

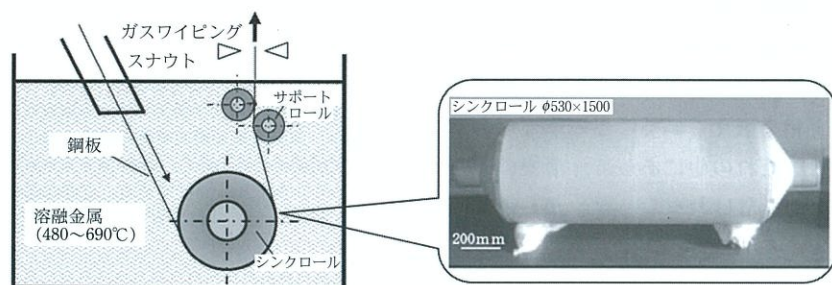
## 3次元形状を有するセラミック製スリーブロールにおけるシャフトの抜け出し駆動力の同定

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

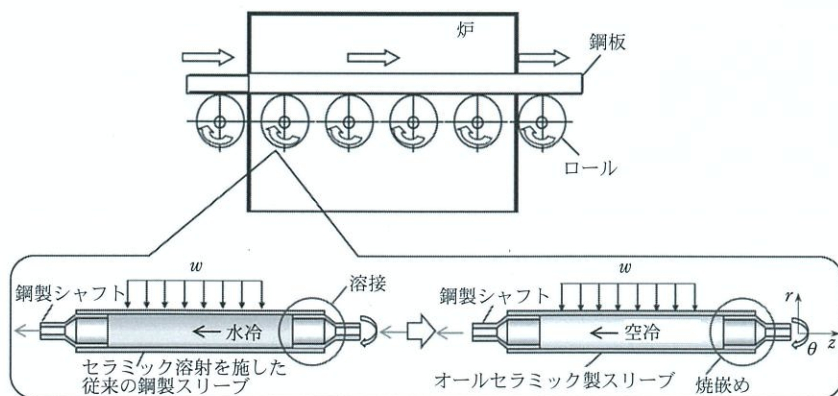
### はじめに

鉄鋼製造業では、高温環境や腐食性環境下などの厳しい環境下で多数のロールが使用されている。セラミック製スリーブロールは、耐摩耗性と耐腐食性が高いため、効率的に使用できるように開発が進められている。たとえば、図1(a)は、連続亜鉛めっきライン(CGL)の480℃の溶融亜鉛浴等で

使用されるオールセラミック製シンクロールを示している<sup>1)~3)</sup>。このロールは、産学連携のプロジェクトで開発された成功例の一つとして広く紹介されており、従来のステンレス鋼製ロールよりも10倍以上長く使用できる。このオールセラミック製ロールは、4つのセラミック製スリーブ、3つのセラミック製インナーリング、2つのセラミック製シャフトの9つのパーツから成り、すべてのパーツは焼嵌め接合によって組み立てられる<sup>1)</sup>。オー



(a) 溶融金属浴で使用されるオールセラミック製シンクロール (建材・自動車用 Zn-Al 合金めっきと排気系部品用 Al-Si 合金めっきに使用可能)



(b) 加熱炉で使用されるセラミック製スリーブロール

図1 鉄鋼業界で使用されるセラミック製ロールの説明図。

ルセラミック製ロールは、高品質の亜鉛めっき鋼板の大量生産に適しているため、特に将来の鉄鋼生産量に対応して、多くの用途への応用が期待できる。

図1(b)は、1000℃以上の高温下で使用される加熱炉ロールへの応用例を示している。従来のセラミック溶射を施したステンレス鋼製ロールは水循環で冷却されるが、線膨張係数の違いにより、摩耗、割れ、剥離などの表面損傷が発生する<sup>4)~9)</sup>。図1(b)の新しいロールは、焼嵌めによって中空鋼製シャフトに接合されたオールセラミック製スリーブを備えているため、耐摩耗性と接着強度が大幅に向上する。さらに、水冷の代わりに空冷にすることで、エネルギー損失とメンテナンスコストを削減できる<sup>10)~14)</sup>。

図1(a)、(b)のセラミック製スリーブロールには、最も適切な接合方法として焼嵌めが使用されている。よって、その開発に際し、この焼嵌め接合部の最大引張応力が解析され、その静的強度と疲労強度が研究された<sup>2)3)15)~17)</sup>。また、鋼製シャフトの熱膨張はセラミック製スリーブの熱膨張よりも大きいため、セラミック製スリーブの張り割れ応力を低減する方法も研究された<sup>18)19)</sup>。CGLラインに関しては、オールセラミック製ロールが熔融金属に浸漬されているときに熱応力を低減する方法が研究された<sup>3)18)~22)</sup>。オールセラミック製ロールのメンテナンスのために、スリーブを外側から加熱することにより、スリーブとシャフトの分離条件が明らかにされた<sup>4)23)24)</sup>。このようにして、セラミック製スリーブロールに特有のいくつかの問題が扱われた。先の解説では<sup>25)~34)</sup>、このような加熱炉用やめっき浴用などの製鉄機械分野にセラミック製ロールを応用する際の、種々の課題とその解決策<sup>3)17)19)21)~24)35)~38)</sup>を取り上げて説明してきた。

セラミック製スリーブロールでは、焼嵌め接合が不可欠であるが、セラミックスの脆性のため小さな焼嵌め率しか使用できない。このため、稼働中にスリーブから軸が抜け出す新しい損傷問題が生じる。最近の数回の解説では、一連の数値シミュレーションによってこの抜け出し現象を再現した研究を説明した<sup>39)~44)</sup>。また、前解説<sup>45)</sup>では、小

型ロール試験片を用いて、抜け出しの実験的検証を行った研究<sup>46)</sup>も紹介した。

シャフトの抜け出しでは、抜け出し方向に外力が作用しないにもかかわらず、抜け出しが生じる。ここで、抜け出し方向は、図1(b)に示す円柱座標 $(r, z)$ の $z$ 方向として定義できる。この解説では、実ロールの3次元数値シミュレーションによって抜け出し駆動力を特定することに焦点を当てる。ここで、抜け出し駆動力は、抜け出しを防止するように設計されたストッパーに生じる接触力として求めることができる。また、破損を防ぐため、抜け出し駆動力に及ぼすいくつかの設計要因の影響について解説する。ここでは、ストッパーは、抜け出し駆動力を正確かつ便利に求められるものを設定する。本解説で示す抜け出し駆動力の解析結果<sup>47)</sup>に基づいて、実際のロールにおいては、より実用的なストッパーを設計する。これによって、シャフト抜け出し現象を回避できるようにすることを最終的な目的とする。

## 焼嵌め式スリーブロールにおけるシャフトの抜け出しに関するこれまでの研究

セラミック製スリーブロールでは、焼嵌めが最も適した接合法であるが、セラミック製スリーブの脆性のため、小さな焼嵌め率しか適用できない。これまでに、他の焼嵌め構造に関して、シャフトの抜け出しと類似の問題、たとえば、ギアハブとシャフト間のマイクロスリップ<sup>48)</sup>や回転継合体の接触破損<sup>49)</sup>や焼嵌め式カムシャフトのトルクのFEM解析<sup>50)</sup>等が取り扱われてきた。しかし、シャフトの抜け出しが、セラミック製スリーブロールで発生することが知られるようになった際に、その防止等に参考になる研究は見当たらなかった。そこで、この新しい損傷である「シャフトの抜け出し現象」を把握するために、筆者らは数値解析によく用いられる有限要素法を使用して、一連のシャフトの抜け出し挙動の数値シミュレーションを行った<sup>13)14)19)51)~53)</sup>。初めに、図1(b)に示す

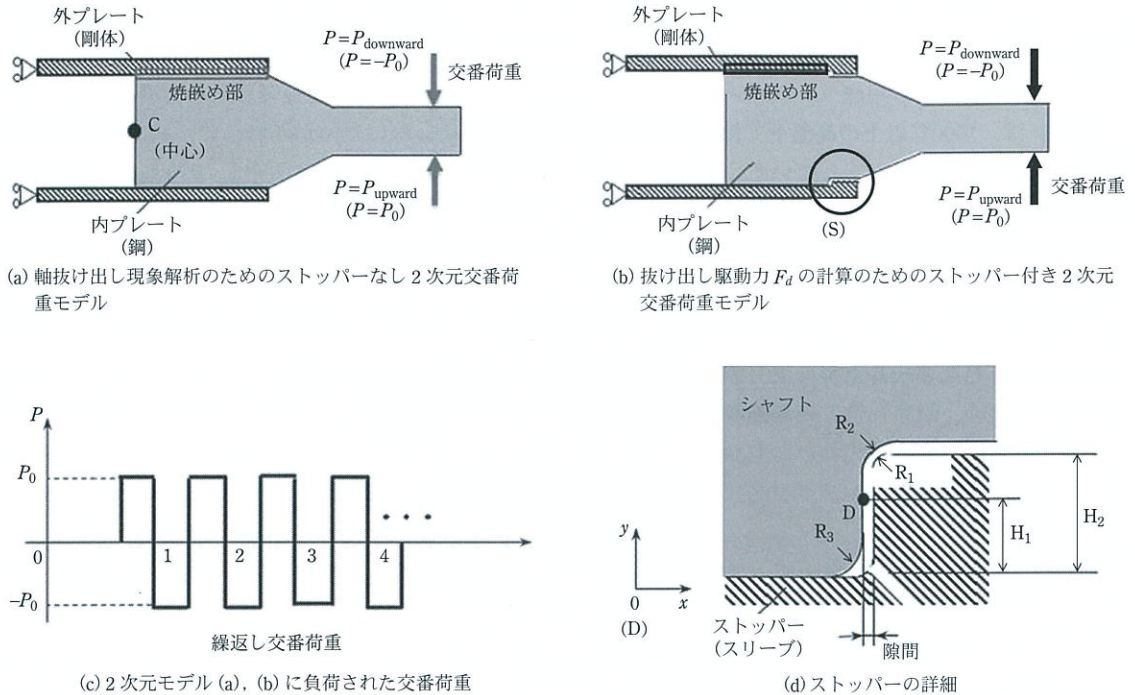
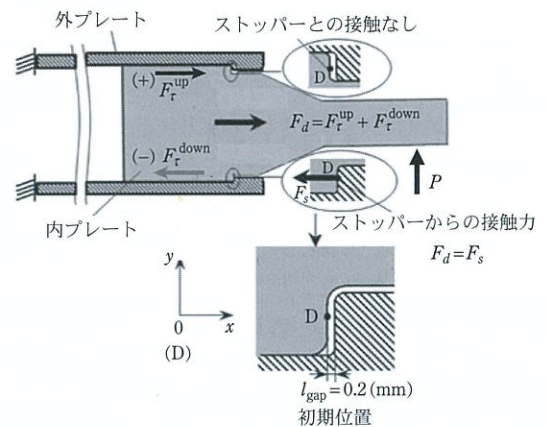


図2 計算時間節約のために用いられた2次元交番荷重モデル<sup>48)49)</sup>

オールセラミック製ロールの回転を、固定されたロール上の荷重移動に置き換える「荷重移動法」による数値シミュレーション法を提案し、シャフトの抜け出しを再現することに成功した<sup>13)19)</sup>。

筆者らは、次に、提案する荷重移動法で、焼嵌め率、シャフトのヤング率、摩擦係数、および荷重の大きさを変えて、抜け出しが発生する条件を検討した。通常、シャフトの抜け出しは、多数回のロール回転後に生じるが、図1(b)に示す実体ロールでそれを再現すると、膨大な計算時間を要することが問題となった。そこで、まず、多数の荷重繰返し数  $N$  の下での抜け出し現象を把握し、基本的な設計因子の影響を明らかにするために、図2(a)の簡略化された2次元交番荷重モデルを提案した<sup>14)</sup>。効率的なシミュレーションによって荷重繰返し数  $N=40$  程度までの抜け出し挙動を実現した<sup>14)</sup>。さらに図2(b)に示すようにストッパー付きの2次元モデルによって、抜け出し駆動力を議論した<sup>51)~53)</sup>。図3に示すように、ストッパーに生じる接触力  $F_s$  が抜け出し駆動力  $F_d = F_s$  とみな



される。抜け出し駆動力を求めることにより、多数の交番荷重下での抜け出しのメカニズムについて議論がなされた<sup>41)42)</sup>。また、抜け出し駆動力に及ぼす摩擦係数、焼嵌め率、簞合長さの影響が明らかにされた<sup>43)44)</sup>。ただし、2次元交番荷重モデ

図4 ボールストッパー付き加熱炉用セラミック製ロール(標準寸法, 単位: mm).

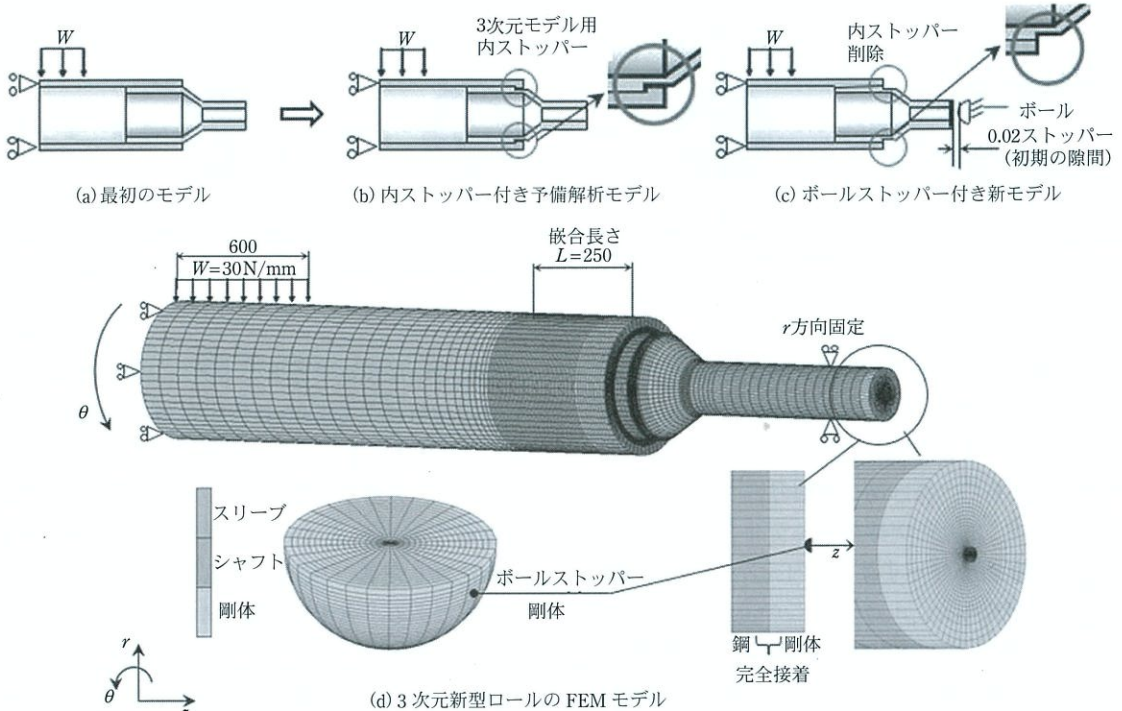
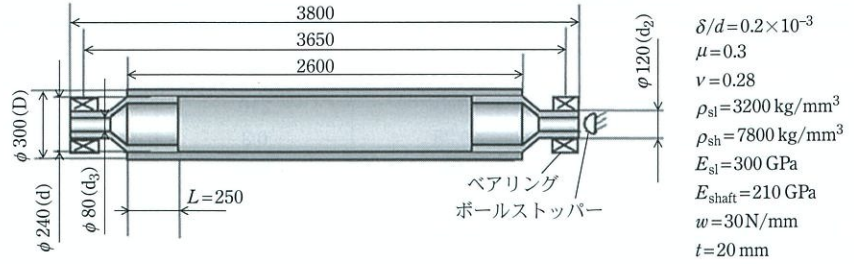


図5 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を特定するためのボールストッパー付き3次元実ロール (FEM 解析用ハーフモデル).

ルによって得られた結果は、3次元実ロールの回転による抜け出しの結果とは多少の差異が生じる可能性がある。

そこで本解説では、3次元形状を有する実際のロールにおける、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を特定した研究<sup>47)</sup>を紹介する。図4は、解析対象とした加熱炉用セラミック製ロールの標準寸法を示している。ここで、焼嵌め率は  $\delta/d$  と定義され、 $\delta$  はスリーブ内径とシャフト外径の差、 $d = 240 \text{ mm}$ <sup>13)</sup> はスリーブの内径、 $t = 20 \text{ mm}$  はシャフトの厚さである。実ロールにおける抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を得るために、図4には、その反力が抜け出し

駆動力  $F_d^{3D}$  と見なせるボールストッパーが設けられている。摩擦係数  $\mu$  や焼嵌め率  $\delta/d$  などの設計要因を変化させて、抜け出し駆動力と抜け出し変位を本解説で明らかにする。得られた結果に基づいて、抜け出し現象を回避するための詳細な設計が可能となるよう、基本となる要因を明らかにすることを目的とする。

## 実ロールの抜け出し駆動力を特定するための数値シミュレーション方法

この節では、3次元形状を有する実ロールの抜

表 1 3次元モデルの材料特性.

|                        | スリーブ                 | シャフト                 | 3次元ボールストッパー, シャフトの右側 |
|------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| 材料                     | セラミックス               | 鋼                    | 剛体                   |
| ヤング率 (GPa)             | 300                  | 210                  | $\infty$             |
| ポアソン比                  | 0.28                 | 0.3                  | —                    |
| 引張強さ (MPa)             | 500                  | 600                  | —                    |
| 密度 ( $\text{kg/m}^3$ ) | 3200                 | 7800                 | —                    |
| 線膨張係数 ( $1/\text{K}$ ) | $0.3 \times 10^{-5}$ | $1.2 \times 10^{-5}$ | —                    |

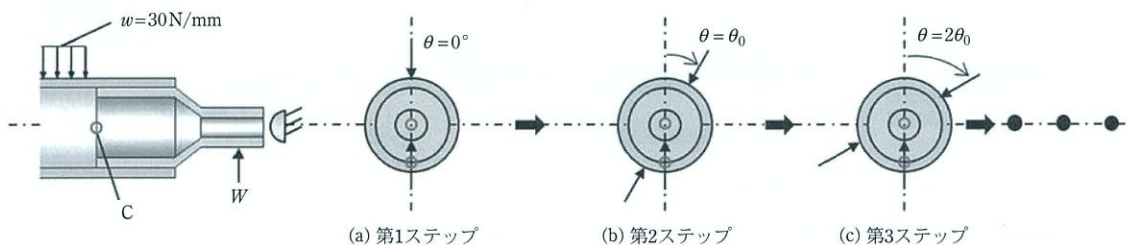


図 6 ボールストッパー付き新 3 次元モデルにおける荷重移動法.

け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を特定するための解析法について詳しく説明する. 図 5 は, 検討された 3 次元モデルを示す. 図 5 (a) は, ストッパーのない 3 次元モデルである<sup>13)</sup>. 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を特定するため, まず, 2 次元交番荷重モデル<sup>51)~53)</sup>を参考にして, 図 5 (b) に示すような内ストッパーを同様の方法で設定した. しかし, この予備解析では, 図 5 (b) の内ストッパーモデルにおける接触力は, 周方向に接触位置が変化するため, 接触力の計算が複雑になることが判明した. このように, 内ストッパーは 3 次元解析の抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を決定には適していない. そこで, 図 4 および図 5 (c) に示すように, ボールストッパーを備えた 3 次元モデルを新たに導入した. ボールストッパーに作用する接触力は比較的容易に求まるので, それによって抜け出し駆動力を正確に求めることが可能である.

図 5 (d) に FEM メッシュとその境界条件を示す. 表 1 に 3 次元モデルの材料特性を示す. スリーブの材質は窒化ケイ素, シャフトは合金鋼である. 接触力を抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  として得るために, ボールストッパーは剛体とし, シャフト構造の右端も中空ではなく中実の剛性要素として設定する. これらの仮定は, 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を求

める観点から設定するものである. すなわち, ここでは抜け出し駆動力の特定に優れた図 5 (c), (d) のモデルによって, まず抜け出し駆動力を明らかにする. 実用上の観点から, 抜け出しを防ぐため設定するストッパーは, 抜け出し駆動力が明らかにされた後, 強度を考慮して設計することが可能である. 実用上の観点から設定するストッパーは, 図 5 (b) のモデルに似た形状が, 図 5 (c), (d) のモデルよりも適している可能性は十分考えられる.

この研究で使用する有限要素法 MSC. Marc/Mentat 2012 ではマルチフロンタル法の完全ニュートン・ラプソン反復スパースソルバーを使用している<sup>54)</sup>. 摩擦モデルを接触解析で指定する必要があるが, アークタンジェントモデル, スティックスリップモデル, およびバイリニアモデルが利用可能である. クーロン摩擦モデルは, 鍛造過程で発生するバルク成形を除くほとんどの実用的なアプリケーションで広く使用できることが知られている<sup>55)</sup>. 一方, アークタンジェントモデルは, 解析中にすべり速度が大きく変化する場合に, 典型的な相対すべり速度の事前予測には適していない. また, スティックスリップモデルでは, 繰り返し

計算過程から決定するために大量のデータが必要である<sup>55)</sup>。そのため、この研究では、膨大な計算時間を回避するために、摩擦力が変位から単純に決定されるバイリニアモデルを用いている<sup>56)</sup>。

先の研究<sup>13)19)</sup>では、ロール回転中の慣性力の影響は小さく無視できるため、図6に示すように荷重移動法<sup>13)</sup>を適用して準静的シミュレーションを実行している。この方法では、ロール回転が荷重移動角度 $\theta_0$ による離散的な荷重移動に置き換えられる。先の研究<sup>13)19)</sup>と解説<sup>39)</sup>でも示したように、移動角度 $\theta_0$ を $\theta_0 = 6^\circ, 12^\circ, 18^\circ, 30^\circ$ と変化させて適切な値を選択した結果、 $\theta_0 \leq 12^\circ$ のときに、点Cでの抜け出し変位を1%未満の誤差で解析できることが示されている。その際、実体ロールの標準条件として、分布荷重 $w = 30 \text{ N/mm}$ 、焼入れ率 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ 、摩擦係数 $\mu = 0.3$ を使用している。

## 抜け出し駆動力 $F_d^{3D}$ の解析方法

図5(c), (d)のモデルを使用すると、鋼製シャフトがスリーブから徐々に抜け出した後、シャフトはボールストッパーに接触する。その後、接触力 $F_s$ が発生する。接触力 $F_s$ は抜け出し駆動力 $F_d^{3D}$ と見

なすことができる。接触力 $F_s$ は、式(1)で表せるように、 $F_d^{3D}$ と同じ大きさで、反対方向に作用する。

$$|F_d^{3D}| = |F_s| \quad (1)$$

図5(c), (d)の半球形ボールストッパーの頂点部のみがシャフトと接触するため、接触力は比較的容易に求められる。接触力 $F_s$ は抜け出し方向( $z$ 方向)に作用するため、抜け出し駆動力 $F_d^{3D}$ は式(1)より得られる。

さらに、抜け出し駆動力 $F_d^{3D}$ 発生のメカニズムを理解するには、荷重移動中のシャフトとスリーブの嵌合部に沿った摩擦せん断力から合力 $F_r^{\text{resultant}}$ を計算する必要がある。すなわち、この研究では、式(2)をほぼ満足していることを確認している。

$$F_d^{3D} = F_r^{\text{resultant}} \quad (2)$$

ここで、 $F_r^{\text{resultant}}$ は、内側の円筒表面に沿って分布する摩擦せん断力の合計である。嵌合部の一部は接触していないため、接触部分でのすべての節点力の合計が計算され、 $F_r^{\text{resultant}}$ が得られる。

図7は、図5(c), (d)のFEMモデルから、メッシュ角度 $\alpha = 6^\circ$ (角度 $\alpha$ の定義は図9参照)のボールストッパー1とメッシュ角度 $\alpha = 12^\circ$ のボールストッパー2を用いて得られる抜け出し駆動力を示している。2つのモデルの差が小さいため、計

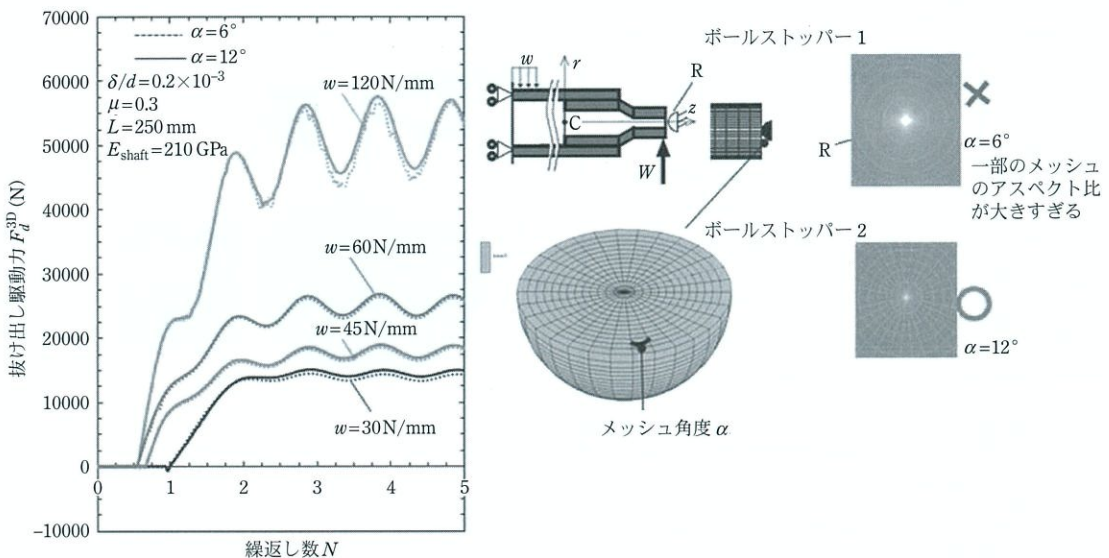


図7 抜け出し駆動力 $F_d^{3D}$ に及ぼす分布荷重の影響( $w = 30, 45, 60, 120 \text{ N/mm}$ , メッシュ角度 $\alpha = 6^\circ, 12^\circ$ ,  $\mu = 0.3$ ,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $L = 250 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ )。

算時間を節約するために角度  $\alpha = 12^\circ$  を選択した。 $F_d^{3D}$  の抜け出し駆動力は、最初は増加し、ボールストッパーとの接触により 3 回転後に安定する<sup>53)</sup>。負荷の大きさが大きくなると、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  の最大値が増加する。

表 2 は、次式から決定できる摩擦力の合力  $F_\tau^{\text{resultant}}$  と比較した抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を示している。

$$F_\tau^{\text{resultant}} = \int_A \tau_{\theta z} dA \quad (3)$$

ここで、 $\tau_{\theta z}$  は、図 8 に示されているセラミック製ロールと鋼製シャフトとの間の接触領域 A の摩擦せん断応力である。表 2 に示すように、 $F_\tau^{\text{resultant}}$

表 2 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_\tau^{\text{resultant}}$  の比較 ( $N=3.9$  における  $F_d^{3D}$  と  $F_\tau^{\text{resultant}}$ ,  $w=30, 45, 60, 120 \text{ N/mm}$ ,  $\mu=0.3$ ,  $\delta/d=0.2 \times 10^{-3}$ ,  $L=250 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}}=210 \text{ GPa}$ ).

| 荷重 $w$ (N/mm) | $F_d^{3D}$ (kN) | $F_\tau^{\text{resultant}}$ (kN) | 誤差 (%) |
|---------------|-----------------|----------------------------------|--------|
| 30            | 14.9            | 13.6                             | 9.0    |
| 45            | 18.8            | 17.2                             | 8.2    |
| 60            | 26.3            | 24.8                             | 5.9    |
| 120           | 55.71           | 50.9                             | 8.5    |

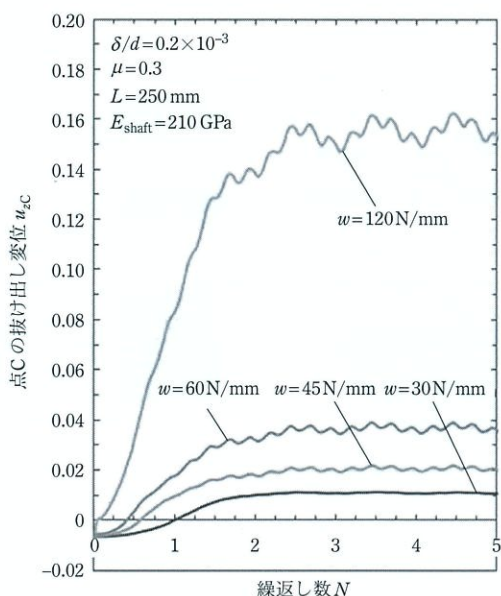
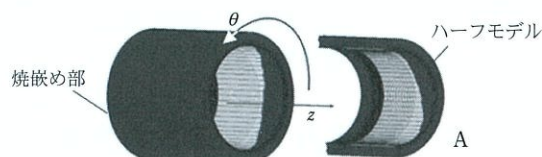


図 9 抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす分布荷重の影響 ( $w=30, 45, 60, 120 \text{ N/mm}$ , メッシュ角度  $\alpha = 12^\circ$ ,  $\mu=0.3$ ,  $\delta/d=0.2 \times 10^{-3}$ ,  $L=250 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}}=210 \text{ GPa}$ ).

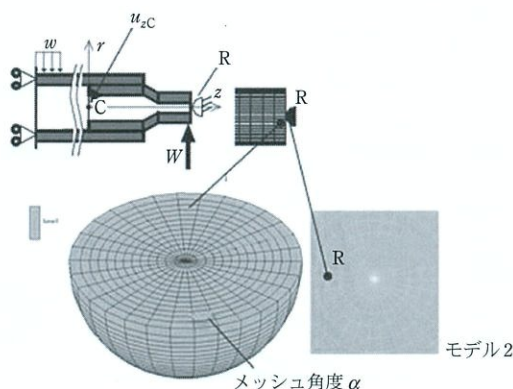
は  $F_d^{3D}$  と 9% 程度以内の誤差で一致する。両者の違いは、式 (3) で数値的に求める摩擦力の合力  $F_d^{3D}$  の誤差が大きいことが原因と考えられる。先に行った図 2 (b) の 2 次元モデリングでも、同様の結果が見られる<sup>51)~53)</sup>。

図 9 は、標準条件下で得られた点 C での抜け出し変位  $u_{zC}$  を示す。ここでは分布荷重の大きさを  $w=30, 45, 60, 120 \text{ N/mm}$  と変化させてその影響を調べた。抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  には、離散的な荷重移動と弾性変形の影響により振動が見られる。図 9 に示すように、焼嵌め率  $\delta/d=0.2 \times 10^{-3}$  では、荷重負荷前の焼嵌め  $N=0$  によって  $u_{zC}=-0.007$  の負の値が現れる。このような焼嵌



A = 接触状態にある淡灰色の領域の寸法。  
応力  $\tau_{\theta z}$  は、領域 A に分布。

図 8 曲げ荷重  $w$  を受けた時の焼嵌め面に沿った接触状態。



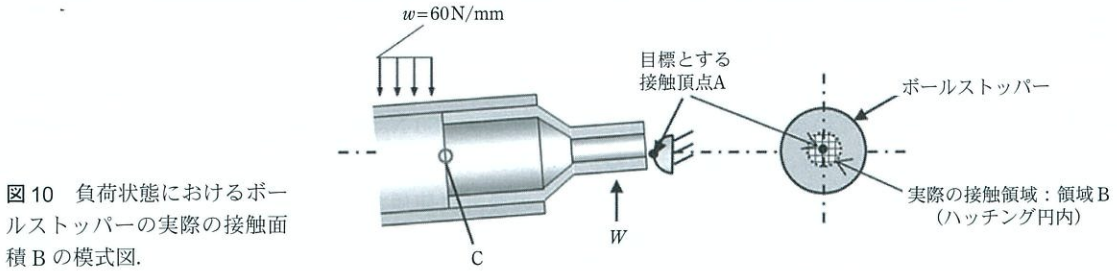


図10 負荷状態におけるボールストッパーの実際の接触面積Bの模式図。

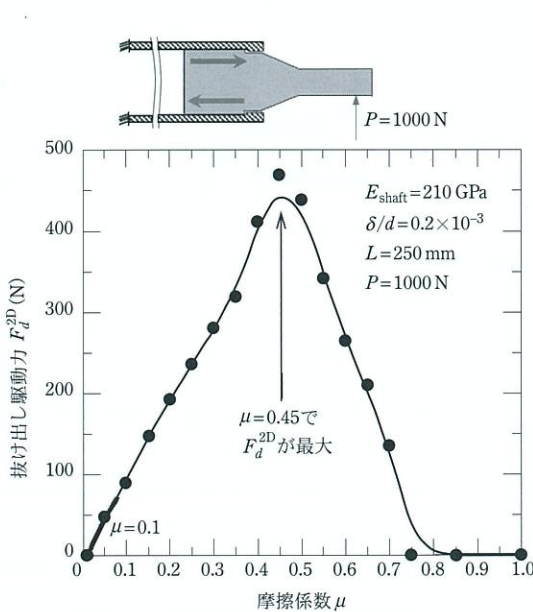
めによる負の変位は、以前の解説でも説明している<sup>39)</sup>。図10は、ボールストッパーでの接触面積を示している。ターゲットの接触点である頂点Aの代わりに、実際の接触は図10の領域Bに表示されている。

図7の抜け出し駆動力 $F_d^{3D}$ と、図9に示す抜け出し変位 $u_{zC}$ の傾向はよく似ている、抜け出し変位 $u_{zC}$ も最初に増加するが、数回の荷重繰返し後に安定する。荷重負荷量 $w$ が増加すると、 $w \leq 60 \text{ N/mm}$ では $u_{zC}$ が徐々に増加するが、 $w > 60 \text{ N/mm}$ では $u_{zC}$ が顕著に増加する。軸の抜け出しが顕著となるため、 $w > 60 \text{ N/mm}$ の場合に注意が必要である。次

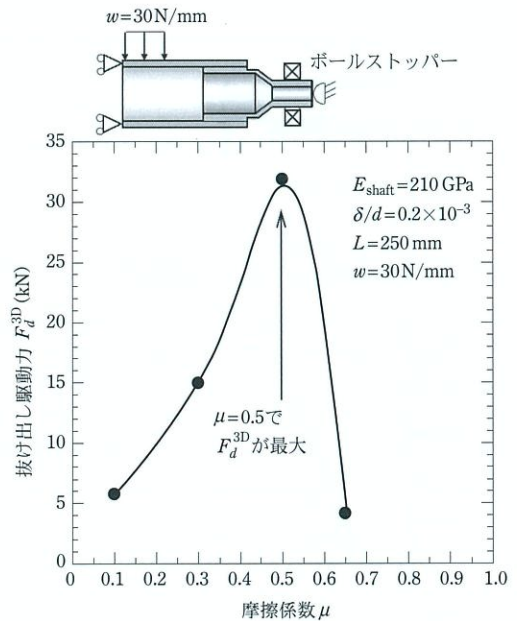
節では、荷重 $w = 60 \text{ N/mm}$ を標準荷重とする。抜けによる破損を防ぐために、荷重 $w$ を小さくすることで、抜け出し駆動力 $F_d^{3D}$ と1回転あたりの抜け出し変位 $u_{zC}$ の両方を減らすことができる。

## 摩擦係数 $\mu$ が抜け出し駆動力に及ぼす影響

図11(a)は抜け出し駆動力 $F_d^{2D}$ に及ぼす摩擦係数 $\mu$ の影響を、2次元交番荷重モデルで解析した結果を示す<sup>14)51)~53)</sup>。この結果との比較のため、図11(b)に3次元の実体ロールモデル<sup>13)47)</sup>に



(a) 2次元交番荷重モデルによる $F_d^{2D}$



(b) 実体ロールモデルによる $F_d^{3D}$

図11 抜け出し駆動力 $F_d^{2D}$ 、 $F_d^{3D}$ に及ぼす摩擦係数 $\mu$ の影響(分布荷重 $w = 30 \text{ N/mm}$ とした場合の2次元モデルと3次元モデルの結果の比較、 $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ 、 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ 、 $L = 250 \text{ mm}$ )。

よって得られる結果を示す。図 11 (b) では、分布荷重の大きさ  $w = 30 \text{ N/mm}$  を、標準荷重としており、他の標準条件を  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ ,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $L = 250 \text{ mm}$  としている<sup>13)19)</sup>。図 11 (a), (b) の結果はよく似ており、抜け出し駆動力は摩擦係数  $\mu = 0.45 \sim 0.5$  で最大となる。このように、特定の摩擦係数で駆動力の最大値が生じる理由は以下のように説明できる。摩擦係数  $\mu$  が小さいとき、嵌合面のせん断力も小さく、その和として生じる駆動力も小さい。一方、摩擦係数  $\mu$  が大きいとき、嵌合面に負のせん断応力の領域が生じ、嵌合面のせん断力の増加が抑制され、駆動力が減少する。このような理由で、摩擦係数の中間領域  $\mu = 0.45 \sim 0.5$  でせん断力は最大となる。抜け出し駆動力と摩擦係数の図 11 のような関係とそのメカニズムは、当該原著論文<sup>43)</sup>の研究で初めて学術的に明らかにされたものである。

図 12 は摩擦係数  $\mu$  の抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  へ及ぼす影響を示す。前節で述べたように、図 9 に示す検討から、ここでは、標準分布荷重の大きさを先行研究の  $w = 30 \text{ N/mm}$  から  $w = 60 \text{ N/mm}$  に変

えている。すなわち、この考察では  $w = 60 \text{ N/mm}$ ,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$  と固定して、摩擦係数  $\mu$  を  $\mu = 0.1 \sim 0.8$  の範囲で変化させた。比較的大き目の分布荷重  $w = 60 \text{ N/mm}$  作用下における抜け出し荷重を求めて、シャフト抜け出し用の適切なストッパーの設計に使用する。図 12 では、図 11 の分布荷重  $w = 30 \text{ N/mm}$  とした場合のように、抜け出し駆動力が摩擦係数  $\mu = 0.45 \sim 0.5$  で最大となる現象は生じていない。これは分布荷重を  $w = 30 \text{ N/mm}$  から  $w = 60 \text{ N/mm}$  に変えたためであり、抜け出し駆動力を低下させるためには、より大きな摩擦力

表 3 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_r^{\text{resultant}}$  の比較 ( $N = 3.9$  における  $F_d^{3D}$  と  $F_r^{\text{resultant}}$ ,  $\mu = 0.1, 0.3, 0.5, 0.65, 0.8$ ,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $w = 60 \text{ N/mm}$ ,  $L = 250 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ ).

| 摩擦係数 $\mu$ | $F_d^{3D}$ (kN) | $F_r^{\text{resultant}}$ (kN) | 誤差 (%) |
|------------|-----------------|-------------------------------|--------|
| 0.1        | 7.67            | 7.07                          | 8.0    |
| 0.3        | 26.3            | 24.8                          | 5.9    |
| 0.5        | 46.7            | 42.9                          | 8.2    |
| 0.65       | 67.7            | 65.2                          | 3.7    |
| 0.8        | 107.1           | 101.3                         | 5.4    |

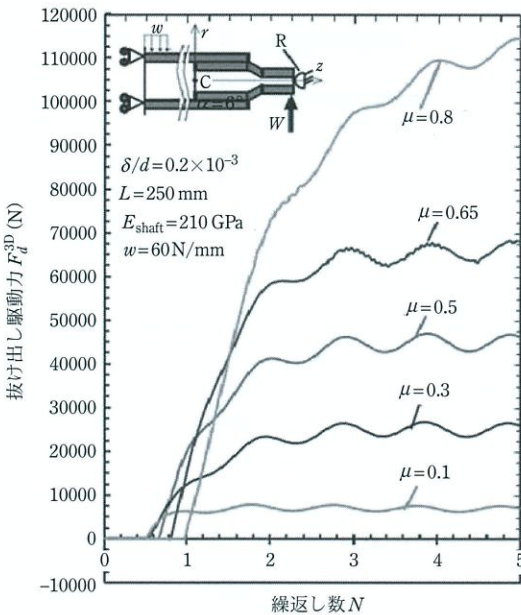


図 12 摩擦係数  $\mu$  が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に及ぼす影響 ( $\mu = 0.1, 0.3, 0.5, 0.65, 0.8$ ,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $w = 60 \text{ N/mm}$ ,  $L = 25 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ ).

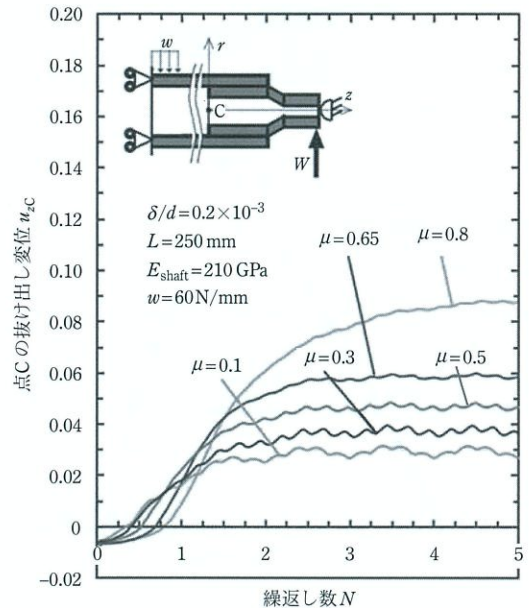


図 13 摩擦係数  $\mu$  が点 C での抜け出し変位  $u_{xC}$  に及ぼす影響 ( $\mu = 0.1, 0.3, 0.5, 0.65, 0.8$ ,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $w = 60 \text{ N/mm}$ ,  $L = 25 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ ).

を必要とするためと考えられる。図 12 に示すように、摩擦係数  $\mu$  の増加とともに、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  は増加しており、実際の摩擦係数に対応する摩擦係数の範囲  $\mu=0\sim0.45^{57)58)}$  では、 $\mu$  が小さいことが望ましい。

表 3 に抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_r^{\text{resultant}}$  を比較して示す。ここでは数値結果がほぼ一定となる荷重繰返し数  $N=3.9$  での結果を示している。表 3 に示すように、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  とシャフトに作用する摩擦力の合力  $F_r^{\text{resultant}}$  は 8.2% 程度以内で一致する。抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  は正確に求められていると考えられるので、両者の違いは摩擦力の合力を求める際に生じる誤差によるものとする。

図 13 は摩擦係数  $\mu$  が点 C での抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす影響を示している。図 13 と図 12 を比較すると、両者の定性的な傾向はよく似ている。したがって、摩擦係数  $\mu$  を低下させることで、 $F_d^{3D}$  と  $u_{zC}$  の両方を減らして抜け出し損傷を防ぐことができるものと考えられる。しかし、摩擦係数  $\mu \rightarrow 0$  の極限では、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に対する抜け出しを防ぐ摩擦抵抗も 0 になり、抜け出しが発生する

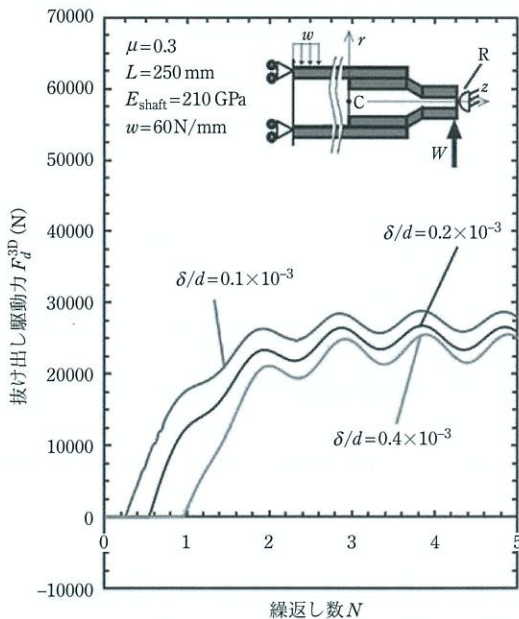


図 14 焼嵌め率  $\delta/d$  が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に及ぼす影響 ( $\delta/d = 0.1 \times 10^{-3}, 0.2 \times 10^{-3}, 0.4 \times 10^{-3}$ ,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60 \text{ N/mm}$ ,  $L = 250 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ ).

リスクが大きい。よって適切な摩擦係数の範囲は  $\mu = 0.1\sim0.3$  と予測できる。摩擦係数をいかにすれば低減できるかという問題があるが、ここでは、主に抜け出し現象の解明に焦点を当てている。筆者らは、抜け出し現象の解明後、初めてこの現象を防止するための研究が可能となるものと考えている。

## 焼嵌め率 $\delta/d$ が抜け出し駆動力に及ぼす影響

図 14 に、焼嵌め率  $\delta/d$  が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に及ぼす影響を示す。ここでは、荷重  $P = 60 \text{ N/mm}$ 、摩擦係数  $\mu = 0.3$  と固定して、セラミック製ロール

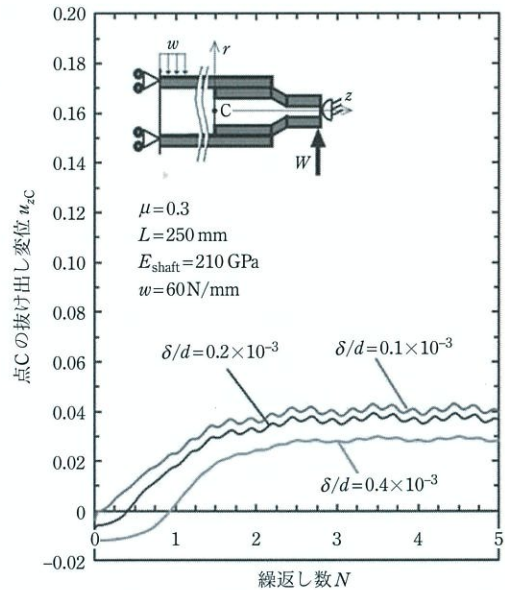


図 15 焼嵌め率  $\delta/d$  が点 C での抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす影響 ( $\delta/d = 0.1 \times 10^{-3}, 0.2 \times 10^{-3}, 0.4 \times 10^{-3}$ ,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60 \text{ N/mm}$ ,  $L = 250 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ ).

表 4 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_r^{\text{resultant}}$  の比較 ( $N = 3.9$  における  $F_d^{3D}$  と  $F_r^{\text{resultant}}$ ,  $\delta/d = 0.1 \times 10^{-3}, 0.2 \times 10^{-3}, 0.4 \times 10^{-3}$ ,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60 \text{ N/mm}$ ,  $L = 250 \text{ mm}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ ).

| 焼嵌め率 $\delta/d$      | $F_d^{3D}$ (kN) | $F_r^{\text{resultant}}$ (kN) | 誤差 (%) |
|----------------------|-----------------|-------------------------------|--------|
| $0.1 \times 10^{-3}$ | 28.4            | 25.9                          | 8.9    |
| $0.2 \times 10^{-3}$ | 26.3            | 24.8                          | 5.9    |
| $0.4 \times 10^{-3}$ | 25.3            | 23.0                          | 9.1    |

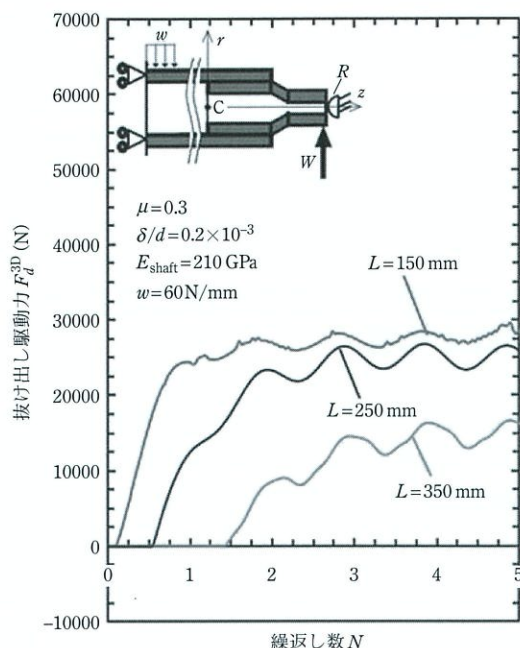


図 16 嵌合長さ  $L$  が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に及ぼす影響 ( $L = 150, 250, 350$  mm,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60$  N/mm,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210$  GPa)。

に適用可能とされる焼嵌め率  $\delta/d = 0.1 \times 10^{-3} \sim 0.4 \times 10^{-3}$  の範囲の、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を示している。焼嵌め率  $\delta/d$  の増加に伴って、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  は減少する。図 15 に、焼嵌め率  $\delta/d$  が抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす影響を示す。この場合も、焼嵌め率  $\delta/d$  の増加に伴って、抜け出し変位  $u_{zC}$  は抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と同様に減少する。焼嵌め率  $\delta/d$  を大きくすることで、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と抜け出し変位  $u_{zC}$  の両方を減らすことができる。表 4 に示すように、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_r^{\text{resultant}}$  は 9.1% 程度以内で一致する。

## 嵌合長さ $L$ が抜け出し駆動力に及ぼす影響

図 16 は嵌合長さ  $L$  が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に及ぼす影響を示す。嵌合長さ  $L$  が増加すると、図 16 と図 17 に示すように抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  が減少する。図 17 は嵌合長さ  $L$  が抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす影響を示す。嵌合長さ  $L$  が増加すると抜け出

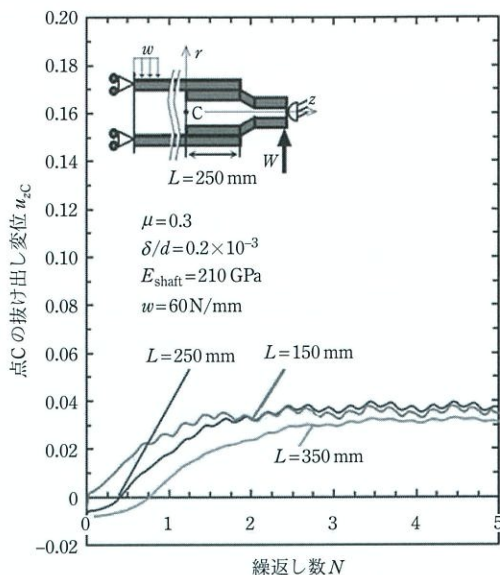


図 17 嵌合長さ  $L$  が点 C の抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす影響 ( $L = 150, 250, 350$  mm,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60$  N/mm,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210$  GPa)。

表 5 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_r^{\text{resultant}}$  の比較 ( $N = 3.9$  における  $F_d^{3D}$  と  $F_r^{\text{resultant}}$ ,  $L = 150, 250, 350$  mm,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60$  N/mm,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 210$  GPa)。

| $L$ (mm) | $F_d^{3D}$ (kN) | $F_r^{\text{resultant}}$ (kN) | 誤差 (%) |
|----------|-----------------|-------------------------------|--------|
| 150      | 28.6            | 27.0                          | 5.6    |
| 250      | 26.3            | 24.8                          | 5.9    |
| 350      | 15.6            | 14.3                          | 8.3    |

し変位  $u_{zC}$  も減少する。嵌合長さを長くするとシャフトの抜け出しを防ぐことができるが、例えば嵌合長さ  $L = 350$  mm はコストが高くなり不適切と考えられる<sup>51)~53)</sup>。また、嵌合長さ  $L$  が長い場合、非常に高い温度が適用される高温炉の内部にロールの一部を配置する必要がある。したがって、適切な嵌合長さは 150~200 mm の範囲と考えられる。表 5 は抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_r^{\text{resultant}}$  が 8.3% 程度以内で一致することを示す。

## シャフトのヤング率 $E_{\text{shaft}}$ が抜け出し駆動力に及ぼす影響

本節では、シャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  を  $E_{\text{shaft}} =$

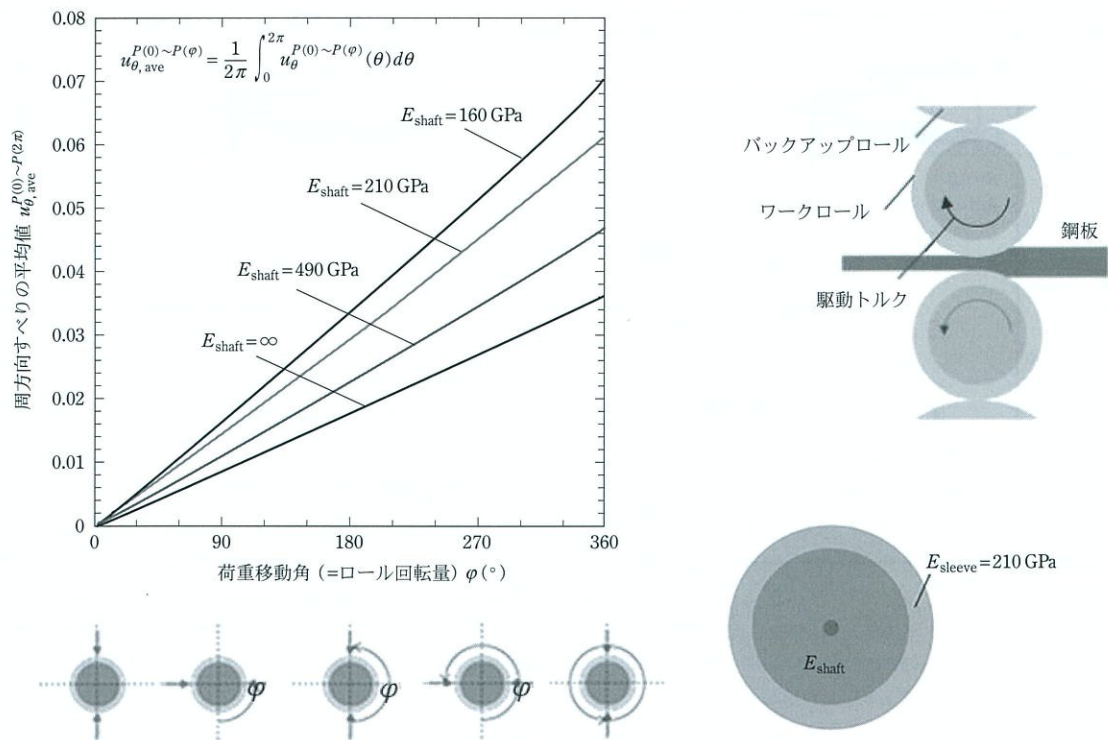


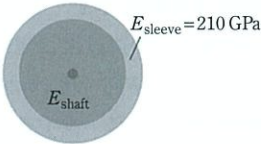
図 18 圧延用ロールに生じる焼嵌め式スリーブの周方向すべり (鋼製スリーブに各種シャフトを焼嵌めしたスリーブ式圧延ロールの周方向すべりの平均値 (外形 700 mm, ロール幅 1000 mm, 荷重  $1.327 \times 10^7$  N), すべり変位  $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$  はシャフトのヤング率が小さいほど大きく, ロール回転角  $\phi$  に比例的に増加する)。

150 ～400 GPa の範囲で変化させたときの, 抜け出し現象を説明する。本研究で考察中のセラミック製スリーブロールの軸方向 ( $z$  方向) のシャフト抜け出し変位の代わりに, まず, 圧延用スリーブロールに関する最近の研究を紹介する。このロールは鋼製スリーブに種々の材料のシャフトを焼嵌めしたものを想定している。このロールのシャフト・スリーブ間には, 圧延中に周方向 ( $\theta$  方向) にすべりが生じることがある<sup>59)</sup>。その周方向すべりに及ぼす, シャフトのヤング率  $E_{shaft}$  の影響を調べた結果,  $E_{shaft}$  を低下させることで弾性変形が増加し,  $\theta$  方向すべりが増加することが明らかにされた<sup>59)</sup>。

図 18 は, シャフトのヤング率  $E_{shaft}$  を変えたときの周方向に生じるすべりの平均変位  $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$  を示している (周方向すべりは円周方向に不均一に生じるのでその平均値を示している)。図 18 お

表 6 シャフトのヤング率  $E_{shaft}$  と焼嵌め応力  $\sigma_r^{shrink}$  ( $\delta/d=0.5 \times 10^{-3}$  のとき)。

| 材料    | シャフトのヤング率 $E_{shaft}$ (GPa) | 焼嵌め応力 $\sigma_r^{shrink}$ ( $E_{shaft} = 210$ GPa の場合との相対値) |
|-------|-----------------------------|-------------------------------------------------------------|
|       |                             | 210 GPa の場合との相対値                                            |
| DCI   | 160                         | 19.42 (0.967)                                               |
| 鋼     | 210                         | 20.09 (1.000)                                               |
| サーメット | 490                         | 21.43 (1.067)                                               |
| 剛体    | $\infty$                    | 22.57 (1.123)                                               |



よび表 6 に示すように, ここで想定したシャフト材料は, ダクタイル鋳鉄 (DCI), 鋼, サーメット, および剛体である。表 6 には,  $E_{shaft}$  を変えたときの焼嵌め応力  $\sigma_r^{shrink}$  も示されている。図 18 の縦軸に示す平均変位  $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$  は焼嵌め面の周方向の

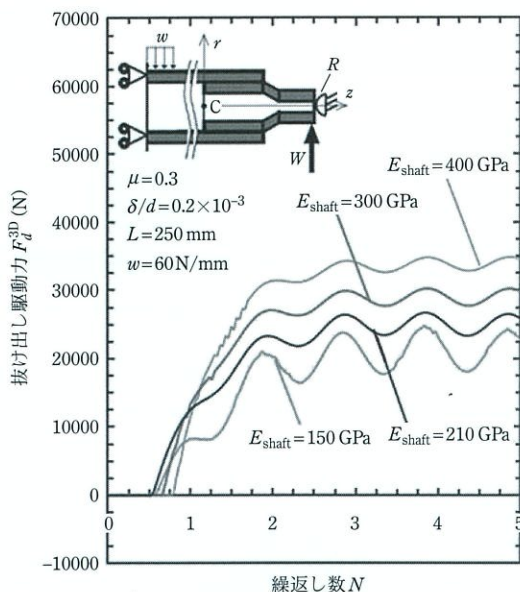


図 19 シャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に及ぼす影響 ( $E_{\text{shaft}} = 150, 210, 300, 400$  GPa,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60$  N/mm,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $L = 25$  mm 一定)。

すべりの平均値であり、荷重移動角度  $\varphi$  (= ロール回転) とともに増加する。  $E_{\text{shaft}}$  が減少すると、表 6 に示すように、焼嵌め応力  $\sigma_r^{\text{shrink}}$  はわずかに減少する。平均変位  $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}$  は、  $E_{\text{shaft}}$  の減少とともに大幅に増加する。このように、シャフト・スリーブ間に生じる  $\theta$  方向すべり変位はシャフトの弾性変形によって促進されるので、本研究で扱うシャフト・スリーブ間に生じる  $z$  方向すべり変位もシャフトの弾性変形によって促進されることが予想される。

図 19 にシャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に与える影響を示す。また、図 20 は、シャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  が抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす影響を示す。表 7 は、  $F_d^{3D}$  の結果が摩擦力の合力  $F_{\tau}^{\text{resultant}}$  と 6% 程度以内で一致することを示している。  $E_{\text{shaft}}$  が減少すると、図 19 に示すように  $F_d^{3D}$  は減少するが、図 20 に示すように  $u_{zC}$  は増加する。  $E_{\text{shaft}}$  が減少するにつれて、弾性変形が大きくなり、シャフトの動きが容易になる。スリーブ圧延ロールの円周方向すべりについても同様の傾向が報告されているが<sup>59)</sup>、図 20 は、  $u_{zC}$  がシャフ

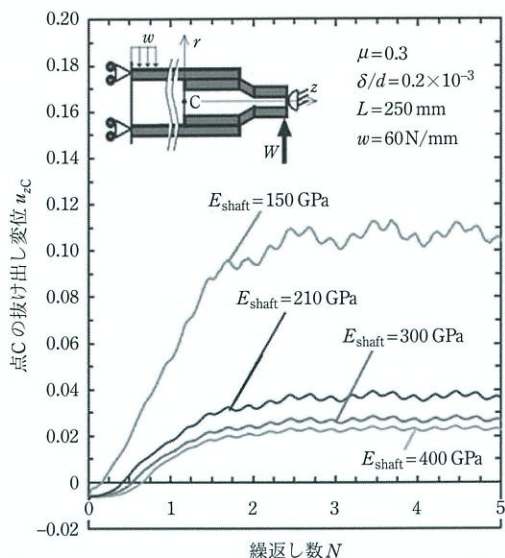


図 20 シャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  が点 C での軸抜け出し変位  $u_{zC}$  に及ぼす影響 ( $E_{\text{shaft}} = 150, 210, 300, 400$  GPa,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60$  N/mm,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $L = 25$  mm 一定)。

表 7 抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  と摩擦力の合力  $F_{\tau}^{\text{resultant}}$  の比較 ( $N = 3.9$  における  $F_d^{3D}$  と  $F_{\tau}^{\text{resultant}}$ ,  $E_{\text{shaft}} = 150, 210, 300, 400$  GPa,  $\mu = 0.3$ ,  $w = 60$  N/mm,  $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ ,  $L = 25$  mm 一定)。

| $E_{\text{shaft}}$ (GPa) | $F_d^{3D}$ (kN) | $F_{\tau}^{\text{resultant}}$ (kN) | 誤差 (%) |
|--------------------------|-----------------|------------------------------------|--------|
| 150                      | 25.1            | 24.3                               | 3.2    |
| 210                      | 26.3            | 24.8                               | 5.9    |
| 300                      | 30.5            | 28.9                               | 5.2    |
| 400                      | 35.0            | 32.9                               | 6.0    |

トの弾性変形によってより顕著に促進されることを示している。図 20 に示すように、変位  $u_{zC}$  はシャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  の増加とともに減少する。しかし、図 19 に示すように、  $E_{\text{shaft}}$  の増加とともに抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  は増加する。抜け出し故障を防止するには、シャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  を低下させることにより、回転あたりの抜け出し変位  $u_{zC}$  は増加するが、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を低減することができる。

## おわりに

(1) 鉄鋼製造業において、高品質の鋼板を高温

環境下で効率的に生産する際に、極めて有用であることから、セラミック製スリーブロールの開発が進められている。セラミックスの脆性により、セラミック製スリーブの両端には、小さな焼嵌め率で鋼製シャフトが接合される。このため、抜け方向に外力がかかっていないにもかかわらず、使用中にシャフトが抜け出すことがある。

(2) シャフトの抜け出し挙動を把握するため、3次元数値シミュレーションによって抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を特定した研究を本解説では紹介した。最も基本的な設計要因として、摩擦係数、焼嵌め率、嵌合長さ、およびヤング率が抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  に及ぼす影響について説明した。

(3) 抜け出し駆動力は、シャフトが抜けてストッパーに接触した後にボールストッパーに現れる反力(接触力)として特定できる。抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  は、曲げ荷重  $w$  を受ける焼嵌め円筒面の摩擦せん断応力  $F_\tau^{\text{resultant}}$  の合計として発生する。摩擦せん断力  $F_\tau^{\text{resultant}}$  の総和は、ストッパーの接触力  $F_d^{3D}$  と数値計算の誤差内で一致する。

(4) ストッパーとシャフトの接触初期には、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  が増加するが、ボールストッパーの停止作用により、数回の荷重サイクル後に安定し、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  はほぼ一定になる。シャフト端の抜け出し変位についても同様の傾向が見られる。

(5) 3次元実ロールの抜け出し解析により、抜け出し駆動力の大きさ  $F_d^{3D}$  は  $F_d^{3D} = 26.3 \text{ kN} \sim 35 \text{ kN}$  の範囲にある。ここでは摩擦係数  $\mu = 0.3$ 、焼嵌め率  $\delta/d = 0.1 \times 10^{-3} \sim 0.4 \times 10^{-3}$ 、嵌合長さ  $L = 150 \sim 350 \text{ mm}$ 、シャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}} = 150 \sim 400 \text{ GPa}$  とした。ストッパーを安全側に設計できるよう、分布荷重としては先の研究より大きな  $w = 60 \text{ N/mm}$  を標準荷重として考察した。

(6) 摩擦係数  $\mu$  が増加すると、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  は大幅に増加する(図 12 参照)。 $\mu = 0.3 \sim 0.5$  のとき、抜け出し駆動力  $F_d^{3D} = 26.3 \sim 46.7 \text{ kN}$  であるが、 $\mu = 0.8$  のとき、抜け出し駆動力は  $F_d^{3D} = 107.1 \text{ kN}$  となる。 $\mu$  が増加すると、抜け出し変位  $u_{zC}$  も増加する(図 13 参照)。

(7) 抜け出し防止のための基本設計因子の効果は以下のようにまとめられる。荷重量  $w$  (図 7 参照) および摩擦係数  $\mu$  (図 12, 図 13 参照) を小さくすることで、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  および抜け出し変位  $u_{zC}$  の両方を低減することができる。また、焼嵌め率  $\delta/d$  (図 14, 図 15 参照) および嵌合長さ  $L$  (図 16, 図 17 参照) を大きくすることで、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  および抜け出し変位  $u_{zC}$  の両方を低減することができる。シャフトのヤング率  $E_{\text{shaft}}$  を小さくすることで(図 19, 図 20 参照)、抜け出し変位  $u_{zC}$  は増加するが、抜け出し駆動力  $F_d^{3D}$  を低減することができる。

#### 参考文献

- 1) 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ロールの開発, 素形材, **51** (2010), 54. <http://hdl.handle.net/10228/00006066>
- 2) N.A. Noda, Y. Sano, Y. Takase, W. Li and H. Sakai: Application of large ceramics structures to steel manufacturing machinery, Int. J. Eng. Innov. Manag., **1** (2011), 77.
- 3) E. Ogawa, K. Shimizu and S. Hamayoshi: Practical evaluation of large ceramics rolls for continuous hot dipping steel sheet production line, Hitachi Metals Tech. Rev., **28** (2012), 50.
- 4) W. Li, H. Sakai, S. Harada, Y. Takase, N.A. Noda and Y. Sano: Thermal stress during separation for ceramics sleeve and shaft connected by shrink fitting, J. S. Mech. Materials Engineering, **6** 4 (2012), 251. <https://doi.org/10.1299/jmmp.6.251>.
- 5) R. P. Larsen and A. D. Vyas: The outlook for ceramics in heat engines, SAE Tech. Paper No.1988-02-085514 (1988).
- 6) P. Wray: Advanced Structural Ceramics, Tech Monitoring, SRI Int, Japan, (1991).
- 7) S. Jahanmir: Friction and Wear of Ceramics, Marcel Dekker, New York, (1994).
- 8) U. Dworak: High-tech Ceramics "Viewpoints and perspectives", K. Gernot, Academic Press Limited, London, (1989).
- 9) 藤井正浩, 吉田彰, 石丸純, 重村貞人, 谷和美: セラミックス溶射ローラの転がり疲れに及ぼす溶射皮膜厚さの影響, 日本機械学会論文集 C 編, **72** 716 (2006), 1354. <https://doi.org/10.1299/kikaic.72.1354>

- 10) 劉権榮, 森利之, 小林秀彦, 三田村孝: 鉄鋼スラグ及びその主成分に対する  $\text{Si}_3\text{N}_4$  焼結体の耐腐食性に及ぼす雰囲気の影響, 日本セラミックス協会学術論文誌, **98** 4 (1990), 348. <https://doi.org/10.2109/jcersj.98.348>
- 11) 小野拓郎: 高強度セラミックス開発の現状と将来への展望, 日本機械学会論文集 C 編, **86** 774 (1983), 470.
- 12) S. Sen and B. Aksakal: Stress analysis of interference fitted shaft – hub system under transient heat transfer conditions, *Mate. Design*, **25** 5 (2004), 407. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2003.11.009>
- 13) N.A. Noda, D. Suryadi, S. Kumasaki, Y. Sano and Y. Takase: Failure analysis for coming out of shaft from shrink-fitted ceramic sleeve, *Eng. Fail. Anal.*, **57** (2015), 219. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.07.016>
- 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** 2 (2016), 303.
- 15) E. Ogawa, K. Shimizu and S. Hamayoshi: Practical evaluation of large ceramics rolls for continuous hot dipping steel sheet production line, *Hitachi Metals Tech. Rev.*, **28** (2012), 50.
- 16) M. Tsuyunaru, N.A. Noda, Hendra and Y. Takase: Maximum stress for shrink fitting system used for ceramics conveying rollers, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. A*, **74** (2008), 919.
- 17) A. Rusin, G. Nowak and W. Piecha: Shrink connection modelling of the steam turbine rotor, *Eng. Fail. Anal.*, **34** (2013), 217. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.08.002>; G. Zhang, et al.: Engineering Failure Analysis, **135** (2022) 106155.
- 18) 松田慎太郎, デディ 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, A 編, **79** 803 (2013), 989. <https://doi.org/10.1299/kikaia.79.989>
- 19) N.A. Noda, D. Suryadi, S. Matsuda, Y. Sano and Y. Takase: Proposal for new hearth roller consisting of ceramic sleeve and steel shafts used in the heat treat furnace, *ISIJ Int.*, **55** 11 (2015), 2416. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2015-246>
- 20) N.A. Noda, Y. Takase and M. Tsuyunaru: Maximum stress for shrink fitting system used for ceramics conveying rollers, *JMMP*, **2** 11 (2008), 1410.
- 21) N.A. Noda, M. Yamada, Y. Sano, S. Sugiyama and S. Kobayashi: Thermal stress for all-ceramics rolls used in molten metal to produce stable high quality galvanized steel sheets, *Eng. Fail. Anal.*, **15** 4 (2008), 261. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2007.03.003>
- 22) N.A. Noda, Hendra, M. Oosato, K. Suzumoto, Y. Takase and W. Li: Strength analysis for shrink fitting system used for ceramics rolls in the continuous pickling line, *Key Eng. Material*, **462-463** (2011), 1140. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.462-463.1140>
- 23) W. Li, N.A. Noda, H. Sakai and Y. Takase: Analysis of separation conditions for shrink fitting system used for ceramics conveying rollers, *Journal of Solid Mechanics and Materials, Engineering*, **5** 1 (2011), 14. <https://doi.org/10.1299/jmmp.5.14>
- 24) W. Li, N.A. Noda, H. Sakai and Y. Takase: Thermal stress analysis for shrink fitting system used for ceramics conveying rollers in the process of separation, *Key Eng. Material*, **452-453** (2011), 241. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.452-453.241>
- 25) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (15) 連続溶融めっき鋼板製造ライン用大型セラミックロールの開, *金属*, **94** 5 (2024), 75.
- 26) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (16) セラミック製サポートロールを溶融亜鉛に浸漬する際の熱応力, *金属*, **94** 6 (2024), 63.
- 27) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (17) 溶融金属にセラミックロールを浸漬させるときの熱伝達係数, *金属*, **94** 7 (2024), 83.
- 28) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (18) セラミック製ストークを溶融金属に浸漬する際の熱応力, *金属*, **94** 8 (2024), 55.
- 29) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (19) セラミック製シンクロールを溶融金属に浸漬させる際の熱応力, *金属*, **94** 9 (2024), 89.
- 30) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (20) 加熱炉用セラミックロールの張割れ回避のための構造設計, *金属*, **94** 10 (2024), 74.
- 31) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (21) 搬送用セラミック製ロールにおける焼詰め接合部の曲げ荷重に対する強度設計, *金属*, **94** 11 (2024), 93.
- 32) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (22) 連続酸洗用

- セラミック製ロールにおける焼嵌め接合部の曲げ荷重に対する強度設計, 金属, **94** 12 (2024), 81.
- 33) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (23) 焼嵌めで構成されたセラミックス製ロールのメンテナンスのためのスリーブの焼外しを可能とする条件, 金属, **95** 1 (2025), 69.
- 34) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (24) 焼嵌めで構成されたセラミック製ロールのメンテナンスのためのスリーブの焼外し過程で生じる熱応力, 金属, **95** 2 (2025), 69.
- 35) 露成正一, 野田尚昭, Hendra, 高瀬康: 搬送用ローラにおけるセラミックス製スリーブの焼嵌め接合部に生じる最大応力について, 日本機械学会論文集 A 編, **74** 743 (2008), 919.
- 36) N.A. Noda, Hendra, Y. Takase and M. Tsuyunaru: Maximum stress for shrink fitting system used for ceramics conveying rollers, J. Solid Mech. Mater. Eng., **2** 11 (2008), 1410.
- 37) 松田慎太郎, デディ 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の構造設計に関する研究, 日本機械学会論文集 A 編, **79** 803 (2013), 989.
- 38) 原田昭治, 野田尚昭, 上原修, 永野光芳: HIP 焼結窒化けい素の引張強度とその寸法効果, 日本機械学会論文集 A 編, **57** 539 (1991), 1637.
- 39) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (25) 焼嵌め式セラミック製スリーブロールに生じるシャフトの抜け出し現象の荷重移動法による考察, 金属, **95** 3 (2025), 72.
- 40) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (26) 焼嵌め式スリーブロールにおけるシャフトの抜け出し現象解明のための2次元解析 (多数回の荷重繰返しに対する考察), 金属, **95** 4 (2025), 65.
- 41) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (27) セラミック製スリーブロール稼動中のシャフトの抜け出しを生じさせる駆動力, 金属, **95** 5 (2025), 65.
- 42) 野田尚昭, 張国偉, 佐野義一, 酒井悠正: ストップアを設けた焼嵌めローラの軸抜け駆動力発生メカニズムと抜けプロセスの解明, 鉄と鋼, **104** 11 (2018), 620.
- 43) 野田尚昭, 張国偉, 佐野義一, 酒井悠正: 焼嵌め式ローラにおける軸の抜け出し駆動力に及ぼす設計要因の影響, 設計工学, **54** 11 (2019), 745.
- 44) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (28) セラミック製スリーブロールにおけるシャフトの抜け出し駆動力に及ぼす設計要因の影響, 金属, **95** 6 (2025), 61.
- 45) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (29) セラミック製スリーブロールにおけるシャフト抜け出しの実験的検証, 金属, **95** 7 (2025), 53.
- 46) Y. Sano, H. Sakai, G. Zhang and N.A. Noda: Experimental verification of the coming out of the shaft for the ceramic rolls/rollers with shrink fitting system, 6th Int. Conf. on Fracture Fatigue and Wear, IOP Publishing, Bristol, (2017), 012075
- 47) G. Zhang, N.A. Noda, Y. Sano and Y. Takase: Identification of driving out force of shaft towards preventing coming out failure of shaft in shrink-fitted ceramic sleeve roll, Engineering Failure Analysis, **135** (2022), 106155
- 48) C. E. Truman and J. D. Booker: Analysis of a shrink-fit failure on a gear hub/shaft assembly, Eng. Fail. Anal., **14** 4 (2007), 557. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2006.03.008>
- 49) N. Antoni: Contact separation and failure analysis of a rotating thermo-elastoplastic shrink-fit assembly, Appl. Math. Model., **37** 4 (2013), 2352. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2012.05.018>
- 50) J. Zhao, J. X. Wang, C. Yu, S. Q. Tang and J. Yao: Influence of radial interference on torque capacity of shrink-fit camshaft, Adv. Mech. Eng., **11** 4 (2019), 1. <https://doi.org/10.1177/1687814018817640>
- 51) G. W. Zhang, H. Sakai, N.A. 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>
- 52) G. W. Zhang: Mechanism clarification of coming out of the shaft from shrink-fitted ceramic sleeve roller under bending load focusing on the driving-out force, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of Technology, Kitakyushu, Japan (2020).
- 53) N.A. Noda, G. W. Zhang, Y. Sano, H. Sakai and Y. Takase: Effects of design factors on the driving-out force of the steel shaft in a shrink-fitted ceramic roller, J. Mech. Sci. Technol. **35** 4 (2021), 1559. <https://doi.org/10.1007/s12206-021-0320-y>

- 54) Marc Mentat team: Theory and User Information. Vol. A, MSC.Software. Tokyo, 713, (2012).
- 55) Marc Mentat team: Theory and User Information. Vol. A, MSC.Software. Tokyo, 545, (2012).
- 56) Marc Mentat team: Theory and User Information. Vol. A, MSC.Software. Tokyo, 572, (2012).
- 57) X. Z. Zhao, J. J. Liu, B. L. Zhu, H. Z. Miao and Z. B. Luo: Friction and Wear of Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> Ceramic/Stainless Steel Sliding Contacts in Dry and Lubricated Conditions, J. Mater. Eng. Perform, **6** 2 (1997), 203. <https://doi.org/10.1007/s11665-997-0015-2>
- 58) K.-H. Zum Gahr: Sliding wear of ceramic-ceramic, ceramic-steel and steel-steel pairs in lubricated and unlubricated contact, Wear, **133** 1 (1989), 1-22. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(89\)90109-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(89)90109-9).
- 59) N.A. Noda, R. Abdul 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>.

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業績賞/貢献賞。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。2024.07 インド工科大学名誉教授(グワハティ校)。2025.04 自動車技術会賞論文賞。2025.05 Advanced Materials Scientist Medal。2025.06 中国石油大学(北京) 招へい教授。

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。㈱日鉄エレクトックスを経て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。