

駆動トルクゼロの自由転がり条件下における スリーブ組立式複合ロールに生じる界面すべり

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

はじめに

鉄鋼圧延用ロールの中で、主に 1000 mm を越える胴径の大きな補強ロール¹⁾ や大型 H 形鋼圧延用ロール²⁾³⁾ 等では、中実式ロールに代わり中空円筒胴部に軸を焼嵌めるスリーブ組立式構造（以下スリーブロールと呼ぶ）が試行され、一部は実用化されてきた（図 1 参照）。胴部は摩耗や肌荒れなどによって消耗が速いが、組立式構造にすれば、胴部が径小廃却径に達しても、軸部を再利用できる利点がある。さらに胴部スリーブのみを軸部から独立させて、耐摩耗性を強化させた特性を付与できる。特に、次世代ロールとして期待されている超硬ロールやセラミックロールはスリーブ構造の採用が不可欠である。このように、圧延用ロールにおいて、その構造をスリーブ組立式に移行する考え方があり、コスト縮減だけでなく、現状のロールの限界を超えた要求を満たす候補とされている。

一方で組立に用いられる焼嵌め構造には、ロール残留曲がり⁴⁾、スリーブ端部軸に生じるフレッキングき裂およびスリーブの円周すべりに起因するスリーブ割れ⁵⁾⁶⁾ など、固有の問題がある。この中で、スリーブの円周すべりに関しては、これまでの設計条件を満たしていても、スリーブの円周すべりが生じることがあった⁵⁾⁶⁾。すなわち、焼嵌め接合ロールを設計する際は、焼嵌め面での円周すべりが生じないように、モーターのトルクよりも焼嵌め面の受け持つ回転に対する抵抗（トルク）

が大きくなるように、ロールの焼嵌め率を設定するものの、スリーブ回転方向（圧延方向）と逆向きにスリーブが軸に対して移動することがある。このようなスリーブ組立式ロールにおけるスリーブの挙動に関する研究は少ないが、同様な現象は、転がり軸受けにおいて「界面クリープ」と呼ばれる現象として知られている^{7)~9)}。転がり軸受けにおいて、回転方向と逆方向にすべる界面クリープは、すべり方向はロールの界面すべりと同じ方向であり、弾性ひずみの蓄積によって生じると考えられることが報告されている⁷⁾。しかし、その生成機構を定量的に取り扱った報告は見当たらない。

本稿では、このようなスリーブロールの界面すべりが、転がり軸受けにおける界面クリープと同様に、同じ方向にすべりが生じることを考慮している。すなわち、このような現象を本質的に理解するために、まず、圧延時のモーターの駆動トルクが 0 の、自由転がりの条件下での、スリーブロールのすべりを数値シミュレーションで考察した結果を説明する。特に、シミュレーションを容易にするため、ロール全体を剛体として、スリーブの弾性変形のみを考慮した場合^{8)~11)}とも比較して、ロールの弾性変形の影響についても解説する。もちろん、実際の圧延では、図 1 に示すように、駆動トルクが大きな役割を果たし、転がり軸受の「界面クリープ」とは大きく異なる。すなわち、図 1 (a) において、駆動トルクおよび摩擦力により、スリーブロールのすべりが大幅に促進され、重大な故障を引き起こす可能性がある。しかし、モーターの駆動トルクなどの追加要因を考慮する前に、まず、

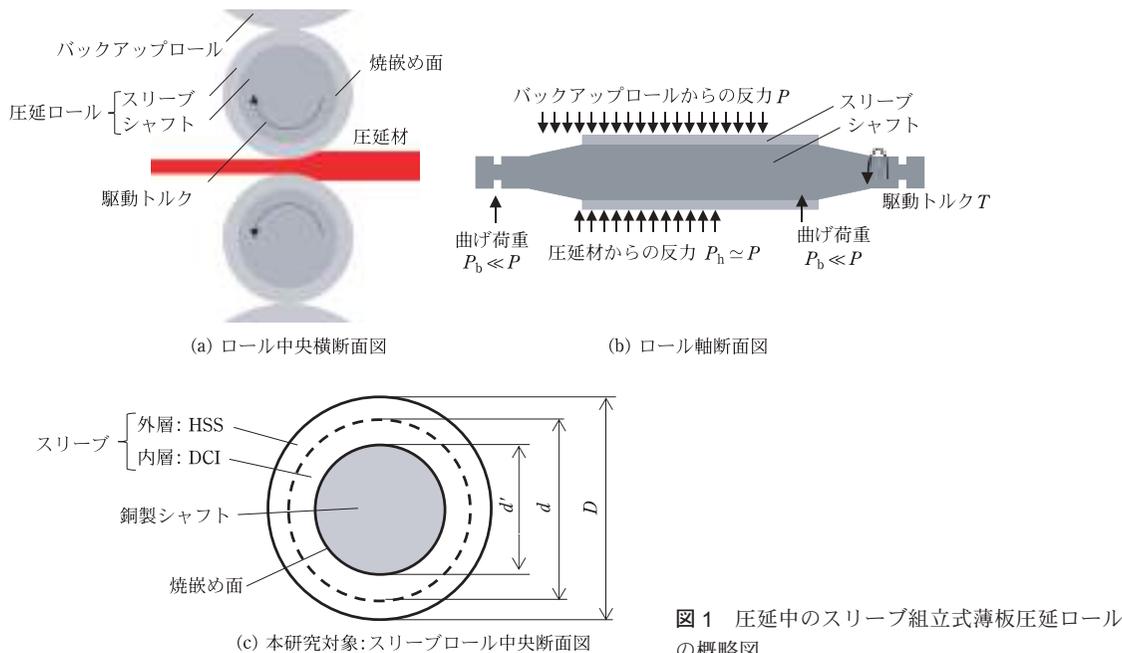


図1 圧延中のスリーブ組立式薄板圧延ロールの概略図。

転がり軸受の「界面クリープ」のような自由転がり下において、現象の本質を理解しておく必要がある。このように現象の本質を解明することで、このような未知の故障を近い将来に防ぐことができ、スリーブ組立式ロールをより広く利用することができる。

焼嵌め面に生じる界面クリープの数値シミュレーション方法

図1に、本研究で対象とする4段式圧延機に用いられるスリーブ組立式薄板圧延ロールの圧延中における概略図を示す。図1(a)は、ロール中央横断面図であり、図1(b)は、ロール軸断面図を示す。図1に示すスリーブロールは、鋼製の軸に、胴部スリーブが焼嵌めにより組立てられており、スリーブには耐摩耗性と強靱性の双方が要求されるため、外層にハイスや高クロム鋼などの耐摩耗材、内層には合金鋼からなる複合スリーブで構成されるのが一般的である。ロールが受ける負荷は、バックアップロールからスリーブへの、バックアップロールとスリーブ間の接触長を考慮した圧下力 P 、圧延

材からスリーブへの圧延材幅および圧延ロール接触弧長を考慮した圧延反力 P_h と摩擦力 S 、軸受けから軸のベンディング力 P_b およびモーターから軸へのトルク T である。なお、本研究では熱間仕上げ圧延の後段(5番目)の負荷の調査事例を参照¹²⁾する。また、図2において解析モデルを示すが、今回の数値実験は2次元モデルを使用しているため、力の単位は単位長さ当たりのものである(応力およびトルクも同様)。圧下力 P 、圧延反力 P_h および軸のベンディング力 P_b は釣り合いの関係にあるが、参照したロールの負荷条件では、ベンディング力 P_b は圧下力の10%以下と小さく¹²⁾、ここでは簡単のため圧下力(= $P \times$ バックアップロール胴部のスリーブ接触長)と圧延反力(= $P_h \times$ 圧延材幅)はほぼ等しい($P \approx P_h$)とする。すなわち、バックアップロールからスリーブへの圧下力と圧延材からスリーブへの圧延反力を等しい($P = P_h$)とし、図2以降では両者を P で表す。

図2と付録Aの図A1は上記仮定をもとにして、ロールを2次元で表現した数値シミュレーションの説明図である。図A1に示すように、本研究では、ロールを回転させず、ロール表面の荷重移

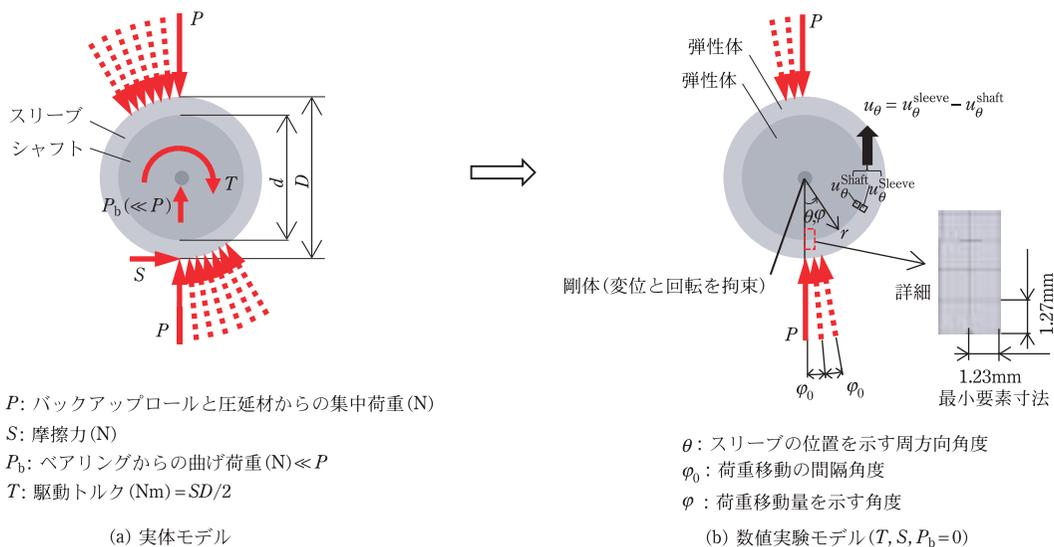


図2 界面すべりの数値実験のためのモデリング.

動でロール回転を表現する¹³⁾¹⁴⁾. 図2(b)のように、荷重を一定の間隔 φ_0 で離散的に移動させることでロールの回転を表現する. 図2(a)は、実体ロールとその負荷条件を示し、これをモデル化すると、図2(b)のように、ロール中心の変位と回転を拘束することになる(中心に剛体がある場合と等価). 本研究は負荷を受けて回転する組立式ロールでスリーブに、軸との界面クリープが生じるかどうかの解明に焦点を当て、併せて、そのメカニズムについても言及する. ここで、荷重が角度 $\varphi = 0^\circ$ から $\varphi = \varphi_0$ まで移動する間の、界面上のスリーブの変位を $u_\theta^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ と表示する. 一方、スリーブは弾性体であるため、ロール回転(荷重回転)と弾性体各部の間に位相差が生じる. このことは剛体焼嵌め面とスリーブ焼嵌め面の周方向相対変位が、スリーブ焼嵌め面の絶対変位と等しいことを意味しており、この変位 $u_\theta^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ がロール焼嵌め面に生じる界面すべりに関係する. 図2(a)では、モーターによる駆動トルク T は圧延材からスリーブへの摩擦力 S によるトルクと釣り合っており、スリーブのクリープを助長すると思われる. しかし、本研究では、界面クリープ生成機構を解明する観点からバックアップロール、ワークロールともに自由転がりと仮定して、軸回

転トルク $T = 0 \text{ N/mm}$ および圧延材による摩擦力 $S = 0 \text{ N/mm}$ とする. すなわち、軸にトルクがない条件下でクリープによるスリーブすべりの可能性について説明する.

表1に、ロールモデルの寸法、機械的特性および境界条件を示す. スリーブ、軸ともに鋼と仮定する. ロールへの負荷条件から、バックアップロールからスリーブへの負荷および圧延材からスリーブへの反力はともに、集中荷重 $P = 13700 \text{ N/mm}$ を用いた. 本研究では、着力点から離れた焼嵌め界面に注目している. 荷重分布による解析結果への影響は無視できる程度であることを確認している. スリーブと軸とは焼嵌めにより接合されており、焼嵌め代 δ をスリーブ嵌め込み部の内径 d で除したものを焼嵌め率 δ/d と定義し、ここでは $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ を用いる. この $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ は、設計条件(モーターのトルク < 焼嵌め面の受け持つ回転に対する抵抗(トルク))を満足している. またスリーブ・軸間の摩擦係数は $\mu = 0.3$ とする. 数値解析には、複数の材料で構成された構造に対して比較的容易に実行できる有限要素法(Finite Element Method, 以降FEMと略称する)を採用した. 有限要素法の適用は様々報告されており、複合材などへの適用^{15)~18)}が比較的容易であるとい

表 1 ロールモデルの寸法, 機械的特性および境界条件 (図 2 (b) ^{9)~11)}).

機械的性質	スリーブ	鋼製スリーブのヤング率 E_{sleeve}	210 GPa
		鋼製スリーブのポアソン比 ν	0.28
	シャフト	鋼製シャフトのヤング率 E_{shaft}	210 GPa
		鋼製シャフトのポアソン比 ν	0.28
ロール寸法		スリーブ外径 D	700 mm
		スリーブ内径 d	560 mm
焼嵌め		焼嵌め率 δ/d	0.5×10^{-3}
		シャフトとスリーブ間の摩擦係数 μ	0.3
外力		厚さ当たりの集中力 P	13270 N/mm 全荷重: 1.327×10^7 N ロール幅: 1000 mm
		厚さ当たりの摩擦力 S	0 N/mm
		厚さ当たりの駆動トルク T	0 N/mm
		ベアリングからの曲げ荷重 P_b	0 N/mm

う利点の他に, 引張試験片のような単純な構造の解析¹⁹⁾から, ボルト・ナットのような複雑な構造の解析²⁰⁾まで行うことができ, 汎用の FEM ソフトも数多く開発されている. 本稿での FEM における弾性解析には, MSC 社の汎用有限要素解析ソフト Marc/Mentat2012 を用いる. Marc では, 非線形解析に完全ニュートン・ラブソーン法を使用しており, 接触解析には, 直接拘束法を使用している²¹⁾. 解析タイプは静的構造で平面ひずみ解析とする. 四面体の 1 次要素を用い, 要素数は 4.6×10^4 である.

界面すべりを引き起こす不可逆的な相対変位

スリーブとシャフトの間に局所的な相対変位が生じ, それがロールの回転によって, 累積され増加していけば, それが界面すべりとなることが考えられる. 図 3 (a) において, 荷重移動 $P(0) \sim P(\varphi)$ による相対変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ は, 荷重 $P(0)$ が角度 $\varphi = 0$ から $\varphi = \varphi$ に移動するときの $(P(0) \sim P(\varphi))$, スリーブとシャフトの間に生じる相対変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ として定義される. ここで, 表記 φ は荷重が移動する角度を示し, 表記 θ は変位を評価する位置を示す. 荷重 $P(\varphi)$ は, $\varphi = \varphi$ および $\varphi = \varphi + \pi$ に作用する力のペアとして定義される. 表

記 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ は, 荷重のペアが $\varphi = 0 \sim \varphi$ および $\varphi = \pi \sim \varphi + \pi$ で加えられたときの $\theta = \theta$ で生じる相対変位 $u_{\theta}(\theta)$ を意味する.

図 3 (b) に, $E_{\text{shaft}} = E_{\text{sleeve}} = 210$ GPa の場合の初期荷重 $P(0)$ による界面変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ の例を示す. 図 3 (b) には, 初期荷重 $P(0)$ を $P(0) \rightarrow 0$ として除去したときの残留変位 $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ も示す. 図に示すように, $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ は初期変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ と同様にゼロではない. この非ゼロ変位 $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta) \neq 0$ は, 変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ および変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ が不可逆変位であることを意味する. この非ゼロ変位 $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ は, 変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ および $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ を意味する. 図 3 (c) に $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ と $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ を, 標準荷重より大きい荷重 $P(0) = 1.5P$ を作用させた場合を示す. 初期荷重 $P(0) = 1.5P \rightarrow 0$ として除去した場合, 最大値すべり $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ の値は $u_{\theta}^{P(0)=1.5P \rightarrow 0}(\theta) / u_{\theta}^{P(0)=P \rightarrow 0}(\theta) = 0.0329 / 0.0188 \approx 1.75$ と, 初期荷重の 1.5 倍より大きくなる. この非線形性は, 変位は弾性的で線形であるが, 接触状態の変化が非線形であることによって引き起こされる. 不可逆すべり $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ の最大値は, $0.0118 / 0.0077 \approx 1.53$ から増加し, これも 1.5 より大きくなる. 図 3 (b), (c) は, 初期荷重を完全に除去することにより生じる, 不可逆変位 $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ を基本的な方法で示している. 荷重移動で表現されるロール回転時には, このような不可逆変位が蓄積され, 複

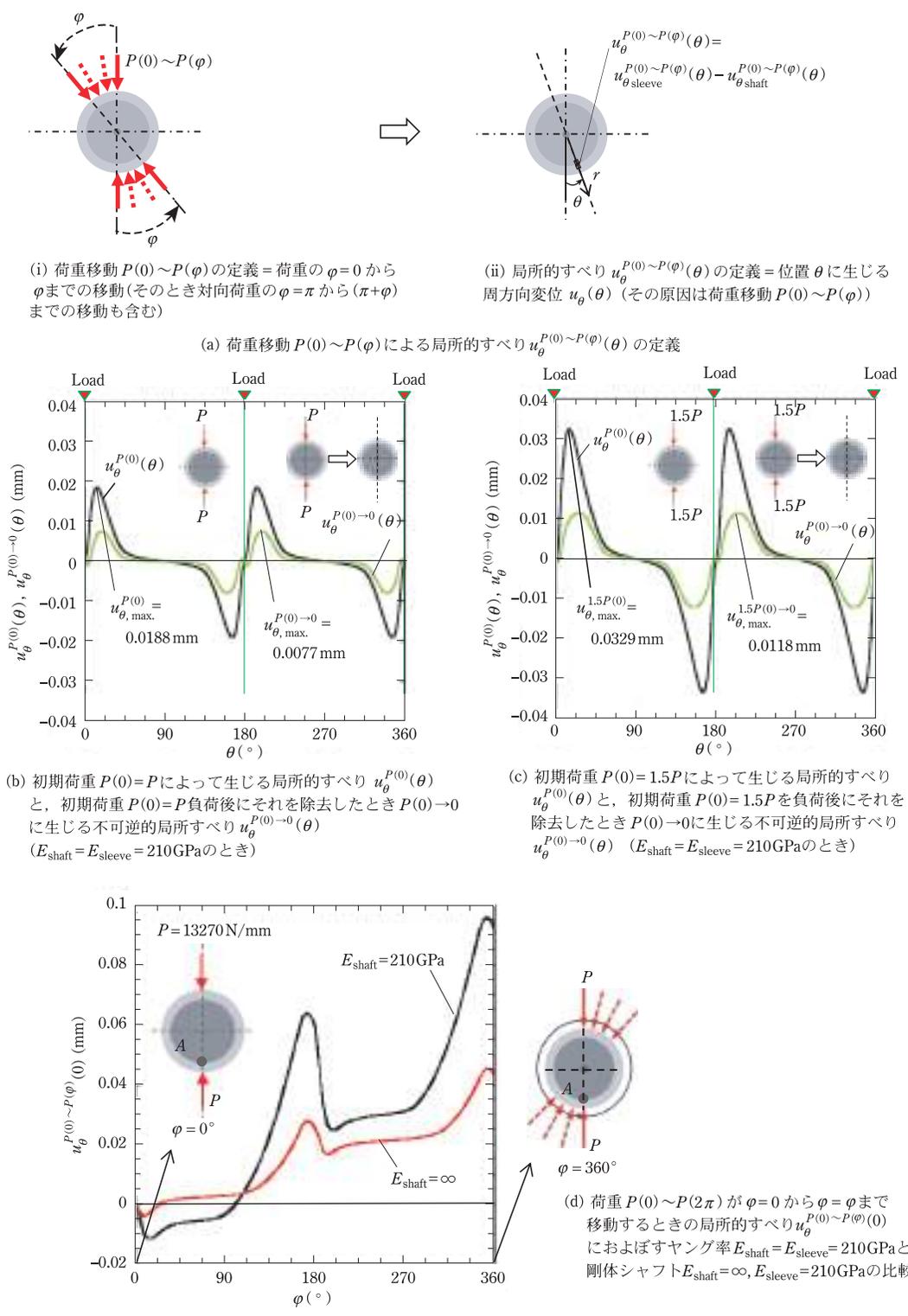


図3 初期荷重による局所すべり $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ 、初期荷重除去による不可逆的局所すべり $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ 、荷重移動 $\varphi=0$ から $\varphi=2\pi$ による $\theta=0$ でのすべり量の増加 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(0)$ 。

雑に現れる。

荷重を $\varphi=0$ から $\varphi=2\pi$ に移動するとき、図3(d)は、 $\theta=0$ 相対変位 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(0)$ を示している。図3(b)に示すように、 $E_{\text{shaft}} = E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ 、初期荷重 $u_{\theta}^{P(0)}(0) = 0$ のとき、不可逆すべりにより、 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(0)$ は $0 < \varphi \leq 96^\circ$ の範囲で負の変位 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(0) < 0$ のが生じ、 $\varphi > 96^\circ$ の範囲で正の $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(0) \geq 0$ が生じる。すべり量は位置 θ によって変化するので、半回転の場合と $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\pi)}(\theta)$ 、1回転の場合に $u_{\theta}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\theta)$ の場合の例が、付録Aに、 $\theta=0\sim 2\pi$ の範囲で示されている。荷重変動、すなわち、 φ の増加に伴うすべり量を表すには、次式で定義できる平均変位を用いばよい。

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

図3に示すように、初期荷重 P が $\varphi=0$ で加えられた場合、平均変位は $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)} = 0$ としてゼロになる。また、初期荷重を $P(0) \rightarrow 0$ として除去すると、平均変位は $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)} = 0$ もゼロとなる。しかし、変位自体 ($u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ および $u_{\theta}^{P(0)-0}(\theta)$) は $\theta=0, \pi, 2\pi$ を除いてゼロではないことに注意する必要がある。このような非ゼロ変位は、荷重が加えられると、局所的なすべりが発生する可能性があることを意味する。図3(b)に示すように $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ は対称であるが、荷重移動角度 φ の増加に伴い、 $u_{\theta}^{P(\varphi)}(\theta)$ が対称性を失うとともに $u_{\theta}^{P(\varphi)}(\theta)$ が増加する(付録AのA2を参照)。図4は、シャフト E_{shaft} のヤング率を変化させることによる平均変位 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)\sim P(\varphi)}$ を示している。図4および表2に示すように、シャフトの材質はダクタイル鋳鉄(DIC)、鋼、サーメット、剛性を想定している。

表2は、 E_{shaft} を変化させることによる焼嵌め応力 σ_r を示している。平均変位 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)\sim P(\varphi)}$ は、荷重移動角 φ の増加とともに増加する。 E_{shaft} が減少すると、表2に示すように焼嵌め応力 $\sigma_{r\text{shrink}}$ がわずかに減少する。平均変位 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)\sim P(\varphi)}$ は、 E_{shaft} が減少するにつれてより顕著に増加することに注意する必要がある。界面すべりは、荷重移動が開始されるとすぐに発生する可能性がある。なお、界面すべり量 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)\sim P(\varphi)}$ は、図4に示すように荷重移動角 φ の

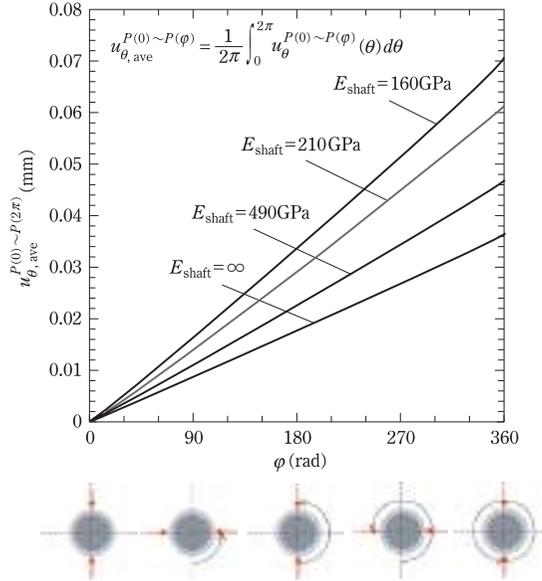
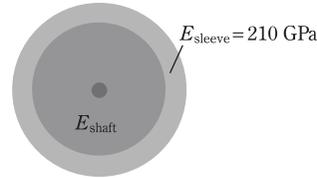


図4 平均変位 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\theta)$ と荷重移動角 φ の関係。

表2 シャフトのヤング率 E_{shaft} が変わるときの焼嵌め応力 $\sigma_{r\text{shrink}}$ ($\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$, $E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のとき)。

材料	シャフトのヤング率 E_{shaft} (GPa)	$\sigma_{r\text{shrink}}$ (MPa) (鋼の焼嵌め応力に対する比)
DCI	160	19.42 (0.967)
鋼	210	20.09 (1.000)
サーメット	490	21.43 (1.067)
剛体	∞	22.57 (1.123)



増加に伴ってほぼ直線的に増加する。

図4に示すように、 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ は直線的に増加するので、ロール1回転を表す荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ の結果は重要である。つまり1回転の結果から、回転数が大きい場合の結果を線形的に推定できるため、界面すべりについて考察することができる。

図5に、シャフトヤング率 E 、荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ による平均変位 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ を示す。ダクタイル鋳鉄(DCI)の平均変位は、鋼、サーメット、お

よび剛性シャフトと比較して大きくなる。シャフトの弾性変形が界面すべりを促進すると結論付けることができる。次節では、界面すべりに対するシャフト材料の影響について解説する。図5の $u_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ と E_{shaft} の関係を他の関係式と比較して、 $u_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ の支配因子を議論する(図7, 図8, 図10

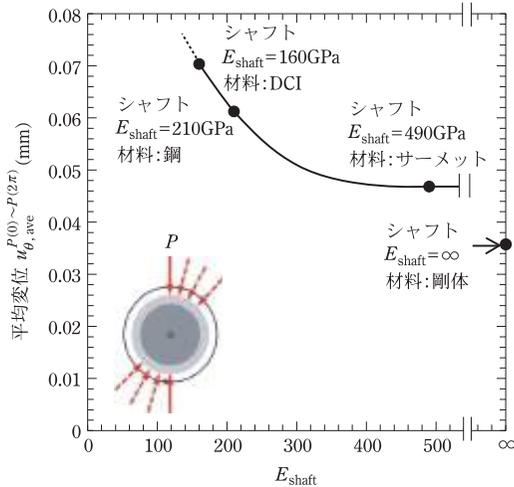
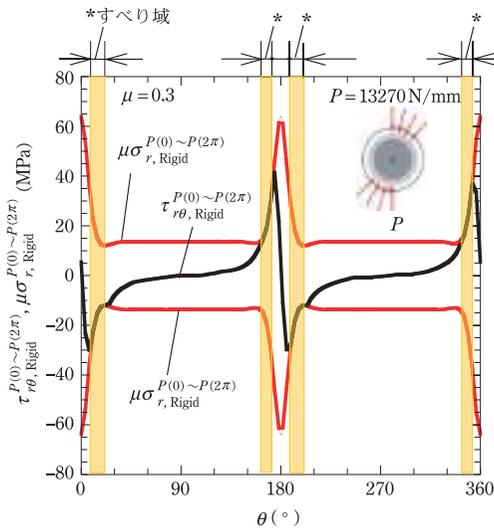


図5 平均変位 $u_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ と E_{shaft} の関係 ($E_{sleeve} = 210$ GPa のとき)。

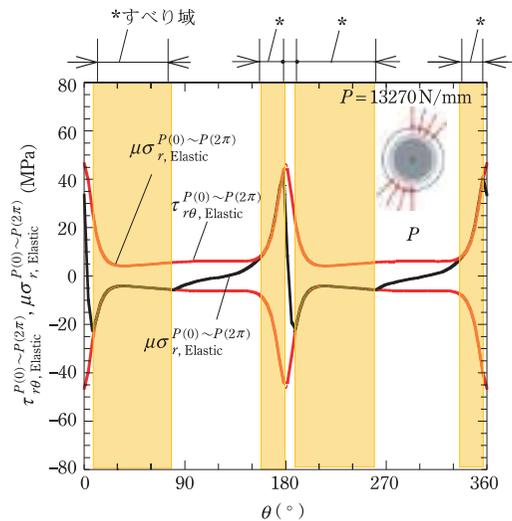
を参照)。

シャフトの弾性変形が界面すべりに及ぼす影響

図6に焼嵌め面に沿った摩擦応力 $\mu\sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)}$ と、せん断応力分布 $\tau_{r\theta}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ を示す。図6(a)は、荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ の下での剛体シャフトの結果を示している。図6(b)は、荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ の下での $E_{shaft} = 210$ GPa の場合の弾性シャフトの結果を示している。表記 $P(0)\sim P(2\pi)$ は、 $\varphi = 0$ から $\varphi = 2\pi$ までの1回転荷重を表す。なお、図4に示すように φ の増加とともに変位が増加するが、応力 σ_{θ} は φ の増加によって変化しない⁹⁾。この研究では、スリーブとシャフトの間の摩擦係数 $\mu = 0.3$ と仮定した。FEMの解析精度を考慮して、 $\tau_{r\theta} \approx |\mu\sigma_r|$ 誤差 ± 1 MPa 以内で満足する領域を、すべり領域 I_{slip} として定義する。筆者らの以前の論文では⁸⁾、この領域は不可逆変位が発生する「準平衡応力領域 (quasi-equilibrium stress zone) $\tau_{r\theta} \approx |\mu\sigma_r|$ 」と名付けた。図6(a), (b)に示すように、すべり領域 I_{slip} は、剛性軸に比べて弾性軸で



(a) 剛体シャフトの荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ によるすべり域



(b) 剛体シャフト $E_{shaft} = 210$ GPa の荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ によるすべり域

図6 剛体シャフトと弾性シャフトの荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ によるすべり域の比較。

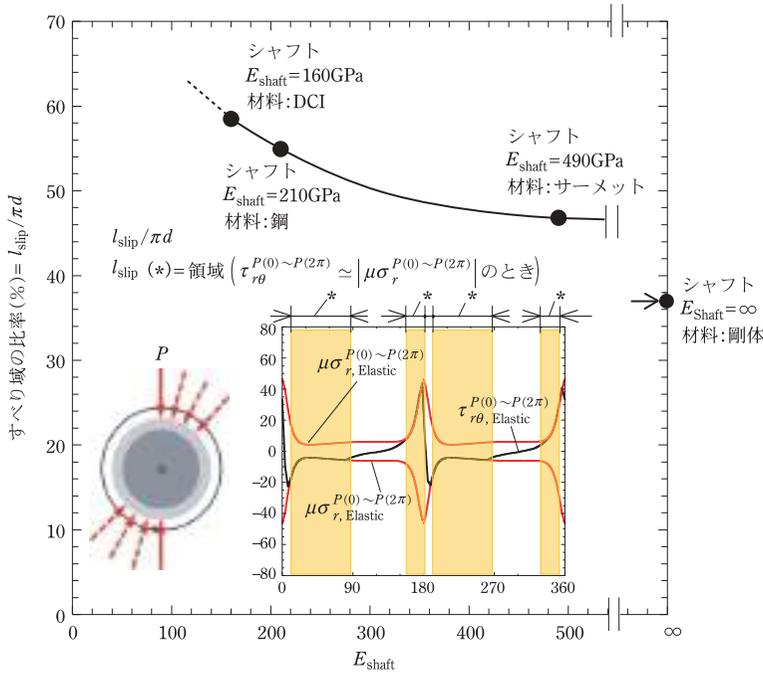


図7 すべり域の比率 $l_{\text{slip}}/\pi d$ と E_{shaft} の関係 ($E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のとき).

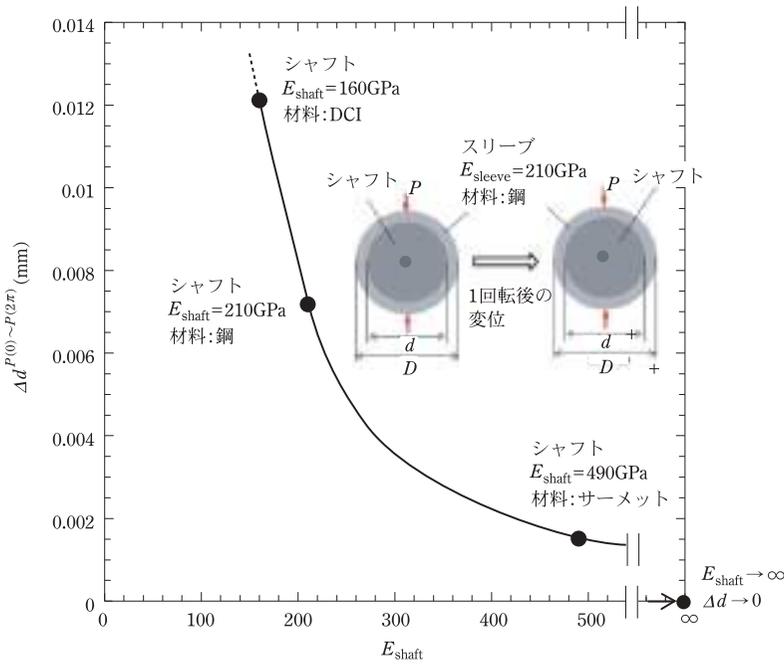


図8 荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ によるシャフト直径の増加 $\Delta d^{P(0)\sim P(2\pi)}$ ($E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のとき).

ははるかに大きい。これは、より大きな不可逆的な変位が現れることを示唆する。

図7は、荷重移動 $P(0)\sim P(2\pi)$ によるすべり領

域比 ($l_{\text{slip}}/\pi d$ と定義される) を示している。ここで、すべり領域比は、 $\tau_{r\theta}^{P(0)\sim P(2\pi)} \simeq |\mu\sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)}|$ を満足する領域 l_{slip} の割合を示す。図7にすべり

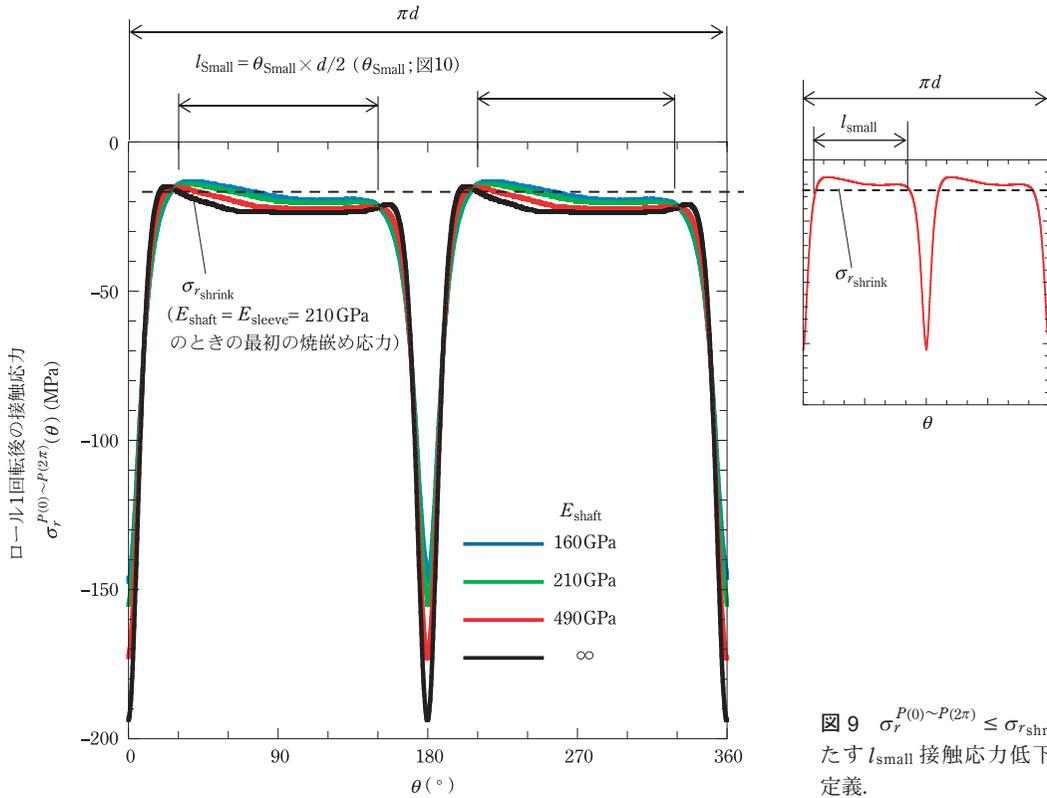


図9 $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)} \leq \sigma_{rshrink}$ を満たす l_{small} 接触応力低下領域の定義。

領域比と E_{shaft} の関係を示すように、すべり領域比 $l_{slip}/\pi d$ は E_{shaft} の増加とともに減少する。図5に示すように、平均変位 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ も E_{shaft} の増加とともに減少する。このように、界面変位は、シャフトの弾性変形によって促進される。このように、 $l_{slip}/\pi d$ が E_{shaft} の増加とともに減少する理由については後述する。

まず、代表的な弾性変形として、シャフト直径の横方向増加 Δd に着目する。図8は、 $\theta=0^\circ$ 、 180° に鉛直方向に最終的な1回転後の荷重を加えた場合 $P(0) \sim P(2\pi)$ のシャフト直径の横方向増加量 $\Delta d^{P(0) \sim P(2\pi)}$ を示す。シャフトのヤング率 E_{shaft} の増加に伴い、横径の増加 $\Delta d^{P(0) \sim P(2\pi)}$ は減少し、ゼロになる。図7のすべり領域 l_{slip} の減少と図8のシャフト直径の横方向増加量の減少は、定性的には同様の傾向を示している。界面すべりは、 E_{shaft} が小さく弾性軸の変形が大きいことで加速できると結論付けることができる。

次に、外部荷重によって接触応力がどのように変化するか着目する。図9は、荷重が $P(0) \sim P(2\pi)$ と移動するとき(すなわちローラ1回転後)の界面の接触応力 $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)}$ を示す。図9に示すように接触応力 $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)}$ が最初の焼嵌め応力 $\sigma_{rshrink}$ よりも小さくなる領域 l_{small} ($\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)} \leq \sigma_{rshrink}$) が存在する。ここで、 $\sigma_{rshrink}$ は、 $E_{shaft} = E_{sleeve} = 210 \text{ GPa}$ のときの荷重 P を負荷する前の焼嵌め応力である。領域 l_{small} は、 $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)} \leq \sigma_{rshrink}$ を満足する「接触応力低下領域」と呼ぶことができる。

図9において、接触応力領域 l_{small} の大きさは、図10に示す角度 θ_{small} を用いれば、 $l_{small} = \theta_{small} \times d/2$ として表すことができる。図9に示すように、DCIシャフトで大きな l_{small} が生じ、次いで鋼シャフト、サーメットシャフトと続き、剛性シャフトで最小 l_{small} を与える。

図10は、 E_{shaft} を変化させて全周長 πd で正規化した、 $l_{small}/\pi d$ 、すなわち接触応力低下領域比を示

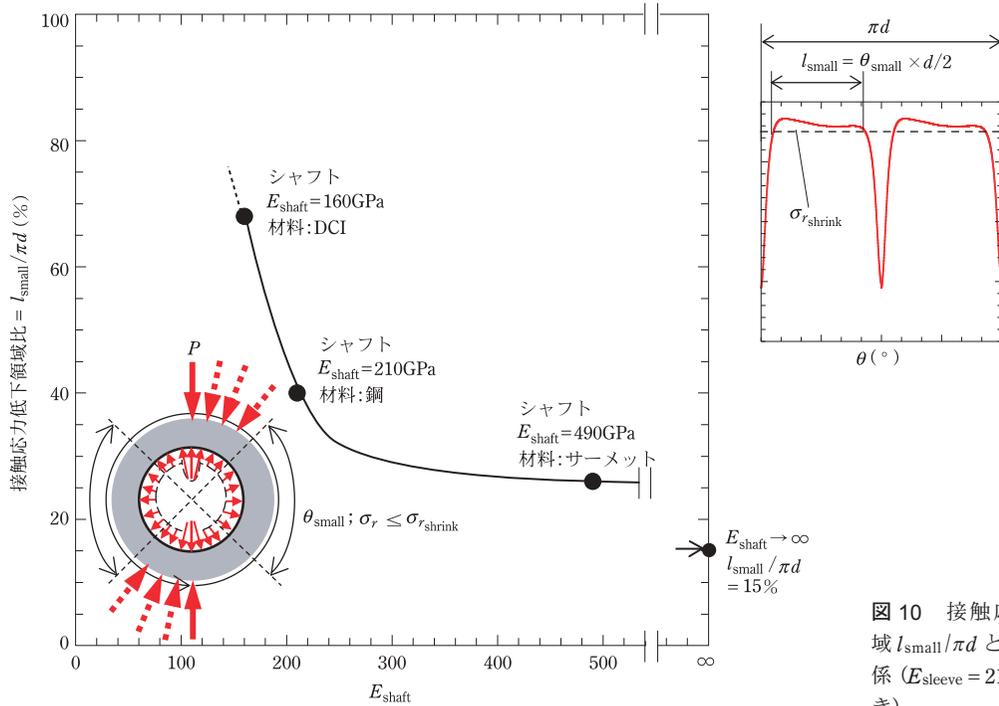


図 10 接触応力低下領域 $l_{\text{small}}/\pi d$ と E_{shaft} の関係 ($E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のとき).

す。ここで接触応力低下領域比は次式で与えられる。

$l_{\text{small}} = \sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)} \leq \sigma_{r\text{shrink}}$ を満足する領域で $\sigma_{r\text{shrink}}$ は $E_{\text{shaft}} = E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のときの焼嵌め応力

$$\text{接触応力低下領域比} = \frac{l_{\text{small}}}{\pi d} \quad (2)$$

図 10 に示すように $l_{\text{small}}/\pi d$ は、 E_{shaft} の減少とともに増加する。すなわち、図 7 の $l_{\text{slip}}/\pi d$ と同様の傾向が見られる。

接触応力領域が小さくなると、すべりが発生しやすくなる。すべり領域 l_{slip} は、より小さな接触応力領域 l_{small} と密接に関連していると結論付けることができる。

本稿では、スリーブ材料を $E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ と固定し、表 2 に示すように、シャフトのヤング率 E_{shaft} を変化させることによって界面すべりについて述べた。図 4～図 10 は現実的なシャフトではない。すなわち、むしろ、表面の摩耗を減らすために、セラミックスリーブなどのように、スリーブ

のヤング率 E_{sleeve} の影響について議論するのが実用的かもしれない。しかし、この解説では、図 1 (c) に示すような圧延用複合スリーブロールを開発することを最終的な目標とするものである。そのため、ここでは、まず、シャフトの弾性変形に着目し、その界面すべりへの影響を解説している。このように界面すべりの本質的な効果を理解することで、最終的には界面のすべりが防止されると考える。

実験的検証

ここでは、上記の数値実験で求めた相対変位の妥当性について検討する。すなわち、界面すべりを実験的に確認した結果を紹介する。図 11 に、本実験で用いたミニチュアロールの FEM 要素分割を示す。ここでは 4 節点四辺形平面ひずみ要素を使用し、総要素数は 7408 である。直径 60 mm のミニチュアロールを用いて、駆動トルク $T=0$ 、 $S=0$ の自由転がり条件下で実験を行った。圧延ロールは 2 つのスリーブとシャフトから構成される。図

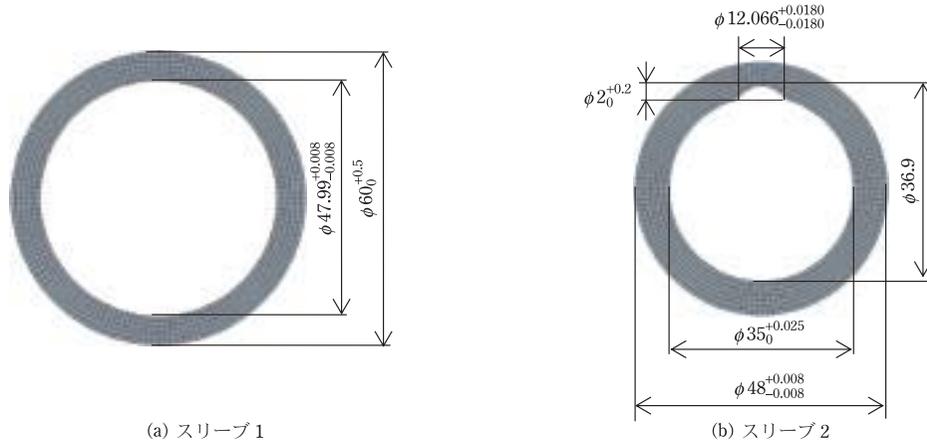


図 11 FEM 要素分割.

表 3 ミニチュアロールによって求めた平均変位 (ロール 1 回転当たりのずれ) の実験結果とその数値解析結果 (図 11 のモデル) の比較.

	焼嵌め率 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$	
	実験結果	数値解析結果
$u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$	1.08×10^{-3} mm/rev	3.18×10^{-3} mm/rev

11 に示すようにスリーブ 1 とスリーブ 2 の間で界面すべりを実現する. スリーブ 2 とシャフトはキーで固定する. 荷重 $P = 490$ N/mm で, スリーブ 1 とスリーブ 2 の焼嵌め率 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$, 摩擦係数 $\mu = 0.3$ と仮定し, 新たにミニチュアロールの数値シミュレーションを行って, 実験結果と比較する. 図 3 (b) 同様, $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ はスリーブ 1 とスリーブ 2 の間の相対変位として定義される. 表 3 に, ミニチュアロールの焼嵌め率 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ の場合の実験とシミュレーションの結果から得られた平均変位値を示す. $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ に対応する実験値は, 1 ロール回転時の平均変位であり, 次のように計算できる.

$$\begin{aligned}
 u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)} &= \frac{\theta_{slip} \times \pi d}{360^\circ \times n} = \frac{77^\circ \times \pi \times 448 \text{ mm/rev}}{360^\circ \times 3 \times 10^4} \\
 &= \frac{32 \text{ mm/rev}}{3 \times 10^4} = 1.08 \times 10^{-3} \text{ mm/rev}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

式 (3) において, θ_{slip} は実験で観測されたすべり角, d はスリーブ 1 の内径, n はロール回転数である. 表 3 に示すように, 数値シミュレーションの

順序は実験結果とオーダーは一致する. 実験的観察では, いくつかの小さな局所的な引っかかり傷が観察されており, すべり面に発達した損傷が見られ, すべりに対して抵抗力として作用する. 一方, 数値シミュレーションでは, このような局所的な傷は考慮されていない. 表 3 の実験結果と数値解析結果の違いはこのような理由で生じる. ここでは, 数値実験モデルは自由荷重下で相対変位が生じるという仮説をまず確認することができた.

本研究では, 界面すべり現象の本質を理解するために, あえて, 実際の圧延条件とは異なる, 自由圧延条件下で, 界面すべりを実験的に検証し, その弾性ロール変形効果を解析的に検討した. このように現象を明らかにしていくことで, このような未知の損傷を最終的には防ぐことができ, スリーブ組立式ロールをより広く利用することができるものと考えられる. 駆動トルクは界面すべりを促進するものと考えられるが, 本研究では解説したように, 自由圧延下で現象を理解することが不可欠である.

結論

圧延用ロールにおいて, その構造をスリーブ組立式に移行する考え方があり, コスト縮減だけでなく, 現状のロールの限界を超えた要求を満たす

候補とされている。スリーブロールは圧延においていくつかの利点があるが、一方で、界面すべりが発生してロールの損傷を引き起こすことがある。本稿では、この界面すべりに関して、詳細な研究が見当たらないことを考慮して、不可逆的な相対変位の現象を明らかにするために数値実験を行った結果を解説した。特に、現象の本質的な解明のため、転がり軸受と同様の自由転がり条件を取り扱った。そして、ロール変形が円周方向のすべりに及ぼす影響について、数値実験により検討した結果を示した。そして、不可逆的な相対変位が観察され、それがロール回転により蓄積されることを解説した。この現象は転がり軸受の「界面クリープ」に対応している。結論は次のように要約できる。

(1) 初期荷重により界面に相対変位、すなわち局所的なすべりが生じる。初期荷重を取り除くとき、一部の変位が残り、不可逆変位が確認される。ロール回転は荷重移動とみなせるので、不可逆変位の累積により、界面すべりとなる。ミニチュアロールによる実験で観察されるすべり量のオーダーは、数値シミュレーション結果と一致する。

(2) 局所的すべりは、着目する周方向の位置によって異なるので、平均的変位 $u_{\theta,ave.}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ が界面すべりに対応する。平均的変位 $u_{\theta,ave.}^{P(0)\sim P(2\pi)}$ はシャフトヤング率 E_{shaft} の減少、すなわちロールの弾性変形により増加する(図5)。この E_{shaft} の影響は、界面すべり領域の大きさ l_{slip} の増加によって説明できる(図7)。

(3) 界面すべり領域 l_{slip} の変化は、“接触応力低下領域 l_{small} ” (接触応力が初期焼嵌め応力よりも小

さくなる領域)から説明できる(図9)。すなわち、 E_{shaft} の減少とともに l_{small} は大きくなり、すべりが発生しやすくなる(図10)。

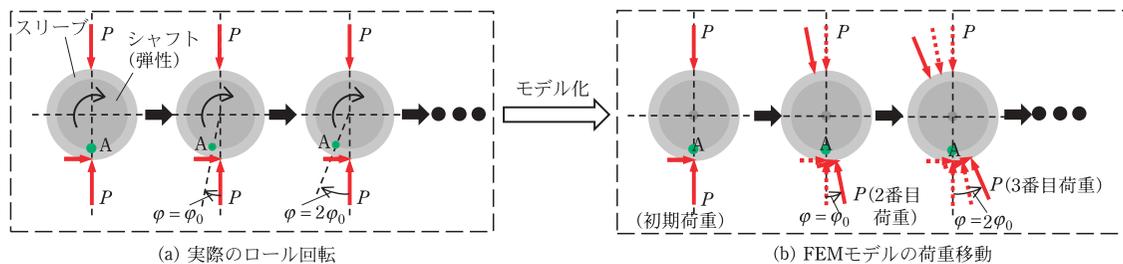
本稿では、実際の圧延条件とは異なる自由圧延条件下で、界面すべりが確認できることを説明した。すなわち、スリーブロールの界面すべりは、駆動トルクがない場合でも弾性ロール変形によって現れる。このように界面すべり現象の本質を理解することで、将来、未知の損傷を防ぐことができるようになり、スリーブロールをより広く使用できるようになると考える。

付録A: 界面変位 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ および平均界面変位 $u_{\theta,ave.}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ について

図A1に、ロール回転を、固定したロール表面の荷重移動によって表現する、荷重移動法の考え方を示す^{8)~11)}。2次元モデルを使用し、ロールは、集中圧延荷重 $P = 13270 \text{ N/mm}$ ²²⁾²³⁾ を受けると仮定する。

図A1に示すように、連続ロール回転は一定間隔 φ_0 の離散荷重移動で表現できる。予備解析結果 $\varphi_0 = 0.25^\circ \sim 12^\circ$ の比較から、 $\varphi_0 = 0.25^\circ$ と $\varphi_0 = 4^\circ$ の間の相対誤差が数パーセント未満であるため、以下の説明では荷重移動角 $\varphi_0 = 0.25^\circ$ を採用した結果を示す。これより、精度を緩めることなく計算時間を短縮できる。以下では、ロールに対向して作用する2つの力を P で表す。

図A2に初期荷重 $P(0)$ による界面変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ の周方向の変化を示す。参考のため剛体軸の結果



図A1 ロール回転が荷重移動(間隔 φ_0) で表現する荷重移動法の説明図。

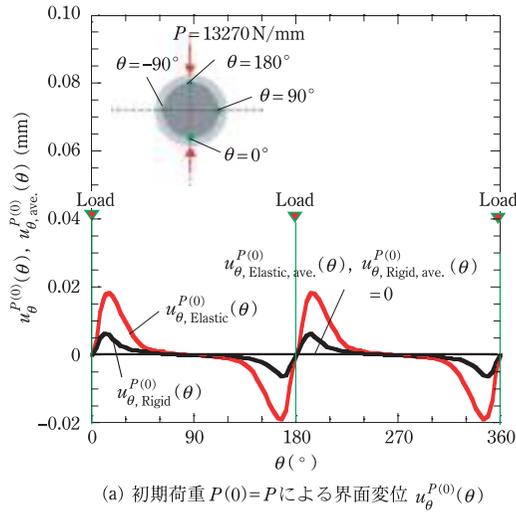


図 A2 界面変位の分布。

も示しており、軸の弾性変形によって界面すべり量が増加することがわかる。図 A2 (a) に示すように、変位は式 (A1) を満足しており、 $\theta = 0$ に関して対称である。

$$-u_{\theta}^{P(0)}(-\theta) = u_{\theta}^{P(0)}(\theta) \quad (A1)$$

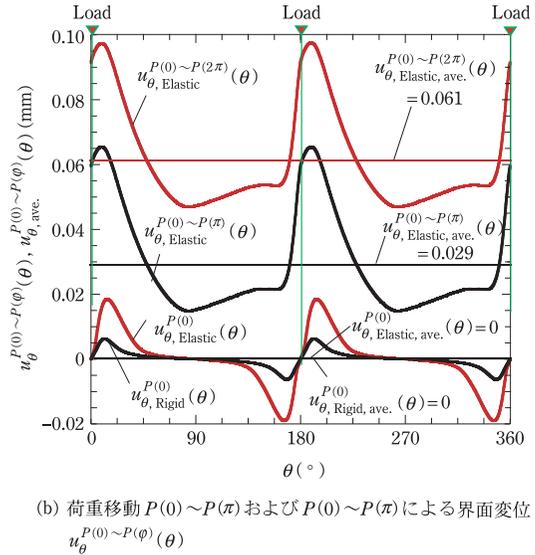
図 A2 (b) は、荷重移動 $P(0) \sim P(\pi)$ による弾性軸の変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\pi)}(\theta)$ と荷重移動 $P(0) \sim P(2\pi)$ による変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ を示す。図 A2 (b) に示すように、 $\theta = 0$ に関して対称であった $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ は、荷重移動により $\theta = 0$ に関して非対称となる。

$$-u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(-\theta) \neq u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta) \quad (A2)$$

図 A2 (a), (b) には変位の平均値 $u_{\theta, ave}^{P(0)}(\theta)$ も示す。すなわち、変位は注目する周方向の位置 θ によって異なるため、界面すべりに直接的に影響する平均的な変位 $u_{\theta, ave}^{P(0)}$ は式 (A3) のように定義できる。

$$u_{\theta, ave}^{P(0) \sim P(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) d\theta \quad (A3)$$

初期荷重 P が $\varphi = 0$ に与えられたとき、平均変位 $u_{\theta, ave}^{P(0)} = 0$ である。すなわち、 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ が対称であるため、平均変位はゼロになる。荷重が $\varphi = 0$ から $\varphi = \varphi$ に移動するため、平均変位 $u_{\theta, ave}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ は対称性を消失する。これは、図 3 に示すように変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ が不可逆的であり、荷重移動(すなわち



ロールの回転) によって不可逆変位が蓄積されるためである。

付録 B: 界面すべりに及ぼす焼嵌め率 δ/d の影響

本稿では、弾性変形が界面すべりに及ぼす影響を明らかにするために、焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times$

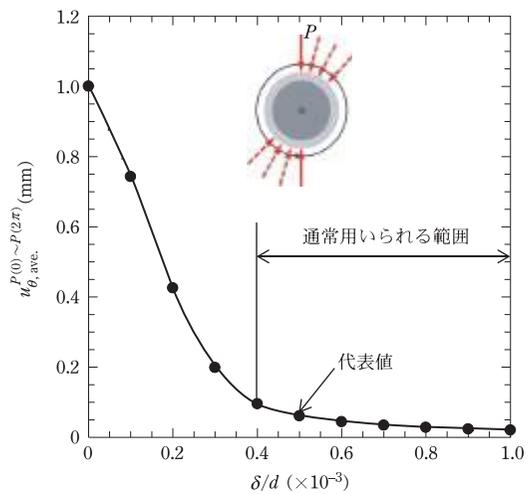


図 B1 荷重移動 $P(0) \sim P(2\pi)$ における平均変位と δ/d の関係。

10^{-3} に着目した。通常、経験に基づいて $\delta/d = 0.4 \times 10^{-3} \sim \delta/d = 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲がスリーブロールに用いられる。これは、焼嵌め率が小さい $\delta/d \leq 0.4 \times 10^{-3}$ では、界面すべりが発生しやすく、焼嵌め率が大きい $\delta/d \geq 1.0 \times 10^{-3}$ では、スリーブの張り割れのリスクが高まるためである⁶⁾。

図 B1 に、ロール 1 回転後の平均変位 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ を焼嵌め率 δ/d を変えて示す。変位 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ は δ/d の増加とともに減少する。これは、 δ/d が増加すると、焼嵌め応力 $\sigma_{rshrink}$ が増加し、嵌め合い面のすべり抵抗も増加するためである。 $\delta/d \rightarrow 0$ としても、荷重 P によってスリーブとシャフトの接触する。すなわち、接触部にすべり抵抗が生じるため、 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ は無限大にならない。一方、 $\delta/d \rightarrow \infty$ すると、 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)} \rightarrow 0$ 、すなわち、スリーブとシャフトは一体となる。よって、界面すべりは生じないが、このとき、内面の円周応力 σ_{θ} が大きくなるので、大きな焼嵌め率を適用するとスリーブ破壊の原因となる。

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) 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.
- 3) 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.
- 4) 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りが生成メカニズムの解明, 塑性と加工, **58** 672 (2017), 66. <https://doi.org/10.9773/sosei.58.66>
- 5) 松永榮八郎, 佐野義一, 西田新一: 複合スリーブロール内層材の疲労特性(熱間圧延用スリーブロールの強度設計-1), 日本鉄鋼協会講演論文集 (Camp-ISIJ), **10** (1997), 1078.
- 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め率の検討(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) 曾田範宗: 軸受け, 岩波全書, (1964), 196.
- 8) N.A. 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>.
- 9) 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>
- 10) 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焼嵌め面に生じる界面クリープの数値シミュレーション, 鉄と鋼, **105** 4 (2019), 411. <https://doi.org/10.2355/tetsutohagane.TETSU-2018-117>
- 11) H. Sakai, N.A. Noda, Y. Sano, G. Zhang and Y. Takase: Numerical simulation on interfacial creep generation for shrink-fitted bimetallic roll, *ISIJ Int.*, **59** (5) (2019) 889. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2018-749>.
- 12) 佐野義一: 第 74 回塑性加工学講座, 日本塑性加工学会, 東京, (1999), 177.
- 13) N-A. 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> 35.
- 14) N-A. Noda, Y. Xu, D. Suryadi, Y. Sano and Y. Takase: Coming out mechanism of steel shaft from ceramic sleeve, *ISIJ Int.*, **56** (2016), 303. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2015-558>
- 15) T. Miyazaki, N-A. 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.2017.03.019>
- 16) N-A. Noda, T. Miyazaki, R. Li, T. Uchikoba and Y. Sano: Debonding strength evaluation in terms of the intensity of singular stress at the interface corner with and without fictitious crack, *Int. J. Adhes. Adhes. B*, **61** (2015), 46. <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2015.04.005>
- 17) N-A. 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** (2015), 2624. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2015-458>
- 18) Z. Wang, N-A. Noda, M. Ueno and Y. Sano: Optimum Design of Ceramic Spray Coating Evaluated in Terms of

- Intensity of Singular Stress Field, *Steel Res Int.*, **88** (2017), 1600353. <https://doi.org/10.1002/srin.201600353>
- 19) N-A. Noda, Y. Shen, R. Takaki, D. Akagi, T. Ikeda, Y. Sano and Y. Takase: Relationship between strain rate concentraion factor and stress concentration factor, *Theor. Appl. Fract. Mech.*, **90** (2017), 218.
- 20) N-A. Noda, X. Chen, Y. Sano, M. A. Wahab, H. Maruyama and R. Fujisawa: Effect of pitch difference between the bolt-nut connections upon the anti-loosening performance and fatigue life, *Mater. Des.*, **96** (2016), 476. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2016.01.128>
- 21) Marc Mentat team, *Theory and User Information. Vol.A, MSC. Software, Tokyo, (2012), 713.*
- 22) 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.
- 23) 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一，第 245 回 日本材料学会疲労部門委員会 第 36 回強度設計・安全性評価部門委員会 合同委員会報告書，京都，1.

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，日本機械学会フェロー。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。