フィレットを持つ重ね合せ接着継手の応力分布と疲労強度[†]

今 中 誠* 岸 本 和 一 郎**
 沖 田 耕 三** 中 山 英 明***

Fatigue Strength and Stress Distribution of Adhesive Bonded Lap Joints with Fillet

by

Makoto IMANAKA*, Waichiro KISHIMOTO**, Kozo OKITA**
 and Hideaki NAKAYAMA***

In adhesive bonded lap joints, stress in the adhesive layer is concentrated at the lap end because of difference in elastic moduli of constituents and abrupt thickness change. Hence, in order to improve the joint strength by reducing the stress concentration in the adhesive layer, it is practiced in industry to form it with a fillet of adhesive spew or to round the corners of the adherend. However, there are few studies on the fatigue strength characteristics of these improved adhesive joints.

In order to investigate the relation between the fatigue strength of these joints and the local stress distribution near the lap end, a series of fatigue tests were conducted on the adhesive bonded lap joints with an adhesive fillet plus a rounded adherend, and the local stress near the adherend corner was analysed by FEM. Furthermore, the fatigue crack propagation behavior was observed with an optical microscope.

As a result, It is confirmed that the fatigue strength of lap joints with different corner radii can be standardized by the maximum value of maximum shear stress near the lap end.

Key words : Adhesive joint, Fatigue test, FEM analysis, Lap joint, Fillet, Stress distribution, Regression analysis

1 緒 言

最近、接着接合法が機械構造要素の接合にまで及んでおり、接着継手の設計や品質管理の観点から接着継手の強度特性の明確化、さらには強度推定法の確立が求められている。そのため、接着継手の応力解析や継手の強度特性に関する研究が増加しつつあるが、継手の耐久性、特に機械設計時に必要となる疲労強度推定に関する研究はごくわずかである。^{2),3)}

そこで、筆者らは接着継手の応力分布と疲労強度の関係について検討を行い、接着継手の疲労強度推定について研究を行っている。前報では重ね合せ接着継手ならびに接着軸継手の疲労強度推定を試みた。^{4)~6)}

重ね合せ接着継手は実用上広く用いられている継手様式であることから、種々の強度向上方法が開発されている。その一つの方法として、接着層端部における応力集中を低下させることにより継手強度の向上を図る目的で接着層の端部にフィレットをもうけることや、さらに接着部端部の被着体コーナー部に縁取りを行う

等の施工方法が実用上行われている。しかし、フィレット部の局所的な応力集中を解析することは困難であるため、このようなフィレットを持つ重ね合せ接着継手の強度推定に関する研究は静的荷重下においてごく最近になって行われ始めたにすぎない。⁷⁾

そこで、本研究では、フィレットを持つ重ね合せ接着継手の疲労強度の評価を行う目的で、コーナー部の縁取り半径の異なる接着継手を用いて、局所的な応力分布と疲労強度の関係について検討を行った。すなわち、フィレット部近傍の局所的な応力分布を有限要素法により解析し、局所的な最大応力と疲労強度との関係について検討を行うとともに、疲労き裂の発生・進展過程の観察を行った。その結果、接着層における最大せん断応力の最大値によりコーナー半径の異なる継手の疲労強度の標準化が可能であることを確認した。

2 実験方法

本研究では接着剤として主剤にエポキシ樹脂 (Epikote 828)、硬化剤にポリアミド樹脂 (Versamid

† 原稿受理 昭和63年12月26日 Received Dec. 26, 1988

* 正 会 員 兵庫県立工業試験場 神戸市須磨区行平町, Industrial Research Institute of Hyogo Prefecture, Yukihiro-cho, Suma-ku, Kobe

** 兵庫県立工業試験場 神戸市須磨区行平町, Industrial Research Institute of Hyogo Prefecture, Yukihiro-cho, Suma-ku, Kobe

*** 正 会 員 大阪産業大学短期大学部 大東市中垣内, Faculty of Junior College of Automobile Industries, Osaka Sangyo University, Nakagaito, Daito

Fig. 1. Shape and sizes of the lap joint specimen with fillet.

(a)

(b)

Fig. 2. Shape and sizes of the butt joint of thin wall tube specimens for (a) pull-pull and (b) torsional fatigue tests.

115)を用いた。Fig. 1に冷間圧延鋼板を被着体とする重ね合せ接着継手の形状・寸法を示す。本試験片は、ラップ端にフィレットを持ち、さらに図中にRの記号を付して示す0.3 mmおよび3.0 mmの半径で縁取りされている。Fig. 2に機械構造用炭素鋼(JIS, S45C)を被着体とする引張-引張ならびにねじり疲労試験用突合せ接着継手試験片の形状・寸法を示す。

接着継手試験片の作成条件を以下に示す。主剤と硬化剤の混合比は重量比で6:4とし、混合に際しては気泡の混入を防ぐため10 mmHgの減圧下でかく拌を行った。また、被着体試験片は表面をコランダムペーパー # 320 meshにより乾式研磨したのち、接着に供した。これら試験片は接着剤を塗布したのち、接着治具に固定し、電気炉内で110°C、3時間の硬化処理を行ったのちに炉冷し、室温で24時間放置後、疲労試験に供した。なお、接着層厚さは、重ね合せ継手では直径0.3 mmのガラスピースを数個挿入することにより0.3 mmに、また突合せ継手では直径0.1 mmのガラスピースを数個挿入することにより0.1 mmに設

定した。

引張-引張疲労試験は、容量30 kNの電気油圧サーボ式疲労試験機を用い、応力比 $R=0.1$ 、荷重繰返し速度30 Hzの条件下で行った。また、ねじり疲労試験は容量500 Nmのシェンク式疲労試験機により応力比 $R=0.1$ 、荷重繰返し速度15 Hzの条件下で行った。また、突合せ接着継手試験片の疲労試験には、軸芯のずれを防ぐため、試験片の両端にそれぞれユニバーサルジョイントを介して疲労試験機に取りつけた。また、接着剤の剛性率はねじり振子型粘弾性測定装置(レスカ社)を用いて測定した。

さらに、本実験では疲労試験に際して、実体顕微鏡にビデオカメラを取りつけ疲労き裂の発生・進展挙動を観察した。

3 応力解析

接着継手の疲労強度ならびに疲労き裂の進展挙動と接着層の応力分布の関連を調べるため、汎用有限要素プログラムMARCを用いて、フィレットを持つ重ね合せ接着継手ならびに突合せ接着継手の応力解析を行った。

3.1 フィレット部の応力解析

Fig. 1に示した重ね合せ接着継手の応力解析に際しては、Fig. 3に示すような境界条件に基づき平面ひずみ状態を仮定して解析を行った。すなわち、固定部の先端およびボルト固定部の x 、 y 方向を固定し、荷重が負荷される側の先端およびボルト固定部の y 方向を拘束した、荷重は先端部に集中荷重として加えた。さらに、フィレット部の詳細な応力分布を求めるため同図に示すような部分についてズーム解析を行った。ズーム解析時の要素分割の一例は同図に示す通りである。なお、接着層の材料定数としては、接着

Fig. 3. Boundary conditions and mesh pattern for lap joint specimen.

Fig. 4. Distribution of principal stress near the lap end ($R=0.3$ mm).

Fig. 5. Distribution of principal stress near the lap end ($R=3.0$ mm).

層のせん断弾性率 490 MPa, ポアソン比 0.33 を, 被着体についてはヤング率 206 GPa, ポアソン比 0.33 を採用した。ここでは主応力ならびに最大せん断応力分布について解析を行った。Fig. 4, 5 にそれぞれコーナー半径 3 mm および 0.3 mm の場合のラップ端コーナー近傍における接着層の主応力方向ならびにその大きさを示す。図より Fig. 4, 5 とともに主応力の方向は下部接着層界面に対してほぼ 45° の方向であり, コーナーの縁取り開始点に接近するにつれて, σ_1 , σ_2 とともに増加することが観察される。

Fig. 6 はそれぞれコーナー半径 3 mm および 0.3 mm の場合についてラップ端コーナー近傍における接着層の主応力分布を等応力線図により示したものである。図より, コーナー半径 3 mm および 0.3 mm の場合ともコーナー半径開始点付近の上部接着層界面近傍において応力集中に生じていることが, さらににはコーナー半径の減少につれて応力集中の割合が増加することが認められる。

Fig. 7 は Fig. 6 と同じ箇所について接着層の最大せん断応力分布を等応力線図により示したものである。図より, 主応力分布の等応力線図の場合と同様にコーナー半径 3 mm および 0.3 mm の場合ともコーナー半径開始点付近の上部接着層界面近傍において応力集中を生じ, コーナー半径の減少につれて応力集中の割合

(a) $R=0.3$ mm

(b) $R=3.0$ mm

Fig. 6. Equi-stress contour for principal stress.

(a) $R=0.3$ mm

(b) $R=3.0$ mm

Fig. 7. Equi-stress contour for maximum shear stress.

が増加することが認められる。なお, コーナー半径の減少に伴う応力集中の増加の割合は主応力の場合に比べて低下していることが認められる。

Table I にコーナー半径 3 mm および 0.3 mm の場

Table I. Values of stress concentration ratio of the adhesive joints.

	Radius of corner R (mm)	$\sigma_{1\max}/\tau_{ave}$	$(\tau_{\max}/\max)/\tau_{ave}$	$\sigma_{1\max}/(\tau_{\max}/\max)$
Lap joints	0.3	3.99	2.20	1.81
	3.0	2.55	1.86	1.37
Butt joint (pull-pull)				3.48

Fig. 8. Boundary conditions for butt joint specimen.

Fig. 9. Stress distributions along the adhesive layer of the butt joint.

合について、主応力ならびに最大せん断応力の最大値を平均せん断応力で除した値を示す。

3・2 突合せ接着継手の応力解析

Fig. 2(a)に示す引張荷重下での突合せ接着継手の応力解析を行うに際しては二次元軸対称問題として解析を行った。なお、境界条件はFig. 8に示すように接着層の中央部において z 方向の変位を拘束し、A-A'面に強制変位 $\Delta l=0.5\text{ mm}$ を与えた。また、要素分割は r 方向に20分割、 z 方向に8分割とした。また、材料定数は重ね合せ継手解析の場合と同一の値を用いた。Fig. 9に接着層の厚さ方向に平均化された接着層における主応力ならびに最大せん断応力の分布を示す。同図において、縦軸は被着体上端部における z 方向の平均引張応力で各応力を平均化した値を、横軸は円筒肉厚 r_o-r_i の値で円筒内径からの距離で無次元化した値を示している。

同図より、主応力と最大せん断応力は両端付近でわずかに減少ならびに増加する傾向を示すが、両者ともそれぞれ半径方向に一樣に1および0.38と一定値を示すことが認められる。なお、均質の素材を引張った場合の最大せん断応力は主応力の1/2であり、0.28

と0.5より小さい値を示すのは接着層界面における拘束のためと考えられる。

ねじり荷重下においては、接着層におけるせん断応力は内筒から外筒に近づくにつれて外半径/内半径の比率に比例して増加する。Fig. 2に示したねじり疲労試験片では $\tau_{\max}/\tau_{\min}=1.1$ である。

4 実験結果および考察

4・1 疲労試験結果

平均せん断応力範囲で整理した重ね合せ接着継手の疲労試験結果をFig. 10に示す。図よりコーナー半径が0.3 mmから3 mmに増加することに伴い疲労限度で約30%程度の増加が認められる。この原因としては前節、Table Iに示したようにコーナー半径の減少に伴う応力集中の増加によるものと考えられる。Fig. 11はコーナー半径 $R=0.3$ と3 mmの継手について、それぞれ比較的測定データの多く、疲労寿命が 10^4 回から 10^5 回の範囲にある6~6.2 MPaおよび7~7.4 MPaの平均せん断応力範囲における疲労寿命分布を対数正規確率紙上にプロットしたものである。図よりまず両者の疲労寿命分布はともに対数正規分布をなすこと、また両直線の傾きはほぼ等しいことが認められる。Fig. 10の結果はコーナー半径は疲労強度の平均値に影響を与えるが、疲労寿命の分布形に基本的な影響を与えないことを示している。なお、Table IIは、Fig. 11に示した $R=0.3$ と3 mmの継手の疲労寿命の

Fig. 10. S-N relations (lap joints).

Fig. 11. Fatigue life distributions of lap joints (arranged by average shear stress).

Table II. Statistical results of lap joints.

	Radius of corner R (mm)	Sample size	Mean value of stress cycles to failure M	Coefficient of variation of stress cycles to failure S_v
Arranged by average shear stress	0.3	13	42900	0.7638
	3.0	12	25408	0.6756
Arranged by maximum shear stress		25	34504	0.8074

Fig. 12. S-N relations (butt joints).

平均値ならびに変動係数を示している。同図より、変動係数は半径 $R=0.3$ の方がやや大きくなっている。

Fig. 12 には、重ね合せ継手の疲労強度標準化の基準となるほぼ均一な応力分布の得られる突合せ接着継手の引張-引張ならびにねじり疲労試験結果を示している。図において、縦軸は引張-引張荷重下の場合 y 方向の引張応力範囲、ねじり荷重下の場合にはせん断応力範囲を表している。同図より突合せ継手の疲労強度は平均せん断応力範囲で整理した重ね合せ接着継手の疲労強度の2倍以上であり、さらに引張-引張荷重下の疲労強度はねじり荷重下の疲労強度を下回ることが認められる。

4.2 疲労強度の標準化

重ね合せ接着継手の疲労強度と応力分布の関係を明確化するため、接着層の主応力の最大値ならびに最大せん断応力の最大値により、重ね合せ継手の疲労強度の標準化を試み、さらに均一な応力分布の得られる突

Fig. 13. S-N relations standardised by maximum values of principal stress in the adhesive layers.

Table III. Results of regression analysis of fatigue test data for lap joints.

	Regression coefficients		Correlation coefficient R
	Intercept $\log A$	Slope a	
Arranged by average shear stress	1.293	-0.1082	-0.878
Arranged by principal stress	1.803	-0.1100	-0.750
Arranged by maximum shear stress	1.601	-0.1088	-0.924

($\log \sigma = a \log N_f + \log A$)

合せ接着継手の疲労強度との比較を行う。

Fig. 13 は、Fig. 10 に示した平均せん断応力により整理された重ね合せ継手の S-N 関係を主応力の最大値により標準化した結果である。図中には突合せ継手の引張-引張荷重下における疲労強度も合わせて示している。図より、突合せ継手の疲労強度は重ね合せ継手の σ_p-N_f 線図のほぼ中央に位置するが、 $R=0.3$ mm のデータは $R=3.0$ mm の場合より高強度を示す傾向がみとめられる。なお、平均せん断応力、主応力の最大値ならびに最大せん断応力の最大値により標準化した S-N 関係の回帰分析結果を Table III に示している。これより、主応力の最大値により整理した場合、平均せん断応力により整理した結果と比較して相関係数が減少する傾向にある。Adams らは CFRP を被着体とする重ね合せ被着継手においてコーナー部の半径を増加させることによりコーナー部近傍の主応力の最大値が減少し、継手の静的強度が大きく向上することを示し、さらに、継手の静的強度はフィレット部の主応力の最大値により推定できることを示している⁷⁾。しかし、Fig. 10 に示したように疲労荷重下では静的荷重下とは異なりコーナー半径の増加にともなう継手強度の増加の割合はわずかである。これらのことから、疲労強度推定に際して、主応力の最大値は継手の疲労強度を決定する代表値としては不適当と考えられる。

次に、せん断応力の最大値により標準化した結果を Fig. 14 に示す。図中には引張-引張ならびにねじり荷重下における突合せ継手の最大せん断応力により整理した疲労試験結果も合わせて示している。また、図中の2本の破線は後に述べる推定 S-N 曲線である。図

Fig. 14. S-N relation standardised by maximum values of maximum shear stress in the adhesive layers.

Fig. 15. Fatigue life distributions of lap joint (arranged by maximum shear stress).

より、重ね合せ継手の疲労試験結果は $\tau_{\max}-N_f$ 線図上でコーナー半径の違いによる疲労強度の傾向的な差異は認められず、さらに Table III よりこの場合の相関係数は最大値を示している。

Fig. 15 はデータ点数の多い 13~14 MPa の最大せん断応力範囲における寿命分布を対数正規確率紙上にプロットしたものである。同図より分布はほぼ直線関係にあることが認められる。また、Fig. 15 に示す $R=0.3$ と 3 mm を併せた疲労寿命の平均値ならびに変動係数も Table II に示している。Table II より平均せん断応力により整理した $R=0.3$ mm の場合と比較して最大せん断応力で整理した場合の変動係数の増加は 5.7% となっており、平均せん断応力により整理したコーナー半径 0.3 mm の試験片の寿命分布とはほぼ同程度のばらつきであることが認められる。これらの結果から最大せん断応力の方が主応力の最大値よりも高精度に継手の疲労強度を推定できるものと考えられる。最近の溶接継手の疲労強度推定の研究においても、疲労き裂の発生寿命の最大応力による標準化を行うに際しては、多軸性の影響を受ける場合には最大せん断応

Fig. 16. Effect of principal stress on the fatigue strength of adhesive joints.

力のほうが精度良く推定できるとされている⁹⁾。さらに、本実験で用いた接着継手においては疲労き裂の進展期間が短く、疲労き裂発生寿命と破断寿命はほぼ等しい。このことから、本実験の結果に対しては最大せん断応力による疲労強度の標準化が妥当であると考えられる。

一方、Fig. 14 に見られるようにせん断応力のみ負荷されるねじり荷重下の突合せ継手の疲労強度と比較すると主応力の増加につれて重ね合わせ継手では約 1/2 程度に、引張荷重下の突合せ継手では約 1/4 程度に減少しており、重ね合せ継手の疲労強度はねじりならびに引張荷重下の突合せ継手のほぼ中間に位置していることが認められる。このように接着継手の疲労強度は主応力の影響を大きくうけることが予想される。そこで、Fig. 16 に疲労強度に及ぼす主応力の最大値の影響を示す。縦軸は破断繰返し数 5×10^5 回での最大せん断応力範囲で整理された疲労強度を、横軸は主応力の最大せん断応力に対する比を示している。なお、縦軸はねじり荷重下での突合せ継手の疲労強度により正規化されている。図より主応力の影響の増加に伴い疲労強度が低下すること、ならびに引張荷重下における突合せ継手の主応力の最大せん断応力に対する比は重ね合せ継手の約 2 倍程度であることが認められる。このことから、図の縦軸に示される値は最大せん断応力で整理した場合の疲労強度の主応力による疲労強度の低下割合を示す補正係数を表しているものと考えられる。これらの結果をもとに、ねじり荷重下の突合せ継手の疲労強度に基づく疲労強度の推定方法について検討を行う。Fig. 14 において、破線は重ね合せならびに引張荷重下の突合せ継手についてねじり荷重下における突合せ継手の疲労強度に Fig. 16 に示した補正係数を乗じた推定線を示す。図より、推定線と実験結果とは良く一致していることが認められる。

Fig. 17 は疲労き裂の発生ならびに進展挙動を示している。図より、疲労き裂は応力集中箇所であるコーナー部近傍より発生し下部接着層界面に対してほぼ

Fig. 17. Example of fatigue crack propagation behavior.

45° の方向に進展していること, すなわち, Fig. 4, 5 に示した主応力方向にほぼ垂直に進展していることが観察される。これらのことから, せん断応力により発生した疲労き裂は主応力によりモード I 形式の進展を示すものと考えられる。FRP を被着体とする重ね合せ接着継手においても疲労き裂の進展はモード I, II の混合モードにおいてもモード I のエネルギー解放率 ΔJ_I が支配的であることが示されている¹⁰⁾。

これらの結果から, 疲労き裂の発生には最大せん断応力が支配的であり, 疲労き裂の進展はモード I すなわち主応力に支配的な進展挙動を示すものと推察される。さらに, 本接着継手においては, き裂の進展寿命はき裂の発生寿命に比べて短いため, 疲労寿命はほぼ最大せん断応力の最大値により推定できるものと考えられる。

5 結 言

フィレットを持つ重ね合せ接着継手のフィレット部における応力解析を有限要素法により行うとともに, 疲労試験を行い, 応力分布と継手の疲労強度の関係について検討を行った。得られた主な結論は次のとおりである。

(1) 有限要素法による応力解析の結果から, 主応力ならびに最大せん断応力の最大値ともにコーナーの縁取り開始点付近の上部接着層界面近傍において応力集中を生じ, さらにはコーナー半径の減少につれて応力集中の割合が増加することが認められた。

(2) 重ね合せ接着継手の $\Delta \tau_{ave} - N_f$ 関係からコーナー半径の増加により疲労強度が増加することが認められた。

(3) 疲労き裂は応力集中箇所であるコーナー部近傍より発生し, 主応力方向にほぼ垂直に進展していることが観察された。

(4) フィレットを持つ重ね合せ接着継手の疲労強度をフィレット部におけるせん断応力の最大値により整理したところ, コーナー半径の異なる重ね合せ接着継手の疲労強度はほぼ標準化することができた。

(昭和63年11月9日 第19回疲労シンポジウムにて講演)

参 考 文 献

- 1) 例えば, A. J. Kinloch, J. of Mat. Sci., **17**, 617 (1982).
- 2) 山崎利春, 千葉和夫, 市川以知郎, 材料, **35**, 158 (1986).
- 3) R. H. Martin and G. N. Sage, Composite Structures, **6**, 141 (1986).
- 4) 今中 誠, 岸本和一郎, 沖田耕三, 中山英明, 白戸綾平, 材料, **35**, 623 (1986).
- 5) M. Imanaka, Y. Fukuchi, W. Kishimoto, K. Okita, H. Nakayama and H. Nagai, Trans ASME Ser. H, **110**, 350 (1988).
- 6) M. Imanaka, W. Kishimoto, K. Okita, H. Nakayama and H. Nagai, Int. J. of Frac., in press.
- 7) R. D. Adams and J. A. Harris, Int. J. of Adhesive, **7**, 69 (1987).
- 8) R. D. Adams, J. Coddendale and N. A. Peppiatt, J. of Strain Anal., **13**, 1 (1978).
- 9) 飯田國廣, “溶接継手の強度” 溶接全書17, 211 (1979) 産報出版.
- 10) B. Dattaguru and R. A. Everett, Trans ASME Ser. H, **106**, 59 (1984).