

ボルトの強度計算の方法

1. 強度計算の指針

一般的に行われている強度計算は「材料を塑性変形させない。」との視点で行われますが、ボルトの場合は、「①疲労破断しない」と「②ゆるみが発生しない」の視点で行われます。ここでは、ボルトを疲労破断させない条件を見つける方法を述べていきます。

金属疲労は変動応力が発生したときに起こります。変動応力を図示すると図 1-1 となります。平均応力はボルトの初期締結によって発生する応力で、通常はボルトの降伏応力の 70 [%] 程度になるようにボルトが締付けられて、その後いくつかの要因でボルトの軸力低下が起きてその 7 割程度になります。

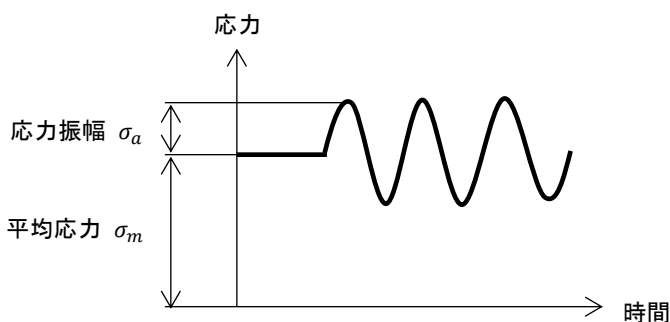


図 1-1 ボルトに発生する応力

疲労破断しない条件は、「応力振幅が**ボルト特有の疲労強度**より小さいこと」で、次式となります。安全率 SF は 2 [-] くらいでしょうか。

$$\sigma_a < \frac{\sigma_{WK}}{SF} \tag{1.1}$$

σ_{WK} : ボルト特有の疲労強度, SF : 安全率

2. ボルト特有の疲労強度

鉄鋼材料の疲労限度は引張強さとほぼ比例関係にあり、図 2-1 のようになります。疲労限度とは無限回の繰返し荷重に対する応力振幅のことで、鉄鋼材料だけ存在します。疲労限度は引張強さの 0.35 倍としておけば問題ないでしょう。ボルトの場合は「疲労強度」と呼ぶことにします。

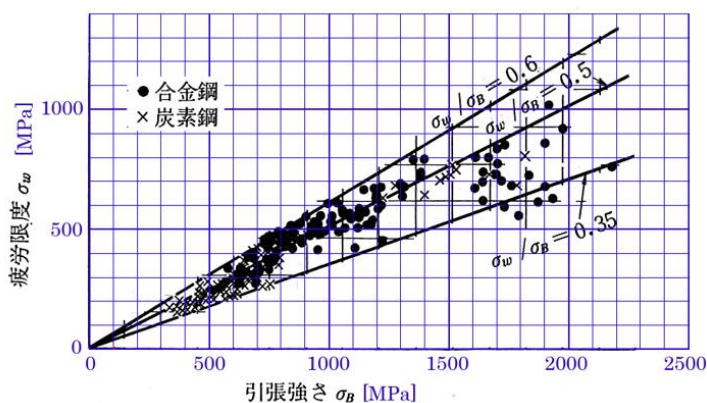


図 2-1 鉄鋼材料の引張強さと疲労限度の関係¹⁾

平均応力 σ_m が大きい場合(図 2-2 の Case B)を考えます。平均応力 σ_m が引張強さに近い場合は、もうすぐちぎれそうなので疲労破断しない応力振幅 σ_a は小さくなります。ボルトが適正なトルクで締付けられた状態は、平均応力 σ_m が降伏応力の 70 [%] くらいなので、Case B に近い状態といえます。

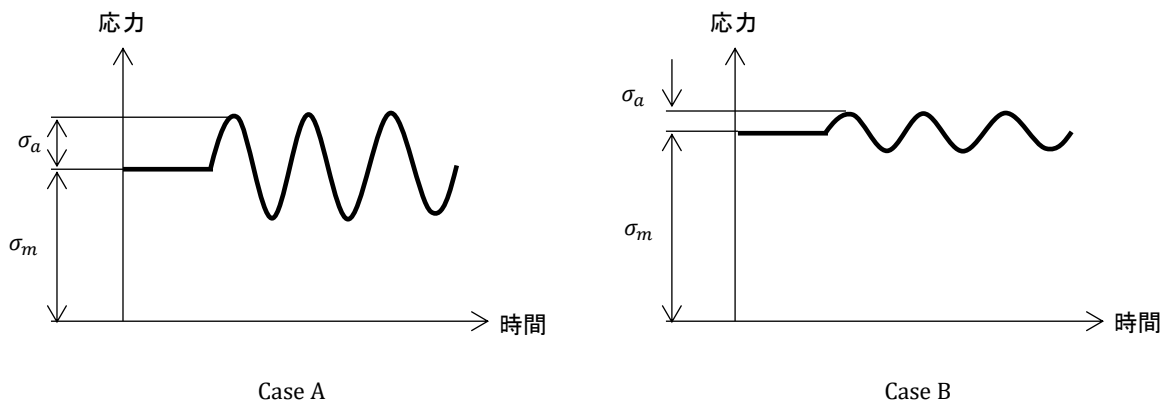


図 2-2 平均応力と耐えられる応力振幅

平均応力 σ_m が大きい場合の疲労強度は、修正グッドマン線図ではなく疲労限度線図を用いて求めます。図 2-3 に疲労限度線図を示します。黒いプロットは疲労試験を行って破断した実験値、白いプロットは疲労試験を行って破断しなかった実験値で、破断するかしないかの限界線は一つの直線になります。一つの直線になるとこの線を延長した横軸の切片は真破断力に一致するというのがこの実験の結論です。

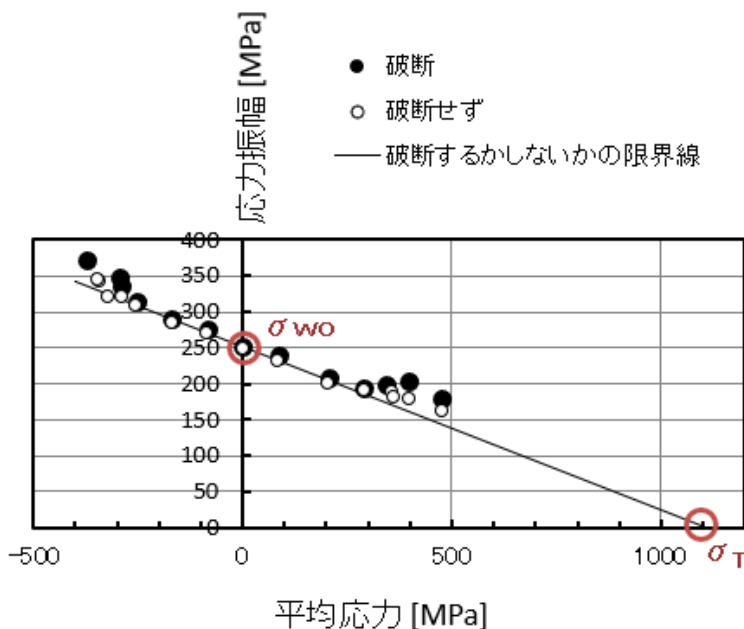


図 2-3 疲労限度線図³⁾

真破断力とは図 2-4 に示すように引張試験をしたときの破断荷重をくびれ部断面積で割った値で、引張強さよりかなり大きな値となります。

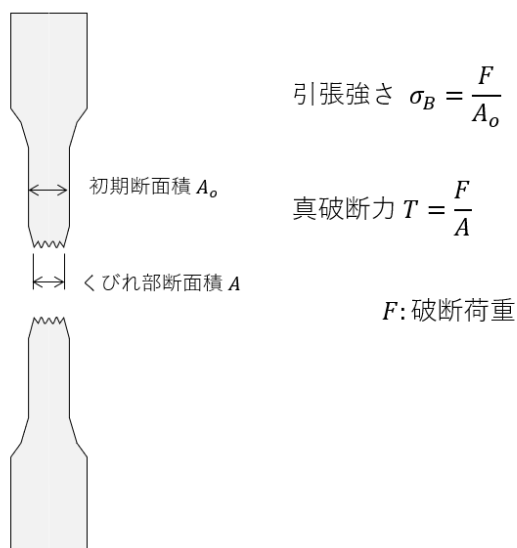


図 2-4 真破断力の定義

では平均応力はいくらでしょうか。考え方は 2 つあります。ひとつ目はボルトの初期締結時にボルトには降伏応力の 70 [%] 程度の応力が発生していることから、降伏応力の 70 [%] とする案です。この案はねじ谷底の応力集中を考慮していません。ふたつ目はねじ谷底の応力集中を考慮するものです。ねじ谷底の応力は弾性解析、つまり金属の塑性変形を考慮しない解析では図 2-5 のようになります。

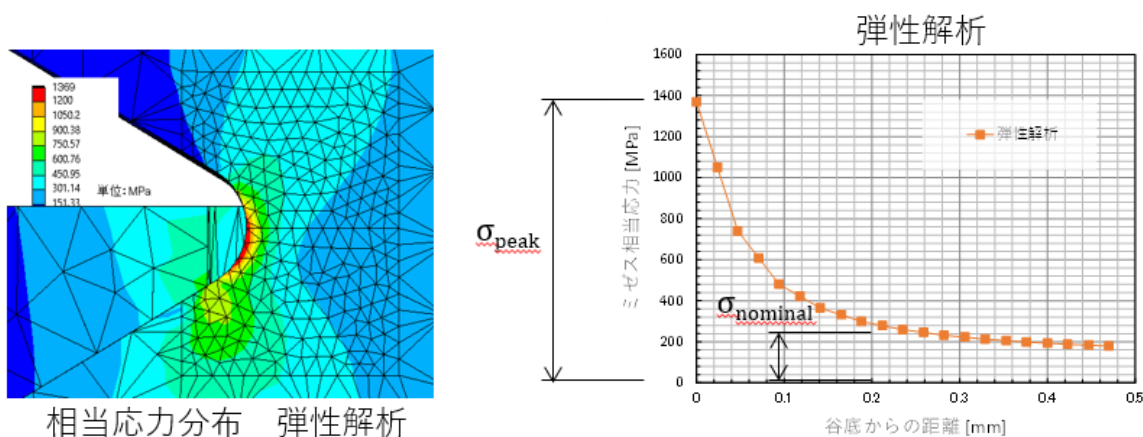


図 2-5 ねじ谷底の応力分布 弾性解析

ねじ谷底の応力集中係数 α は次式となり、大体 5~6 [-] 程度の値となります。

$$\alpha = \frac{\sigma_{peak}}{\sigma_{nominal}} \tag{2}$$

$\sigma_{nominal}$: 公称応力 荷重を断面積で割ったもの

σ_{peak} が材料の引張強さより大きくなりました。では金属の塑性変形を考慮したときの応力分布はどうなるのでしょうか。図 2-6 に塑性変形を考慮したときの応力分布を示します。左図は相当塑性ひずみ分布で、青色以外のところで塑性変形しています。右図において谷底からの距離がゼロに近いところで降伏応力になっています。

ボルトの場合、ねじ谷底の応力は降伏応力だと考えてよいでしょう。以上のことから、平均応力は降伏応力となります。

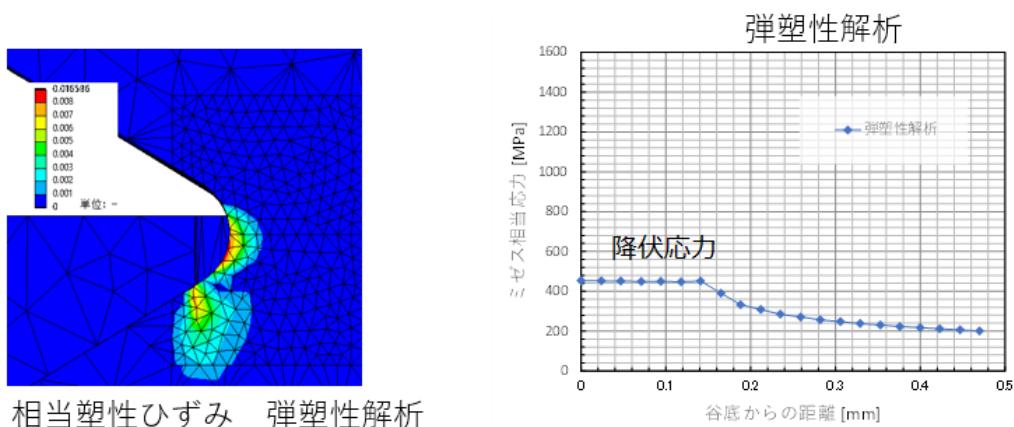


図 2-5 ねじ谷底の応力分布 弾塑性解析

平均応力は、ひとつ目の考え方では降伏応力の 70 [%], ふたつ目の考え方では降伏応力となります。厳しい方をとって降伏応力としましょう。

次にねじ谷底の応力集中を考えます。ねじ谷底は降伏応力以上にはならないので上述した応力集中係数 α を使うことはできません。疲労強度を検討するときは応力集中係数 α ではなく切欠係数 β を使います。 α が大きいほど、つまり応力集中が激しいほど疲労破断しやすいので β も大きくなります。図 2-6 に α と β の関係を示します。 α が 2 [-] 以下で $\alpha = \beta$ ですが、それ以上では α がいくら大きくなっても β は一定値となり、合金鋼(引張強さの大きい鋼)では $\beta = 3 \sim 4 [-]$ となります。引張強さの小さな鋼、つまりボルト強度区分が 4.8 などでは $\beta = 3 [-]$ とし、引張強さの大きな鋼、つまりボルト強度区分が 12.9 などでは $\beta = 4 [-]$ としておけばよいことになります。

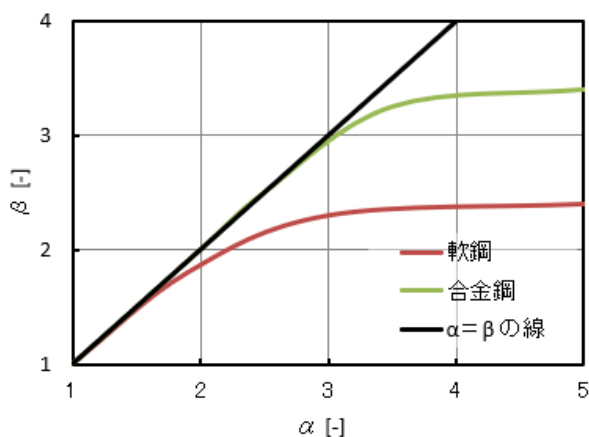


図 2-6 α と β のイメージ³⁾

では疲労限度線図を使ってボルト特有の疲労強度を求めましょう。図 2-7 に疲労限度線図を示します。まず、疲労限度 σ_{W0} を β で割った値を縦軸切片とし、真破断力を横軸切片とした線を引き、平均応力が降伏応力のときの値を読みとれば、これがボルト特有の疲労強度 σ_{WK} になります。大体 40~50 [MPa] でしょうか。この値の応力振幅を作用させたときの破壊確率は 50 [%] なので、安全率をとる必要があります。ボルト特有の疲労強度 σ_{WK} は自分で求める必要はなく文献値⁴⁾を参考にすることもできます。

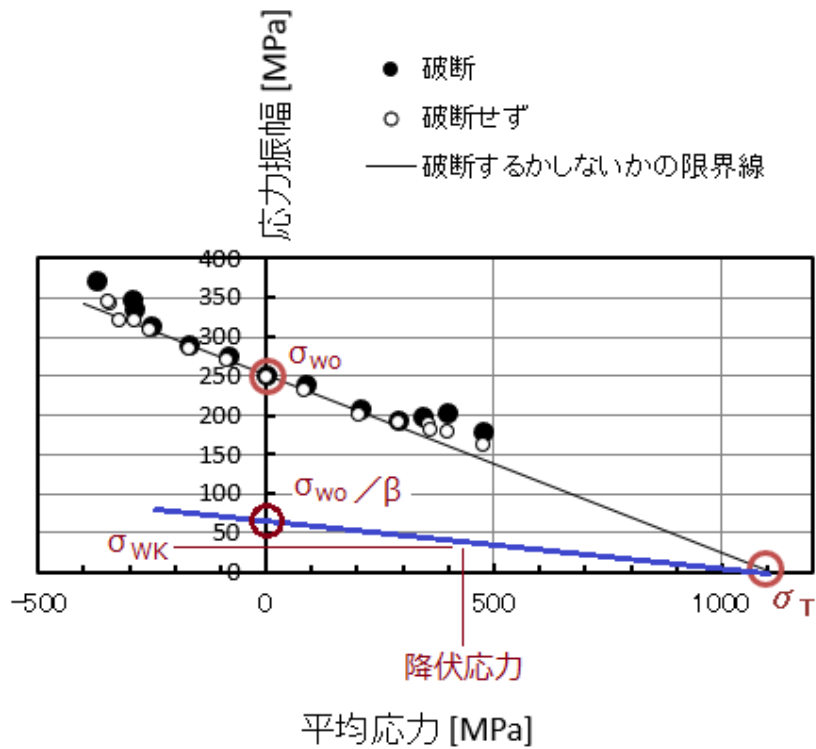


図 2-7 疲労限度線図

3. ボルトに作用する応力振幅と負荷できる荷重

ではボルトに作用する応力振幅を求めましょう。簡単な例としてボルト締結トルクがないときの応力振幅は図 3-1 に示すように次式で求めることができます。

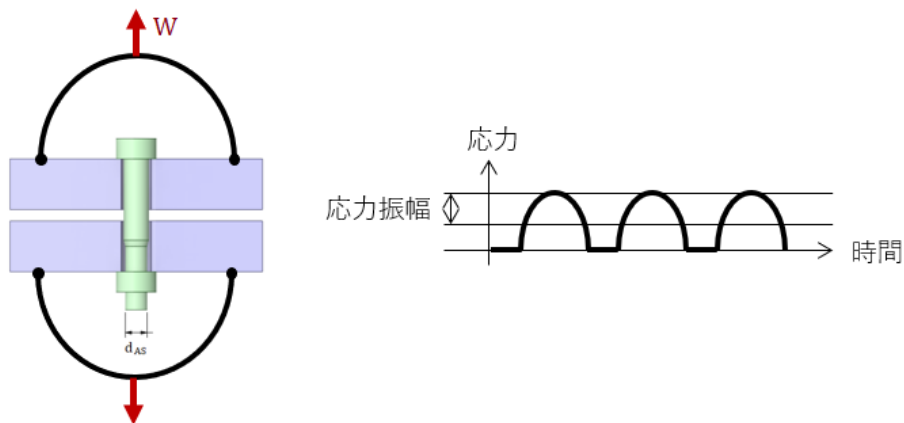


図 3-1 ボルト締結トルクがないときの応力振幅

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \frac{W}{A_{AS}} \quad (3.1)$$

A_{AS} : ボルトの有効断面積

ボルトの強度計算の方法

では図 3-2 に示したようにボルトが「ギュウ」と締付けているときに荷重をかけた場合を考えます。このときの応力振幅は(3.1)式による値かなり小さくなります。この小さくなる度合いを内力係数 Q^4 と呼び 0.2 くらいの値です。このときの応力振幅は次式となります。Q はボルトと被締結体の剛性から求まりますが、最後に Q は必要ないと述べることになります。

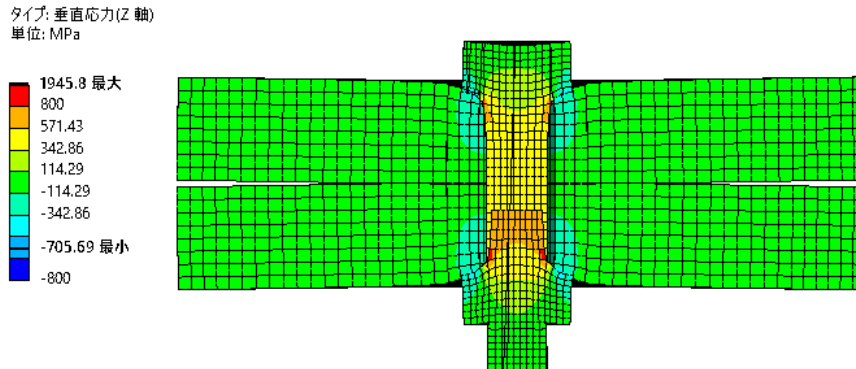


図 3-2 ボルトが「ギュウ」と締付けているとき

$$\sigma_a = Q \frac{1}{2} \frac{W}{A_{AS}} \quad (3.2)$$

さらにボルトが 1 本のとときの応力振幅は(3.2)式よりかなり小さくなります。ユンカーはこの点に気づいていて経験的な定数を使っていたそうです。応力振幅が(3.2)式よりかなり小さくなるメカニズムは解明されていて、文献 5)を参照してください。応力振幅が(3.2)式よりかなり小さくなることを考慮して、M10 強度区分 12.9 のボルトにおいて、応力振幅がボルト特有の疲労強度の 1/2 (安全率が 2 [-]) に一致するときの荷重を求めたところ 20,824 [N]となりました。この数値は覚えておいてください。

ボルトが 2 本の場合を考えましょう。ボルトが 2 本あるから支えられる荷重も 2 倍として 41,618 [N] となるでしょうか。接触要素を使った有限要素法で求めます。図 3-3 にボルト軸方向応力分布を示します。応力振幅は次式で求めました。

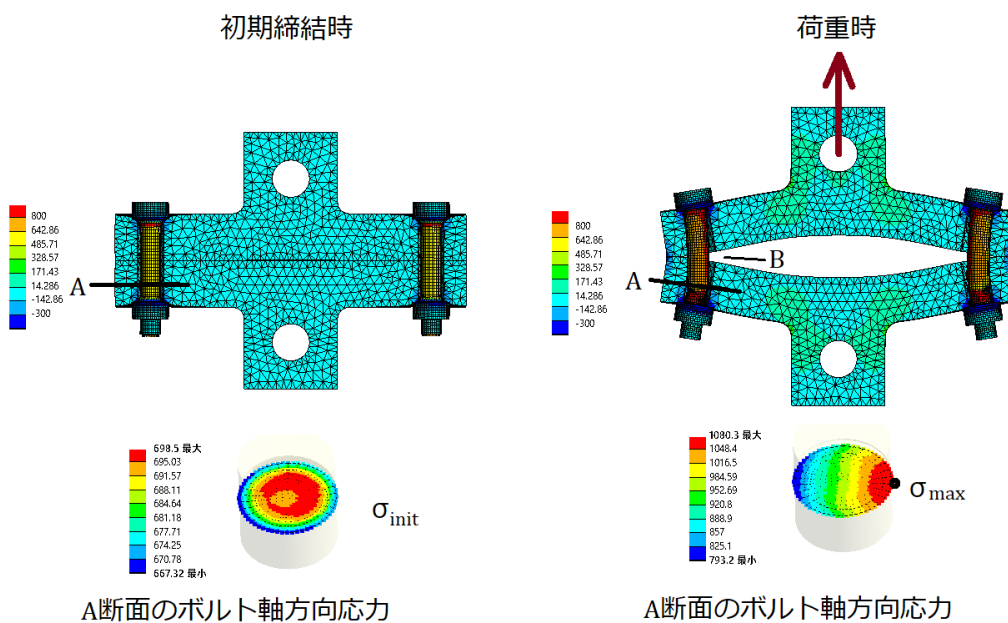


図 3-3 ボルト軸方向応力分布 ボルト 2 本

$$\sigma_{a \text{ ボルト 2 本}} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{init}}{2} \tag{3.3}$$

(3.3)式で求めた応力振幅がちょうどボルト特有の疲労強度の 1/2 になるような荷重を求めました。図 3-4 に示します。ボルトが 2 本なので荷重も 2 倍として 41,618 [N] となっしてほしいのですが、そのような値ではなくかなり低くなります。ひどいものはその 1/10 程度の荷重しかかけられません。

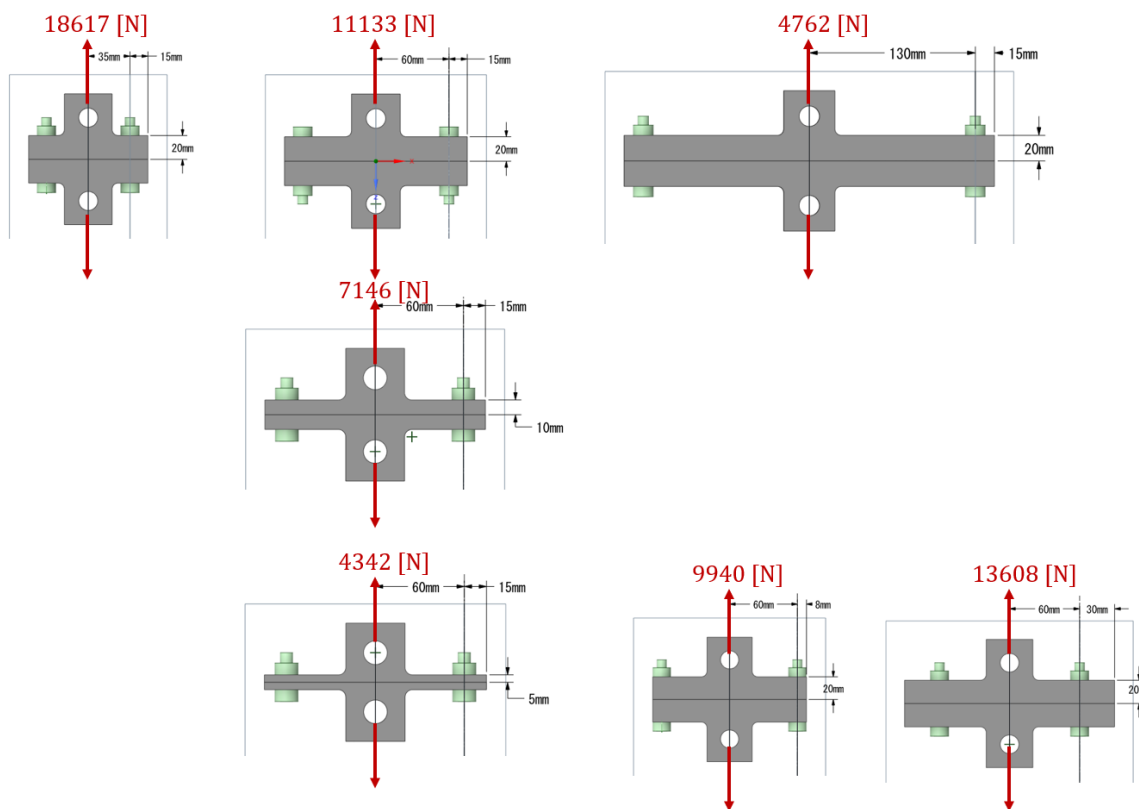


図 3-4 応力振幅がちょうどボルト特有の疲労強度の 1/2 になるような荷重 M10 強度区分 12.9

ボルトの発生する応力振幅がボルト特有の疲労強度の 1/2(安全率 2 [-])になるような荷重を下表にまとめました。ボルト 1 本から求めた荷重が全く使い物にならないことがわかります。また、ボルトの本数を増やしても負荷できる荷重はボルト本数に比例しません。

表 3-1 ボルトの発生する応力振幅がボルト特有の疲労強度の 1/2(安全率 2 [-])になるような荷重

ボルト本数	本	1本	2本	16本
応力安全率が2 [-] となるボルト1本あたり荷重	N	20824	5567	4775

ドーンと下がる。 さらに下がる。

ここで言えることは以下の 2 点です。

- ・ボルトが 2 本になっても負荷できる荷重は 2 倍にならず，期待値よりかなり低くなる。
- ・ボルトが 2 本のときは，被締結体の形状によって負荷できる荷重は変わる。

「被締結体の形状によって負荷できる荷重が変わる。」ことはかなりの痛手です。強度計算にはいろいろな公式や数表があって，それに従って計算すればよかったです，形状によって変わるのでは公式の場合分けが無数にあって公式が定義できません。数表を作ったとしても限りがあるでしょう。ねじの文献では内力係数 Q を計算して応力振幅を求めるような記述がありますが，内力係数 Q が無力なものであることもお分かりいただけたと思います。

ボルトが複数本の場合の計算方法を探しましたが今のところ見つけられていません。ボルトの呼び径と本数は経験と勘によって決められている場合が多いように思われます。ほとんどの場合，ボルトの本数は過剰なのでボルト破断は起こらないのですが，破断しないからといってマージンがどの程度あるかを数値化できていないようです。

ボルトの呼び径と本数は接触要素を使った有限要素法に頼らざるを得ないと考えております。図 3-3 の変形形状を見ていただければ接触要素は必須となります。また，図 3-3 の B 部で被締結体が分離していますが，被締結体の分離はボルトのゆるみにつながります。

以上がボルトの強度計算の方法です。少し長かったし，結局有限要素法となりましたね。強度計算，疲労破壊でお困りのときは RT デザインラボ (<https://www.rt-designlab.com/>) にご相談ください。

参考文献

- 1) 日本機械学会，機械工学便覧 A4 材料力学，(1992)
- 2) 西原，櫻井，繰返引張圧縮応力を受ける鋼の強さ，日本機械学会論文集，(S14)
- 3) 石橋，金属の疲労と破壊の防止，養賢堂，(1967)
- 4) 吉本，ねじ締結体設計のポイント 改訂版，日本規格協会，(2002)
- 5) 吉本勇他，ねじ締結体の内力係数(被締結体が中空円筒の場合)，日本機械学会論文集，第 42 巻，359 号，p2174，(S51)，
https://www.jstage.jst.go.jp/article/kikai1938/42/359/42_359_2174/_pdf/-char/ja

以上