

6000系アルミニウム合金材の摩擦攪拌接合部の設計疲労強度曲線

ALST 研究レポート 21

2011年2月

大阪大学大学院工学研究科

大倉一郎, 牧山大祐

概要

本研究レポートは、下記研究レポートを再構成するとともに、6000系アルミニウム合金材の摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度曲線を新たに提案する。下記研究レポートを発表したとき、6000系アルミニウム合金材の摩擦攪拌接合部の疲労現象を十分には理解していなかったため、考察が不十分であった。本研究レポートはそれを補うものである。

下記研究レポートの成果は、日本アルミニウム協会が発刊した「アルミニウム合金土木構造物の摩擦攪拌接合部の品質検査ガイドライン（2010年9月版）」および「6000系アルミニウム合金土木構造物の母材および摩擦攪拌接合部の疲労設計ガイドライン（2010年9月版）」に取り入れられた。本研究レポートは、下記研究レポートとこれらのガイドラインの関係についても述べている。

大倉一郎，牧山大祐，萩澤亘保：アルミニウム合金 A6005C-T5 の母材と摩擦攪拌接合部の設計 S-N 曲線，ALST 研究レポート，No.6，2009.

大倉一郎，牧山大祐：両面摩擦攪拌接合で接合された摩擦攪拌接合部の疲労強度，ALST 研究レポート，No.17，2010.

大倉一郎，牧山大祐：強度低下と残留応力を考慮した 6000 系アルミニウム合金材の摩擦攪拌接合部の疲労強度，ALST 研究レポート，No.19，2010.

目次

第1章	序論	1
第2章	摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線	3
2.1	摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の疲労強度	3
2.2	応力比を考慮した疲労強度	6
2.2.1	Gerber 線, 修正 Goodman 線, Sonderberg 線	6
2.2.2	疲労限度	7
2.2.3	S-N 曲線	10
2.3	設計疲労強度曲線	16
2.3.1	基本諸量	16
2.3.2	設計疲労限度	17
2.3.3	設計 S-N 曲線	18
2.3.4	設計疲労強度曲線と疲労試験結果との比較	19
2.4	設計疲労強度曲線の妥当性の検証	21
第3章	両面摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度	24
3.1	接合線方向と接合線直角方向の疲労強度の比較	24
3.2	疲労試験片	25
3.3	疲労試験結果	28
3.4	疲労強度	31
第4章	強度低下と残留応力が摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度に与える影響	34
4.1	母材の応力範囲と, 母材および接合部の応力比の関係	34
4.2	母材の応力比と疲労設計応力比の関係	37
4.3	母材の応力で表された疲労強度曲線	37
4.4	疲労強度曲線と試験結果との比較	38
4.4.1	疲労試験の概要	38
4.4.2	母材と接合部の応力-ひずみ関係	40
4.4.3	熱影響範囲	43
4.4.4	残留応力	43
4.4.5	接合部の疲労強度	44
4.5	各種因子が疲労強度に与える影響	47
4.5.1	母材の応力比と残留応力の影響	47
4.5.2	接合部のひずみ硬化パラメータの影響	51
4.5.3	接合部の 0.2%耐力の影響	54

第5章	摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計疲労強度曲線	56
5.1	設計疲労強度曲線	56
5.2	設計疲労強度曲線の近似	58
5.2.1	設計疲労限度	58
5.2.2	設計 S-N 曲線	58
第6章	結論	62
参考文献		64

第1章 序論

アルミニウム合金製の社会基盤構造物は、従来は圧延板を MIG 溶接で連結することによって製作されたが、最近では、道路橋用アルミニウム床版に代表されるように、押出型材を摩擦攪拌接合で連結することによって製作されるようになってきた¹⁾。ここで摩擦攪拌接合とは、英国の溶接研究所で 1991 年に発明された接合法である。図 1.1 に示すように、鋼製のツールを回転させながら母材の突合せ面に貫入し、ツールの回転によって生じた摩擦熱によって母材を塑性流動させ、ツールを接合線方向に移動させることによって突合せ面が一体化される。摩擦攪拌接合は、攪拌されるアルミニウム合金が熔融状態にないので、固相接合法の一種である。現在、摩擦攪拌接合は、鉄道車両、船舶、自動車などの分野でも使用されている。

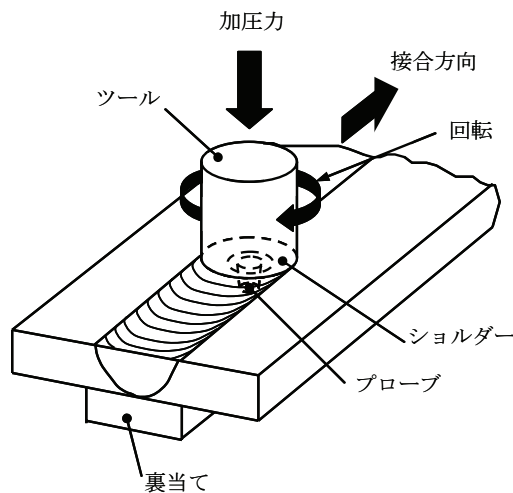


図 1.1 摩擦攪拌接合

日本アルミニウム協会は、「アルミニウム合金土木構造物の摩擦攪拌接合部の品質検査ガイドライン (2010 年 9 月版)²⁾」(以後、QIFSW ガイドラインと呼ぶ)を発刊し、アルミニウム合金製の社会基盤構造物に用いられる摩擦攪拌接合の品質検査方法に関してガイドラインを示している。初版³⁾(旧名称「アルミニウム合金の摩擦攪拌接合部の品質検査指針 (案)」, 2004 年発刊)では、アルミニウム合金製の歩道橋など、疲労の影響を受けない摩擦攪拌接合部に対してのみ、品質検査方法が規定されていた。その後、摩擦攪拌接合部の疲労強度が高いことが明らかにされ^{4),5)}、摩擦攪拌接合が道路橋用アルミニウム床版の試作⁶⁾に使用されたのを受けて、疲労に関する規定が設けられた改訂版⁷⁾(旧名称「アルミニウム合金土木構造物の摩擦攪拌接合部の品質検査指針 (案)」が 2008 年に発刊された。

この QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾では、接合線直角方向に応力を受ける試験片の疲労試験の実施が品質検査方法の一つとして規定された。疲労試験^{4),8)}により、接合線方向に応力を受ける摩擦攪拌接合部の疲労強度が、接合線直角方向に応力を受ける摩擦攪拌接合部のそれより高いことが示されたので、2008 年版では、接合線方向に応力を受ける試験片の疲労試験の実施は規定されなかった。

他方、QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾では、摩擦攪拌接合部が疲労の影響を受ける場合、キッシングボンドを排除するために、両面摩擦攪拌接合を実施することが規定された。ここで、キッシングボンドとは、従来の摩擦攪拌接合、すなわち片面摩擦攪拌接合で、プローブ先端の攪拌不足によって接合部の裏面に生じ

る接合不完全部である。キッシングボンドは、接合線直角方向に応力を受ける接合部の疲労強度を低下させる一因である。他方、両面摩擦攪拌接合とは、図 1.2 に示すように、摩擦攪拌接合を行った後、被接合体を裏返しにして反対側からも摩擦攪拌接合を行う接合法である。両面摩擦攪拌接合による接合部の疲労強度は、キッシングボンドが排除されるので、片面摩擦攪拌接合による接合部のそれより高いと想定し、これを疲労試験によって実証することなく、両面摩擦攪拌接合が QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾に導入された。

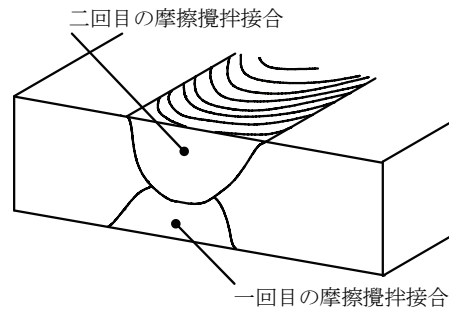


図 1.2 両面摩擦攪拌接合

疲労の影響を受ける摩擦攪拌接合部に対して、摩擦攪拌接合部の疲労試験の実施が規定された QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾が発刊されたとき、摩擦攪拌接合部の疲労設計に関するガイドラインは示されていないなかった。

接合線直角方向に生じる残留応力は小さな圧縮応力、接合線方向に生じる残留応力は接合部の 0.2%耐力の半分程度の引張応力である⁹⁾。したがって、接合部に生じる引張残留応力が接合部の 0.2%耐力に達していないので、アルミニウム合金材の摩擦攪拌接合部の疲労強度は応力比の影響を受ける。

疲労試験により、特定の応力比に対して摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の疲労強度が明らかにされた¹⁰⁾。しかし、構造物の疲労設計においては、任意の応力比に対して適用できる疲労強度が必要である。任意の応力比の影響が考慮された、摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線が ALST 研究レポート No.6¹¹⁾で提案された。ここで、設計疲労強度曲線とは、設計疲労限度と設計 S-N 曲線の総称である。ALST 研究レポート No.6 の摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線は、日本アルミニウム協会の「6000系アルミニウム合金土木構造物の母材および摩擦攪拌接合部の疲労設計ガイドライン(2010年9月版)¹²⁾」に採用された。

ALST 研究レポート No.17¹³⁾では、両面摩擦攪拌接合部の接合線方向から採取された試験片の疲労試験が実施された結果、その疲労強度が摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線より低くなる試験片が存在することが明らかにされた。これを受けて、QIFSW ガイドラインの 2010 年版²⁾には、接合線に作用する応力の方向に応じて、疲労試験を実施することが規定された。

ALST 研究レポート No.19¹⁴⁾では、摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計疲労強度曲線が提案された。摩擦攪拌接合部の接合線方向に対しては引張残留応力が生じ、さらに 6000 系アルミニウム合金の接合部は強度低下を起こすので、母材に生じる応力と接合部に生じる応力は異なる。したがって、摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計疲労強度曲線に対しては、接合部の強度低下と接合残留応力の影響が考慮されなければならない。ALST 研究レポート No.19 では、両者の影響に対する考察が十分ではなかった。本研究レポートでは、両者の影響について再度考察し、摩擦攪拌接合部の接合線方向に対して新たな疲労強度曲線を提案する。

第2章 摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の疲労強度曲線

2.1 摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の疲労強度

摩擦攪拌接合を用いて道路橋用アルミニウム床版の試作を目的として製作された試験体から採取された試験片および平板の押出形材を摩擦攪拌接合によって連結された試験体から採取された試験片に対して疲労試験が実施された^{4),10)}。前者の試験体⁴⁾においては、図2.1(a)に示すように、押出形材の中空部の上板から母材の引張試験片が採取され、さらに図2.1(b)に示すように、押出形材が摩擦攪拌接合で連結された試験体から、接合部を有する引張試験片と疲労試験片が採取された。接合部を有する引張試験片と疲労試験片の軸方向は、いずれも接合線に対して直角な方向である。床版形材の中空部の上板の板厚は10mm、接合部の板厚は12mmである。

後者の試験体¹⁰⁾においては、図2.2(a)に示すように、平板の押出形材から母材の引張試験片が採取され、さらに図2.2(b)に示すように、接合線に対して直角な方向に、接合部を有する引張試験片と疲労試験片が採取された。平板形材の板厚は10mmである。

引張試験片と疲労試験片の形状をそれぞれ図2.3(a)、(b)に示す。引張試験片はJIS14B号である。3.1節で述べる疲労試験片と区別するために、床版形材および平板形材から採取された疲労試験片を、それぞれ床版形材試験片T、平板形材試験片Tと呼ぶ。

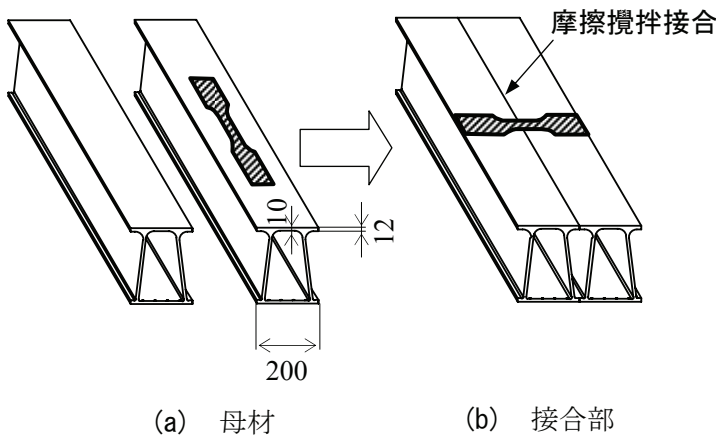


図 2.1 床版形材試験体

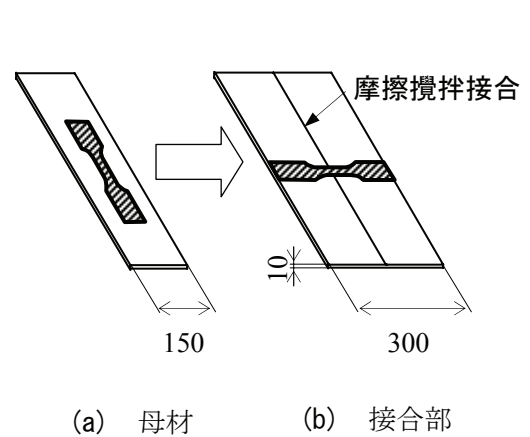
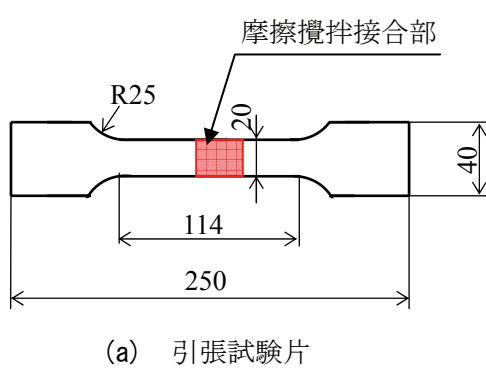
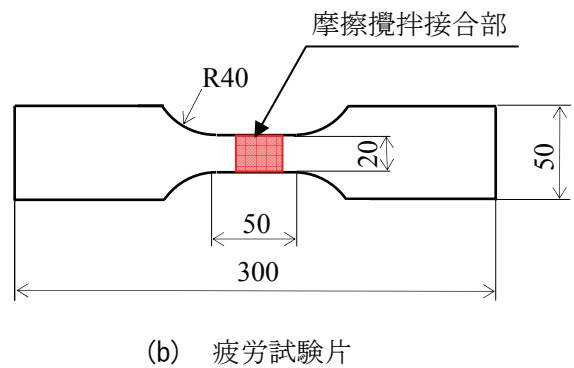


図 2.2 平板形材試験体



(a) 引張試験片



(b) 疲労試験片

図 2.3 試験片の形状

試験体の材料は A6005C-T5 である。引張試験から得られた母材と接合部の材料特性を表 2.1 示す。

表 2.1 材料特性 (A6005C-T5)

(a) 母材

試験体	引張強度 (MPa)	0.2%耐力 (MPa)	ヤング係数 (GPa)	ポアソン比	伸び (%)
床版形材	271	245	70.5	0.31	8.0
平板形材	298	272	71.6	0.31	15.3

(b) 接合部

試験体	引張強度 (MPa)	0.2%耐力 (MPa)	ヤング係数 (GPa)	ポアソン比	伸び (%)
床版形材	217	111	69.3	0.33	—
平板形材	198	110	70.0	0.33	—

疲労試験結果を図 2.4 に示す。考慮された応力比 R は $-1, 0.1, 0.5$ の 3 水準である。キッシングボンドから疲労亀裂が発生した試験片の結果は図に示されていない。図 2.4 には次式で与えられる S-N 曲線も描かれている。

$$\log N = \log c - m \log(\Delta\sigma) \quad (2.1)$$

ここに、 N : 繰返し回数

$\Delta\sigma$: 応力範囲

c, m : 定数

$\log c$ と m の値は、 $\log(\Delta\sigma)$ を独立変数、 $\log N$ を従属変数として最小自乗法によって与えられ、これらの値を表 2.2 に示す。さらに、同表には次式で計算される任意の $\log(\Delta\sigma)$ に対する $\log N$ の標準偏差 ξ_N が示されている。

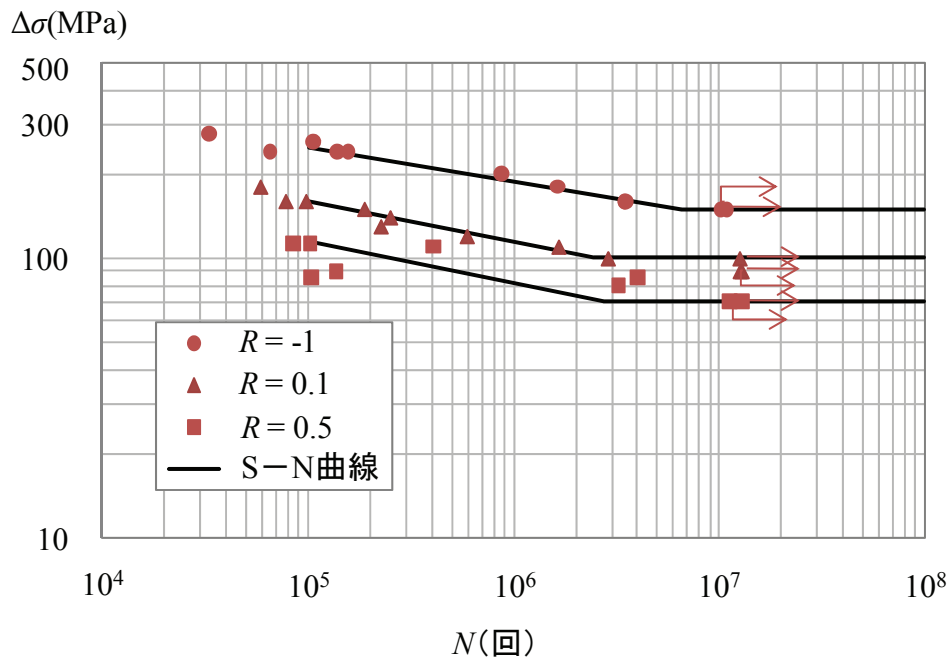
$$\xi_N = \left\{ \frac{1}{k-2} \sum_{i=1}^k [\log N_i - \log c + m \log(\Delta\sigma_i)]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.2)$$

ここに、 N_i : 1つの試験片の繰返し回数

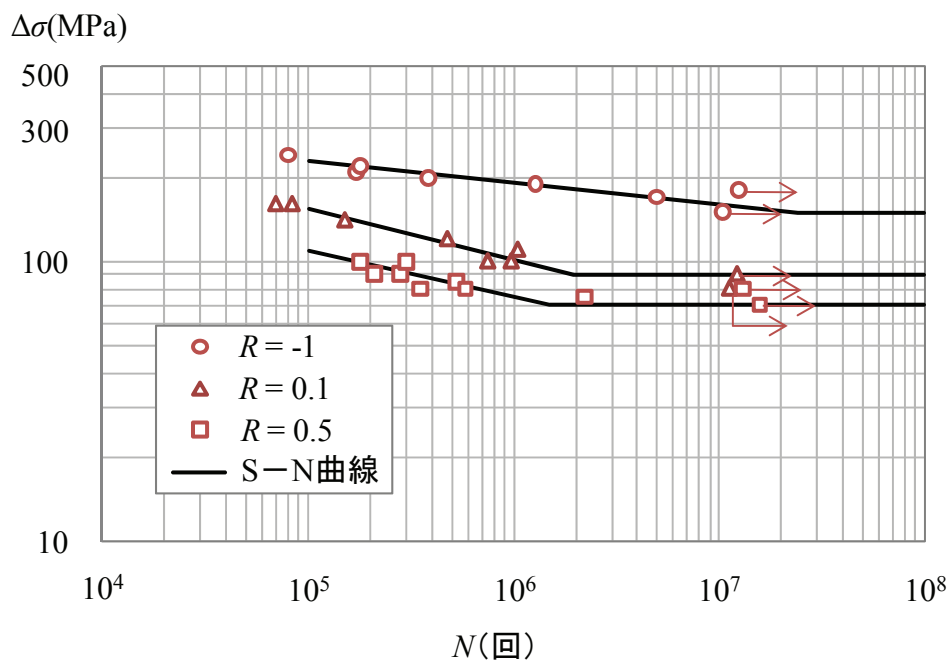
$\Delta\sigma_i$: 1つの試験片の応力範囲

k : 試験片の総数

図 2.4 の疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ の値が表 2.2 に示してある。疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ は、疲労破断したプロット点の下限以下で、かつ繰返し回数 N が 10^7 回以上で破断しなかった試験片の応力範囲の上限値としている。



(a) 床版形材試験片 T



(b) 平板形材試験片 T

図 2.4 疲労試験結果

表 2.2 m , $\log c$, ξ_N , $\Delta\sigma_{caf}$ の値

試験片	R	m	$\log c$	ξ_N	$\Delta\sigma_{caf}$ (MPa)
床版形材試験片 T	-1	8.27	24.815	0.156	150
	0.1	6.84	20.073	0.133	100
	0.5	6.59	18.594	0.643	70
平板形材試験片 T	-1	12.41	34.284	0.172	150
	0.1	5.55	17.136	0.132	90
	0.5	5.99	17.230	0.225	70

注： $\log c$ と ξ_N の値は、 $\Delta\sigma$ の単位が MPa に対応する。

2.2 応力比を考慮した疲労強度

2.2.1 Gerber 線, 修正 Goodman 線, Sonderberg 線

平滑材の疲労限度に平均応力が与える影響は、それぞれ次式で与えられる Gerber 線, 修正 Goodman 線, Sonderberg 線で評価される¹⁵⁾。

$$\sigma_a = \sigma_{w0} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right] \quad (2.3)$$

$$\sigma_a = \sigma_{w0} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right) \quad (2.4)$$

$$\sigma_a = \sigma_{w0} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_Y} \right) \quad (2.5)$$

ここに、 σ_a : 応力振幅

σ_m : 平均応力

σ_{w0} : $\sigma_m = 0$ に対する応力振幅で表された疲労限度

σ_B : 引張強度

σ_Y : 降伏応力

応力振幅 σ_a と平均応力 σ_m はそれぞれ次式で定義される。

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.6)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.7)$$

ここに、 σ_{\max} : 最大応力

σ_{\min} : 最小応力

式(2.3)~(2.5)から分かるように、Gerber 線, 修正 Goodman 線, Sonderberg 線は、材料の引張強度または降伏応力を因子として有する。図 2.5 に示すように、応力振幅と平均応力をそれぞれ縦軸と横軸に取った疲労

限度線図上にこれらの線を描くと、一般に、鋼の平滑材の疲労限度は、修正 Goodman 線により上にプロットされる¹⁵⁾。アルミニウム合金においても、A6005C-T5 の平滑材の疲労限度は、修正 Goodman 線の上にプロットされる¹⁰⁾。

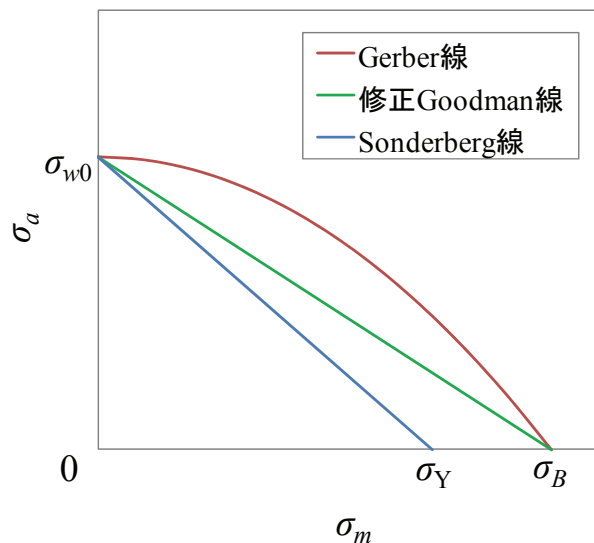


図 2.5 疲労限度線図

2.2.2 疲労限度

摩擦攪拌接合部には余盛りが生じないので、摩擦攪拌接合部は MIG 溶接部より格段に滑らかである。さらに、キッシングボンドが排除された摩擦攪拌接合部には初期亀裂が存在しない。したがって、摩擦攪拌接合部の疲労限度は、接合部の引張強度または 0.2%耐力が用いられた Gerber 線、修正 Goodman 線、Sonderberg 線によって評価されることが予想される。

表 2.2 の $R = -1, 0.1, 0.5$ に対する疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ を、次式を用いて、 σ_a と σ_m に変換した値を表 2.3 に示す。

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \Delta\sigma \quad (2.8)$$

$$\sigma_m = \frac{1+R}{2(1-R)} \Delta\sigma \quad (2.9)$$

表 2.3 応力振幅と平均応力によって表された疲労限度

R	床版形材試験片 T		平板形材試験片 T	
	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
-1	75.0	0	75.0	0
0.1	50.0	61.1	45.0	55.0
0.5	35.0	105.0	35.0	105.0

表 2.3 の σ_a と σ_m の関係を図 2.6 に示す. 同図には, 式(2.3)と(2.4)の σ_B に接合部の引張強度 σ_{jB} , 式(2.5)の σ_Y に接合部の 0.2%耐力 $\sigma_{j0.2}$ を代入し, さらに式(2.3)~(2.5)の σ_{w0} に, 表 2.3 の $R = -1$ に対する σ_a の値を用いた Gerber 線, 修正 Goodman 線, Sonderberg 線が描いてある. 用いた σ_{jB} , $\sigma_{j0.2}$, σ_{w0} の値を表 2.4 にまとめる.

表 2.4 σ_{jB} , $\sigma_{j0.2}$, σ_{w0} の値

試験片	σ_{jB} (MPa)	$\sigma_{j0.2}$ (MPa)	σ_{w0} (MPa)
床版形材試験片 T	217	111	75
平板形材試験片 T	198	110	75

図 2.6 (a)において, $R = 0.1, 0.5$ に対する試験値は修正 Goodman 線の近くにプロットされている. 一方, 図 2.6 (b)においては, $R = 0.1$ に対する試験値は Sonderberg 線に近いが, $R = 0.5$ に対する試験結果は修正 Goodman 線の線上にある. したがって, 疲労限度に対して, 図 2.6 (a)と (b)の実線で示すように, $-1 \leq R \leq 0.1$ に対しては Sonderberg 線, $0.1 < R \leq 1.0$ に対しては, Sonderberg 線と $R = 0.1$ の直線の交点と, 水平軸上の接合部の引張強度 σ_{jB} を結んだ直線を提案する.

図 2.6 (a)と (b)の $-1 \leq R \leq 0.1$ の実線に対して, σ_Y の代わりに $\sigma_{j0.2}$ が用いられた式(2.5)に式(2.8)と(2.9)を代入し, $\Delta\sigma$ を $\Delta\sigma_{caf}$ とおいて, $\Delta\sigma_{caf}$ と R の関係が次式で与えられる.

$$\Delta\sigma_{caf} = \frac{(1-R)\Delta\sigma_{w0}}{1-R + \frac{1+R}{2} \frac{\Delta\sigma_{w0}}{\sigma_{j0.2}}} \quad (2.10)$$

ここに, $\Delta\sigma_{w0}$: $R = -1$ に対して応力範囲で表された疲労限度 ($= 2\sigma_{w0}$)

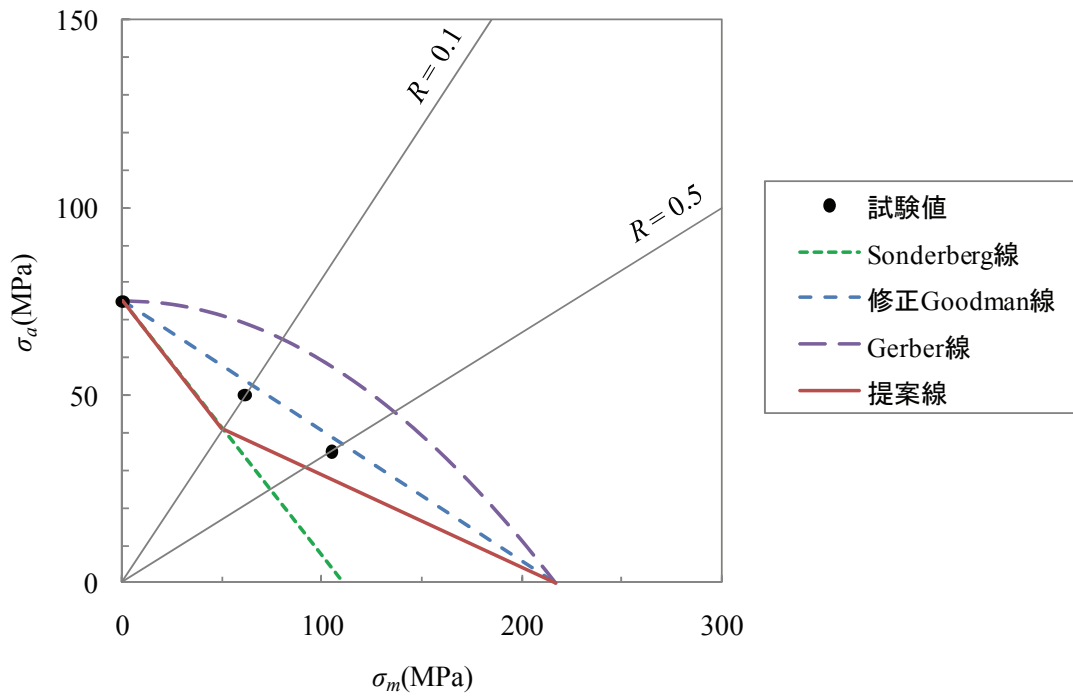
他方, 図 2.6 (a)と (b)の $0.1 < R \leq 1.0$ の実線は次式で与えられる.

$$\sigma_a = \frac{9(\sigma_{jB} - \sigma_m)}{\frac{\sigma_{jB}}{\sigma_{j0.2}} \left(\frac{9\sigma_{j0.2}}{\sigma_{w0}} + 11 \right) - 11} \quad (2.11)$$

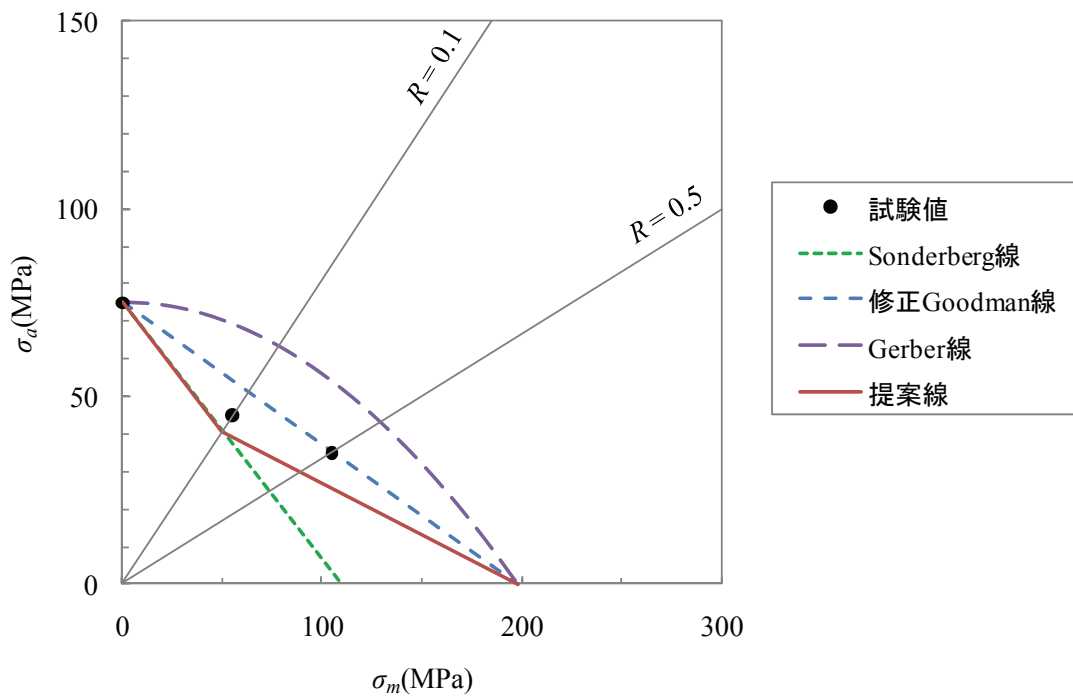
式(2.8)と(2.9)を式(2.11)に代入し, $\Delta\sigma$ を $\Delta\sigma_{caf}$ とおいて, $\Delta\sigma_{caf}$ と R の関係が次式で与えられる.

$$\Delta\sigma_{caf} = \frac{2(1-R)A\sigma_{jB}}{1-R + (1+R)A} \quad (2.12)$$

ここに, $A = \frac{9}{\frac{\sigma_{jB}}{\sigma_{j0.2}} \left(\frac{18\sigma_{j0.2}}{\Delta\sigma_{w0}} + 11 \right) - 11}$



(a) 床版形材試験片 T



(b) 平板形材試験片 T

図 2.6 疲労限度線図

2.2.3 S-N 曲線

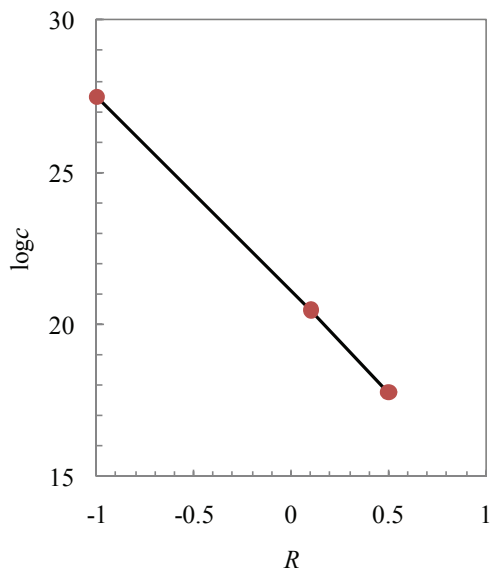
S-N 曲線は式(2.1)の形式で与えられる. $-1 \leq R \leq 0.5$ に対して, 式(2.1)の m と R の関係は次式で与えられる¹⁰⁾.

$$m = 7.25 - 2.16R \quad (2.13)$$

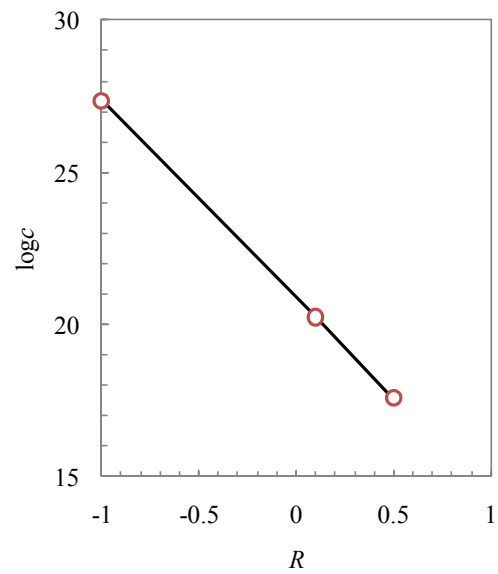
式(2.13)が与える m の値を用いて, 図 2.4 の疲労試験結果に最小自乗法を適用して得られる $\log c$ と ξ_N の値を表 2.5 に示す. 表 2.5 の $\log c$ と R の関係を図 2.7 に示す.

表 2.5 $\log c$ と ξ_N の値

試験片	R	m	$\log c$	ξ_N
床版形材試験片 T	-1	9.41	27.470	0.191
	0.1	7.03	20.470	0.134
	0.5	6.17	17.760	0.644
平板形材試験片 T	-1	9.41	27.359	0.245
	0.1	7.03	20.239	0.196
	0.5	6.17	17.579	0.225



(a) 床版形材試験片 T



(b) 平板形材試験片 T

図 2.7 $\log c$ と R の関係

図 2.7 の各図において、プロット間を直線で補間して得られる $\log c$ と R の関係を表 2.6 に示す。

表 2.6 $\log c$ と R の関係

試験片	$-1 \leq R \leq 0.1$	$0.1 < R \leq 0.5$
床版形材試験片 T	$\log c = 21.107 - 6.36R$	$\log c = 21.148 - 6.78R$
平板形材試験片 T	$\log c = 20.886 - 6.47R$	$\log c = 20.904 - 6.65R$

繰返し回数 $N = 1.0 \times 10^5$, 5.0×10^5 , 1.0×10^6 に対する σ_a と σ_m の関係を図 2.8 に示す。 σ_a と σ_m の関係は、任意の疲労寿命 N に対して、式(2.13)と表 2.6 の式が代入された式(2.1)が与える $\Delta\sigma$ を、式(2.8)と(2.9)を用いてそれぞれ σ_a と σ_m に変換することにより与えられる。任意の疲労寿命 N に対する σ_a と σ_m の関係を時間限度といい、図 2.8 を時間限度線図と呼ぶ。図 2.8 には、式(2.10)と(2.12)によって与えられる疲労限度も描いてある。

接合部に生じる応力は、接合部の引張強度 σ_{jB} を越えないので、 σ_{\max} は次の制限を受ける。

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{jB} \quad (2.14)$$

式(2.6)と(2.7)から σ_{\min} を消去して次式を得る。

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m \quad (2.15)$$

したがって、式(2.14)より、次式を得る。

$$\sigma_a + \sigma_m \leq \sigma_{jB} \quad (2.16)$$

表 2.4 の σ_{jB} の値を式(2.16)の σ_{jB} に用いて、同式で等号が成立する場合の σ_a と σ_m の関係を図 2.8 に示す。この関係を超越する時間限度は存在しないので破線で示してある。

次に、 $0.5 < R < 1$ に対する S-N 曲線について考察する。

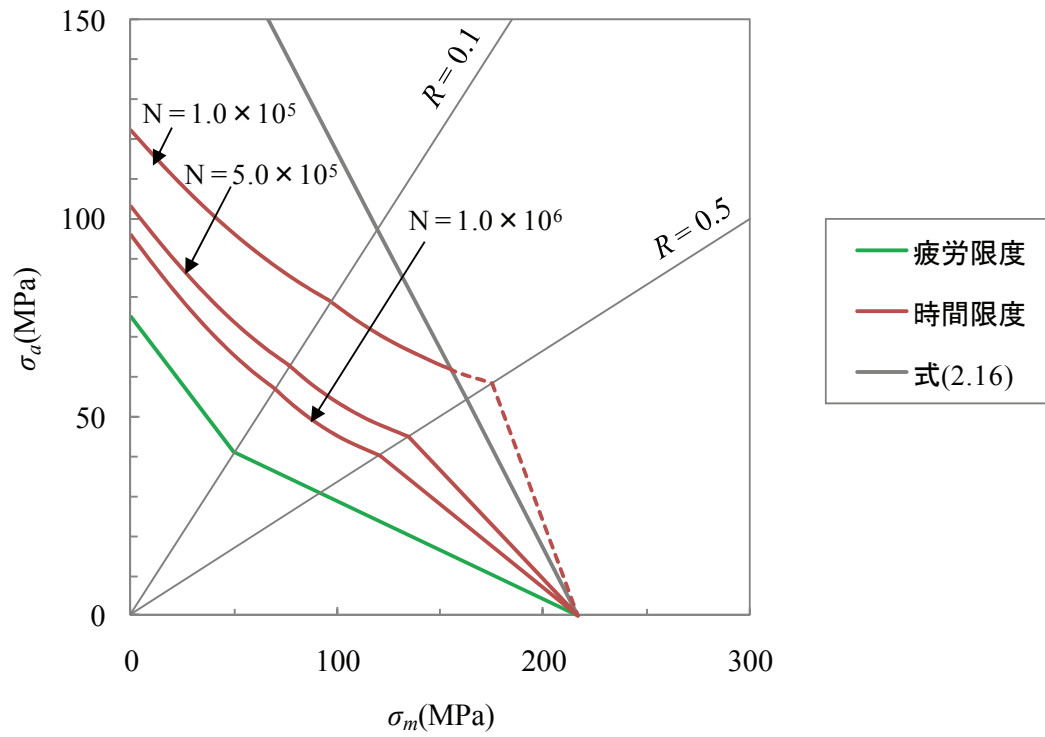
図 2.8 より、 $-1 \leq R \leq 0.1$ および $0.1 < R \leq 0.5$ の各区間において、 σ_a と σ_m の関係はほぼ直線である。疲労限度に関する提案線では、 $\sigma_a = 0$ のとき $\sigma_m = \sigma_{jB}$ である。したがって、 $0.5 < R \leq 1.0$ に対する時間限度として、次式で与えられる、 $R = 0.5$ の直線上の点と座標 $(\sigma_{jB}, 0)$ を結んだ直線を採用する。

$$\sigma_a = \frac{\sigma_B - \sigma_m}{2\sigma_B \left(\frac{N}{c_{0.5}} \right)^{\frac{1}{6.17}} - 3} \quad (2.17)$$

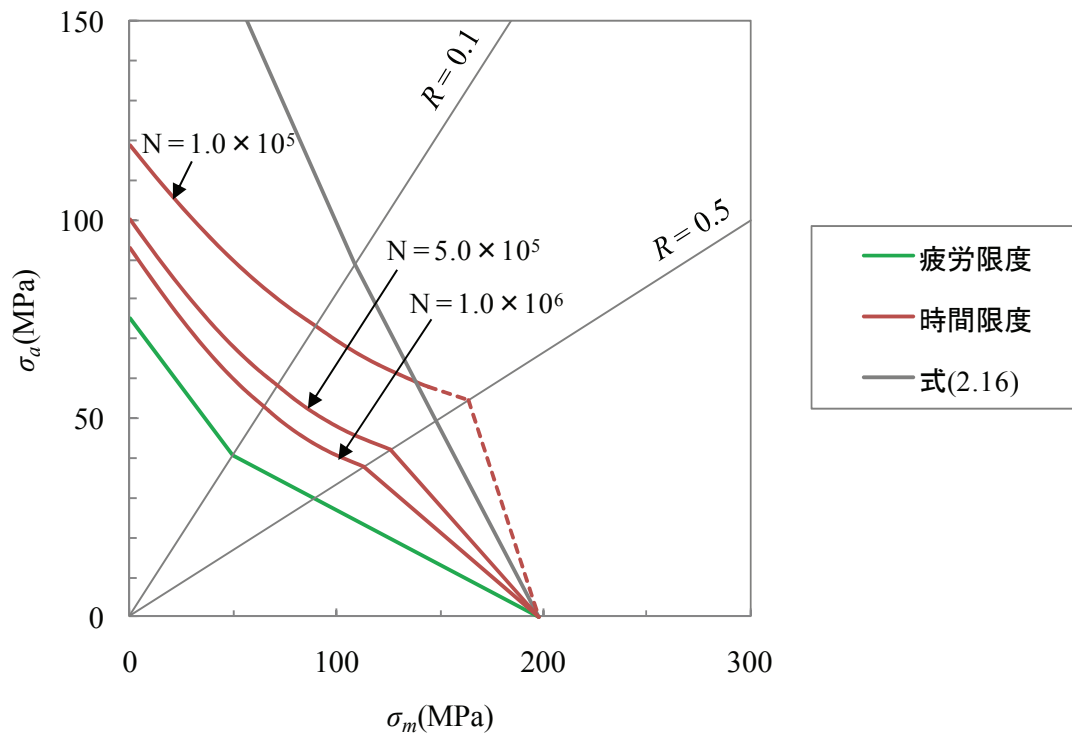
ここに、 $c_{0.5}$: $R = 0.5$ に対する c の値

さらに、式(2.8)と(2.9)を式(2.17)に代入して、 $0.5 < R \leq 1.0$ に対する S-N 曲線が次式で与えられる。

$$\Delta\sigma = \frac{(1-R)\sigma_{jB}}{2R-1+(1-R)\sigma_{jB} \left(\frac{N}{c_{0.5}} \right)^{\frac{1}{6.17}}} \quad (2.18)$$



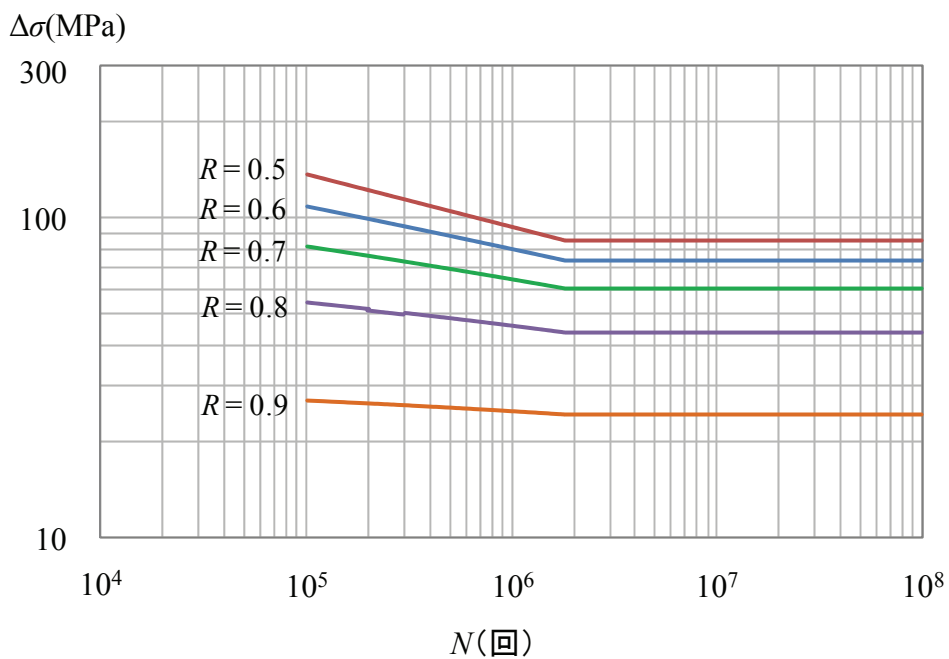
(a) 床版形材試験片 T



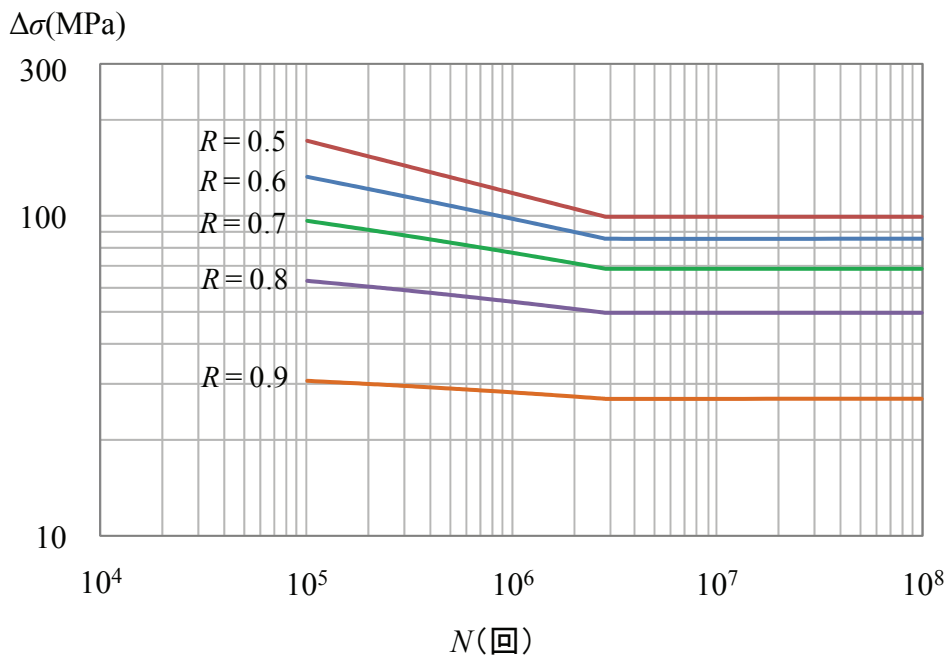
(b) 平板形材試験片 T

図 2.8 時間限度線図

応力比 R が 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 に対する疲労強度曲線, すなわち式(2.12)が与える疲労限度と式(2.18)が与える S-N 曲線を図 2.9 に示す.



(a) 床版形材試験片 T



(b) 平板形材試験片 T

図 2.9 疲労強度曲線

図 2.9 から分るように、各応力比に対する S-N 曲線は図上でほぼ直線である。したがって、 $N=10^5$ に対する点および S-N 曲線と疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ が交差する点を、式(2.1)の形式で与えられる直線で近似する。

S-N 曲線と疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ が交差する繰返し回数は、式(2.1)と(2.12)を等置して、繰返し回数 N について解いて、次式で与えられる。

$$N_2 = c_{0.5} \left(\frac{1+3A}{2A\sigma_{jB}} \right)^{6.17} \quad (2.19)$$

ここに、 N_2 : S-N 曲線と疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ が交差する繰返し回数

式(2.19)から分るように、S-N 曲線と疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ が交差する繰返し回数は応力比 R に依存しない。

繰返し回数 10 万回と N_2 の間を式(2.1)の形式で近似した場合の m と c がそれぞれ次式で与えられる。

$$m = \frac{\log \frac{N_2}{10^5}}{\log \frac{\Delta\sigma_1}{\Delta\sigma_{caf}}} = \frac{\log \left\{ \frac{c_{0.5}}{10^5} \left(\frac{1+3A}{2A\sigma_{jB}} \right)^{6.17} \right\}}{\log \frac{1-R+(1+R)A}{2A \left\{ 2R-1+(1-R)\sigma_{jB} \left(\frac{10^5}{c_{0.5}} \right)^{\frac{1}{6.17}} \right\}}} \quad (2.20)$$

$$c = 10^5 (\Delta\sigma_1)^m = 10^5 \left\{ \frac{(1-R)\sigma_{jB}}{2R-1+(1-R)\sigma_{jB} \left(\frac{10^5}{c_{0.5}} \right)^{\frac{1}{6.17}}} \right\}^m \quad (2.21)$$

ここに、 $\Delta\sigma_1$: 繰返し回数 10^5 に対する応力範囲 (MPa)

摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の疲労強度曲線を表 2.7 にまとめる。

表 2.7 摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の疲労強度曲線

疲労限度	
$-1 \leq R \leq 0.1$	$\Delta\sigma_{caf} = \frac{(1-R)\Delta\sigma_{w0}}{1-R + \frac{1+R}{2} \frac{\Delta\sigma_{w0}}{\sigma_{j0.2}}}$
$0.1 < R \leq 1$	$\Delta\sigma_{caf} = \frac{2(1-R)A\sigma_{jB}}{1-R + (1+R)A}, \quad A = \frac{9}{\frac{\sigma_{jB}}{\sigma_{j0.2}} \left(\frac{18\sigma_{j0.2}}{\Delta\sigma_{w0}} + 11 \right) - 11}$
S-N 曲線 ($N \geq 10^5$)	
$\Delta\sigma = \left(\frac{c}{N} \right)^{\frac{1}{m}}$	
$-1 \leq R \leq 0.5$	$m = 7.25 - 2.16R$ $c : R \text{ の関数(表 2.6 参照)}$
$0.5 < R < 1$	$m = \frac{\log \left\{ \frac{c_{0.5}}{10^5} \left(\frac{1+3A}{2A\sigma_{jB}} \right)^{6.17} \right\}}{\log \frac{1-R + (1+R)A}{2A \left\{ 2R - 1 + (1-R)\sigma_{jB} \left(\frac{10^5}{c_{0.5}} \right)^{\frac{1}{6.17}} \right\}}}, \quad A = \frac{9}{\frac{\sigma_{jB}}{\sigma_{j0.2}} \left(\frac{18\sigma_{j0.2}}{\Delta\sigma_{w0}} + 11 \right) - 11}$ $c = 10^5 \left\{ \frac{(1-R)\sigma_{jB}}{2R - 1 + (1-R)\sigma_{jB} \left(\frac{10^5}{c_{0.5}} \right)^{\frac{1}{6.17}}} \right\}^m$

$\Delta\sigma$, $\Delta\sigma_{caf}$, $\Delta\sigma_{w0}$, $\sigma_{j0.2}$, σ_{jB} の単位 : MPa

2.3 設計疲労強度曲線

2.3.1 基本緒量

疲労設計で使用される S-N 曲線（以後、設計 S-N 曲線と呼ぶ）は、式(2.1)で与えられる平均寿命を与える S-N 曲線（以後、平均 S-N 曲線と呼ぶ）を、 $\log N$ に関する標準偏差 ξ_N の 2 倍だけ負方向に移動させた S-N 曲線であり、次式で与えられる。

$$\log N = \log c_a - m \log(\Delta\sigma) \quad (2.22)$$

ここで、 $\log c_a$ は次式で与えられる。

$$\log c_a = \log c - 2\xi_N \quad (2.23)$$

表 2.5 の $\log c$ と ξ_N の値を式(2.23)に代入して得られる $\log c_a$ の値を表 2.8 に示す。表 2.8 の $\log c_a$ と R の関係を図 2.10 に示す。

表 2.8 $\log c_a$ の値

R	$\log c_a$	
	床版形材試験片 T	平板形材試験片 T
-1	27.088	26.869
0.1	20.202	19.847
0.5	16.472	17.129

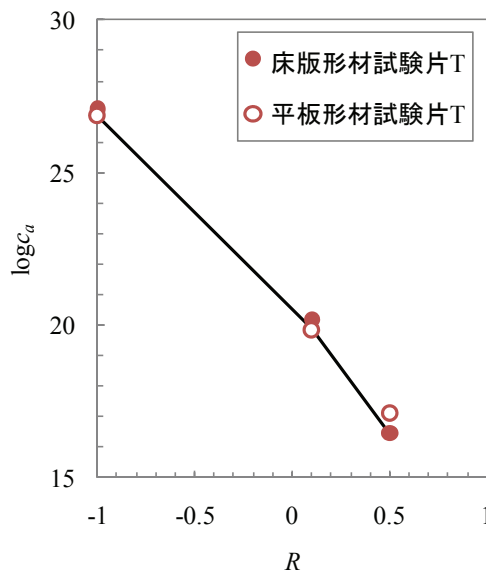


図 2.10 $\log c_a$ と R の関係

図 2.10 の直線は、 $R = -1, 0.1, 0.5$ の各場合に対して、床版形材試験片 T と平板形材試験片 T の $\log c_a$ の値のうち小さい方を結んだものであり、表 2.9 に与えられる。

表 2.9 $\log c_a$ と R の関係

$-1 \leq R \leq 0.1$	$0.1 < R \leq 0.5$
$\log c_a = 20.486 - 6.38R$	$\log c_a = 20.692 - 8.44R$

$R = -1$ に対する設計疲労限度 $\Delta\sigma_{w0a}$ は、 $R = -1$ に対して平均 S-N 曲線が与える疲労強度と、 $R = -1$ に対する設計 S-N 曲線が与える疲労強度の比に $\Delta\sigma_{w0}$ を乗じた次式で与えられる。

$$\Delta\sigma_{w0a} = \left(\frac{c_a}{c}\right)^{\frac{1}{m}} \Delta\sigma_{w0} \quad (2.24)$$

ここに、 c_a 、 c 、 m : $R = -1$ に対する c_a 、 c 、 m の値

式(2.24)から得られる $\Delta\sigma_{w0a}$ の値を表 2.10 に示す。式中の c_a に表 2.8 の $R = -1$ に対する値、 c に表 2.5 の $R = -1$ に対する値、 m に式(2.13)の $R = -1$ に対する値 9.41、 $\Delta\sigma_{w0}$ に表 2.4 の σ_{w0} の値の 2 倍を用いる。床版形材試験片 T と平板形材試験片 T のうち小さい方の値を $\Delta\sigma_{w0a}$ に採する。すなわち、 $\Delta\sigma_{w0a}$ は 133MPa である。

表 2.10 $\Delta\sigma_{w0a}$ の値 (単位 : MPa)

床版形材試験片 T	平板形材試験片 T
136.6	133.0

設計疲労強度曲線に用いる σ_{jB} 、 $\sigma_{j0.2}$ 、 $\Delta\sigma_{w0a}$ 、 $c_{0.5a}$ の値を表 2.11 に示す。 σ_{jB} と $\sigma_{j0.2}$ の値は、アルミニウム土木構造物設計・製作指針案¹⁶⁾ (以後、JAA 指針と呼ぶ) に規定される値である。 $\Delta\sigma_{w0a}$ の値は表 2.10 の平板形材試験片 T の値である。 $c_{0.5a}$ は、 $R = 0.5$ に対する c_a の値であり、表 2.9 の $\log c_a$ を与える式の R に 0.5 を代入することにより計算される値である。

表 2.11 σ_{jB} 、 $\sigma_{j0.2}$ 、 $\Delta\sigma_{w0a}$ 、 $c_{0.5a}$ の値

σ_{jB} (MPa)	$\sigma_{j0.2}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{w0a}$ (MPa)	$c_{0.5a}$
167	98	133	$10^{16.472}$

2.3.2 設計疲労限度

表 2.7 の疲労限度を与える各式の σ_{jB} 、 $\sigma_{j0.2}$ 、 $\Delta\sigma_{w0a}$ に表 2.11 の値を代入して、設計疲労限度が次式で与えられる。

$-1 \leq R \leq 0.1$ に対して

$$\Delta\sigma_{caf} = \frac{133(1-R)}{1.6786 - 0.3214R} \quad (2.25)$$

$0.1 \leq R \leq 1$ に対して

$$\Delta\sigma_{caf} = \frac{99.0(1-R)}{1.2966 - 0.7034R} \quad (2.26)$$

ここに、 $\Delta\sigma_{caf}$ の単位：MPa

2.3.3 設計 S-N 曲線

表 2.7 の $-1 \leq R \leq 0.1$ および $0.1 < R \leq 0.5$ に対する S-N 曲線を与える各式の c に表 2.9 の c_a を代入して、 $-1 \leq R \leq 0.5$ に対する設計 S-N 曲線が次式で与えられる。

$-1 \leq R \leq 0.1$ に対して

$$\Delta\sigma = \left(\frac{10^{20.486-6.38R}}{N} \right)^{\frac{1}{7.25-2.16R}} \quad (2.27)$$

$0.1 < R \leq 0.5$ に対して

$$\Delta\sigma = \left(\frac{10^{20.692-8.44R}}{N} \right)^{\frac{1}{7.25-2.16R}} \quad (2.28)$$

ここに、 $\Delta\sigma$ の単位：MPa

次に、 $0.5 \leq R < 1$ に対する設計 S-N 曲線について考える。

表 2.7 の $0.5 \leq R < 1$ に対する m と c を与える式の σ_{jB} 、 $\sigma_{j0.2}$ 、 $\Delta\sigma_{w0}$ 、 $c_{0.5}$ に表 2.11 の値を代入して、 $0.5 \leq R < 1$ に対する m と R の関係および c_a と R の関係が次式で与えられる。

$$m = \frac{0.8628}{\log \frac{2.1859 - 1.1859R}{1.3089 - 0.3089R}} \quad (2.29)$$

$$c_a = 10^5 \left\{ \frac{225(1-R)}{1.1879 - 0.1879R} \right\}^m \quad (2.30)$$

式(2.29)が与える m と R の関係を図 2.11 に示す。同図には、次式で与えられる母材に対する m と R の関係も描いてある¹¹⁾。

$$m = \frac{0.8823}{\log \frac{4.0822 - 2.0822R}{2.3758 - 0.3758R}} \quad (2.31)$$

図 2.11 から分かるように、式(2.29)と(2.31)が与える m と R の関係はほぼ等しい。したがって、摩擦攪拌接合部に対する m と R の関係として、式(2.29)の代わりに式(2.31)を用いる。

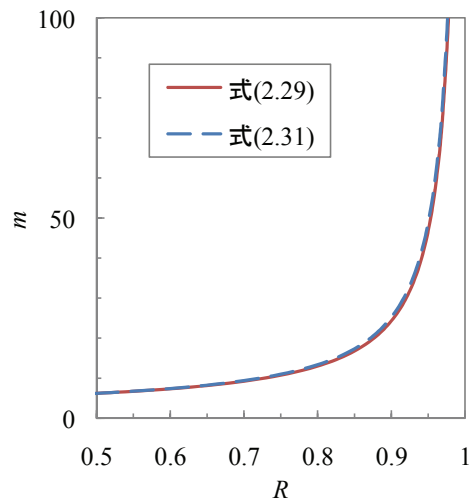
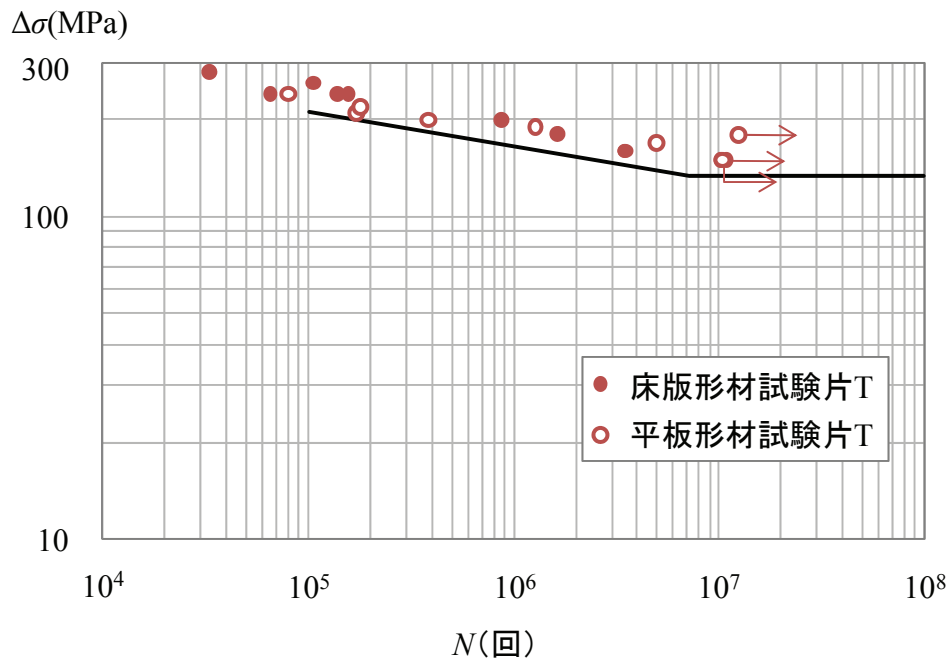


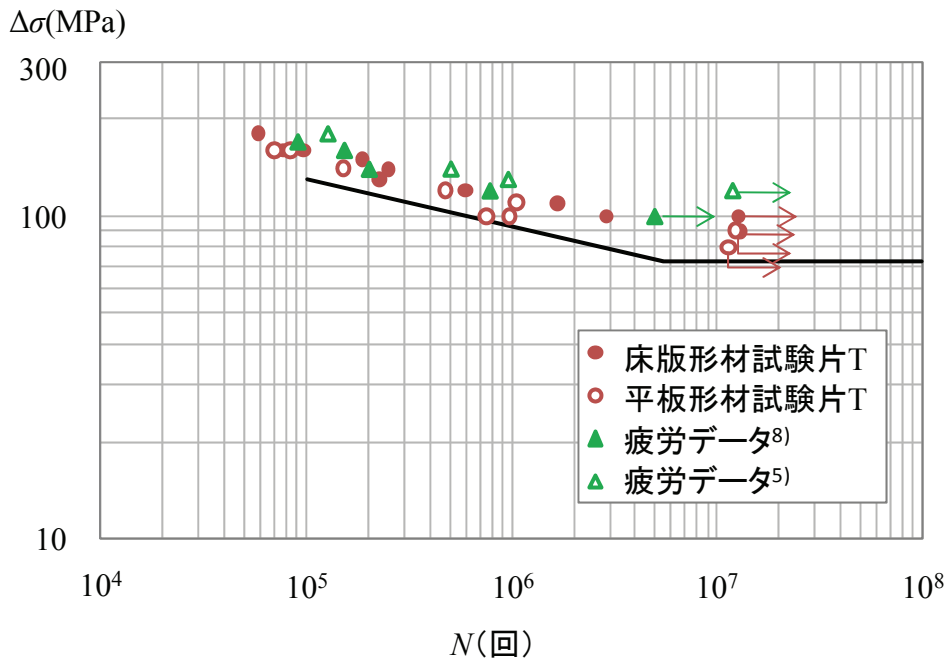
図 2.11 m と R の関係

2.3.4 設計疲労強度曲線と試験結果との比較

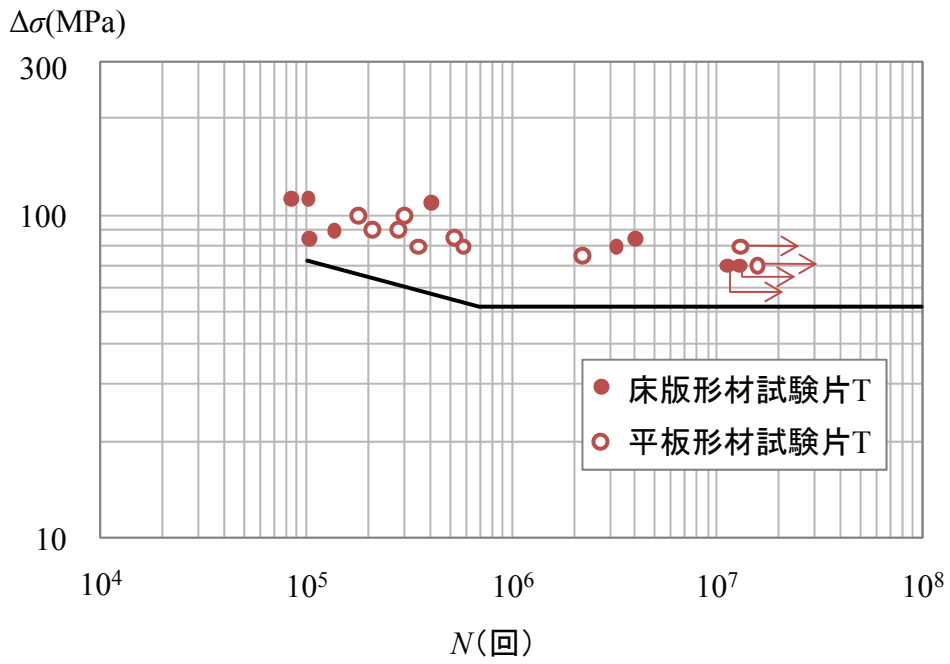
設計疲労強度曲線と試験結果との比較を図 2.12 に示す. 図 2.12 (b) の $R = 0.1$ に対しては, 文献^{5),8)}から引用された試験結果も示してある. 各図で, 設計疲労限度曲線が疲労試験結果の下限値付近を通過していることが分かる.



(a) $R = -1$



(b) $R = 0.1$



(c) $R = 0.5$

図 2.12 設計疲労強度曲線と試験結果との比較

設計疲労強度曲線を表 2.12 にまとめる。

表 2.12 摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線

設計疲労限度	
$-1 \leq R \leq 0.1$ ($72.7 \leq \Delta\sigma_{caf} \leq 133$)	$\Delta\sigma_{caf} = \frac{133(1-R)}{1.6786 - 0.3214R}$
$0.1 < R \leq 1$ ($0 \leq \Delta\sigma_{caf} \leq 72.7$)	$\Delta\sigma_{caf} = \frac{99.0(1-R)}{1.2966 - 0.7034R}$
設計 S-N 曲線 ($N \geq 10^5$)	
$-1 \leq R \leq 0.1$	$\Delta\sigma = \left(\frac{10^{20.486-6.38R}}{N} \right)^{\frac{1}{7.25-2.16R}}$
$0.1 < R \leq 0.5$	$\Delta\sigma = \left(\frac{10^{20.692-8.44R}}{N} \right)^{\frac{1}{7.25-2.16R}}$
$0.5 < R < 1$	$\Delta\sigma = \left\{ \frac{167(1-R)}{1.3089 - 0.3089R} \right\} \left(\frac{10^5}{N} \right)^{\frac{1}{m}}$ $m = \frac{0.8823}{\log \frac{4.0822 - 2.0822R}{2.3758 - 0.3758R}}$

$\Delta\sigma_{caf}$ と $\Delta\sigma$ の単位 : MPa

2.4 設計疲労強度曲線の妥当性の検証

表 2.12 の設計疲労強度曲線を図 2.13 に示す。設計疲労限度は R が大きくなるに従って低下する。設計 S-N 曲線の傾きは、 $-1 \leq R \leq 0.5$ に対して R が大きくなるに従って急になり、 $0.5 < R$ に対して R が大きくなるに従って緩やかになる。

設計疲労強度曲線が保持すべき特性として、応力比 R が大きくなるに従って疲労強度が単調に低下することが求められる。図 2.13 から分かるように、 R が大きくなると疲労強度は低下するが、同図で取り上げられた R の値以外でも、これが成立していなければならない。

表 2.12 の設計疲労限度に対する $\Delta\sigma_{caf}$ と R の関係を図 2.14 に示す。図 2.14 より、 $\Delta\sigma_{caf}$ は R が大きくなるに従って単調に低下することが分かる。

表 2.12 の設計 S-N 曲線は両対数グラフ上で直線である。したがって、任意の異なる 2 つの繰返し回数 N に対して与えられる $\Delta\sigma$ と R の関係が単調に低下すれば、設計 S-N 曲線は任意の R に対して単調に低下するといえる。表 2.12 の設計 S-N 曲線を与える各式の N の値に、 1.0×10^5 および 7.0×10^5 回を代入して得ら

れる $\Delta\sigma$ と R の関係を図 2.15 に示す. $N=1.0\times 10^5$ および 7.0×10^5 回の各場合に対して $\Delta\sigma$ と R の関係は単調に低下する. したがって, R が大きくなるに従って設計 S-N 曲線は単調に低下する.

表 2.12 の設計疲労強度曲線は, 「6000 系アルミニウム合金土木構造物の母材および摩擦攪拌接合部の疲労設計ガイドラン (2010 年 9 月版) ¹²⁾」 に採用された.

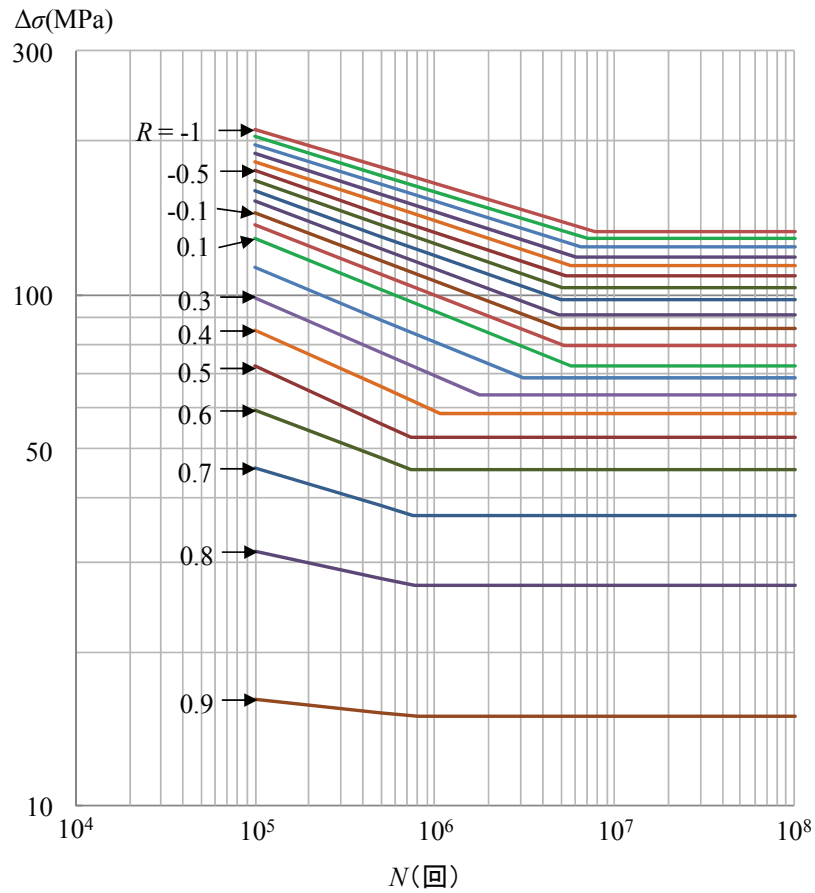


図 2.13 設計疲労強度曲線

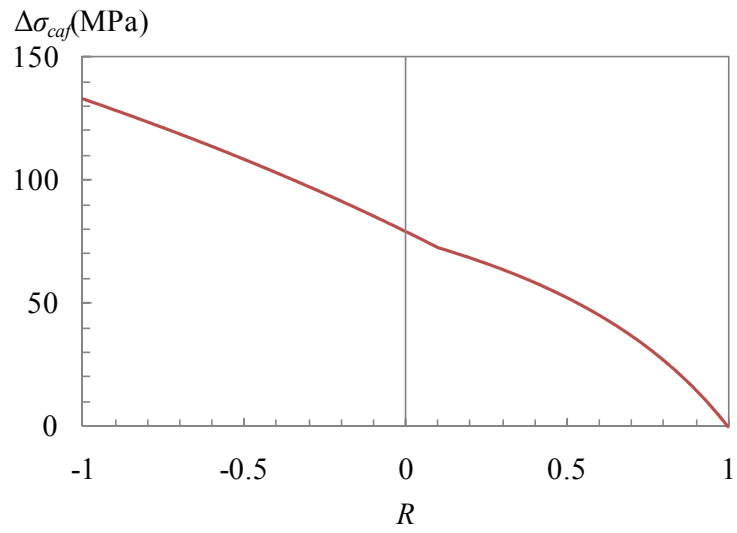


図 2.14 $\Delta\sigma_{caf}$ と R の関係

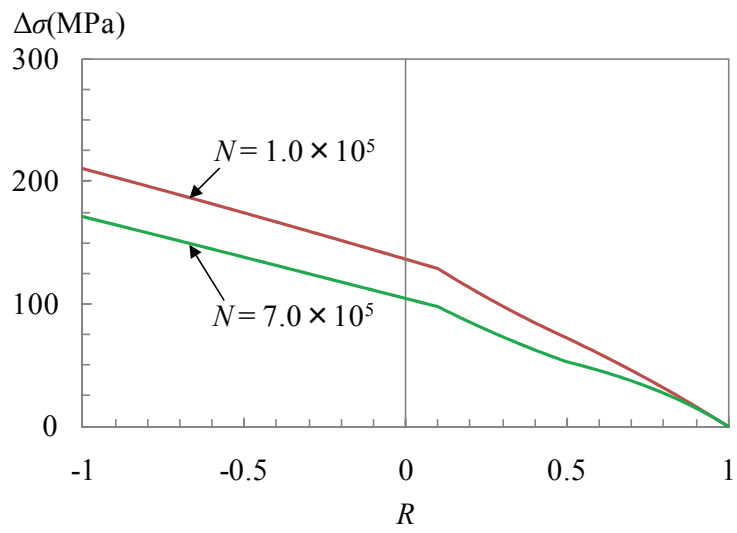


図 2.15 $\Delta\sigma$ と R の関係

第3章 両面摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度

3.1 接合線方向と接合線直角方向の疲労強度の比較

摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度を明らかにするために、図 3.1 (a) に示すように、2.1 節で述べた床版形材試験体（図 2.1 参照）の上板から接合線方向に試験片が採取され、その疲労試験が実施された⁴⁾。疲労試験片の形状を図 3.1 (b) に示す。この試験片を試験片 L と呼ぶ。

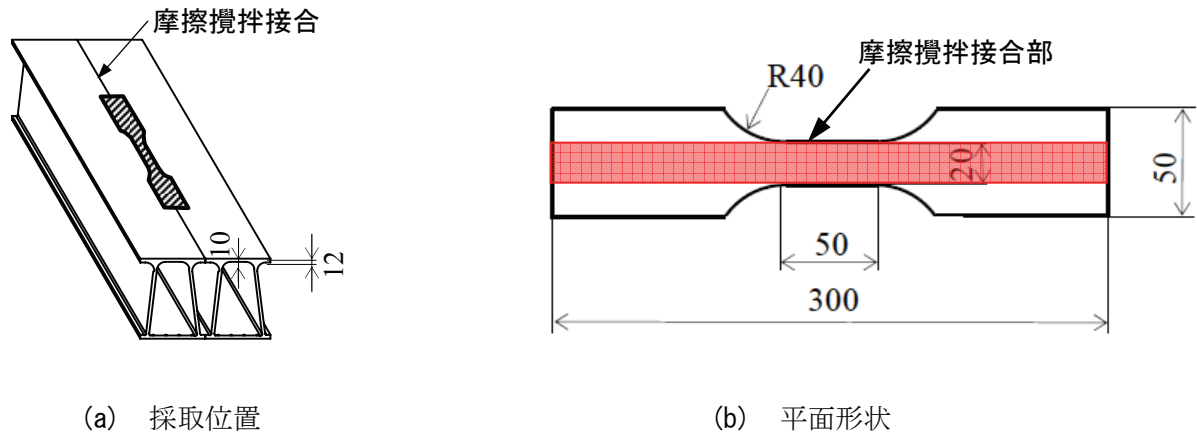


図 3.1 試験片 L

応力比 $R=0.1$ に対する試験片 L と T の試験結果の比較を図 3.2 に示す。ここで、試験片 T は第 2 章の床板形材試験片 T を指す。同図には、文献から引用⁸⁾された試験結果も記載されている。さらに、表 2.12 の摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線も描いてある。図 3.2 から分かるように、各試験結果において、試験片 L の疲労強度が試験片 T のそれより高い。この事実を受けて、第 1 章で述べたように、QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾では、接合線方向に応力を受ける摩擦攪拌接合部の疲労強度が、接合線直角方向に応力を受ける摩擦攪拌接合部の疲労強度より高いと想定して、接合線方向に応力を受ける摩擦攪拌接合部の疲労試験の実施は規定されなかった。

さらに、第 1 章で述べたように、QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾では、疲労の影響を受ける摩擦攪拌接合部に対して、摩擦攪拌接合部の裏面に生じるキッシングボンドを排除するために、両面摩擦攪拌接合を実施することが規定された。両面摩擦攪拌接合の規定についても、両面摩擦攪拌接合による接合部の疲労強度が片面摩擦攪拌接合によるそれより高いことが試験によって実証されることなく、従来の摩擦攪拌接合、すなわち片面摩擦攪拌接合による接合部の疲労強度より高いと想定して導入された。

この様な状況で、両面摩擦攪拌接合で接合された、接合部の接合線方向の試験片に対して疲労試験が行われた¹³⁾。

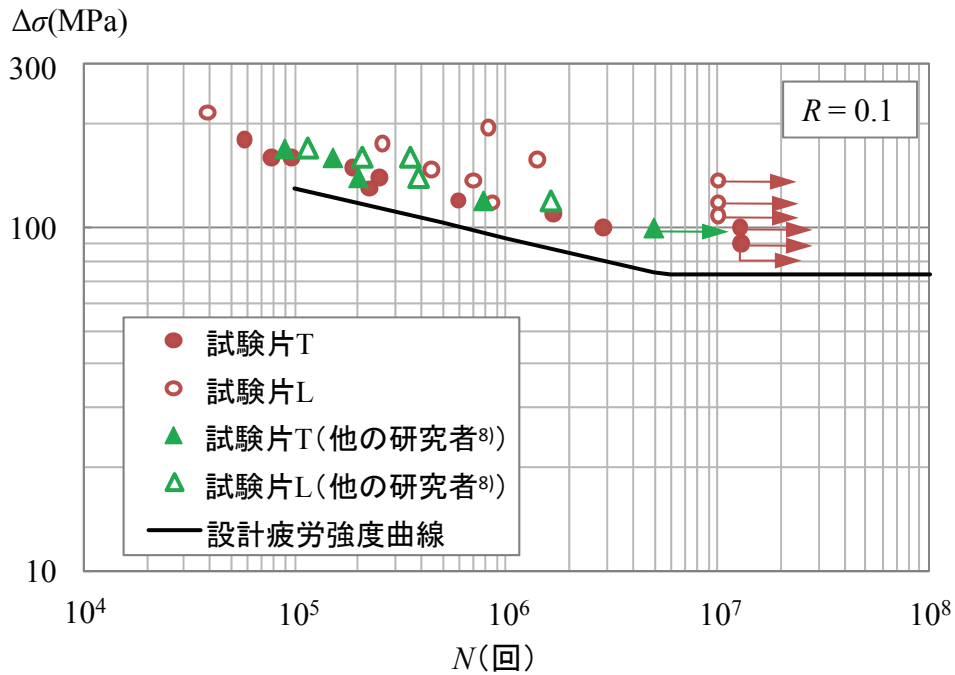


図 3.2 試験片 L と T の疲労強度の比較

3.2. 疲労試験片

疲労試験片が採取された試験体を図 3.3 に示す。図 3.3 に示す試験体は、押出型材 2 本を両面摩擦攪拌接合で連結したものであり、第 2 章で述べたアルミニウム床版試験体とは異なる。試験体の平面図と断面図を図 3.4 に示す。試験体の材料は A6061S-T6 である。摩擦攪拌接合の接合条件を表 3.1 に示す。図 3.4 の断面図に示すように、押出型材の上フランジを突合せ、最初、上フランジの裏側をプローブ長さ 6mm で接合した後、天地を逆にして、表側をプローブ長さ 10mm で接合した。表側を接合する際、裏当の支持を完全にするために、裏側のショルダー回転跡を切削した。したがって、裏側のショルダー回転跡の高さは表側のそれより低い。他方、摩擦攪拌接合の際、表 3.1 に示すように、裏側で 0.6mm、表側で 0.5mm のショルダーの押し込みが行なわれているため、後出の図 3.8～3.10 に示すように、接合部の板厚が減っている。

図 3.4 に示すように、試験体の中空部の上フランジの長手方向に母材の引張試験片を採取し、接合線に直角方向に摩擦攪拌接合部に対する引張試験片を採取した。さらに接合線に対して平行に摩擦攪拌接合部に対する疲労試験片を採取した。引張試験片の形状は、図 3.5(a) に示す JIS14B 号である。図 3.5(b) に示す疲労試験片の形状は QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾に従っている。引張試験片と疲労試験片の板厚はそれぞれ 15mm である。図 3.5 に示す試験体を 3 体用意し、そのうちの 1 体から、同図に示すように母材と摩擦攪拌接合部の引張試験片を各 3 本、疲労試験片を 6 本製作し、残り 2 体の試験体から疲労試験片を各 6 本製作した。

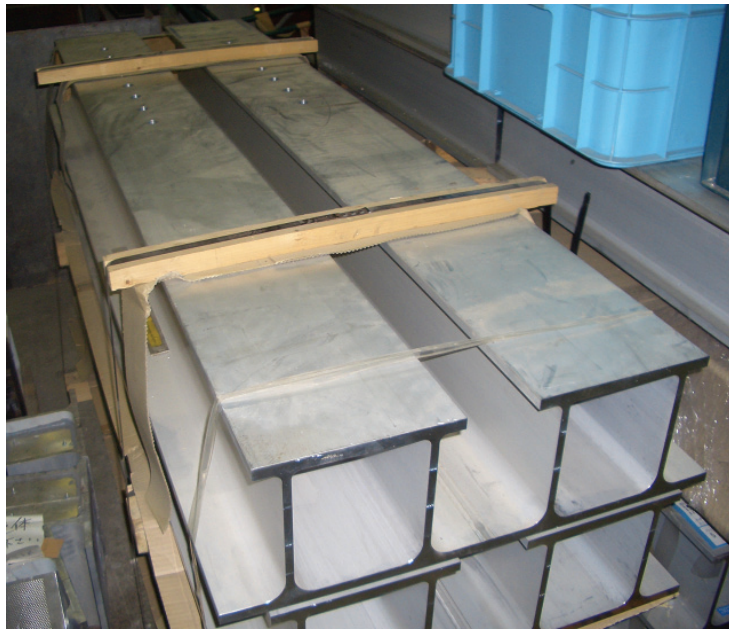


図 3.3 試験体

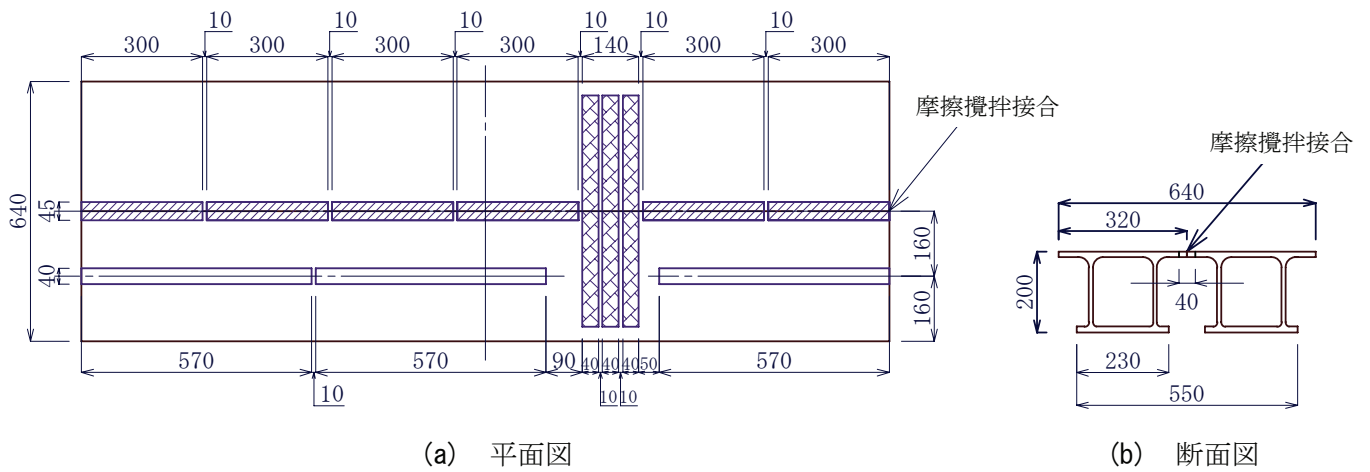


図 3.4 試験体の平面図と断面図

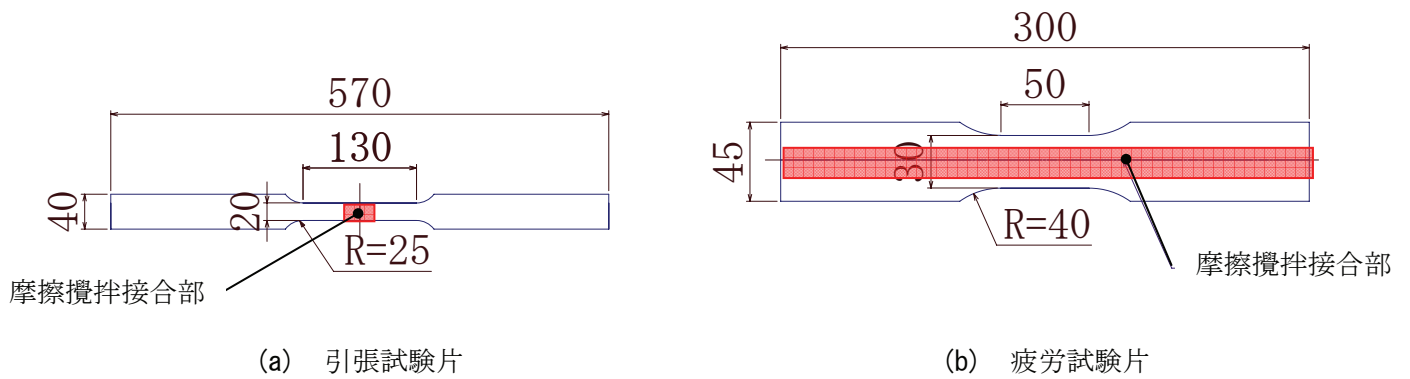


図 3.5 試験片の形状

表 3.1 摩擦攪拌接合の接合条件

対象	ツール			押込量 (mm)	回転数 (rpm)	送り速度 (mm/min)
	ショルダー (mm)	プローブ径 (mm)	プローブ長さ (mm)			
裏側	φ17.5	上端 下端 φ8-φ6	6	0.6	—	—
表側	φ20	上端 下端 φ10-φ6	10	0.5	—	—

試験体に使用された A6061S-T6 材の化学成分を表 3.2、母材と摩擦攪拌接合部の引張試験の結果を表 3.3 に示す。摩擦攪拌接合部のヤング係数が、70GPa を大きく上回っているのは、試験体の製作の際、摩擦攪拌接合の過程で試験体に変形が生じ、変形した試験体から引張試験片を採取したため、図 3.6 に示すように、引張試験片の表面の応力-ひずみ関係と裏面の応力-ひずみ関係がかなり異なったためである。

表 3.2 試験片 (A6061S-T6) の化学成分

項目	化 学 成 分 (質量%)							
	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti
ミルシート値	0.66	0.19	0.33	0.02	1.0	0.08	0.01	0.01
JIS 値	0.40~0.8	0.7 以下	0.15~0.40	0.15 以下	0.8~1.2	0.04~0.35	0.25 以下	0.15 以下

表 3.3 試験片 (A6061S-T6) の機械的特性

部位	引張強さ (MPa)	0.2%耐力 (MPa)	ヤング係数 (GPa)	ポアソン比	伸び (%)
母材	317	288	71.4	0.32	13.4
接合部	269	174	74.6	0.34	—

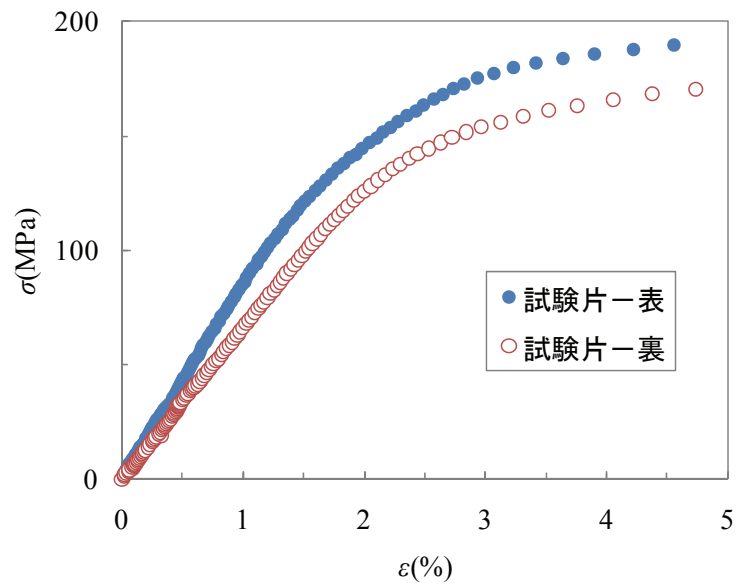


図 3.6 接合部の応力-ひずみ関係

3.3 疲労試験結果

応力比 R が -1, 0.1, 0.5 の 3 水準に対して疲労試験が実施された。疲労試験の様子を図 3.7 に示す。疲労試験結果を表 3.4 に示す。表 3.4 の応力範囲 $\Delta\sigma$ は、板厚を 15mm として算出した応力範囲である。疲労亀裂の様子を図 3.8~3.10 に示す。図 3.8 は表面のショルダー回転跡の中央に発生した例、図 3.9 は裏面のショルダー回転跡の中央に発生した例、図 3.10 は表面のバリに発生した例を示している。表 3.4 から分かるように、全 12 本の試験片が疲労亀裂によって破断し、その亀裂発生箇所は、11 本の試験片でショルダーの回転跡の中央、1 本の試験片でショルダーの両脇に生じるバリである。試験片の裏面は、ショルダー回転跡が切削されたにもかかわらず、疲労亀裂は裏面から多く発生している。この原因は不明である。

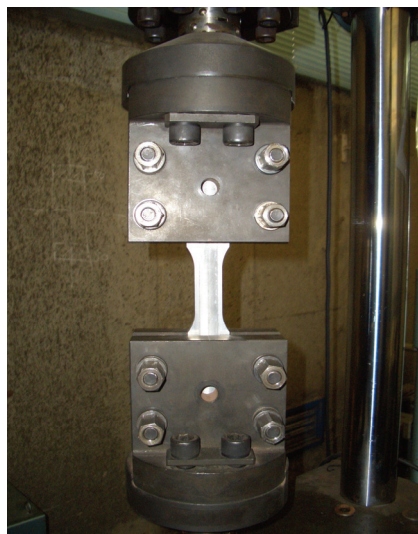


図 3.7 疲労試験の様子

表 3.4 疲労試験結果

(a) $R = -1$

試験片	$\Delta\sigma$ (MPa)	N (回)	亀裂の発生位置
A1	250	1.01×10^5	表面のショルダー回転跡の中央
A2	200	2.58×10^5	裏面のショルダー回転跡の中央
A3	160	3.29×10^5	表面のショルダー回転跡の中央
A4	140	1.99×10^6	チャック部で破断

(b) $R = 0.1$

試験片	$\Delta\sigma$ (MPa)	N (回)	亀裂の発生位置
B1	190	6.56×10^4	裏面のショルダー回転跡の中央
B2	160	7.91×10^4	裏面のショルダー回転跡の中央
B3	130	1.83×10^5	裏面のショルダー回転跡の中央
B4	110	7.20×10^5	裏面のショルダー回転跡の中央
B5	100	1.21×10^6	チャック部で破断
B6	90	1.00×10^7	発生せず
B6'	120	2.19×10^5	裏面のショルダー回転跡の中央 (試験片 6 で再試験)

(c) $R = 0.5$

試験片	$\Delta\sigma$ (MPa)	N (回)	亀裂の発生位置
C1	105	1.91×10^4	裏面のショルダー回転跡の中央
C2	90	2.32×10^4	裏面のショルダー回転跡の中央
C3	80	6.02×10^5	チャック部で破断
C4	80	3.51×10^5	裏面のショルダー回転跡の中央
C5	70	6.56×10^5	裏面のショルダー回転跡の中央
C6	60	5.05×10^6	表面のバリ
C7	55	1.00×10^7	発生せず

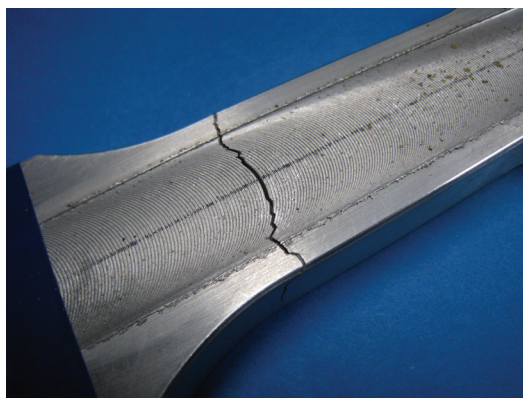
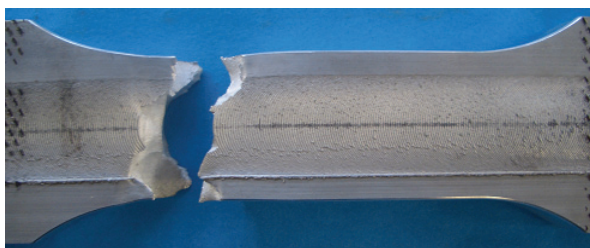


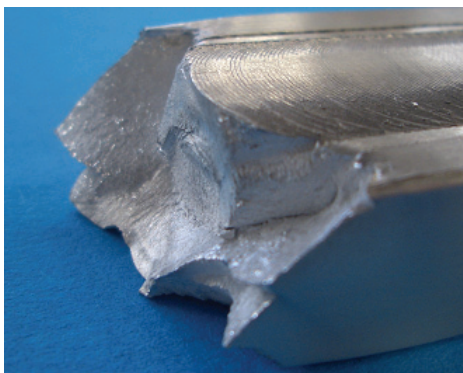
図 3.8 試験片 A3 に発生した疲労亀裂



(a) 裏側



(b) 表側



(c) 断面

図 3.9 試験片 B4 に発生した疲労亀裂

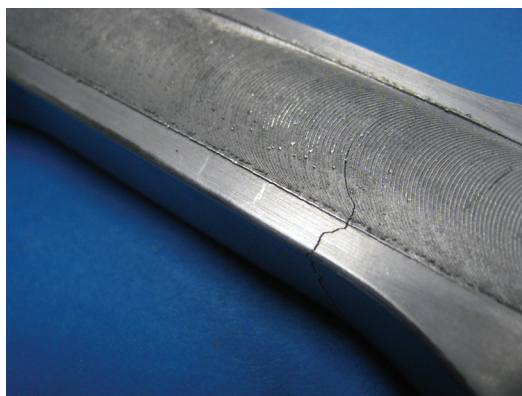


図 3.10 試験片 C6 に発生した疲労亀裂

3.4 疲労強度

表 3.4 の疲労試験結果を図 3.11 に示す。同図には、表 2.12 の摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線が実線で描かれている。図 3.11 (a) から分かるように、 $R = -1$ に対する疲労試験結果の中には設計疲労強度曲線より低い値が存在する。

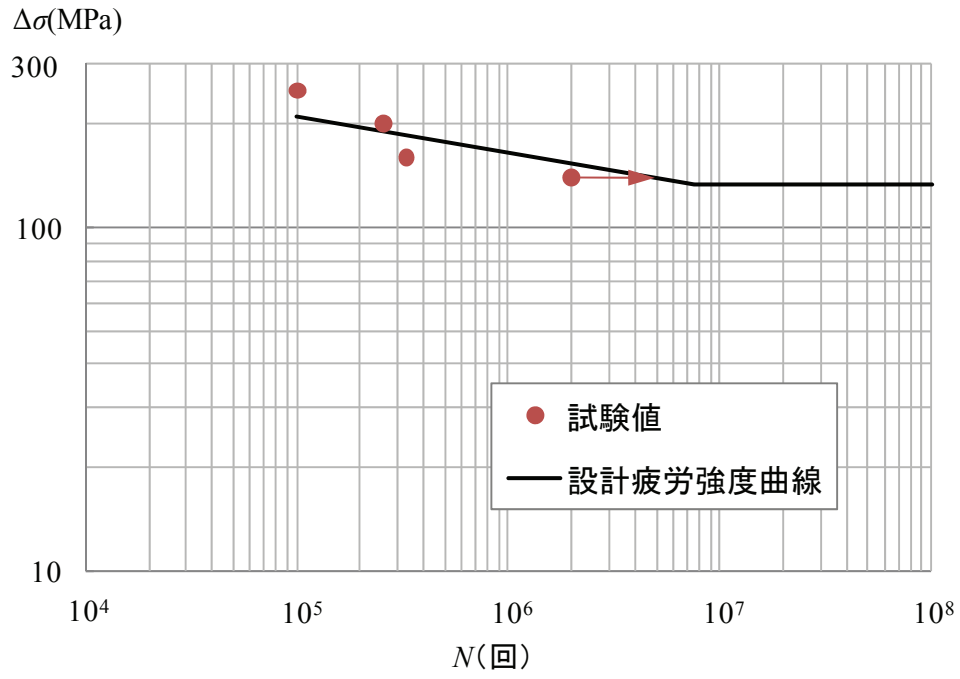
図 3.11 (b) の破線は、QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾の解説で記載されている、 $R = 0.1$ に対する平均 S-N 曲線であり、次式で与えられる。

$$\log N = 20.5 - 7.03 \log(\Delta\sigma) \quad (3.1)$$

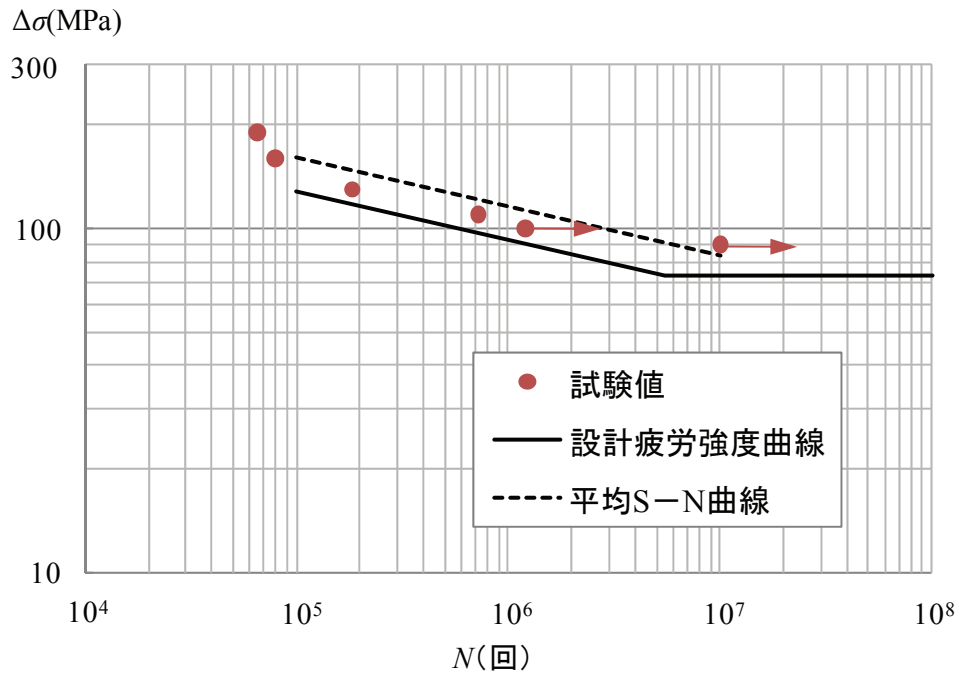
同ガイドラインでは、 $R = 0.1$ に対して、3 本の試験片に対して疲労試験を実施し、3 本全ての疲労寿命が、設計 S-N 曲線が与える疲労寿命より長く、さらに 2 本の疲労寿命が、式(3.1)の平均 S-N 曲線が与える疲労寿命より長くなることが規定されている。しかし、図 3.11 (b) から分かるように、 $R = 0.1$ に対する疲労試験結果は設計 S-N 曲線が与える疲労寿命より長い、平均 S-N 曲線が与える疲労寿命より短い。

本試験結果が QIFSW ガイドラインの 2008 年版⁷⁾の規定を満足しなかったため、QIFSW ガイドラインの 2010 年版²⁾では、応力が作用する方向に対応して、摩擦攪拌接合部の疲労試験を実施することが規定された。すなわち、応力が作用する方向に対応して、摩擦攪拌接合部の疲労試験片を 3 本作製し、3 本の試験片の疲労寿命が、表 2.12 の $R = 0.1$ に対する設計 S-N 曲線が与える疲労寿命より長く、その内の 2 本の疲労寿命が、式(3.1)の平均 S-N 曲線が与える疲労寿命より長くなることが規定された。

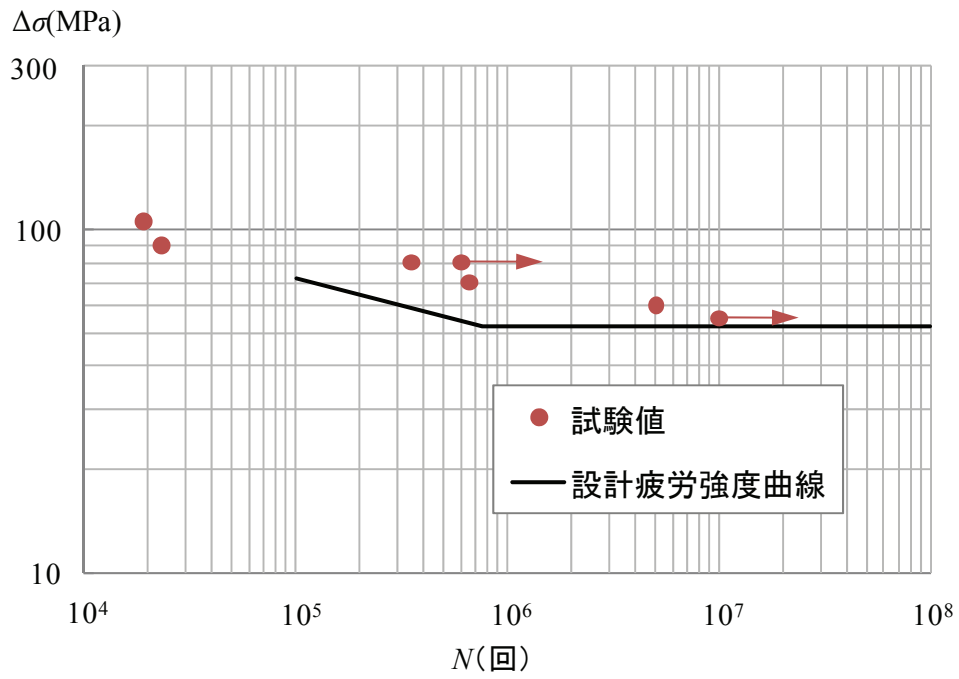
以上より、QIFSW ガイドラインの 2010 年版²⁾の品質検査を満足する摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度は、表 2.12 の設計疲労強度曲線を満足する。



(a) $R = -1$



(b) $R = 0.1$



(c) $R = 0.5$

図 3.11 両面摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度

第4章 強度低下と残留応力が摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度に与える影響

4.1 母材の応力範囲と、母材および接合部の応力比の関係

6000系アルミニウム合金は熱処理合金であるため摩擦攪拌接合部は強度低下を起こす。さらに接合線方向には引張残留応力が生じるので、接合線方向に生じる母材の応力と接合部の応力は異なる。次に、摩擦攪拌接合部を有する部材において、母材の応力範囲と、母材および接合部の応力比の関係について考察する。

母材と接合部の応力-ひずみ関係は次式で与えられる⁹⁾。

母材に対して

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 0.002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0.2}} \right)^n \quad (4.1)$$

接合部に対して

$$\varepsilon_j = \frac{\sigma_j}{E} + 0.002 \left(\frac{\sigma_j}{\sigma_{j0.2}} \right)^{n_j} \quad (4.2)$$

ここに、 ε と σ : それぞれ母材に生じるひずみと応力

ε_j と σ_j : それぞれ接合部に生じるひずみと応力

E : ヤング係数

$\sigma_{0.2}$ と $\sigma_{j0.2}$: それぞれ母材と接合部の0.2%耐力

n と n_j : それぞれ母材と接合部のひずみ硬化パラメータの値

摩擦攪拌接合部の接合線方向に応力を受ける部材の母材と接合部の応力-ひずみ関係をそれぞれ図4.1(a)、(b)に示す。荷重が載荷されていないとき、母材の応力とひずみは図4.1(a)の原点Aにある。

接合線方向には、摩擦攪拌接合によって引張残留応力 σ_{jr} が生じる。この残留応力に対する残留ひずみ ε_{jr} は次式で与えられる。

$$\varepsilon_{jr} = \frac{\sigma_{jr}}{E} \quad (4.3)$$

ここに、 ε_{jr} : 接合部に生じる引張残留応力に対する残留ひずみ

σ_{jr} : 接合部に生じる引張残留応力

荷重が載荷されていないとき、接合部の応力とひずみは図4.1(b)の点A_jにある。点A_jのひずみは ε_{jr} である。荷重を最大荷重まで増加させると、母材の応力とひずみは原点Aから点Bに移動する。ここで、接合部の断面積は部材の全断面積と比較して小さいので、母材に生じるひずみと接合部に生じるひずみは等しいと仮定すると、荷重によって母材に生じるひずみ ε_L と同じ大きさのひずみが接合部に生じる。したがって、接合部の応力とひずみは点A_jから点B_jに移動する。点B_jでは式(4.2)より次式が成立する。

$$\varepsilon_{jr} + \varepsilon_L = \frac{\sigma_{j\max}}{E} + 0.002 \left(\frac{\sigma_{j\max}}{\sigma_{j0.2}} \right)^{n_j} \quad (4.4)$$

ここに、 $\sigma_{j\max}$: 接合部に生じる最大応力

母材の応力-ひずみ関係の比例限 σ_p は、これまで、慣習的に0.2%耐力 $\sigma_{0.2}$ の0.8倍とされている。図4.1(a)に示すように、 $\sigma_p = 0.8\sigma_{0.2}$ 以下では応力-ひずみ関係は直線である。そこで最大荷重に対して母材に生じる応力を σ_{\max} とすると、 σ_{\max} は次の制限を受ける。

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_p = 0.8\sigma_{0.2} \quad (4.5)$$

式(4.5)の制限を受ける σ_{\max} に対して、母材に生じるひずみ ε_L は次式で与えられる。

$$\varepsilon_L = \frac{\sigma_{\max}}{E} \quad (4.6)$$

式(4.3)と(4.6)を式(4.4)に代入して次式を得る。

$$\sigma_{jr} + \sigma_{\max} = \sigma_{j\max} + 0.002E \left(\frac{\sigma_{j\max}}{\sigma_{j0.2}} \right)^{n_j} \quad (4.7)$$

荷重を最大荷重まで載荷した後、最小荷重まで除荷すると、図4.1(a)において、母材の応力とひずみは点Bから点Cに移動する。これに対して、接合部の応力とひずみは、図4.1(b)に示すように、ヤング係数 E の直線上を点 B_j から点 C_j に移動する。その後、母材に対して応力範囲 $\Delta\sigma$ を与える繰返し荷重が載荷されると、母材の応力とひずみはBC間を変動し、接合部の応力とひずみは、母材と同じ応力範囲 $\Delta\sigma$ で B_jC_j 間を変動する。したがって、接合部の応力範囲 $\Delta\sigma_j$ と応力比 R はそれぞれ次式で与えられる。

$$\Delta\sigma_j = \Delta\sigma \quad (4.8)$$

$$R = \frac{\sigma_{j\max} - \Delta\sigma}{\sigma_{j\max}} = 1 - \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j\max}} \quad (4.9)$$

式(4.9)を $\sigma_{j\max}$ について解いて次式を得る。

$$\sigma_{j\max} = \frac{\Delta\sigma}{1-R} \quad (4.10)$$

他方、母材の最大応力 σ_{\max} は、母材に生じる応力範囲 $\Delta\sigma$ と母材の応力比 R_n を用いて、次式で与えられる。

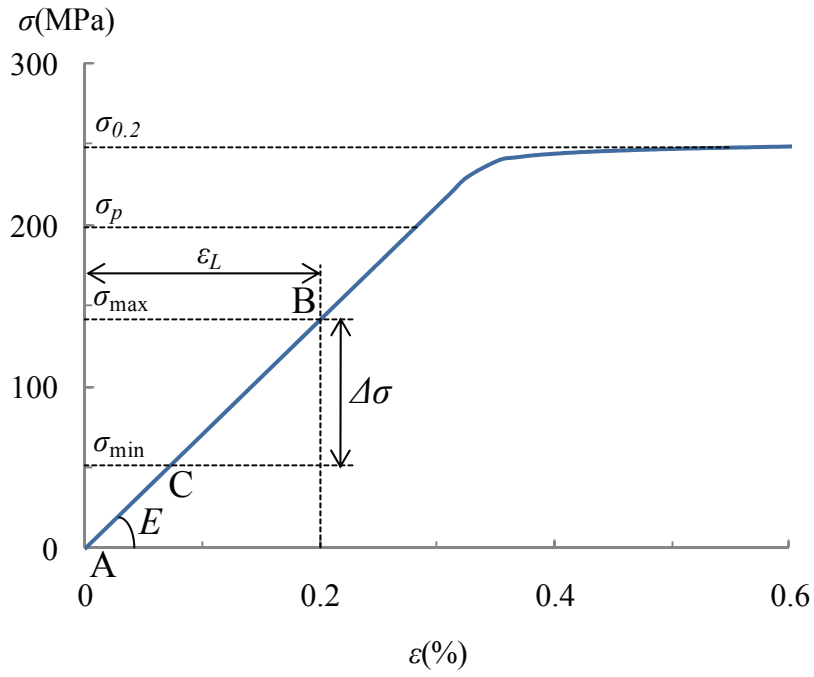
$$\sigma_{\max} = \frac{\Delta\sigma}{1-R_n} \quad (4.11)$$

式(4.10)と(4.11)を式(4.7)に代入して、母材の応力範囲 $\Delta\sigma$ と、母材の応力比 R_n および接合部の応力比 R の関係が次式で与えられる。

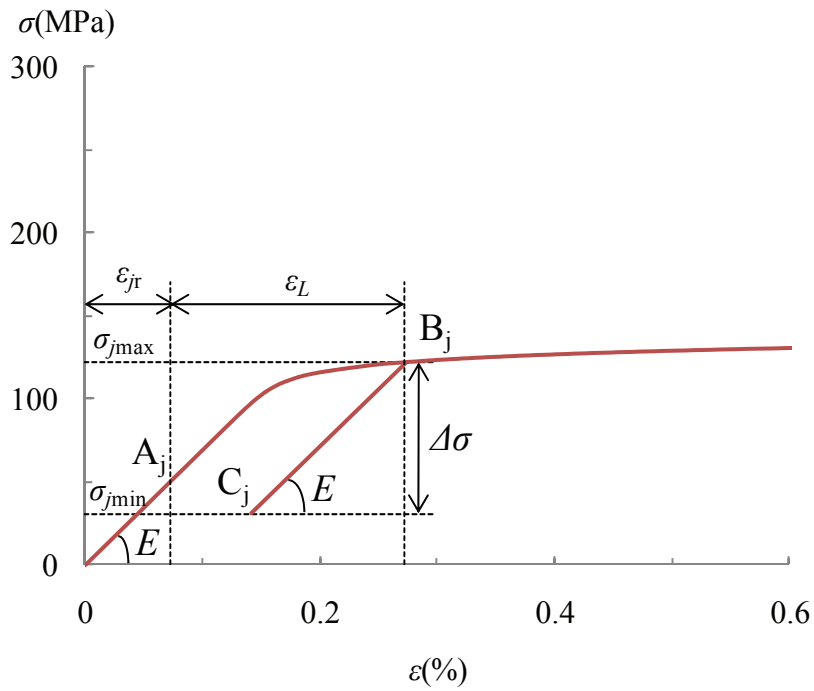
$$\sigma_{jr} + \frac{(R_n - R)\Delta\sigma}{(1-R_n)(1-R)} = 0.002E \left\{ \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}(1-R)} \right\}^{n_j} \quad (4.12)$$

式(4.11)の σ_{\max} は式(4.5)の制限を受けるので、 $\Delta\sigma$ は次の制限を受ける。

$$\Delta\sigma \leq \sigma_p(1-R_n) = 0.8\sigma_{0.2}(1-R_n) \quad (4.13)$$



(a) 母材



(b) 摩擦撹拌接合部

図 4.1 母材と摩擦撹拌接合部の応力-ひずみ関係

4.2 母材の応力比と疲労設計応力比の関係

疲労設計で算出される応力，すなわち疲労設計応力は，外荷重を部材の全断面積で除したものとして定義される．したがって，最大疲労設計応力（疲労設計応力の最大値），母材の最大応力，接合部の最大応力の間には次の関係が成立する．

$$\sigma_{d\max} A = \sigma_{\max} (1 - A_j) + \sigma_{j\max} A_j \quad (4.14)$$

ここに， $\sigma_{d\max}$ ：最大疲労設計応力

A ：全断面積

A_j ：接合部の断面積

疲労設計応力範囲 $\Delta\sigma_d$ （疲労設計応力の範囲）と疲労設計応力比 R_d （疲労設計応力に対する応力比）を用いて，最大疲労設計応力 $\sigma_{d\max}$ は次式で与えられる．

$$\sigma_{d\max} = \frac{\Delta\sigma_d}{1 - R_d} \quad (4.15)$$

式(4.10)，(4.11)，(4.15)を式(4.14)に代入して次式を得る．

$$\frac{\Delta\sigma_d}{1 - R_d} = \frac{\Delta\sigma}{1 - R_n} \left(1 - \frac{A_j}{A}\right) + \frac{\Delta\sigma}{1 - R} \frac{A_j}{A} \quad (4.16)$$

疲労設計応力範囲 $\Delta\sigma_d$ は母材の応力範囲 $\Delta\sigma$ と等しいので，式(4.16)において， $\Delta\sigma_d = \Delta\sigma$ とおいて，さらに， R_n について解いて次式を得る．

$$R_n = 1 - \frac{(1 - R_d) \left(1 - \frac{A_j}{A}\right)}{1 - \frac{1 - R_d}{1 - R} \frac{A_j}{A}} \quad (4.17)$$

式(4.17)の $\{(1 - R_d)/(1 - R)\}(A_j/A)$ は，接合部の応力比に関する項と部材の断面積に関する項の積になっており，相互に影響し合うので， $\{(1 - R_d)/(1 - R)\}(A_j/A)$ は理論展開を非常に複雑にする．そこで，式(4.17)の右辺第2項の分母を無視した，次式で定義される母材の応力比を考える．

$$R_n = 1 - (1 - R_d) \left(1 - \frac{A_j}{A}\right) = R_d \left(1 - \frac{A_j}{A}\right) + \frac{A_j}{A} \quad (4.18)$$

式(4.18)は式(4.17)より常に大きな値を与えるので，式(4.18)の応力比に対する疲労強度は，式(4.17)の応力比に対する疲労強度より常に低い．したがって，式(4.18)で定義される応力比を母材の応力比として使用する．

4.3 母材の応力で表された疲労強度曲線

式(4.12)の $\Delta\sigma$ を $\Delta\sigma_{caf}$ に置き換え，さらに，表 2.12 の設計疲労限度を与える各式の R を，式(4.12)の R に代入して次式を得る．

$0 \leq \Delta\sigma_{caf} < 72.7 \text{ MPa}$ ($0.1 < R \leq 1$) に対して，

$$\sigma_{jr} + \frac{\Delta\sigma_{caf}}{1 - R_n} = 166.9 - 1.1858\Delta\sigma_{caf} + 0.002E \left(\frac{166.9 - 1.1858\Delta\sigma_{caf}}{\sigma_{j0.2}} \right)^{n_j} \quad (4.19)$$

$72.7 \leq \Delta\sigma_{caf} \leq 133 \text{ MPa}$ ($-1 \leq R \leq 0.1$) に対して,

$$\sigma_{jr} + \frac{\Delta\sigma_{caf}}{1-R_n} = 98.0 - 0.2368\Delta\sigma_{caf} + 0.002E \left(\frac{98.0 - 0.2368\Delta\sigma_{caf}}{\sigma_{j0.2}} \right)^{n_j} \quad (4.20)$$

ここに, $\Delta\sigma_{caf}$, $\sigma_{j0.2}$, σ_{jr} , E の単位: MPa

式(4.19)と(4.20)の各式を数値計算で解くことにより, 摩擦撹拌接合部の接合線方向の疲労強度が母材の応力で与えられる。

他方, 表 2.12 の設計 S-N 曲線を与える各式と式(4.12)から数値計算により R を消去することにより, 摩擦撹拌接合部の接合線方向の S-N 曲線が母材の応力で与えられる。

4.4 疲労強度曲線と試験結果との比較

4.4.1 疲労試験の概要⁴⁾

図 4.2 に示すように, 長さ 1.7m の中空押出型材 2 本を平行に並べ, 上下フランジを摩擦撹拌接合で連結することにより試験体 B が 1 体製作された。中空押出型材は 2.1 節の図 2.1 に示す押出型材と同じである。他方, 図 4.3 に示すように, 長さ 2.2m の中空押出型材 15 本の上下フランジを摩擦撹拌接合で連結することによりアルミニウム床版が製作され, このアルミニウム床版から上下フランジを切断することによって試験体 C が 4 本製作された。図中の FSW とは, 摩擦撹拌接合を指す。

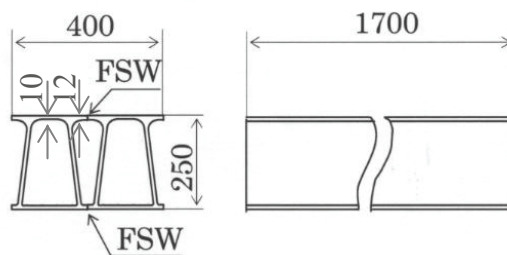


図 4.2 試験体 B

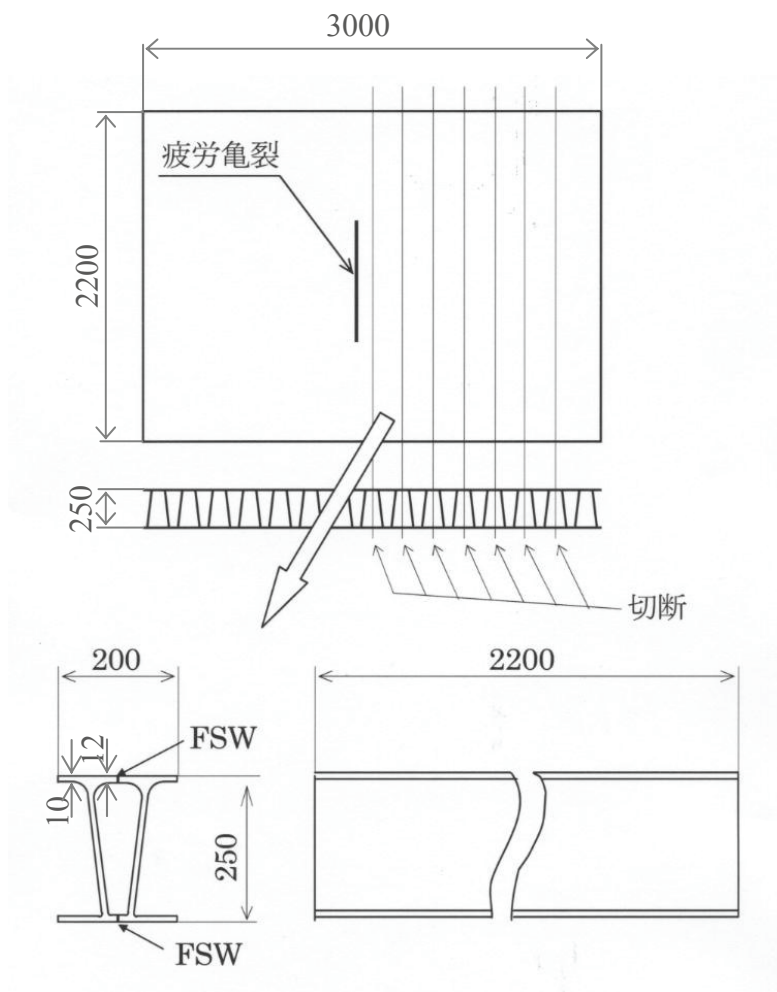


図 4.3 試験体 C

図 4.4 に示すように、試験体 B と C の両端をローラーで支持し、中央の 100mm の幅に荷重を載荷することにより疲労試験が実施された。試験体 B の支持間隔は 1500mm、試験体 C の支持間隔は 2000mm である。荷重の応力比は 0.1 である。試験体の下フランジ下面の接合部に、接合線に対して直角な方向に疲労亀裂が発生し、これが試験体を横断する方向に伝播し、最終的に脆性破壊によって試験体が 2 つに破断した。疲労試験結果を表 4.1 に示す。表 4.1 の $\Delta\sigma$ の値は、下フランジに疲労亀裂が発生した箇所の応力範囲であり、破断した箇所の両側に貼付されたひずみゲージが与える値の直線補間によって求められたものである。

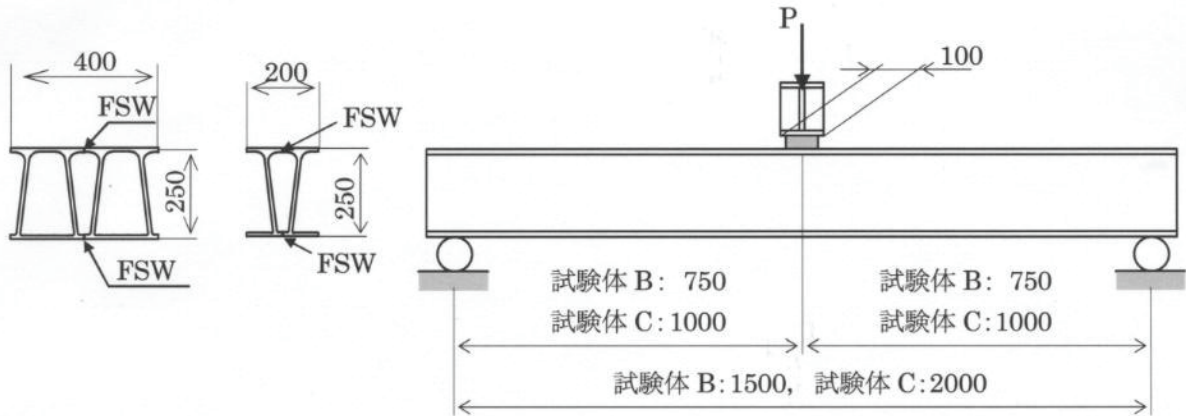


図 4.4 疲労試験

表 4.1 疲労試験結果

試験体	応力範囲 $\Delta\sigma$ (MPa)	繰返し回数 N (回)
B	108.2	5.81×10^5
C	1	1.61×10^5
	2	1.77×10^5
	3	9.65×10^5
	4*	4.00×10^6
	4**	1.06×10^5

* 疲労亀裂発生せず

** 試験体 C-4 で再試験

4.4.2 母材と接合部の応力-ひずみ関係

式(4.1)と(4.2)のひずみ硬化パラメータ n と n_j はそれぞれ次式によって決定される⁹⁾.

$$n = \frac{\ln 2}{\ln \left(\frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{0.1}} \right)} \quad (4.21)$$

$$n_j = \frac{\ln 2}{\ln \left(\frac{\sigma_{j0.2}}{\sigma_{j0.1}} \right)} \quad (4.22)$$

ここに、 $\sigma_{0.1}$: 母材の 0.1% 耐力

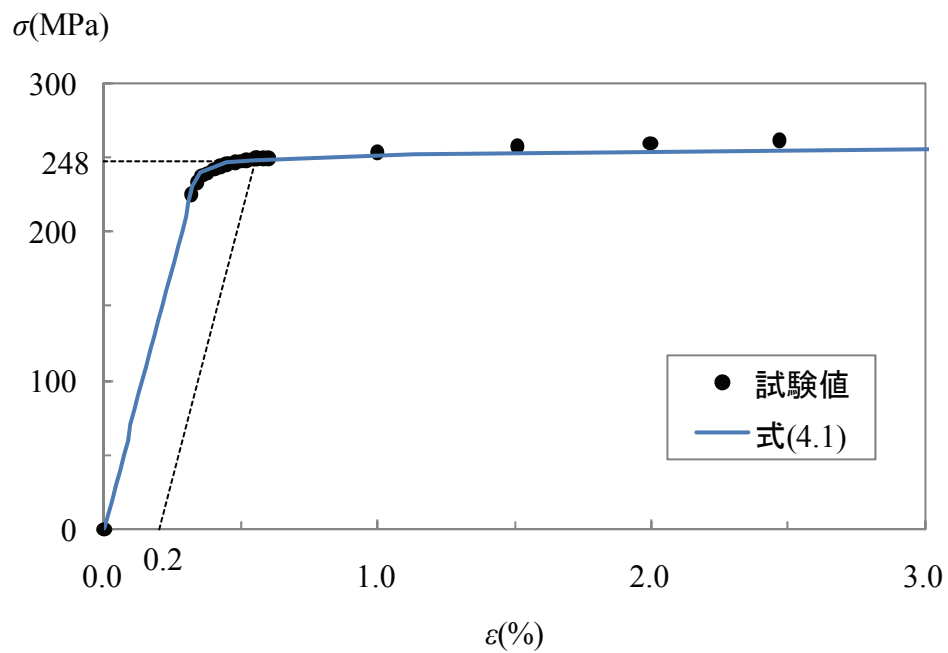
$\sigma_{j0.1}$: 接合部の 0.1% 耐力

試験体の材料は A6005C-T5 である. 試験体 B の母材および摩擦攪拌接合部の引張試験から得られた応力-ひずみ関係を図 4.5 に示す. 母材の引張試験片は中空部の上フランジの長手方向から, 摩擦攪拌接合部の引

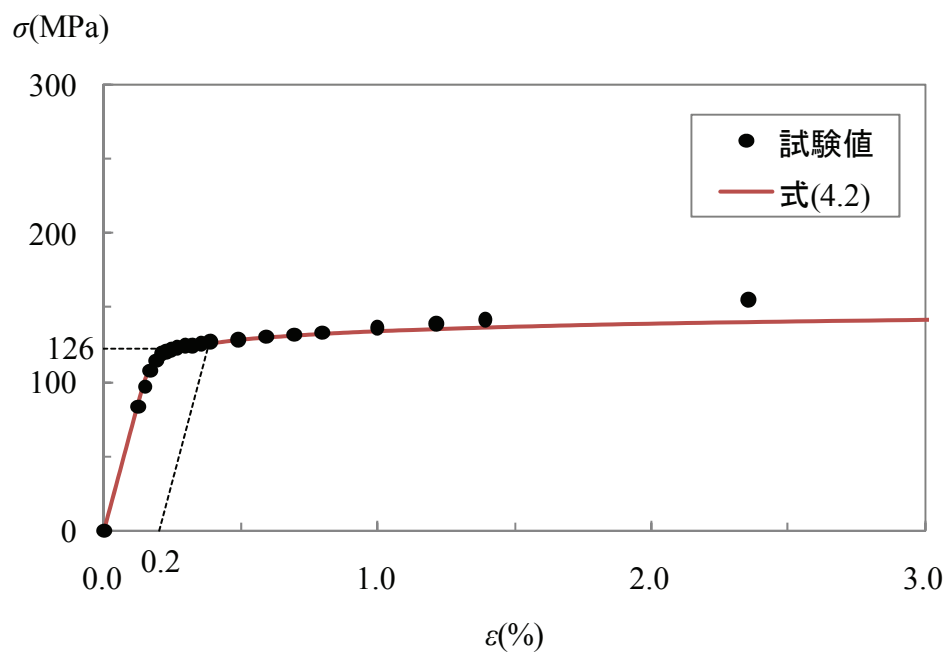
張試験片は接合線を中心として，上フランジの長手方向から採取された．引張試験片の形状は JIS 14B 号である．図 4.5 の応力-ひずみ関係より得られる，母材および摩擦攪拌接合部のヤング係数，0.1%耐力，0.2%耐力，および式(4.21)と(4.22)から算出されるひずみ硬化パラメータの値を表 4.2 に示す．表 4.2 の値を式(4.1)と(4.2)に代入して得られる応力-ひずみ関係は，母材および接合部の試験結値をよく近似している．図 4.5(a)から分かるように，母材の応力-ひずみ関係は， $\sigma = 0.8\sigma_{0.2} = 198.4 \text{ MPa}$ 以下で直線である．

表 4.2 ヤング係数，0.1%耐力，0.2%耐力，ひずみ硬化パラメータの値

対象	E (GPa)	$\sigma_{0.1}$ または $\sigma_{j0.1}$ (MPa)	$\sigma_{0.2}$ または $\sigma_{j0.2}$ (MPa)	n または n_j
母材	70.7	246	248	85.6
摩擦攪拌接合部	69.1	122	126	21.5



(a) 母材



(b) 接合部

図 4.5 母材および接合部の応力-ひずみ関係

4.4.3 熱影響範囲

試験体 B の下フランジの摩擦攪拌接合部のビッカース硬さを図 4.6 に示す。摩擦攪拌接合部の熱影響範囲は、接合線を中心として左右それぞれ 20mm である。したがって、摩擦攪拌接合部が強度低下を起こした範囲は 40mm である。

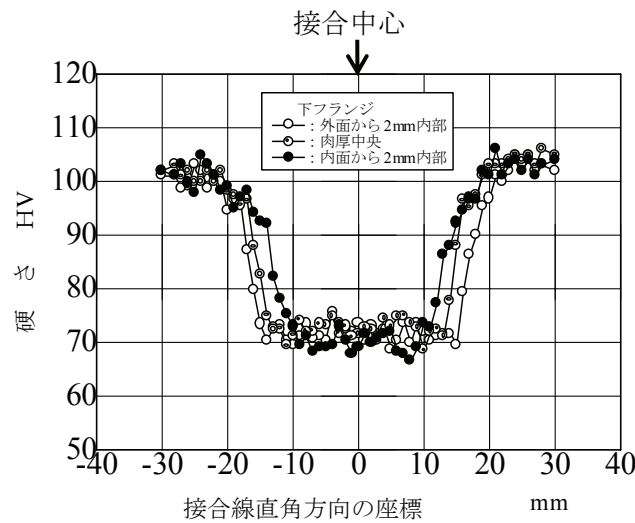


図 4.6 摩擦攪拌接合部のビッカース硬さ

4.4.4 残留応力

第 3 章で述べられた接合線方向に応力を受ける試験片に対する疲労試験では、疲労亀裂はショルダーの直径以内に発生した。したがって、接合部の疲労強度に対してショルダー直径以内の残留応力が重要である。

試験体 B の下フランジの摩擦攪拌接合部の接合線方向の残留応力を図 4.7 に示す。試験体の製作に使用された摩擦攪拌接合のショルダーの直径は 25mm であったので、図 4.7 において、接合中心から左右 12.5mm 以内に生じる残留応力が重要である。この範囲の残留応力の最大値は 48.9MPa である。

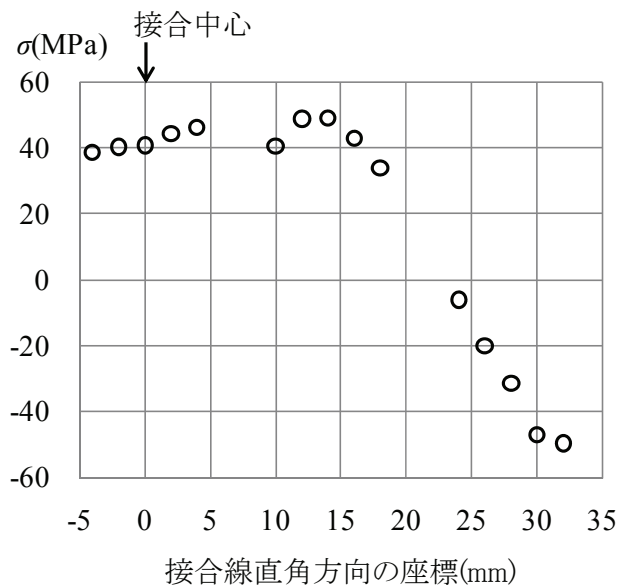


図 4.7 接合線方向の残留応力

4.4.5 接合部の疲労強度

疲労試験で採用された外荷重に対する応力比は 0.1 であった。したがって、 $R_d = 1$ である。試験体の下フランジの全断面積 A 、接合部の断面積 A_j 、式(4.18)より算出される母材の応力比 R_n を表 4.3 に示す。接合部の断面積 A_j は、下フランジで強度低下が生じた範囲 40mm と、下フランジの接合部の板厚 12mm の積である。

表 4.3 A , A_j , A_j/A , R_n の値

試験体	A (mm ²)	A_j (mm ²)	A_j/A	R_n
B	4160	480	0.115	0.204
C	2080	480	0.231	0.308

式(4.19)に対して、表 4.3 の R_n の値、残留応力 σ_{jr} に 48.9MPa、 E 、 $\sigma_{j0.2}$ 、 n_j に表 4.2 の接合部の値を代入して、数値計算によって得られる疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ の値を表 4.4 に示す。

表 4.4 $\Delta\sigma_{caf}$ の値

R_n	$\Delta\sigma_{caf}$
0.204	50.2
0.308	47.8

さらに、表 2.12 の設計 S-N 曲線と式(4.12)から R を数値計算により消去することによって与えられる S-N 曲線を図 4.8 に示す。同図には、表 4.4 の疲労限度 $\Delta\sigma_{caf}$ と、表 4.1 の疲労試験結果も記載されている。同図の破線の水平線は、 $\Delta\sigma$ に対して式(4.13)によって与えられる限界値を示す。図 4.8 から分かるように、疲労限度以下の応力範囲で疲労亀裂が発生した試験体がなく、S-N 曲線が与える寿命は試験値より短寿命である。したがって、式(4.19)が与える疲労限度、および表 2.12 の設計 S-N 曲線と式(4.12)が与える S-N 曲線は試験結果を安全側に評価している。しかし、式(4.19)が与える疲労限度、および表 2.12 の設計 S-N 曲線と式(4.12)が与える S-N 曲線は試験結果に対して過度に安全側にある。この理由は次の通りである。

試験体 B に対して、摩擦攪拌接合部の接合線方向に採取された試験片 L の疲労試験結果が図 3.2 に示してある。同図から分かるように、試験片 L の疲労強度は、表 2.12 の設計疲労強度曲線よりかなり上にある。したがって表 2.12 の設計疲労強度曲線に基づいて作成された図 4.8 の疲労強度曲線は過度に安全側にある。

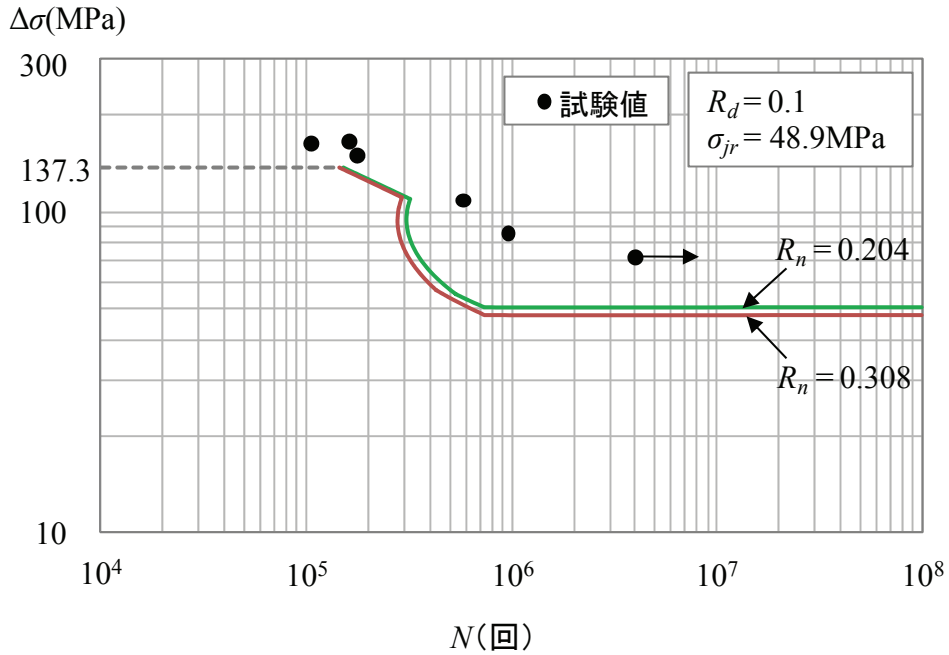


図 4.8 疲労強度曲線と試験結果との比較

図 4.8 から分かるように、表 2.12 の設計 S-N 曲線と式(4.12)が与える S-N 曲線は、両対数グラフで直線を示す従来の S-N 曲線とかなり異なる。 $R_n = 0.308$ に対する S-N 曲線において、 $N = 2.9 \times 10^5$ 回に対する疲労強度は $\Delta\sigma = 80.0$ MPa と 111.0 MPa である。 このように、特定の疲労寿命に対して、2 つの疲労強度が存在する場合がある。 次に、この原因について説明する。

$R_n = 0.308$ に対して式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を図 4.9 に示す。 さらに同図には、 $N = 1.5 \times 10^5$, 2.9×10^5 , 5.0×10^5 回に対して、表 2.12 の設計 S-N 曲線が与える $\Delta\sigma$ と R の関係も示す。 式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係と、表 2.12 の設計 S-N 曲線が与える $\Delta\sigma$ と R の関係の交点において、縦軸の値が接合部の疲労強度であり、横軸の値がそのとき接合部に生じている応力比である。 $N = 1.5 \times 10^5$ と 5.0×10^5 回に対して、式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係は、表 2.12 の設計 S-N 曲線が与える $\Delta\sigma$ と R の関係と 1 か所で交差している。 したがって、図 4.8 において、 $N = 1.5 \times 10^5$ と 5.0×10^5 回に対する疲労強度は 1 つである。

図 4.9 の $N = 2.9 \times 10^5$ 回に対する式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係および表 2.12 の設計 S-N 曲線が与える $\Delta\sigma$ と R の関係の拡大図を図 4.10 に示す。 前者と後者は $\Delta\sigma$ が 80.0 MPa と 111.0 MPa で交差している。 したがって、図 4.8 において、 $N = 2.9 \times 10^5$ 回に対する疲労強度は 2 つ存在する。

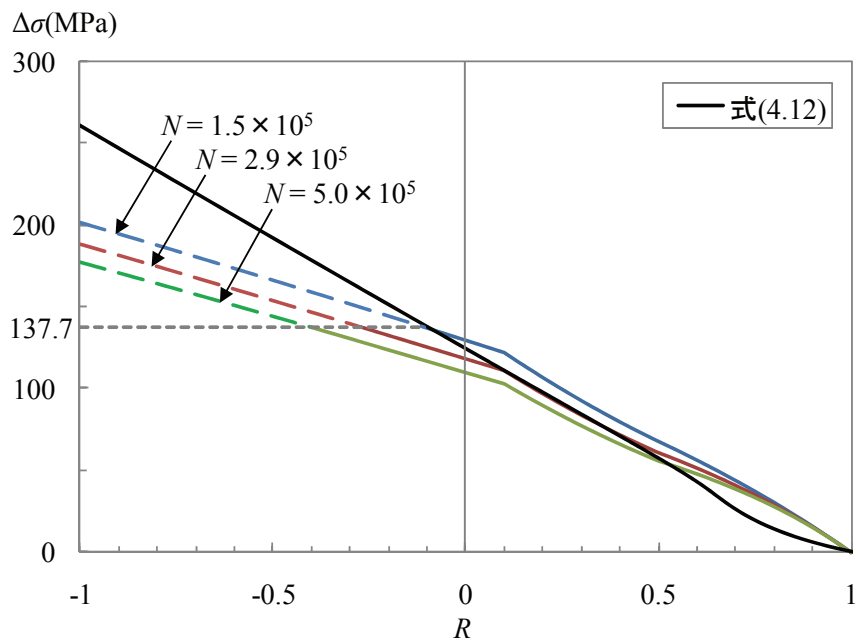


図 4.9 $\Delta\sigma$ と R の関係

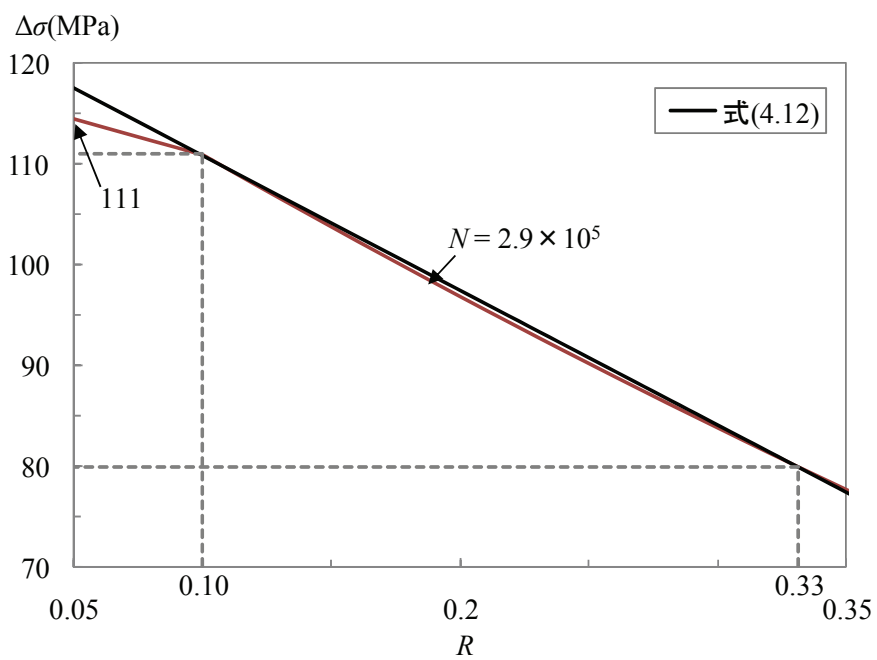
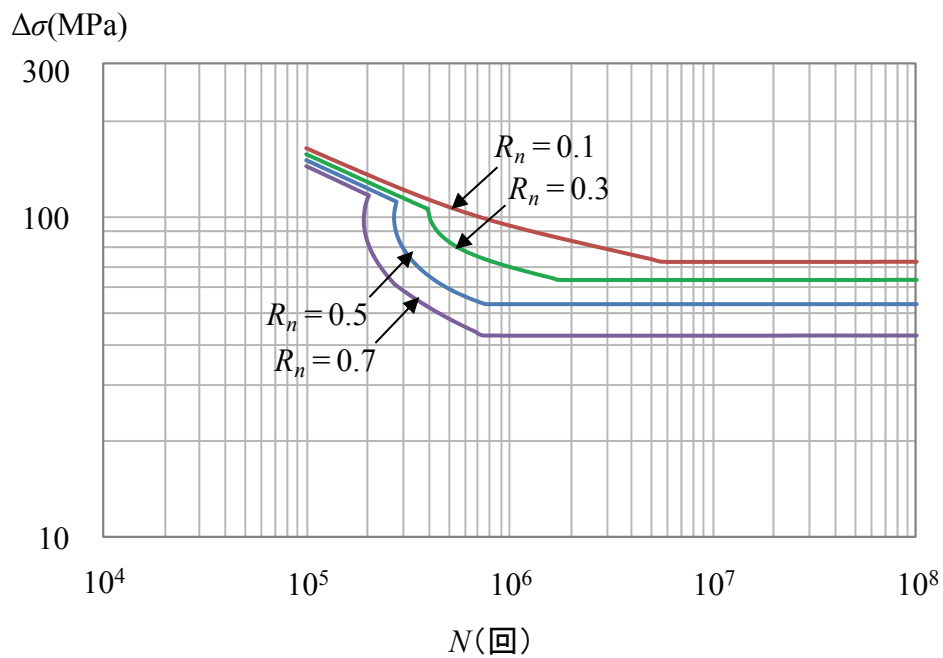


図 4.10 図 4.9 の部分拡大図

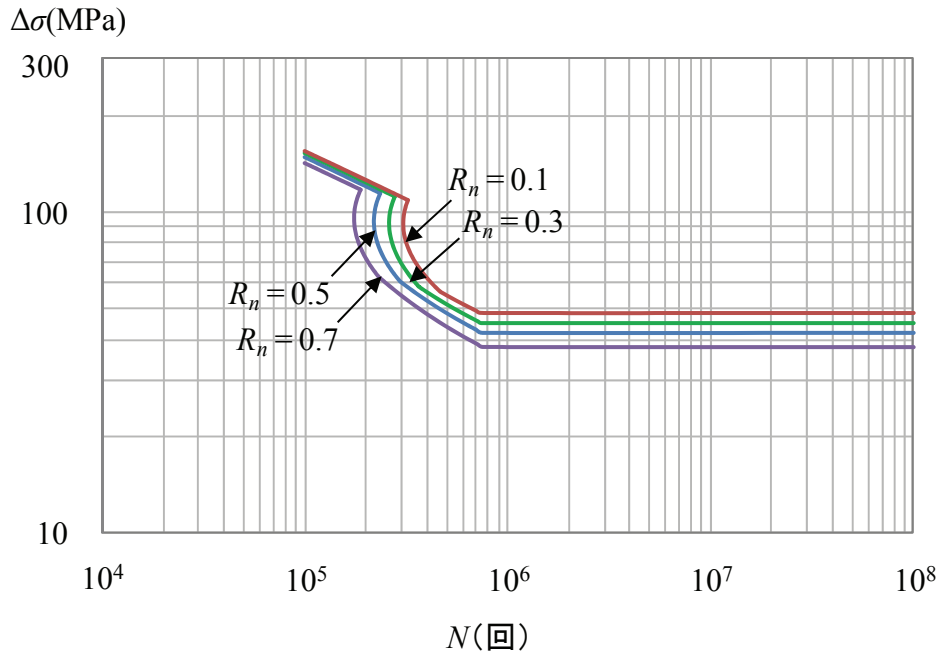
4.5 各種因子が疲労強度曲線に与える影響

4.5.1 母材の応力比と残留応力の影響

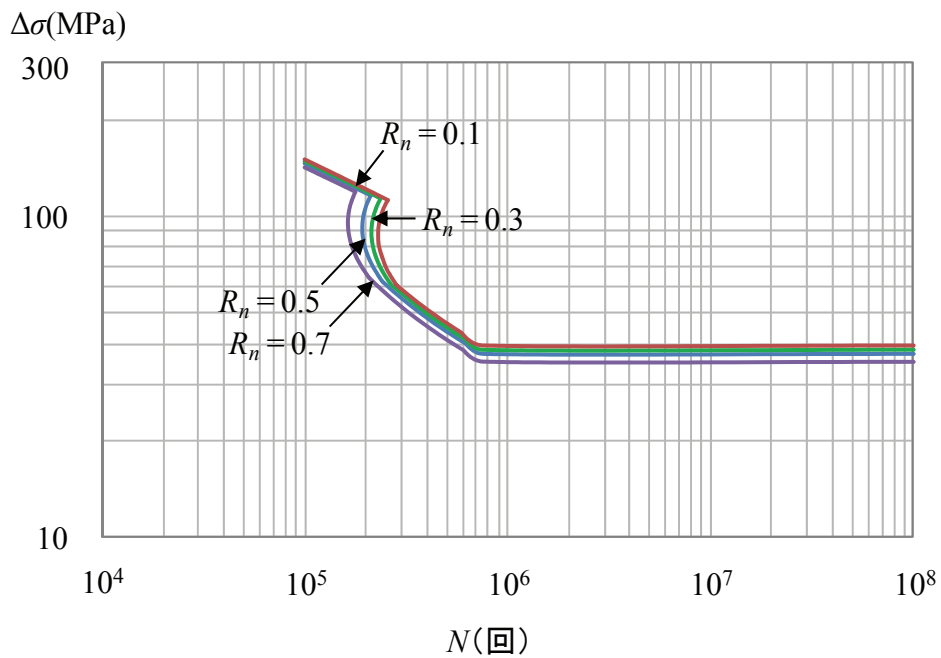
式(4.19)と(4.20)および表 2.12 の設計 S-N 曲線と式(4.12)が与える疲労強度曲線を図 4.11 に示す。式(4.12), (4.19), (4.20)の E , $\sigma_{j0.2}$, n_j に, それぞれ 70GPa, 126MPa, 21.5 を用いている。 $\sigma_{j0.2}$ と n_j の値は, 4.4.2 項で与えられた試験体 B の値である。図 4.11 の各図は, 残留応力 σ_{jr} の大きさによって異なり, $\sigma_{jr} = 0$, 63, 126MPa は, それぞれ, $\sigma_{j0.2} = 126$ MPa に対して 0, 0.5, 1 倍である。 R_n が大きくなるに従って, 疲労強度曲線は低下するが, σ_{jr} が大きくなるに従って, R_n が疲労強度曲線に与える影響は小さくなる。



(a) $\sigma_{jr} = 0$



(b) $\sigma_{jr} = 63 \text{ MPa}$



(c) $\sigma_{jr} = 126 \text{ MPa}$

図 4.11 母材の応力比と残留応力が疲労強度曲線に与える影響

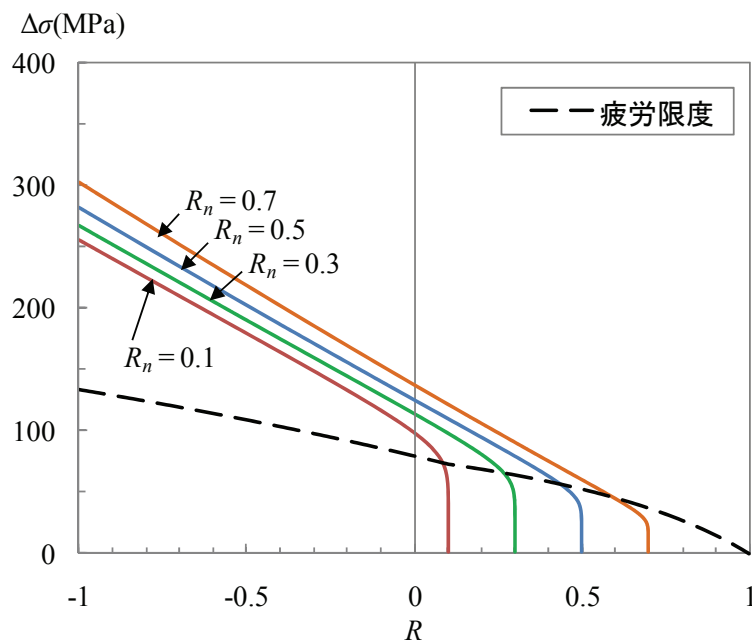
式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を図 4.12 に示す。図 4.12 (a), (b), (c) は、それぞれ図 4.11 (a), (b), (c) に対応する。式(4.12)は、 $\sigma_{jr} = 0$ のとき、次式に示すように解ける。

$$\Delta\sigma = \sigma_{j0.2}(1-R) \left\{ \frac{500\sigma_{j0.2}(R_n - R)}{E(1-R_n)} \right\}^{\frac{1}{n_j-1}} \quad (4.23)$$

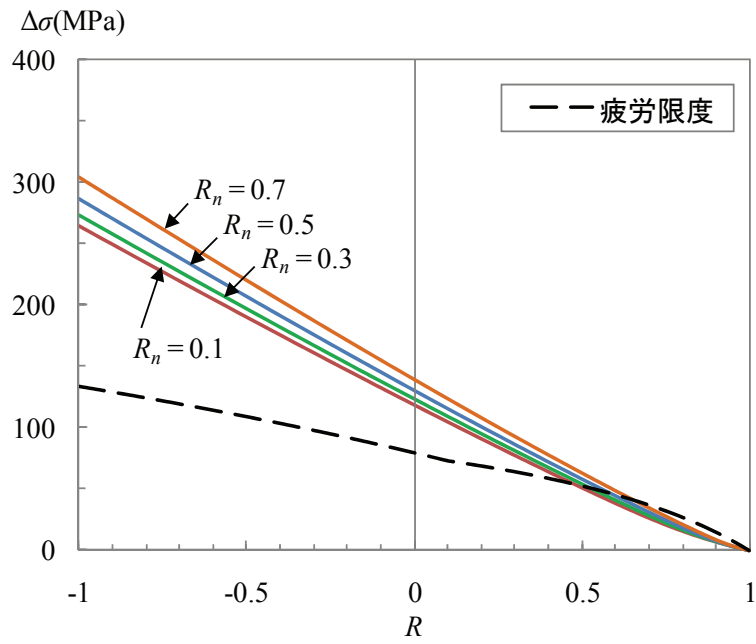
式(4.23)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係が図 4.12(a) に示してある。図 4.12(b) と (c) の $\Delta\sigma$ と R の関係は、式(4.12) を数値計算によって解くことによって与えられる。

表 2.12 の設計疲労限度に対する式が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を破線で図 4.12 に示す。式(4.12)または式(4.23) が与える $\Delta\sigma$ と R の関係と表 2.12 の設計疲労限度に対する式が与える $\Delta\sigma$ と R の関係の交点の $\Delta\sigma$ の値が図 4.11 の疲労限度を与える。

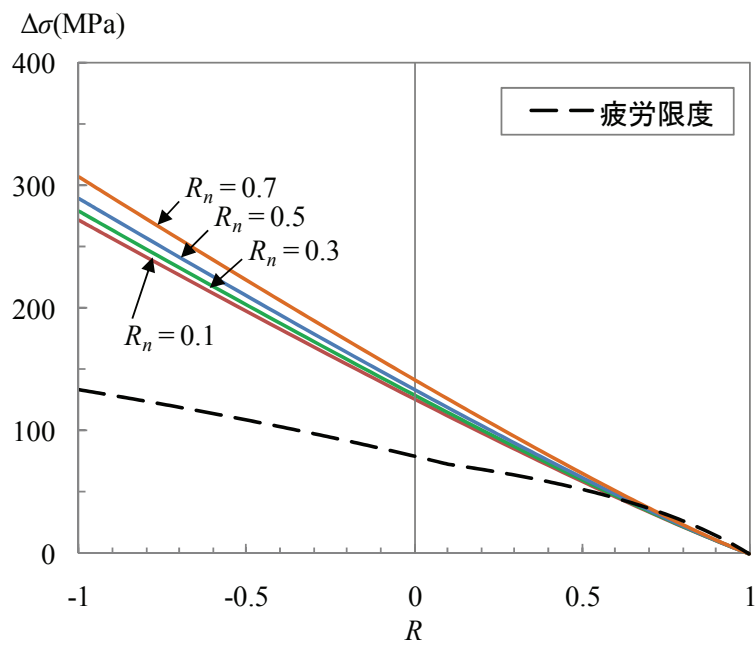
図 4.12(a) から分かるように、 $\sigma_{jr} = 0$ のとき、式(4.23)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係は、 R_n の各値以下で存在し、 R_n の各値の近傍で曲線を描く。同関係と表 2.12 の設計疲労限度に対する式が与える $\Delta\sigma$ と R の関係の交点は、 R_n が大きくなるに従って右に移動し、 $\Delta\sigma$ が低下する。これに対して、図 4.12(b) と (c) から分かるように、 σ_{jr} が大きくなるに従って、式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係は、曲線から直線に変化し、 R_n に対する変動が小さくなる。したがって、式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係と表 2.12 の設計疲労限度に対する式が与える $\Delta\sigma$ と R の関係の交点の変動も小さくなる。



(a) $\sigma_{jr} = 0$



(b) $\sigma_{jr} = 63 \text{ MPa}$

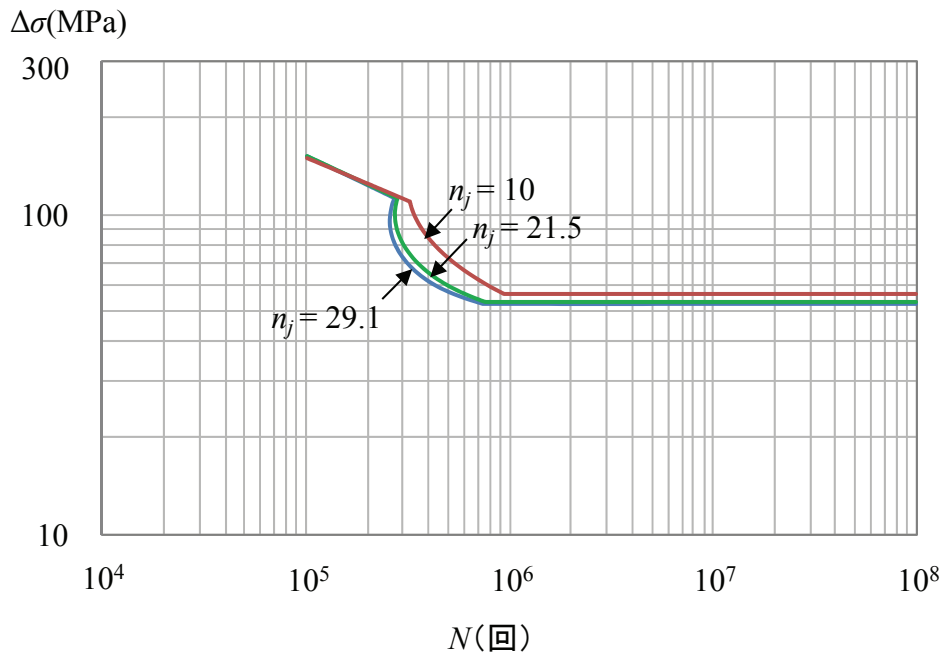


(c) $\sigma_{jr} = 126 \text{ MPa}$

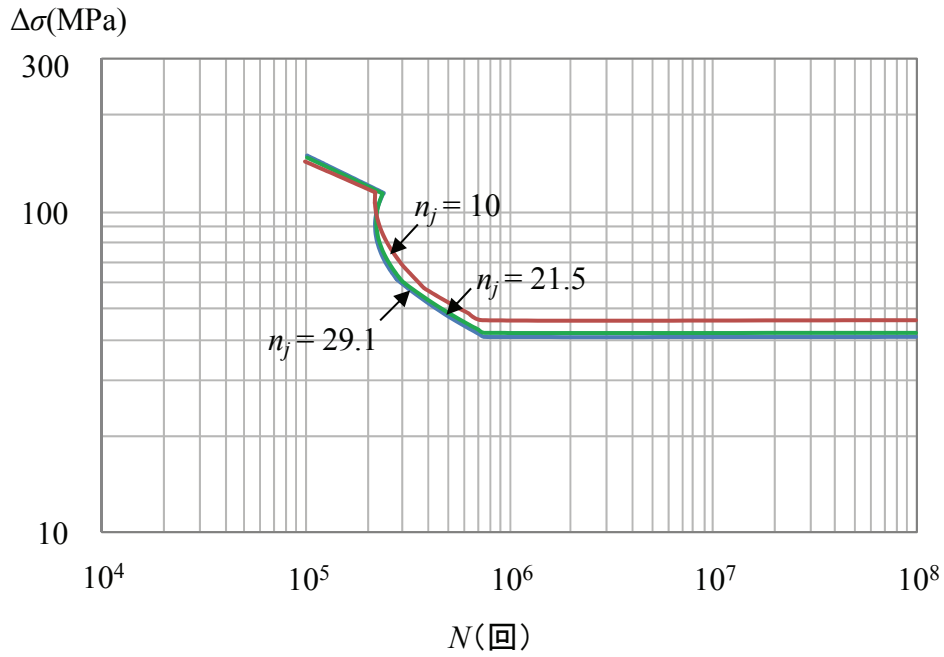
図 4.12 母材の応力比と残留応力が $\Delta\sigma$ と R の関係に与える影響

4.5.2 接合部のひずみ硬化パラメータの影響

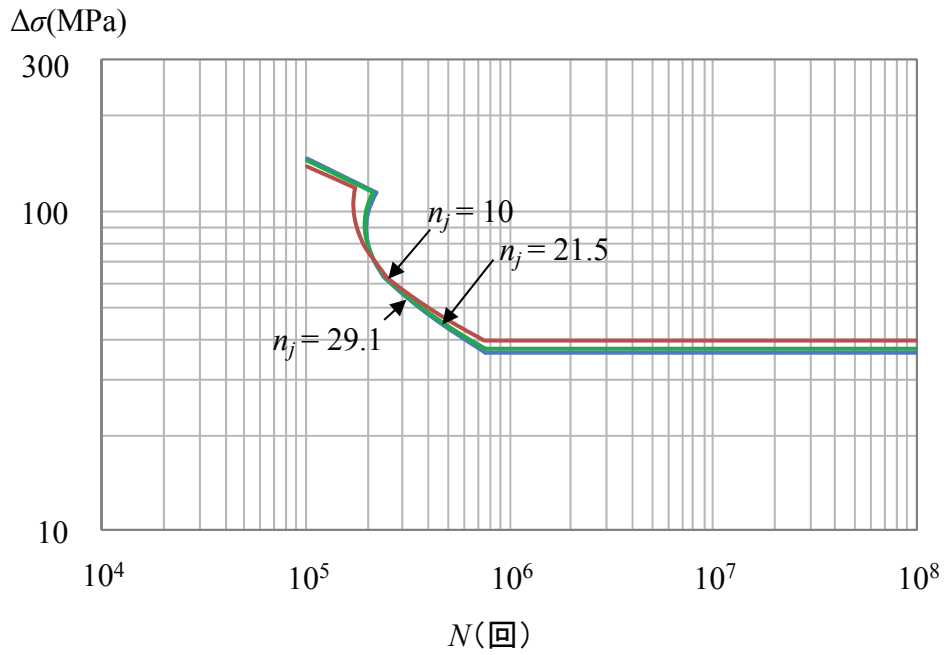
ひずみ硬化パラメータが疲労強度曲線に与える影響を図 4.13 に示す。考慮したひずみ硬化パラメータの値は 10, 21.5, 29.1 である。10 と 29.1 は、摩擦攪拌接合部を有する 6000 系アルミニウム合金材の部材の耐荷力を算出するために提案された硬化パラメータの値であり、前者が接合部、後者が母材に対応する⁹⁾。21.5 は、4.4.2 項で与えられた試験体 B の接合部の硬化パラメータの値である。式(4.12), (4.19), (4.20)の E , $\sigma_{j0.2}$, R_n に、それぞれ 70GPa, 126MPa, 0.5 を用いている。図 4.13 の各図は、残留応力 σ_{jr} の値によって異なる。図 4.13 の各図から分かるように、 n_j が大きくなるに従って、疲労強度は低下するが、 $n_j=21.5$ と 29.1 の疲労強度曲線は近い。



(a) $\sigma_{jr} = 0$



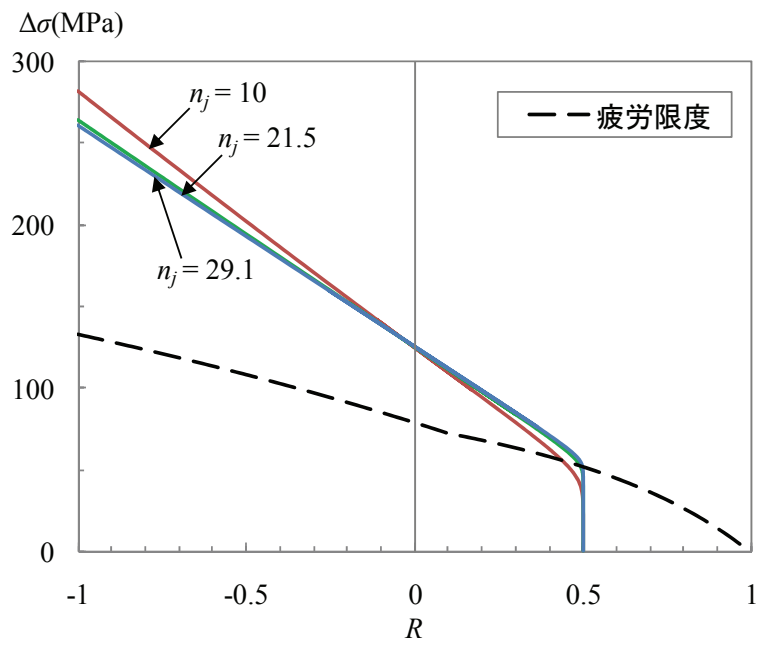
(b) $\sigma_{jr} = 63 \text{ MPa}$



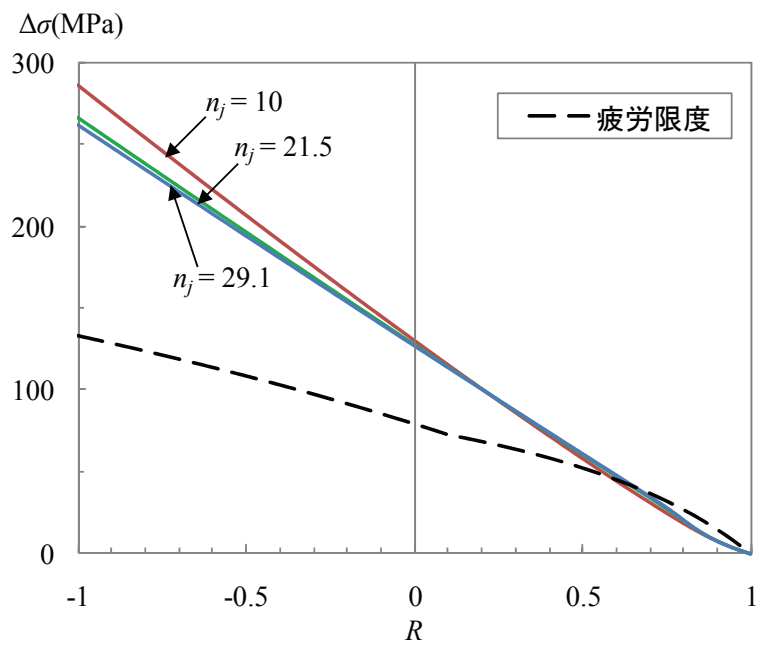
(c) $\sigma_{jr} = 126 \text{ MPa}$

図 4.13 ひずみ硬化パラメータが疲労強度曲線に与える影響

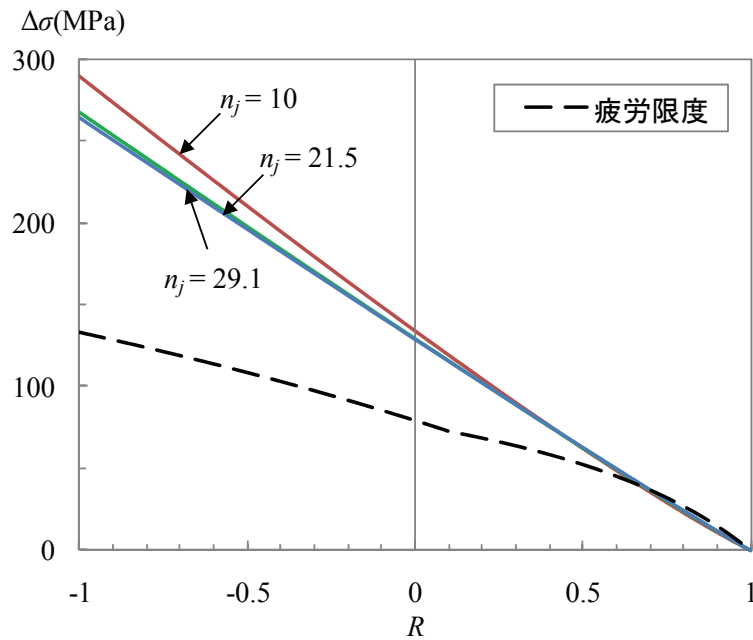
図 4.13(a), (b), (c)に対応する $\Delta\sigma$ と R の関係をそれぞれ図 4.14(a), (b), (c)に示す. 表 2.12 の設計疲労限度に対する式が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を破線で示す. σ_{jr} が大きくなるに従って, 式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係は直線に近づく.



(a) $\sigma_{jr} = 0$



(b) $\sigma_{jr} = 63$ MPa



(c) $\sigma_{jr} = 126 \text{ MPa}$

図 4.14 ひずみ硬化パラメータが $\Delta\sigma$ と R の関係に与える影響

4.5.3 接合部の 0.2%耐力の影響

接合部の 0.2%耐力が疲労強度曲線に与える影響を図 4.15 に示す。考慮した接合部の 0.2%耐力の値は 98MPa, 126MPa, 150MPa である。98MPa は, JAA 指針¹⁶⁾に規定される, A6005C-T5 のアルミニウム部材の MIG 溶接部の 0.2%耐力の値である。126MPa は, 4.4.2 項で与えられた試験体 B の接合部の 0.2%耐力の値である。150MPa は, 任意に選んだ値である。式(4.12), (4.19), (4.20)の E , n_j , R_n に, それぞれ 70GPa, 21.5, 0.5 を用い, 残留応力 σ_{jr} に対して $\sigma_{j0.2}$ を用いている。図 4.15 から分かるように, $\sigma_{j0.2}$ が大きくなるに従って疲労強度は低下する。

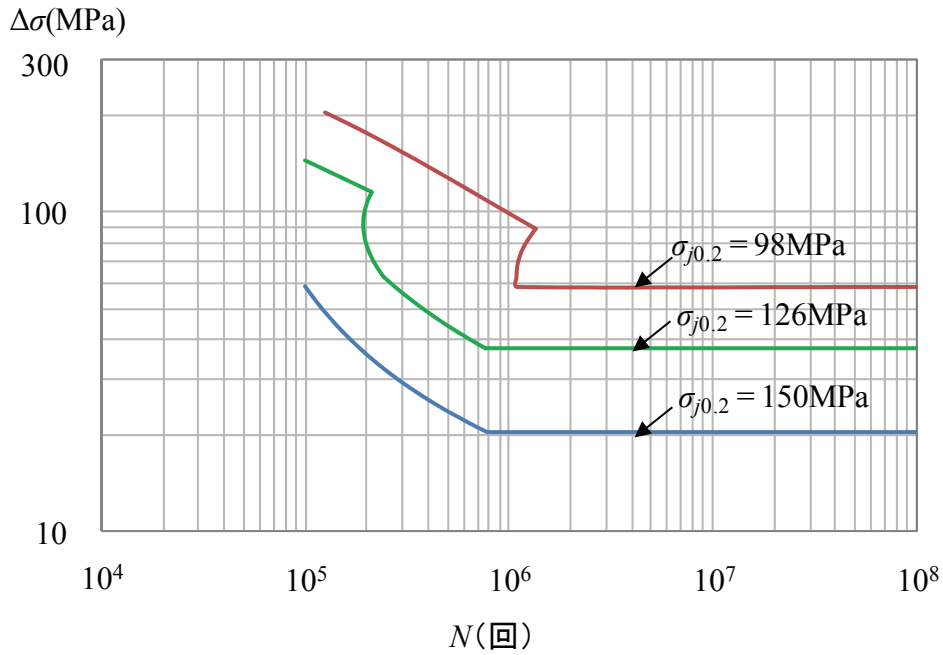


図 4.15 接合部の 0.2%耐力が疲労強度曲線に与える影響

式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を図 4.16 に示す。図 4.16 は、図 4.15 に対応する。表 2.12 の設計疲労限度に対する式が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を破線で図 4.16 に示す。

図 4.16 から分かるように、 $\sigma_{j0.2}$ が大きくなるに従って、式(4.12)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係と、表 2.12 の設計疲労限度に対する式が与える $\Delta\sigma$ と R の関係との交点は右に移動する。

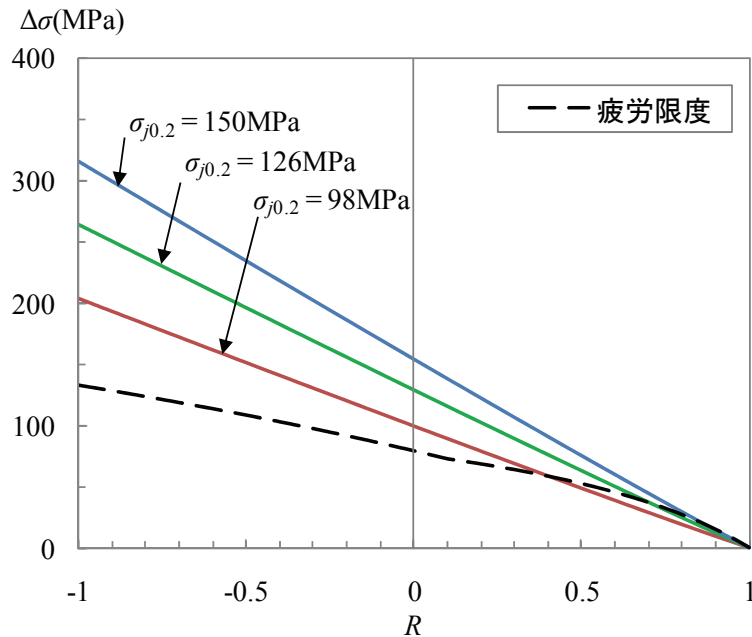


図 4.16 接合部の 0.2%耐力が $\Delta\sigma$ と R の関係に与える影響

第5章 摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計疲労強度曲線

5.1 設計疲労強度曲線

摩擦攪拌接合部の接合線方向に発生する残留応力は、接合部の0.2%耐力に達していない⁹⁾。しかし、現在、接合部に生じる残留応力を所定の値に制御する技術はまだ確立されていない。4.5.1項で明らかにしたように、残留応力が大きくなるに従って疲労強度が低下するので、残留応力が、接合部の0.2%耐力に達していると仮定して設計疲労強度曲線を作成する。

4.5.2項で明らかにしたように、ひずみ硬化パラメータの値が29.1のとき疲労強度が最も低下するので、ひずみ硬化パラメータに対して29.1を採用する。

式(4.20)と(4.21)のヤング係数 E に70GPa、ひずみ硬化パラメータ n_j に29.1、残留応力 σ_{jr} に接合部の0.2%耐力 $\sigma_{j0.2}$ を用いることにより、摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計疲労限度が次式で与えられる。

$0 \leq \Delta\sigma_{caf} < 72.7$ MPa に対して

$$\sigma_{j0.2} + \frac{\Delta\sigma_{caf}}{1-R_n} = 166.9 - 1.1858\Delta\sigma_{caf} + 140 \left(\frac{166.9 - 1.1858\Delta\sigma_{caf}}{\sigma_{j0.2}} \right)^{29.1} \quad (5.1)$$

$72.7 \leq \Delta\sigma_{caf} \leq 133$ MPa に対して

$$\sigma_{j0.2} + \frac{\Delta\sigma_{caf}}{1-R_n} = 98.0 - 2.2368\Delta\sigma_{caf} + 140 \left(\frac{98.0 - 2.2368\Delta\sigma_{caf}}{\sigma_{j0.2}} \right)^{29.1} \quad (5.2)$$

ここに、 $\Delta\sigma_{caf}$ と $\sigma_{j0.2}$ の単位：MPa。

式(5.1)が与える $\Delta\sigma_{caf}$ と $\sigma_{j0.2}$ の関係を図5.1に示す。 $\Delta\sigma_{caf}$ と $\sigma_{j0.2}$ の関係は、 R_n の値に関わらず、水平軸と $\sigma_{j0.2} = 180.7$ MPaで交わる。これは、接合部の0.2%耐力が増加し、180.7MPaより大きくなると、疲労限度がなくなることを意味している。

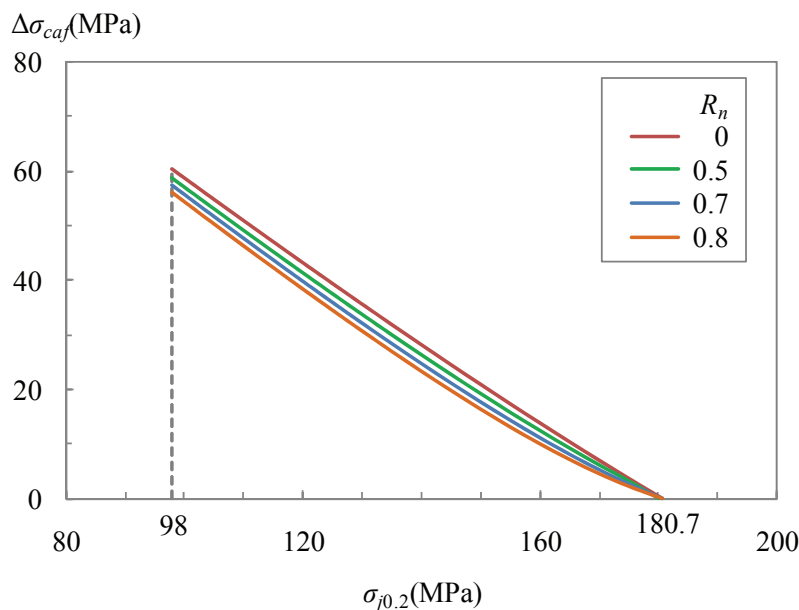


図 5.1 $\Delta\sigma_{caf}$ と $\sigma_{j0.2}$ の関係

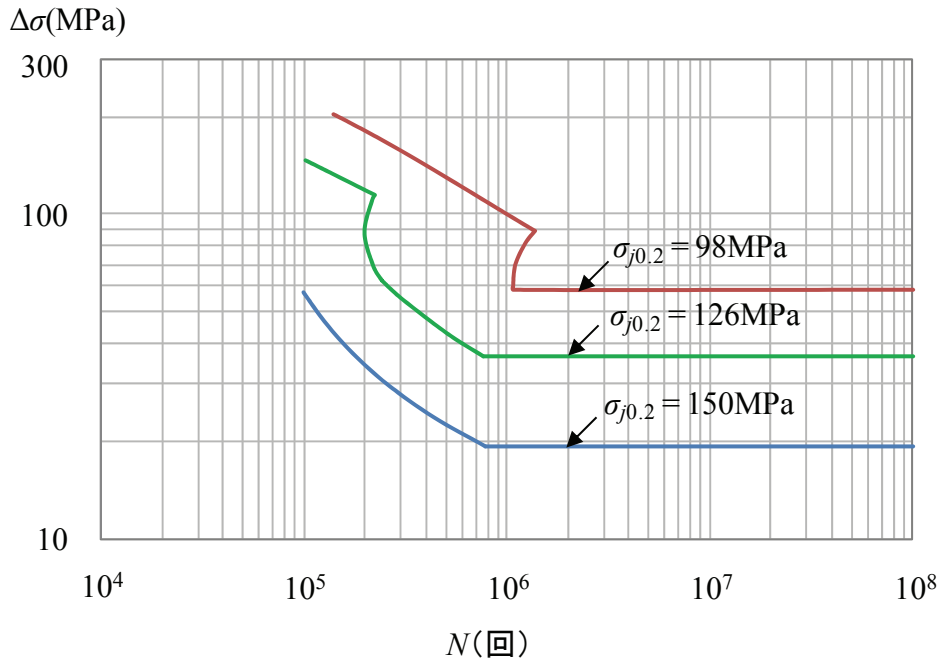
式(4.12)のヤング係数 E に 70GPa, ひずみ硬化パラメータ n_j に 29.1, 残留応力 σ_{jr} に接合部の 0.2%耐力 $\sigma_{j0.2}$ を代入して次式を得る.

$$\sigma_{j0.2} + \frac{(R_n - R)\Delta\sigma}{(1 - R_n)(1 - R)} = 140 \left\{ \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}(1 - R)} \right\}^{29.1} \quad (5.3)$$

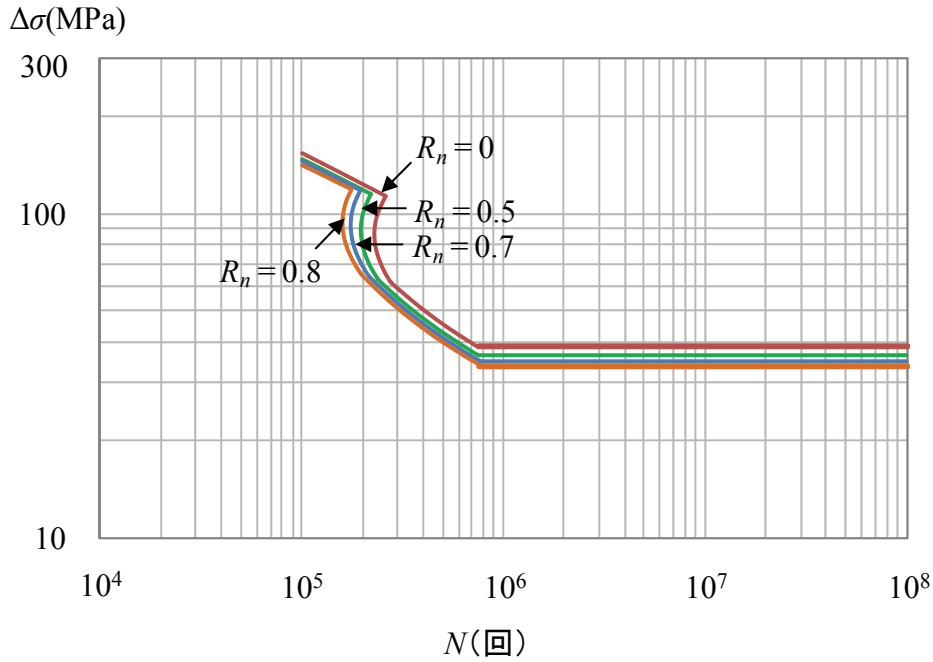
ここに, $\Delta\sigma$ と $\sigma_{j0.2}$ の単位 : MPa.

表 2.12 の設計 S-N 曲線と式(5.3)から R を数値計算により消去することにより, 摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計 S-N 曲線が与えられる.

式(5.1)および表 2.12 の設計 S-N 曲線と式(5.3)が与える接合部の接合線方向の設計疲労強度曲線を図 5.2 に示す. 図 5.2(a)は, $R_n=0.5$ に対して, $\sigma_{j0.2}$ を変化させている. 他方, 図 5.2(b)は, $\sigma_{j0.2}=126\text{MPa}$ に対して, R_n を変化させている. 図 5.2(a)から分かるように, $\sigma_{j0.2}$ が変化すると設計疲労強度曲線が大きく変化する. 図 5.2(b)から分かるように, R_n が設計疲労強度曲線に与える影響は小さい.



(a) $R_n = 0.5$



(b) $\sigma_{j0.2} = 126 \text{ MPa}$

図 5.2 設計疲労強度曲線

5.2 設計疲労強度曲線の近似

5.2.1 設計疲労限度

図 5.1 において、 $R_n = 0.5$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値は、 $R_n = 0$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値より最大で 2.3MPa 大きい。 $R_n = 0.8$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値は、 $R_n = 0.5$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値より最大で 2.7MPa 大きい。このように、 $R_n = 0$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値および $R_n = 0.8$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値と $R_n = 0.5$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値との差が小さいので、 $0 \leq R_n \leq 0.8$ に対して、 $R_n = 0.5$ に対する $\Delta\sigma_{caf}$ の値を使用する。 $R_n = 0.5$ に対して、次式は、式(5.1)が与える厳密解を絶対誤差 0.44MPa で近似する。

$$\Delta\sigma_{caf} = 0.00162\sigma_{j0.2}^2 - 1.161\sigma_{j0.2} + 156.75 \quad (5.4)$$

ここに、 $\Delta\sigma_{caf}$ と $\sigma_{j0.2}$ の単位：MPa.

5.2.2 設計 S-N 曲線

式(5.3)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を図 5.3 に実線で示す。図 5.3(a) と (b) は、それぞれ図 5.2(a) と (b) に対応する。

残留応力が接合部の 0.2%耐力 $\sigma_{j0.2}$ と等しい場合、接合部に生じる最大応力 σ_{jmax} は接合部の 0.2%耐力 $\sigma_{j0.2}$ に近い。したがって、式(4.9)の σ_{jmax} を $\sigma_{j0.2}$ で置き換えて、残留応力が接合部の 0.2%耐力 $\sigma_{j0.2}$ に等しい場合に対する接合部の応力比が次式で近似される。

$$R = 1 - \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}} \quad (5.5)$$

式(5.5)が与える $\Delta\sigma$ と R の関係を図 5.3 に破線で示す. 式(5.5)が与える破線は, 式(5.3)が与える実線の近傍を通過する. したがって, $\Delta\sigma$ と R の関係に対して, 式(5.3)の代わりに式(5.5)を採用する. 表 2.12 の設計 S-N 曲線を与える各式の R に式(5.5)を代入して, 摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計 S-N 曲線として次式で得る.

$0 < \Delta\sigma < 0.5\sigma_{j0.2}$ に対して

$$N = 10^5 \left(\frac{167}{\sigma_{j0.2} + 0.3089\Delta\sigma} \right)^m \quad (5.6)$$

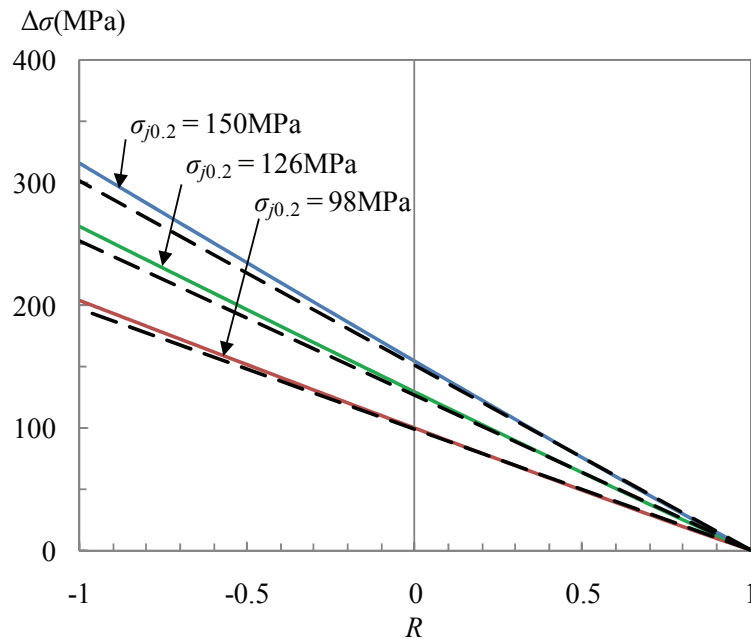
ここに, $m = \frac{0.8823}{\log \frac{\sigma_{j0.2} + 1.0411\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2} + 0.1879\Delta\sigma}}$

$0.5\sigma_{j0.2} \leq \Delta\sigma < 0.9\sigma_{j0.2}$ に対して

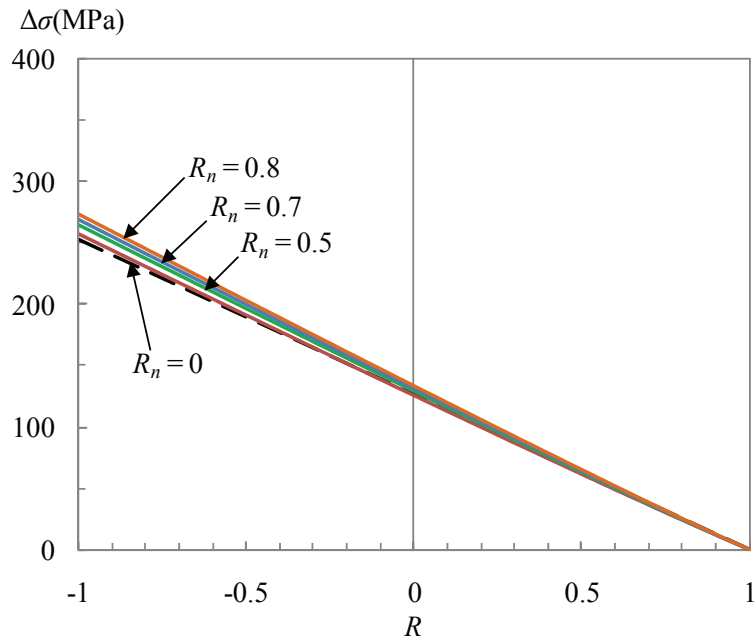
$$N = \frac{10^{12.252 + 8.44 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}{(\Delta\sigma)^{5.09 + 2.16 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}} \quad (5.7)$$

$0.9\sigma_{j0.2} \leq \Delta\sigma \leq 2\sigma_{j0.2}$ に対して

$$N = \frac{10^{14.106 + 6.38 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}{(\Delta\sigma)^{5.09 + 2.16 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}} \quad (5.8)$$



(a) $R_n = 0.5$



(b) $\sigma_{j0.2} = 126 \text{ MPa}$

図 5.3 $\Delta\sigma$ と R の関係

$R_n = 0.5$ に対して、式(5.1)と(5.3)が与える設計疲労強度曲線の厳密解（実線）と、式(5.4)および式(5.6)～(5.8)が与える設計疲労強度曲線の近似解（破線）の比較を図 5.4 に示す。近似解（破線）は、厳密解（実線）の近傍を通過している。

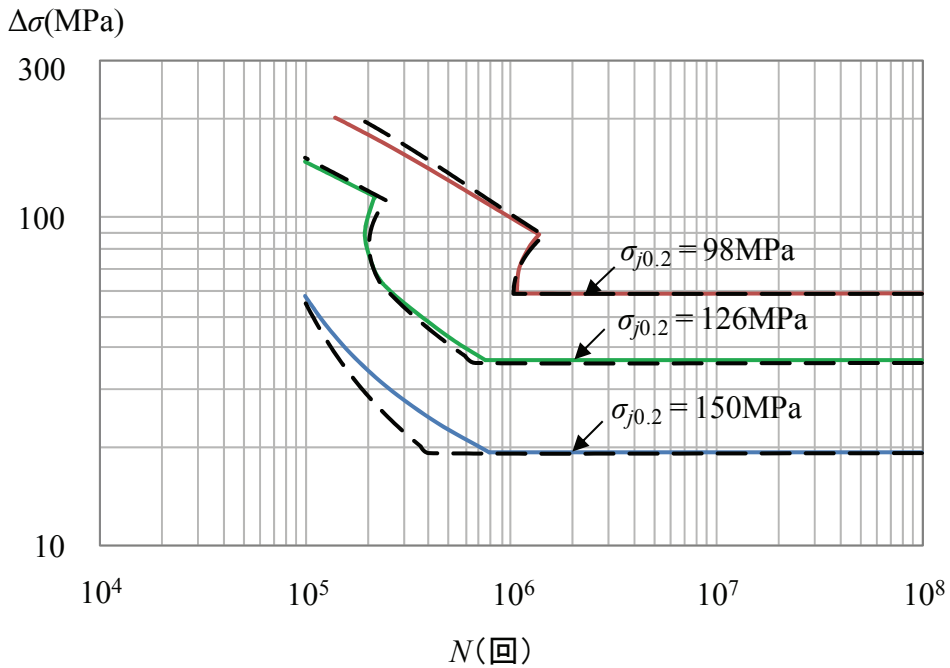


図 5.4 設計疲労強度曲線の厳密曲線と近似曲線の比較

摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計疲労強度近似曲線を表 5.1 にまとめる.

表 5.1 摩擦攪拌接合部の接合線方向の設計疲労強度近似曲線

設計疲労限度 ($\Delta\sigma_{caf}$ の単位 MPa, $98\text{MPa} \leq \sigma_{j0.2} \leq 180.7\text{MPa}$)	
$0 \leq R_n \leq 0.8$	$\Delta\sigma_{caf} = 0.00162\sigma_{j0.2}^2 - 1.161\sigma_{j0.2} + 156.75$
設計 S-N 曲線 ($\Delta\sigma$ の単位 MPa, $N \geq 10^5$)	
$0 < \Delta\sigma < 0.5\sigma_{j0.2}$	$N = 10^5 \left(\frac{167}{\sigma_{j0.2} + 0.3089\Delta\sigma} \right)^m$ $m = \frac{0.8823}{\log \frac{\sigma_{j0.2} + 1.0411\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2} + 0.1879\Delta\sigma}}$
$0.5\sigma_{j0.2} \leq \Delta\sigma < 0.9\sigma_{j0.2}$	$N = \frac{10^{12.252 + 8.44 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}{(\Delta\sigma)^{5.09 + 2.16 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}$
$0.9\sigma_{j0.2} \leq \Delta\sigma \leq 2\sigma_{j0.2}$	$N = \frac{10^{14.106 + 6.38 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}{(\Delta\sigma)^{5.09 + 2.16 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}$

第 6 章 結論

本研究レポートは、過去発刊した研究レポート^{11),13),14)}を再構成するとともに、6000系アルミニウム合金材の摩擦攪拌接合部の接合線方向の疲労強度曲線を新たに提案した。本研究で得られた主な結論を次に示す。

(1) 摩擦攪拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線を次表に示す。

設計疲労限度 ($\Delta\sigma_{caf}$ の単位 MPa)	
$-1 \leq R \leq 0.1$	$\Delta\sigma_{caf} = \frac{133(1-R)}{1.6786 - 0.3214R}$
$0.1 < R \leq 1$	$\Delta\sigma_{caf} = \frac{99.0(1-R)}{1.2966 - 0.7034R}$
設計 S-N 曲線 ($\Delta\sigma$ の単位 MPa, $N \geq 10^5$)	
$-1 \leq R \leq 0.1$	$\Delta\sigma = \left(\frac{10^{20.486 - 6.38R}}{N} \right)^{\frac{1}{7.25 - 2.16R}}$
$0.1 < R \leq 0.5$	$\Delta\sigma = \left(\frac{10^{20.692 - 8.44R}}{N} \right)^{\frac{1}{7.25 - 2.16R}}$
$0.5 < R < 1$	$\Delta\sigma = \left\{ \frac{167(1-R)}{1.3089 - 0.3089R} \right\} \left(\frac{10^5}{N} \right)^{\frac{1}{m}}$ $m = \frac{0.8823}{\log \frac{4.0822 - 2.0822R}{2.3758 - 0.3758R}}$

(2) 摩擦攪拌接合部を有する部材の接合線方向の母材の応力範囲 $\Delta\sigma$ と、母材の応力比 R_n および接合部の応力比 R の関係が次式で与えられる。

$$\sigma_{jr} + \frac{(R_n - R)\Delta\sigma}{(1 - R_n)(1 - R)} = 0.002E \left\{ \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}(1 - R)} \right\}^{n_j}$$

- ここに、 $\sigma_{j0.2}$: 接合部の 0.2% 耐力
 σ_{jr} : 接合部に生じる引張残留応力
 E : ヤング係数
 n_j : ひずみ硬化パラメータ

(3) 摩擦撈拌接合部を有する接合線方向の母材の応力比 R_n と疲労設計応力比 R_d の関係が次式で与えられる。

$$R_n = R_d \left(1 - \frac{A_j}{A} \right) + \frac{A_j}{A}$$

ここに、 A : 接合線に対して垂直な断面の全断面積

A_j : 接合線に対して垂直な断面における接合部の断面積

(4) (1)の摩擦撈拌接合部の接合線直角方向の設計疲労強度曲線と(2)の式から R を数値計算により消去することにより、摩擦撈拌接合部の接合線方向の疲労強度曲線が与えられる。

(5) 各種因子が摩擦撈拌接合部の接合線方向の疲労強度曲線に与える影響は次の通りである。

1) 母材の応力比が大きくなるに従って、疲労強度曲線は低下する。しかし、残留応力が大きくなるに従って、母材の応力比が疲労強度曲線に与える影響は小さくなる。

2) ひずみ硬化パラメータが大きくなるに従って、疲労強度曲線は低下するが、ひずみ硬化パラメータの値が 21.5 と 29.1 の疲労強度曲線は近い。

3) 接合部の 0.2%耐力が大きくなるに従って、疲労強度曲線は低下する。

(6) 摩擦撈拌接合部の接合線方向の残留応力が、接合部の 0.2%耐力に達している場合に対する接合線方向の設計疲労強度近似曲線を次表に示す。

摩擦撈拌接合部の接合線方向の設計疲労強度近似曲線

設計疲労限度 ($\Delta\sigma_{caf}$ の単位 MPa, $98\text{MPa} \leq \sigma_{j0.2} \leq 180.7\text{MPa}$)	
$0 < R_n \leq 0.8$	$\Delta\sigma_{caf} = 0.00137\sigma_{j0.2}^2 - 1.089\sigma_{j0.2} + 152.18$
設計 S-N 曲線 ($N \geq 10^5$)	
$0 < \Delta\sigma < 0.5\sigma_{j0.2}$	$N = 10^5 \left(\frac{167}{\sigma_{j0.2} + 0.3089\Delta\sigma} \right)^m$ $m = \frac{0.8823}{\log \frac{\sigma_{j0.2} + 1.0411\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2} + 0.1879\Delta\sigma}}$
$0.5\sigma_{j0.2} \leq \Delta\sigma < 0.9\sigma_{j0.2}$	$N = \frac{10^{12.252+8.44 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}{(\Delta\sigma)^{5.09+2.16 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}$
$0.9\sigma_{j0.2} \leq \Delta\sigma \leq 2\sigma_{j0.2}$	$N = \frac{10^{14.106+6.38 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}{(\Delta\sigma)^{5.09+2.16 \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{j0.2}}}}$

参考文献

- 1) 鋼構造委員会：21世紀の建設材料 アルミニウム合金の可能性，土木学会，平成22年度全国大会研究討論会，研-06資料，2010.
- 2) 日本アルミニウム協会 土木構造物委員会：アルミニウム合金土木構造物の摩擦撹拌接合部の品質検査ガイドライン，2010年9月版，2010.
- 3) 日本アルミニウム協会 土木構造物委員会：アルミニウム合金の摩擦撹拌接合部の品質検査指針(案)，2004.
- 4) 大倉一郎，萩澤亘保，鳴尾亮，戸田均：摩擦撹拌接合で製作されたアルミニウム床版の疲労特性，土木学会論文集，No.703/I-59，pp.255-266，2002.
- 5) 萩澤亘保，大倉一郎，花崎昌幸，大西弘志，佐藤正典：アルミニウム合金材の母材と摩擦撹拌接合部の疲労強度に腐食が与える影響，土木学会論文集 A，Vol.62，No.3，pp.478-488，2006.
- 6) 大倉一郎，長尾隆史，萩澤亘保：アルミニウム床版の移動トラックタイヤ載荷試験による疲労耐久性評価，構造工学論文集，Vol.56A，pp.1217-1226，2010.
- 7) 日本アルミニウム協会 土木構造物委員会：アルミニウム合金土木構造物の摩擦撹拌接合部の品質検査指針(案)，2008.
- 8) S.Kainuma, H.Katsuki, I.Iwai and M.Kumagi: Evaluation of fatigue strength of friction stir butt-welded aluminum alloy joints inclined to applied cyclic stress, International Journal of Fatigue, Vol.30, Issue 5, pp.870-876, 2008.
- 9) 大倉一郎，長尾隆史，石川敏之，萩澤亘保，大隅心平：構造用アルミニウム合金の応力-ひずみ関係および接合によって発生する残留応力の定式化，土木学会論文集 A，Vol.64，No.4，pp.789-805，2008.
- 10) 萩澤亘保，大倉一郎：アルミニウム合金 A6005C-T5 の母材と摩擦撹拌接合部の疲労強度に応力比が与える影響，土木学会論文集 A，Vol.65，No.1，pp.117-122，2009.
- 11) 大倉一郎，牧山大祐，萩澤亘保：アルミニウム合金 A6005C-T5 の母材と摩擦撹拌接合部の設計 S-N 曲線，ALST 研究レポート，No.6，2009.
- 12) 日本アルミニウム協会 土木構造物委員会：6000系アルミニウム合金土木構造物の母材および摩擦撹拌接合部の疲労設計ガイドライン，2010年9月版，2010.
- 13) 大倉一郎，牧山大祐：両面摩擦撹拌接合で接合された摩擦撹拌接合部の疲労強度，ALST 研究レポート，No.17，2010.
- 14) 大倉一郎，牧山大祐：強度低下と残留応力を考慮した6000系アルミニウム合金材の摩擦撹拌接合部の疲労強度，ALST 研究レポート，No.19，2010.
- 15) 日本材料学会 疲労部門委員会：初心者のための疲労設計法，pp.21-22，2004.
- 16) 日本アルミニウム協会 土木構造物委員会：アルミニウム土木構造物設計・製作指針(第1次改定試案)，1998.