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*

清水 伸 二** 伊 藤 鎮** 福 田 理 一**

Theoretical Consideration on the Static Behavior of the Bolted Joint Interface in Connecting

Shinji SHIMIZU, Mamoru ITO and Riichi FUKUDA

In this paper, the static behavior of the bolted joint interface is analyzed by the finite element method (FEM) in consideration of the joint interface boundary conditions which are adherence, slipping and separation. And the characteristics are considered theoretically on the deformation, slipping behavior and pressure distribution of the joint interface. The following results are found. The joint interface deformation and slipping displacement are decreased by the enlargement of the plate thickness, bolt head size and coefficient of friction on the interface. And the separate area of the joint

interface is also decreased and the pressure is distributed more uniformly. Independently of the plate thickness, the half angle of the pressure cone is constant. The effective area of the connecting force increases in proportion as the bolt head diameter and coefficient of friction on the interface increase. But the area does not increase so large as the increment of the bolt head diameter. The joint interface deformation is influenced more effectively by the material of the base than that of the plate. The effective area of the connecting force increases in proportion as the Young's modulus of the plate increases and in the case of the base, it decreases.

Key words: bolted joint, bolted joint interface, finite element method, interface pressure distribution, interface deformation, pressure cone, effective area, connecting force.

1. ま え が き

工作機械構造において、ボルト締結部の存在が機械構造の静・動剛性に大きく影響することは、すでに多くの研究によって明らかにされている。更に筆者らは、ボルト締結部の存在が組立精度にも大きく影響することを指摘し、ボルト締結時の締結体変形特性について実験的¹⁾および理論的²⁾に明らかにしている。しかしながら、ボルト締結時の締結部結合面の挙動については、圧力分布に関して実験的に Plock³⁾ および筆者ら⁴⁾ が感圧紙により、伊東ら⁵⁾ が超音波により、また理論的に Gould ら⁶⁾ が有限要素法により検討しているが、変形挙動に関しては、ほとんど取り扱われていない。Gould らの解析法は、結合面を考慮に入れてはいるものの結合面においてすべり変位はないものとしており、より実際の圧力分布解析とは言えない。

そこで本研究では、円板状単一ボルト締結体によって構成される基本的な締結部モデルを対象とし、締結部結

合面の境界条件として固着、すべり、離脱の各現象を考慮に入れて、有限要素法によりボルト締結時の結合面の静的挙動を詳細に解析し、結合面の変形挙動、すべり挙動および圧力分布などの各特性について明らかにする。

この締結部結合面の静的挙動は、工作機械の組立精度低下の主要因と考えられるボルト締結による締結部の変形のみならず、工作機械構造の静・動剛性にも大きな影響を及ぼしているものと考えられ、この解明は、それら諸特性発生のメカニズムを明らかにするためにも重要であると思われる。

2. 理 論 解 析 法

2.1 解析方法

有限要素法 (FEM) による本解析の基本となる結合面の境界条件導入法としては、取り扱える接触状態 (固着、すべり、離脱)、計算に必要な時間および記憶容量の削減の可能性などの点で、ボルト締結部の解析に適すると考えられる岡本⁷⁾の方法を採用した。この際、物体間の釣合い方程式は、次のような方法で解いた。まずガウスの消去法に基づくウェーブフロント法により、剛性マトリクスを各弾性体別に接触節点に関するものだけに縮小する。次に、これに境界条件を付加して縮小釣合い方程

* 原稿受付 昭和57年2月5日。昭和56年度精機学会春季大会学術講演会 (昭和56年3月27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 Example of analytical model

式を形成し、掃き出し法によりこの方程式を解き、ウェーブフロント後退代入により全体の方程式の解を求めた。接触状態の収束計算は、縮小釣合い方程式を対象として行い計算効率を高めた。

解析に用いたモデルの一例を図1に示す。本解析では、締結体の外径は80 mm一定とし、ボルト頭部外径 d_h は、六角ボルトを対象とした実験値と比較するため、頭部二面幅と対角距離の平均値とした。また締結力 Q は9.8 kN一定とし、頭部下面の軸部(直径8.2 mm一定)に対応する節点に軸断面内で等応力分布となるように負荷した。ベースモデルは、解析に用いたすべての締結体モデルに対して共通に使用し、材質は鋼であるとして、その縦弾性係数 E は205.8 GPa、ポアソン比 ν は0.3とした。なお、締結体とベースの材質の組合せの影響について検討する場合には、鋼、鋳鉄、アルミニウムの各種材質の組合せについて解析し、この際の鋳鉄の E は147.7 GPa、 ν は0.2とし、アルミニウムの E は72.0 GPa、 ν は0.33であるとした。

境界条件は、ベースと締結体の間の結合面に導入し、ボルト頭部は締結体と一体であるとした。結合面摩擦係数 μ は、池田ら⁹⁾が実験的に求めたナット座部の摩擦係数0.15~0.55を参考にし、0.05, 0.2, 0.4, 0.8, ∞ の各種について解析を行い、結合面摩擦力の影響についても検討を行った。

2.2 理論解析法の妥当性

実験的にボルト締結部結合面の挙動を把握するには、超音波による圧力分布測定が、現状ではもっとも実際的であると考えられるが、後述するように、いまだ若干の問題があるようである。そこでここでは、正確に実験値

(a) $T=10$ mm (b) $T=30$ mm

Fig. 2 Comparison between FEM and experimental result

$d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $\mu=0.4$, $Q=9.8$ kN

が得られている締結体上面の変形を対象として、本解析による理論値との比較検討を行い、結合面の静的挙動に関する本解析法の妥当性について考察する。

図2は、その比較例で、同図(a)は締結体厚さ T が10 mm、同図(b)は T が30 mmの場合で、横軸にはボルト軸心からの距離を、縦軸にはベース側への沈み込み変位を正として締結体上面の変位をとっている。×印はホログラフィ干渉法による実測値⁴⁾であり、○印はそれに対応した本解析法による理論値である。図から明らかに、ボルト頭部周辺で若干差があるものの解析結果は実験結果と比較的良好に対応しており、理論解析法の妥当性が認められる。したがって、結合面の静的挙動の解析に本手法を用いることによって、結合面の挙動をほぼ把握できるものと考えられる。

なお、上図では摩擦係数 μ が0.4の場合を示したが、この係数の場合が、他の条件(締結体厚さ、ボルト寸法)に対しても実験値と比較的良好一致を示した。したがって今後は、この摩擦係数を中心に考察をすすめていくことにする。

3. 解析結果および考察

3.1 締結体厚さの影響

締結体厚さが結合面変形に及ぼす影響について図3に示す。条件は図2の場合と同じであり、左側の一点鎖線は締結体(円板)中心、つまりボルト軸心を、二点鎖線

Fig. 3 Influence of plate thickness on interface deformation

●: Plate, ○: Base
 $d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm; $\mu=0.4$, $Q=9.8$ kN

は変形前の結合面, 円板外周およびボルト穴内周を示している。また, 変形後の結合面に垂直に立てた線は, 結合面のすべり挙動をより明確に示すために設けたもので, 締結体およびベースの対応するそれぞれの線は, 変形前には一致していたことを示している。図より, 締結体厚さが小さい場合には, 結合面の変形が大きく, すべり変位も大きいことがわかる。また接触状態についてみると, 結合面のかかなりの部分がベースより離脱しており, 複数ボルト締結体において板厚が小さい場合は, ボルト本数を増やす必要があることを示している。

以上の結合面変形を図2で示した締結体上面の変形と比較してみると, ボルト頭部座面下では締結体上面の変形の方がかなり大きくなっており, 局部的に締結体上面が変形している。これは, ボルト頭部座面圧力による締結体の圧縮弾性変形の影響と考えられ, ボルト軸心側ほど, この影響が大きいことがわかる。

次に, 結合面圧力分布に及ぼす影響について図4に示す。図は横軸にボルト軸心からの距離を, 縦軸に圧力をとり, 締結体厚さ T が 10 mm と 30 mm について示している。締結体厚さが大きい方が, ボルト軸心側での圧力の急激な上昇が小さく抑えられ, より一様な圧力分布状態となり, 圧力作用範囲も広がっている。この圧力作用範囲に及ぼす影響について更に詳しく示したのが図5である。図は2種類の摩擦係数 μ について示しているが, 両摩擦係数ともに板厚の増大に伴い圧力作用範囲 D_p が直線的に増大している。これより圧力円すい半角 θ は, μ が 0.2 のとき 54.5° , μ が 0.4 のとき 58° と板厚に関係なくほぼ一定となることがわかる。この結果は, 板厚によって圧力円すい半角が変化するとした伊東ら⁹⁾の超音波による圧力分布測定結果とは異なっている。この要因については, 締結される締結体剛性の組合せ(締結体とベース, あるいは締結体と締結体など)および測定可能最小圧力値などの影響が考えられ, 今後さらに検討す

Fig. 4 Influence of plate thickness on interface pressure distribution

$d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $\mu=0.4$, $Q=9.8$ kN

Fig. 5 Influence of plate thickness on effective area of connecting force

$d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $Q=9.8$ kN

る必要がある。

摩擦係数の影響については, 同図からわかるように, 摩擦係数の大きい方が圧力作用範囲が大きく, その影響は, 締結体厚さが大きいほど大きくなっている。これは, 板厚の増大により接触領域が広がり, 結合面摩擦力の影響をより受けやすくなるためと考えられる。したがって, 板厚を大きくすることにより, 結合面のもっている摩擦係数の効果を十分に引き出すことができるものと思われる。

3.2 ボルト頭部寸法の影響

ボルト頭部の変形機構⁹⁾について理論的にすでに明らかにしたように, ボルト頭部の外径が大きく, 高さが小さい場合, 頭部座面に離脱部が生じるので, ボルト頭部と締結体を一体として取り扱っている本解析では, 解析精度が低下する恐れがある。そこで, 頭部外径が大きいものについては, 座面に離脱部が生じない頭部高さについて解析を行う必要がある。したがって, ここでは, ボルト頭部寸法の影響を巨視的に考察する。

まず, 図6に結合面変形に及ぼす影響について示す。同図(a)は頭部外径 d_h が 14 mm で, 頭部高さ H が 5.5 mm, 同図(b)は d_h が 28 mm で, H が 16.5 mm の場合である。図より, 頭部寸法の大きいものほど結合面の

Fig. 6 Influence of bolt head size on interface deformation
 ●; Plate, ○; Base
 $T=10\text{ mm}$, $\mu=0.4$, $Q=9.8\text{ kN}$

Fig. 7 Influence of bolt head size on interface pressure distribution
 $T=10\text{ mm}$, $\mu=0.4$, $Q=9.8\text{ kN}$

Fig. 8 Influence of bolt head size on effective area of connecting force
 $T=10\text{ mm}$, $\mu=0.4$, $Q=9.8\text{ kN}$

変形は小さく、ボルト軸心側でのすべり変位および離脱部分も小さくなることからわかる。

次に圧力分布に及ぼす影響について図7に示す。図は、ボルト頭部高さ H /ボルト頭部外径 d_h が、5.5/14と16.5/28について示している。図より、頭部寸法が大きい方がボルト軸心側での急激な圧力上昇が抑えられ、圧力作用範囲も大きくなっていることがわかる。この圧力作用範囲に及ぼす影響について更に詳細に示したのが図8である。図はボルト頭部高さの大きい場合を示しており、したがってボルト頭部変形の影響は小さいものとし

て、頭部外径を横軸にとってある。また図中の θ は圧力円すい半角であり、各ボルト外径に対して示してある。図をみると、頭部外径の増大に伴い圧力作用範囲は直線的に増大しており、この傾向は実験結果⁴⁾とも良く一致している。また圧力円すい半角は頭部外径の増大とともに減少しており、頭部外径の増分ほどには圧力作用範囲は増大していないことがわかる。このことは、頭部外径が増大しても頭部座面の圧力分布が同様な状態で広がらないことを意味しており、今後、ボルト頭部座面圧力分布状態と結合面圧力分布状態との関係を詳細に検討する必要がある。

以上のようにボルト頭部寸法の増大は、結合面の変形および圧力分布に良い影響を及ぼしている。一方、その増大は経済的に好ましくないという見方もあるが、複数ボルト締結体では、これによりボルト本数を減らすことができる可能性があり、また同じ締結面積で、従来の締結部より剛性および組立精度の向上が期待できることを考えるならば、ボルトを機械部品の一つと考え、例えば剛性を大きく左右する部分に上述のような頭部寸法の大きな特殊ボルトを使うことも検討に値するものと思われる。

3.3 結合面摩擦係数の影響

結合面摩擦係数を実際の結合面においてどの程度変化させることができるかは、今後の課題であるが、この値が結合面静的挙動に及ぼす影響を明らかにすることは、今後の結合面性状のあり方を検討する上でも意味あることと考えられる。

そこでまず、結合面摩擦係数が結合面変形に及ぼす影響について図9に示す。同図(a)は結合面摩擦係数 μ が0.05の場合、同図(b)は μ が0.8の場合を示している。図から明らかのように、摩擦係数が小さい方が結合面面積の半分以上が離脱しており、結合面の変形およびすべり変位が大きくなっている。このような状態は、摩擦係数を大きくすることによって改善されており、摩擦力による結合面の変形抑制効果が大いことがわかる。したがって、精密部品の結合面は、平面度を良くするとともに摩擦係数を大きくすることによってボルト締結による変形、つまり組立精度低下を抑制できるものと考えられる。

次に結合面圧力分布に及ぼす影響を、2種類の摩擦係数 μ について図10に示す。摩擦係数の大きい方がボルト軸心側での急激な圧力の上昇が抑えられ、圧力作用範囲も大きく広がっている。これは図7で示したボルト頭部寸法の影響と同様な傾向であり、頭部寸法 H/d_h が

Fig. 9 Influence of coefficient of friction on interface deformation

●: Plate, ○: Base
 $T=10$ mm, $d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $Q=9.8$ kN

16.5/28の場合とはほぼ同じ値にまで圧力作用範囲が広がっている。しかしながら頭部寸法増大による広がりの方が、圧力の高い状態で広がっており、摩擦力により変形が拘束されて生ずる圧力作用範囲の増大効果より、ボルト頭部により積極的に押さえ込んだ場合の増大効果の方がより好ましいと言える。この圧力作用範囲への結合面摩擦係数の影響について示したのが図11である。図中の θ は圧力円すい半角で、各摩擦係数に対して示してある。図より、摩擦係数の増大により圧力作用範囲は直線的に広がっていくことがわかる。したがって、油圧部品のふたなどの結合面用に、摩擦係数が大きく、平面度の良い加工面が得られる加工法の開発は、気密性を高める点でも意義あることと考える。

3.4 材質の組合せの影響

まず結合面の变形に及ぼす影響について図12に示す。同図(a)は、アルミニウム製締結体と鋼製ベースの組合せ、同図(b)は、鋼製締結体とアルミニウム製ベースの組合せである。鋼製締結体と鋼製ベースの組合せである図3(a)との比較からわかるように、締結体材質の影響はそれほど大きくないが、ベース材質の影響をより大きく受け、ベースの縦弾性係数が小さいと著しく変形が大きくなり、すべり変位も大きくなる。また離脱部分は、ベースの縦弾性係数が大きい方が大きいことがわかる。したがって、複数ボルト締結体の組立精度低下を抑制するためには、ベースの縦弾性係数になるべく大きくし、ボルト本数を増す必要がある。

次に、結合面圧力分布への影響を、図12と同じ材質の組合せについて図13に示す。ベースと比較して締結体の縦弾性係数が大きい方がボルト軸心側での圧力が小さく、圧力作

Fig. 10 Influence of coefficient of friction on interface pressure distribution

$T=10$ mm, $d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $Q=9.8$ kN

Fig. 11 Influence of coefficient of friction on effective area of connecting force

$T=10$ mm, $d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $Q=9.8$ kN

用範囲は大きくなっている。この圧力作用範囲への影響について更に詳細に示したのが図14である。同図(a)は締結体材質の影響を、同図(b)はベース材質の影響を、両者ともに横軸に縦弾性係数をとって示してある。同図(a)から明らかのように、締結体の縦弾性係数の増大に従って、圧力作用範囲はほぼ直線的に増大するが、この

Fig. 12 Influence of material combination on interface deformation

●: Plate, ○: Base
 $T=10$ mm, $d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $\mu=0.4$, $Q=9.8$ kN

Fig. 13 Influence of material combination on inter-face pressure distribution

$T=10$ mm, $d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $\mu=0.4$, $Q=9.8$ kN

(a)

(b)

Fig. 14 Influence of material combination on effective area of connecting force

$T=10$ mm, $d_h=14$ mm, $H=5.5$ mm, $\mu=0.4$, $Q=9.8$ kN

影響はベースの縦弾性係数が大きいほど小さい。また同図(b)から明らかなように、ベースの縦弾性係数の増大に従って、圧力作用範囲はほぼ直線的に減少するが、この影響は締結体の縦弾性係数の小さいものほど小さい。

以上のことから、すでに明らかにした締結体上面の変形¹⁾と同様に、結合面の変形および圧力分布の面からも、締結体およびベースの材質の組合せによって、複数ボルト締結体の最適ボルト位置は変化するものと思われる。

4. ま と め

円板状単一ボルト締結体を対象として、結合面摩擦力などの結合面境界条件を導入して、有限要素法により、締結部結合面の静的挙動について解析した結果次のこと

が明らかとなった。

- (1) 締結体厚さ、ボルト頭部寸法、結合面摩擦係数の増大により、結合面の変形およびすべり変位は小さくなり、また結合面の離脱部分も小さくなり、圧力分布はより一様となる。
- (2) 圧力作用範囲の目安となる圧力円すい半角は、板厚に無関係にほぼ一定となり、板厚の大きいものほど、結合面摩擦係数増大の効果が大きい。
- (3) ボルト頭部外径の増大に伴い、圧力作用範囲は直線的に増大するが、頭部外径の増分ほどには増大しない。
- (4) 結合面摩擦係数の増大に伴い、圧力作用範囲は直線的に増大する。
- (5) 結合面の変形は、締結体よりベースの縦弾性係数の影響をより大きく受ける。
- (6) 締結体の縦弾性係数の増大に伴い圧力作用範囲は直線的に増大し、ベースの場合は直線的に減少する。また、ベースの縦弾性係数が大きいほど締結体材質の影響を受けにくく、締結体の縦弾性係数の小さいほどベース材質の影響を受けにくい。

終わりに、本論文をまとめるにあたり、有益なご教示を頂きました東京工業大学・伊東誼助教授に深甚なる謝意を表します。また解析用データ作成に熱心にご協力頂きました、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: ホログラフィ干渉法による長方形複数ボルト締結体の静的変形特性の考察, 精密機械, **46**, 6 (1980) 747.
- 2) 清水伸二, 伊藤 鎮, 福田理一, 高山 優: 長方形複数ボルト締結体における最適締付間隔に関する解析的考察, 精密機械, **46**, 11 (1980) 1409.
- 3) R. Plock: Die Übergangsstiffigkeit von Schraubenverbindungen, Ind.-Anz., **93**, 27, (1971) 571.
- 4) 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.
- 5) Y. Ito, J. Toyoda and S. Nagata: Intertace Pressure Distribution in a Bolt-flange Assembly, Trans. ASME, Ser. L, **101**, (1979) 330.
- 6) H. H. Gould and B. B. Mikic: Areas of Contact and Pressure Distribution in Bolted Joints, Trans. ASME, Ser. B, **94**, (1972) 864.
- 7) 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.
- 8) 池田 馨, 中川 元, 光永公一: ボルトの締付けについて, 日本機械学会論文集 (第3部), **36**, 290 (1970) 1735.
- 9) 清水伸二, 伊藤 鎮, 福田理一: ボルト頭部変形機構の理論的考察, 昭和56年度精機学会秋季大会学術講演会講演論文集 (1981) 340.