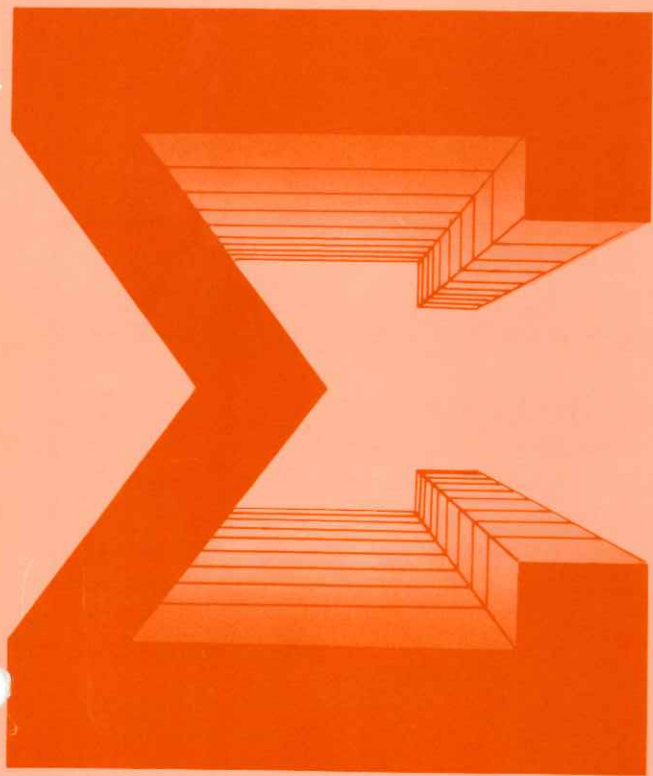


需要家のためのIB.ニュース

シグマ

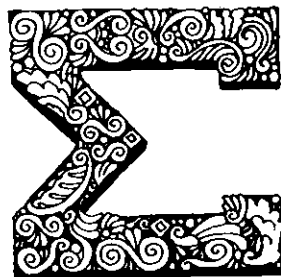


【IB】イワタボルト

1980. 9

NO. 31

18



シグマ No.31 目次

特集・ねじ継手の有限要素解析	1
J.L.ブレットル, R.D.クック 訳・岩田雅隆	
解説・米国のねじ流通でファスナー・スペシャリスト登場	11
世界スポット	
☆米国版ねじ構造改善, 政府自ら調査に乗り出す.....	12
☆航空機ねじのまがい物出廻る.....	12
☆米国がインドの輸入ねじに相殺関税.....	13
☆GKNがねじ製造から撤退, かつての栄光今やなし.....	13
☆波紋を投げるねじ頭部刻印問題.....	13

誌名〈シグマ〉の由来

〈シグマ〉はギリシャ語のアルファベット第18番目にあたる Σ (sigma) から取ったものですが、 Σ は微積分では総体の和を表わす記号ともなっております。そこで、1) 「ねじ」は物を締めつけて完成品に仕上げる重要な部品ですから、総体の和を支えるものといえます。そして 2) 私たちは、総体(トータル)でのものみ、伝票では買えないものをサービスして、総体のコスト(トータルコスト)を下げることに協力します。このためには、3) 「ねじ」を供給する私たちと、それを使用される皆さんとの間に、密接な和を必要とします。こうした私たちの3つの願いをこめて名づけられたのが〈シグマ〉です。

ねじ継手の有限要素解析

J.L. プレットル

R.D. クック

訳・岩田雅隆



Finite Element Analysis of Threaded Connections

J. L. Bretl
Lecturer
R. D. Cook
Professor

Department of Engineering Mechanics,
University of Wisconsin,
Madison, Wis.

We study the transfer of load in a threaded connection by finite elements without modeling the actual thread profile. The threads are modeled by a layer of elements with special properties. Parameters in a bolt-nut connection are varied to study their effect on the thread load distribution. Some unconventional nut forms, intended to improve the thread load distribution, are also investigated.

ABSTRACT

We study the transfer of load in a threaded connection by finite elements without modeling the actual thread profile. The threads are modeled by a layer of elements with special properties. Parameters in a bolt-nut connection are varied to study their effect on the thread load distribution. Some unconventional nut forms, intended to improve the thread load distribution, are also investigated.

INTRODUCTION

The distribution of load along the threads in a conventional bolt-nut connection is not uniform. The thread at the base of the nut carries the most load and threads near the top of the nut (the free end) carry little [1-4]. A stress analysis of a threaded connection should accurately reproduce this stress distribution.

In finite element analysis reported in the literature [5-11], each thread is modeled by many elements, and consequently the mesh in the thread area must be quite fine. In the present work we do not model the actual thread profile, so stresses of the finite element mesh does not depend on fineness of the threads. This method yields the load distribution along the threads and stresses in the mating parts away from the thread zone, but does not model

stresses in the threads themselves or at the thread roots. If desired, thread and root stresses can be obtained in a separate analysis of a small section of the thread zone.

METHOD OF ANALYSIS

Figure 1 shows an axisymmetric finite element mesh that models the bolt-nut connection used for experimental and theoretical work in Ref. 5. Non-rectangular elements in the lower right model the material that supports the nut. No circumferential stress is allowed in these elements so that they do not constrain the nut from radial expansion. In all numerical tests, uniform axial stress (30,000 psi, or 276 MPa, unless otherwise noted) is applied to the stub of bolt below the nut face (0.8 in., or 8.3 mm, in length). A longer stub was tried but found unnecessary as it changed thread stresses by less than 2%.

The threads in Fig. 1 are replaced by a layer of quadrilateral elements (shown cross-hatched) which we call thread elements. Numerical tests show that if these thread elements are given isotropic material properties the nut does not expand axially [1] nor found that it should (see Fig. 2). Therefore, to force expansion of the nut, we give the thread elements special orthotropic properties. Stresses and strains are related by

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11} & & & & & \\ & E_{22} & & & & \\ & & E_{33} & & & \\ & & & G_{12} & & \\ & & & & G_{23} & \\ & & & & & G_{31} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} \quad (1)$$

where $\sigma_x, \sigma_y,$ and σ_z are normal stresses in the radial, axial, and circumferential directions, $\epsilon_x, \epsilon_y,$ and ϵ_z are the corresponding normal strains, $\tau_{xy}, \tau_{yz},$ and τ_{zx} is the shear stress on a radial face in the axial direction for xy shear, and $G_{12}, G_{23},$ and G_{31} are

〔編集注〕この論文は、去る3月下旬米シカゴの1980年デザイン・エンジニアリング・ショーと併行して開かれたASME（米国機械技術者学会）主催のコンファランスの「締結技術部門」で行われた2つの報告のうちの一つである。もう一つの報告は〈シグマ〉No.30で紹介したが（「板厚比がボルト継手の荷重分布に及ぼす影響」H.H.チアダ, A.K. アブデル・ラチフ）、何れもねじ継手の荷重分布を有限要素法で解析したものである。筆者のJ.L. BretlとR. D. Cook はウイスコンシン大学機械工学部の教授で、コンファランスで配布された報告書を、コンファランスに出席した岩田雅隆が翻訳した。原題はFinite Element Analysis of Threaded Connections.

ここで有限要素法 (Finite Element Method) について簡単にふれておきたい。専門家以外には余り聞きなれない用語だが、最近コンピューターの発達に伴って、土木、機械その他構造物分野における応力解析に広く使用されている方法で、ねじ継手の解析でも使用されるようになってきた。その根本の考え方は、すべての構造物は無数の要素 (Element) の集合であり、夫々の要素は節点 (Nodo又はNodal Point) で結合されて連続性を保っているということである。例えば、ある構造物は節点で結合された三角形又は四角形、六角形等々の要素で出来ていると考えるのである。そして個々の要素は、要素が独立した1個の三角形又は四角形等々の弾性体である場合に、その節点にかかる力と各節点に生ずる変位の関係は一般式の形で得られている。ただ求めたいのは、これらの要素がくっつきあって一つの構造物の形をなし、一部の節点に荷重が作用した時に、個

Contributed by the Design Engineering Division of the American Society of Mechanical Engineers for publication in the Journal of Pressure Vessel Design, October 1980, Vol. 102, No. 5, Paper No. 80-DE-1. Manuscript received at ASME Headquarters on July 1, 1980.

Copyright © 1981 by ASME

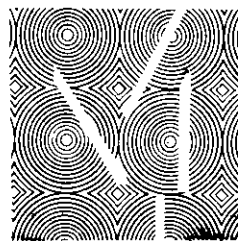
々の節点はどう動く(変位する)かの点である。それには、連続体であるから隣り合った節点は構造物が変形した後も、くっつきあっていることに着目する。つまり、個々の要素について得られた要素の節点の力と変位の関係式を、隣りあった節点はくっつきあっているという条件で整理すると、節点にかかる力と変位の関係式が節点の数だけ(二次元でいえば、各節点とも x 方向、 y 方向の変位があるから、 $2 \times$ 節点数となる)作られることになる。この条件式を連立方程式で解けば(実際上は何百元もの連立一次方程式になるのでコンピューターを用いないと不可能であるが)、構造物として一体となっている時の各節点の変位を求めることができる。

個々の要素は、内部に生ずる応力やひずみと要素節点との間に成り立つ関係式が求められているので、上記の計算で各節点の変位が求まりさえすれば、それに基づいて各要素に生ずる応力も計算出来ることになる。

以上が有限要素法による解法概念であるが、実際に計算を行う場合は、これらの手順を電算プログラムとしてコンピューターに覚えこませておくので、データとして各節点の座標、要素の構成、荷重等を与えてやりさえすれば、各節点の変位、要素応力値等がむずかしい計算式に頭を悩まされずに求められるようになっている。

この有限要素法は、弾性方程式の解析解を得て行なう計算方法に比べ、①どんな形状の弾性体の計算も行なえる。②異なる弾性係数の材料が組合わさった構造物の計算も容易である。③解を得るのに特に高度の数学的知識を必要としない、等の特徴がある

外、弾性材料を用いる模型実験に比べ、①模型の製作、測定等の高度の技術や高価な装置を必要としない。②模型材料を必要としない。③極めて短期間に解が得られる。④費用が安い、等の利点がある。但し有限要素法はあくまでも一種の近似計算であるから、正しい弾性解に基く計算に比べれば精度が落ちるのは当然で、とくに要素が荒いほど精度は下がり、極端な応力集中等は現わしにくいといわれる。従って、有限要素法による計算はどのような合理的な使用をするかが問題なようである。これらについては、何れ改めてこの〈シグマ〉でも取り上げることとして、今回は有限要素法とは何かを一応説明して本文を理解する上での参考までに止めておきたい。



要 約

われわれは、実際のねじ山形のモデルを作らず、有限要素によってねじ継手における荷重の転移を研究した。ねじ山は特殊な特性をもつ要素の層によってモデル化された。ボルトーナット継手のパラメーターを変化させて、それらがねじ山の荷重分布に及ぼす影響を調べてみた。ねじ山の荷重分布を改善するために開発された若干の特殊ナット形状についても調べた。

ま え が き

通常のボルトーナット継手におけるねじ山沿いの荷重分布は均一ではない。つまり、ナット底面のねじ山が荷重の大半をうけ、ナット頂面(自由端)近くのねじ山はごく僅かしかうけないのである〔1-4〕。ねじ継手の応力解析は、この不均等な分布を正確に再現するものでなければならない。

文献〔5-9〕で報告されている有限要素解

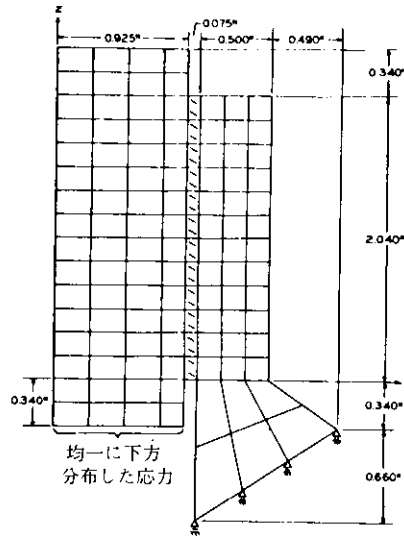


図1. 参考資料4のモデル研究に対する有限要素メッシュ (インチ当り8山ねじ)

析では、夫々のねじ山は多くの要素によってモデル化されており、従ってねじ域のメッシュはきわめて精密なものになるはずである。この研究では、実際のねじ山形をモデル化したものではないので、有限要素メッシュの精度は実際のねじ山の精度に基いたものではない。この方法によって、ねじ山沿いの荷重分布と相手部品における応力が得られるが、ねじ山自体又はねじ谷底における応力はモデル化できない。もし必要があれば、ねじ域の一セクションを別に分析すれば、ねじ山と谷底の応力が得られる。

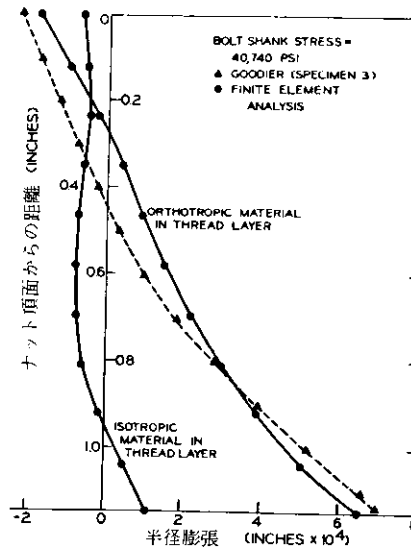


図2. ナット外側の半径膨張

解析の方法

図1は、参考文献〔4〕の実験と理論作業で使用されたボルト-ナット継手をモデル化した軸対称有限要素メッシュを示す。右下方の非方形要素は、ナットを支える材料をモデル化したものである。これら要素は、ナットの半径方向の動きを押えられないので、円周方向応力はすべて認められない。どの数値テストでも、ナット座面(長さ0.34in, つまり8.6mm)下のボルト

端部に、均一の軸方向応力(特に注記しない限り40,000psi, つまり276MPa)を与えた。端部の長いものもテストしてみたが、ねじ山の応力変化が2%以下なので不必要であることが分かった。

図1のねじ山は、われわれがねじ山要素と呼ぶ四辺形要素(網状線で示す)の層でおきかえられる。数値テストによると、もしこれらねじ山要素が等方性の材料であるとする、ナットは、Goodier〔1〕が当然そうなるべきだとしたような広がりをしていない(図2参照)。従って、ナットに膨張力を与えるため、われわれはねじ山要素に、特殊な真向性特性を与えた。応力と歪の関係は次のようになる。

$$\{\sigma_r \sigma_z \gamma_{rz} \sigma_{\theta}\} = [E_{ortho}] \{\epsilon_r \epsilon_z \epsilon_{rz} \epsilon_{\theta}\} \quad (1)$$

ここで σ_r , σ_z 及び σ_{θ} は半径方向, 軸方向及び円周方向の垂直応力, ϵ_r , ϵ_z 及び ϵ_{θ} は, それに対応する垂直歪, γ_{rz} は軸方向(又は逆方向)における半径平面へのせん断応力, そして γ_{rz} は対応するせん断歪である。特殊な材料特性の選択と $[E_{ortho}]$ の誘導については, 参考文献の10と11に詳述されている。最終のフォームは次の通りである。

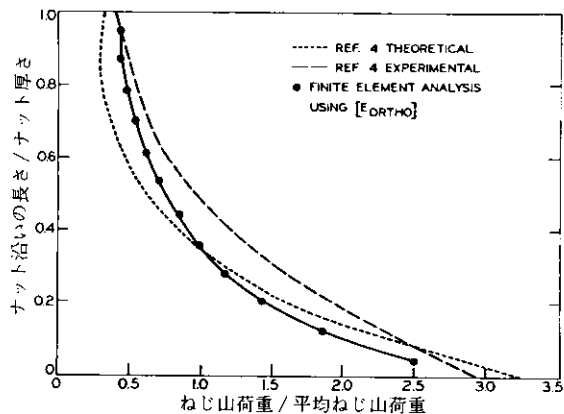


図3. 図1のボルト-ナット継手のねじ山荷重分布

$$[E_{ortho}] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} s^4 & c^2 s^2 & -cs^3 & vs^2 \\ c^2 s^2 & c^4 & -c^3 s & vc^2 \\ -cs^3 & -c^3 s & c^2 s^2 & -vcs \\ vs^2 & vc^2 & -vcs & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

ここで E = 弾性係数

ν = ポアソン比

$c = \cos(\beta - \tan^{-1}\mu)$

$s = \sin(\beta - \tan^{-1}\mu)$

β = ねじ山の半角

μ = ねじ山間の摩擦係数

別に指摘しない限りわれわれは、 $E=30 \times 10^6$ psi (207GPa) と $\nu=0.27$ (スチール), $\beta=30^\circ$ (ユニファイ・アメリカねじ[12]), 及び参考文献

献[3, 4]のように $\mu=0.2$ の数値を使用する。

計算を行うに際しわれわれは、有限要素法による運動体の解析用に標準のコンピューター・プログラムを一部修正した。ねじ山要素として確定された要素は、等方性材料の特性よりも方程式(2)の材料特性を使用するようにしたものである。(以下にのべる) テーパーねじの解析をするために、主要な計算段階に反復ループが加えられた。参考文献の10と11は、解析方法を詳述している。

図2は、ねじ山層を方程式(2)の真向性の材料によりモデル化した場合、計算によるナットの膨張はGoodierが測定したものにきわめて近いことを示している。図3は、ねじめの荷重分布を示す。有限要素の結果は、参考文献[4]の実験的、理論的結果と実に良く一致している。

パラメーターの変化がねじ山の荷重分布に及ぼす影響

ねじ山の荷重分布は、ボルト-ナット継手における各種パラメーターの変化によって良くも

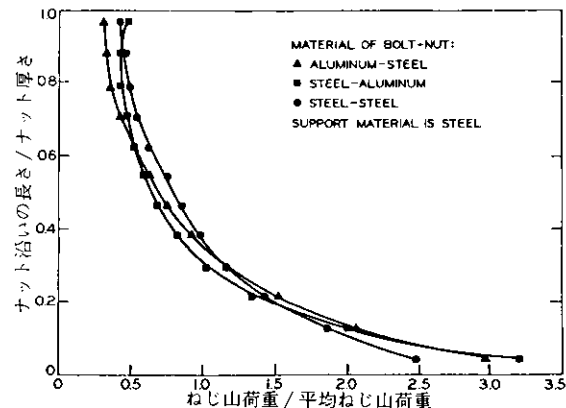


図4. 各種ボルト、ナット材料のねじ山荷重分布に及ぼす影響

悪くもなる。これらの影響について、一度に一つの割でパラメーターを変化させて調べてみた。

ボルトとナットの材料の影響

図4は、ねじ山沿いの荷重分布を示す3つの曲線で、1つはスチール・ボルトにアルミニウム・ナットを用いた場合、つぎはアルミニウム・ボルトにスチール・ナットを用いた場合、もう1つは、スチール・ボルトにスチール・ナットを用いた場合である。使用した材料特性は、アルミニウムは $E=10 \times 10^6$ psi (69GPa), $\nu=0.33$, スチールは $E=30 \times 10^6$ psi (207GPa), $\nu=0.27$ である。使用したメッシュは図1のメッシュ

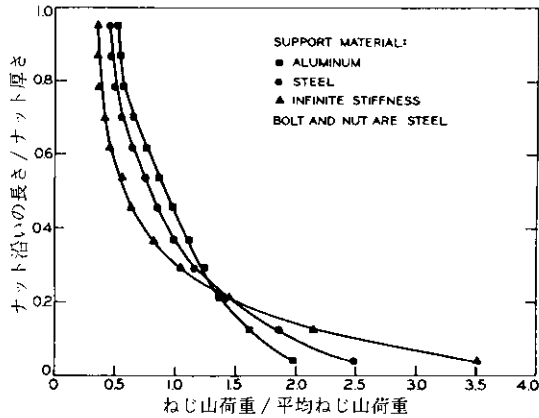


図5. 支え面材料のねじ山荷重分布に及ぼす影響

である。ねじ山要素に使用した弾性係数とポアソン比は、ボルトとナットの E と ν の平均である。

3つのケースの中、ボルトとナットが共にスチールの場合には第一のねじ山への荷重が最小である。その場合、ねじ山沿いの荷重分布を最も良くするには、ナットとボルトを同じ材料特性のものにするか、少なくともボルトとナットの寸法をこのテストで使用したのと同じものにするようにすべきだと思われる。

サポート材料の硬さによる影響

3つのケースで、図1の6つのサポート要素

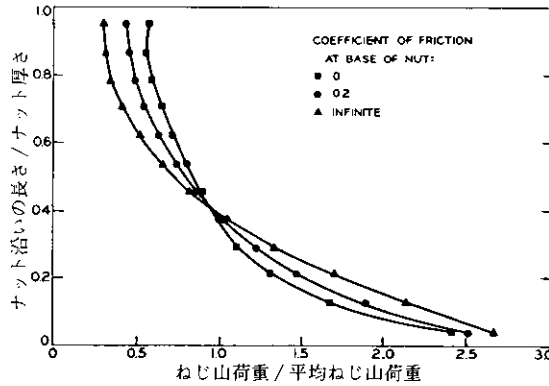


図6. ナット座面摩擦のねじ山荷重分布に及ぼす影響

は、アルミニウム、スチール及び極めて硬いものとされている。極めて硬いケースでは、ナット底面沿いの節点は z 方向に移動させてはならない。3つのテスト結果は図5に示す通りである。サポート材の硬さが増すに従って、第1ねじ山への荷重の集中が著しく増大している。

ナット座面での摩擦の影響

ナット座面での摩擦の影響を調べるため、われわれは図1のメッシュを用いて3つのケースについて研究した。第1のケースでは、ナットの座面で全く摩擦が存在しないと仮定した。第2のケースでは、ナット座面での摩擦係数が0.2

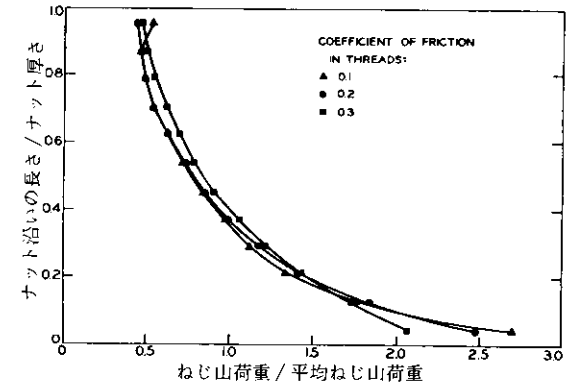


図7. ねじ面摩擦のねじ山荷重分布に及ぼす影響

と仮定した。われわれはナット座面沿いの節点にマイナス半径方向の力を加えたが、これらの力の合計はボルトにかかる軸力の0.2倍に等しいものだった。これらの力を与えてもナット座面は依然膨張する。従って、この座面におけるすべりの仮定は妥当である。第3番目のテストは、きわめて大きな摩擦の場合である。このテストでは、ナット座面沿いの節点は半径方向に移動させてはならない。

これら3つのテストによる荷重分布を示したのが図6である。座面での摩擦が減少すると、第1ねじ山への荷重の集中は減少する。

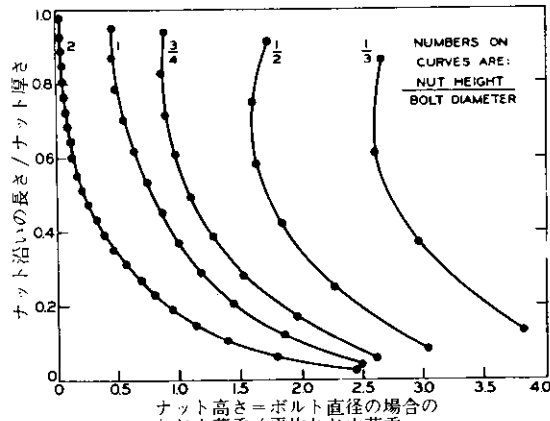


図8. ナット高さのねじ山荷重分布に及ぼす影響

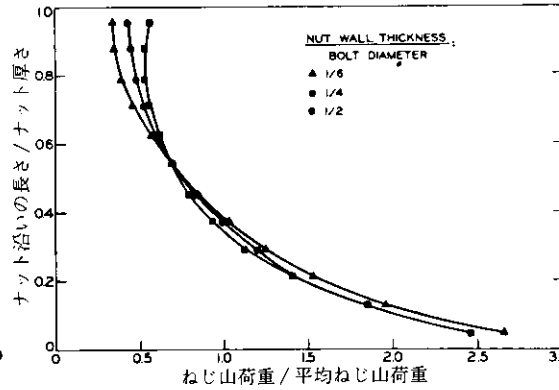


図9. ナット肉厚のねじ山荷重分布に及ぼす影響

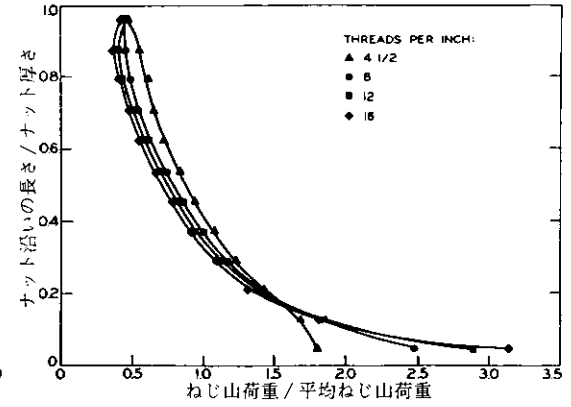


図10. ねじピッチのねじ山荷重分布に及ぼす影響

ねじ山の摩擦の影響

図1のメッシュの有限要素解析は、ねじ山における摩擦係数 μ の3つの数値0.1, 0.2及び0.3を用いて行われた。その結果は図7の通りで、 μ が大きくなると、第1ねじ山への荷重の集中が減少することを示している。参考資料[4]の理論的結果では、 μ が大きくなると第1ねじ山への荷重は増加することを示しているが、 $\mu=0.1$ から $\mu=0.3$ への変化はごく小さい。

この解析における最初の仮定の一つ[10, 11]は、ねじ山における摩擦には限度があるという

ことである。ねじ山の摩擦係数は増大するので、この仮定が妥当かどうかは疑問である。

ナット高さの影響

ナット高さの影響を調べるため次の5つのケースについて研究した。ナット高さ/ボルト直径 = $\frac{1}{6}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, 1及び2の場合である。夫々のケースで用いたメッシュは図1と同様で、適当数の要素を加えたり取除いたりした。夫々のケースの結果は図8の通りで、同じ平均ねじ荷重、つまりナット高さ/ボルト直径 = 1で標準化してある。これは、ナットの高さが小さくなると、5つの曲線の平均ねじ荷重が増加するた

めである。

図8の曲線は、ナット高さをボルト直径の $\frac{1}{4}$ 以上に増加しても、殆んど何の効果もないことを示している。ねじ山が増加してもほんの少しの荷重しか支えず、第1ねじへの荷重はほぼ一定したままである。ところが、ナット高さをボルト直径の $\frac{1}{4}$ 以下に縮小すると、最大ねじ山荷重が増大する。これら調査結果は、参考資料[4]の調査結果と一致する。

ナット肉厚の影響

ナット肉厚を変えた場合の影響を調べるため

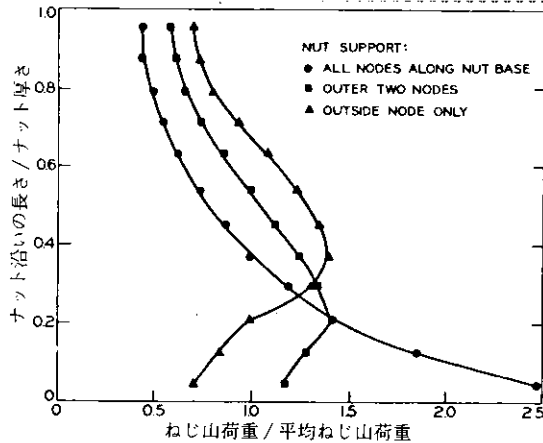


図11. アウタサポート付きナットのねじ山荷重分布

次の3つのケースについて研究した。ナット肉厚/ボルト直径=1/8, 1/4及び1/2の場合である。1/4の場合では図1のメッシュを用いた。1/8の場合、要素の右端コラムを削除し、1/2の場合、節点の右端コラムを右に $r = 2$ inの位置に移した。

その結果は、図9で示されているように、ナット肉厚は、ねじ山の荷重分布にごくわずかな影響を与えるにすぎない。これは参考資料4の調査結果と一致する。

ねじピッチの影響

われわれは次の4つのケースを検討した。1

インチ当り4.5山、8山、12山及び16山(1cm当り1.77山、3.15山、4.72山及び6.30山)の場合である。これらは、図1のねじ山層の中0.14, 0.075, 0.05及び0.04in.に相当する。図1のねじ山要素左側の節点コラムの位置でこの4つのケースに相当するのは、 $r = 0.86, 0.925, 0.95$ 及び0.96in.である。図10は、1in.当りねじ山数が減少すると、第1ねじ山への荷重集中が減少することを示している。これは参考資料4の理論や、Iakushevの、静荷重下のボルト-ナット継手に関する実験的研究[13]と一致する。但し、交番荷重についてはIakushevは、ボルト・コアの断面積を大きくできることから細目ねじを支持している。

特殊ナットの設計

何人かの専門家は、普通の圧縮ナットよりもねじ山沿いの荷重がより均一に分布されるような特殊設計のナットを提案している。以下はこれらについて調べたものである。

外側にサポートを設けたナット

Hatenyi[2]は、座面の外側一部分だけで支えられたナットを提案している。この外側サポートの目的は、ナット座面を膨張させてナット頂面(自由端)での「締付け効果」を促がすためである。

図1のメッシュによりモデル化されたボルトとナットを用い、ナットを次の3つの方法で x 方向にサポートさせる。(1)サポート材がおしのけられ、ナット座面の一番外側の節点サークルが x 方向への動きをおさえられる。(2)同じだが、一番外側の2つの節点サークルが x 方向への動きをおさえられる。(3)サポート材を含み、ナットの座面全体をサポートする。

図11は、これら3つのケースの結果を示す。ナットを座面の外側部分でサポートすることにより、第1ねじ山への荷重集中は著しく減少する。

外壁に軸方向のカットをいれたナット

ナット肉部(壁)の曲げたわみ性能を増大させ

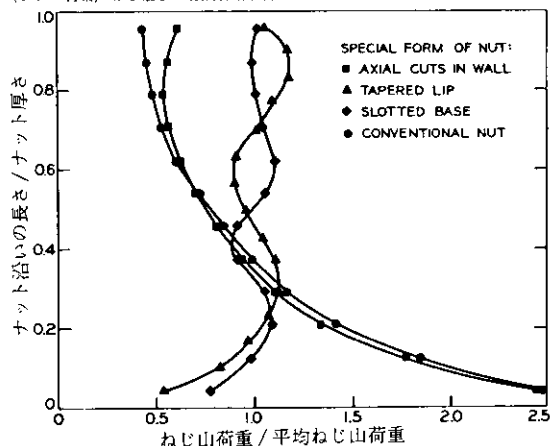


図12. 各種特殊ナットのねじ山荷重分布

るために、Goodier[1] は、壁の外側に軸方向にカットをいれたナットを提案している。もしカットの中がせまければ、これによってナット肉部外側における円周応力を実質的になくすることができる。

軸対称有限要素により、壁に軸方向にカットをいれたナットをモデル化するため、われわれは図1のメッシュを用い、かつ要素の最も外側の2つのコラムで全く円周応力を認めないようにした。これら要素の夫々について、列(row)とコラムで、円周応力と歪に相当する材料マトリックスのあらゆる条件をゼロにセットした。その結果は図12の通りである。普通ナットに比

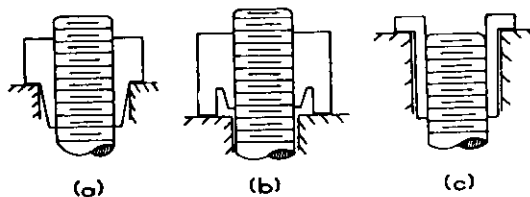


図13. 特殊ナット (a)テーパリップ付きナット (b)座面みぞ入りナット (c)張力ナット

べ改善されているとしても、ごくわずかである。

テーパリップ付きナット

Hetenyi[2]とSopwith[3] は共に、図13 aに示されているようなテーパリップ付きナットを提案している。このような設計の目的は、ボルトの張力をナットの底部でおさえることである。Hetenyiの偏光弾性解析の結果は、これが第1ねじ山への荷重集中を減少させる効果的方法であることを示している。このケースでは、Hetenyiのボルトとナットが開先角 55° のウィットオースねじなので、山の半角は $\beta=27.5^\circ$ である。使用したメッシュの精度は図1の場合と同程度である。これによるねじ山荷重分布は図12に示す通りである。荷重はねじ山に沿ってごく均一に分布されている。

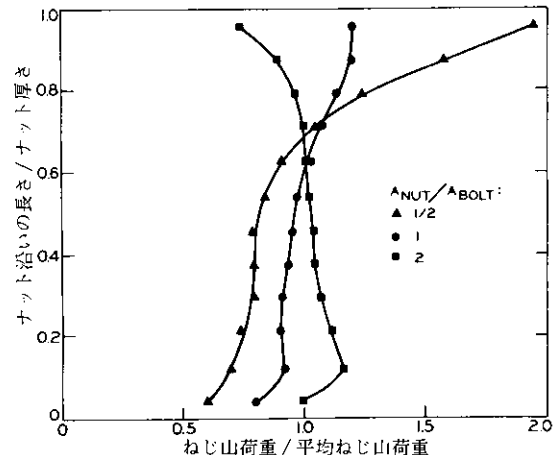


図14. スチール・ボルトにスチール・ナット使用の際のねじ山沿いの荷重分布

みぞ割り座面付きナット

今一つのナット形状はSopwith[3]の提案によるもので、図13 bに示す通りである。ナット座面にみぞが切られ、外周部だけで支えられている。このアイデアは、テーパリップ付きナットと同じで、ナットの底部がねじ山沿いに張力をうける。このナットはテーパリップ付きナットと違って、張力をうけるナット部分を受け入れるためにボルト穴を大きくする必要がない。このナットを使用する継手をモデル化するために、図1と同様の有限要素メッシュを使用した。図12の曲線は、数値テストの結果を示す。ねじ

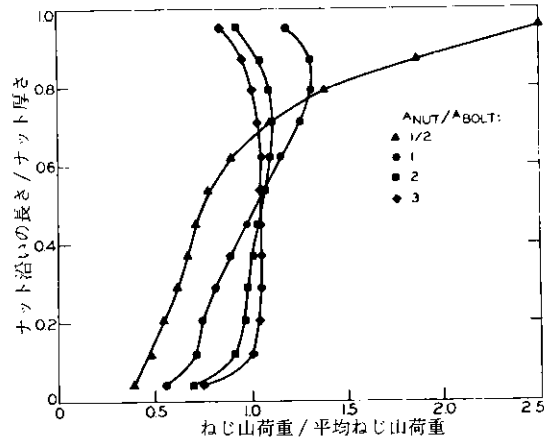


図15. スチール・ボルトにチタニウム張力ナット使用の際のねじ山沿いの荷重分布

山沿いの荷重の分布はきわめて均一である。

張力ナット

図13cで示したボルト-ナット継手を考えてみよう。この種の継手では、ナット肉部のすべてがボルトと一体で張力をうけ、ここから張力ナット(tension nut)と名づけられた。これはターンバックルの一端での継手とみてもいい。

われわれは次の3つのケースを調べた。 $A_{nut}/A_{bolt} = 1/2, 1$ 及び 3 の場合である。ここで A_{nut} と A_{bolt} はナット肉部とボルトコア部の断面積である。メッシュの精度は図1の場合と同程度

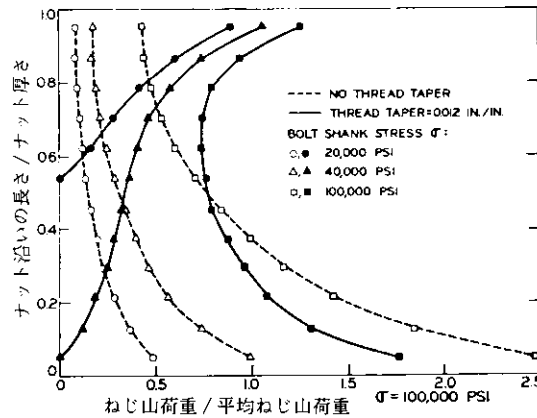


図16. 非テーパねじとテーパねじに荷重を増加させた際のねじ山荷重分布

である。ボルトとナットは何れもスチール製。結果は図14に示す通りである。張力ナット壁の外径を縮小すると、ボルトの荷重をうけない先端に近いねじ山(「最終の」ねじ山)に生じる荷重が増加することが分る。張力ナットの肉部(壁)が薄すぎない限り、ねじ山沿いの荷重分布はきわめて均一である。

参考資料[14]は、スチール・ボルトにチタニウムの張力ナットを使用するよう提案している。これをテストするため、われわれは次の3つのケースを研究した。 $A_{nut}/A_{bolt} = 1/2, 1$ 及び 2 の場合であるが、但しナットを含む要素ではスチールの代りにチタニウムの材料特性 ($E=15$

$\times 10^6 \text{ psi}$ つまり 103 GPa , $\nu=0.33$) を用いる。ねじ山要素の材料特性は、ボルトとナットの E と ν の平均値である。その結果は図15に示す通りである。明らかに、張力ナットにボルト材より柔らかい材料を使用すると、最終ねじ山の方に大きな荷重がかかり、第1ねじ山の方にかかる荷重は小さい。参考資料14で報告されている数値例によると、張力ナットの断面積はボルト断面積の3倍である。図15にも含まれている $A_{nut}/A_{bolt} = 3$ のテストケースによると、このケースでの荷重分布がごく均一であることが示されている。但し、大きな張力ナットには大きなクリアランスを必要とされる点が欠点であるように思われる。

テーパねじ付きナット

この場合、ナットの座面近くのねじがより深くカットされている。従ってボルトとナットがナットの頂面で接触している以外荷重をうけていない場合、低い方のねじ山が接触せず、ボルトとナットのねじ山間のすきまは、頂面からの距離が大きくなるに従って増加する。荷重が増加すると接触域は下方に広がる。解析の問題は非直線 (nonlinear) である。これは参考資料

10と11で解説されている。

図16は、典型的な解析の結果を示す。ボルトとナットは直線的に弾性的で同じ材料である。図1のメッシュを使用した。テーパによってピークねじ山荷重が減少して、荷重をねじ山に沿って均一に分布させる傾向があることが分る。

結 論

有限要素によりねじ継手の荷重転移を正確にモデル化するには、ねじ山の輪廓をモデル化できるほど精密なメッシュを使用する必要はない。われわれは、ねじ山の代りに直交性の要素の層を用いる。これらの特殊な要素によって、ボルトナット継手の有限要素解析は文献で報告されている実験的研究と一致する。

通常の結合構造のボルトナット継手では、特定のパラメーターを変えると、ねじ山の荷重分布に影響を及ぼすことができる。われわれは次の場合に、最大ねじ山荷重が最小になることが分った。

- サポート材が軟かい場合
- ボルトとナットが同じ材料特性の場合
- ねじ山が荒い（並目）場合
- ナットの高さが少くともボルト径の $\frac{3}{4}$ である場合
- ねじ山間の摩擦が高い場合
- ナットと相手面間の摩擦が小さい場合

何人かの専門家は、第1ねじ山への荷重集中が小さくなるよう設計された特殊なナット形状

〈参考資料〉

- 1 Goodier, J. N., "The Distribution of Load on the Threads of Screws," J. Appl. Mech., Vol. 7, No. 1, 1940, pp. 10-16.
- 2 Herenyi, M., "A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings," J. Appl. Mech., Vol. 10, No. 2, 1943, pp. 93-100.
- 3 Sopwith, D. G., "The Distribution of Load in Screw Threads," Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 159, No. 45, 1948, pp. 373-383, 391-398.
- 4 Stoeckly, E. E. and Macke, H. J., "Effect of Taper on Screw-Thread Load Distribution," Trans. ASME, Vol. 74, 1952, pp. 103-112.
- 5 Crose, J. G., Mack, T. E., Wooley, G. R., and Smith, R. E., "Nonlinear Finite Element Analysis of Buttress Threaded Casing Connections," Proc. ASME Joint Petroleum Mech. Engng. and Pressure Vessels and Piping Conf., Mexico City, Mex., Sept. 19-24, 1976, paper 76-Pet-82.
- 6 Maruyama, K., "Stress Analysis of a Bolt-Nut Joint by the Finite Element Method and the Copper Electroplating Method (1st Report)," Bull. JSME, Vol. 16, No. 94, 1973, pp. 671-678.
- 7 Maruyama, K., "Stress Analysis of a Bolt-Nut Joint by the Finite Element Method and the Copper Electroplating Method (2nd Report)," Bull. JSME, Vol. 17, No. 106, 1974, pp. 442-450.

を提案している。これらは、外側にサポートを設けたナット、壁の外側に軸方向にカットをいれたナット、テーパリップ付きナット、座面溝入れナット、張力ナット、テーパねじ付きナットなどである。壁に軸方向にカットをいれたナットは普通のナットとさして変りはないが、それ以外の5種類のナットでは、最大ねじ山荷重が著しく減少する。

8 Barry, W. R., "Finite Element Analysis of Casing Threads," Proc. ASME Petroleum Mech. Engng. Conf., Tulsa, Oklahoma, Sept. 21-25, 1975, paper 75-Pet-9.

9 O'Hara, P., "Finite Element Analysis of Threaded Connections," Proc. Army Symp. on Solid Mech., Bass River, Mass., Sept. 10-12, 1974, pp. 99-119. (Publ. by Army Mater. and Mech., Watertown, Mass.)

10 Bretl, J. L. and Cook, R. D., "Modeling the Load Transfer in Threaded Connections by the Finite Element Method," Int. J. Num. Meth. Engng., (to be published).

11 Bretl, J. L., "Finite Element Analysis for General Solids and Threaded Connections," Ph.D. Dissertation, Dept. of Engineering Mechanics, University of Wisconsin-Madison, 1978.

12 Laughner, V. H. and Hargan, A. D., Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts, 1st Ed., McGraw-Hill Book Co., New York, 1956, pp. 1-44.

13 Iakushev, A. I., Effect of Manufacturing Technology and Basic Thread Parameters on the Strength of Threaded Connections, The McMillan Co., New York, 1964, pp. 1-85.

14 Motosh, I. N., "Load Distribution of Threads of Titanium Tension Nuts and Steel Bolts," J. Engng. Ind., Vol. 97, No. 1, 1975, pp. 162-166.

米国のねじ流通で

ファスナー・スペシャリスト登場

ファスナー・スペシャリスト (Fastener Specialist) というのを御存知ですか。直訳するとねじ専門家ということになりますが、これでは一体何のことなのかさっぱり見当が付きません。実は最近、米国のねじ商社の中でファスナー・スペシャリストと称する存在が大きくクローズアップされてきているのです。

一般に米国のねじ商社というと、卸売を専門とするホールセラー、ユーザへの直需を中心とするデストリビューター、小売りや店売り専門のリテーラーの外にジョバー、エージェント (又はレップ) 等々様々ですが、その中で何といっても大きな役割を占めているのはデストリビューターです。その数 4,000 社とも称され規模もピンからキリまであるようですが、広い土地柄で需要地も分散しているのですから、この程度であっても不思議ではありません。ただこれまで米国ではとくに大手の需要分野では、メーカ

ーが直接又は直属や系列の代理店を通じて需要家に納入する傾向が強くなり、従ってデストリビューターはそれの落ちこぼれを拾う、補充的な存在とみられ、影のうすい存在であったようです。そのため、ねじメーカーもとにかくデストリビューターを軽く見る傾向があり、少し多忙になるとデストリビューターの注文を後廻しにすることも少なくなかったといわれます。勢い、デストリビューターは足りない分を輸入品で補うことになるわけで、ここ数年来米国で問題になっている輸入ねじ増大も背後にはこうした事情もひそんでいたようです。

反面、デストリビューターの方にも問題があって、方々から小口の需要をかき集めてはメーカーからの製品をそのまま納入するという傾向があり、それがメーカーから軽く見られる要因の一つともなっていたのです。

所が、ユーザーからのねじの需要が増大し、多様化し、複雑化すると共に、納入の機動性や即納性が要求されるに伴って、ねじの流通にもこれまでにない変化が生れてきました。ユーザーとすれば、特定部品の大量納入についてはねじメーカーに依存できても、それ以外の多種多様なねじの納入に、いちいちメーカーを相手にするわけにはいかない。さりとて従来のデスト

リビューターではその能力からして甚だ心もとない。従ってどうしても、帯に短かく褌 (たすき) に長いねじ流通のギャップを埋めるものが要求されるのは当然です。

こうした背景の中から、ねじ流通の新しい要望にこたえて生れてきたのがファスナー・スペシャリストなのです。では一体、ファスナー・スペシャリストとは具体的にどんな役割と機能を果たすものなのか。これについて、米国のある有力デストリビューターは次のように指摘しています。

- あらゆる種類、サイズ、材料にわたるファスナー全般を取扱っていること。
- 規格外ファスナーの調達と在庫の能力を有すること。
- 社内に完全な品質管理施設を持っていて、熟練したQCスタッフと最新の設備によってメーカーの製品を再チェックできること。
- 社内に2次加工設備を持って、標準品に対するねじや寸法、長さ等々について特殊加工ができること。
- OEMの製造上の要求や補修要求に備えて事前に在庫を抱えていること。
- 自動装置によって長期又は短期の梱包が行える施設を有し、ユーザーの要求に応じた特殊

梱包も可能な体制をもつこと。

- 受注、発注、ユーザー報告、在庫等のコンピュータ化が行われていること。
- 全国的な代理店又は販売網を有すること。
- ユーザーとの間で無償の通信ライン網を有すること。
- カタログ、パンフレット、その他ユーザーの要求に応じた社内印刷施設を有すること。

以上がファスナー・スペシャリストと称されるものの性格と内容です。これをみると、印刷工場を持っていることなど除くと、イワタボルトもさしづめファスナー・スペシャリストということになります。

何れにしろ、従来のデストリビューターの中からこうしたファスナー・スペシャリストなるものが生れて来た所に、ねじの流通における一つの変化をみていいようです。これと共に最近米国では、ねじの流通に大きな役割を占めるのはメーカーかデストリビューターかをめぐっていろいろ論議も盛んになってきています。それだけデストリビューターが大きな力をつけてきたとみることができるわけで、米国のねじ産業の動向をみる場合、こうした動きもみのがすことができませぬ。



米国版ねじ構造改善

政府自ら調査に乗り出す

自動車、カラーテレビ其の他、かつては世界のトップをいった製品が、次々に日本製品に追いつかれ追いこされていくにつれて、米国産業界では改めて生産性を向上させ、品質を改善させるにはどうすべきかが深刻な問題になっていることは御承知の通りです。ねじの場合も同じで、日本など海外製品の輸入増大を非難してばかりいられなくなったか、米国ねじ産業の体質改善をどう図るかが重大な課題になっているようです。そのために政府が実態を調査して問

題のありかを明らかにすることになりました。

その主な内容は、どの点で外国製品がすぐれているか、製造面や市場開発活動を比較対照すること、製造技術の開発や改善を進めること、工程管理の改善策を立てること、従業員の教育と訓練に力をいれることなどとなっています。

これによってどんな結果がでてくるか、われわれも注目して見守る必要があるようです。

航空機ねじのまがい物出廻る

米国も落ちたもんだと歎く声しきり

米国の航空機業界では、最近航空機ねじのまがい物が出廻り大きな問題になっています。調べてみると、航空機メーカーが長い間在庫していた製品がスクラップ業者に払い下げられ、それが何かの経路で再加工業者の手に渡り、そこで削ったりめっきしたりして、再び市場に流れている模様で、定期航空会社などは安いということで飛びついているといわれます。売る方も売る方なら買う方も買う方で、ねじ1本の破損で墜落事故が起っていることから考えて、けんのんこの上ない話です。今米国は、他産業の不況をよそに航空機産業はブーム状態で、ねじも

不足勝ちといわれ、その虚に乗じたまがい物の登場ということでしょうが、技術と品質を誇りにする航空機産業でこうしたことが起ることはこれ迄考えられなかっただけに、米国産業も落ちたもんだと歎く声が多いといわれます。

米国がインドの輸入ねじに相殺関税 インド業界大きな打撃

米国商務省は、インドからのねじ製品が政府の補助をうけているという理由で、最近輸入品に18%の相殺関税をかけることになりました。米国へのインド製品の輸入はボルトを中心に数年来大巾に増えていますが、今度の措置でインドのねじ業界は大きな打撃をうけ、工場の閉鎖や失業者の続出が予想されています。

GKNがねじ製造から撤退 かつての栄光今やなし

GKNといえば、英国のみならず世界でもトップを行くねじ企業と目されていたものですが、最近、ねじの製造から大巾に撤退することを決

めました。その理由としては、安い輸入品が増大しかつ国内メーカーとの競争に立ちうち出来なくなったことがあげられていますが、今後は系列の販売会社による内外製品の買付けと販売を中心とする模様です。最もGKNは昔と違って最近では、機械や自動車部品その他の部門を中心とするエンジニアリング集団となっており、ねじ製造の占める割合はほんの一部にすぎなくなっているのです。今度のねじ製造の撤退は不採算部門の切り捨てということになります。それにしても往年のGKNを知る者にとっては、正に感慨無量といつていいでしょう。

波紋を投げるねじ頭部刻印問題 米国はISOにも提案

米国ねじ業界が外国製品の流入を抑える一つの方法として、ねじの頭に原産地国名を刻印させるよう政府に働きかけていることは、すでに御承知の通りです。元々米国ねじ業界では、品質保証の意味合で特定の製品の頭部に性能の記号やメーカーのマークを刻印することが行われていますが、輸入品の増大に手を焼いて輸出国名をつけるといい出しているわけです。これは

どうも反応は思わしくないようで、日本は元よりお隣りのカナダ迄これに反対しているばかりか、フォードその他の国内自動車メーカーもとんでもない、と云い出す始末で、今の所結論が出ていません。所が先程シドニーで開かれたISO国際会議で、米国側から製造業者マークを国際登録すべきだと提案され、今後検討することになりました。正に大手揃め手から改め立てるという感じで、今後これがどうなるか注目されます。

所で頭の刻印という、思わぬ所でこれに悩まされている例があります。軸力管理法の一つに超音波技術を利用して降伏点を探知する方法があります。これはボルト頭部に超音波の反射体の役割をさせる所がミンですが、これにはボルト頭を平たんかつ平行に仕上げる必要があるといわれます。従って、頭部にマークがあるとこれがうまく作用しないし、ねじメーカーにマークをとれといつてもうんといわないしで、切角の技術もデッドロックに乗り上げているというわけです。

頭部の刻印問題が意外な所に波紋を及ぼしている一例といえます。

イワタボルトはあなたの会社の ネジ・コンサルタントです

本社及 五反田事業所	東京都品川区西五反田5丁目3番4号 TEL 東京 (493) 0211 (大代表) TEX 246-6253 郵便番号141	大阪出張所	東大阪市新喜多111-2番地 TEL 大阪 (06) (788)1466 (代表) TEX 527-7475 郵便番号577
板橋出張所	東京都板橋区赤塚4丁目6番4号 TEL 東京 (938) 6444F (代表) 郵便番号174	川崎支社	川崎市幸区南幸町2丁目7番1号 TEL 川崎 (044) (522) 4101 (代表) TEX 3842-168 郵便番号210
名古屋出張所	名古屋市西区野南町78番地 TEL (052) (502) 7761 (代表) TEX 444-3983 郵便番号461	横須賀出張所	神奈川県横須賀市長浦町1-2 TEL (0468) (23) 2724 郵便番号237
浜松支店	静岡県浜松市寺島町492番地 TEL 浜松 (0534) (54)5381 (代表) TEX 4225-195 郵便番号430	富士営業所	静岡県富士市久沢字峰畑841番地 TEL 吉原 (0545) (71) 3588 (代表) TEX 3925-487 郵便番号419-02
多摩営業所	東京都昭島市福島町380番地 TEL 昭島 (0425) (41)5534 (代表) TEX 2842-174 郵便番号196	仙台出張所	宮城県名取市田高字先井成9 TEL 名取 (02238) (4) 0265 郵便番号981-12
藤沢営業所	神奈川県藤沢市今田字西原352番地 TEL 藤沢 (0466) (44)1277 (代表) TEX 3862-124 郵便番号252	福島出張所	福島県郡山市富久山町久保田170-5 TEL 郡山 (0429) (33) 6609 郵便番号963-06
厚木出張所	神奈川県厚木市下荻野518 TEL (0462) (41)7021番 郵便番号243	福岡出張所	北九州市小倉南区葛原1991-3 TEL 北九州 (093) (472) 3252 (代表) TEX 7124-30 郵便番号800-02
草加営業所	埼玉県草加市花栗町533番地 TEL 草加 (0489) (42)1131 (代表) TEX 2972-075 郵便番号340	土浦出張所	茨城県土浦市富士崎町1-17-3 TEL (0298) (24) 0077 〒300
宇都宮出張所	栃木県宇都宮市竹材町字高田1081-6 TEL (0286) (21) 0701 (代表) TEX 3522-320 郵便番号320	山形出張所	山形県山形市宮町5-8-7 TEL (0236) (42) 2308 〒990
埼玉営業所	埼玉県北本市北中丸字上手2192番地 TEL 鴻巣 (0485) (91)2212 (代表) TEX 2942-437 郵便番号364	ロサンゼルス 駐在事務所	TEL (213) (538) 3001
群馬出張所	群馬県高崎市尾町491番地 TEL 高崎 (0273) (62)1041 (代表) 郵便番号370	埼玉工場	埼玉県八潮市木曾根1139番地 TEL 草加 (0489) (95) 1331 (代表) TEX 2972-029 郵便番号340
太田出張所	太田市大字内ヶ島1490 TEL 太田 (0276) (46) 1796 郵便番号373	埼玉第二工場	埼玉県八潮市伊勢野150-1 TEL 草加 (0489) (96) 9302-9256 郵便番号340

【18】 岩田ボールド工業株式会社