

7. ボルトの疲労破壊について

ボルトの破壊には種々の形態があるが、ボルトの折損事故を分析すると、疲労によるものが最も多いと言われる場合があり、六角穴付きボルトの様に強度区分が12.9, 10.9, と高いものほど疲労破壊について最も注意を払わなければならない事と言えます。

ここではボルトの疲労破壊について述べます。

7 - 1 , 疲労破壊とは

締付け後にボルトが繰り返し変動荷重(主に引張り荷重)を受ける場合、荷重全体の大きさは弾性限度内であっても、ボルトが破壊する場合があります。この様な状態で破壊したボルトの破壊形態は疲労破壊の公算が大です。

疲労破壊発生までの順序は一般的に次の如くです。

締付け後にボルトが変動荷重を繰り返し受けるうちに表面の一部又は、複数の箇所にも微細な亀裂(顕微鏡的亀裂)が発生し、この亀裂が荷重の繰り返しにより徐々に進行して行き、残った断面積が変動荷重に耐え切れなくなって破断してしまうケースが殆どです。

通常、破断までにはかなりの時間的な経過があり、破断して初めて分かるケースが多い事から、予測が困難な事も特徴のひとつです。

7 - 2 . 疲労破壊したボルトの破面形状

(1) マクロ的観察

1) 破断面の特徴

図7-1, に疲労破壊した六角穴付きボルトの外観写真を示し、この写真の特徴を下記に示します。

- 1) ねじ部分のほぼ中央部(めねじはめ合い部の第一山)から発生している。
- 2) ねじ部には伸びた形跡が殆ど認められなく、軸線に対してほぼ直角に破断している。

図7-2, は破断面の外観写真を示し、この写真の特徴を下記に示します。

- 1) 破面はほぼ平坦である。
- 2) 破断面には貝殻状の縞模様が見受けられます。

疲労破断面をマクロ的に観察する場合の、一つの特徴と言えます。

(2) 破断の順序

図7-2, から破断の順序を推定すると、下記の様になります。

- 1) 破断は写真上部の起点部から発生し、停滞又は速度を変えて徐々に進行したものと考えられ、これは、上記の様に貝殻状の模様から、この状況が推定できます。
- 2) そして最後に僅かに残った最終破面部まで進行した時点で、付加荷重に耐え切れなくなり、一気に破断したものと考えます。

図7-1, 外観写真



図7-2, 破面写真



最終破断部

(3) ミクロ的観察

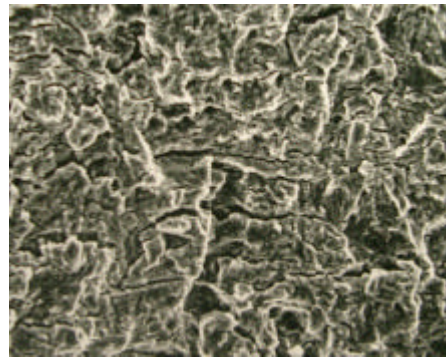
1) 疲労破面の特徴

疲労破面のミクロ的観察は、走査電子顕微鏡を用いて行うのが一般的です。

図7-3,に破断の起点部の走査電子顕微鏡写真を示します。

これによると疲労破壊のミクロ的特徴のである、スジ状の縞模様(ストライエーション)を示している事が分かります。

図7-3,起点部の走査電子顕微鏡写真



2) 最終破断部の特徴

図7-4,に最終破断部の走査電子顕微鏡写真を示します。

これによると、延性破面の特徴であるディンプルと呼ばれる凹みの連続からなっている事が分かり上記とは異なる事が明確に分かります。

この様に、疲労破壊したボルトの破面は延性的に破壊したものとの比較が容易である事が分かります。

図7-4,最終破断部の走査電子顕微鏡写真



7 - 3 , 疲労破壊の部位について

ボルトの疲労破壊は、その殆どがねじ部で生じ、その中でもおねじとめねじがはめあっている第一山付近での発生が最も多いと言われてています。

その理由は、ねじ締結体で最も付加外力を受け易いのが、はめあい第一山であるからです。つまり、応力を受ける箇所ほど破壊しやすいという事が出来ます。

7 - 4 , 疲労限度について

(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值を「疲労限度」と呼んでいます。

一般にボルトの疲労限度は、図7-5,に示す平均応力(m)と応力振幅(a)の関係で実施した疲労試験で得られたS - N曲線(図7-6)で求められ、通常 10^7 回若しくは 5×10^6 回の繰返しを与えても疲労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労限度の値と呼んでいます。

* , ねじの疲労試験方法として、JIS B 1081 (ねじ部品の疲労試験方法)があります。

図7-5,平均応力 m と応力振幅 a の関係

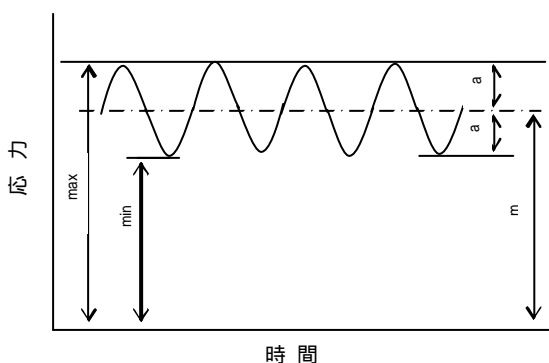
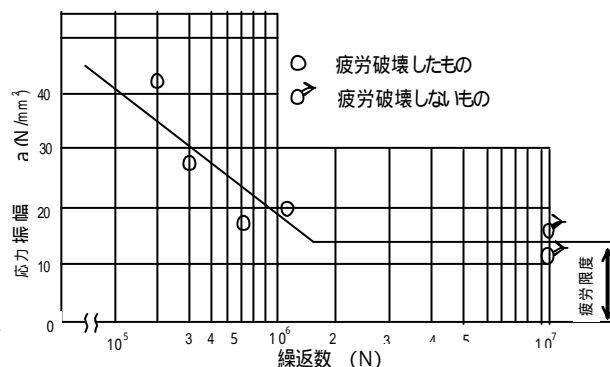


図7-6, S-N曲線、応力振幅と繰返し回数との関係



(2) 次にボルトの締付けと疲労限度の関係について述べます。

1) 一般に締付け力(F_f)としては、 $F_f = 0.7 \cdot \sigma_{0.2} \cdot A_s$ が推奨されています。

($\sigma_{0.2}$ =ボルトの0.2%耐力、 A_s =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いればボルトは疲労破壊を起こすことは少ないと、考えられています。

しかし、六角穴付きボルトの様な高強度ボルトの破壊は疲労によるものが多いと言われており、締付けと疲労は重要な関係にあると言えます。つまり、締付けにより適正な軸力がボルトに与えられていないと、ボルトはゆるんでいる状態に置かれている事になり、疲労破壊を起こすことが想定される訳です。ひとつの例として、図7-7、に締付け力を変化させて締付けた状態で行った疲労試験の結果を示します。

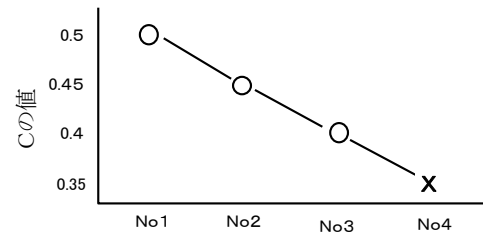
これによると、締付け力が耐力の40%を下回るとボルトが疲労破壊する事が分かります。締付け力が低かったり、ボルトがゆるんだりすると締結体に与えられる外力のうち、ボルトが受持つ割合(内外力比又は、内力係数と呼んでいる)が大きくなりその値がボルトの持つ疲労限度を超えると、疲労破壊を起こすわけです。

図7-7、締付け力を変えた場合の疲労試験結果
(繰返し数を 2×10^6 を限度とした場合)

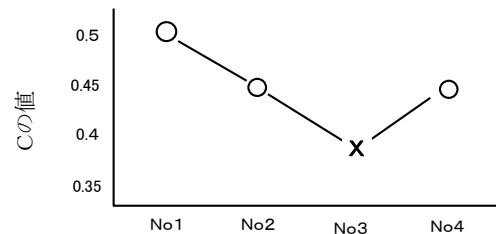
C=ボルト締結体に与える耐力と締付け力の比

[○=折れず、x=疲労破壊]

a, M12 (強度区分 10.9) 繰返速度 10 Hz



b, M12 (強度区分12.9) 繰返速度 30 Hz



2) 表7-1、に強度区分とサイズごとの疲労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方が疲労限度が高くなる事が分かります。

疲労限度は強度区分10.9以上では引張り強さに対して10%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、疲労限度については十分な検討をする必要があります。

又、締付けによりボルトは引張り応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労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労限度の推定値 単位: N/mm²

| ねじの呼び径 | 並目ねじ 強度区分 | | | ねじの呼び径 | 細目ねじ 強度区分 | | |
|--------|--------------|------|-------|-----------|--------------|------|------|
| | 8.8 | 10.9 | 12.9 | | 8.8 | 10.9 | 12.9 |
| M4 | 101.9 | 89.2 | 128.4 | | | | |
| M5 | 89.2 | 76.4 | 110.8 | | | | |
| M6 | 84.0 | 72.5 | 103.9 | | | | |
| (M7) | 77.5 | 65.7 | 95.1 | | | | |
| M8 | 72.5 | 85.3 | 87.2 | M8X1 | 70.6 | 83.3 | 85.3 |
| M10 | 60.8 | 71.5 | 72.5 | M10X1.25 | 61.7 | 72.5 | 73.5 |
| M12 | 54.9 | 63.7 | 65.7 | M12X1.25 | 58.8 | 68.6 | 70.6 |
| (M14) | 50.9 | 58.8 | 59.8 | (M14X1.5) | 54.9 | 63.7 | 63.7 |
| M16 | 48.0 | 55.8 | 56.8 | M16X1.5 | 51.9 | 60.8 | 61.7 |
| (M18) | 44.1 | 50.9 | 50.9 | (M18X1.5) | 50.2 | 58.8 | 59.8 |
| M20 | 43.1 | 50.0 | 50.9 | M20X1.5 | 50.0 | 57.8 | 59.8 |
| (M22) | 41.1 | 48.0 | 48.0 | (M22X1.5) | 49.0 | 56.8 | 57.8 |
| M24 | 39.2 | 46.0 | 46.0 | M24X2 | 45.1 | 52.9 | 52.9 |
| (M27) | 45.1 | 45.1 | 45.1 | (M27X2) | 52.9 | 52.9 | 52.9 |
| M30 | 43.1 | 43.1 | 43.1 | M30X2 | 52.9 | 52.9 | 52.9 |
| (M33) | 43.1 | 42.1 | 42.1 | (M33X2) | 52.9 | 51.9 | 52.9 |
| M36 | 42.1 | 41.1 | 41.1 | M36X3 | 46.0 | 46.0 | 47.0 |
| (M39) | 42.1 | 42.1 | 42.1 | (M39X3) | 47.0 | 46.0 | 47.0 |

7 - 5 , 疲労限度の向上策と、疲労破壊に対する注意点

(1) 向上策の一例

1) 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、太いものを使用するよりも、出来るだけ細い径のものを沢山使用するほうが有利である。これは一般に細い径の方が同一強度区分であれば、疲労強さが高いと言われているからです。表7-1,参照、

3) 細目ねじを使用する。

同じ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外力を多く受ける事が出来るので、疲労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事があります。

2) 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残留圧縮応力が疲労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労限度が数10%程度向上したという例があります。

但し、熱処理後転造はねじ転造工具の寿命が極端に低下する為、コストを考慮すると強度区分は8.8,10.9,が対象になると考えます。

(2) 締結体としての注意点

1) 適正締め付け力での締め付けの実施

六角穴付きボルトの様な高強度ボルトは、適切な締め付けを実施しないと破断事故に繋がります。特に初期締め付け力が不適切の場合、ボルトはゆるんだ状態に置かれていると考えられ、疲労限度の項で述べた様に締め付け力が低下すると、疲労破壊を起こすケースが想定されます。

2) 締め付け後の対応について

増し締め（再締め付け）の実施

ねじ締結体は設備稼働時に外力や振動を受ける事により、被締め付け物の座面や接合面でミクロ的な陥没（ヘタリ）が発生する事が考えられます。

この陥没はゆるみに繋がる事から、稼働後の適当な時期に増し締め（再締め付け）の実施を推奨します。

締め付け後のチェック

構造的に増し締めが出来ない部分へは、定期的な目視やハンマ等による打撃チェックを推奨します。

3) おねじとめねじの、はめあい長さを出来るだけ長くする。

はめあい長さが長くなる事で、荷重の分担が多少は分配され、第一ねじ山の応力集中が軽減されると言う事が言えます。

4) 締め付け後に付加される外力の検討

締め付け後に締結体に付加される外力は、ボルトと被締め付け物とで受持つが、この際にボルトが受持つ応力を吟味する必要があります。

ボルトが受持つ応力が、表7-1,に示す値を超えない事が必要条件とされています。