

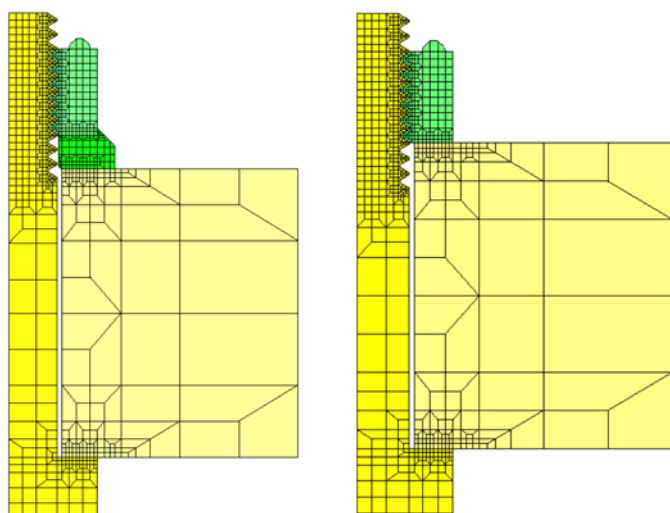
SMART ナットの特徴的な「ザグリ」の基本的な力学特性について

【1】研究の概要

軸対称有限要素のモデルを作成し解析することによって、各ねじ山にかかる荷重、各ねじ谷底に発生する応力、ナット座面の等価摩擦直径を求め、通常のナットと比較することとする。

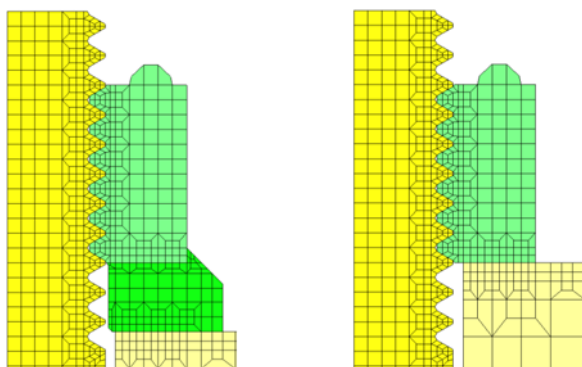
【2】軸対称有限要素のモデル作成

ねじのゆるみ現象のシミュレーション、トルク法による締め付け過程の解析など、ねじ山のらせん形状に起因する力学特性に関係する問題を除くと、ねじ山部分は「そろばん玉」を積み上げたような形状にモデル化しても実用的な解が得られる。



(a)ザグリ付モデル (b)ザグリなしモデル

図1 軸対称有限要素モデル(M10)



(a)ザグリ付モデル (b)ザグリなしモデル

図2 はめあいねじ部の各大図

ボルトに与える軸応力は 100MPa とする。この値に断面積を乗じるとボルト軸力が得られ、7856N (7.856 kN) となる。以下の解析では、ねじ面とナット座面の摩擦係数はいずれも 0.15 と仮定する。

【3】軸力のみを与えた時の解析

一般に、ボルトの締め付けには、「トルク法」が広く使用されている。

ナットあるいはボルト頭部にトルクを与えると、おねじとめねじの間で、らせんに沿った方向にすべりが発生し、ボルトのねじ山がめねじの斜面を登っていくことにより軸力が発生する。その場合、ボルトの軸部には軸力に加えてトルクによるせん断応力が発生するが、ここでは軸対称モデルで解析を実施するので、軸力のみを与えた場合の解析結果となる。

(1) ねじ山荷重分担率

ねじ山をそろばん玉形状と仮定して、各ねじ山にかかる荷重をボルト軸力で除した値を「ねじ山荷重分担率」と呼び、ねじ部の強度を評価する指針として使用されている。

当然のことながら、すべてのねじ山の荷重分担率を加えると 100%となる。また、ナット座面にもっとも近いねじ山を第1ねじ山と呼び、通常ねじ山荷重分担率が最大となる。

図3に「ザグリ付きナットモデル」と「ザグリなしモデル」の解析結果を示す。横軸はねじ山番号である。

第1ねじ山の荷重分担率については、ザグリ付きの方が大きくなっている。

(2) ボルトねじ谷底応力

ナット座面にもっとも近いボルトねじ谷底を第1ねじ谷底と呼び、ナット頂面に向かって第2、第3となる。

図4に「ザグリ付きナットモデル」と「ザグリなしモデル」の解析結果を示す。縦軸はボルトねじ谷底のミーゼス応力をボルト軸応力 (100MPa) で除して無次元化した値、横軸はねじ谷底番号である。

ねじ山荷重分担率の結果に対応して、第1ねじ谷底の応力はわずかながらザグリ付きナットの方が大きくなっている。

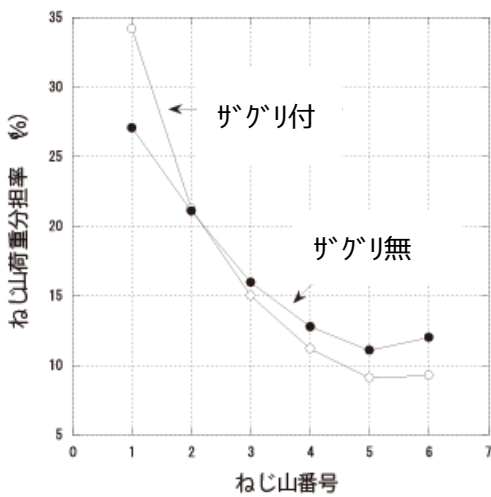


図3 ねじ山加重分担率

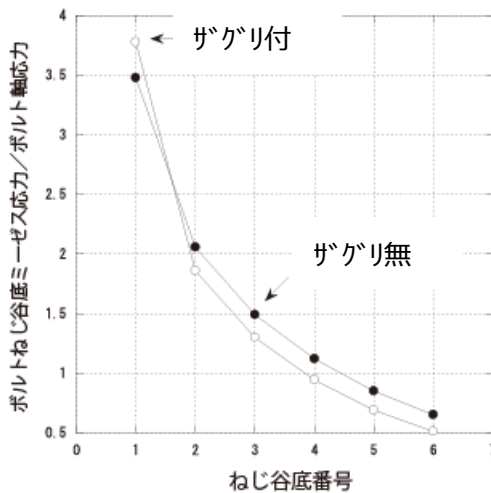


図4 ねじ谷底応力分布

(3) ナット座面面圧分布

トルク法においてナットに与えたトルク T_t と発生するボルト軸力 F_b の関係は次式で示される。

$$T_t = \frac{1}{2} F_b \{ d_2 \tan(\rho' + \beta) + \mu_{nu} d_{nu} \}$$

上式において、 d_2 : ねじの有効径、 ρ' : ねじ面の摩擦角、 β : ねじのリード角、 μ_{nu} : ナット座面摩擦係数、 d_{nu} : ナット座面摩擦円の等価直径 (等価摩擦直径) である。ボルトの呼び径を d とすると、 d_{nu} は $1.3d$ 程度といわれている。

β と ρ' は、ねじのピッチを P 、ねじ面の摩擦係数を μ_{th} 、ねじ山半角を α (通常は 30 度) として以下の式により計算できる。

$$\beta = \tan^{-1} \frac{P}{\pi d_2}$$

$$\rho' = \tan^{-1} (\tan \alpha \cdot \cos \beta)$$

$$\text{where } \alpha' = \tan^{-1} (\tan \alpha \cdot \cos \beta)$$

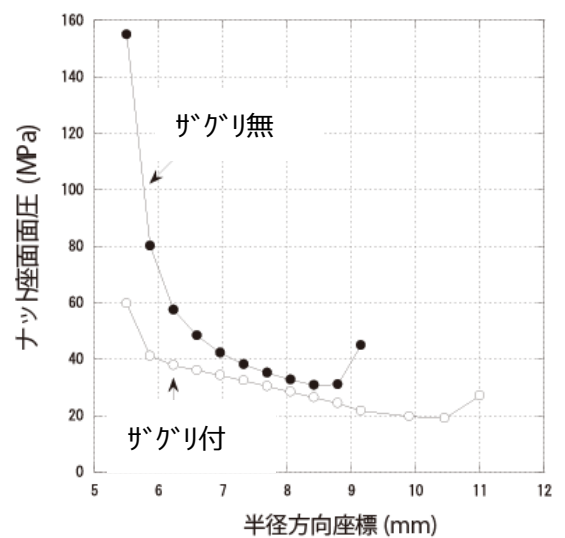
ナットに与えたトルク T_t のうち、およそ 50% がナット座面で消費され、残りの 50% がボルトに伝達される。さらにそのうちの 40% がねじ面の摩擦仕事で消費され、残りの 10% が軸力に変わる。この比率は摩擦係数の値により変化するが、トルク法では与えたトルクの 1/10 程度しか軸力に変換されないといえる。したがって、摩擦係数が小さくなると、小さなトルクで大きな軸力を発生できる。その一方、摩擦係数があまり小さくなるとゆるみやすいというジレンマがある。ここでは式(1)の等価摩擦直径 d_{nu} に着目する。与えるトルク T_t を一定とした場合、 d_{nu} が大きくなると仮に摩擦係数の値が同じであっても発生する軸力 F_b は小さくなる。一方、ゆるめる場合は大きなトルクが必要となるので、ゆるみに対しては有効と考えられる。図5は「ザグリ付きナットモデル」と「ザグリなしモデル」のナット座面面圧分布の解析結果を示している。ザグリ付きナットの場合、面積が大きくなっているので全体に面圧が低くなっている。これらの解析結果から等価摩擦直径 d_{nu} を求めると以下ようになる。

ザグリ付きナット $d_{nu}=1.63$ ザグリなしナット $d_{nu}=1.41$

明らかにザグリ付きナットの方が d_{nu} は大きくなっている。ザグリなしナットの値が $1.3d$ に比べて大きいのは、呼び径 d が小さいことによると考えられる。ここで有効径 $d_2 = 9.026\text{mm}$ 、ピッチ $P = 1.5\text{mm}$ 、摩擦係数 = 0.15 (ねじ面、ナット座面とも) とし、トルク $T_t = 20\text{Nm}$ で締め付けたときの軸力 F_b を比較すると以下ようになる。

ザグリ付きナット $F_b = 8880$ ザグリなしナット $F_b = 9582$

すなわち、同じトルクで締め付けても、ザグリ付きナットでは $(9582-8880)/9582=0.073$ から、7.3%程度軸力が低くなることがわかる。



この結果は、神戸大学海事科学研究科 教授 福岡俊道先生にお願いして得られた結果である。