

スリーブ組立式圧延用ロールの焼嵌め界面のすべり損傷を考慮した疲労強度解析

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

はじめに

鉄鋼製造業では、熱間圧延は金属を最も効率良く製品に加工する方法であり、大量生産に適しており、他のどの金属加工よりも生産量が多い^{1)~22)}。複合圧延ロールに関して、中実式ロールが主流であるが、その構造を、シャフトをスリーブに焼嵌めする、スリーブ組立式に移行する考え方がある。スリーブロールの一部は、1000 mmを超える大きな直径のバックアップロールや大型のH字型鋼圧延ロールとして実用化されている^{1)~3)}。図1に実際の熱間圧延ロールとして使用されるスリーブ組立式ロールの一例を示す。図1(a)に示す

単一材料スリーブロールだけでなく、図1(b)に示すような耐摩耗性と耐熱衝撃性を向上させた複合圧延ロールが開発された^{12)~14)}。ハイス(HSS)/ダクタイル鋳鉄(DCI)ロールに関して、種々の呼び名があるが、ここでは複合ロールと呼ぶ¹⁸⁾¹⁹⁾。スリーブ組立式ロールにはいくつかの利点がある^{1)~3)}。①シャフトの延性を保ちスリーブの耐摩耗性を単独で向上させることや、②破損・摩耗したスリーブを交換することで、シャフトを再利用できること、③次世代超硬ロールなどでは、その採用が不可欠であることなどが挙げられる。

一方で、このスリーブ組立式ロールには、残留曲げ変形、スリーブ端のフレッチング疲労き裂、スリーブすべりによるスリーブ破損など、いくつ

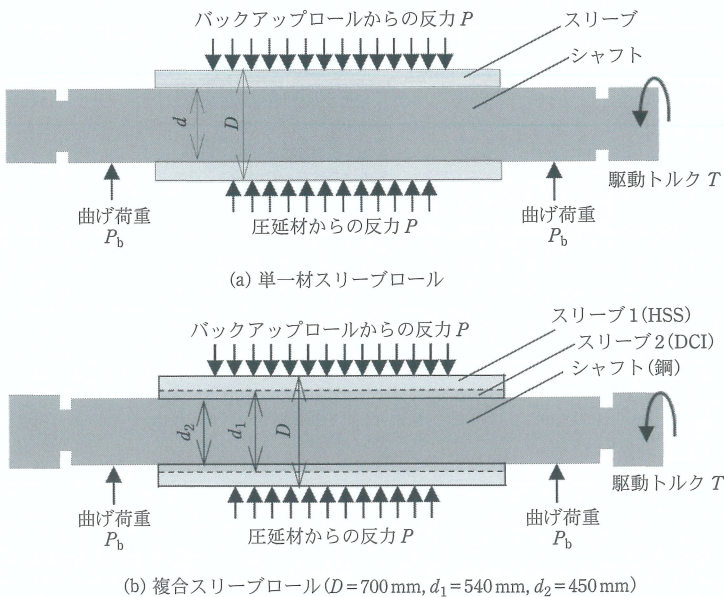


図1 実際の熱間圧延で使用される標準ロールの模式図。

かの特有の問題がある^{5)~11)}。特に、スリーブすべりに関しては、焼嵌め部の摩擦抵抗トルクが駆動トルクよりも大きくなるように設計しても、スリーブが周方向に大きくすべることが知られている^{10)~13)}。同様のすべりは、転がり軸受でも「界面クリープ」と呼ばれる損傷として知られており、軸とインナーレースの間、ハウジングとアウトレース間ですべりが発生する^{23)~35)}。しかし、このようなすべりを定量的に扱った研究は、以前には見当たらなかった。このため、筆者らは、図1(a)の単一材料スリーブロールを対象に、荷重移動法(図2および付録A参照)による数値実験によって、界面すべりを考察した結果を、先に解説した^{17)~21)}。その要点は、従来の設計で対策されていた「スリーブの全体的すべり」ではなく、圧延荷重負荷により「部分的な不可逆的すべり」が発生し、それが蓄積され、スリーブすべりとなることである。このような、スリーブすべりは、致命的なスリーブ破損を引き起こす場合があることも報告されている⁵⁾⁶⁾。このため、前回の解説では、すべり傷が発生、成長し、すべり停止に至るまでの過程を、

ミニチュア圧延機を用いた実験により再現することで説明した。それをまとめると以下ようになる。

スリーブすべりが生じた際の傷に関して、発生から停止までの名称として「すべり傷」という用語を用いると、初期段階の「すべり傷」である「引っかき傷」から、最終段階の「すべり傷」である「だ円状傷」に至るまでの、おおまかな説明は以下の通りである。①「すべり傷」の始点は、加工時の工具送り量の間隔に対応して、白線状の若干の「引っかき傷」が断続的に発生する。②このような「引っかき傷」が、圧延時の浸食摩耗や凝集摩耗により成長し、連続的な線状傷となり、それがその幅を広げつつ成長する。③「すべり傷」の最終段階では、すべり傷の最終端に大きなだ円形の侵食溝を形成して「だ円状傷」となり、すべりが停止する。このように、界面すべりのメカニズムを明らかにしてきたが、実際のスリーブロールの使用に際して、このようなすべり傷が生じることを考慮した上で(付録Bに概要を示す)、スリーブロールの使用中の疲労強度を評価することが重要となる。

そこで本解説では、熱間圧延機に使用される図

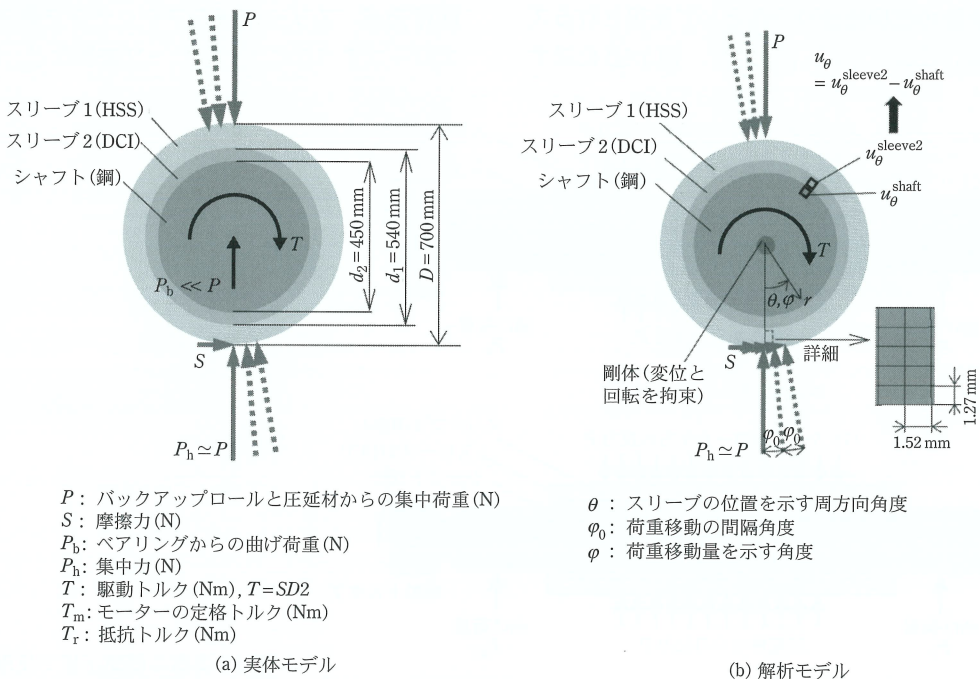


図2 界面すべりの数値解析のためのモデリング(荷重移動法).

1のスリーブを焼嵌めで組み立てたロールの疲労強度を考察した研究を取り扱う。先に、現在の主流である、焼嵌めのない複合中実ロールの疲労強度が考察されており³⁶⁾³⁷⁾、HSS/DCI境界に圧延時に生じる応力 σ_r の振幅によって、ロール内部を起点とする疲労破壊のリスクが議論されている⁵⁾³⁸⁾(付録Cに概要を示す)。本解説で対象とする、図1(b)の複合スリーブロールの場合には、HSS/DCI境界の σ_r の応力振幅で発生する疲労破壊の代わりに、焼嵌めしたスリーブに界面すべりが生じることと、焼嵌めしたスリーブ内面に生じる引張応力 σ_θ の振幅が原因となる疲労破壊とを考慮する必要がある。そこで本解説では、局所すべりの累積を再現できる荷重移動法による数値シミュレーションを拡張して、スリーブロールの疲労強度を考察した結果を解説する。すなわち、先の解説で着目した焼嵌め界面での相対すべり変位の代わりに、このシミュレーションでは疲労を引き起こす、焼嵌め面での応力 σ_θ の振幅に焦点を当てる。なお、すべりによって生じるすべり損傷も、先に報告されているすべり損傷の幾何学的寸法をもとにして考慮する。次に、このような欠陥のある材料の疲労強度に有用とされる、 \sqrt{area} パラメータモデルを適用して疲労限界を評価し、疲労限界線図を作成し、スリーブロール欠陥の疲労強度を評価する。

焼嵌めスリーブ内面に生じる σ_θ に着目した界面すべりのシミュレーション

先の解説では^{17)~21)}、図1(a)に示すように、単一材料のスリーブロールを焼嵌めしたシャフトを使用して、すべりを明確にするために行った数値実験結果を取り扱った。次に、軸変形量、モータトルク、焼嵌め率などの設計要素を変化させてすべり量を調査した結果を解説した。これらに用いた、荷重移動方法^{17)~21)}は、ロールの回転をロール表面上の荷重移動に置き換えて、界面すべりを表現するものである(その概要を付録Aに示す)。

図1に4段圧延機で使用した場合の疲労リスク

評価の対象となるスリーブロールを示す。図1(a)に示すスリーブロールでは、鋼製シャフトが鋼製スリーブに焼嵌めされている。スリーブには異なる特性が要求されるため、外層と内層を有する複合スリーブが使用されるようになった。図1(b)に遠心鑄造法で製造された複合スリーブロールの一例を示す。図1(b)では、鋼製シャフトが複合スリーブに焼嵌めされている。ここで、スリーブ外層は耐摩耗性と靱性を兼ね備えた高速度鋼(HSS)であり、内層は延性の高いダクタイル鑄鉄(DCI)からなる2層スリーブ構造となっている。

図2に示すように、ロールはバックアップロールからの接触力 P 、転がり反力 P_h 、転動板からの摩擦力 S を受ける。ここでは、2次元モデリングを適用しているので、駆動トルク T だけでなく、外力も軸方向単位長さあたりで考慮する。図1に示すように、バックアップロールの長さは、圧延板の幅よりも長い。したがって、軸受には曲げ荷重 P_b が作用する。ここで、転がり力 P 、転がり反力 P_h 、曲げ力 P_b はバランスする必要があるが、 P_b は P と P_h の10%未満であると推定される⁵⁾。したがって、この研究では、曲げ力 $P_b=0$ と仮定する。このとき、圧延力(= $\sim P \times$ バックアップロール本体長さ)は、 $P \approx P_h$ として、圧延反力(= $\sim P_h \times$ 板幅)と等しくなる。

図2は、数値シミュレーションにおける2次元モデリングを示している。図1と同様に、図2では2層スリーブと鋼製シャフトが焼嵌めされており、2層スリーブはHSSとDCIで構成されている。荷重移動法^{17)~22)}を適用することにより、固定ロール表面上の荷重移動によりロールの回転を表現することができる。図2(a)はロール中心を固定し、ロール表面にかかる荷重を移動させることで表現された実際のロールを示している。ロールには集中した圧延荷重 P がかかると仮定する。圧延プロセスでは、モーターからシャフトへの駆動トルク T だけでなく、ロール間の圧延板を圧縮するために摩擦 S が使用される。図2(b)は、曲げ力 $P_b=0$ を仮定した場合の本研究で使用したモデルである。シャフト中心に剛体を導入し、ロー

ル中心のズレと回転を抑制する。中心の剛体サイズは結果に影響しないことを確認しており、直径 8 mm を採用している。図 2 (b) には、有限要素法 (FEM) のメッシュ分割の例も示している。

熱延鋼板の加熱と冷却により、ロールが 1 回転する間に熱応力が発生する。しかし、熱応力は表面から数 μm ~1 mm の深さにのみ影響し、内部応力にはまったく影響を与えない^{39)~43)}。圧延開始後、ロール温度は上昇し、1 時間後には平衡温度 50~80°C で安定する^{5)39)~43)}。圧延では、ロール表面の損傷を除去するために 10 時間以上継続される。よって、圧延初期の熱応力の影響は比較的小さく、疲労強度を考慮する際には無視できる。

最近、中実複合ロールに生じる圧延応力と疲労強度が議論されている³⁶⁾³⁷⁾ (付録 C1 にその概要を示す)。すなわち、HSS/DCI 境界での圧延時の応力が求められ、応力 σ_r の応力振幅によって生じる疲労破壊が議論されている⁵⁾³⁸⁾。現状で広く用いられる、中実複合ロールでは、たとえロール表面からのスポーリング破壊が生じないように対策がなされていても、ロール内部を起点とする疲労破壊が生じ、ロール寿命となる⁵⁾³⁸⁾。図 2 のスリーブ組立式ロールに関しても、基本的には中実ロールと同様に、有限要素法 (以下、FEM と略す) による応力解析が可能である。ただし、界面のすべりを FEM シミュレーションで実現し、その上で危険箇所となる焼嵌め界面での応力 σ_θ の圧延時の応力振幅を求めるといった、通常の解析とは異なる経験とスキルが必要となる。

このような、界面のすべりとそれに類似する現象の解明に関連して、筆者らは、以下のような数値シミュレーションを実行している。例えば異種材料接合界面に生じる、応力集中や特異応力場を、FEM で解析するとき FEM メッシュに依存せずに精度よく求める方法を説明している^{44)~47)} ほか、ねじ締結体の緩みが、被締結部の繰返し変位によって進行する過程を締結部の接触解析に基づいて議論している⁴⁸⁾。また、ポリカーボネートの衝撃強度が、温度とひずみ速度に依存して変化することを、準静的シミュレーションにより明らかに

している⁴⁹⁾。特に、本解説で対象としているロール稼働中に発生する、焼嵌め面に生じるすべりの問題に関しては、セラミックロールの回転中に、焼嵌めした軸が抜け出す現象を、種々の条件下で解析している^{50)~53)}。本研究では、これらの経験に基づいて、圧延ロールの弾性接触準静的解析に FEM コード Marc/Mentat 2012 を適用することで、スリーブ周方向すべりを実現する。このコードでは、完全なニュートン・ラフソン法と接触解析の直接拘束法が使用されている。図 2 (b) に示すように、メッシュ要素の数が 3×10^5 である 4 節点の四角形平面ひずみ⁵⁾が使用され、結果のメッシュ独立性が確認されている⁵⁴⁾。

表 1 に、この文書で標準ロールとして考慮されているロールの寸法を示す。表 1 には、機械的特性と解析で使用した境界条件も示す。本研究では標準圧縮力 P を $P = P_0$ 、標準駆動トルク $T = T_m = 471 \text{ Nm/mm}$ としている。本研究で使用した荷重条件は、日新製鋼株式会社熱間仕上げ F3 上熱間仕上げロールの No.5 スタンドでの荷重条件を参照している⁴⁵⁾。一般鋼板の熱間圧延と同等の条件を想定し、ロール 1 mm あたりの標準荷重 $P = P_0 = 13270 \text{ N/mm}$ を使用する。ヘルツ接触応力を集中力 P に置き換えることによる影響は小さく無視できる程度であることを確認した。標準力 $P = P_0$ と標準駆動トルク $T = T_m$ の代わりに、この研究では駆動トルク $T = 1.5 T_m$ の転がり荷重 $P = 1.5 P_0$ に焦点を当てている。 $T = 1.5 T_m$ は、圧延板の噛み込みトラブル発生時の衝撃荷重に相当する。

焼嵌め率は δ/d で定義される。ここで、 δ はスリーブの内径とシャフトの外径の直径の差である。通常、スリーブロールの焼嵌め率は長年の経験から $\delta/d = 0.4 \times 10^{-3} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲で適用されている。焼嵌め率が小さい $\delta/d < 0.4 \times 10^{-3}$ の範囲では、界面がすべりやすくなり、焼嵌め率が大きい $\delta/d > 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲ではスリーブの破損の危険性が高まるためである⁶⁾。不可逆界面すべりを研究するために、本解説では、焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ に固定するが、焼嵌め率の影響については文献¹⁸⁾で議論されている。

表 1 ロールモデルの寸法, 機械的特性および境界条件.

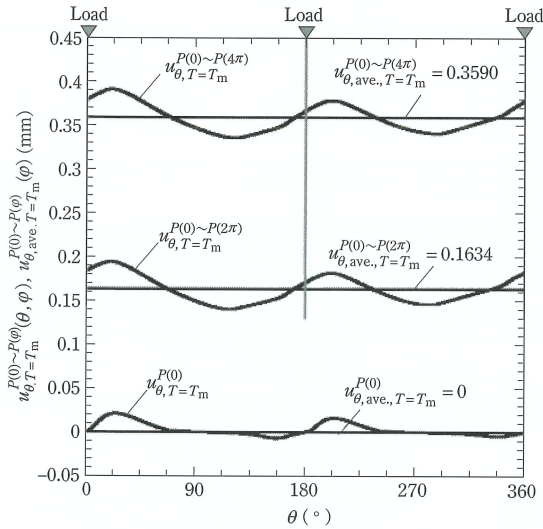
機械的性質	スリーブ	外層	E_{sleeve} ν_{sleeve}	233 GPa 0.3
		内層	E_{sleeve} ν_{sleeve}	173 GPa 0.3
	シャフト	E_{shaft} ν_{shaft}	210 GPa 0.28	
ロール寸法	スリーブ外径 D スリーブ内径 d_1 スリーブ内径 d_2		700 mm 540 mm 450 mm	
焼嵌め	焼嵌め率 δ/d シャフトとスリーブ間の摩擦係数 μ		0.5×10^{-3} 0.3	
外力	厚さ当たりの集中力 $P = P_0$ 厚さ当たりの摩擦力 S 厚さ当たりの駆動トルク T_m 厚さ当たりの抵抗トルク T_r ベアリングからの曲げ荷重 P_b		13270 N/mm 合計: 1.327×10^7 N ロール幅: 1000 mm 1346 N/mm 471 N/mm 3193 N/mm 0 N/mm	

界面でのすべり抵抗を支配する摩擦係数 μ については, 実験研究では $\mu = 0.2$ が用いられ, 鋼表面ではこれまで $\mu = 0.4$ がよく用いられてきた¹⁾⁵⁵⁾. このように, スリーブ組立式ロールでは $\mu = 0.2 \sim 0.4$ が一般的であるため, 本検討ではスリーブとシャフト間の摩擦係数 $\mu = 0.3$ を使用する.

以下の節では, まず, ロール回転を荷重移動で表現する荷重移動法(付録 A を参照)により得られる, スリーブとシャフトの相対変位である焼嵌め界面の変位の $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) (= u_{\theta, \text{sleeve}}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) - u_{\theta, \text{shaft}}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta))$ の数値シミュレーション結果を示す. 界面すべりは $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ の累積とみなすことができる. このような蓄積すべりが実際の圧延ロールで発生すると, 焼嵌め表面にいくつかの傷や部分的な焼付きが発生し, き裂の発生, き裂の伝播, 最終的なスリーブ破壊を引き起こす可能性がある⁶⁾. このような破損を考慮すると, 中実複合ロールに関しては, HSS/DCI 境界での剥離応力 σ_r の代わりに, 焼嵌め表面でそのような損傷を引き起こす応力 σ_{θ} に焦点が当てられる. したがって, 以下の節では, 前の論文の変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ 同様に, 焼嵌め界面の $\sigma_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ に焦点を当てる.

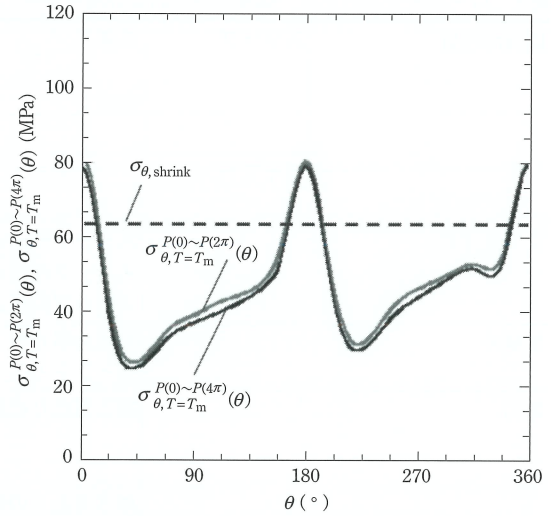
圧延中のロール回転(荷重移動 $P(0) \sim P(\varphi)$)によって焼嵌めしたスリーブ内面に生じる応力振幅 $\sigma_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$

スリーブロールでは, 界面での抵抗トルクがモータトルクより大きいにもかかわらず, 周方向すべりが発生する場合がある. 以前の解説では, そのような界面すべりは荷重移動法による数値シミュレーションで実現できることを説明した(付録 A 参照). 図 3 (a) に示す $u_{\theta, T=T_m}^{P(0)}(\theta)$ は, 界面すべりの例であり, 位置 $\varphi = 0$ に, 記号 $P(0)$ として, 初期荷重 $P = P_0$ と基準駆動トルク $T = T_m$ を加えたときの, 位置 $\theta = \theta$ における相対変位 u_{θ} を意味する. 同様に, 図 3 (a) には, $u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ も示されており, 標準圧延条件 $P = P_0, T = T_m$ で荷重が $\varphi = 0$ から $\varphi = 2\pi$ まで移動するときの周方向変位 u_{θ} を意味する. また, $u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ は, 荷重が $\varphi = 0$ から $\varphi = 4\pi$ まで 2 回転移動するときの u_{θ} である. 図 3 (a) の $u_{\theta, T=T_m}^{P(0)}(\theta), u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta), u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ の比較からわかるように, 界面の変位 $u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ は, 荷重移動を示す角度 φ の増加とともに増加する. 変位 $u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ は位置 θ によつ



(a) ロール回転に伴う界面の周方向変位の増加

$$u_{\theta, T=T_m}^{P(0)}(\theta) < u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta) < u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$$



(b) ロール回転に伴って界面の周方向応力分布は変化しない

$$u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta) \approx u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta) \text{ のように 1 回転目と 2 回転目の 応力分布は一致する}$$

図 3 荷重移動 $P(0) \sim P(2\pi) \sim P(4\pi)$ によって、初期荷重 $P = P_0$ の図 1 (b) の界面変位 $u_{\theta, T=T_m}^{P(0)}$ は、 $u_{\theta, T=T_m}^{P(0)} < u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)} < u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}$ で表されるように増加する。しかし、界面応力分布は 1 回転後と 2 回転後ではほぼ不変であり、 $\sigma_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta) \approx \sigma_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ と表せる。

て変化するため、平均変位は式 (1) で定義できる。

$$u_{\theta, \text{ave.}, T=T_m}^{P(0) \sim P(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) d\theta \quad (1)$$

図 3 (a) には、平均変位が、荷重移動により、増加していることがより明確に示されている。

実際の圧延ロールでこのような周方向すべり $u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ が発生すると、スリーブの焼嵌め面に数箇所の傷や部分焼き付きが発生する。そして、ロールの回転に伴う焼き付き成長により、数ミリの深さの表面荒れが生じる。接触面の粗さにより、疲労き裂が発生し、スリーブ内面で伝播し、致命的な破壊を引き起こす場合もあることが報告されている⁵⁾⁶⁾。このような破損を考慮し、焼嵌め面の応力 σ_{θ} が最大の応力成分であり、このような損傷を引き起こすため、本解説では焼嵌め面の応力 σ_{θ} に焦点を当てる。応力 $\sigma_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ は、荷重 $P(0) \sim P(\varphi)$ が、角度 $\varphi = 0$ ($\varphi = \pi$) から $\varphi = \varphi$ ($\varphi = \varphi + \pi$) に移動することによる界面応力 $\sigma_{\theta}(\theta)$ として定義される。ここで φ は荷重が移動する角度 (すなわちロール回転角度)、 θ は応力を考慮した位置を示す。

図 3 (b) に、応力分布 $\sigma_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ を示している。これは、荷重 $P = P_0$ が $P(0) \sim P(\varphi)$ 、 $\varphi = 2\pi$ として 1 回転したときの応力 σ_{θ} である。図 3 (b) には、荷重 $P = P_0$ が 2 回転移動するときの $u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ も $P(0) \sim P(4\pi)$ として示されている。図 3 (b) に示すように、荷重 P の 1 回転後の σ_{θ} と 2 回転後の σ_{θ} には大きな差はない。つまり、応力には変位に見られる蓄積現象が見られない。したがって、疲労リスクの評価には、ロールの回転数に関係なく、常に 2 回転後の応力を使用することができる。

図 4 は、荷重 $P = P_0$ が $P(0) \sim P(4\pi)$ として 2 回転移動したときの界面に沿った応力分布 $u_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ を、荷重 $P = 1.5P_0$ が $P(0)$ として移動したときの応力分布 $u_{\theta, T=1.5T_m}^{1.5P(0) \sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ と比較して示したものである。荷重 $P = P_0$ の下で、最大応力は $\sigma_{\theta, \text{max}}^P = 79.4 \text{ MPa}$ であり、最小応力は $\sigma_{\theta, \text{min}}^P = 24.6 \text{ MPa}$ である。一方、圧延板の食い込みトラブル発生時の衝撃荷重に相当する荷重 $P = 1.5P_0$ では、最大応力は $\sigma_{\theta, \text{max}}^{1.5P_0} = 91.3 \text{ MPa}$ となる。最小応力は $\sigma_{\theta, \text{min}}^{1.5P_0} = 24.7 \text{ MPa}$ である。ここで、応力振

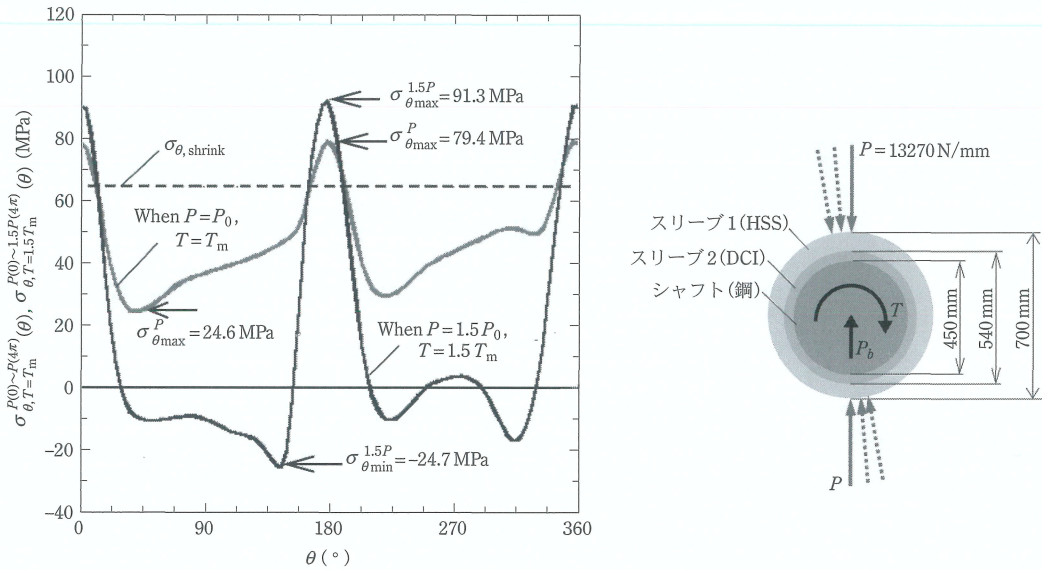


図4 標準荷重条件 $P=1.5P_0$ および $T=1.5T_m$ における図1Bの円周方向界面応力分布 $\sigma_{\theta,T=1.5T_m}^{1.5P(0)\sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ と、圧延トラブル条件 $P=1.5P_0$ および $T=1.5T_m$ における $\sigma_{\theta,T=1.5T_m}^{1.5P(0)\sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ の比較。圧延トラブル条件 $P=1.5P_0$ では、応力振幅 σ_a は標準荷重 $P=P_0$ の応力の約2.1倍になる。

幅 σ_a と平均応力 σ_m は、式(2)、式(3)で表される。

$$\sigma_a = (\sigma_{\theta,max} - \sigma_{\theta,min}) / 2 \quad (2)$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\theta,max} + \sigma_{\theta,min}) / 2 \quad (3)$$

荷重 $P=P_0$ 下の応力 σ_{θ} の場合、応力振幅は $\sigma_a=27.4$ MPa、平均応力は $\sigma_m=52.0$ MPa となる。一方、荷重 $P=1.5P_0$ では、応力振幅は $\sigma_a=58.0$ MPa、平均応力は $\sigma_m=33.3$ MPa となる。この結果より、衝撃力 $P=1.5P_0$ を考慮すると、標準条件 $P=P_0$ の応力に比べ、応力振幅 σ_a は約2.1倍、平均応力 σ_m は約0.6倍となることがわかる。

焼嵌めスリーブ内面の接触応力 $\sigma_{r,shrink}$ の圧延荷重による変化 $\sigma_{r,T=T_m}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta), \sigma_{r,T=1.5T_m}^{1.5P(0)\sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$

以前に筆者らは、すべりが促進される低接触応力領域が圧延荷重 P により生じることを発見した¹⁹⁾。ここで、低接触応力領域 l_{small} は、接触応力 $\sigma_{r,T=T_m}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ が元の焼嵌め応力 $\sigma_{r,shrink}$ よりも小さくなり $\sigma_r^{P(0)\sim P(4\pi)} \leq \sigma_{r,shrink}$ として表される領域である。ここで、 $\sigma_{r,shrink}$ は、荷重 P を加えない状態で

の焼嵌め応力を示す。

図5に荷重 $P=1.5P_0$ が $P(0)\sim P(4\pi)$ として2回転するときの応力分布 $\sigma_{r,T=1.5T_m}^{1.5P(0)\sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ を従来の荷重と比較して示す。図5に示すように、標準条件 $P=P_0, T=T_m$ でも、衝撃力条件 $P=1.5P_0, T=1.5T_m$ でも接触応力が小さい領域 l_{small} が確認できる。

また、荷重を $P=P_0, T=T_m$ から $P=1.5P_0, T=1.5T_m$ に増加させると、接触応力の小さい領域 l_{small} が増加する。なお、 $P=1.5P_0, T=1.5T_m$ の条件では、スリーブとシャフトが離れる $\theta=90^\circ$ 付近で接触応力ゼロ領域が生じ、ここでは $\sigma_{r,T=1.5T_m}^{1.5P(0)\sim 1.5P(4\pi)}(\theta) \approx 0$ となる。この領域を非接触領域と呼ぶことができる。高負荷条件下では非接触領域が現れ、すべりが促進されると結論付けることができる。

剥離条件を明確にするために、標準状態 $P=P_0, T=T_m$ から圧延トラブル条件 $P=1.5P_0, T=1.5T_m$ まで荷重を変化させたときの $\sigma_{r,T=T_m}^{P(0)\sim P(4\pi)}(\theta)$ を図6に示す。 $P/P_0 \geq 1.5$ および $T/T_m \geq 1.5$ の場合に部分的な分離つまり、非接触領域が生じることがわか

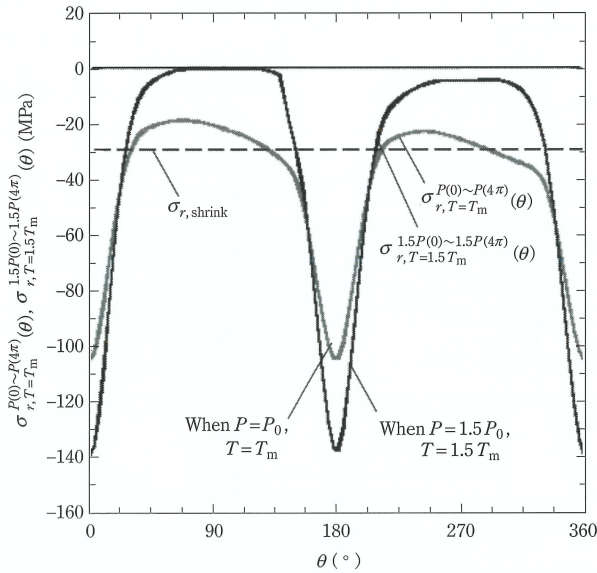


図5 標準荷重条件 $P=P_0$ および $T=T_m$ における図1(b)のロール2回転後の半径方向界面応力分布 $\sigma_{r,T=T_m}^{P(0)\sim P(4\pi)}(\theta)$ と、圧延トラブル条件 $P=1.5P_0$ および $T=1.5T_m$ におけるロール2回転後の応力 $\sigma_{r,T=1.5T_m}^{1.5P(0)\sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ との比較. $\sigma_r^{P(0)\sim P(4\pi)} \leq \sigma_{r,shrink}$ を満たす l_{small} 低接触応力領域は、圧延トラブル条件下で大きくなる.

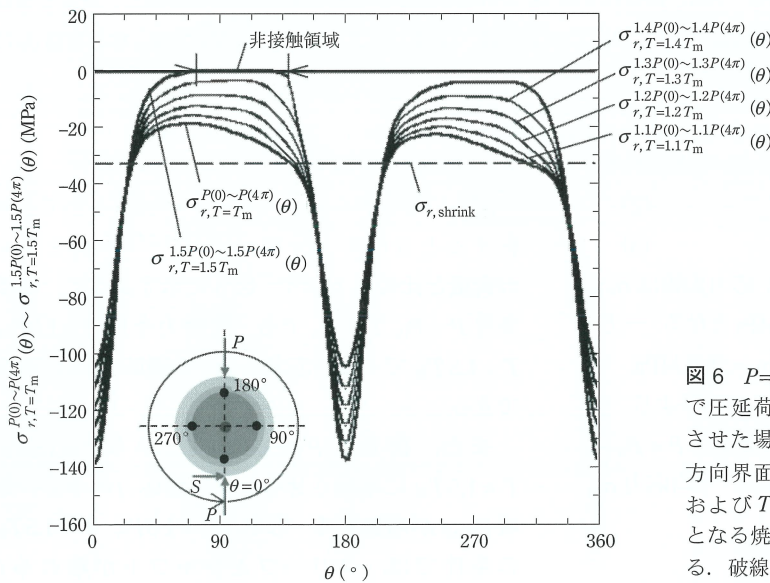


図6 $P=P_0 \sim 1.5P_0$ と $T=T_m \sim 1.5T_m$ の範囲で圧延荷重 P と駆動トルク T を同時に変化させた場合の図1(b)のロールに生じる半径方向界面応力分布 $\sigma_{r,T=T_m}^{P(0)\sim P(4\pi)}(\theta)$. $P/P_0 \geq 1.5$ および $T/T_m \geq 1.5$ のとき、 $\sigma_{r,T=T_m}^{P(0)\sim P(4\pi)}(\theta) = 0$ となる焼嵌め面が分離する非接触領域が生じる. 破線 $\sigma_{r,shrink}$ は焼嵌めのための応力.

る. より大きな荷重 $P/P_0 \geq 1.5$ および $T/T_m \geq 1.5$ の下では、応力振幅ははるかに大きくなるものと考えられる.

応力振幅-平均応力線図 ($\sigma_a - \sigma_m$ 線図) によるすべり欠陥を考慮したスリーブロールの疲労強度評価

本節では、荷重移動法により求めた前節の圧延

応力 $\sigma_\theta^{Rolling}$ に基づいて、図1(b)のスリーブロールの疲労強度を評価する. 前解説で説明したように、ミニチュアロールを用いた実験によりこのシミュレーションの妥当性が確認されている⁵⁶⁾⁵⁷⁾. また、付録Bに示すように、実ロールにおけるスリーブ/シャフト表面でのすべりによって生じる欠陥寸法も特定している. したがって、本解説では、圧延応力 $\sigma_\theta^{Rolling}$ だけでなく、特定された欠陥の寸法も考慮して疲労強度を推定することが可能である.

圧延応力 $\sigma_{\theta}^{\text{Rolling}}$ は応力振幅と平均応力に分類できる。疲労強度は主として応力振幅によって決まるが、応力振幅-平均応力の疲労限度線図を用いて、平均応力の影響を評価できる。

ロールの回転中、現状で広く用いられる焼嵌めのない複合中実ロールにも平均圧縮応力振幅が繰り返し作用する(付録Cを参照)。この場合、すべり損傷が生じないため、複合スリーブのHSS/DCI界面で観察される疲労き裂発生と境界の剥離による疲労き裂進展に焦点を当てて疲労強度を解析しており、以前の解説でも取り扱っている⁵⁾³⁷⁾³⁸⁾⁵⁸⁾。その際、圧延時に繰り返される大きな圧縮振幅荷重 $\sigma_m \leq 0$ の下で、限界応力振幅 σ_a と限界平均応力 σ_m 線図 ($\sigma_a - \sigma_m$ 図)を用いて、その強度を検討している³⁶⁾。このような複合中実ロールとは異なり、スリーブロールの $\sigma_a - \sigma_m$ 線図では、すべり損傷による疲労強度の低下を考慮する必要がある。欠陥を有する工学材料の疲労限界に関しては、応力比範囲 $-1 \leq R \leq 0$ に対して式(4)が提案されている⁵⁷⁾。

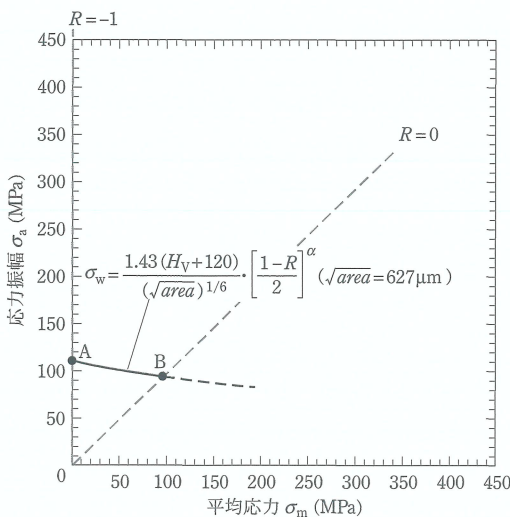
$$\sigma_w = \frac{1.43(H_V + 120)}{(\sqrt{area})^{1/6}} \left[\frac{1-R}{2} \right]^\alpha, \quad R = \frac{\sigma_{\theta \min}}{\sigma_{\theta \max}},$$

$$\alpha = 0.226 + H_V \times 10^{-4} \quad (4)$$

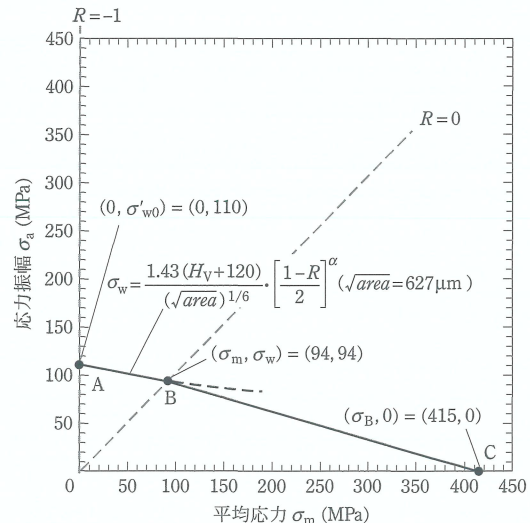
ここで、 H_V (kgf/mm^2) はDCIのビッカース硬さ、面積は欠陥の投影面積である。

先の解説で述べたように、図1(b)の標準スリーブロールの約1/10の寸法を持つ小型圧延機を使用して、すべり欠陥の形状を特定している。まず、ミニチュアロールの実験(付録Bを参照)に基づいて、すべりによって生じた欠陥の寸法を $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ で特徴付ける⁵⁶⁾⁵⁹⁾。図7(a)に、 $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ の場合に、式(4)から得られるDCI内層疲労限界を曲線ABとして示す。式(4)は $-1 \leq R \leq 0$ の範囲のデータに基づいて提案されているため、曲線ABは図8(a)の $R = -1 \sim 0$ で示される。ここで、点Aは $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ の欠陥に対応する両振り応力振幅 $R = -1$ の疲労限界である。点Bは、式(4)で得られる曲線と直線 $R = (\sigma_m / \sigma_a - 1) / (\sigma_m / \sigma_a + 1) = 0$ との交点として求めることができる。点Bは、欠陥サイズ $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ の片振引張荷重 $R = 0$ の疲労限界に対応する。

図7(b)には、欠陥サイズが $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ で特徴付けられる場合のDCI内層疲労限界を直線BCとして示している。点Cは、DCIの引張強度 $\sigma_B = 415 \text{MPa}$ に対応し、すべり欠陥の寸法には依

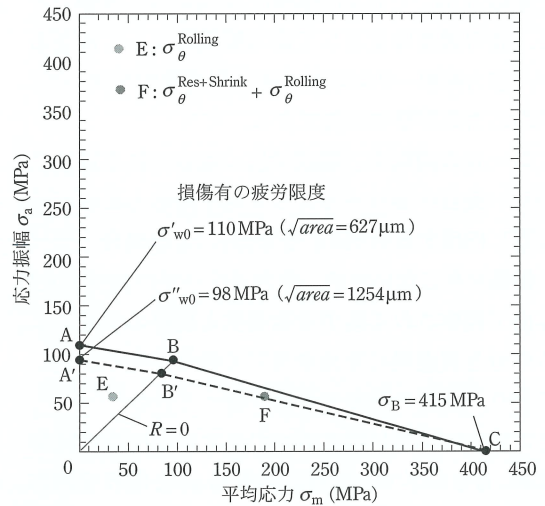
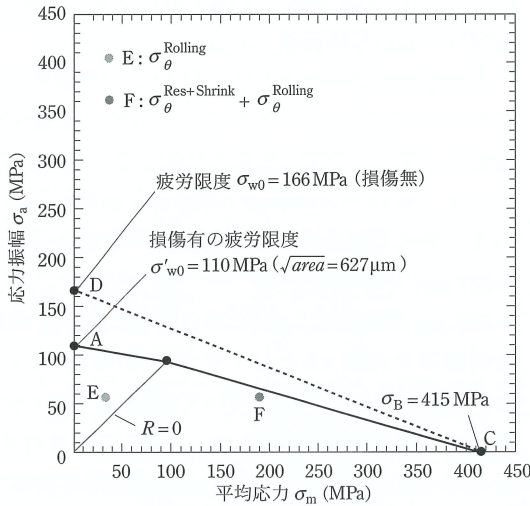


(a) 欠陥寸法 $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ のDCIの疲労限界の評価式に基づいて求めた限界線 AB ($R = -1 \sim 0$)



(b) 引張強さ $\sigma_B = 415 \text{MPa}$ が欠陥寸法に不敏感であることから求めた限界線 BC

図7 欠陥寸法を \sqrt{area} パラメータで評価したDCIの疲労限度線(限界応力振幅 σ_a -限界平均応力 σ_m 関係)。点Aは欠陥寸法 $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ のときの両振疲労限 $\sigma'_{w0} = 110 \text{MPa}$ ($R = -1$)、点Bは欠陥寸法 $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ のときの片振疲労限 ($R = 0$)、点Cは引張強度で欠陥寸法に依存しない。



(a) 点 E と点を F を評価するための疲労限度線図 ($\sqrt{areae} = 627 \mu\text{m}$)。点 E は圧延応力と焼嵌め応力を考慮した (σ_a, σ_m)、点 F は圧延、焼嵌め、残留応力を考慮した (σ_a, σ_m)
 (b) 実際のロールに生じる欠陥寸法であると考えられる $\sqrt{areae} = 1254 \mu\text{m}$ を考慮した疲労限度線図

図 8 欠陥を考慮した疲労限度線図 (限界応力振幅 σ_a -限界平均応力 σ_m 関係)。ここで、点 A は欠陥寸法 $\sqrt{areae} = 627 \mu\text{m}$ のときの両振疲労限 $\sigma_{w0} = 110 \text{ MPa}$ 、点 A' は欠陥寸法 $\sqrt{areae} = 627 \mu\text{m}$ の両振疲労限 $\sigma''_{w0} = 98 \text{ MPa}$ 、点 B は片振疲労限、点 C は引張強度で欠陥サイズに依存しないことが知られている。点 D は欠陥のない場合の両振疲労限。点 E は圧延応力と焼嵌め応力を考慮した (σ_a, σ_m) のプロット、点 F は圧延、焼嵌め、残留応力を考慮した (σ_a, σ_m) のプロット。

存しない。例えば、最近、池田らは、円周方向切欠きを有する丸棒試験片の強度は、引張速度および温度範囲の広範囲において、平坦な試験片の強度よりも大きいことを明らかにしている⁵⁸⁾。したがって、数個の欠陥を含む DCI の静的強度は、欠陥のない DCI の引張強度 $\sigma_B = 415 \text{ MPa}$ と同じである。このように、 $R \geq 0$ の範囲では、直線 BC を疲労限界線として使用することができる。

図 8(a) には、欠陥のない DCI の一般的な疲労限界線 DC を示しており、欠陥サイズ $\sqrt{areae} = 627 \mu\text{m}$ の上記で説明した疲労限界 ABC と比較している。点 D は、DCI にすべり欠陥がない場合の両振り荷重 $R = -1$ の疲労限界に対応する。次に、圧延トラブル条件 $P = 1.5P_0, T = 1.5T_m$ における圧延応力 $\sigma_{\theta}^{\text{Rolling}}$ を考える。図 8(a) の点 E に、圧延応力 $\sigma_{\theta}^{\text{Rolling}}$ および焼嵌め応力 $\sigma_{\theta}^{\text{shrink}}$ による応力振幅と平均応力 (σ_a, σ_m) を示す。点 F は、圧延応力 $\sigma_{\theta}^{\text{Rolling}}$ 、焼嵌め応力 $\sigma_{\theta}^{\text{shrink}}$ および残留応力 $\sigma_{\theta}^{\text{Res}}$ による応力振幅と平均応力 (σ_a, σ_m) を示す。ここで、平均応力はこれらの応力を重ね合わせて

$$\sigma_{\theta}^{\text{Res+shrink}} + \sigma_{\theta}^{\text{Rolling}} = 189.3 \text{ MPa} \text{ として求められる。}$$

付録 B には、以前のミニチュアロールの実験結果と過去の報告を参考に、図 1(b) の標準スリーブロールのすべり欠陥の寸法を推定した結果を示す。図 1(b) の標準ロールの直径は、ミニチュアロールの約 10 倍である。実験研究で見つかった欠陥サイズ $\sqrt{areae} = 627 \mu\text{m}$ は、図 1(b) の標準ロールではより大きい可能性がある。したがって、ここでは、ミニチュアロールの欠陥の 2 倍のサイズ $\sqrt{areae} = \sqrt{\pi(2a)(2b)/2} = 627 \times 2 = 1254 \mu\text{m}$ を想定した。なお、図 1(b) よりもはるかに大きいロールに関する以前の報告も考慮している⁵⁾⁶⁾。図 8(b) では、点 A' は欠陥サイズ $\sqrt{areae} = 1254 \mu\text{m}$ での両振り荷重 $R = -1$ の疲労限界に対応する。点 B' は、欠陥サイズ $\sqrt{areae} = 1254 \mu\text{m}$ の片振り引張荷重 $R = 0$ の疲労限界に対応する。疲労限度 A'B'C' を使用すると、点 F はやや危険側に位置している。

最近研究された複合中実ロールの疲労破壊リスクは付録 C に示されている³⁶⁾³⁷⁾。複合中実ロールでは HSS/DCI 境界での剥離により破壊が起こる

ため⁵⁾³⁸⁾, 応力 σ_r に着目して疲労破壊リスクを評価している. 中実ロール (図 C2) とスリーブロール (図 8) の疲労リスクを比べると, スリップ損傷がない場合 (図 8 (a) の DC 線) を想定すると, スリーブロールの疲労強度は, 焼嵌めのない中実ロールの疲労強度と比較してそれほど小さくない. よって, スリーブとシャフトの間にキーを設けるなどして界面すべりを防止できれば, 複合中実ロールと同様に疲労の危険性が高まる可能性がある.

本稿では, 図 1 (b) の標準スリーブロールの疲労強度を解説した. 図 1 (b) のスリーブロールの詳細を表 1 に示した. まず, ミニチュアロール実験で観察されたすべり欠陥の形状を考慮した. ミニチュアロール実験の詳細を図 B1 および表 B1 に示した. すべり形状の詳細は図 B2 と図 B3 に示されており, \sqrt{area} パラメータ $\sqrt{area} = 627 \mu\text{m}$ によって特徴付けることができる. 次に, 応力振幅-平均応力線図における疲労限界を図 8 (a) に示した. 図 5 のプロットは, ロール回転中の局所的なすべりの蓄積を実現する荷重移動法を適用することによって得られる. 次に, 図 1 (b) の実ロールのすべり欠陥形状を付録 B に示すように推定し, $\sqrt{area} = 1254 \mu\text{m}$ として求めている. その際の疲労限界は図 8 (b) に示した. 疲労のリスクについては, 付録 C の図 C2 に示すような焼嵌めのない中実ロールと比較して議論した. すべり損傷がない場合, スリーブロールの疲労強度は, 焼嵌めのない中実ロールの疲労強度と比較してそれほど小さくないと結論付けることができる (図 8 (a) を参照).

おわりに

次世代ロールとして期待される超硬ロールなどでは, スリーブ構造の採用が不可欠であり, その開発に向けて, スリーブロールの疲労強度について検討する必要がある. そこで, 本稿では, 焼嵌め界面に現れる円周方向のすべりを考慮し, 固定ロールに荷重移動法を適用し, ロール回転時の応力変化を明らかにして, スリーブロールの疲労強度を考察した結果を解説した. シミュレーショ

ン結果に基づいて, すべり欠陥を考慮した標準圧延ロールの疲労強度を推定した. 欠陥の寸法は, \sqrt{area} パラメータによって求めた. 本解説は次のようにまとめることができる.

1. 荷重移動法を適用することにより, ロール回転と界面すべりを実現した. そして, 焼嵌め界面ですべりが発生した場合の界面の最大応力, 最小応力, 応力振幅を明らかにした. ロールの回転数が増えると界面変位は不可逆の変位の蓄積によって増加する. 一方, 1 回転後と 2 回転後の応力変動はほぼ不変で安定しており, 変位のような蓄積現象がないことが示された (図 3 参照).
2. 圧延板の食い込みトラブルが発生する衝撃荷重条件 $P = 1.5P_0$ では, 標準荷重条件 $P = P_0$ の応力に比べて応力振幅が約 2 倍大きくなる (図 4 参照). これは, 荷重が増加すると, $\sigma_r^{P(0) \sim P(4\pi)} \leq \sigma_{r,shrink}$ となる低接触応力領域 (図 5 を参照) が増加するとともに, $\sigma_{r,T=1.5T_m}^{1.5P(0) \sim 1.5P(4\pi)}(\theta) \approx 0$ となる焼嵌め面の分離領域が増加するためである (図 6 参照).
3. スリーブロールの疲労限度線図 (応力振幅-平均応力線図) を求めて疲労強度を考察した. 特に, すべり欠陥を考慮して疲労限界を表現した. ミニチュアロール実験と以前のレポートから, 欠陥寸法は \sqrt{area} パラメータ $\sqrt{area} = 1254 \mu\text{m}$ によって特徴付けられる. 次に, 衝撃荷重条件下での荷重移動シミュレーションにより得られた応力変化に基づいて, 複合スリーブロールの疲労破壊リスクを評価した. すべり損傷がない場合, スリーブロールの疲労強度は, 焼嵌めのない中実ロールの疲労強度と比較してそれほど小さくないと結論付けることができる (図 8 (a) を参照).

参考文献

- 1) 下田秀夫, 小野寺真作, 堀清, 土肥修: 焼ばめした圧延用大形補強ロールの残留曲りに関する研究, 日本機械学会論文集, 32 237 (1966), 689. <https://doi.org/10.1299/kikai1938.32.689>
- 2) 入江利治, 高木圭治, 是永逸生, 佐野義一: 鋼矢板圧延用分割スリーブロールの開発について, 日本鉄鋼

- 協会講演論文集, **65** (1979), 293.
- 3) 滝川浩, 橋本光生, 紺野剛, 内田秀: 形鋼用鍛造ハイススリーブロールの開発, 材料とプロセス, **16** 5 (2003), 1150.
 - 4) 佐野義一: 熱間圧延用ロールにおける内部疲労破壊と課題—実機におけるき裂発生問題と評価, 第148・149回西山記念技術講座, (1999), 1.
 - 5) 第2版わが国における最近のホットストリップ製造技術, 日本鉄鋼協会共同研究会鋼板部会ホットストリップ分科会編, 日本鉄鋼協会, (1987), 255.
 - 6) 松永榮八郎, 津行武信, 佐野義一: スリーブロールの適正焼嵌率の検討(熱間圧延用スリーブロールの強度設計-2), 日本鉄鋼協会講演論文集 (Camp-ISIJ), **11** (1998), 362. <https://ci.nii.ac.jp/naid/10002551803>
 - 7) 堤三郎, 原千里, 吉井省三: 組立式補強ロールの残留曲がりについて, 鉄と鋼, **5** (1971), 818. https://doi.org/10.2355/tetsutohagane1955.57.5_818
 - 8) S. Spuzic, KN. Strafford, C. Subramanian and G. Savage: Wear of hot rolling mill rolls: an overview, *Wear*, **176** 2 (1994), 261. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(94\)90155-4](https://doi.org/10.1016/0043-1648(94)90155-4)
 - 9) NA. Noda, K. Hu, Y. Sano, K. Ono and Y. Hosokawa: Residual stress simulation for hot strip bimetallic roll during quenching, *Steel Res Int.*, **87** 11 (2016), 1478. <https://doi.org/10.1002/srin.201500430>
 - 10) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 下田祐太郎, 張国偉: 焼嵌めで構成された圧延用補強ロールに生じる残留曲がり生成メカニズムの解明, 塑性と加工, **58** 672 (2017), 66.
 - 11) K. Hu, Y. Xia, F. Zhu and NA. Noda: Evaluation of thermal breakage in bimetallic work roll considering heat treated residual stress combined with thermal stress during hot rolling, *Steel Res. Int.*, **89** 4 (2017), 1700368. <https://doi.org/10.1002/srin.201700368>
 - 12) K. Goto, Y. Matsuda, K. Sakamoto and Y. Sugimoto: Basic characteristics and microstructure of high-carbon high speed steel rolls for hot rolling mill, *ISIJ Int.*, **32** (1992), 1184.
 - 13) JH. Ryu and HB. Ryu: Effect of thermal fatigue property of hot strip mill work roll materials on the rolled-in defects in the ultra-low carbon steel strips, *ISIJ Int.*, **43** 7 (2003), 1036. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.43.1036>
 - 14) JW. Park, HC. Lee and S. Lee: Composition, microstructure, hardness, and wear properties of high-speed steel rolls. *Metall Mater Trans A*, **30** (1999), 399.
 - 15) T. Hattori, Y. Kamitani, K. Sugino, H. Tomita and Y. Sano: Super cermet rolls for manufacturing ultra-fine-grained steel. *International Conference on Tribology in Manufacturing Processes, ICTMP 2007 International Conference 24-26 September (2007)*, Yokohama.
 - 16) 濱吉繁幸, 小川衛介, 清水健一郎, 野田尚昭, 岸和司, 古賀慎一: 連続溶融めっき鋼板製造ライン用大型セラミックスリーブロールの開発, 素形材, **51** (2010), 54. <http://hdl.handle.net/10228/00006066>
 - 17) NA. Noda, H. Sakai, Y. Sano, Y. Takase and Y. Shimoda: Quasi-equilibrium stress zone with residual displacement causing permanent slippage in shrink-fitted sleeve rolls, *Metals*, **8** 12 (2018), 998. <https://doi.org/10.3390/met8120998>
 - 18) 酒井悠正, 野田尚昭, 佐野義一, 張国偉, 高瀬康: スリーブ組立式圧延ロールの界面クリープに及ぼす駆動トルクの影響, 鉄と鋼, **105** 12 (2019), 1126. <https://doi.org/10.2355/tetsutohagane.TETSU-2019-048>
 - 19) NA. Noda, R. A. Rafar, H. Sakai, X. Zheng, H. Tsurumaru, Y. Sano and Y. Takase: Irreversible interfacial slip in shrink-fitted bimetallic work roll promoted by roll deformation, *Eng Fail Anal*, **126** (2021), 105465. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105465>
 - 20) R. A. Rafar, NA. Noda, H. Tsurumaru, Y. Sano and Y. Takase: Novel design concept for shrink-fitted bimetallic sleeve roll in hot rolling mill, *Int J Adv Manuf Technol*, **120** (2022), 3167. [10.1007/s0017-022-08954-2](https://doi.org/10.1007/s0017-022-08954-2)
 - 21) NA. Noda, R. A. Rafar and Y. Sano: Stress due to interfacial slip causing sleeve fracture in shrink-fitted work roll, *Int J Mod Phys B*, (2021), 2140020. <https://doi.org/10.1142/S021779221400208>
 - 22) NA. Noda, Y. Sano, M. R. Aridi, K. Tsuboi and N. Oda: Residual stress differences between uniform and non-uniform heating treatment of bimetallic roll: Effect of creep behavior on residual stress, *Metals*, **8** 11 (2018), 952.
 - 23) 曾田範宗: 軸受け, 岩波全書, (1964), 196.
 - 24) M. Imai: Creep of the roller bearing. *Lubrication*, *J Jpn Soc. Lubr Eng*, **4** 6 (1959), 307.
 - 25) 村田順司, 塚塚高晃: 内輪クリープの発生機構, *Koyo Engineering Journal*, **166** (2004), 41.
 - 26) 丹羽健: 転がり軸受のクリープメカニズム, *NTN テクニカルレビュー*, **81** (2013), 104.
 - 27) Ten, Sakajiri, Takemura and Yukawa: *Tech J NSK*, **680** (2006), 13.
 - 28) New Bearing Doctor: Diagnosis of bearing problems. Objective: Smooth & reliable operation. *NSK*, (1997).

- [accessed 28 June 2020]. <https://www.nsk.com/common/data/ctrpPdf/e7005c.pdf>.
- 29) J. Zhan, H. Takemura and K. Yukawa: A study on bearing creep mechanism with FEM simulation. Proc Int Mech Eng Congr Expo, Seattle 2007. <https://doi.org/10.1115/IMECE2007-41366>.
 - 30) J. Zhan, K. Yukawa and H. Takemura: Analysis of bearing outer ring creep with FEM. Adv Tribol. Berlin, (2009). https://doi.org/10.1007/978-3-642-03653-8_74
 - 31) S. Noguchi and K. Ichikawa: A study about creep between inner ring of ball bearing and shaft, Proc Acad Lect Jpn Soc Precis Eng. Japan (2010). <https://doi.org/10.11522/pscjspe.2010A.0.565.0>; NA. Noda et al.: Tribology International, **175** (2022), 107793 18.
 - 32) T. Teramoto and Y. Sato: Prediction method of outer ring creep phenomenon of ball bearing under bearing load, Trans Soc Automot Eng Jpn, **46** (2015), 355-360. <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.46.355>.
 - 33) C. Bovet and L. Zamponi: An approach for predicting the internal behaviour of ball bearings under high moment load. Mech Mach Theory, **101** (2016), 1. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.03.002>.
 - 34) A. Maiwald and EFE. Leidich: Simulations of irreversible relative movements (creeping) in rolling bearing seats – Influential parameters and remedies, Proc World Congr Eng Comput Sci San Fr, **2** (2013). http://www.iaeng.org/publication/WCECS2013/WCECS2013_pp1030-1035.pdf
 - 35) T. Schiemann, S. Porsch, E. Leidich and B. Sauer: Intermediate layer as measure against rolling bearing creep, Wind Energy, **21** 4 (2018), 26. <https://doi.org/10.1002/we.2170>
 - 36) M. R. Aridi, NA. Noda, Y. Sano, K. Takata and Z. Sun: Fatigue Failure Risk Evaluation of Bimetallic Rolls in 4-High Hot Rolling Mills, Steel Res Int., (2021), 2100313.
 - 37) M. R. Aridi, NA. Noda, Y. Sano, K. Takata and Z. Sun: Fatigue Failure Analysis for Bimetallic Work Roll in Hot Strip Mills, Fatigue Fract Eng Mater Struct, (2021). DOI: 10.1111/ffe.13651.
 - 38) 佐野義一, 木村和夫: ホットストリップミル仕上後段作業ロールに生じるスポーリングの統計的解析, 鉄と鋼, **73** 9 (1987), 1154.
 - 39) XT. Li, MT. Wang, FS. Du and GL. Zhang: Numerical simulation and model of control-efficiency of thermal crown of work rolls in cold rolling, J Cent South Univ, **21** (2014), 2160. <https://doi.org/10.1007/s11771-014-2166-2>
 - 40) FJ. Belzunce, A. Ziadi and C. Rodriguez: Structural integrity of hot strip mill rolling rolls, Eng Fail Anal, **11** (2004), 789. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2003.10.004>
 - 41) 関本靖裕, 田中守通, 沢田良三, 古賀政義: 熱間圧延条件のワークロール表面温度に及ぼす影響, 鉄と鋼, **61** 10 (1975), 2337.
 - 42) 関本靖裕: 熱間圧延ロールの材質と寿命, 塑性と加工, **23** 261 (1982), 952.
 - 43) CS. Li, HL. Yu, GY. Deng, XH. Liu, GD. Wang: Numerical simulation of temperature field and thermal stress field of work roll during hot strip rolling, Iron Steel Res Int., **14** 5 (2007), 18.
 - 44) T. Miyazaki, NA. Noda, F. Ren, Z. Wang, Y. Sano and K. Iida: Analysis of intensity of singular stress field for bonded cylinder and bonded pipe in comparison with bonded plate, Int J Adhes Adhes, **77** (2017), 118. <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2017.03.19>
 - 45) NA. Noda, T. Miyazaki, R. Li, T. Uchikoba, Y. Sano and Y. Takase: Debonding strength evaluation in terms of the intensity of singular stress at the interface corner with and without fictitious crack, Int J Adhes Adhes, **61** (2015), 46. <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2015.04.005>
 - 46) NA. Noda, T. Uchikoba, M. Ueno, Y. Sano, K. Iida, Z. Wang and G. Wang: Convenient debonding strength evaluation for spray coating based on intensity of singular stress, ISIJ Int, **55** 12 (2015), 2624. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2015-458>
 - 47) 野田尚昭: 金属と樹脂の界面力学と特異応力場の強さに基づく新しい接着強度評価法, 自動車技術会誌, 鉄と鋼, **77** 7 (2023) 30.
 - 48) 野田尚昭, 王彪, 佐野義一, 川野凌, 劉溪, 乾湧人, 高瀬康: ピッチ差付きボルト・ナット締結体のユニカー緩み試験による耐緩み性の評価, 自動車技術会論文集, **53** 2 (2022), 410.
 - 49) NA. Noda, R. Takaki, Y. Shen, A. Inoue, Y. Sano, D. Akagi, Y. Takase and P. Galvez: Strain rate concentration factor for flat notched specimen to predict impact strength for polymeric materials, Mech Mater, **131** (2019), 141. <https://doi.org/10.1016/j.mechamat.2019.01.011>
 - 50) 松田慎太郎, ディスルヤディ, 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 原田正太: 加熱炉中セラミックローラーの構造設計に関する研究, 日本機械学会論文集, **79** 803 (2013), 989.
 - 51) NA. Noda, D. Suryadi, S. Kumasaki, Y. Sano and Y. Takase: Failure analysis for coming out of shaft from

shrink-fitted ceramics sleeve, Eng Fail Anal, **57** (2015), 219. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.07.016>

52) NA. Noda, Y. Xu, D. Suryadi, Y. Sano and Y. Takase: Coming out mechanism of steel shaft from ceramic sleeve, ISIJ Int., **56** 2 (2016), 303. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2015-558>

53) G. Zhang, H. Sakai, NA. Noda, Y. Sano and S. Oshiro: Generation mechanism of driving out force of the shaft from the shrink fitted ceramic roll by introducing newly designed stopper, ISIJ Int., **59** 2 (2019), 293. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2018-615>

54) Marc Mentat team: Theory and User Information, Vol. A, MSC, Software, Tokyo, (2008), 713.

55) Misumi-vona Top: Technical information, Dry coefficient of friction. https://jp.misumi-ec.com/tech-info/categories/plastic_mold_design/p107/c0874.html. [accessed 2 March 2019],

56) R.A. Rafar, NA. Noda, Y. Taruya, Y. Sano, Y. Takase and K. Kondo: Experimental verification of interfacial slip generation for shrink-fitted bimetallic work roll by using miniature roll, the 9th International Symposium on Applied Engineering and Sciences 2021 (SAES2021), (2021).

57) Y. Murakami: Metal fatigue: effects of small defects and nonmetallic inclusions, Elsevier Science, Oxford UK, (2002).

58) T. Ikeda, NA. Noda and Y. Sano: Conditions for notch strength to be higher than static tensile strength in high-strength ductile cast iron, Eng Fract Mech, **206** (2019), 75.

59) NA. Noda, R. A. Rafar, Y. Taruya, X. Zheng, Y. Tsurumaru, Y. Sano, Y. Takase, K. Yakagawa and K. Kondo: Interfacial slip verification and slip defect identification in shrink-fitted bimetallic sleeve roll used in hot rolling mill, Tribol Int., (2022). <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107793>

付録 A : 相対変位 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ や 平均変位 $u_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ を実現する 荷重移動法の概要

図 A1 は、固定ロール表面上の荷重移動によって、ロール回転を表現する荷重移動法の説明図である^{17)~21)}。図 A1 に示すように、ロールに圧延荷重 P が作用する下でのロールの連続的な回転は、一定間隔 φ_0 で離散的にロール表面を移動する荷重で表現できる。解析精度を落とさずに計算時間を短縮するために、最適な離散移動量 φ_0 の値を選択する。解析結果 $\varphi_0 = 0.25^\circ \sim 12^\circ$ の比較から、 $\varphi_0 = 0.25^\circ$ と $\varphi_0 = 4^\circ$ の相対誤差は数パーセント未満であることが分かったので、以下の議論では荷重移動角 $\varphi_0 = 4^\circ$ を採用した。

スリーブとシャフト間の相対変位の蓄積によって、界面すべりが生じると考えられる。荷重が角度 $\varphi = 0$ に作用する初期荷重 $P(0)$ から、 $\varphi = \varphi$ に作用する $P(\varphi)$ まで移動することを記号 $P(0)\sim P(\varphi)$ で表すとき、図 A2 は、荷重移動 $P(0)\sim P(\varphi)$ によって生じる、スリーブとシャフト間の相対変位 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ の定義である。ここで、 φ は荷重が移動する角度、 θ は変位を評価する位置を表す。荷重 $P(\varphi)$ は、 $\varphi = \varphi$ および $\varphi = \varphi + \pi$ に作用する力の対として定義される。 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ という表記は、一対の荷重を $\varphi = 0 \sim \varphi$ および $\varphi = \pi$ で加えたときの $\theta = \theta$ における相対変位 $u_{\theta}(\theta)$ を意味する。相対変位 $u_{\theta}(\theta)$ は θ に応じて変化するため、平均変位 $u_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(\varphi)}$ は式 (A1) で定義できる。

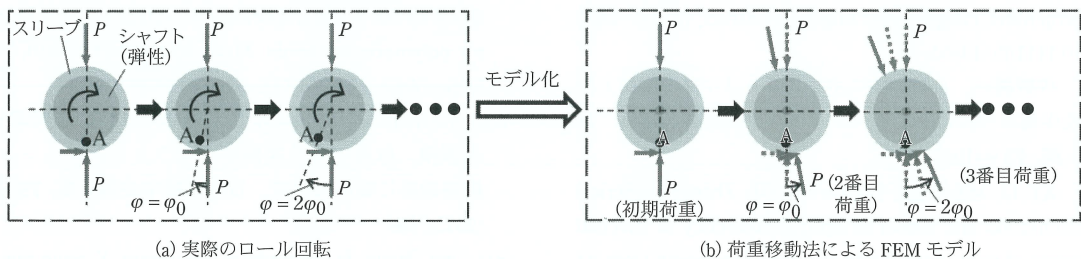


図 A1 ロール回転を中心を固定したロールの表面の荷重移動で表現する荷重移動法の説明図。

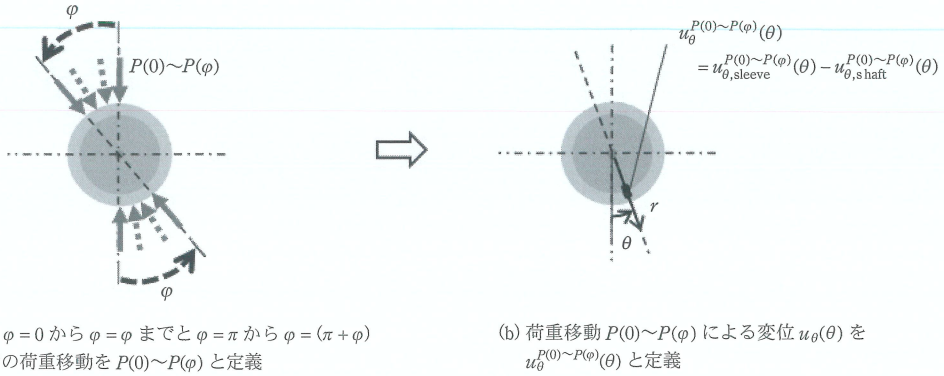


図 A2 荷重移動 $P(0) \sim P(\varphi)$ によって生じるスリーブとシャフト間に生じる相対変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ の定義。

$$u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) d\theta \quad (A1)$$

付録 B: 実際のスリーブロール (図 1B) に生じるすべり損傷の寸法の推定について

図 B1 に、圧延中の実スリーブロール (図 B1 (a)) の軸方向の中央断面図を、ミニチュアロール (図 B1 (b)) のそれと比較して示す²⁰⁾⁵⁶⁾。ミニチュアロールは、界面すべりの荷重移動法の結果を実験的に検証するために用いたもので、その直径は実ロールの約 1/10 である。図 B1 (b) に示すように、

ミニチュアロールはスリーブ、外側シャフト、内側シャフトで構成される。内軸と外軸をキーで固定することにより、外軸と焼嵌めスリーブとの界面すべりが実現できるようにしている。

図 B2 は、すべり後のスリーブ表面に観察される欠陥の例を示す。スリーブを AA' および BB' の断面に沿って切断し、欠陥の寸法を特定する。図 B3 は、だ円体で近似した欠陥の 3 次元形状を示す。 $(x/a)^2 + (y/b)^2 + (z/c)^2 = 1$, $a = 1000 \mu\text{m}$, $b = 250 \mu\text{m}$, $c = 4000 \mu\text{m}$, で表せるように、応力集中は $K_t = 1.14$ となる⁵⁶⁾。この研究では、疲労強度の低下をパラメータ \sqrt{area} を使用して評価する。これは、最大主応力に垂直な平面上への欠陥の投影面

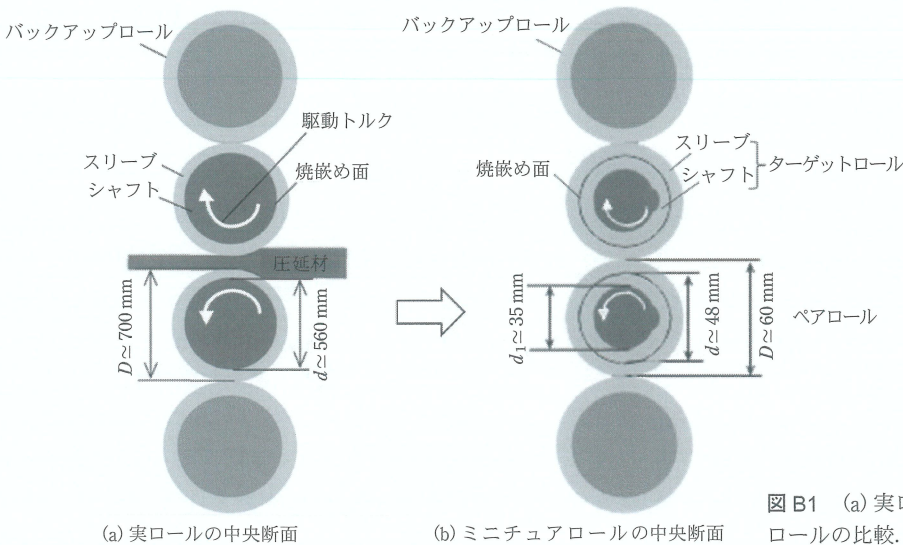


図 B1 (a) 実ロールと (b) ミニチュアロールの比較。

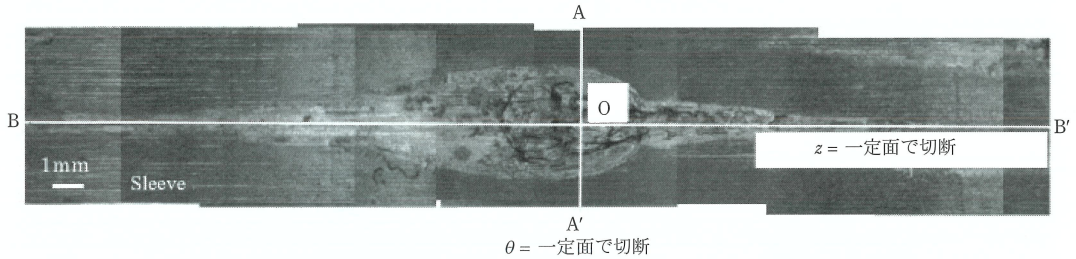


図 B2 ミニチュアロール (図 B1) のスリーブ表面に形成されるすべり欠陥の例 (焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ のとき).

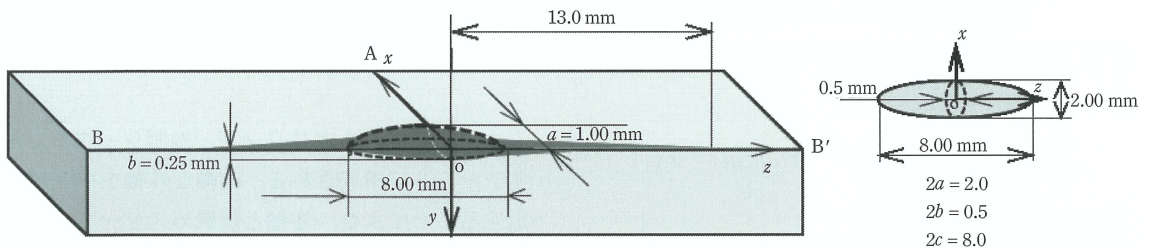


図 B3 ミニチュアロール (図 B1 (b)) で観察された欠陥形状のだ円体近似 $(x/a)^2 + (y/b)^2 + (z/c)^2 = 1$, $a = 1$, $b = 0.25$, $c = 8.0$ と, その応力集中係数.

表 B1 図 B1 (b) のミニチュアロール実験で使用した圧延ロールの仕様.

	仕様
寸法 D, d, d_1 (mm)	60, 48, 35
材料	SCM440 焼入れおよび焼戻し材
引張強さ σ_B (N/mm ²)	980
ブリネル硬さ HB	スリーブ : 280~300 シャフト : 350~330

積の平方根である⁵⁷⁾. 次に, ミニチュアロールの欠陥は, 図 B3 の欠陥形状 $a = 1000 \mu\text{m}$, $b = 250 \mu\text{m}$ から, $\sqrt{\text{area}} = \sqrt{(\pi ab)/2} = 627 \mu\text{m}$ によって特徴付けることができる.

一方, 詳細な形状は不明であるが, 本体直径 $D = 1150 \text{ mm}$ の熱間粗圧延スリーブロールでは, すべり後に欠陥深さ $b' = 1 \text{ mm}$ が報告されている⁵⁶⁾. 図 B1 (a) に示すように, この研究では実際のロール直径 $D = 700$ を考慮しており, その欠陥の深さは $b' = 1 \text{ mm}$ よりも小さいと思われるが, ミニチュアロールの欠陥の深さ $b = 0.25 \text{ mm}$ よりも大きい可能性がある. そこで, 実際のロール (直径 $D = 700$) に, スリーブすべりが生じ, 図 B2 と図 B3 と相似な同じ形状の欠陥が形成されるもの

表 B2 図 B1 (b) のミニチュアロール実験の条件.

テストロール	
焼嵌め率 δ/d	ロール A : 0 ロール B : 0.21×10^{-3}
駆動条件	
テストロール	自由転がり
ペアロール	トルクにより駆動 457 Nm
荷重 P (ton)	1.0
回転速度 (rpm)	106~212
ロール冷却 :	
前部 (L/min), 後部	水 0.25, 2.0
ロール温度 (°C) :	
$\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$, 0	16.0~21.0
回転数, n	スリーブがすべるまで回転

とする. そのサイズに関しては, ミニチュアロールの欠陥のサイズを 2 倍と仮定すると, 実際のロールのすべり損傷の寸法はルートエリアパラメータを用いて $\sqrt{\text{area}} = \sqrt{\pi(2a)(2b)/2} = 627 \times 2 = 1254 \mu\text{m}$ となる. ここで, $a = 1000 \mu\text{m}$, $b = 250 \mu\text{m}$ はミニチュアロールで観察された欠陥の寸法である.

表 B1 にテストワークロールの仕様を示す. テストロールの直径は, 実際のロールの直径の約 1/10 である. 表 B2 に実験条件を示す. ロール A は焼嵌め率 $\delta/d = 0$ のロールを示し, ロール B は

焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ のロールを示す。実験では、負荷による摩擦による温度上昇による焼嵌め率の変化を防ぐため、ワークロールを室温の水冷で冷却している。定常回転数が 106 rpm または 212 rpm に達した時点で 1 トンの荷重を加え、接触温度計による実験でロール表面の温度変化が 5°C 以内であることを確認している。

付録 C：圧延中の応力振幅により生じる複合中実ロールの内部を起点とする疲労強度の評価結果

図 C1 に示す複合中実ロールは現在広く用いられており、先の研究で内部を起点とする疲労強度が考察された³⁶⁾³⁷⁾。すなわち、このような複合中実ロールでは、ロール中心の割れだけでなく、応力 σ_r による HSS/DCI 境界での剥離として破損 (疲

労破壊) が発生することが報告されている⁵⁾³⁸⁾。そこで、これらの報告を参考に、圧延時の応力を解析し、危険箇所における疲労破壊が、応力 σ_r によって生じることに着目して、そのリスクを評価した。図 C2 は、大きな圧縮交互荷重 $\sigma_m \leq 0$ における疲労限界に焦点を当てた応力振幅対平均応力線図 ($\sigma_a - \sigma_m$ 線図) を示す³⁶⁾。この評価では、内部疲労破壊を引き起こす駆動力として、ロール回転

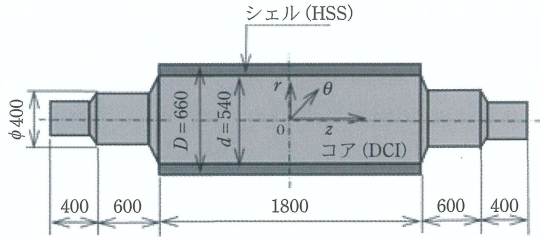


図 C1 中実複合ロールの寸法 (mm)。

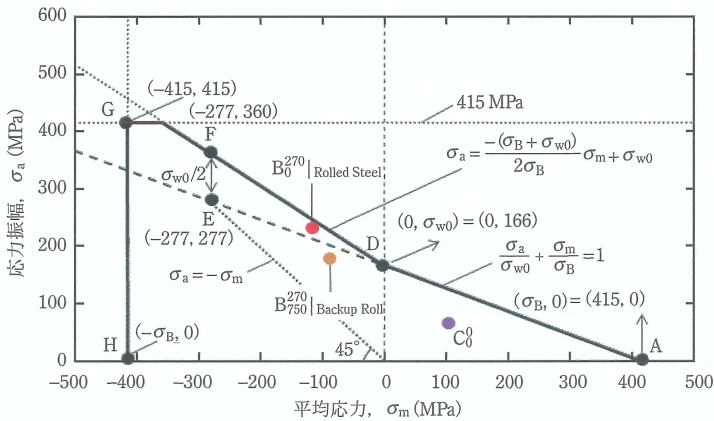


図 C2 中実複合ロール (図 C1) 耐久線図 (限界応力振幅—限界平均応力関係) における 3 つの危険箇所における注目した疲労破壊のリスク評価。

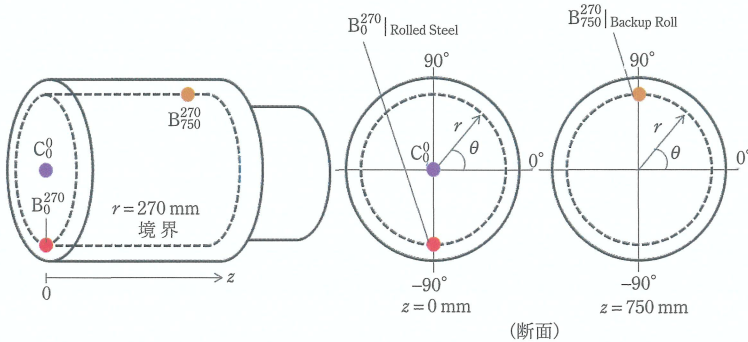


図 C3 解析と経験に基づいて疲労リスクを評価するため設定した $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$ 、 $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ で表した 3 つの危険箇所。

中に繰り返される最大および最小応力 σ_r を考慮している。図 C3 は、 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$ 、 $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ および C_0^0 で示される3つの危険箇所を示す。図 C2 では、危険箇所のプロット点は、ロール中心部のプロット C_0^0 を除き平均応力が圧縮側に位置するが、 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$ 、 $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ のプロットはかなり疲労限度線に近い。

のだ・なおあき NODA Nao-Aki

1984 九州大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程修了。九州工業大学工学部講師・助教授を経て、教授。焼嵌め式ローラや特殊ボルト等の産学連携に関する研究に従事。日本設計工学会論文賞受賞。日本機学会材料力学部門賞業績賞、日本機学会フェロー。自動車技術会フェロー。2019-2021 日本材料学会九州支部長。2022.04 九州工業大学名誉教授。

さの・よしかず SANO Yoshikazu

1967 九州大学大学院機械修了。日立金属㈱入社。1992 技師長。1996 九州大学より博士(工学)授与。学術研究員、九州工業大学支援研究員を経て㈱ホーシン技術顧問。焼嵌め式ローラの構造設計に関する研究に従事。(公社)日本設計工学会 2019 年度論文賞受賞。

たかせ・やすし TAKASE Yasushi

1985 九州工業大学技術職員。1993 同工学部設計生産工学科夜間主コース卒業。2002 技術専門職員。2007「任意寸法の試験片に対して正確な応力集中係数を与える計算式に関する研究」で博士(工学)。2020 年度日本塑性加工学会教育賞受賞。

ほった・げんじ HOTTA Genji

1979 九州工業大学卒業。㈱日鉄エレックスを経て 2008 有明工業高等専門学校機械工学科教授。2012 熊本大学より博士(工学)授与。2019 より九州工業大学客員教授。2021 西日本工業大学客員教授。日本技術士会ものづくり部会長。2021 年度技術士功労章受章。

