

This is "Advance Publication Article".

Category: Paper

Received date: 2 December 2020

Accepted date: 9 February 2021

J-STAGE Advance publication date: 30 March 2021

Publication date: *****

Corresponding author: Nao-Aki NODA (E-mail address: noda.naoaki844@mail.kyutech.jp)

DOI: 10.14953/jjsde.2020.2915

Copyright©2021 Japan Society for Design Engineering

シャフトの弾性変形を考慮したスリーブ組立式複合圧延ロールに生じる 界面すべりの数値シミュレーション

Numerical Simulation for Interfacial Slip for Shrink-fitted Bimetallic Work Roll Considering Elastic Deformation of Shaft

野田 尚昭*¹, Rahimah ABDUL RAFAR*², 鄭 旭宸*³, 鶴丸 寛幸*⁴,
(Nao-Aki NODA) (Rahimah ABDUL RAFAR) (Xuchen ZHENG) (Hiroyuki TSURUMARU)
樽谷 雄大*⁵, 佐野 義一*⁶, 高瀬 康*⁷
(Yudai TARUYA) (Yoshikazu SANO) (Yasushi TAKASE)

Abstract

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 construction type consisting of a sleeve and a shaft. Regarding the shrink-fitted type, the interfacial slip occurs and causes damage between the shaft and the shrink-fitted sleeve. In this paper, by varying the shaft material, the FEM simulation is performed to realize the interfacial slip. The effect of the shaft deformation on the interfacial slip is clarified as well as the effects of the shrink fitting ratio, and motor torque in relation to the slippage zone along the interface.

Key words

rolling roll, bimetallic roll, shrink fitting, interfacial slip, motor torque, sleeve, shaft

* 1 正会員, 九州工業大学工学研究院(〒804-8550 北九州市戸畑区仙水町1-1),
noda.naoaki844@mail.kyutech.jp

* 2 非会員, 九州工業大学大学院(同上), eimah7178@gmail.com

* 3 非会員, 九州工業大学大学院(同上), zhengxuchen221@gmail.com

- * 4 非会員, 九州工業大学大学院(同上), tsurumaru.hiroyuki599@mail.kyutech.jp
- * 5 非会員, 九州工業大学大学院(同上), q104070y@mail.kyutech.jp
- * 6 非会員, 九州工業大学大学院工学研究院(同上), sano.yoshikazu029@mail.kyutech.jp
- * 7 正会員, 九州工業大学戸畑・若松キャンパス技術部(同上), takase.yasushi415@mail.kyutech.jp

1 緒言

鉄鋼圧延において用いられるロールの中で, 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 (図 1 参照). スリーブ組立式ロールは圧延により消耗したスリーブだけの交換で, 軸は継続使用ができる等の利点がある. 一方で, ロール残留曲がり^{4), 5)}やスリーブの円周すべりに起因するスリーブ割れ^{6), 7)}など, 固有の問題がある. 特に, スリーブの円周すべりに関しては, 過大な回転トルクによって一気にすべりが生じないような設計がなされていても, スリーブすべりが生じることが報告されており^{6), 7)}, 要因の解明が求められてきた.

なお, 同様な現象として, 転がり軸受において, 軸とインナーレース間, ハウジングとアウターレース間ですべりが生じることが知られており^{8), 9), 10)}, 界面クリープ現象 (軌道輪が運転中に軸又はハウジングに対して移動する現象) と呼ばれている. しかし, このような界面クリープやスリーブすべりの生成機構を定量的に取り扱った研究は見当たらない.

著者等は, 先に, 自由転がり条件下でスリーブが接合界面で剛体軸に対して, ロール回転に応じて相対的に移動することを明らかにした¹¹⁾. 次に, 実際の圧延条件を考慮してモーター駆動トルクを考慮することで, その界面すべりへの影響を取り上げ, 焼嵌め条件やスリーブ内面応力を含めた要因を考察した¹²⁾. これらのシミュレーションでは, 滑り量を明確にするため, 剛体軸を仮定して, その変位を固定することで, 剛体軸に対する弾性スリーブの移動の考察を容易にした. 軸に剛体モデルを用いることにより, スリーブ円周方向移動のメカニズムを定量的に明らかにすることができた.

現実のロールの問題では, スリーブだけでなく軸の弾性変形も考慮する必要がある, 両者の相対変位が界

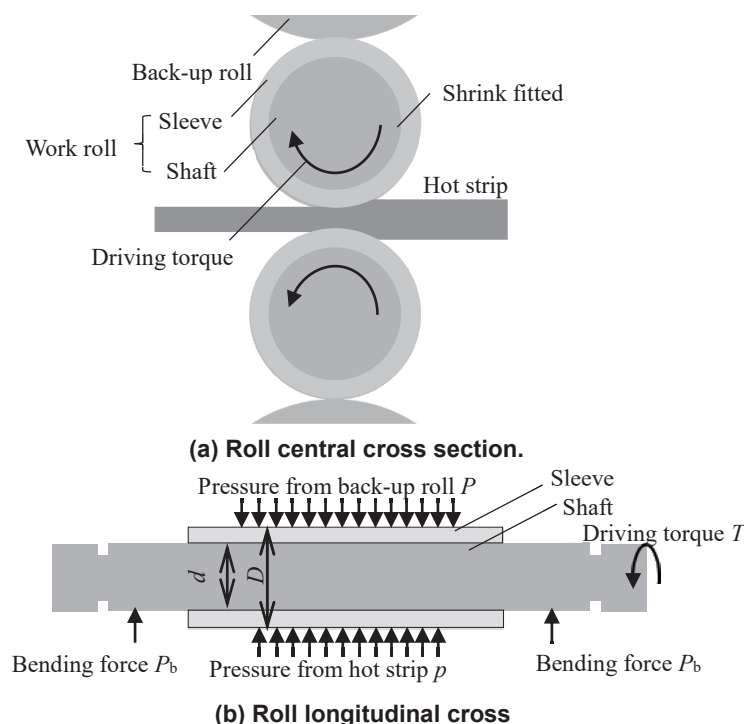


Fig. 1 Schematic illustration for real hot strip rolling roll

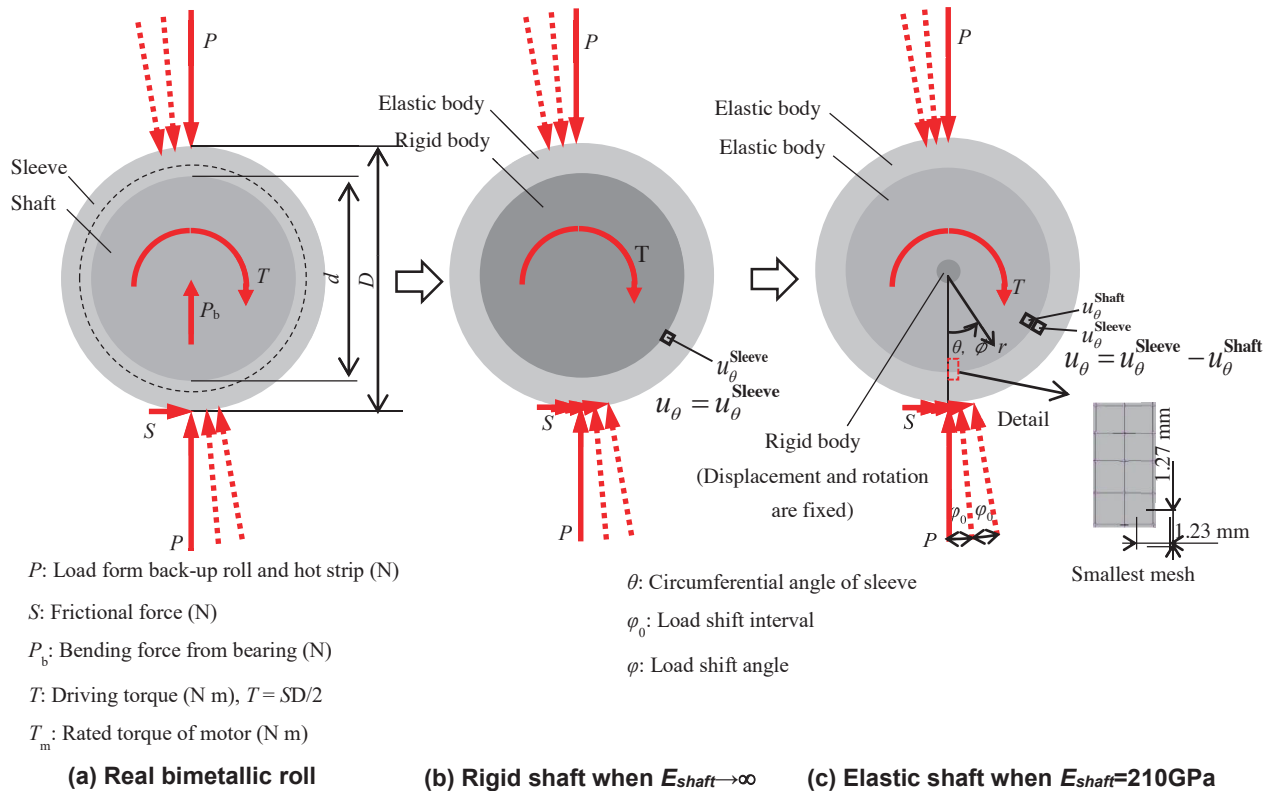
面すべりを生じさせる原因となる．そこで本研究では，実圧延条件により近づけるために，モータートルクを付加した条件下で，軸部を剛体から弾性体(鋼)に変えて FEM 解析を行い，界面すべりに及ぼす軸の弾性変形の影響を調べる．さらに，鋼製軸に加えて他の軸材も考慮して，軸材の弾性変形の界面すべりへの影響を明らかにする．実圧延を忠実に再現する数値シミュレーションによって，圧延条件，焼嵌め率と摩擦係数の影響を議論して，界面すべりへの考察を深める．

2 界面すべりの数値シミュレーション法

これまで著者らの研究では，スリーブ滑りの現象を，転がり軸受分野の用例に倣って，界面クリープと称してきた^{11),12)}．本論文からは，圧延分野のスリーブ組立式ロールの用例に従って，界面不均一すべり（不均一すべりとも呼ぶ）と称することにする．すなわち，「スリーブすべり」の要因として，駆動トルクによる「全体すべり」に加えて，新たに「不均一すべり」を考える．

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，ロール長さ中央軸断面，図 1(b)は，ロール軸断面をそれぞれ見たものである．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．

図 2 に，本研究で使用する数値シミュレーションの対象を実体ロールと関連させて示す．ロールを回転させず，ロール表面の周方向荷重移動でロール回転を表現する¹¹⁾．図 2(a)はロールが回転する実体ロールである^{9), 10)}．図 2(b)はこれをモデル化したもので，前報の軸全体を剛体にしたモデルである¹²⁾．本報では，図 2(c)のように軸中心に剛体を導入して，ロール中心の変位と回転を拘束するとともに，スリーブと軸の弾性変形を考慮する．中心の剛体寸法は結果に影響しないことを確認して直径 8mm とする．荷重移動間隔は解



析精度と計算時間を考慮して、 $\varphi = 4^\circ$ とする¹¹⁾。図 2 の板の通板部では軸方向に変形一様と考え、二次元モデルですべり機構を考察する。二次元状態とみなし得るロール幅の条件は、今後、図 1(b)の三次元解析にて調べる必要がある。また、ここでは、熱間圧延の圧延初期ではなく圧延中、すなわち定常状態を想定しているものであり、ロール表面と中の温度が一様、飽和している条件のもと解析する。

界面クリープの解析に用いるロールへの負荷は、バックアップロールからスリーブへの圧下力 P 、圧延材からスリーブへの圧延反力 P と摩擦力(せん断力)およびモーターから軸への駆動トルク T である。駆動トルク T は、モーターの定格トルク $T_m = 471 \text{ N m /mm}$ (日新製鋼(株) 呉製鉄所熱間仕上げ F3¹²⁾ 上、減速比 $\eta = 1.882$ であるが、ここでは $\eta = 1$ とする)を基準として用いる。

次に、軸トルクの導入に際して、回転モーメントの釣合いから圧延材によって、スリーブ外径 D にもたらされる基準条件におけるせん断力 S は、式(1)で求まる。

$$T_m = S \frac{D}{2} (\text{Nm/mm}) \quad (1)$$

モーターの定格トルク $T_m = 471 \text{ N m /mm}$ の場合、式(1)より、摩擦力(せん断力)は $S = 1346 \text{ N m /mm}$ と求まる。標準的な圧下力 P を $P = P_0$ とする。また、軸のベンディング力 P_b は圧下力 P に比べて小さいので無視する。軸トルク T の界面クリープへの影響に関して、先の研究でも考察した¹²⁾。メッシュ分割には、四辺形一次要素を用い、異なるメッシュを用いて収束性を確認した。スリーブと軸の総要素数は、 4.6×10^4 である。

軸に対するスリーブの相対移動量 u_θ を次のように定義する。荷重が角度 $\varphi = 0^\circ$ から φ (同時に $\varphi = \pi$ から $(\pi + \varphi)$ まで荷重負荷があるが、省略することがある) まで移動する間の、界面上の角度 θ におけるスリー

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

Mechanical properties; Young's modulus/Poisson's ratio		
Sleeve	E_{sleeve}	210 GPa
	ν_{sleeve}	0.28
Shaft	E_{shaft}	210 GPa
	ν_{sleeve}	0.28
Roll size		
Outer diameter of sleeve		700 mm
Inner diameter sleeve d		560 mm
Shrink fitting		
Shrink fitting ratio δ/d		0.5×10^{-3}
Friction coefficient between sleeve and shaft μ		0.3
External load		
Concentrated load per unit width P		13270 N/mm (Total: $1.327 \times 10^7 \text{ N}$, Rolled width: 1000 mm)
Frictional force per unit width S^*		1346 N/mm
Motor torque per unit width T_m^*		471 N m /mm
Resistance torque per unit width T_r^*		3193 N m /mm
Bending force from bearing P_b		0 N m /mm

ブ内面の変位を $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ と表示する．本研究では，スリーブと軸の弾性変形を考慮するため，ロール回転（荷重移動）に伴って位相差が生じ，弾性軸と弾性スリーブの焼嵌め面における相対変位 u_{θ} の差 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) = u_{\theta, \text{Sleeve}}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) - u_{\theta, \text{Shaft}}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ が焼嵌め面における界面すべり量となる．

表 1 に，解析に用いるロールモデル寸法，機械的性質および境界条件を示す．普通鋼板の熱間圧延に相当する条件を想定して¹³⁾，ロール 1 mm 当たり荷重 $P=13270$ N/mm を用いる．焼嵌め代 δ を内径 d で除した焼嵌め率 $\delta/d=0.5 \times 10^{-3}$ を用いる．スリーブ・軸間の摩擦係数は $\mu=0.3$ とする．

図 2 のスリーブ組立式ロールの数値解析には，有限要素法(Finite Element Method, 以降 FEM と略称する)を用いる．有限要素法の適用例は様々報告されており，複合材などへの適用^{14)~19)}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²⁰⁾から，ボルト・ナットのような複雑な構造の解析²¹⁾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．ここでは MSC Marc/Mentat 2012 を用いる．このソフトでは，非線形解析に完全ニュートン・ラプソ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²²⁾．解析タイプは静的構造で平面ひずみ解析とする．スリーブと軸を組み合わせた FEM モデルを作成して，焼嵌め代 δ を入力して，焼嵌め状態を解析し，その後，**図 2** に示すような荷重を作用させる．

3 界面すべりの数値シミュレーション結果

3.1 弾性軸の導入における相対変位の定義と挙動

スリーブが荷重移動 $P(0) \sim P(\varphi)$ を受けるときのスリーブ界面の周方向変位を $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ と表す．変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ の上付き記号 $P(0) \sim P(\varphi)$ は，荷重を $\varphi=0 \sim \varphi$ (同時に $\varphi=\pi \sim (\varphi+\pi)$)にも負荷するが省略)と移動させたとき， θ におけるスリーブ変位 $u_{\theta}(\theta)$ を意味する¹¹⁾．

図 3 に弾性軸で， $\varphi=0$ ，および $\varphi=\pi$ ， $\varphi=2\pi$ まで移動したとき，それぞれの変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ ， $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\pi)}(\theta)$ および $u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ を示す．初期荷重 $\varphi=0$ では，せん断力が作用する側の荷重位置($\theta=0^{\circ}$)の両側付近での変位の絶対値は異なり，せん断力の+方向側($\theta>0$)で変位の絶対値は大きく， $|u_{\theta, T=T_m}^{P(\varphi)}(-\theta)| < |u_{\theta, T=T_m}^{P(\varphi)}(+\theta)|$ である．

図 4(a)に，弾性軸 $T=T_m$ ，剛体軸 $T=T_m$ で荷重を 2 回転させて，スリーブ変位の挙動を平均変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$

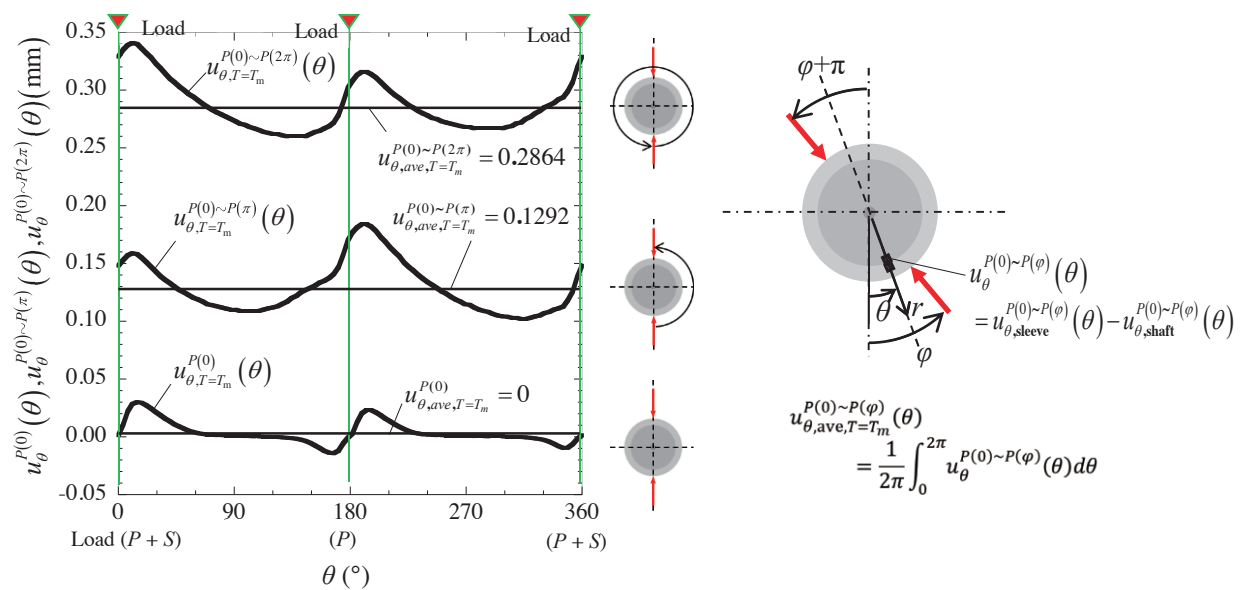


Fig. 3 Displacement due to initial load $P(0)$ and displacements due to load shifting $P(0) \sim P(\pi)$ and $P(0) \sim P(2\pi)$ under $T = T_m$ and $E_{\text{shaft}}=210\text{GPa}$

と荷重回転移動角 φ との関係で示す．弾性体，剛体に関わらず荷重が移動するにつれて平均値はほぼ線形的に増加している．特に， $\varphi = 2\pi \sim 4\pi$ 間では，その変化は線型と見なしうる．そこで，**図 4(b)**のように1回転以降の変位増加率 $\left. \frac{du_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\varphi)}{d\varphi} \right|_{\varphi \geq 2\pi}$ に注目して，界面すべりを定量的に評価する．**図 4(b)**に示すように，軸が弾性体の場合は剛体より4倍近く変位増加率 $\left. \frac{du_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\varphi)}{d\varphi} \right|_{\varphi \geq 2\pi}$ が大きい．また， $\varphi = 2\pi$ 以降（荷重1回転以降）の変位増加率は一定になることがより明確に示される．

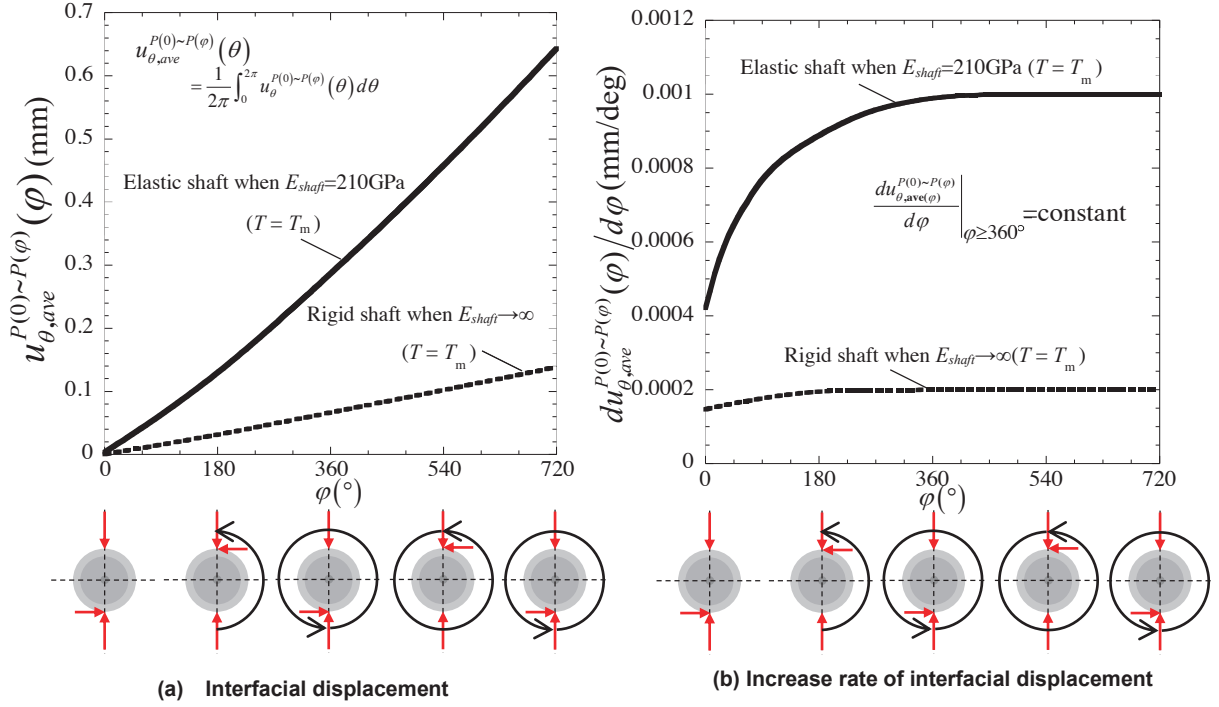
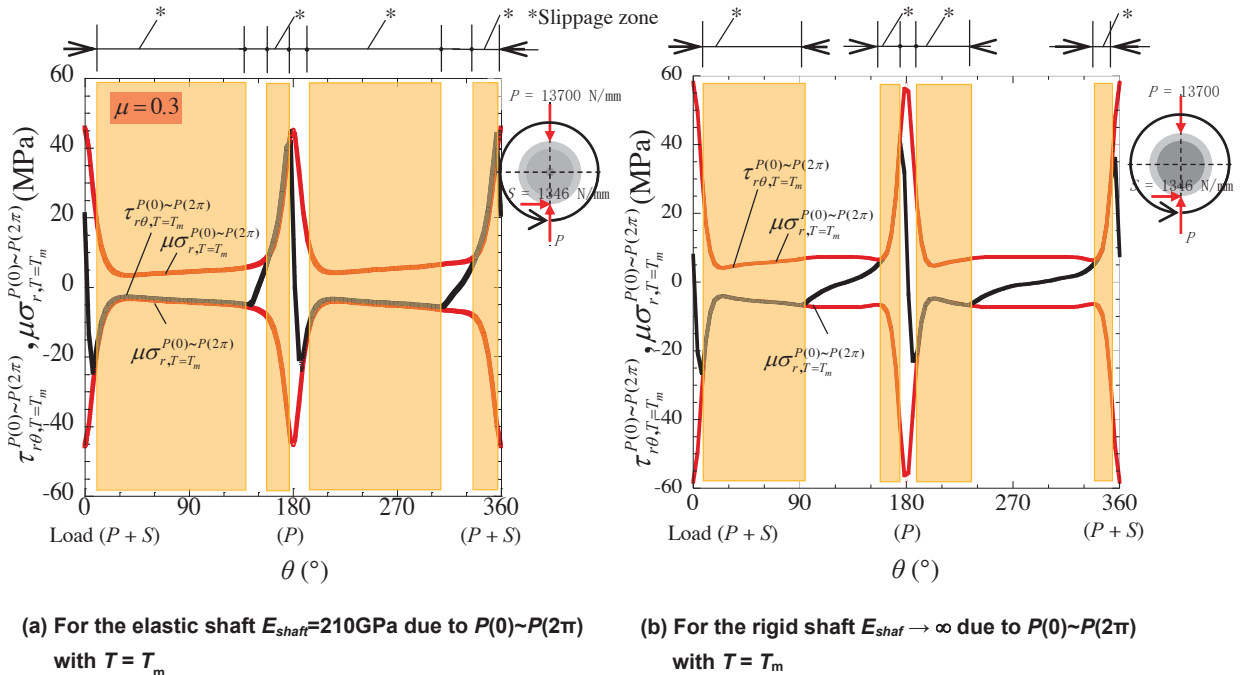


Fig. 4 Interfacial displacement and increase rate of interfacial displacement for rigid shaft ($T = T_m$) and elastic shaft when $E_{shaft}=210\text{GPa}$ ($T = T_m$)



(a) For the elastic shaft $E_{shaft}=210\text{GPa}$ due to $P(0) \sim P(2\pi)$ with $T = T_m$
(b) For the rigid shaft $E_{shaft} \rightarrow \infty$ due to $P(0) \sim P(2\pi)$ with $T = T_m$

Fig. 5 Comparison of the slippage zone* for (a) the elastic shaft $E_{shaft}=210\text{GPa}$ and (b) the rigid shaft both

3.2 弾性軸導入によるすべり域の考察

前報¹²⁾で、界面すべりの生成機構に及ぼすトルクの影響を、界面でのせん断応力 $\tau_{r\theta}$ と摩擦応力 $\mu\sigma_r$ との関係から考察した。具体的には①焼嵌め面ですべり域 ($\tau_{r\theta} \cong |\mu\sigma_r|$ なる応力準平衡域) が存在することや、②すべり域を中心に変位が残留すること(残留変位)、③荷重移動(ロール回転)とともに界面の平均変位が増加することに注目した。図 5 に荷重 1 回転後のすべり域を比較して示す。なお、荷重 1 回転以降、すべり域は変わらないことを確認した。図 5(a) は荷重 1 回転後における弾性軸でのすべり域であり、せん断応力 $\tau_{r\theta}^{P(0)}$ 、摩擦応力 $\mu\sigma_r^{P(0)}$ の分布と関連して示す。図 5(b) は剛体軸に関してのすべり域と応力分布である。ここでは解析の精度を考慮し、 ± 1 MPa 以内で $\tau_{r\theta}^{P(0)} \cong |\mu\sigma_r^{P(0)}|$ となる領域をすべり域とした。図 5(a), (b) より、負荷位置 $\theta = 0$ 、 $\theta = \pi$ の両側に $\tau_{r\theta}^{P(0)} \cong |\mu\sigma_r^{P(0)}|$ となる領域(すべり域)が確認できる。

荷重 1 回転後のすべり域は、剛体軸よりも弾性体軸の方が 2 倍近く大きくなる。このことが、図 4 に示すように、平均変位が大きくなる要因となる。圧延荷重 P の作用下で、剛体軸は変形が生じないのに対し、弾性体軸の場合に変形量が生じることが影響している。

4 変位増加率に対する軸弾性係数の影響

前節では、剛体軸から鋼製軸 $E_{\text{shaft}}=210\text{GPa}$ へ変えた場合の界面すべりへの影響を調べた。本章では、表

Table 2 Material properties used the shaft

Material		Elastic modulus
Common name	Specification	E_{shaft} (GPa)
DCI	Hs52	160
Steel	Hv220	210
Ceramics	Si ₃ N ₄	300
Cermet	WC 系	490
Rigid	—	∞

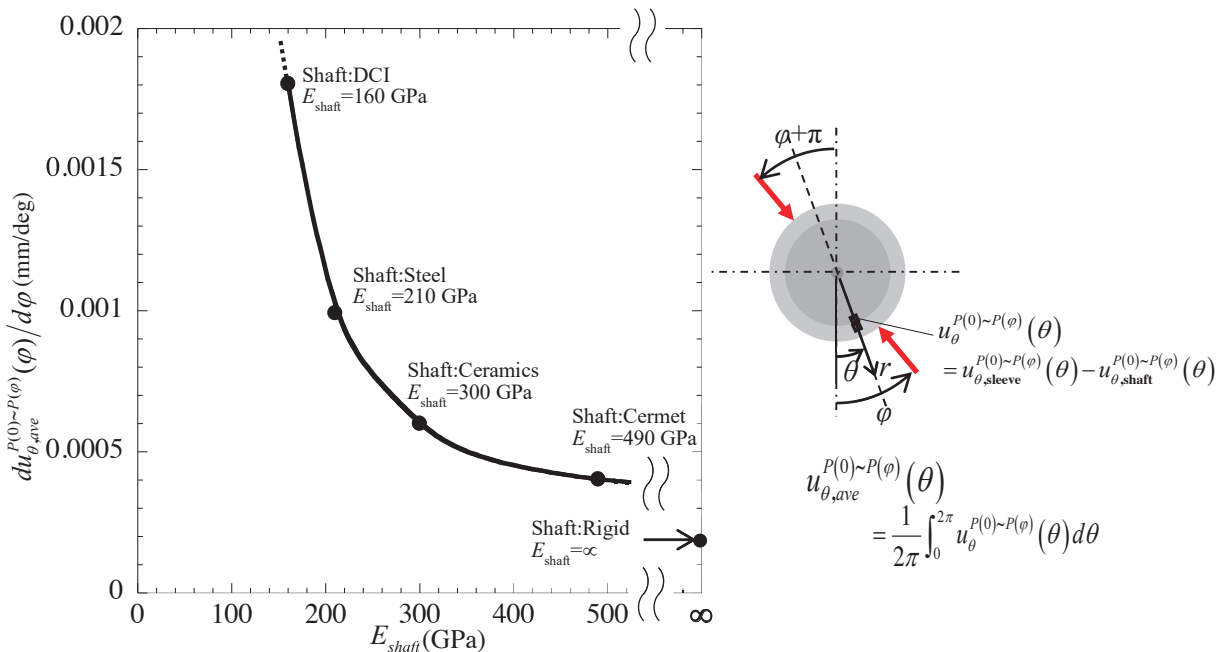
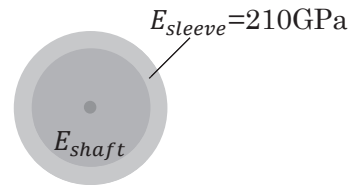


Fig. 6 Increase rate of displacement vs. E_{shaft} when $E_{\text{sleeve}} = 210$ GPa

2に示す実用材料を軸として用いるとき、その変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ への影響を調べる。軸材としてダクタイル鋳鉄、鋼、セラミックス、サーメットの4材質を対象とする。

図6に変位増加率と軸の弾性係数の関係を示す。ダクタイル鋳鉄（DCI）、鋼、セラミックス、サーメット、剛体軸の順に変位増加率 $\left. \frac{du_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}}{d\varphi} \right|_{\varphi \geq 2\pi}$ が大きい。すなわち軸弾性係数が小さくなるにしたがって、変位増加率が大きくなっており、軸の弾性変形がすべりに関与していることが分かる。このような変位増加率の違いは、着力点 $\theta=0^{\circ}(360^{\circ}), 180^{\circ}$ の両側で生じるすべり域 $\tau_{r\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)} \cong |\mu \sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)}|$ の大きさの違いに対応している（図5参照）。図7にロール1回転後のすべり域率 $l_{slip} / \pi d$ （Slippage region ratio）とシャフトの弾性係数の関係を示す。ここですべり域率はすべり域 l_{slip} の全周に対する比率である。

$$\text{Slippage region ratio} = l_{slip} / \pi d, \quad l_{slip} = \text{Region where } \tau_{r\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)} \cong |\mu \sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)}| \quad (2)$$

図7では、弾性係数が小さくなるとすべり域 $l_{slip} / \pi d$ は増加しており、その様子は図6の変位増加率と全く同じではないものの、同様な傾向を示す。界面の変位はすべり域の大きさに比例することが前報^{11), 12)}でも示されており、図6, 7においても同様である。

このように、弾性係数の減少に伴って、変位増加率が増加することは、すべり域の増加によって説明できる。すべり域の大きさは同一スリーブ厚さ、荷重の場合、界面での接触状態すなわち応力状態の影響を受ける。そこで、界面での変位を拘束する $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)}$ に注目する。軸の扁平化（楕円化）の影響を受けて、応力 $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)}$ が焼嵌め応力 $\sigma_{r,shrunk}$ に対して低下する領域を低応力域 ℓ_{small} （Smaller contact stress region）と定義する。すなわち、低応力域 ℓ_{small} とは $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)} \leq \sigma_{r,shrunk}$ が成立する領域である。図8に、1回転後の半径方向応力 $\sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)}$ の低応力域と弾性係数の関係を示す。ここで、低応力域率（Smaller contact stress region ratio）は全長 πd に対する低応力域幅 ℓ_{small} の割合であり、式(3), (4)で表される。

$$\text{Smaller contact stress region ratio} = \ell_{small} / \pi d \quad (\%) \quad (3)$$

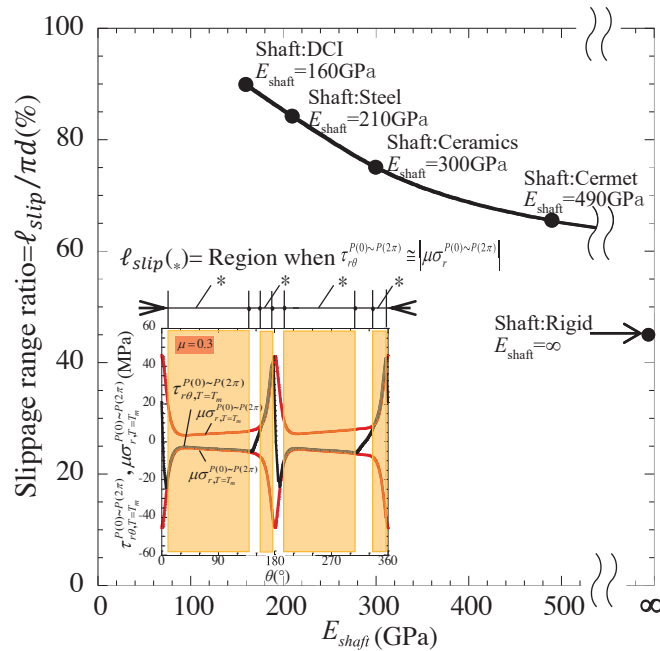


Fig. 7 Slippage zone rate vs. E_{shaft} when $E_{sleeve} = 210\text{GPa}$

$$\ell_{small} = \theta_s \times d/2 \quad \text{where} \quad \sigma_r^{P(0) \sim P(2\pi)} \leq \sigma_{r,shrink} \quad (4)$$

図 8 より，弾性係数の最も小さい DCI 軸は，低応力域 ℓ_{small} が大きい．低応力域幅 ℓ_{small} が大きいほど界面でのすべりが生じやすい．弾性係数が大きくなるほど低応力域は小さくなるが，剛体軸にも低応力域が存在する．これはスリーブの扁平化によるものである．図 9 に荷重移動 $P(0) \sim P(2\pi)$ つまり荷重 1 回転後の縦方向 ($\theta=0^\circ, 180^\circ$) に荷重 P が作用するときの軸横方向 ($\theta=90^\circ, 270^\circ$) の直径変化 Δd を示す．弾性係数が小さくなると Δd は大きくなるのが分かる．これは荷重による扁平化であり，スリーブも同様に扁平化することが考えられる．図 8 の低応力域 ℓ_{small} と図 9 の扁平化の挙動より，扁平化が大きいほど低応力域も大きくなる．

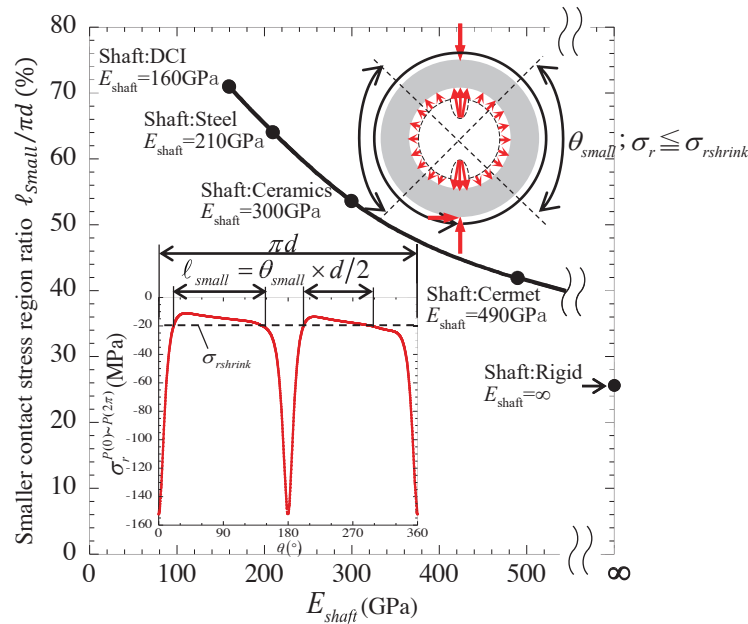


Fig. 8 Smaller contact stress region ratio vs. E_{shaft} when $E_{sleeve} = 210$ GPa

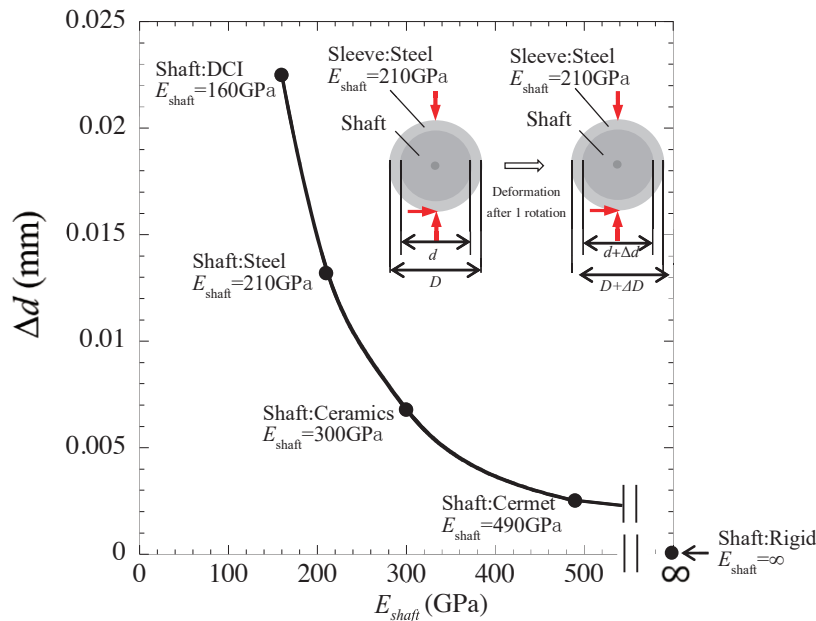


Fig. 9 Deformation of shaft body vs. E_{shaft} for $E_{sleeve} = 210$ GPa

つまり, 低応力域 ℓ_{small} が大きいと, 焼嵌め状態を緩ます作用も大きく, すべり速度を増加させると考えられ, それは扁平化効果によって説明できる。

5 弾性軸導入における圧延条件およびスリーブ焼嵌め条件の影響

5.1 軸トルクと圧延荷重の影響

ロールに付加する軸トルクとしてロール当たりのモーター定格トルク T_m を基準にして考察してきた。しかし, 実ロールの軸には, 定格トルクに加えて, 減速比 η , 上下ロール配分比, オーバートルク, 圧延材噛み込み時の衝撃係数など多くの要因で軸トルクが過大に加わる。また, この時, 圧下荷重 P は軸トルク T に比例して同時に増加する²³⁾。すなわち, モーターのトルク $T = T_m$ (基準トルク), $T = 2T_m$ および $T = 3T_m$ それぞれに対して, 圧延荷重は $P = P_0, 2P_0, 3P_0$ となる。ここでは基準圧延条件 $T = T_m, P = P_0$ から圧延トラブルを想定した条件 $T = 3T_m, P = 3P_0$ までを考える。図 10 に各軸トルクと圧延荷重における変位速度を P, T により整理し実線で示す。軸トルク T と圧延荷重 P の増加により変位増加率が加速的に増加する。同一荷重 P , すなわち, $P = P_0, P = 2P_0, P = 3P_0$ と固定して, 軸トルク T を大きくする場合を図 10 の破線に示す¹¹⁾。例えば, $P = P_0, T = T_m$ から $P = P_0, T = 3T_m$ すなわち荷重 P 固定で軸トルクを 3 倍にした場合, 変位増加率は 10 倍になる。軸トルクを $T = T_m$ に固定して, 荷重 P を 3 倍とすると, 図 10 の $P = P_0, T = T_m$ と $P = 3P_0, T = T_m$ の比較より, 変位増加率は 16 倍になっており, 荷重増加の影響は軸トルク増加より大きい。実圧延状況下では圧延荷重 P の増加と軸トルク T の増加は比例関係にあるので, P, T ともに増加させると変位増加率に大きく影響する。例えば, 圧延材がロールに引き込まれる際には $P = 1.2 \sim 1.3P_0, T = 1.2 \sim 1.3T_m$ が一般的に想定されているが, その場合, 図 10 より変位増加率は基準条件 $P = P_0, T = T_m$ の 2~3 倍程度である。一方, 圧延トラブル時に想定されている条件では $P = P_0, T = T_m$ と $P = 3P_0, T = 3T_m$ を比較すると, 変位増加率は, 70 倍にもなる。

5.2 焼嵌め率 δ/d の影響

スリーブすべりを防止するロール設計上の観点から, 焼嵌め接合型ロールでは, 軸駆動トルク T に対して, ロール側の滑り抵抗トルク T_r を大きくする必要があるが, 既定のロール寸法や負荷条件では, 摩擦係数 μ と

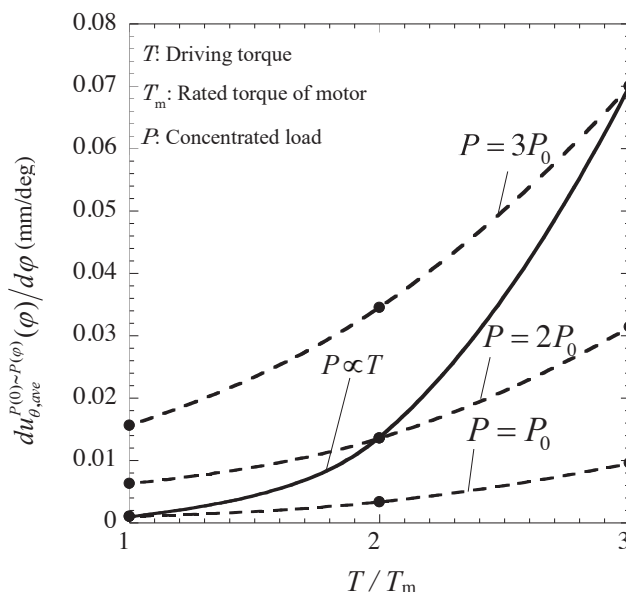


Fig. 10 Increase rate of interface displacement vs. T/T_m when $\varphi = 2\pi$ and $P = P_0, P = 2P_0, P = 3P_0, E_{shaft} = 210 \text{ GPa}$

焼嵌め圧力 $\sigma_{r,shrink}$ が T_i の主要な要因である¹²⁾。ここでは、先ず焼嵌め圧力 $\sigma_{r,shrink}$ を支配する焼嵌め率に注目する。一般にスリーブ組立式ロールの場合、焼嵌め率は $\delta/d=0.4 \times 10^{-3} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲が適用される。スリーブ焼嵌め率範囲の限定は、長年の経験に基づくもので、この範囲を下回るとすべり、上回ると張り割れ⁷⁾の危険性が高くなる。図 11 では、焼嵌め率を $\delta/d=0 \sim 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲で変化させ、変位増加率との関係を示す。基準圧延条件 $T=T_m, P=P_0$ においては焼嵌め率 δ/d を大きくすると嵌合圧力が大きくなり、嵌合面でのすべりに対する抵抗が増して変位増加率は小さくなる。これは焼嵌め率 δ/d を増加させると焼嵌め応力が増加するためと考えられる。しかし、使用上の上限 $\delta/d=1.0 \times 10^{-3}$ においてもわずかに変位が生じることが分かる。また、圧延トラブル時に想定される条件 $T=3T_m, P=3P_0$ においては、基準焼嵌め率 $\delta/d=0.5 \times 10^{-3}$ で見ると変位増加率は $0.1 \times 10^{-2} \text{ mm/deg}$ から $7.0 \times 10^{-2} \text{ mm/deg}$ まで増加している。すなわち、圧延負荷が 3 倍になると変位増加率は 70 倍にも達する。この条件で焼嵌め率を上限 $\delta/d=1.0 \times 10^{-3}$ に増加させても変位増加率は基準条件の 50 倍と算出される。結論として、圧延負荷の増大に対して、焼嵌め率を増加させても、変位増加率抑制効果は限定的である。なお、焼嵌め率 $\delta/d=0$ においても、変位増加率が無限大でないのは、対称荷重 P によってロールが挟みこまれ、界面には常に接触圧力が生じ、この部分にすべり抵抗が存在するためである。一方、焼嵌め率 $\delta/d \rightarrow \infty$ は、スリーブと軸の一体化を意味しており、界面すべりの問題は存在しない。なお、スリーブロール内周からの破壊を考えると、焼嵌めに伴うスリーブ内面における円周方向応力は可能なかぎり小さくし、かつスリーブすべりの低減が求められる。そのため、界面クリープによるすべりを防ぐためには焼嵌め率 δ/d 以外の要因を合わせて考察する必要がある。

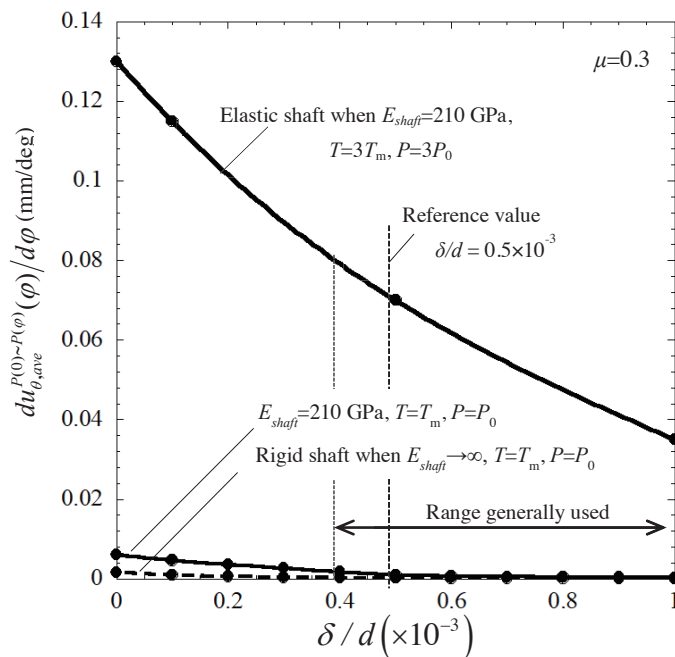


Fig. 11 Increase rate of interface displacement vs. δ/d when $\varphi=2\pi$,
 $T=T_m, P=P_0$ and $T=3T_m, P=3P_0, E_{shaft}=210 \text{ GPa}$

5.3 摩擦係数 μ の影響

スリーブのすべり防止策としては焼嵌め率とともに摩擦係数が主要因である。そこで、実用性を考慮して摩擦係数の基準条件 $\mu=0.3$ を挟んで、 $\mu=0.1 \sim 1$ に変化させ、変位増加率への影響を考察する。スリーブ組立式ロールのスリーブ内面と軸面間における摩擦係数として、 $\mu=0.2$ が実験値として用いられている¹⁾。また、鉄鋼同士の摩擦係数として $\mu=0.4$ が報告されている²⁴⁾。このようにスリーブロール接合面では、 $\mu=0.2 \sim 0.4$ が用いられることが多い。一般に、合金よりも純金属のほうが摩擦係数は高いと言われている。純

鉄に近いアームコ鉄と組み合わせて測定された摩擦係数をみると²⁵⁾、摩擦係数の高い順に、アルミニウム $\mu = 0.82$ 、ニッケル $\mu = 0.58$ であり、鉄では $\mu = 0.52$ となっている。したがって、検討に用いる摩擦係数の上限値は $\mu = 1.0$ とし、 $\mu > 1$ は現実的ではないとする。

図 12 に変位増加率に対する摩擦係数 μ の影響を示す。基準圧延条件 $T=T_m, P=P_0$ の場合、変位増加率は摩擦係数の増加とともに小さくなる。そして摩擦係数 $\mu = 0.8 \sim 1$ で一定値に収束している。また、圧延トラブルを想定した $T=3T_m, P=3P_0$ の場合、基準摩擦係数 $\mu = 0.3$ においては $T=T_m, P=P_0, T=3T_m, P=3P_0$ の基準圧延条件での変位増加率である 0.1×10^{-2} mm/deg から 7.0×10^{-2} mm/deg に増加する。すなわち圧延負荷が 3 倍になれば、変位速度は 70 倍にも達する。

界面すべりを防ぐために、焼嵌め率 δ/d や摩擦係数 μ を大きくすることはその使用範囲に制約はあるものの、いずれも有効である。しかし、想定される圧延トラブルの下での効果的な抑制は困難と言わざるを得ない。

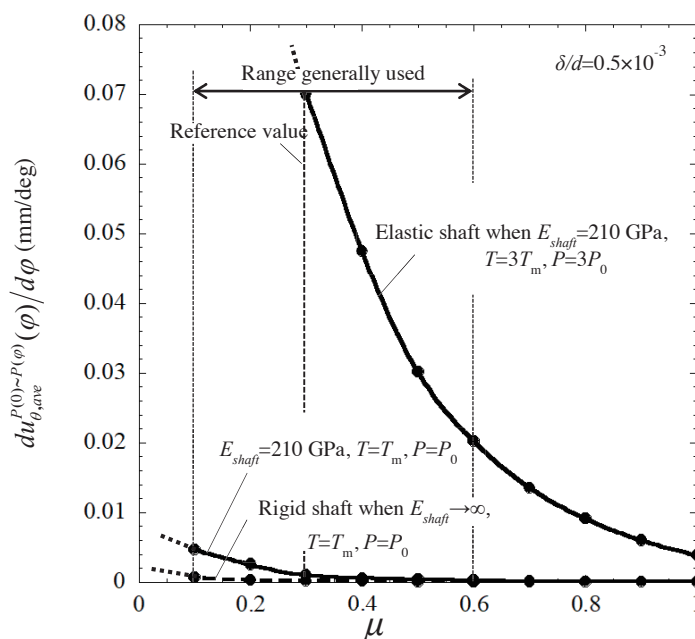


Fig. 12 Increase rate of interface displacement vs. μ when $\phi = 2\pi, T=T_m, P=P_0$ and $T=3T_m, P=3P_0, E_{shaft}=210$ GPa

6 結言

本研究では、スリーブ組立式ロールに生じるスリーブすべりの挙動について、実体ロールに合わせてスリーブだけでなく軸の弾性変形を考慮して数値シミュレーションを行った。特に、様々な弾性係数、さらには、圧延負荷や焼嵌め条件でのスリーブすべりへの影響を考察したことにより、実圧延下での通板事故を想定した界面すべりに対する理解の深化が期待される。界面すべりと変位増加率に注目して評価した結果は、以下の通りである。

- (1) 剛体軸から弾性軸（鋼）に変えることにより、スリーブ変位 u_θ （界面すべり）は加速され、軸トルクと荷重の増加に対してその変位増加率は約 5 倍に大きくなる（図 4）。
- (2) 弾性軸による界面すべりの加速効果は、摩擦応力とせん断応力が等しい“すべり域”の概念の導入により説明できる。すべり域は、軸のヤング率の低下により増加する（図 5）。

- (3) 界面すべりの加速（及びすべり域の増加）は、焼嵌め界面での低応力域と扁平化から説明することからできる。すなわち、弾性係数の低下とともに扁平化が大きくなり、低応力域が増加し、すべりが発生しやすくなる（図 8, 図 9）。
- (4) $T=T_m \sim 3T_m$, $P=P_0 \sim 3P_0$ の条件では、変位増加率に対する影響が大きく、負荷条件が大きくなるとすべりが増加する（図 10）。その中でも圧延トラブルを想定した負荷条件 $T=3T_m$, $P=3P_0$ の場合、通常用いられている摩擦係数 $\mu=0.3$ では変位増加率が 75 倍にも増加する（図 12）。
- (5) 焼嵌め面におけるすべり抵抗トルクへの支配因子である焼嵌め率 δ/d を増加させると、変位増加率は指数関数的に減少する。しかし、圧延トラブルがあるときには、その効果は限定的である（図 11）。
- (6) 摩擦係数 μ を増加させると、変位増加率は指数関数的に減少する（図 12）。

なお、本研究では、実ロールにおける現象により近づけたシミュレーションを実現できた。今後、界面クリープの定量的な予測精度向上のためには実ロールを模したモデルロールを用いた実証実験が必要と考え、準備を進めている。

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.
- 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.
- 5) Noda, N-A., Sakai, H., Sano, Y., Takase, Y. and Shimoda, Y.: Quasi-Equilibrium Stress Zone with Residual Displacement Causing Permanent Slippage in Shrink-Fitted Sleeve Rolls, Metals, 8, 998 (2018). DOI: 10.3390/met8120998.
- 6) 松永栄八郎, 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）, 材料とプロセス, 10, 5(1997), 1078.
- 7) 松永栄八郎, 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）, 材料とプロセス, 11, 2(1998), 362.
- 8) 曾田範宗: 軸受け, 岩波全書, (1964), 196.
- 9) 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.
- 10) 村田順司, 鬼塚高晃: 内輪クリープの発生機構, Koyo Engineering Journal, 166(2004), 41.
- 11) 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.
- 12) 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, 105, 12(2019), 1126.
- 13) 佐野義一: 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, (1999), 40.
- 14) Noda, N-A., Suryadi, D., Kumasaki, S., Sano, Y. and Takase, Y.: Failure Analysis for Coming Out of Shaft from Shrink-Fitted Ceramic Sleeve, Eng. Fail. Anal., 57(2015), 219.
- 15) Noda, N-A. Xu, Y., Suryadi, D., Sano, Y. and Takase, Y.: Coming Out Mechanism of Steel Shaft from

Ceramic Sleeve, ISIJ Int., 56, 2(2016), 303.

- 16) Miyazaki, T., Noda, N-A., Ren, F., Wang, Z., Sano, Y. and Iida, K.: 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.
- 17) Noda, N-A., Miyazaki, T., Li, R., Uchikoba, T. and Sano, Y.: 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.
- 18) Noda, N-A., Uchikoba, T., Ueno, M., Sano, Y., Iida, K., Wang, Z. and Wang, G.: Convenient Debonding Strength Evaluation for Spray Coating Based on Intensity of Singular Stress, ISIJ Int., 55, 12 (2015), 2624.
- 19) Wang, Z., Noda, N-A., Ueno, M. and Sano, Y.: Optimum Design of Ceramic Spray Coating Evaluated in Terms of Intensity of Singular Stress Field, Steel Res Int., 88, 7(2017), 1600353. (online), available from <<https://doi.org/10.1002/srin.201600353>> , (accessed 2021-03-03).
- 20) Noda, N-A., Shen, Y., Takaki, R., Akagi, D., Ikeda, T., Sano, Y. and Takase, Y.: Relationship Between Strain Rate Concentration Factor and Stress Concentration Factor, Theor. Appl. Fract. Mech., 90(2017), 218.
- 21) Noda, N-A., Chen, X., Sano, Y., Wahab, M. A., Maruyama, H. and Fujisawa, R.: Effect of Pitch Difference Between the Bolt-Nut Connections upon the Anti-Loosening Performance and Fatigue Life, Mater. Des., 96(2016), 476.
- 22) Marc Mentat team: Theory and User Information. Vol. A, MSC. Software, Tokyo, (2012), 713.
- 23) 小川誠一郎：圧延理論と変形抵抗，誠文堂新光社，(1960) .
- 24) MiSUMi-VONA Technical information, MISUMI Group Inc., Dry Coefficient of Friction, (online), available from <https://jp.misumi-ec.com/tech-info/categories/plastic_mold_design/pl07/c0874.html> , (accessed 2019-06-14).
- 25) 機械工学便覧：基礎編 α2 機械力学，丸善，(2004)，27.