接触面に発生する応力の分布状態を正確に把握することは、摩擦接合の疲労設計法を確立するうえでも特に重要となる。摩擦接合における鋼板接触面間の圧力分布は、Cullimore ら<sup>1)</sup>の近似解析によると、孔縁で、

$$p_a = (0.14k^2 - 0.91k + 1.74)p_b$$

ボルト軸力によって発生する鋼板接触面の圧力が0になる位置は、

$$P = \frac{\pi}{3}(R-a)(R+2a)p_a$$

から与えられる。ここで  $k=t/a$ 、 $a$ ：ボルト孔の半径、 $t$ ：継手厚さの1/2、 $p_b$ ：ボルト軸力が孔周囲板面に等分布すると仮定したときの値、 $P$ ：ボルト軸力、 $R$ ：鋼板接触面間の圧力が0になる点に至る孔中心からの距離である。これらの式を用いて2面摩擦型継手について孔周辺の板厚方向応力を計算した結果によると、軸力の増加によって鋼板接触面、あるいは添接板と座金との接触面の孔縁に降伏領域が現われ、そのため、実際には接触面間の圧力が低下すること、また、ボルト軸力による鋼板間の圧力が0になる位置  $R$  が、実用されているボルトでは孔半径の1.8倍から3.6倍の間であることを報告している。しかしながら、摩擦接合では、導入ボルト軸力と継手に作用する外力とによって発生する孔周辺応力は、3次元的な非常に複雑な性状を呈すると考えられる。すなわち、孔のある無限板の孔縁における荷重軸方向の応力は平均応力の3倍となることはすでに知られているが、摩擦接合の場合、不明確なボルト軸力、および接合面のすべり係数などが孔周辺応力の挙動に大きく影響を及ぼすので、摩擦接合の孔周辺応力を理論的に解明することは困難と考えられる。一方、ボルト軸力によって生ずる座金直下の応力は、ある厚さを有する添接板を通して分散され接触面に作用するものと考えられるが、鋼板接触面間の孔周辺応力を実験的に求め、その挙動を知ることは不可能である。そこで、本研究においては、この問題解決の糸口を求めべく、ボルト頭部側添接板の孔周辺にひずみゲージを貼付け、ボルト軸力、および外力が作用する摩擦接合継手の孔周辺主応力を求め、それらと疲労き裂発生状態との相関性について検討を加える。

### (1) 供試体と試験要領

用いた供試体の形状、寸法は図-1に示すとおりである。鋼板はSS41で、表面はショットブラスト(40S)をかけ、錆の発生した状態で使用した。また、ボルトはF11T、M20×75を用いた。供試体はボルト頭部側に座金を使用したものと、使用しないものとの2種類についてそれぞれ23t、および27tの軸力を導入した計4種類4体である。ボルト軸力は、ボルト軸側面に貼付した2枚のひずみゲージ(ゲージ長5mm)により測定しつつ、まず、孔周辺主応力測定用ひずみゲージ貼付け側における座金、あるいはボルト頭を所定の位置に固定するため、目標軸力の約10%を座金側から締付け、その後、

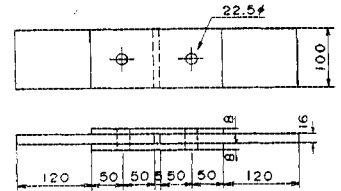


図-1 孔周辺応力測定用供試体

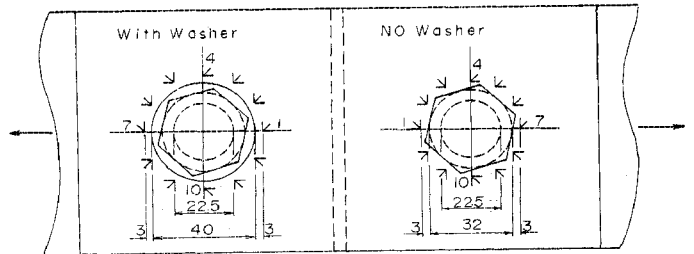


図-2 ひずみゲージの貼付け位置

表-1 鋼板およびボルトの機械的性質

鋼種	厚さまたは径 (mm)	降伏点 (kg/mm <sup>2</sup> )	引張強さ (kg/mm <sup>2</sup> )	伸び (%)	絞り (%)
SS41	8	34.4	52.5	25.3	—
	16	30.5	47.4	32.0	—
F11T	20	115.5	121.5	16.0	62.5

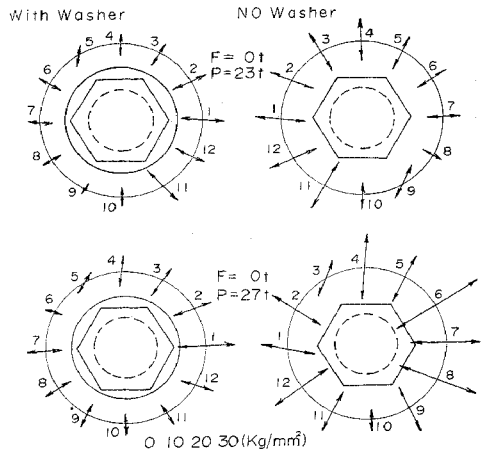


図-3 ボルト軸力導入時の孔周辺主応力と方向

2度締めにて目標軸力を正確に導入した。図-2は添接板に貼付したひずみゲージ(ゲージ長2mm)の位置とその番号を示したもので、ゲージ位置は、座金のある場合は座金外周から3mm、座金のない場合は、ボルト頭内接円(裏座)から3mm外の同心円上にある。表-1に使用した鋼板、およびボルトの機械的性質を示す。

試験はボルト軸力導入によるひずみを測定した後、供試体に5, 10, 15 および 20 t と順次載荷し、それぞれの荷重におけるひずみを測定した。

(2) 試験結果および考察

図-3はボルト軸力導入時における孔周辺主応力を、測定ひずみに一律にヤング係数  $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$  を乗じて得られる3方向応力から求め、座金を使用した場合と使用しなかった場合とについて図示したものである。図中の記号で、 $P$  はボルト軸力、 $F$  は荷重を示す。孔周辺主応力は、座金を使用した継手に比し、使用しない継手の場合の方が一般に大きい値を示し、その傾向は高軸力(27 t)を導入した継手の場合により顕著に現われている。また、軸力変化によって応力分布形状は、座金の有無それぞれの場合で変化している。ことに座金を使用しない継手の場合、軸力 27 t では局部的に鋼板降伏点を上回るような高い応力が発生していることがわかる。このように座金を使用しない継手の孔周辺主応力が、使用した継手に比して大きくなるのは、添接板と座金、あるいはボルト頭裏座との接触面積の相違が大きく影響しているものと考えられる。この結果は、今後太径ボルト継手の力学的性状をみるうえで1つの資料となる。図にみられるように応力分布の不整は、座金あるいはボルト頭部と鋼板との接触が理想的な等分布状態でないため、また、それが、各ボルト位置によってそれぞれ異なることも予想される。したがって、その接触状態によって孔周辺主応力にかなり大きなばらつきを生じ、特に、ボルト軸力が增大するとさらにその傾向を強めることが考えられる。

図-4は荷重を順次増大させた場合の孔周辺各点の主応力  $\sigma_1$  の変化量絶対値を、軸力導入時のひずみを基準にして求め図示したものである。図にみられるように、軸力 23 t、および 27 t を導入した継手においてそれぞれ座金の有無により、軸力導入時の応力分布状態におけるような明りような相違はなく、ほぼ同様な分布状態を示している。一方、軸力が異なる場合を比較すると、荷重が同一であっても高軸力(27 t)の場合の方が大きい値を示す。このことから、孔周辺主応力は、ボルト軸力導入時の発生応力によって大きく影響されることが予想

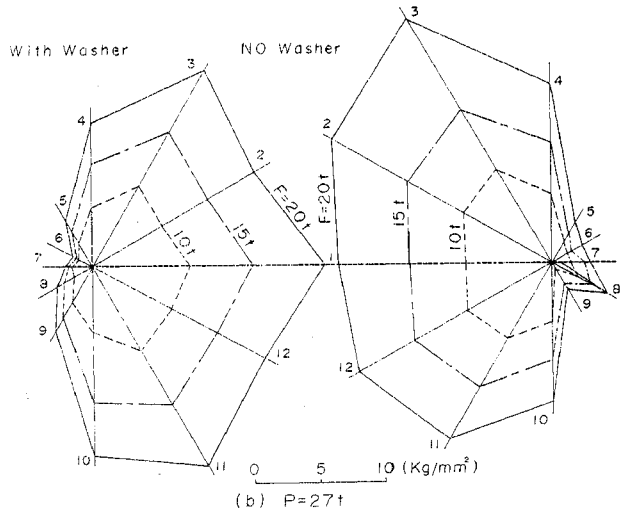
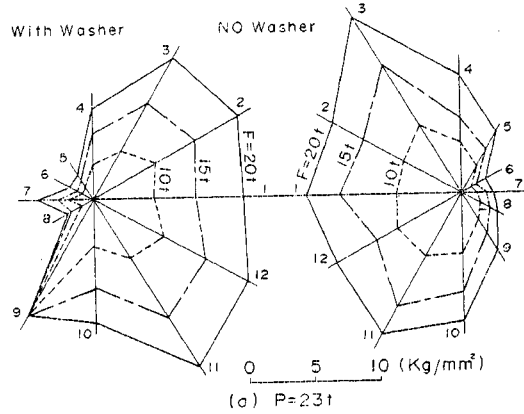


図-4 荷重による孔周辺応力変化量の分布

される。また、いずれの場合も継手の突合せ側応力変化量が大きい。

図-5は、ボルト軸力と荷重とが同時に作用する場合、すなわち、実用下で摩擦接合の孔周辺に発生する主応力の分布図である。図に示すように応力の分布状態は継手部の突合せ側で大きく、反対側すなわち添接板の自由端側では小さい非対称なものとなる。座金を使用した軸力 27 t 継手、あるいは座金を使用しない継手のゲージ番号 1, 2, 12 付近では、外力 15 t で応力が鋼板降伏点、あるいはそれに近い応力を、また、20 t では降伏点をかなり上回る応力を発生している。これらの事実より、摩擦接合に繰り返し荷重が載荷された場合、これらのもっとも高い応力部の近傍に疲労破壊が発生することが予想される。

図-6は孔周辺に発生する主応力とその方向を、荷重 20 t の場合について図示したものであるが、継手の疲労破壊がもっとも高い応力部で生ずるならば、それらの疲労き裂の方向は荷重方向に直角ではなく、主応力に直角に孔周辺に生ずることが考えられる。

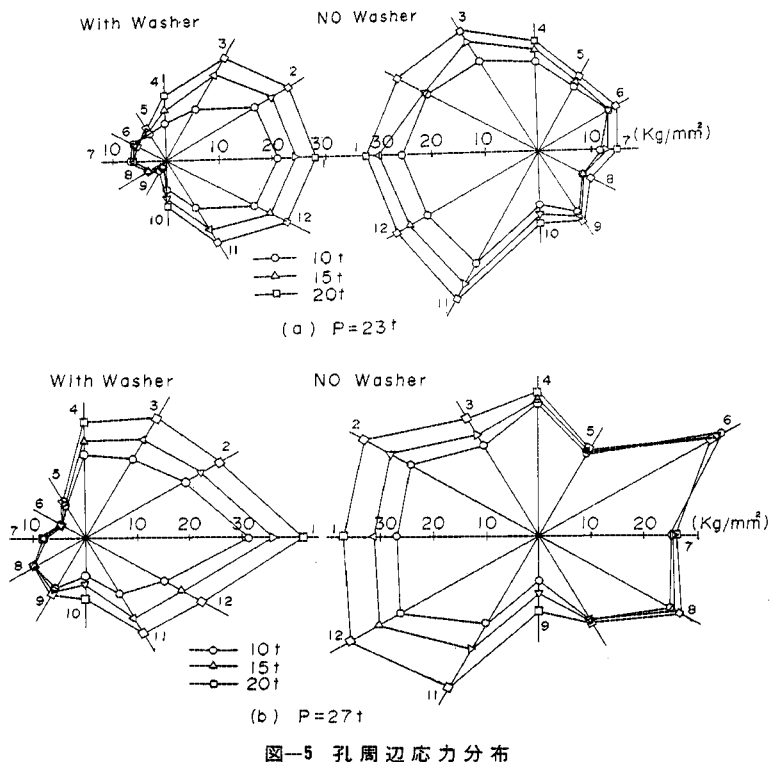


図-5 孔周辺応力分布

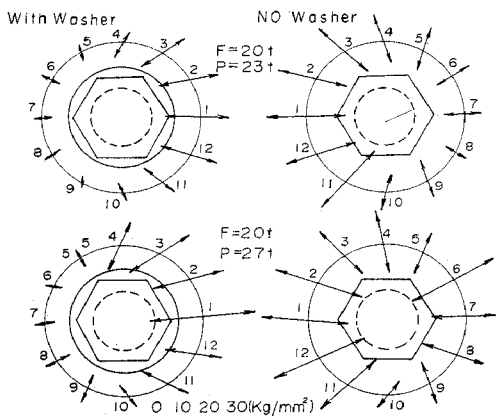


図-6 孔周辺応力と方向

### 3. 疲労試験

摩擦接合が繰り返し荷重を受けたときの疲労性状については、今まで多くの研究が行われている。すなわち、鋼板接触面間の状態<sup>12)</sup>、ボルト孔控除率による影響<sup>13)</sup>、使用鋼板の影響<sup>14)</sup>など、摩擦接合の疲労強度に影響を与える種々の要因に関して実験的研究がある。これらの研究結果から、摩擦接合の疲労性状として、静的荷重に対して balanced design された継手では、繰り返し荷重を受けても摩擦抵抗が破れることはなく、また、摩擦面

が適当に処理されていれば荷重繰り返しによるボルト初期軸力の低下も少なく、上記要素が摩擦接合の疲労強度に与える影響は少ないといえる。したがって、摩擦接合の疲労強度について検討すべき点は、継手での材片の疲労強度を明確にとらえることに集約される。すでに述べたように摩擦接合部材の疲労強度は、ボルト軸力によって孔周辺の所々に高い応力が発生することから、導入軸力の大きさの影響を受けることが予想される。今日までのところ、ボルト軸力の大きさが摩擦接合の疲労強度に及ぼす影響を明らかにした研究は少ないようであるが、従来の研究結果<sup>10)</sup>から、軸力の増大は継手の疲労強度を増大させる傾向がみられる。しかし、これらの報告は軸力 20 t 程度までを対象としており、軸力の増大化、あるいはボルトの太径化の場合の資料としては十分でないように思われる。本研究で行った疲労試験は、現行示方書に規定された設計ボルト軸力の

場合と、できるだけ高いボルト軸力を導入した継手、ならびにボルト頭部側座金を使用しない継手について疲労性状を明らかにしようとするものである。

#### (1) 供試体と試験要領

供試体の形状、寸法は、図-7 に示すとおりである。鋼板およびボルトは前節の試験に用いたものと同様であり、導入したボルト軸力は 13.3 t, 15 t (座金を使用した継手のみ), 18 t, 23 t, および 27 t の 5 種類である。導入軸力 13.3 t は F 8 T, M 20 の設計軸力に対応し、18 t (≡ balanced design) は F 11 T, M 20 の設計軸力にほぼ対応するものである。また、23 t および 27 t は現行道路橋示方書<sup>15)</sup>に規定された F 11 T, M 20 に対する設計軸力 17.4 t と比較してそれぞれ約 30%, および 55% 増加させて、軸力増加に伴う摩擦接合の疲労性状の変化をみるためのものである。なお、ボルト軸力 27 t は、ナット回転法によって導入した軸力に対応するもの

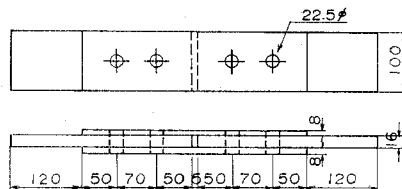


図-7 疲労試験用供試体

表一2 引張試験結果

	軸力 $P(t)$	すべり荷重 $(t)$	破壊荷重 $(t)$	すべり係数 $\mu$
座金あり	13.3	29.2	57.9	0.560
	15	32.6	57.8	0.510
	18	35.7	57.7	0.495
	23	41.7	57.5	0.453
	27	43.9	58.0	0.406
座金なし	13.3	28.1	57.7	0.540
	18	37.5	58.9	0.523
	23	40.2	57.5	0.436
	27	41.4	58.2	0.383

で、ボルト耐力点に大略等しい軸力である。

疲労試験に先立ち 200 t 万能試験機により座金使用の継手 5 種類、および座金を使用しない場合 4 種類についてそれぞれ各 2 体総計 18 体の静的引張試験を行い、すべり耐力、および破壊荷重を求めた。疲労試験は所定の軸力導入後、50 t 電気油圧試験機により下限 1 t (純断面応力 0.8 kg/mm<sup>2</sup>)、載荷速度 600 rpm で sin 波片振荷重により実施した。

(2) 試験結果および考察

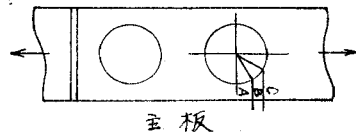
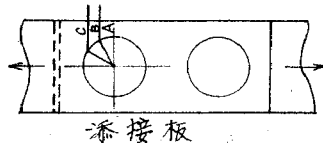
座金を使用した継手、および使用しない継手につい

て、それぞれ 5 種類 (総計 18 体) のボルト軸力を導入した継手の静的引張試験を行った結果から、すべり荷重、破壊荷重、およびすべり係数を 2 個の平均値で示すと表一2 のようになる。すべり係数が軸力の増大とともに低下の傾向を示すのは、継手にすべりを生ずる前に鋼板が降伏 (37.8 t) するためである。すべりが鋼板降伏に先行する継手 (軸力 13.3 t, 15 t および 18 t を導入した継手) のすべり係数は、座金を使用した継手で平均 0.521、使用しない継手で平均 0.532、また、鋼板降伏が先に起こった継手についても座金の有無で、それぞれ平均 0.430, 0.410 となり、ほぼ同等と認められよう。

表一3 は疲労試験結果を示したものである。表中には孔周辺のき裂の総数、発生領域、および荷重直角方向からの角度の平均値を同時に記入してある。疲労破壊した供試体を解体して鋼板接触面に生じたき裂の総数、方向を調べた結果、き裂数は、座金を使用しない継手に多いが、座金の有無にかかわらず軸力 23 t までは増加、27 t では減少の傾向がみられる。各継手のき裂は、大部分のものが添接板では継手の突合せ側、主板では継手の端部側ボルト位置において、鋼板と座金、あるいはボルト頭との境界に対応する鋼板接触面に発生する。鋼板接触面に

表一3 疲労試験結果

軸力 $P(t)$	座 金 あ り									座 金 な し									
	上限荷重 $(t)$	繰り返し回数 $N \times 10^4$	き 裂		破 断		き裂総数	き裂発生領域*	き裂角度 $\theta$	軸力 $P(t)$	上限荷重 $(t)$	繰り返し回数 $N \times 10^4$	き 裂		破 断		き裂総数	き裂発生領域*	き裂角度 $\theta$
			主板	添接板	主板	添接板							主板	添接板	主板	添接板			
13.3	29.5	250.1	—	—	—	—	1	A	0°	13.3	27.0	265.0	—	○	—	○	8	B	3°
	31.5	134.3	—	—	—	○	—	—			28.0	126.7	—	○	—	○	7	A, B	
	34.0	70.3	—	—	○	—	—	—			29.0	88.6	—	○	—	○	8	A, B	
	36.0	58.2	—	—	○	—	—	—			31.0	85.0	—	○	—	○	5	A, B	
15.0	30.0	191.4	—	—	—	○	1	A	0°	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	31.0	168.5	—	—	○	—	1	A			—	—	—	—	—	—	—		
	32.0	109.1	—	—	○	—	—	—			—	—	—	—	—	—	—		
	35.0	88.6	—	—	○	—	—	—			—	—	—	—	—	—	—		
18.0	34.0	135.2	—	○	—	○	3	A, B	8°49'	18.0	31.0	235.7	—	○	—	○	5	B	11°
	35.0	163.9	○	—	○	—	5	A			32.0	142.8	○	—	○	—	9	C	
	36.5	136.2	○	○	—	○	5	B			34.0	140.0	○	○	—	○	9	B	
	38.0	98.9	○	○	○	○	5	B			36.0	64.2	○	○	—	○	11	B	
	40.0	57.6	○	○	○	○	10	B			—	—	—	—	—	—	—		
23.0	33.0	156.9	○	○	—	○	11	C	8°03'	23.0	31.0	196.2	○	○	○	—	9	C	11°
	35.0	138.9	○	○	—	○	8	B			33.0	129.6	○	—	○	—	12	C	
	36.5	89.0	○	—	○	—	4	B			35.0	120.3	○	○	○	—	9	C	
	37.0	101.3	○	—	○	—	5	B			37.0	60.4	○	○	○	—	9	C	
	38.0	107.6	○	○	○	—	14	B			—	—	○	—	—	—	—		
	40.0	71.6	○	—	○	—	5	B			—	—	○	—	—	—	—		
27.0	32.0	169.5	—	—	○	—	—	B	11°06'	27.0	31.0	210.9	○	—	○	—	9	C	7°
	34.0	116.1	○	—	○	—	3	C			33.0	173.0	○	—	○	—	5	C	
	36.0	65.9	○	○	—	○	10	B			35.0	101.7	○	○	○	—	10	B, C	
	38.0	49.5	○	○	—	○	11	C			37.0	77.1	○	○	○	—	7	B, C	



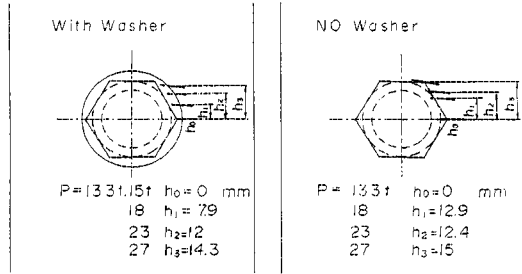


図-8 疲労破壊発生位置



写真-1 孔周辺に発生したき裂

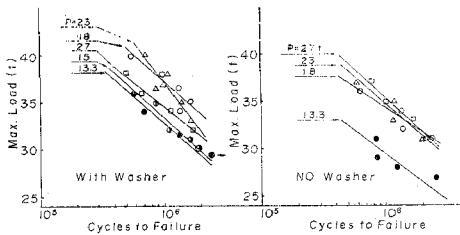


図-9 荷重-繰返し数線図

おけるこれらのき裂は、その発生領域が示すように軸力の増加に伴って孔縁から離れた縦断面の方向に移行し、その傾向は座金を使用しない継手の場合により顕著である。図-8 は各継手の疲労破壊発生点までの距離を孔中心からとって示したものである。また、軸力 23 t および 27 t 継手の場合、添接板に発生するき裂は B, C 領域に位置し、前節で述べた孔周辺主応力の最高の点付近にほぼ一致する。これらの事実より、鋼板接触面に発生するき裂も、継手表面における測定主応力の最高の点に対応する付近に分布するものと考えられる。同様に主板においても、き裂は主応力の最高の点付近に発生するものと考えられるから、鋼板接触面のき裂発生状態より、主板の孔周辺主応力分布を推定すると、添接板における主応力分布とほぼ逆対称的分布になっているといえよう。写真-1 は孔周辺き裂の代表的な例を示したものである。図-9 は座金の有無、各場合の荷重-繰返し回数線図 (S-N 線図) である。この図によると、座金のな

い場合で軸力 18, 23, 27 t のときの S-N 線がかたまり、それらはほぼ同等の疲労強度となり、軸力 13.3 t の場合と明りように区別されることおよび、100 万回以下の時間強度は軸力の増加につれて上昇する傾向が見られる。これに対して座金のある場合には、軸力の増加は必ずしも時間強度の上昇につながらず、100 万回以上の繰返し数の場合には軸力 18 t の場合が最高の時間強度になっている。

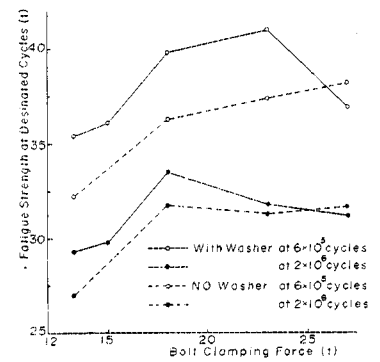


図-10 ボルト軸力と疲労強度との関係

図-10 は図-9 から得た 60 万回および 200 万回疲労強度と導入軸力との関係を示したものである。これより一般的にいえることは、軸力 18 t あたりを越えると、それまでの疲労強度の軸力増加に伴う上昇傾向が鈍化あるいは減少しはじめる。繰返し数 200 万回の場合に注目するとその傾向はより明りようであり、座金を使用した継手では、軸力 18 t でピークを示し、座金のない場合には、18 t 以上に軸力を増加させても疲労強度はほとんど変化しない。

以上のようにして得られた疲労強度の継手の静的強度諸量に対する関係を示すと表-4 のようになる。表-4 によると、軸力 13.3 t, および 15 t の継手を除いて、純断面で算定した疲労強度の平均値は座金を使用した場合 25.3 kg/mm<sup>2</sup>、座金を使用しない場合、24.8 kg/mm<sup>2</sup> となり、両者ともにそれぞれ母材降伏応力の約 83% およ

表-4 疲労強度および強度諸量

軸力 P (t)	200 万回疲労強度 (下限 1t)		$\sigma_{dn}/\sigma_{ta}$	$\sigma_{dn}/\sigma_y$	$\sigma_{dy}/\sigma_y$	$\tau$	$\tau/\tau_a$		
	荷重 全振幅 $S_0$	応力度 (kg/mm <sup>2</sup> )							
								純断面 $\sigma_{dn}$	総断面 $\sigma_{dy}$
座金あり	13.3	27.8	22.4	1.60	0.74	0.57	44.2	3.4	
	15.0	28.8	23.2	1.66	0.76	0.59	45.8	3.5	
	18.0	32.5	26.2	20.3	1.87	0.86	0.67	51.7	4.0
	23.0	30.8	24.8	19.3	1.77	0.81	0.63	49.0	3.8
	27.0	30.2	24.4	18.9	1.74	0.80	0.62	48.1	3.7
座金なし	13.3	26.0	21.0	1.50	0.69	0.53	41.4	3.2	
	18.0	30.7	24.8	19.2	1.77	0.81	0.63	48.9	3.8
	23.0	30.3	24.8	18.9	1.74	0.80	0.62	48.2	3.7
	27.0	30.7	24.8	19.2	1.77	0.81	0.63	48.9	3.8

\*  $\sigma_{ta}$ : SS 41 の許容引張応力度 (14 kg/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_y$ : 母材降伏点

$\tau$ :  $S_0$  をボルトネジ部外径に基づいて計算した断面積で除した値

$\tau_a$ : F 11 T を使用した摩擦接合の許容せん断応力度 (13 kg/mm<sup>2</sup>)

び 81.2% となる。西村ら<sup>10)</sup>の研究では、約 10% 程度の低下となっているが、本研究では、上記のように、それより低い結果を示している。軸力 13.3 t および 15 t の継手の疲労強度が他の継手に比して低いのは、疲労試験開始直後（軸力 13.3 t、荷重 27 t の場合は繰り返し回数約 50 万回においてすべり発生）に継手にすべりが発生し、摩擦抵抗の低下に加えてボルトの支圧による不利な応力状態で試験を行ったことに起因すると考えられる。

この継手の場合、すべりの起こらない荷重領域で試験を行ったが、250 万回程度繰り返しても疲労破壊には至らなかった。次に得られた疲労強度  $S_a$  から、現行示方書<sup>13)</sup>に準じボルトネジ部外径を用いてボルト 1 本当りのせん断応力  $\tau$  を求め、F 11 T に対する現行許容せん断応力度  $\tau_a$  (13 kg/mm<sup>2</sup>) で除して安全率を計算すると、座金の有無、軸力の大きさにかかわらず平均値 3.7 を得る。現行示方書がすべりに対して適用している安全率 1.7 に比して、疲労破壊に対してかなり大きい値が確保されていることになる。また、この場合、摩擦接合における疲労破壊が純断面ではなくて、総断面に近い位置から発生することは、ボルトの許容せん断応力度の選定に際して考慮すべき事実として注目に値する。表-4 にみられるように、純断面で算定した疲労強度に対する母板許容引張応力度の比 ( $\sigma_{Dn}/\sigma_{Ta}$ )、すなわち安全率は、座金を使用する場合平均 1.76、使用しない場合 1.78 となり、 $\nu=1.7$  以上の値となる。すなわち、現行示方書に規定された許容応力度を用いれば、摩擦接合の疲労に対しても、なお十分な安全性を確保しうることが期待される。また、摩擦接合の現場施工における合理化、高能率化の一手段としてボルト頭部側に座金を使用しない場合も現行許容応力度体系の適用が許されるものと考えられる。なお、本研究の結果では、軸力 18 t を導入した balanced design 継手の疲労強度が最も高くなるが、この結果が一般的にいえるか否かは本研究のみでは判断できなかった。

#### 4. ボルト軸力のばらつきと疲労強度

実構造物に使用される継手では、図-11 のような多行多列型がもっとも一般的である。これらの継手においては孔周辺応力が最大となる破線で囲んだ列のボルト群の中の 1 箇所ボルト位置において、ボルトの孔壁あるいは孔の近傍からき裂が発生する。このき裂の発生は、継手の幾何学的性状、鋼板、ボルトなどの継手材料、継手の製作に関する条件が同じ場合には、主として、ボルト軸力の大きさ、そのばらつきなどにより影響されることになる。以下この影響要因と疲労強度との関係を検討する。

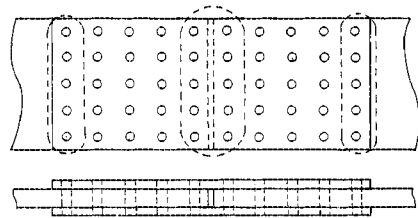


図-11 多行多列型継手模型図

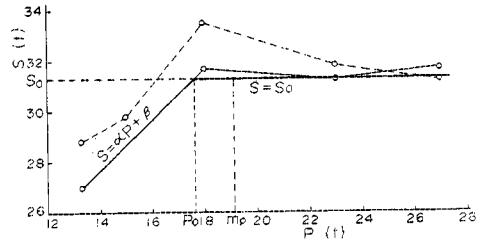


図-12 S-P 関係図

前節の疲労試験結果（図-10）が示すように、ボルト軸力と継手強度の間にはある種の関係が認められる。いま、この関係を次のように単純化して表わし、ボルト軸力がある確率法則に従ってばらつく場合の継手疲労強度の統計的性質に検討を加えることにする。すなわち、試験結果を示す図-10 から、継手の疲労強度の低下が、軸力 18 t 以上の高軸力の場合に比して、それ以下の低軸力の場合により激しいものとなるため、ここでは特に低軸力の場合の強度低下だけに注目して、200 万回疲労強度と軸力との関係を、安全側を考へて座金のない場合につき図-12 に太実線で示す S-P 関係で仮定する。さらに、従来の研究結果などを参考にして、次の 3 つの仮定を設定する。

- ① ボルト軸力のばらつきは正規分布に従う<sup>16)</sup>。
- ② 使用鋼板の機械的性質のばらつきは、ボルト軸力のばらつきに比して無視しうるものとする<sup>17)</sup>。
- ③ 摩擦面のすべり係数のばらつきは無視しうるものとする。

これらの仮定のうち、③ については 40 キロ級鋼材で clean mill scale の場合の変動係数 20.8%<sup>18)</sup>、同じくブラストがけの場合 15%<sup>19)</sup>、SM 50 単一鋼種でショットブラストの場合 11.6%<sup>20)</sup> という値が報告されているが、前二者は異なる研究者ならびに鋼種のデータを寄せ集めたものであるから、実際よりも過大な値と考えられる。したがって、これらを除外すればすべり係数のばらつきは変動係数として約 12% 程度と考えればよく、この程度のばらつきは継手のすべりではなくて、継手の疲労強度を問題とする現在、ほとんど影響しないものとしてこの仮定を設ける。

さて、図-12 の S-P 関係は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} S &= aP + b & 0 < P \leq P_0 \\ &= S_0 = aP_0 + b & P_0 < P \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $\alpha, \beta$ ：定数

仮定①より軸力  $P$  は次の正規分布に従う。

$$N(m_P; \sigma_P^2) \dots\dots\dots (2)$$

ここに  $m_P, \sigma_P^2$  はそれぞれ  $P$  の平均値および分散である。すでに述べたように、多行多列型継手の破壊が端部(図-11の破線で囲んだ部分)のボルト群の中で、もっとも低軸力ボルトの孔近傍、すなわち、 $\min(P_{ij})$  の近傍で発生すると考えるならば、そのボルト位置における軸力  $P$ 、および疲労強度  $S$  の密度関係は、

$$\left. \begin{aligned} f_P(P) &= n \left[ 1 - \Phi \left( \frac{P - m_P}{\sigma_P} \right) \right]^{n-1} \varphi \left( \frac{P - m_P}{\sigma_P} \right) \frac{1}{\alpha} \\ f_S(S) &= n \left[ 1 - \Phi \left( \frac{Z - m_P}{\sigma_P} \right) \right]^{n-1} \varphi \left( \frac{Z - m_P}{\sigma_P} \right) \frac{1}{\alpha \sigma_P} \\ Z &= \frac{S - \beta}{\alpha} \quad \text{ただし } S \leq S_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ここに  $\varphi(\cdot)$ 、および  $\Phi(\cdot)$  はそれぞれ標準正規分布  $N(0; 1)$  の確率密度関数、および確率分布関数である。

したがって、疲労強度  $S$  に対する非超過確率、すなわち疲労破壊確率  $p$ 、あるいは超過確率、すなわち疲労破壊に対する信頼性  $l(S) = 1 - p$  は次式によって評価される。

$$p = 1 - l(S) = F_S(S) = \int_{-\infty}^S f_S(S) dS \dots\dots (4)$$

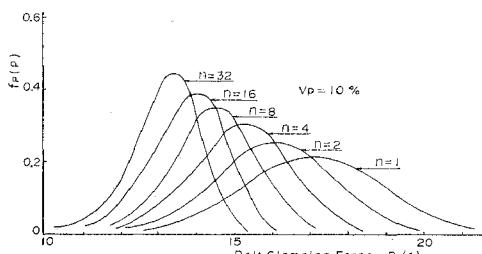


図-13 (a) ボルト本数による確率密度関数の変化

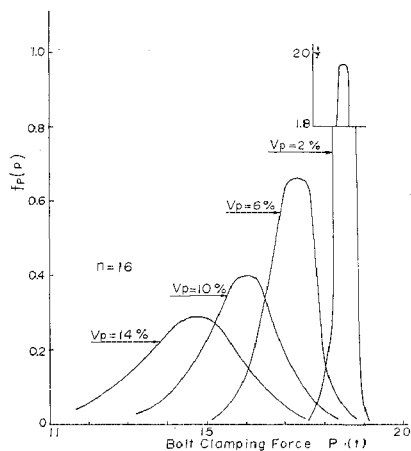


図-13 (b) ボルト軸力のばらつきによる確率密度関数の変化

今回の試験結果を用いて以上の諸式を書き換えると次のようになる。まず、 $S-P$  関係を  $P=13.3t:18.0t$  に対して  $S=26.8t:31.7t$  の2点を通る直線と、 $P < 17.6t$  では  $S=31.3t$  の水平線よりなるものとする、

$$\begin{aligned} S &= 1.044P + 12.91 \quad 0 < P \leq P_0 \\ &= 31.3 \quad P_0 < P \end{aligned}$$

ただし、 $P_0=17.6t$

を得る。いま、式(2)の  $m_P$  として F11T, M20 ボルトの標準軸力 19.14t をとり、また、その軸力の変動係数  $v_P$  を、ボルト軸力に関するいくつかの研究報告の中<sup>(8), (21)~(26)</sup>から文献(25)を引用して2~14%、すなわち、標準偏差 0.383~2.680t にとりて、式(3)より  $f_P(P)$ 、および  $F_S(S)$  を求めて例示すると図-13および14のようになる。図-13および14にみられるように  $f_P(P)$  および  $F_S(S)$  曲線は、 $v_P$  が一定の場合には  $n$  の増加に伴い、また、 $n$  一定の場合には  $v_P$  の増加に伴って左方に移行し  $S-P$  関係図における傾斜領域に移行してゆくことがわかる。すなわち、 $v_P=2\%$  程度が確保される軸力導入法が適用されれば、 $n$  の増加による疲労強度  $S$  の低下は無視されるほど小さいものとなる。しかしながら、 $v_P=14\%$  程度になると  $n$  が少ない場合でも  $f_P(P)$ 、 $F_S(S)$  曲線は、 $S-P$  関係の傾斜領域に広く分布するため、疲労強度の低下について検討する必要が生じてくる。図-15は継手の疲労破壊確率  $p$  について検討するために、縦軸に疲労強度  $S$  をとり、横軸に  $p$  をとって、 $N=16$  の場合について例示したものである。いま疲労

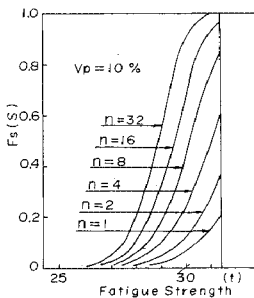


図-14 (a) ボルト本数による確率分布関数の変化

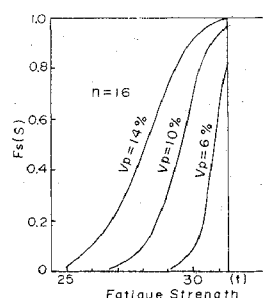


図-14 (b) ボルト軸力のばらつきによる確率分布関数の変化

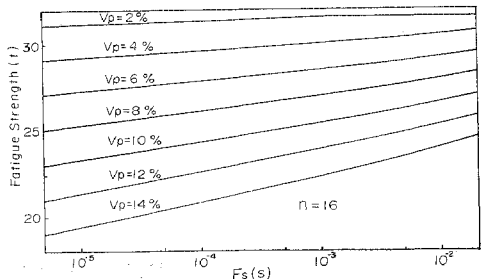


図-15 継手の疲労破壊確率



表-5 継手の疲労破壊確率

$\begin{matrix} p \\ S \\ \text{および} \\ r \\ n \end{matrix}$	$10^{-4}$						$10^{-5}$						
	1	2	4	8	16	32	1	2	4	8	16	32	
2	S	25.29	25.23	25.23	25.15	25.10	25.06	25.15	25.14	25.10	24.99	24.92	24.89
	r	1.95	1.94	1.94	1.93	1.93	1.93	1.94	1.94	1.93	1.93	1.92	1.92
4	S	24.13	23.96	23.88	23.79	23.71	23.63	23.79	23.70	23.61	23.48	23.39	23.33
	r	1.86	1.84	1.84	1.83	1.82	1.82	1.83	1.83	1.82	1.81	1.80	1.80
6	S	22.95	22.78	22.70	22.44	22.28	21.90	22.44	22.28	22.11	21.99	21.86	21.70
	r	1.77	1.75	1.75	1.73	1.71	1.69	1.73	1.72	1.70	1.70	1.69	1.67
8	S	21.69	21.52	21.27	21.02	20.85	20.69	21.07	20.86	20.68	20.47	20.30	20.11
	r	1.67	1.66	1.66	1.62	1.60	1.59	1.62	1.61	1.59	1.58	1.57	1.55
10	S	20.60	20.26	20.01	19.75	19.42	19.17	20.09	19.46	19.17	18.96	18.71	18.49
	r	1.58	1.56	1.54	1.52	1.49	1.47	1.55	1.50	1.48	1.46	1.44	1.43
12	S	19.33	18.99	18.74	18.32	18.07	17.74	18.31	18.07	17.69	17.42	17.14	16.89
	r	1.49	1.46	1.44	1.41	1.39	1.36	1.41	1.39	1.36	1.34	1.32	1.30
14	S	18.07	17.73	17.31	17.15	16.65	16.14	16.93	16.54	16.26	15.89	15.62	15.29
	r	1.39	1.36	1.33	1.32	1.28	1.24	1.31	1.28	1.25	1.23	1.21	1.18

破壊確率  $p$  を  $10^{-4}$  および  $10^{-5}$ 、すなわち疲労破壊に対する信頼性  $l(S)$  がそれぞれ 99.99% および 99.999% を確保する疲労強度を求めてみると表-5 のようになる。表中には、現行示方書における許容応力度 (F 11 T の許容せん断応力度) に対する疲労強度の比、すなわち安全率  $\nu$  も同時に記入してある。表-5 より、 $n$  が 32 本程度までは現行示方書がとっている安全率  $r=1.7$  を確保するためには、 $p$  が  $10^{-4}$  の場合  $\nu_p$  を 6% 以内に、また、 $10^{-5}$  にとると  $\nu_p$  を約 5% 以内に抑えておく必要がある。これらの変動係数をボルト軸力のばらつきの実態について研究した文献<sup>25)</sup> と対比してみると、 $\nu_p$  が 5% 以内に納まる軸力導入機器はインパクトレンチ、および電気レンチを使用する場合で、いずれもナット回転法によるボルトの耐力点付近まで締められる軸力導入法であり、トルクコントロール法の場合には、上記  $\nu_p$  をかなり上回ることになる。したがって、ボルト軸力のばらつきが、摩擦接合部の疲労強度に重大なる影響をおよぼすという考え方に立脚すれば、継手のボルト軸力導入法は、ナット回転法の方が継手の疲労強度に対しては有利と考えられ、トルクコントロール法を使用する場合には、軸力導入精度の向上について検討を加える必要があるように思われる。

### 5. 結 言

本研究の結果から主なものをあげると次のようである。

(1) 摩擦接合の孔周辺に発生する主応力状態は、軸力の低い範囲 (23 t) では座金の有無にかかわらず同等であるのに対し、軸力が高くなると大きな相違がみられ、両者ともに局部的に鋼板降伏点に達する高い応力と

なる。

(2) 孔周辺に発生する主応力が最も高くなる位置は、添接板では継手突合せ側において荷重軸方向に対して約  $60^\circ$  の範囲である。

(3) 継手に発生する疲労き裂は、座金またはボルト頭に沿ったある角度を有し、疲労破壊発生点は、導入軸力の増加とともに純断面から総断面の方向に移行する。

(4) 摩擦接合のボルト軸力差による疲労強度の変化は、座金を使用した継手では、軸力 18 t までは上昇、それ以上の軸力では低下の傾向となる。一方、座金を使用しない継手の場合には、座金を使用した継手に比して低強度となり、軸力 18 t までは上昇、それ以上ではほぼ一定となる。

(5) 疲労破壊確率を  $10^{-5}$  程度に抑えるためには、ボルト軸力の変動係数を約 5% 以内にすることが必要であり、その意味では、ナット回転法が効果的と思われる。

以上は M 20 ボルトを用いた実験結果に基づくものであり、一般の場合にそのまま当てはまるものではないが、その傾向を知るうえで有効であると考えられる。

謝 辞：本研究を行うにあたり、終始ご鞭撻いただいた桜井季男広島工業大学元教授、および実験を行うにあたり多大なご協力を得た広島工業大学学生諸君、ならびに三菱重工業 (株) 広島研究所の関係各位に深く感謝の意を表します。

### 参 考 文 献

- 1) 日本鋼構造協会接合小委員会ボルト強度班：高力ボルトの遅れ破壊, JSSC, Vol. 6, No. 52, pp. 4~86, 1970.4.
- 2) 同上：高力ボルトの暴露試験のその後の経過, JSSC, Vol. 7, No. 72, pp. 55~75, 1971.12.
- 3) 同上：高力ボルトの暴露試験のその後の経過(II), JSSC, Vol. 9, No. 87, pp. 40~43, 1973.3.

- 4) 同上：高力ボルトの暴露試験のその後の経過(III), JSSC, Vol. 10, No. 105, pp. 34~36, 1974.9.
- 5) 同上：高力ボルトの暴露試験のその後の経過(IV), JSSC, Vol. 11, No. 120, pp. 11~12, 1975.12.
- 6) 西村 昭・盛岡純一・石渡正夫：現場締め高力ボルト導入軸力のばらつきについて，土木学会第30回年次学術講演会概要集 I，pp. 567~569, 1975.10.
- 7) Fisher, J.W. and Struik, J.H.A. : Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints, John Wiley & Sons, p. 132, 1974.
- 8) 田島二郎：高力ボルト摩擦接合概説，技報堂，pp. 112~116, 1966.5.
- 9) 上記 7) pp. 113~118.
- 10) 西村俊夫・三木千寿：高力ボルト摩擦接合のボルト軸力が疲労強度に及ぼす影響，土木学会第27回年次学術講演会概要集 I，pp. 293~296, 1972.
- 11) Cullimore, M.S.G. and Eckhart, J.B. : The Distribution of the Clamping Pressure in Friction-grip Bolted Joints, The Structural Engineer, Vol. 52, No. 4, 1974.4.
- 12),13),14) 上記 7) pp. 111~122.
- 15) 日本道路協会：道路標示方書・同解説，pp. 83~87, 1973.
- 16) 西村昭ほか：現場締め高力ボルト軸力のばらつきについて，土木学会論文報告集，No. 180, pp. 1~9, 1970.
- 17) 西村 昭：ミルシート値とチェックテスト値との関係について，JSSC, Vol. 5, No. 38, pp. 3~26, 1969.
- 18) 上記 7) p. 76.
- 19) 上記 7) p. 76.
- 20) 西村 昭：高力ボルト摩擦接合のすべり耐力変動について，土木学会論文報告集，No. 187, pp. 37~47, 1971.
- 21) 長谷川 貢・山崎信之・明石重雄・佐々木一彦：摩擦接合用高力ボルトの締付け管理方式，土木技術，Vol. 20, No. 9, pp. 36~44, 1965.9.
- 22) 上記 17)
- 23) 西村 昭・田井戸米好・佐伯礼行・穂積重臣・小沢健作：TC ボルトの導入軸力の大きさとばらつきについて，第18回橋梁構造工学研究発表会講演集，pp. 101~104, 1971.12.
- 24) 菊川春三・盛岡純一・近島芳夫・石渡正夫：高力ボルトナット回転法の鉄道橋への適用，川崎製鉄技報，Vol. 7, No. 1, pp. 116~128, 1975.1.
- 25) 西村 昭・盛岡純一・小森正義・菊川春三・川田忠司：耐力点検法による高力ボルト軸力のばらつき一国宝東大寺金堂須屋根新築工事，川崎製鉄技報，Vol. 8, No. 1, pp. 132~148, 1976.1.
- 26) 上記 7) p. 81.

(1976.8.3・受付)