

〈論文〉

(受理：昭和60年10月1日)

境界要素法による接着継手の応力解析
と破壊強度試験

西川 哲也*，原 賀 康 介*

要 旨

われわれが以前に作成したパソコン用の応力解析プログラムの解析要素数を増加させるため、記憶容量の大きな大型計算機用に作成し直した。

本研究では、種々の継手の応力解析を行ない、またこれらの継手の破壊試験を行なった。そしてこのプログラムによる解の妥当性を確認するために、応力解析結果から継手の強度を予測し、実際の破壊強度と比較した。なお、強度の予測に際し、円柱の突き合わせ継手の振り試験による剪断強度と、引張試験による引張強度を測定し、破壊は最大主応力説に従うとした。

これらの結果、継手の強度予測値は実測値とほぼ同じ値となり、このプログラムによる解の妥当性がほぼ確認できた。

1. 緒 言

接着接合を各種接合部分に有効に取り入れるためには、その安全性の裏づけとして接着接合部の応力解析が必要不可欠である。しかし種々の接着接合部に対する応力解析は、その形状や負荷条件等により、材料力学的解析はほとんど困難であり汎用的な数値解析手段によらざるを得ない。

そこでわれわれは、この数値解析手段として境界要素法の適用を考え、2次元弾性応力解析プログラムを作成した。このプログラムは従来パーソナルコンピューター(MULTI-16)用であったため、メモリー容量の点からその解析要素数が少なく、従って簡単な形状でかつ粗い要素分割での解析にとどまっていた¹⁾。そのため、種々の継手形状に対して境界要素法を適用した場合、その解の精度はどの程度のものか、また現実問題として数値解析上どの程度の問題まで解けるのかといったことが未知であった。

そこで、このプログラムを大型計算機(CØSMØ 900-II)用書き直し、解析要素数を大きく増加させ、種々の継手の応力解析を行ない、その解の妥当性をこれらの継手の破壊強度試験との対応により検討した。なお、数値解の精度の確認は、解析解の得られているものと比較

するのが一般的であるが、接着継手に対しては、厳密な意味での解析解はなく、また歪ゲージ等を用いた歪の測定による解の確認も、接着層が薄すぎるためほとんど不可能である。そのため間接的な手段とも考えられるが、継手の破壊強度との対応により行なった。

2. 継手の形状、寸法、材質

境界要素法による数値解析、及び破壊強度試験に用いた継手は、プログラムが弾性解析のため以下の点を考慮して決定した。

- ① 接着剤がほぼ弾性変形内で破壊することが期待できるような脆い接着剤
- ② 被着体が弾性変形内で、接着部が破壊する程度の強度をもつ接着剤
- ③ 被着体が塑性変形しない程度の剛性(厚さ)を持つ被着体

以上のことを考えて、Fig. 1に示す3種類の継手形状を決めた。ここでモデルSは、一般的な単純重ね合わせ継手、モデルCは被着体端部に45°の切りそぎをつけたもの、モデルRは、被着体の接着部以外の面を滑らかに(R2)で削り取ったものである。また、それぞれのモデルに対して接着長さを変化させた。

継手に用いた被着体は、SPHC(熱間圧延軟鋼板)、接着剤はARALDITE AV138/HV998(エポキシ系)である。被着体の表面粗さは、加工精度 ℓ (粗さ)の範囲、

*三菱電機(株)材料研究所

兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1 〒661

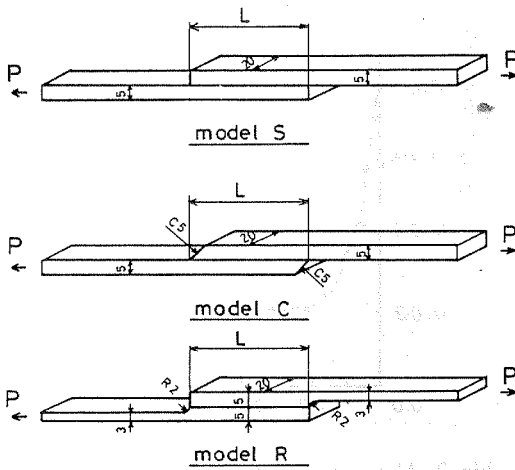


Fig. 1 Shapes and dimensions of joints.

Table 1 Mechanical properties of joints.

	Adherend	Adhesive
Young's modulus (kg/mm ²)	21000	400
Poisson's Ratio	0.3	0.35
Thickness (mm)	5 (3)	0.20
Width of joint (mm)	20	
Lap length L (mm)	5~120	

100μ以下)とし、表面処理は溶剤脱脂とした。接着剤の硬化は、70℃ 1 hr とした。また、継手の機械的性質を Table 1 に示す。

3. 継手の応力解析

継手の応力解析は、2次元弾性平面歪問題として行なった。また、接着長さは、各モデルに対して10, 20, 30, 40, 50, 70 mmとして計18種類行なった。

3.1 要素分割, 荷重条件, 境界条件

Fig. 2 に解析に際しての各モデルの要素分割図及び境界条件, 荷重条件の一例(接着長さ40 mm)を示した。要素分割数は各モデルとも、上下の被着体で56個ずつ、接着層で44個、計156要素としている。なお、接着層部分の要素分割は、図に示したように上下面でそれぞれ20個ずつ、左右の側面で2個ずつとしている。また、接着長さが、40 mm以外の継手の要素分割も、接着層端部の応力が集中しそうなところは、この例と同様の分割としている。

3.2 応力解析結果

解析に際して設定した荷重値は、全て引張荷重で1 kgとした。これらの解析結果の一例を Fig. 3~Fig. 5 に示す。

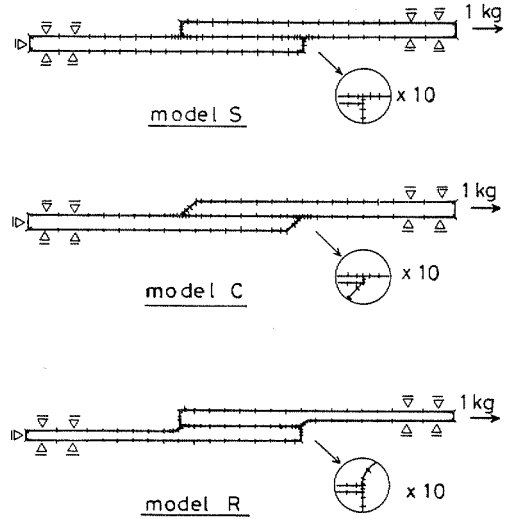


Fig. 2 Boundary condition and boundary element configuration. (L = 40 mm)

す。Fig. 3~Fig. 5 は各モデルの接着長さ40 mmに対するもので、○はx方向垂直応力σ_{xx}, □はy方向垂直応力σ_{yy}, △は剪断応力τ_{xy}の値であり、また各応力値は接着層上面の要素に対するものである。

また、接着層に働く最大主応力分布の一例を Fig. 6~Fig. 8 に示す。Fig. 6~Fig. 8 は、各モデルの接着長さ40 mmに対するもので、図において縦軸は、接着層に働く最大主応力σ_{max}, 横軸は接着層に沿う長さxを接着長さLで無次元化した値である。

ここで、最大主応力σ_{max} は以下の式(1)で計算される値である。

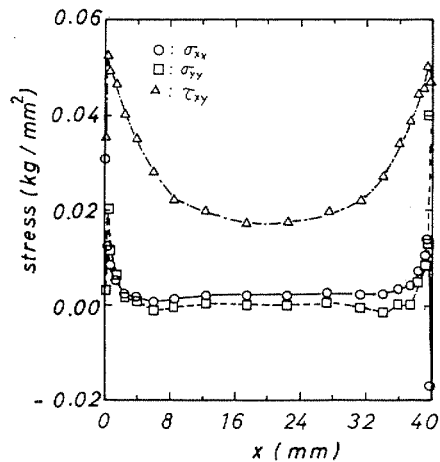


Fig. 3 Stress distributions in adhesive layer. (Model S L = 40 mm)

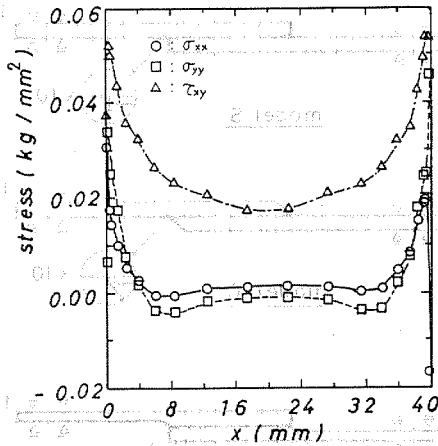


Fig. 4 Stress distribution in adhesive layer. (Model C $L = 40$ mm)

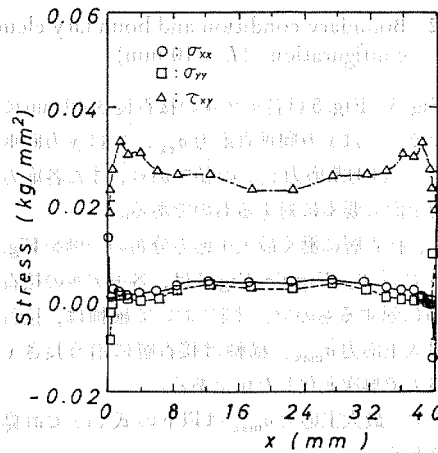


Fig. 5 Stress distributions in adhesive layer. (Model R $L = 40$ mm)

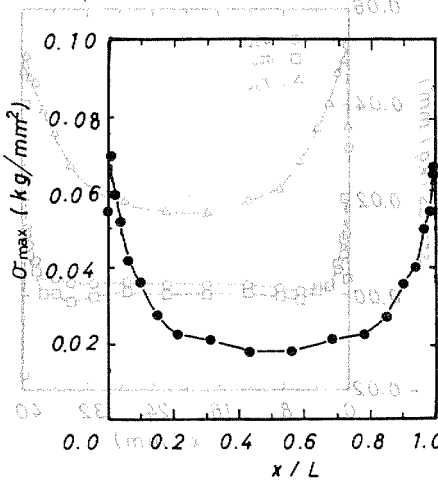


Fig. 6 Maximum principal stress distribution in adhesive layer. (Model S $L = 40$ mm)

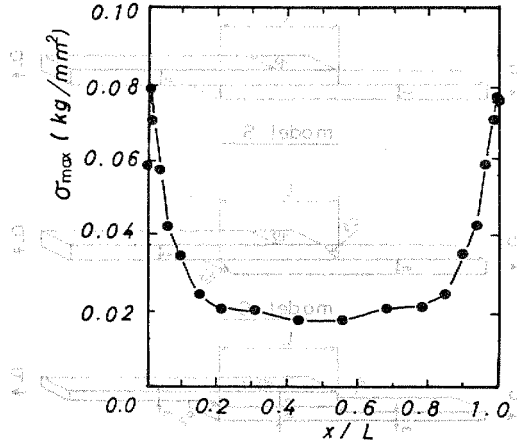


Fig. 7 Maximum principal stress distribution in adhesive layer. (Model C $L = 40$ mm)

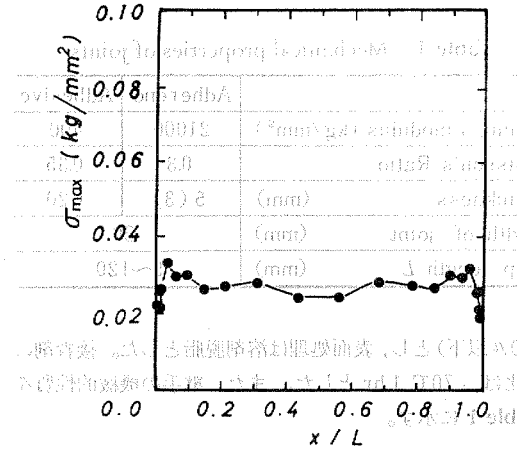


Fig. 8 Maximum principal stress distribution in adhesive layer. (Model R $L = 40$ mm)

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (1)$$

なお、図において、各値は接着層上面の要素に対するもので、接着層下面に対する値は、グラフの横軸の中心に対してほぼ対称となる。

4. 継手の強度予測

継手の応力解析結果から、継手の強度を予測するためには、純粋な接着強度及び接着破壊の強度則を知る必要がある。そこで、純粋な接着強度を知るために、応力集中の影響の少ない、円柱の突き合わせ継手の振り破壊試験を行なった。また接着破壊の強度則については、現在のところ明確ではないため、とりあえず上述の振り試験による剪断強度と、円柱の突き合わせ継手の引張り試験による引張り強度とを比較し、強度則の目安をつけた。

4.1 円柱の突き合わせ継手の振り試験

Fig. 9に、振り試験片の形状を示す。被着体は、Fig. 1に示したモデルとほぼ同じ材質であるSS34を用い表面粗さ、表面処理、接着剤厚さ、硬化条件も2に示したものと同じにした。また、測定温度は25℃、振り速度は0.1 cycle/min (外周の周速で約6.28 mm/min)とした。

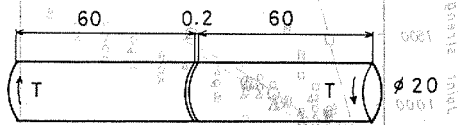


Fig. 9 Shapes and dimensions of torsional test specimen.

測定は、10個の試験片により行ない、剪断強度 τ_0 の算出は、円柱の振り負荷による外周の剪断応力を与える以下の式(2)により行なった。

$$\tau_0 = \frac{16T}{\pi D^3} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad (2)$$

T: 破壊トルク (kg・mm)

D: 円柱の直径 (mm)

振り試験により得られた接着剪断強度 τ_0 は、主要要素 $\tau_0 = 441 \text{ kg/mm}^2$ (式(3))であった。なお、破壊は界面破壊と凝集破壊の混合であった。

円柱の振りでは、単純剪断応力状態にあり、垂直応力が作用しなく、 $\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = 0$ となる。従ってこのときに生ずる最大主応力 σ_{\max} は、(1)式に $\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = 0$, $\tau_{xy} = \tau_0$ を代入して、 $\sigma_{\max} = \tau_0 = 441 \text{ kg/mm}^2$ (式(3'))となる。

4.2 円柱の突き合わせ継手の引張り試験

Fig. 10に、引張り試験片の形状を示す。被着体は、振り試験片と同じSS34を用い、表面粗さ、表面処理、接着剤厚さ、硬化条件も2に示したものと同じにした。また測定温度は25℃、引張り速度は5 mm/minとした。測定は、9個の試験片により行なった。その結果、引張り強度 σ_0 は、 $\sigma_0 = 431 \text{ kg/mm}^2$ (式(4))であった。

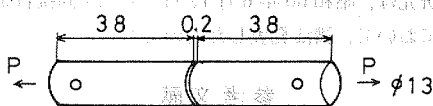


Fig. 10 Shapes and dimensions of tension test specimen.

円柱の引張りでは、引張り方向の垂直応力のみが働き、このときに生ずる最大主応力 σ_{\max} は、(1)式に $\sigma_{xx} = \sigma_0$, $\sigma_{yy} = \tau_{xy} = 0$ (x方向を引張り方向とすると)を代入して、 $\sigma_{\max} = \sigma_0 = 431 \text{ kg/mm}^2$ (式(4))となる。

4.3 各モデルの強度予測

単純剪断における破壊時の最大主応力の値(3')と、単純引張りにおける破壊時の最大主応力の値(4')を比べると、ほぼ同じ値となっていることから、接着破壊は最大主応力説に従う、即ち接着部に働く最大主応力がある一定値に達すると接着部が破壊する、とした。なお、この一定値には、円筒の振り試験による値(3')式を用いた。

Table 2 σ_{\max} of each joints (kg/mm²).

Lap length L (mm)	10	20	30	40	50	70
Model S	0.200	0.100	0.107	0.083	0.076	0.059
Model C	0.206	0.135	0.102	0.090	0.077	0.059
Model R	0.123	0.603	0.042	0.033	0.031	0.029

Table 3 Estimated joint strengths P_{\max} (kg).

Lap length L (mm)	10	20	30	40	50	70
Model S	441	802	799	1069	1154	1495
Model C	428	653	862	977	1145	1491
Model R	717	1457	2117	2653	2809	3087

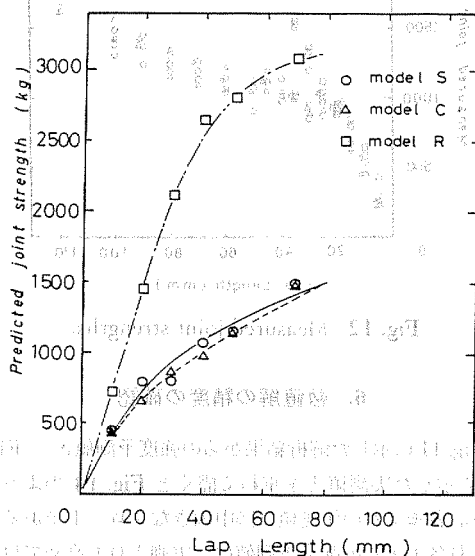


Fig. 11 Predicted joint strengths.

負荷に対する各モデルの接着層に働く最大主応力の最大値 σ_{max} を示す。

この、1 kg の引張り負荷に対する最大主応力 σ_{max} から継手の破壊強度 P_{max} を求めるには、接着強度が(3')式より 4.41 kg/mm^2 、継手の幅が 20 mm だから、

$$P_{max} = 4.41 \times 20 \times \frac{1}{\sigma_{max}} \quad (\text{kg}) \quad (5)$$

である。(5)式より各モデルの強度予測値を計算した結果を Table 3 及び、Fig. 11 に示す。図において○はモデル S、△はモデル C、□はモデル R の強度予測値である。

5. 各モデル継手の破壊強度試験

Fig. 11 に示した継手の強度予測値の妥当性、即ち数値解の妥当性を確かめるため、Fig. 1 に示した継手の破壊試験を行なった。測定温度は 25℃、引張り速度は 5 mm/min とした。

全試験片の測定値を Fig. 12 に示した。図において横軸は接着長さ、縦軸は継手の破壊強度である。なお○はモデル S、△はモデル C、□はモデル R に対するものである。図より、モデル S と C はほぼ同じ強度、またモデル R は他の 2 つに比べてかなり高くなることがわかる。

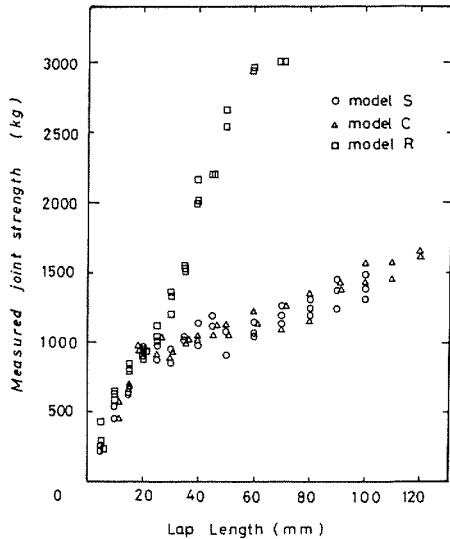


Fig. 12 Measured joint strengths.

6. 数値解の精度の確認

Fig. 11 に示した解析結果からの強度予測値と、Fig. 12 に示した実測値とを重ねて描くと Fig. 13 のようになる。各モデルの予測値は図中大きなプロットである。図より各モデルの強度予測値は、実測よりも高めではあるが、接着長さの変化に対してほぼ同じ傾向を示している

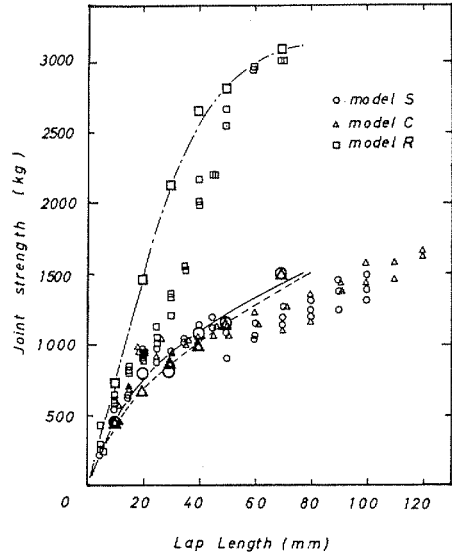


Fig. 13 Predicted and measured joint strengths.

ことがわかる。この結果より、得られた数値解の精度はほぼ妥当なものと思われる。

また、現在用いている境界要素法のプログラムは、一定要素(要素上で変位、表面力が一定)を用いているが、線形要素(要素上で変位、表面力が線形で変化)や 2 次要素(要素上で変位、表面力が 2 次で変化)の高次要素を用いればさらに精度の良い解を得ることができ、今後これらの要素についても検討する予定である。

また、各モデルの破壊強度試験は、引張り速度を 5 mm/min として行なったが、引張り速度を増加させれば接着剤の粘性の影響がより少なくなり、測定強度は上昇し弾性解からの予測値に近づくと思われる。

7. 結 言

本研究では、境界要素法による応力解析プログラムの解の妥当性を確かめるため、パソコン用のプログラムを大型計算機用へ書き直し解析要素数を増加させ、種々の継手の応力解析と強度試験を行ない、両者の比較を行なった。

この結果、応力解析結果からの各継手強度の予測値は、接着長さの増加に対して実測値とほぼ同じ傾向を示し、数値解の妥当性をほぼ確認できた。

本研究は、昭和 60 年 6 月 12 日、第 23 回接着研究発表会において、講演発表したものである。

参 考 文 献

- 1) 西川哲也, 原賀康介, 日本接着協会誌, 21 (4), 136 (1985)

**Stress-Strain Analysis by Boundary Element Method
and Strength Test of Adhesive Bonded Joints**

Tetsuya NISHIKAWA and Kousuke HARAGA

Materials and Electronic Devices Laboratory, Mitsubishi Electric Corp.
(1-1, Tsukaguchi Honmachi, 8 chome, Amagasaki, Hyogo, 661 JAPAN)**Abstract**

The stress-strain analysis program by Boundary Element Method for a micro-computer had been produced by us before. It was improved for a computer whose memory is larger than a micro-computer's so as to increase a number of analytical element.

In this study, we analyzed stress-strain of various adhesive bonded joints and measured joint strengths. In order to ascertain the accuracy of numerical solutions by this program we predicted these joint strengths by use of these solutions and compared the predicted joint strengths with the measured values. At this, we took that adhesive destruction occurs to follow the Maximum Principal Stress Theory, by measuring the shear strength and tensile strength of cylindric adhesive butt joints.

The predicted joint strengths were generally same as the measured values. As the results, the accuracy of numerical solutions by this program could be confirmed.

(Received: October 1, 1985)