六角穴付きボルト締結部の変形と結合面圧力分布*

清 水 伸 二** 伊 藤 鎮** 福 田 理 一**

On the Deformation and Interface Pressure
Distribution of the Bolted Joint with
the Hexagon Socket Head Cap Screw

Shinji SHIMIZU, Mamoru ITO
and Riichi FUKUDA

In this paper, the relationships between the counterbore size and the deformation or interface pressure distribution of the bolted joint with a hexagon socket head cap screw are considered in detail by the Finite Element Method using a model of three contact bodies. The following results are found. (1) The smaller counterbore depth makes larger the deformation of the top surface of the jointed element because of the local deformation by the pressure at the bolt head bearing surface. (2) The smaller bearing surface height of the

counterbore makes larger the concentration of the pressure distribution upon the circumference of the bolt hole because of the local deformation of the joint interface. (3) Depending upon purposes to improve the deformation or interface pressure distribution, it is more effective to enlarge the thickness of the jointed element with the enlargement of the counterbore depth or bearing surface height of the counterbore. (4) The effective area of the connecting force becomes minimum at about 0.6 of the ratio of the bearing surface height to the jointed element thickness. (5) A graphic method is proposed which can be guide for design of bolted joints with cap screws.

Key words: bolted joint, interface deformation, interface pressure distribution, counterbore, finite element method, machine tool, design.

1. ま え が き

六角穴付きボルトは、工作機械において、構造要素の締結用としてはもちろんのこと、ベッドしゅう動面用鋼板、静圧案内用ガイド、直線運動転がり案内用などの各種ガイドレールといった組立精度が要求される部品要素の締結用に多く用いられている。

以上のような部品要素に設けられる六角穴付きボルト用座ぐり穴の深さのほとんどは、ボルト頭部を締結体上面から沈み込ませる深さとして決められているようで、組立精度の面、あるいは剛性に大きな影響を及ぼすと考えられる結合面圧力分布の面からの検討はあまり行われていないようである。またそのような研究例もほとんどみられない。しかしながら、工作機械の高剛性化、高精度化への要求は、ますます高まっており、これらの要求を実現していくうえでも、六角穴付きボルト締結部のあり方を確立しておくことが必要と考えられる。

そこで本研究では、座ぐり穴寸法が締結体変形および結合面圧力分布に及ぼす影響について、有限要素法(FEM)により詳細に考察し、組立精度あるいは結合面圧力

分布の面からみた六角穴付きボルト締結部の設計資料を提示する。

2. 解 析 方 法

図1(a)に基本的な六角穴付きボルト締結部を示す。解析は、これを同図(b)に示すようにモデル化し、種々の座ぐり穴深さ h_c 、座ぐり穴座面高さ h_b 、締結体厚さ T の組合せについて行い、座ぐり穴寸法と締結体変形および結合面圧力分布との関係について詳細な考察を行った。ここで Q は締付力を、 D は締結体直径を、 y_{ps} は締結体端部沈込み量を、 δ_{yp} は締結体の変形量を、 D_p は結合面の圧力作用範囲を示しており、 Δp は最大圧力値 $p_{\max}$ と最小圧力値 $p_{\min}$ (本解析ではゼロ)との差で、 r_p は両圧力位置間の距離である。なお、ボルトサイズは、M8一定とした。

また解析は、有限要素法により行い、図2に示すように、ボルト頭部、締結体、ベースの三体接触の三次元軸対称問題とし、結合面摩擦力も考慮に入れることにより実際の締結部にできるだけ近づけた。この際の結合面の摩擦係数は、すでに報告したもの¹⁾と同様に0.4を採用した。接触面(結合面)における境界条件の導入には、岡本²⁾の方法を採用した。また接触面数の増大に伴う計算機の必要記憶容量および計算時間を削減するため以下のような方法で剛性方程式を解いた。

* 原稿受付 昭和57年12月16日。昭和57年度精機学会春季大会学術講演会(昭和57年3月22日)にて発表。

** 正 会 員 上智大学理工学部(東京都千代田区紀尾井町7-1)

Fig. 1 Schematic model of bolted joint with hexagon socket head screw

まず、ガウスの消去法に基づくウェーブフロント前進消去により、各弾性体の剛性マトリクスを接触節点に関するものみに縮小する。次に、これら縮小されたマトリクスに接触境界条件を付加して各弾性体間の縮小釣り合い方程式を形成し、これをガウスの消去法と掃き出し法を併用し接触節点に関する解を求める。最後にウェーブフロント後退代入により全体の解を求めた。途中の接触状態の収束計算は、接触節点のみに関する上述の縮小方程式を対象として行い計算時間の短縮を図った。

3. 解析結果および考察

3.1 座ぐり穴寸法の影響

座ぐり穴深さが締結体上面の変形および結合面圧力分布に及ぼす影響について図3に示す。図は横軸にボルト軸心からの距離 R を、縦軸には締結体変位 y_p (同図(a)) または結合面圧力 p (同図(b)) をとっている。なお同図(a)には、実験値を同時に示してあるが、FEM 解析値と比較的に良く一致し、解析方法が妥当であることがわかる。同図(a)を見ると、締結体厚さが一定にもかかわらず、座ぐり穴深さ h_c が小さいものの方がボルト軸心側で変形が大きくなっている。これは、 h_c が小さいとボルト頭部座面圧力による締

Fig. 2 Example of analytical model

結体の局部変形が締結体上面にまで及ぶためと考えられる。一方、同図(b)をみると、座ぐり穴深さ h_b が小さいものほどボルト軸心側への圧力集中が大きくなっている。これは、頭部座面圧力による締結体の局部変形が結合面にまで及ぶためと考えられる。

以上のように、締結体上面の変形に関しては、座ぐり穴深さ h_c が、結合面圧力分布に関しては、座ぐり穴深さ h_b が大きく影響を及ぼしている。そこでこれらの

Fig. 3 Influence of counterbore depth
 $T=20$ mm, $Q=9.8$ kN

Fig. 4 Influence of counterbore depth on plate deformation

Fig. 5 Influence of bearing surface height of counterbore on pressure distribution

関係についてさらに詳細に検討したのが図4～図6である。

図4は、組立精度に影響を及ぼすと考えられる締結体変形量 δ_{yp} と座ぐり穴深さ h_c との関係を締結体厚さ T をパラメータとして示している。図をみるといずれの厚さ T においても h_c の増大とともに δ_{yp} は減少することがわかる。また厚さ T が大きくなると各 T の間の差はほとんどなくなり、締結体変形は、ほとんど h_c によって決まってしまうことを示している。したがって、締結体上面が軌道面として使用される転がり案内用のガイドレールなどのように締結体厚さが大きい場合、組立精度の観点からは、座ぐり穴深さをできるだけ大きくした方が好ましいと言える。

図5は、結合面の圧力分布状態と座ぐり穴座面高さ h_b との関係を示したもので、縦軸には、圧力分布の一様性を示す $\Delta p/r_p$ （今後これを圧力分布係数という）をとっており、この値が小さいものほどより一様な圧力分布状態であることを意味している。図より、いずれの締結体厚さ T においても、 h_b の増大に伴い圧力分布係数は急激に減少することがわかる。したがって、結合面の密着性あるいは締結部の剛性などの観点から圧力分布を重視す

Fig. 6 Influence of bearing surface height of counterbore on effective area

る場合は、座ぐり穴座面高さ h_b を大きくする必要がある。しかしながら、 h_b を大きくすることはボルト軸部長さの増大につながり、このことによる締結部の剛性低下を考慮する必要がある。剛性の観点からの座ぐり穴寸法のあり方については、今後さらに検討する必要がある。

図6は、上部に座ぐり穴座面高さ h_b と締結体端部沈込み量 y_{ps} の関係を、下部に h_b と圧力作用範囲 D_p の関係を、横軸に h_b と締結体厚さ T の比をとり示している。同図下部をみると、 D_p は h_b/T が0.6付近で最小となる傾向を示しており、同図上部から明らかなように、圧力作用範囲と密接な関係にある端部沈込み量 y_{ps} も同様な傾向を示し、 D_p の傾向を裏付けている。このことから、圧力分布の観点からは h_b/T は0.6より大きくとった方がより効果的であると言える。このように D_p は h_b の影響を受けるので、締結体厚さとの間には単純な線形関係は成立しない。したがって圧力作用範囲の正確な推定法については今後さらに詳細な検討が必要であると思われる。

ところで、締結体厚さが一定の場合、座ぐり穴深さ h_c を大きくすると座ぐり穴座面高さ h_b が小さくなり、 h_c を小さくすると h_b は大きくなってしまふ。したがって締結体上面の変形を最小にし、同時に圧力分布係数を最小にするような座ぐり穴寸法は存在しえず、各設計目標に応じて、座ぐり穴寸法を決定する必要があると言える。

3.2 締結体厚さの影響

締結体厚さを増大することにより締結体変形および結合面圧力分布が改善されることは、すでに実験的³⁾にも理論的にも明らかにされている。しかしながら、穴付きボルト締結体に関しては、厚さの増大により座ぐり穴

Fig. 7 Influence of plate thickness ($h_c = \text{constant}$)
 $h_c = 7.5 \text{ mm}$, $Q = 9.8 \text{ kN}$

Fig. 8 Influence of plate thickness ($h_b = \text{constant}$)
 $h_b = 7.5 \text{ mm}$, $Q = 9.8 \text{ kN}$

深さ h_c あるいは座ぐり穴座面高さ h_b の寸法が変化するので、前述のごとく締結体変形および結合面圧力分布はこの影響を受け、従来¹⁾³⁾とは異なる傾向を示すものと考えられる。

そこでまず、座ぐり穴深さ h_c を一定とした場合の締結体厚さの影響について示したのが図 7 である。同図 (a) をみると、締結体端部側では締結体厚さ T の大きいものの方が変形が小さく、 T の影響が大きく表れているのにもかかわらず、ボルト軸心側では、 T の影響が小さく同様の変形状態となっている。これは、ボルト頭を沈み込ませる程度の座ぐり穴深さ（ここでは 7.5 mm ）では、ボルト頭部座面圧力による締結体の局部変形がまだ締結体上面へ大きく及ぶためである。したがって、締結体厚さを大きくしても組立精度が向上するとはかぎらず、その向上のためには、座面圧力による局部変形の影響がなくなるような座ぐり穴寸法とすることが締結部設計上の重要なポイントになることがわかる。一方同図 (b) をみ

ると、結合面圧力分布は、締結体厚さ T の影響が著しく、 T の大きいものほどボルト軸心側への圧力集中は緩和され、圧力作用範囲は大きくなっている。

次に、座ぐり穴座面高さ h_b を一定とした場合の締結体厚さの影響について図 8 に示す。同図 (a) をみると締結体厚さ T の大きいものの方がボルト軸心側および端部側ともに変位が小さく、座ぐり穴深さ h_c 一定の場合より締結体上面の変形抑制効果が大きくなっている。これは、 h_b 一定の場合は、板厚の増大により、座ぐり穴深さが増大するので、前述のごとく締結体上面の変形が小さくなるとともに、さらに板厚増大による変形抑制効果が加わるためと考えられる。一方同図 (b) に示すように結合面圧力分布については、厚さ T が大きい方が圧力分布状態はより一様であり、圧力作用範囲も大きい、 h_c 一定の場合よりその効果は小さい。これは、 h_b 一定なので、 T を増大しても前述のような h_b 増大による圧力分布の改善効果が得られず、板厚増大による効果のみになってしまうためと考えられる。

以上のような締結体厚さの影響についてさらに詳細に示したのが図 9, 10 である。

図 9 は締結体変形に及ぼす影響について示している。締結体厚さ T の増大とともに締結体変形量 δ_{yp} は減少し、座ぐり穴深さ h_c 一定の各曲線は、それぞれ一定の値に収束する傾向にある。このことは、 T が大きくなると、締結体上面の変形は、座ぐり穴深さによってほぼ決まってしまうと

Fig. 9 Influence of plate thickness on plate deformation

Fig. 10 Influence of plate thickness on interface pressure distribution

いう前述の傾向をさらに明確に示している。また、 h_c 一定より h_b 一定の方が T の増大による変形量の減少割合が大きくなっており、座ぐり穴座面高さ h_b を一定として締結体厚さを増した方が、その効果が大きいという前述の結果を裏付けている。さらに、この場合、ボルト軸部長さは変化しないので締結部の静剛性に及ぼすボルト軸部長さの影響の面からも好ましいと思われる。

図10は、結合面圧力分布に及ぼす影響について示している。締結体厚さ T の増大に伴い圧力分布係数は減少し、座ぐり穴座面高さ h_b 一定の各曲線は、それぞれ一定の値に収束する傾向にある。このことは、締結体厚さが大きくなると結合面の圧力分布状態は h_b の影響をおもに受けるようになることを意味している。また h_c 一定の方が、 T の増大による圧力分布係数の減少割合が大きくなっており、締結体厚さを増して結合面圧力分布を改善しようとする場合は、前述のごとく座ぐり穴深さ h_c は一定とし、 h_b を増大する方が効果的であることがわかる。

3.3 座ぐり穴寸法の図式決定法

これまでの解析は円板状単一ボルト締結体を対象としているが、本節では、この解析結果を用いて複数ボルト締結

体の設計の目安を得るための簡易的な方法について述べる。

締結体厚さの大きい場合 ($T=25$ mm 以上) は、組立精度を評価するうえで必要な締結体上面の変形量は、ボルト頭部座面圧力による局部変形によってほぼ決まるので、図4よりその変形量を求める。また結合面圧力分布は、近似的ではあるが、図5を用いて得られる三角形形状の圧力分布を重ね合わせることで求め、以上のような操作を容易に行うため、図4, 5, 6を設計用にまとめたのが図11である。

まず組立精度上、締結体の変形量に制限がある場合について述べる。許容される変形量が $1\text{ }\mu\text{m}$ とすると、図の右下の①の経路をたどって、座ぐり穴寸法を決定することができる。厚さ T は 25 mm 以上必要なことがわかり、ここでは $T=25$ mm とすると、座ぐり穴深さ h_c は 17.3 mm、座ぐり穴座面高さ h_b は 7.7 mm とすればよいことがわかる。このときの圧力作用範囲 D_p は 86 mm であるから、これをもとに結合面に離脱部が生じないように、複数ボルト締結体の場合のボルト締付間隔を設定すればよい。

次に許容最小圧力が設定されている場合について述べる。複数ボルト締結体の場合のボルト間中央の許容最小

Fig. 11 Graphic method for design of bolted joint with hexagon socket head cap screw

圧力を 6 MPa とした場合、単一ボルトの場合の圧力を 3 MPa とすればよいので、まず図の右上の 3 MPa の位置から線 ② のように垂線を下し、 R_p 線との交点を求める。この R_p 値の位置は複数ボルト締結体の場合のボルト間中央となり、この値は隣接ボルトの圧力分布と重なりあう領域を示している。図からもわかるように、 R_p 値が大きいほど同じ圧力に対して、圧力分布係数が小さくなるので、図の左上の厚さ T の中で予定しているものと交点をもつようにするとともに、 R_p 値をできるだけ大きくとるとよい。ここでは $T=30$ mm、 $R_p=16$ mm とし、②の経路を左へたどっていくと、圧力分布係数 $\Delta p/r_p=0.2$ MPa/mm、座ぐり穴座面高さ $h_b=17.3$ mm、座ぐり穴深さ $h_c=12.7$ mm、そして圧力作用範囲 $D_p=96$ mm が求まる。これより、 D_p 位置からボルト穴外周までの距離は、約 44 ($=96/2-4$) mm となるので、ここでは $R_p=46$ mm と圧力勾配 0.2 MPa/mm を通る線との交点を求め、そこから上方に②の線に沿ってすすむと、ボルト穴周辺の最高圧力が 9 MPa と得られる。先にボルト間中央の位置を $R_p=16$ mm と設定してあるので、複数ボルト締結体の場合のボルト締付間隔を 60 [$=2 \times (46-16)$] mm とすればよいことがわかる。なお、 h_b/T は 0.58 で 0.6 に近いので効果的な設計値とは言えないようであるが、この場合は、 T が 30 mm であり、 h_b/T が圧力作用範囲に及ぼす影響は小さいので、問題ないものと思われる。またここでは、図を見やすくすると、ボルト締付間隔が 10 mm 単位となるように R_p の値を粗くとってあるが、これをさらに細かくとることにより、 $h_b/T=0.6$ を避ける設計も可能である。

ここで結合面圧力については、圧力分布係数より求めているので、ボルト穴付近と圧力作用範囲 D_p 位置付近以外では、圧力分布の状態からわかるように、圧力が実際より大きく得られるので、特に座ぐり穴座面高さが小さい場合 ($h_b<15$ mm) は、結合面に離脱部分が生じないように設計するための目安に用いるのがよい。また本図は M 8 のボルトを対象としているので面圧をさらに大きくしたい場合、あるいは剛性の観点からボルト径を大きくしたい場合には対応できないが、ボルト径の種類は限られているので各ボルト径に対して、本図のような図を作成しておくことによって対処できるものと思われる。

る。

以上のように図式決定法により比較的簡単に所要の座ぐり穴寸法を求めることができ、六角穴付きボルト締結部の設計の際に有効に利用できるものと考えられる。

4. ま と め

六角穴付きボルト締結部を対象とし、三体接触モデルを用いて有限要素法による解析を行い、座ぐり穴寸法と締結体変形および結合面圧力分布との関係について詳細に考察を行った結果次のことが明らかとなった。

- (1) 座ぐり穴深さが小さいと、頭部座面圧力による局部変形の影響により、締結体上面の変形が大きくなる。
- (2) 座ぐり穴座面高さが小さいと、結合面が局部変形を受け、圧力分布はボルト軸心側へ集中し、圧力分布の一様性が低下する。
- (3) 締結体厚さの増大により締結体上面の変形を改善しようとする場合は、座ぐり穴座面高さを一定として座ぐり穴深さが大きくなるようにした方がより効果的である。
- (4) 締結体厚さの増大により結合面の圧力分布状態を改善しようとする場合は、座ぐり穴深さを一定として座ぐり穴座面高さが大きくなるようにした方がより効果的である。
- (5) 圧力作用範囲は、 h_b/T が 0.6 付近で最小となる。
- (6) 解析結果より設計図表を作成でき、これを六角穴付きボルト締結体の設計の目安として用いることができる。

終わりに、本研究に用いた解析プログラムの開発にあたって、熱心なご協力を頂きました当時本学大学院生の中村一郎氏に感謝致します。

文 献

- 1) 清水伸二、伊藤 鎮、福田理一：ボルト締結時の締結部結合面の静的挙動に関する理論的考察，精密機械，**49**，7 (1983) 842.
- 2) 岡本紀明：有限要素法による非線形接触問題の解析，日本機械学会論文集（第 1 部），**43**，374 (1977) 3716.
- 3) 清水伸二、伊藤 鎮、福田理一：ボルト締結時の締結部静的挙動に及ぼす六角ボルト頭部の影響，精密機械，**49**，2 (1983) 184.