複合材せん断機械継手の力学挙動モニタリング*

(第1報, 基礎となる測定原理)

佐藤 裕^{*1}, 薄 一平^{*1}Monitoring of Mechanical Behaviours of Composite Shear Fastener Joint
(1st Report, Basic Principle of Measurement)Yutaka SATO^{*2} and Ippei SUSUKI^{*2} Japan Aerospace Exploration Agency,
6-13-1 Osawa, Mitaka-shi, Tokyo, 181-0015 Japan

The composite materials have been expanding their application field in aircraft industries taking the advantage of their excellent mechanical properties such as high specific stiffness and strength. At present, the composite materials are come to use not only as thin plate shells but also as thicker strength members. But the failure and fracture process and property of the composites are complicated comparing with usual metallic materials. This paper presents a method to monitor some mechanical behaviors and conditions at composite joint portions using a strain sensor embedded into fastener bolt. This method enables us to grasp the information related to the structural integrity at joint portions online. In this report, the basic principles of the measurement system are shown by numerical calculations for elementary models.

Key Words: Composite Material, Contact Problem, Bearing Strength, Numerical Analysis, Mechanical Joint, Smart Structure

1. 緒 言

先進複合材料は航空機の構造部材としてその適用範囲が拡大している。そのため複合材同士あるいは複合材と金属の組み合わせからなる接合部の信頼性を確保するための設計、強度評価技術を確立するための研究の重要性も益々高まっている。さらに成型技術の進歩に伴い、薄い板状のものばかりではなく積層数が非常に多い厚い部材として用いることへの期待も大きくなってきているが、このような厚い部材では、接着による結合では十分な強度が期待できないこと、また取り外しが容易で保守性が高いことなどの理由から、ファスナを用いた機械式の結合法が採用されることが多い。しかし複合材料の機械継手については長年の研究と経験を有する金属継手と比較した場合には経験が浅く、その設計、評価技術を確立するために検討すべき課題は多く残されている。

機械継手部はいわゆる構造不連続性を有し、接触、摩擦、応力集中といった複雑な力学上の問題が関与する箇所であり、また損傷や破壊の起点ともなり易い箇所である。ファスナやリベット結合部における荷重伝達や強度に関する研究は古くから盛んに行われ⁽¹⁻⁵⁾、強

度予測を目的とした解析ツールの開発も試みられている⁽⁶⁻⁸⁾。継手部における複合材料の強度評価に関連しても複合材ファスナ孔における応力分布解析を中心とした多くの研究がなされている⁽⁹⁻¹³⁾。特にファスナの締め付け力が複合材料の面圧強度に大きな影響をあたえるという報告がなされているが⁽¹⁴⁾、こうした面外方向の力学的効果に関しては今後さらに十分な検討が必要であると思われる。

このような背景のもと、本研究は複合材を適用した機械継手結合部の強度評価法の確立に向け、従来モデル化の段階で無視されることが多く、十分な検討がなされていないファスナ継手における締め付けによる面外方向の拘束力の影響も考慮した複合材/金属せん断継手の力学挙動モニタリング法について、一つの提案を行うものである。本報ではせん断継手が初期の状態から単調に増加する荷重を受ける過程において現れる荷重伝達機構の遷移ならびにファスナが被締結材から実際に受ける力を検知する埋込み型センサの測定原理について、簡単な力学モデルの解析結果に基づく検討結果を報告する。

2. せん断継手の荷重伝達機構

本論文ではファスナによって締結された重ね合わせ機械継手を対象とする。これが主として引張り力を受ける場合せん断継手と呼ばれ、荷重は主としてボルトのせん断抗力を介して一方の部材から他方の部材へ

* 原稿受付 2004 年 1 月 5 日。

^{*1} 正員, 宇宙航空研究開発機構 (〒181-0015 三鷹市大沢 6-13-1)。

E-mail: sato.yutaka@jaxa.jp

Fig.1 Mechanical joint with fastener.

と伝達される。実際にはこの他にファスナ締結力が存在することによる摩擦力も荷重伝達に寄与している。これはファスナの締結力によって変化するものであるが、一般にこの種の継手強度評価に関する解析や実験においてはこの摩擦荷重伝達に対する寄与は破壊荷重の大きさに対して小さいと考えられており、これを考慮した検討はほとんどなされていない。しかし、複合材継手の損傷、破壊強度がファスナ締結力によって影響を受けることがせん断継手を用いた面圧強度試験結果により指摘されていることもあり、この摩擦力をはじめとしてファスナ締結による面外方向拘束力が継手挙動に及ぼす影響についてより詳細な検討が必要であると考えられる。

本章では摩擦力も考慮した場合のせん断機械継手の荷重伝達機構について簡単な考察を行ない、本論文で目的とするモニタリング対象のうちの一つであるせん断継手の荷重伝達機構の変化検知原理について述べる。

2・1 伝達機構の変化 図1に示すように二つの部材がボルトおよびナットからなるファスナによって締結された継手が単調に増加する引張り方向の外力 P を受ける場合を考える。ボルト軸部には締め付け力に対応する様な初期張力 T_F が作用しており、ボルト頭部、ナットおよびワッシャを通じてファスナ孔周りの両部材接触面には法線方向の接触面圧分布力 t_f が生じている。 P がある大きさに達するまで t_f に基づき両部材間には相対的なすべりのない固着領域が生じており、そこに作用するせん断摩擦力が荷重伝達の主体となる(図2参照)。このときボルト軸部自体の変形を伴う面圧荷重伝達は生じない。さらに P が増加しある P_1 となったとき固着領域のうち t_f の小さい箇所から徐々にすべり摩擦状態へと変化し始める。さらに、 P_{11} に達すると全ての領域がすべり摩擦状態となる。一般にすべり摩擦状態のほうが固着状態に比べて摩擦力は小さいことから、図1に示すような1点で結合された継手の場合には P_1 と P_{11} 間の荷重増分は大きくはなくこの遷移は限られた範囲で比較的速度やかに

Fig.2 Load transfer by frictional shear traction.

Fig.3 Load transfer by bearing contact.

終了すると考えられる。またこの遷移過程において図3に示すようなファスナ軸部と両部材のファスナ孔が面圧接触によってボルト軸部の変形を伴う荷重伝達が開始する。

ここで摩擦によって伝達される荷重を P_S 、面圧によるそれを P_B とすると一般に次式が成立する。

$$P = P_S + P_B \quad \text{-----} \quad (1)$$

また上記の遷移過程においては P_S は固着摩擦部分とすべり摩擦部分の寄与分をそれぞれ P_{st} および P_{sl} として

$$P_S = P_{st} + P_{sl} \quad \text{-----} \quad (2)$$

と表すことができる。これらを用いれば単調に増加する場合における P は、荷重伝達機構の変化に基づき以下の3つの領域に区分することができる。

$$\text{I. } 0 < P \leq P_1 : P = P_S, P_S = P_{st} \quad \text{-----} \quad (3)$$

$$\text{II. } P_1 < P < P_{11} : P = P_S + P_B, P_S = P_{st} + P_{sl} \quad (4)$$

$$\text{III. } P \geq P_{11} : P = P_S + P_B, P_S = P_{sl} \quad \text{---} \quad (5)$$

2・2 巨視的力学モデル 前節で述べたファスナ部における荷重伝達機構を考慮すると、継手全体の巨

Fig.4 Model of single fastener joint.

Fig.5 Load-displacement curve of fastener joint.

視的挙動を表すための単純な力学モデルは図4に示すようなものとなる。図中①および②はそれぞれの部材の剛性に対応するばね要素であり、③は面圧接触によるファスナおよびファスナ孔の変形に対応した剛性を表す。さらに④はファスナの締め付けによって両部材の界面に生じる摩擦挙動を表すものであり、前節で述べた領域Ⅰにおいては固着状態となっているが、領域Ⅱにおいては摩擦すべり状態となり両端に変位を生じる。また一般にボルト軸部とファスナ孔にはクリアランスが存在することを考慮したのが⑤である。領域Ⅱにおいて④のすべりによる変位がクリアランスに対応したある値に達したとき初めて⑤が荷重伝達状態となり、③が荷重経路の一部として P_B を伝達することとなる。

この力学モデルに基づき、 P に対する継手両端の伸び量を u とするとき、漸増する P と u の関係を模式的に表したものが図5である。領域Ⅰにおける傾きは図4の①および②の剛性に対応したものである。また領域Ⅱは④が固着状態からすべり状態へと徐々に変化するに伴い⑤が荷重伝達状態となり、③で表される剛性が荷重伝達経路に加わる遷移的過程である。領域Ⅲにおける傾きは④のすべり摩擦力が一定であると仮定するとき、①、②および③の剛性に対応したものである。

2.3 せん断荷重下の軸内部ひずみ場 2.1節で述べたように領域Ⅰの固着摩擦荷重伝達状態から領域Ⅲの面圧接触荷重伝達への遷移を検知するため、面圧接

Fig.6 Cylindrical body with distributed shear force.

触に基づくボルト内部のひずみ場の変化に注目する。ボルト軸部に面圧荷重が作用した場合における軸内部のひずみ場についてまず簡単なモデルを用いて検討を行う。

(1) 解析モデル 直径 d 、長さ l の円筒軸が図6に示すように両端部が拘束された条件のもとで、 $0 < z < l_1$ および $l_1 < z < l$ にそれぞれ対向する線分布荷重 $p_1(z)$ および $p_2(z)$ を受ける場合を考える。ただしこのとき

$$P_B = \int_0^{l_1} p_1(z) dz = - \int_{l_1}^l p_2(z) dz \quad \text{--- (6)}$$

なる関係が成立するものとする。せん断弾性係数およびポアソン比をそれぞれ G 、 ν とし、この荷重によって生じる軸内部のひずみ場に注目する。 $z = l_1$ の断面における平均せん断応力は

$$\tau_{zx} = \frac{4P_B}{\pi d^2} \quad \text{--- (7)}$$

であり、これに対応した平均せん断ひずみは

$$\bar{\gamma}_{zx} = \frac{4P_B}{\pi d^2 G} \quad \text{--- (8)}$$

となる。このとき z 軸上 ($x = y = 0$) におけるひずみ成分 $\varepsilon_z(0,0,z) = \varepsilon_z^c(z)$ は、分布荷重、円筒形状および材料定数に依存する。しかし式(8)の $\bar{\gamma}_{zx}$ を用いれば、 $p_1(z)$ および $p_2(z)$ の分布形状、 d/l 、 l_1/l によって定まる形状および ν だけに依存する

$$\bar{\varepsilon}_z^c(z) = \varepsilon_z^c(z) / \bar{\gamma}_{zx} \quad \text{--- (9)}$$

を定義することができる。

Fig.7 Axial strain distribution along center line.
(Uniformly distributed load case for $d/l=0.5$)

Fig.8 Axial strain distribution along center line.
(Linearly distributed load case for $d/l=0.5$)

Fig.9 Axial strain distribution along center line.
(Uniformly distributed load case for $d/l=0.75$)

Fig.10 Axial strain distribution along center line.
(Linearly distributed load case for $d/l=0.75$)

実際のボルト軸部に作用する $p_1(z)$ および $p_2(z)$ に対応する分布荷重は、ボルトおよび被締結部材の材料定数にも依存するものであり、また荷重に応じて面圧接触面積も変化するのであらかじめ求めることは容易ではない。また単純な分布形状を仮定した場合であっても解析的に解を求めることは困難である。

ここではいくつかの簡単な荷重分布形を仮定し、有限要素法を用いた数値計算により $\varepsilon_z^c(z)$ の評価を試みた。 $p_1(z)$, $p_2(z)$ の分布形としては $p_1(z)$, $p_2(z)$ がともに一様分布である場合

$$p_1(z) = \frac{P_B}{l_1}, \quad p_2(z) = \frac{P_B}{l-l_1} \quad \text{-----} \quad (10)$$

および $p_1(z)$, $p_2(z)$ がそれぞれ

$$p_1(z) = \frac{2P_B z}{l_1^2}, \quad p_2(z) = \frac{2P_B(l-z)}{(l-l_1)^2} \quad \text{-----} \quad (11)$$

によって与えられる線形分布の場合を対象とし、3 次元有限要素解析を行った。

(2) 解析結果 円筒軸の形状については d/l が 0.5 および 0.75 の 2 通りについて、また l_1/l については 0.2, 0.25, 0.33 および 0.5 の 4 通り、さらに ν は 0.2, 0.25, 0.3 および 0.35 の 4 通り変化させた計算を行い、中心軸上に生じる $\varepsilon_z^c(z)$ の分布をポアソン比 $\nu=0.3$ の場合について整理したのが図 7 から 10 である。図中の ↓印は部材 1 と 2 の境目を表している。図 7 および 8 は $d/l=0.5$ について荷重分布がそれぞれ式(10)および(11)で表される場合の $\varepsilon_z^c(z)$ を示したものであり、図 9 および 10 は同じく $d/l=0.75$ のそれである。図 7 および 9 において $l_1/l = 0.50$ の場合では中心軸上のいたるところで軸方向のひずみは生じない。しかしこのケース以外では中心軸上に $\varepsilon_z^c(z)$ が分布し、↓印における値はいずれも正值(伸びひずみ)となっていることが判る。また式(10)で表される一様分布の場合と式(11)で表される線形分布の場合を比較すると、後者の方が↓印における $\varepsilon_z^c(z)$ の値が一般に大きくなる傾向のあることがわかる。また $\varepsilon_z^c(z)$ の最大値についても後者の場合には↓印付近で生じている。図 11 および 12 は、

Fig.11 Effect of thickness combinations of plate on axial strain at interface and influence of Poisson's ratio .
(Uniformly distributed load case, $d/l = 0.75$)

Fig.12 Effect of thickness combinations of plate on axial strain at interface and influence of Poisson's ratio .
(Linearly distributed load case, $d/l = 0.75$)

Fig.13 Axial strain distribution on cross-section.

ポアソン比の影響も含め図 7 から 10 の ↓印における $\varepsilon_z^i(z)$ を l_1/l に対して表したものであり、それぞれ式 (10) および (11) に対する結果である。いずれの場合もポアソン比が大きいほど $\varepsilon_z^i(z)$ は大きくなっている。

これらのことから特別な場合を除き、式 (10) および (11) で表されるような分布荷重が円筒軸外面に作用することにより、円筒中心軸上の部材 1 と 2 の境目付近に円筒軸方向の局所的な伸びひずみが生じ、特に部材 1 と 2 の境目に向かって増加する式 (11) のような荷重分布の場合では $\bar{r}_{zx}$ に対して 10% 程度のひずみ量が検出されることがわかる。図 13 は軸断面における ε_z の分布を表したものであるが、一様分布の場合では中心軸上で $\varepsilon_z^i(z)$ が正值となる領域は極めて限られているが、式 (11) に基づく分布の場合には部材 1 と 2 の境目付近の比較的広い範囲で $\varepsilon_z^i(z)$ が正值をとる領域が存在することがわかる。

2・4 伝達機構遷移点の検知 上で述べた解析結果に基づけば、ボルト内部の適当な位置に生じる局所的な伸びひずみを測定することができれば、荷重の増

Fig.14 Local axial strain behavior with increasing load.

加に伴う摩擦固着による荷重伝達状態から面圧接触を含む伝達状態への遷移荷重を特定することができる。局所的な伸びひずみを測定する手段としては、ボルト内部にその径に比して小径の光ファイバひずみセンサを埋め込むこと等が考えられる。すなわちこのセンサにより計測される局所的なボルト軸方向ひずみは、図 14 に示すように固着摩擦状態においてはほとんど変化することがなく、すべり摩擦と面圧接触の開始とともに増加傾向に転じ、これによって伝達機構の遷移を検知することが可能であると考えられる。

この遷移荷重はファスナの締め付け力によって異なり、荷重と伸びひずみの関係は図 15 に示すようなものとなることが予想できる。締め付け力が無い場合はピン結合状態であり、上記遷移領域はなく荷重の増加とともに直ちに面圧接触状態となり局所伸びひずみが生じることとなる。

Fig.15 Axial strain behavior with different clamping force.

2.5 面圧荷重の測定 面圧荷重に対応して生じる局所伸びひずみ量は、板厚や材料の組み合わせ、またひずみセンサを埋め込む位置等によって異なってくるが、同一条件のもとでは面圧荷重値とひずみ量は一意に対応することを利用し、ひずみセンサを埋め込んだボルトを面圧接触によりファスナ部で伝達されるせん断荷重測定を行うための変換器として用いることができる。図 14 の領域 III における接線係数 $dP/d\varepsilon_z$ は荷重増加に伴うすべり摩擦力の変化がない場合には局所伸びひずみ増分に対する面圧荷重増分を表している。 $dP/d\varepsilon_z$ は面圧接触部分における接触面積が荷重によって変化することから部材、ボルトを線形弾性体として取り扱う場合であっても厳密には一定値とはならないが、次章で示される数値解析結果や実験などからこれが広い荷重範囲でほぼ一定値とみなせる領域が存在することが確かめられており、その場合にはより簡便に局所ひずみから面圧荷重の計測ができることとなる(図 16 参照)。

3. 数値シミュレーション

前章では面圧荷重の分布を最も単純化した場合についてボルト軸内部に生じるひずみ分布を解析し、その結果に基づいた検討を行ったが、実際の継手では面圧荷重分布は結合する部材やボルトの材料定数や荷重レベルによっても影響を受ける。そこで本章では複合材継手を対象とした有限要素法によるシミュレーション解析を行い前章で述べた測定原理の検証を行う。

3.1 有限要素解析モデル 図 17 に解析対象としたせん断機械継手モデルを示す。解析は対称性を考慮し 1/8 の領域に対して行っており、全体としては 2 枚のチタン合金板(板厚 10mm)を 2 枚の CFRP 板(板厚 4mm)ではさみ、2 本のチタン合金製のファスナで結合したものを想定している。本解析では CFRP は均質等方性を仮定してし、図中に示すようなヤング率 E 、ポ

Fig.16 Separation of contributions by friction and bearing contact load.

Fig.17 FEM simulation model of CFRP/Ti mechanical joint.

Fig.18 Load-displacement curve evaluated by numerical simulation.

アソン比 ν を用いた。ファスナの締め付け力は 5kN の引張り荷重に対応する応力を初期値として与えることによって考慮した。さらに本解析モデルは 3 つの部材からなっているが、部材相互の接触は全て考慮し、静止摩擦係数および動摩擦係数はともに 0.3 を仮定した。

3.2 荷重-変位関係 図 18 は単調に増加する荷重を作用させた場合の荷重と荷重点変位の関係を表したものである。これは 2.2 の図 4 で示したモデルに従

Fig.19 Distribution of surface tractions by contact bearing.

って予想される図5の曲線に対応するものとなっており、荷重伝達機構の変化が結合部の巨視的挙動に与える影響は図4のような単純なモデルで表現できることが本シミュレーション解析によっても裏付けられた。この場合図5における P_I および P_{II} はそれぞれおよそ4kNおよび10kNであり、また図4で①および②で表されたばねの直列合成ばね定数 k_{12} は142kN/mm、さらに③を直列に加えた場合のそれ k_{123} は110kN/mmとなっており、これより③のばね定数 k_3 は488kN/mmとなることが以下に示す関係により求められる。

$$k_{123} = \frac{1}{1/k_{12} + 1/k_3} \quad \text{-----} \quad (12)$$

3.3 面圧接触応力分布 ボルト軸部とファスナ孔との接触状態は接合部材の材料定数や板厚比等の幾何学的条件に加え、荷重レベルによっても変化する。2・3節ではこれを単純な線分布荷重として取り扱ったが、本シミュレーション解析によって求められた面圧応力分布は図19で表されるようなものである。荷重に伴いボルトに作用するモーメントを考えると一般にヤング率の大きい場合ほど両部材の界面に近い部分の面圧が大きくなることが予想されるが、この図からTi材の面圧応力分布に比べ、ヤング率の小さいCFRP材のそれは板厚方向に比較的一様なものとなっていることがわかる。

3.4 ボルト内部のひずみ分布

図20はボルト断

Fig.20 Axial strain distribution on cross-section of bolt.

Fig.21 Axial strain Distribution along centerline of bolt.

Fig.22 Local axial strain behavior with increasing load.

面におけるボルト軸方向のひずみ分布を示したものである。ただしファスナ締め付けによって生じる初期ひずみ分は差し引いたものである。本解析ではボルトはその頭部も含めたモデル化がなされている。そのため単なる軸部からなる場合とその分布も異なったものとなってくる。しかしながら図13の式(11)に従う荷重分布に基づく結果と比較すると、両部材界面近傍ではやはり広い範囲にわたって ε_z が正の値をとる領域が存在していることがわかる。ボルト中心軸上におけるひずみ $\varepsilon_z^c(z)$ の分布を図21に示す。

3.5 局所伸びひずみの変化 図22は荷重の増加に伴うボルト中心軸上、両部材界面部($z/l = 0$)における ε_z の変化を示したものであり、図15に対応するものである。ファスナ締め付けによるひずみ880 $\mu\text{m/m}$ を初期値として4kN付近までひずみ値がほとんど変化していないことがわかる。これは図18の荷重-荷重点変位曲線における P_I に対応したものとなっている。

4. 結 言

本報ではボルトに埋め込まれたひずみセンサを用いたせん断荷重を受ける複合材機械継手の荷重伝達機構の遷移、また接触面圧荷重の定量的把握といった力学挙動モニタリングに関して、簡単な力学モデルと有限要素シミュレーション解析結果などを通じて原理的な面からの検討を行った結果、本方法がその目的に対し十分期待が持てるものであることが裏付けられた。本方法の実用化により、従来直接的な測定が難しかった多点で結合された機械継手における各ファスナに作用する荷重の分担比なども直接計測できる可能性があり、複合材継手のより効率的な設計、評価に対して有用であると考えられる。

次報では、実際にセンサを埋め込んだファスナを用い、実験的な面から提案した方法の有用性を検証する。

文 献

- (1) 例えば, 日本鋼構造協会編, 鋼構造接合資料集成, 技報告堂出版, (1977).
- (2) Rutman, A., Viisoreanu, A. and Parady, J.A.Jr., Fasteners Modeling for MSC.Nastran Finite Element Analysis, AIAA Proceedings 2000-01-5585(2000), 1-18.
- (3) Barrett, R.T., Fastener Design Manual, NASA Reference Publication 1228(1990), 1-95.
- (4) Brombolich, L.J., Elastic-Plastic Analysis of Stresses Near Fastener Holes, AIAA Proceedings 73-252(1973), 1-7.
- (5) Miller, R. J., Jarmon, D. C. and Moree, J. C., Design and Validation of High Temperature Composite Fasteners, AIAA Proceedings 98-1998(1998), 2444-2451.
- (6) Glaessgen, E. H., Raju, I. S. and Poe, C. C. Jr., Delamination and Stitch Failure in Stitched Composite Joints, AIAA Proceedings 99-1247(1999), 486-507.
- (7) Rastogi, N., Xie, M. and Soni, S. R., Strength Prediction Codes for Bolted Joints in Composite Structures, AIAA Proceedings 97-1223(1997) 1088-1098.
- (8) Rosenfeld, S. J., Analytical and Experimental Investigation of Bolted Joints, NACA TN No.1458 (1947).
- (9) Cope, D. A. and Lacy, T. E., Stress Intensity Determination in Lap Joints with Mechanical Fasteners, AIAA proceedings 2000-1368(2000), 1-10.
- (10) Tate, M. B. and Rosenfeld, S. J., National Advisory Committee for Aeronautics, NACA TN No.1051(1946).
- (11) Young, R. D., Rose, C. A. and Starnes, J. H. Jr., Skin, Stinger, and Fastener Loads in Buckled Fuselage Panels, AIAA Proceedings 2001-1326(2001), 1-18.
- (12) You, J., Scaling Effect of Mechanical Fastening on Thick Composite Structures, AIAA Proceedings 98-0012(1998), 1-5.
- (13) Glackin, J. J. and Gowen, E. F. Jr., Evaluation of Fasteners and Fastener Materials for Space Vehicles, NASA CR 375, (1966).
- (14) Gamwell, W. R., NASA-Wide Fastener Technical Interchange Meeting (TIM), NASA Conference Publication 3308, (1995).