# 7.疲れ破壊について

ボルトの破壊には種々の形態があるが、ボルトの破断事故を分析すると疲れによるものが最も多いと言われており、六角穴付きボルトの様に強度区分が 12.9、10.9 と高いものほど疲れについては最も注意を払わなければならない事項と言えます。ここではボルトの疲れ破壊について述べることにします。

# 7 - 1 . 疲れ破壊とは

通常のボルト締結体において、変動荷重(主に引張り荷重や曲げ荷重)が繰り返し作用する場合、 荷重の大きさは弾性限度以内であってもボルトが破壊する場合がある。これをボルトの疲れ破壊と呼 んでいます。

疲れ破壊発生までの工程は一般的には次の如くであります。ボルトが変動荷重を受けるうちに表面の一部に微細な亀裂(顕微鏡的な亀裂をいう)が発生し、この亀裂が荷重の繰り返しにより徐々に拡大して行き、残りの断面積の部分が全荷重に耐えきれなくなって、ついには破断してしまうケースが殆どであります。通常、破断までには締め付け後かなりの時間の経過があり破断して初めて判るケースが多く、従って予測する事や亀裂の進行中に発見することが困難なことも特徴の一つであります。

# 7 - 2 . 疲れ破壊したボルトの破断面形状について

繰り返し変動荷重により発生した疲れ破壊の破断面と、引張り試験などボルトの弾性限を超えた荷重を加えられて破断したものとでは破断面の状況が異なっているのでマクロ的に判断することが比較的容易であります。

図7 - 1に六角穴付きボルトの疲れ破断したものの外観写真を示します。写真に示すように破断は第一ねじ山部分で発生しており、しかもねじ部にはのびた形跡が認められず軸線に対して直角に破断しており疲れ破壊の特徴の一つと言えます。このことから前項で述べたように破断の予測が難しいことが推察されます。

図7 - 2に破断面の写真を示します。破断面はほぼ平坦な面を呈しています。また、破断面には貝殻上の縞模様(ビーチマークともいう)が見受けられ、これがマクロ的に観察する場合の疲れ破壊の最も大きな特徴であります。

この縞模様から疲れによる亀裂が写真の上部(矢印部分)から下部へ進行と停滞を繰り返しながら拡大して行ったことが判ります。

写真の下部の三日月形の部分(矢印部分)が 最終破断部であります。

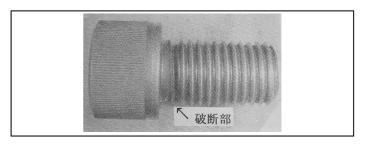


図 7 - 1 外観写真

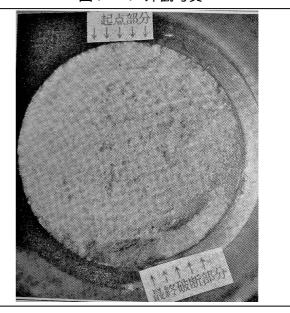


図7-2 破断面写真

図7-3に疲れ破壊の起点部(図7-2の上部)を拡大して走査電子顕微鏡で観察した写真を示します。 あまり明確ではありませんが、疲れ破面のミクロ的な 特徴であるスジ状の縞模様(ストライエーション)を 呈しています。

図7-4に六角穴付きボルトM6のねじり破断した ものの破断面写真を示します。写真に示すように破断 面は延性破面の特徴である収縮が起きており、軸心か らねじりが発生してねじ切られている様子が判りま す。



図7-4 ねじり破断面写真

図7-5はねじり破断面の走査電子顕微鏡写真を示します。延性破面の特徴であるディンプル(えくぼ)と呼ばれる凹み状の連続から成っています。

このように、疲れ破断面は引張りやねじりの破断面 とは見分けが比較的容易であることが判ります。

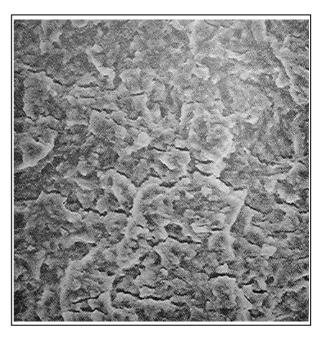


図7-3 疲れ破壊起点部の 走査電子顕微鏡写真

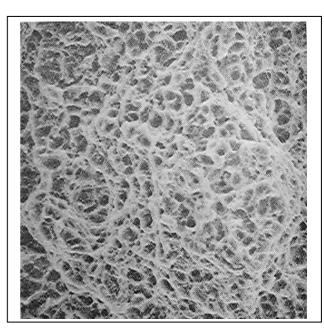


図7-5 ねじり破断面の 走査電子顕微鏡写真

# 7-3.疲れ破壊の位置について

ボルトの疲れ破壊は、殆どがねじ部で生じ、特におねじとめねじとが嵌め合っている第一山目付近が最も多く、この理由は、ねじ締結体で最も外力負荷を受け易いのが、第一山目であるからです。すなわち、応力集中を受ける箇所ほど疲れ破壊し易いと言うことができます。

# 7 - 4 . 疲れ限度について

# 1)ボルト締結体に締付け力にプラスして繰返し応力が作用する時、無限回の繰返しに耐えられる応力の上限値を [ 疲れ限度 ] と呼んでいます。

一般にボルトの疲れ限度は、図7-6に示す平均応力(m)と応力振幅(a)の関係で実施した疲れ試験で得られたS-N曲線(27-7)で求められ、通常 $10^{7}$ 回若しくは $5\times10^{8}$  回の繰返しを与えても疲れ破壊しなければ永久に破壊しないと見なしても良いとされており、その時の応力振幅を[疲れ限度の値]と呼んでいます。

\*.ねじの疲れ試験方法として、JIS B 1081(ねじ部品の引張疲れ試験方法)があります。

図7-6 平均応力 $\sigma$ mと 応力振幅 $\sigma$ aの関係

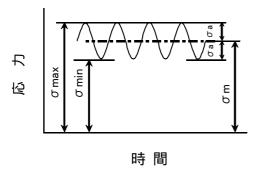
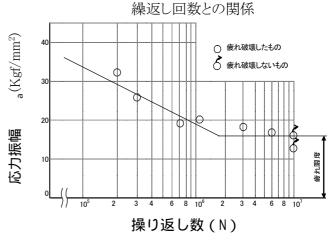


図7-7 S-N曲線応力振幅と



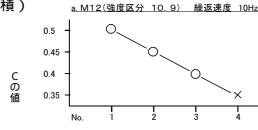
#### 2)次にボルトの締付けと疲れ限度の関係について述べます。

( $_{0.2}$  = ボルトの 0.2%耐力、As = ボルトの有効断面積) この値がボルトに正しく軸力として与えられて

おれば、ボルトは疲れ破壊を起こす事は無いと と考えられています。

しかし、六角穴付きボルトのような高強度ボルトの破壊は疲れによるものが多いと言われており、締付けと疲れは重要な関係にあると言えます。 つまり(締付けにより遭正な軸力がボルトに与えられていないとボルトが疲れ破壊を起こすケースが想定される訳です。

一つの例として、図7 - 8 に締付け力を変えて行った疲れ試験の結果を示します。



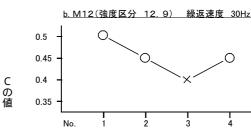


図7-8 締付け力を変えた場合の疲れ試験結果、(操返数を $2 \times 10^6$ を限度とした場合) C=ボルト締結体に与える耐力と締付け力の比、 $[\bigcirc =$ 折れず、 $\times =$ 疲れ破壊]

これによると締付けが耐力の 40%を下回るとボルトが疲れ破壊する事が判ります。 つまり、締付け力が低かったり、ボルトがゆるんだりするとボルト締結体に加えられる外力のうちボルトが受持つ割合(内外力比と呼んでいます)が大きくなり、その値がボルトの疲れ限度を超えると、ボルトが疲れ破壊を起こす訳です。

#### 表7-1に強度区分とサイズごとの疲れ限度の推定値を示します。

これを見ると、一般論として強度区分が高くねじの呼び径が細いほど疲れ限度が高い事が判ります。疲れ限度は強度区分 10.9 以上では引張り強さに対して 100%以下であり、六角穴付きボルトの様な高強度ボルトについては疲れ限度について十分な吟味をする事が必要であると言えます。また、締付けによりボルトには引張り力の他に締付けモーメントに応じたせん断力が作用しますが、疲れ限度に対する影響は殆ど無いと考えられます。

表7-1 小ねじ類、ボルト及びナット用ねじの疲れ限度の推定値

単位:N/mm²、(Kgf/mm²)

並目ねじ				細目ねじ			
ねじの	強度区分			ねじの呼び	強度区分		
呼び	8.8	10. 9	12. 9	ねいり呼び、	8.8	10. 9	12. 9
M 4	101.9(10.4)	89.2( 9.1)	128.4(13.1)				
M 5	89.2( 9.1)	76.4(7.8)	110.8(11.3)				
M 6	84.0(8.6)	72.5(7.4)	103.9(10.6)	<u> </u>			
(M7)	77.5 ( 7.9)	65.7(6.7)	95.1 ( 9.7)				
M 8	72.5 (7.4)	85.3(8.7)	78.4( 8.9)	M 8×1	70.6(7.2)	83.3(8.5)	85.3(8.7)
M10	60.8(6.2)	71.5(7.3)	72.5(7.4)	$M10 \times 1.25$	61.7(6.3)	72.5 (7.4)	73.5(7.5)
M12	54.9(5.6)	63.7(6.5)	65.7(6.7)	$M12 \times 1.25$	58.8(6.0)	68.6(7.0)	70.6(7.2)
(M14)	50.9(5.2)	58.8(6.0)	59.8(6.1)	$(M14 \times 1.5)$	54.9(5.6)	63.7(6.5)	63.7(6.5)
M16	48.0(4.9)	55.8(5.7)	56.8(5.8)	$M16 \times 1.5$	51.9(5.3)	60.8(6.2)	61.7(6.3)
(M18)	44.1(4.5)	50.9(5.2)	50.9(5.2)	$(M18 \times 1.5)$	50.2 ( 5.2)	58.8(6.0)	59.8(6.1)
M20	43.1(4.4)	50.0(5.1)	50.9(5.2)	$M20 \times 1.5$	50.0(5.1)	57.8(5.9)	59.8(6.1)
(M22)	42.1 ( 4.2)	48.0 ( 4.9)	48.0 ( 4.9)	$(M22 \times 1.5)$	49.0 (5.0)	56.8(5.8)	57.8(5.0)
M24	39.2(4.0)	46.0(4.7)	46.0(4.7)	$M24 \times 2$	45.1(4.6)	52.9(5.4)	52.9(5.4)
(M27)	45.1(4.6)	45.1(4.6)	45.1(4.6)	$(M27 \times 2)$	52.9(5.4)	52.9(5.4)	52.9(5.4)
M30	43.1(4.4)	43.1(4.4)	43.1 ( 4.4)	$M30 \times 2$	52.9(5.4)	52.9(5.4)	53.9(5.5)
(M33)	43.1(4.4)	42.1(4.3)	42.1 ( 4.3)	$(M33\times2)$	52.9(5.4)	51.9(5.3)	52.9(5.4)
M36	42.1 ( 4.3)	41.1(4.2)	41.1(4.2)	$M36 \times 3$	46.0 ( 4.7)	46.0 ( 4.7)	47.0 ( 4.8)
(M39)	42.1(4.3)	42.1 ( 4.3)	42.1(4.3)	$(M39 \times 3)$	47.0 ( 4.8)	46.0(4.7)	47.0(4.8)

(注)ねじの呼びにかっこを付けたものはなるべく用いない事。

# 7-5.疲れ破壊に対する注意点と、疲れ強さの向上策について

#### 1)適正締付け力での締付けの実施

六角穴付きボルトの様に高強度のボルトは管理された締付けを実施しないと、破壊事故につながります。初期締付け力が低いとボルトはゆるんだ状態に置かれ、疲れ限度の項で述べたように、 締付け力が低下すると疲れ破壊を起こすケースが想定されます。

#### 2)細い径のボルトを沢山使用する

同じ荷重を多数のボルトで負担する場合は大いものを少ない数を使うよりも出来るだけ細い径の ものを沢山使う方が有利である。これは、一般に径の細い方が同一強度区分であれば疲れ強さ が高いといわれているからであります。

## 3)熱処理後転造したボルトの使用

これは、熱処理後転造する事によりボルトの谷部に発生した圧縮残留応力が疲れ強さの向上に効果があるからです。

一例として熱処理後転造したものは、転造後熱処理したものより疲れ強さはねじ径により数 10% 程度向上するという例があります。但し、ねじ転造工具の寿命の関係から熱処理後転造出来る強度区分は 10.9 以下になります。また、コスト的にも高くなる事をご承知下さい。

### 4)細目ねじを使用する

同じ呼び径のボルトを使用する場合、細目ねじの方が有効断面積の大きい分だけ有利であることから、疲れ破壊の危険が想定される箇所へは細目ねじの使用が有効になる場合があります。

#### 5)繰り返し外力に対してボルトが受け持つ内外力比を小さくする

これは繰り返し外力を正確に求めることが必要であるが、実際には仲々難しいので推定される外部からの荷重に対して十分な安全率を取った設計をすることになります。

表7-1の疲れ限度の推定値を参考に設計されると良いと考えます。

#### <u>6)おねじとめねじのはめ合い長さを長くする</u>

はめ合い長さが増える事で、荷重の分担が多少は分配され、第一ねじ山の応力集中が減少するという事が言えます。