

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

酒井 悠正¹⁾・野田 尚昭^{1)*}・佐野 義一¹⁾・張 国偉¹⁾・高瀬 康¹⁾

Numerical Simulation on Interfacial Creep Generation for Shrink-fitted Bimetallic Work Roll

Hiromasa SAKAI, Nao-Aki NODA, Yoshikazu SANNO, Guowei ZHANG and Yasushi TAKASE

Synopsis : The bimetallic work rolls are widely used in the roughing stands of hot rolling stand mills. The rolls are classified into two types; one is a single-solid type, and the other is a shrink-fitted assembled type consisting of a sleeve and a shaft. Regarding the assembled rolls, the interfacial creep sometimes appears between the shaft and the shrink-fitted sleeve. This interfacial creep means the relative displacement on the interface between the sleeve and the shaft. This creep phenomenon often causes damage to the roll such as shaft breakage due to fretting cracks. Although to clarify this creep mechanism is an important issue, experimental simulation is very difficult to be conducted. Since few studies are available, in this paper, the interfacial creep phenomenon is simulated by using the elastic finite element method (FEM) analysis. Here, the roll rotation is replaced by the road shift on the fixed roll surface. It is found that the interface creep can be explained as the accumulation of the relative circumferential displacement along the interface.

Key words : shrink fitting; sleeve; shaft; surface; slippage; interfacial creep; FEM; analysis; rolling roll; bimetallic roll.

1. 緒言

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が試行され、一部は実用化されてきた (Fig.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。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ト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、転がり軸受けでクリープ現象として知られている⁷⁻⁹⁾。転がり軸受けでの回転方向と逆方向にすべるクリープについては、すべり方向はロールの場合と同様であり、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が⁷⁾、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。

そこで、本研究では、スリーブ組立式圧延ロールにおける円周すべりの一要因として、転がり軸受けで見られるクリープ現象を仮定する。ここでは、このクリープ現象を界面クリープと定義する。本研究により、クリープの生成機構が解明できれば、圧延ロールにおける円周すべりを説明することができる。また、将来的には円周すべりの防止を含めたスリーブ組立式圧延ロールの設計を行うことが可能となる。よって、本研究では、スリーブの界面クリープを、有限要素法を用いた数値解析により再現し、その生成機構を定量的に解明する。

2. 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

Fig.1に、本研究で対象とする4段式圧延機に使わ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。Fig.1 (a) は、ロール中央横断面図、Fig.1 (b) は、ロー

2018年7月25日受付 2018年10月30日受理 (Received on Jul. 25, 2018 ; Accepted on Oct. 30, 2018)

1) 九州工業大学大学院工学研究院機械知能工学研究系 (Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of Technology, Sensui-cho 1-1 Tobata-ku Kitakyushu Fukuoka 804-8550)

* Corresponding author : E-mail : noda@mech.kyutech.ac.jp

DOI : <https://doi.org/10.2355/tetsutohagane.TETSU-2018-117>

ル軸断面図をそれぞれ見たものである。Fig.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・スリーブ間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圧延の後段(5番目)の負荷の調査事例を参照¹⁰⁾する。また、Fig.2において解析モデルを示すが、今回のモデルは2次元モデルであるため、力の単位は単位長さあたりのも

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¹⁰⁾、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、Fig.2以降では両者を P で表す。

Fig.2とFig.3は上記仮定をもとにロールを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。Fig.2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動でロール回転を表現する^{11,12)}。Fig.2(a)はロールが回転している実体モデルであるが、これをFig.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。

Fig.3に、本研究で使用する数値シミュレーションのモデルを実体ロールモデルと関連させて示す。Fig.3(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、Fig.3(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。さらに、解析を容易にする観点から、軸全体を剛体にし、Fig.3(c)のように、軸全体の変位と回転を拘束したモデルを解析する。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 $u_\theta^{P(\varphi)}$ と表示する。このためFig.2(b)のようにロールの回転を荷重回転で表現すると、ロール回転(荷重回転)と剛体各部の間に位相差は生じない。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 $u_\theta^{P(\varphi)}$ がロール焼嵌め面に生じるクリープに関する。したがって、Fig.3(b)では、クリープは界面上の相対

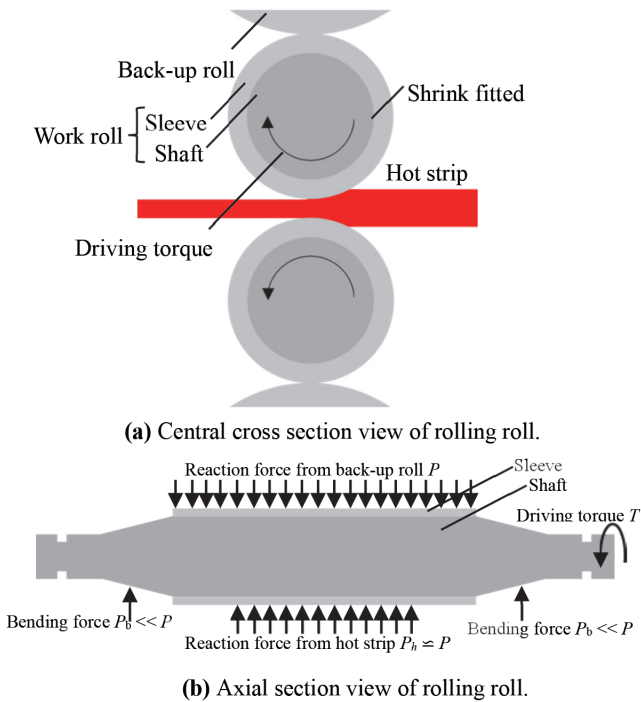


Fig. 1. Schematic illustration for real hot strip rolling roll. (Online version in color.)

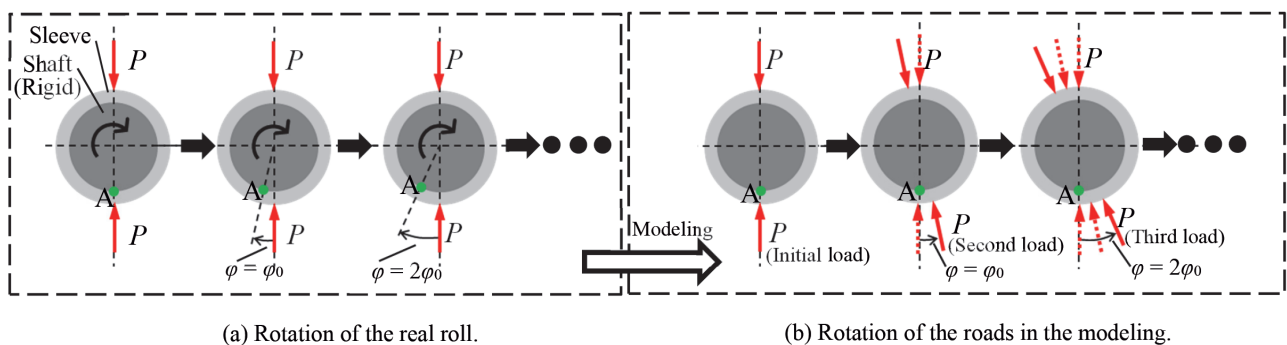


Fig. 2. The rotation of the roll replaced by the discrete shifted loads at interval of the load shift angle φ_0 . (Online version in color.)

変位に注目すればよい。変位 $u_{\theta}^{P(\theta)}(\theta)$ の定義については、次章でも触れる。また、モーターによる軸へのトルク 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、ワークロール共に自由転がりとして仮定して、軸回転トルク $T=0$ N/mm および圧延材による摩擦力 $S=0$ 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考察する。Table 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。スリーブは鋼とし、軸は剛体と仮定する。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共に、集中荷重 $P=13700$ 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¹³⁻¹⁶が比較的容易であるという利点の他に、引張試験片のような単純な構造の解析^{17,18}から、ボルト・ナットのような複雑な構造の

解析¹⁷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。

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/Mentat 2012を用いる。Marcでは、非線形解析に完全ニュートン・ラプ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¹⁹。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。

Table 1. Dimensions, mechanical properties and boundary conditions of roll model.

Mechanical properties	Sleeve	Young's modulus of steel sleeve E	210 GPa
		Poisson's ratio of steel sleeve ν	0.28
	Shaft	Young's modulus of rigid shaft E_s	∞
Roll size		Outer diameter of sleeve	700 mm
		Inner diameter sleeve d	540 mm
Shrink fitting		Shrink fitting ratio δ/d	0.5×10^{-3}
		Friction coefficient between sleeve and shaft μ	0.3
External force		Concentrated load per unit thickness P	13270 N/mm Total: 1.327×10^7 N Rolled width: 1000 mm
		Frictional force per unit thickness S	0 N/mm
		Motor torque per unit thickness T	0 N/mm
		Bending force from bearing P_b	0 N/mm

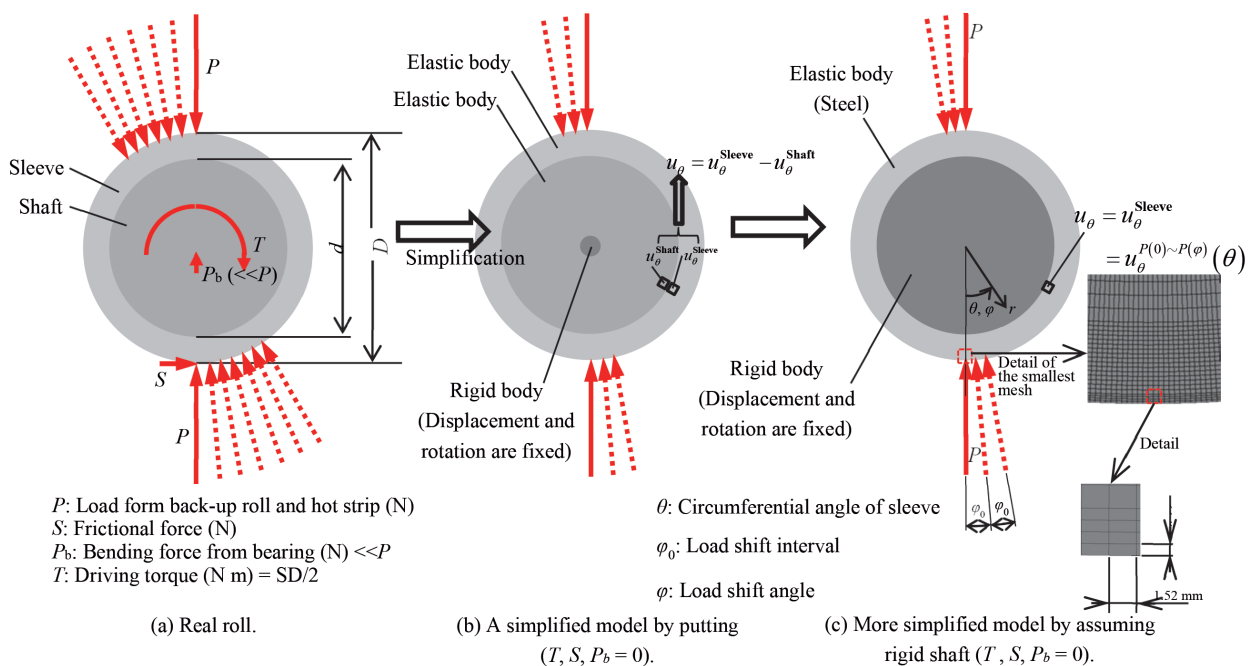


Fig. 3. Modeling of FEM 2D model. (Online version in color.)

3. 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結果 (静止荷重による 変位と累積荷重により生じる変位)

焼嵌め面のクリープを表現するに当たり、スリーブ内面と軸外面間の周方向相対変位に注目する。解析方法でも述べた通り、解析では固定した剛体軸を採用しているため、スリーブ界面の相対変位とスリーブ界面の絶対変位とが等しい。そのため、スリーブ界面の周方向相対変位は界面クリープの評価に使用でき、 $u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(\theta)$ と表示する。Fig.4 に、スリーブが外表面で、荷重移動 $\varphi = 0 \sim \varphi = \varphi$ を受けるときの、スリーブ界面の周方向変位 $u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(\theta)$ の定義を示す。ここで φ は荷重回転の位置であり、 θ は注目する界面の位置を示す。なお、荷重 $P(\varphi)$ は、 $\varphi = \varphi$ に作用させる荷重と $\varphi = \varphi + \pi$ に作用させる荷重を常にペアで作用させるものとする。よって記号 $u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(\theta)$ の上付き $P(0) \sim P(\varphi)$ は、荷重を $\varphi = 0 \sim \varphi = \varphi$ と $\varphi = \pi \sim \varphi = (\varphi + \pi)$ を対でかけたとき、 θ におけるスリーブ変位 $u_{\theta}(\theta)$ を意味する。

つぎに、解析精度と解析時間に関する荷重移動間隔について考察する。解析結果は荷重移動間隔 φ_0 に依存するが、計算の効率上、シミュレーションの精度をそこなわない範囲で、できるだけ大きな φ_0 を採用することを考える。Fig.5 に荷重移動単位角度 φ_0 が、先に定義したスリーブの相対変位すなわち、スリーブ内面の点Aの変位に及ぼす影響を $\varphi_0 = 0.25^\circ$ から 12° の範囲に変化させて、それらの φ に対する傾向がほぼ安定する $\varphi = 24^\circ$ までの挙動を示す。ここでは、要素の最小寸法に相当し、ロールの連続回転に近いと考える $\varphi_0 = 0.25^\circ$ を基準にして $\varphi_0 = 4^\circ, 8^\circ$ および 12° の結果を比較する。 $\varphi_0 = 0.25^\circ$ に対する $\varphi_0 = 4^\circ$ の相対誤差は5%以下であるので、以下の数値シミュレーションでは荷重移動単位角を $\varphi_0 = 4^\circ$ とする。

Fig.6 (a) に初期位置の集中荷重 $P(0)$ を負荷したときの $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ を示す。また Fig.6 (b) に P が $\varphi = 0$ から $\varphi = \pi$ まで

移動したときの $u_{\theta}^{P(0):P(\pi)}(\theta)$ ならびに $\varphi = 2\pi$ まで移動 (一周) したときの $u_{\theta}^{P(0):P(2\pi)}(\theta)$ を示す。Fig.6 (a) に示す荷重 P が $\varphi = 0$ にあるときには、スリーブの変位は荷重位置 ($\varphi = 0$) に対して逆対称の形で分布しており式 (1) で表される。

$$-u_{\theta}^{P(0)}(-\theta) = u_{\theta}^{P(0)}(\theta) \dots\dots\dots (1)$$

集中荷重 P が $\varphi = 0$ から $\varphi = \pi$ および $\varphi = 2\pi$ まで移動したときの変位 $u_{\theta}^{P(0):P(2\pi)}(\theta)$ は、この逆対称性が失われる (式 (2))。

$$-u_{\theta}^{P(0):P(2\pi)}(-\theta) \neq u_{\theta}^{P(0):P(2\pi)}(\theta) \dots\dots\dots (2)$$

Fig.6 (a), (b) には、この平均値 $u_{\theta,ave}^{P(0)}$ および $u_{\theta,ave}^{P(0):P(\varphi)}$ も示している。ここで、スリーブ界面変位の平均値は次の式 (3) で定義される。

$$u_{\theta,ave}^{P(0):P(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(\theta) d\theta \dots\dots\dots (3)$$

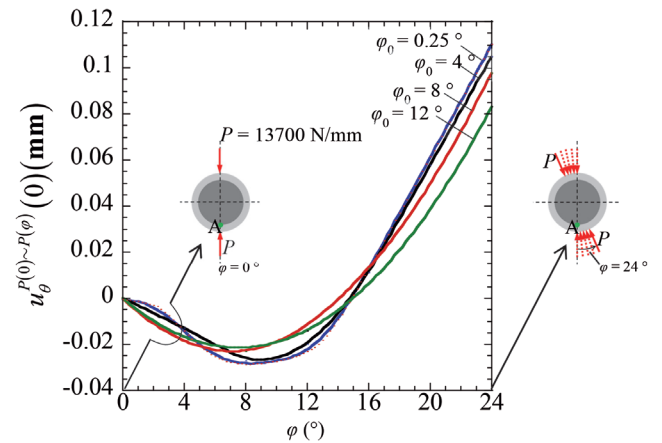
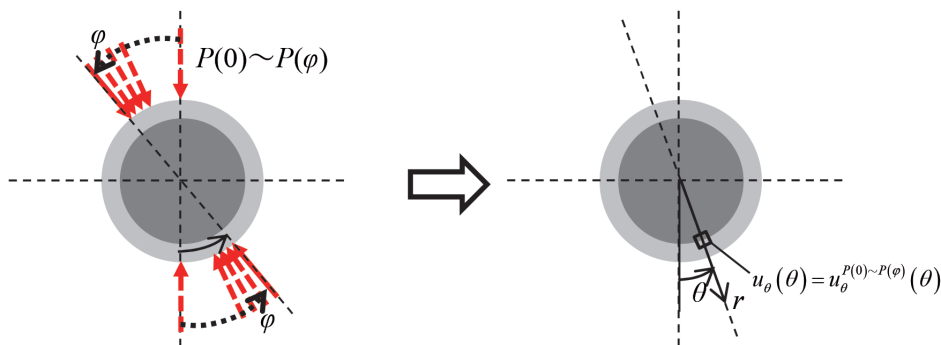


Fig. 5. Effect of the load shift angle φ_0 on the displacement $u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(0)$ at Point A due to the load shift $\varphi = 0 \rightarrow \varphi$. (Online version in color.)



(a) Definition of $P(0) \sim P(\varphi)$ meaning the pair of the loads shifting from $\varphi = 0$ to φ , and $\varphi = \pi$ to $(\pi + \varphi)$ as $P(0) \sim P(\varphi)$. (b) Definition of the displacement $u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(\theta)$ meaning $u_{\theta}(\theta)$ due to $P(0) \sim P(\varphi)$.

Fig. 4. Definition of interfacial displacement $u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(\theta)$ due to the shifted load $P(0) \sim P(\varphi)$. (Online version in color.)

初期荷重 $P(0)$ の場合、変位の逆対称性から変位の平均は $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0)} = 0$ である。一方、荷重が $\varphi = 0$ から $\varphi = \varphi$ まで回転した場合は、変位の逆対称性が失われると共に、変位の平均 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)} > 0$ となる。

Fig.7は、スリーブ変位の挙動を平均値 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ と荷重回転移動角 φ との関係で示したものである。Fig.7より、荷重回転角 φ が増加するにつれて $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ は直線的に増加することが分かる。このことより、荷重の回転が始めると同時に、界面クリープが発生することが分かる。

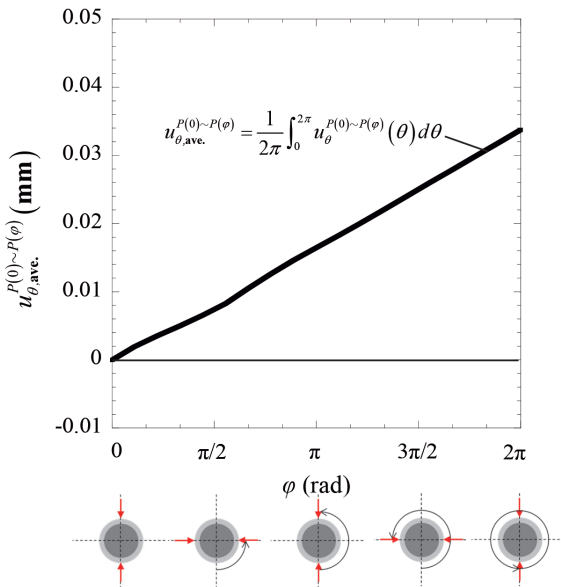
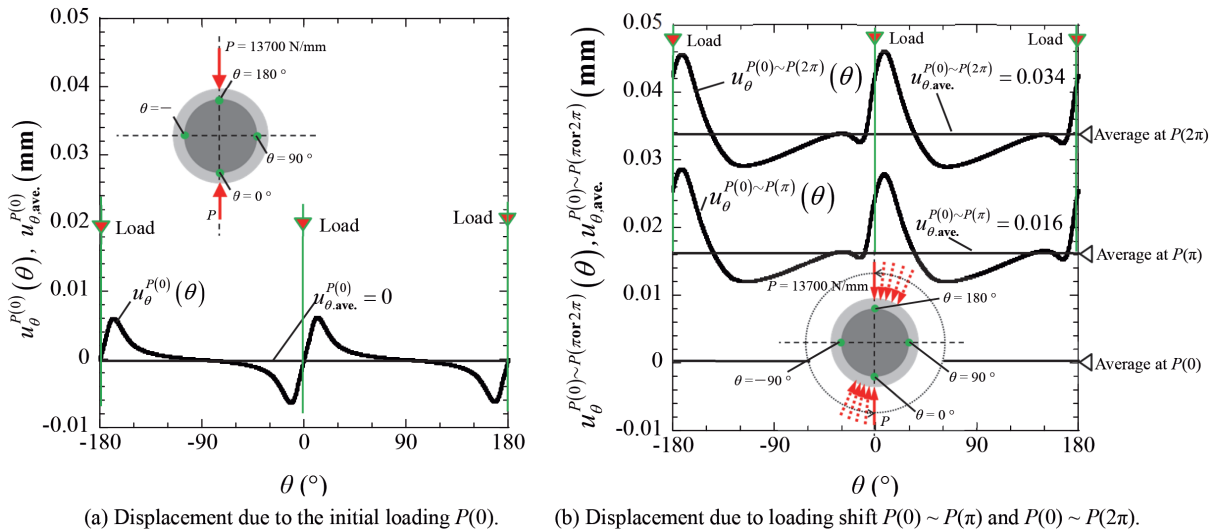


Fig. 7. Average displacement $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ increases with increasing load shift angle φ . (Online version in color.)



(a) Displacement due to the initial loading $P(0)$.

(b) Displacement due to loading shift $P(0) \sim P(\pi)$ and $P(0) \sim P(2\pi)$.

Fig. 6. Displacement comparison between due to stationary load and shifted load. (Online version in color.)

4. 焼嵌め面に生じる界面クリープの考察 (残留変位と界面クリープ生成メカニズム)

前章では、荷重の移動方向にスリーブ全体がずべる現象を述べた。ここでは、なぜ回転荷重を加えただけで、スリーブが変位し、その変位が荷重移動とともに増加していくのかについて考える。そこで、荷重点に対応する焼嵌め界面における、局所的なスリーブ変位の不可逆挙動に注目する。外力等により、スリーブ内面が変位した後、その外力を取り去っても、変位が負荷前の状態には戻らない、不可逆挙動(残留変位)の可能性を調べる。仮に残留変位が発生していれば、荷重が移動すると、界面の周方向変位は軸対称では無くなる。その結果、各荷重点位置での界面の変位残留分が、順次蓄積していき、回転荷重とともにスリーブ界面変位の増加につながっていくものと推察される。

残留ひずみ(残留変位)に関する先の研究⁴⁾で、Nodaらは、焼嵌め式スリーブロールにおける軸の残留曲がり、軸に対するスリーブの軸方向相対すべりと直接関係することを報告している。そこでは、焼嵌め接合面での応力状態やすべり条件を満たす範囲を明らかにした。曲げ荷重により焼嵌め面ですべり域(応力準平衡域, $\tau_{r0} \equiv |\mu\sigma_r|$)が発生し、それが残留変位(残留曲がり)を引き起こすことを述べている。本研究では、円周方向のすべりを対象としており、Nodaらの研究(軸方向すべり)とはすべり方向が異なる。しかし、残留変位が存在し、それがすべりに関係していることは共通している。

そこで、周方向残留変位の存在を確認するために、まず、すべり域を調べ、ついで、残留変位の変化を明らかにする。Fig.8に集中荷重を $\varphi = 0, \pi$ ($\varphi = \pi$ を省略することがある)に負荷した場合 ($P(0)$) と、その後に負荷を除いた場合 ($P(0) \rightarrow 0$) とを比較して、焼嵌め界面におけるせん断応

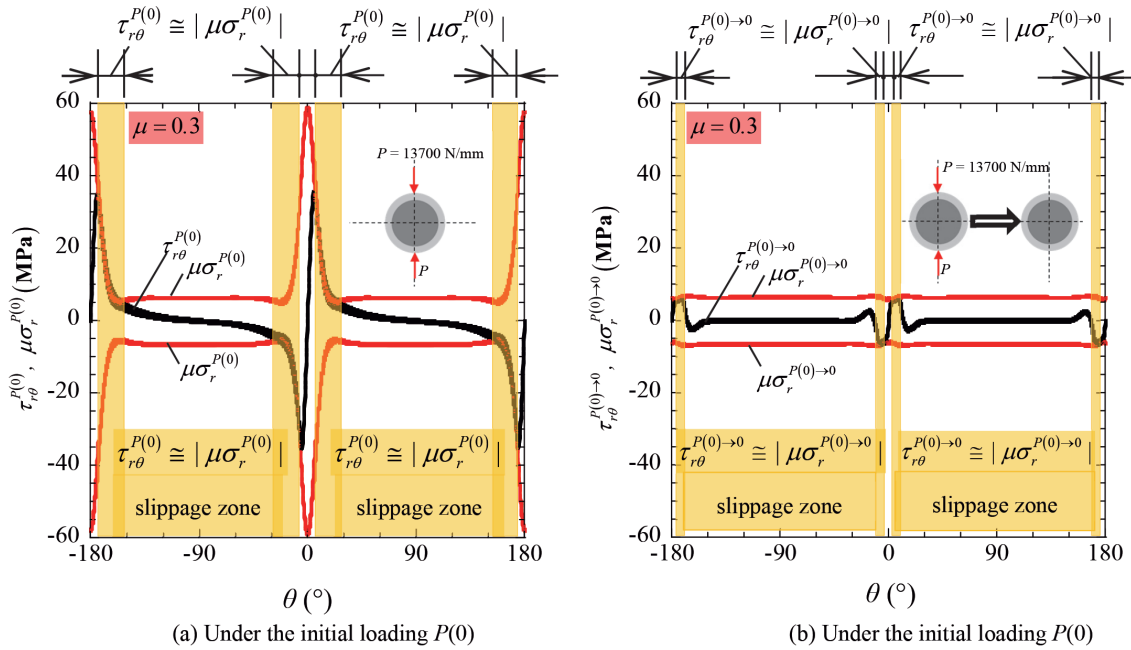


Fig. 8. Comparison of slippage zone under the initial loading $P(0)$ and after removing the initial loading $P(0) \rightarrow 0$. (Online version in color.)

力 $\tau_{r\theta}^{P(0)}$, $\tau_{r\theta}^{P(0) \rightarrow 0}$ と摩擦力 $\mu\sigma_r^{P(0)}$, $\mu\sigma_r^{P(0) \rightarrow 0}$ の分布を示す。なお、スリーブと軸間の摩擦係数は $\mu = 0.3$ としている。せん断応力と摩擦応力が等しい領域ではすべりが生じることを意味する。ここでは解析の精度を考慮し、誤差 ± 1 MPa 以内で一致している領域をすべり域とした。Fig.8 (a) より、荷重位置 $\theta = 0, \pi$ の両側付近に $\tau_{r\theta}^{P(0)} \cong |\mu\sigma_r^{P(0)}|$ となる領域 (すべり域) が確認でき、負荷時に、すべり域ですべりが生じていることが分かる。一方、Fig.8 (b) より、除荷後にその領域は小さくなるが、荷重位置 $\theta = 0, \pi$ の両側付近に同様のすべり域が確認できる。

次に、すべり域に変位が残留していることを確認するために、Fig.9は、集中荷重を $\varphi = 0$ ($\varphi = \pi$) に負荷した場合の $u_\theta^{P(0)}(\theta)$ と、その後の除荷した場合の $u_\theta^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ を示す。Fig.9より、除荷後に、すべり域を含めたその近傍で、局所的な変位の残留が確認できる。

荷重が回転移動する際、界面ですべり域の発生に伴う残留変位が蓄積していき、回転移動荷重とともにスリーブ内面の変位 (平均) が増加していくメカニズムを、系統的に述べてきた。スリーブ内面の変位は界面クリープを意味しており、界面クリープ生成メカニズムを明らかにできたものとする。

以上の解析により、明らかにしてきた界面クリープの生成は、スリーブ組立式ロールモデルを用いた実験により実証することができれば、スリーブ組立式ロールにおける界面クリープの生成は確定的なものになる。幸い四段式小型圧延機は、既存のものを用いることができるため、回転トルクが無視できる純転がり条件での実験は比較的容易に行うことができるものとする。ロール軸を本研究における

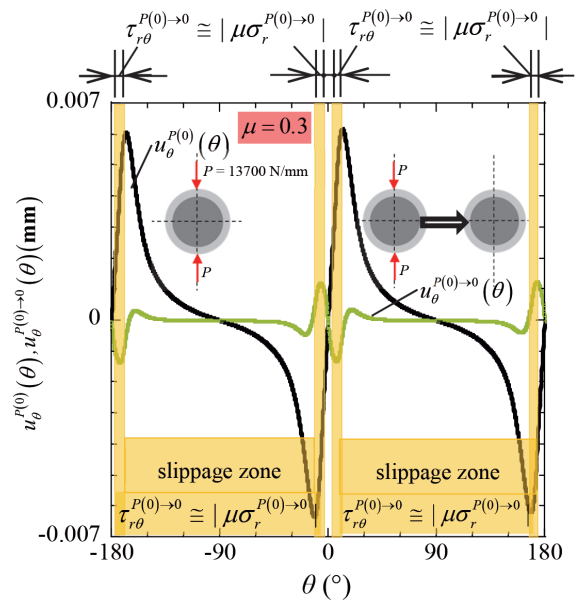


Fig. 9. Residual displacement $u_\theta^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ in comparison with $u_\theta^{P(0)}(\theta)$. (Online version in color.)

剛体から弾性体へ変えるなど、実体ロールにより近い条件を用いて、界面クリープの生成条件の解析精度を上げることができれば、再現実験に着手していく予定である。解析シミュレーションに関しては、弾性体軸を用いる他に、トルクのある条件 (軸回転トルク T および圧延材による摩擦力 S) や、軸受けから軸のベンディング力 P_0 を考慮した研究も進める予定である。

5. 結論

本研究ではスリーブ組立式ロールの焼嵌め面に生じるスリーブすべりの要因として、界面クリープに着目して、その生成過程とメカニズムについて、数値シミュレーションで表現し考察した。具体的には、スリーブと軸を焼嵌め接合した4重式圧延機のワークロールを対象として、軸への回転トルクの無い、自由転がり条件で軸対称圧縮荷重のみを受けるモデルを想定した。そして、負荷を受けたロールの回転を、固定したロール表面周方向の荷重移動に置き換え模擬した。解析には準静的FEM構造解析を用い、接合界面クリープをスリーブ界面の相対変位として表現できることを示した。以下に、得られた結論をまとめる。

- (1) 軸対称荷重のみを受ける自由転がり条件下で、スリーブの円周方向すべりの生成メカニズムとして、接合界面クリープの可能性を明らかにした。
- (2) 界面におけるスリーブの相対変位 $u_{\theta}^{P(0):P(\varphi)}(\theta)$ はほぼ 180° 毎に正負のピークが局所的に分布し (Fig.6)、その平均値 $u_{\theta,ave}^{P(0):P(\varphi)}$ は荷重移動角 φ にほぼ比例して増加することを示した (Fig.7)。これは界面クリープが、一方向への変位の蓄積 (残留変位の蓄積) により生じているためである。
- (3) 初期荷重 $P(0)$ より生じる変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ は荷重の移動 $P(0) \sim P(\varphi)$ により逆対称性を失い、荷重移動側の変位が大きくなる (Fig.6 (b) 参照)。この相対変位の非対称性を保ちながら荷重移動方向 (ロール反回転方向) へ変位が累積して、界面クリープが進むと考えられる。
- (4) (3) で述べた変位の非対称性とは、負荷を除いた後に界面に沿った変位が元の分布に戻らない、すなわち変位の残留 (残留変位, 残留ひずみ) によって生じることを述べた (Fig.9)。
- (5) 負荷した後と、除荷した場合の界面上の応力の比較から“すべり域”の存在と、そのすべり域周辺で残留変位

が存在することを確認した (Fig.8, 9)。この残留変位の存在が、界面上の相対変位の対称性を失わせる要因であると共に変位蓄積の拠り所になっているものと見做することができる。

文 献

- 1) H.Shimoda, S.Onodera, K.Hori and O.Dohi: *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, **32**(1966), 689 (in Japanese).
- 2) H.Takigawa, K.Hashimoto, G.Konno and S.Uchida: *CAMP-ISIJ*, **16**(2003), 1150 (in Japanese).
- 3) T.Irie, K.Takaki, I.Tsutsunaga and Y.Sano: *Tetsu-to-Hagané*, **65**(1979), 293 (in Japanese).
- 4) N-A.Noda, Y.Sano, Y.Takase, Y.Shimoda and G.Zhang: *J. Jpn. Soc. Technol. Plast.*, **58**(2017), 66 (in Japanese).
- 5) E.Matsunaga, Y.Sano and S.Nishida: *CAMP-ISIJ*, **10**(1997), 1078 (in Japanese).
- 6) E.Matsunaga, T.Tsuyuki and Y.Sano: *CAMP-ISIJ*, **11**(1998), 362 (in Japanese).
- 7) 曾田範宗：軸受，岩波全書，東京，(1964)，196.
- 8) T.Niwa: *NTN Tech. Rev.*, **81**(2013), 100 (in Japanese).
- 9) J.Murata and T.Onizuka: *Koyo Eng. J.*, **166**(2004), 41 (in Japanese).
- 10) 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.
- 11) N-A.Noda, D.Suryadi, S.Kumasaki, Y.Sano and Y.Takase: *Eng. Fail. Anal.*, **57**(2015), 219.
- 12) N-A.Noda, Y.Xu, D.Suryadi, Y.Sano and Y.Takase: *ISIJ Int.*, **56**(2016), 303.
- 13) T.Miyazaki, N-A.Noda, F.Ren, Z.Wang, Y.Sano and K.Iida: *Int. J. Adhes. Adhes.*, **77**(2017), 118.
- 14) N-A.Noda, T.Miyazaki, R.Li, T.Uchikoba and Y.Sano: *Int. J. Adhes. Adhes. B*, **61**(2015), 46.
- 15) N-A.Noda, T.Uchikoba, M.Ueno, Y.Sano, K.Iida, Z.Wang and G.Wang: *ISIJ Int.*, **55**(2015), 2624.
- 16) Z.Wang, N-A.Noda, M.Ueno and Y.Sano: *Steel Res Int.*, **88**(2017), 1600353, <https://doi.org/10.1002/srin.201600353>.
- 17) N-A.Noda, Y.Shen, R.Takaki, D.Akagi, T.Ikeda, Y.Sano and Y.Takase: *Theor. Appl. Fract. Mech.*, **90**(2017), 218.
- 18) N-A.Noda, X.Chen, Y.Sano, M.A.Wahab, H.Maruyama and R.Fujisawa: *Mater. Des.*, **96**(2016), 476.
- 19) Marc Mentat team, Theory and User Information. Vol.A, MSC Software, Tokyo, (2012), 713.