

博士学位論文

焼嵌め接合で構成されたスリーブ組立式ロールにおける
技術課題の解明

2019 年 9 月

九州工業大学大学院工学府 博士後期課程

工学専攻 機械知能工学領域

酒井 悠正

第 1 章 緒論

1.1 研究背景

1.2 スリーブ組立式ロールの現状

1.2.1 熱間圧延用ロール

1.2.2 セラミックロール

1.3 論文の目的と構成

第 1 章参考文献

第 2 章 熱間鋼板圧延用ロールにおける界面クリープの生成メカニズム

2.1 緒言

2.2 解析方法

2.3 静止荷重による変位と累積荷重により生じる変位

2.4 残留変位と界面クリープ生成メカニズム

2.5 結言

第 2 章参考文献

第 3 章 熱間鋼板圧延用ロールの界面クリープに及ぼす駆動トルクの影響

3.1 緒言

3.2 解析方法

3.2.1 軸トルクの導入

3.2.2 界面クリープの解析方法

3.3 軸トルクによる界面クリープ

3.3.1 荷重移動に伴う変位の挙動

3.3.2 すべり域による界面クリープの考察

3.4 界面クリープに対する軸トルクおよびスリーブ焼嵌め条件の影響

3.4.1 軸トルクの影響

3.4.2 スリーブ焼嵌め条件の影響

3.4.3 摩擦係数の界面クリープに対する影響

3.5 スリーブの内面応力

3.6 結言

第 3 章参考文献

第 4 章 スリーブ組立式セラミック酸洗ロールの静的および疲労強度

4.1 緒言

4.2 解析方法

4.3 瞬時破壊

4.4 疲労強度

4.5 最大応力と焼嵌め面の接触状態の関係

4.6 スリーブ肉厚が薄い場合に最大焼嵌め応力がスリーブ外径に生じる問題

4.7 結言

第 4 章参考文献

第 5 章 スリーブ組立式シンクロールの浸漬時熱応力

5.1 緒言

5.2 解析方法

5.3 焼嵌め面の接触状態

5.4 熱応力

5.5 浸漬速度による熱応力の比較

5.6 結言

第 5 章参考文献

第 6 章 結論

謝辞

第 1 章 緒論

1.1 研究背景

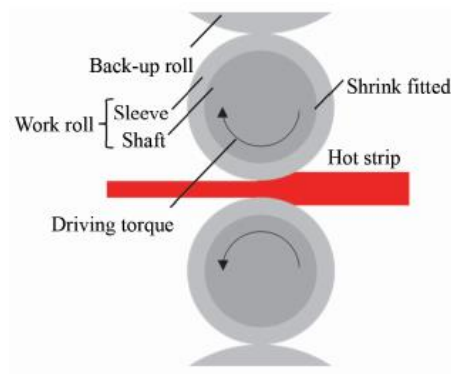
製鉄所において圧延，メッキ，酸洗などに多くのロールが用いられている．その呼称は，主として圧延に用いられるものをロール，それ以外の用途ではローラと呼ばれることも多く，明確に区別されていない．製鉄所で最も多く用いられているのは，中間製品や製品移送に用いられる搬送用ロールで，これは他の多くの産業でも使用されている．鉄鋼に用いられる多くのロール，ローラは，使用条件や使用環境などにより比較的早期に胴部表面に摩耗を生じ，許容範囲を越えると，装置から組外されて，平滑な面に修正加工されて，繰り返し使用される．繰り返し使用されて廃却径に達するとロール全体を交換する必要がある．一方，軸部は殆んどの場合使用できる状態にある．したがって，多くの場合，胴部を中空スリーブ状にして，これに軸部を焼嵌め等で組立てるスリーブ組立構造が採用されてきた．こういった背景からスリーブ組立式ロール・ローラに関する研究が活発に進められてきた(図 1-1)[1-28]．

これらのロール・ローラはその使用中に受ける荷重に注目すると，ロール胴部に加わる荷重が大きいものと比較的小さいものに分けられる．熱間鋼板圧延ロールの場合，その最大圧延荷重は数百～数千トンと非常に大きい[29]．このため圧延設備には被圧延材に直接接する作動ロールを補助するための補強ローラが組込まれており，作動・補強ロールを含めたロール数により，2 段，4 段や

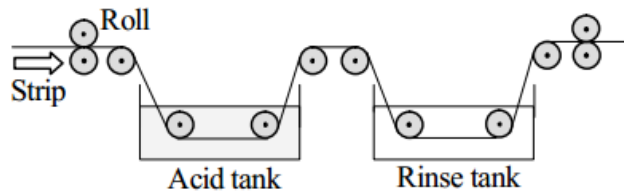
6 段（または，6 重）などに区別される．

一方，使用時の荷重が比較的小さいものには，鋼板移送用の搬送用ローラ，鋼板の表面スケールを除去する連続酸洗設備用ロールや鋼板表面にめっきを施す連続熔融金属めっき浴のロール（シンクロール）などが挙げられる．これら使用荷重が比較的小さいため，胴部材(あるいはローラ・ロール全体)をセラミックスのような耐摩耗性，耐食性や耐熱性に優れる材料[30]に変更することでメンテナンスや交換サイクルの大幅な延長が期待でき，一部で実用化されている[27]．

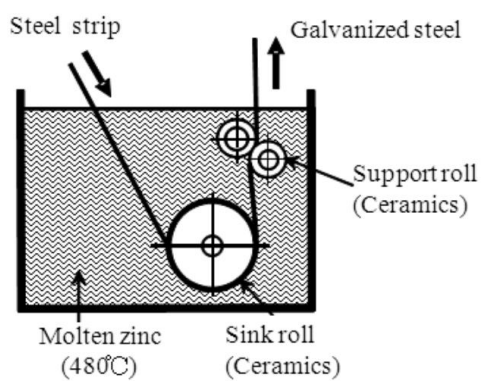
図 1-1 で取り上げたロール(ローラ)は一部焼嵌め接合型が適用されているものの，焼嵌め固有の問題，大型径による強度低下や使用環境による破損などの可能性が残されており，それらの問題解決が必須である．図 1-2 に図 1-1 に対応する焼嵌め接合型スリーブ組立式ロールを代表的な寸法とともに示す．本研究では図 1-2 に示す 3 つの異なるロールを取り扱い，それぞれの問題のメカニズム等解明を目的とする．次節以降で詳しく説明するが，具体的には，図 1-2(a)の熱間鋼板圧延用ロールでは，スリーブすべりのメカニズムを，図 1-2(b)の酸洗ロールでは，瞬時破壊，疲労破壊特に，スリーブ厚みが薄い場合に最大応力がスリーブ外側に発生するメカニズムを，図 1-2(c)のシンクロールでは，これまで検討されていなかった浸漬速度が遅い場合の界面接触状態や熱応力について議論する．



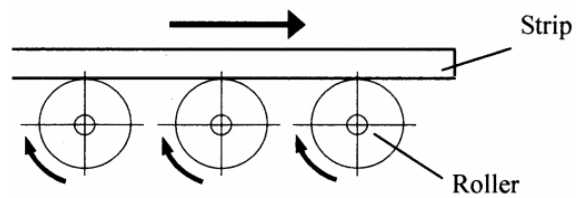
(a) Hot rolling roll.



(b) Pickling roll.

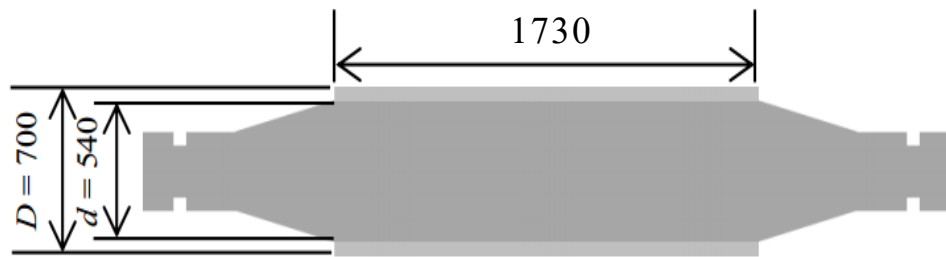


(c) Galvanizing roll.

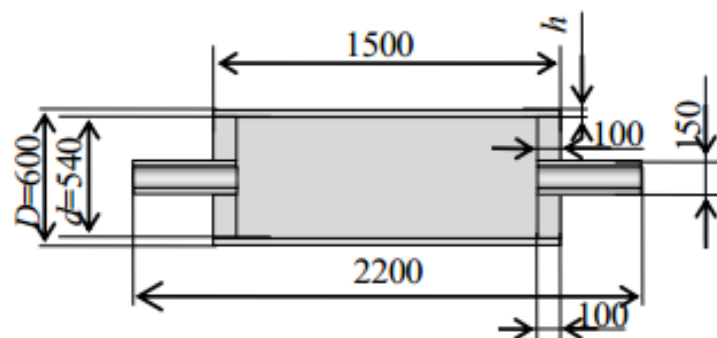


(d) Strip conveying roll.

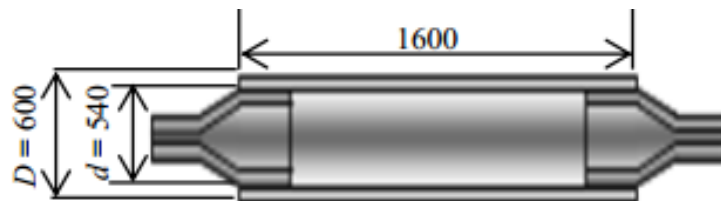
Fig. 1-1 Typical sleeve roll and roller in steel mill.



(a) Hot rolling roll.



(b) Pickling roll.



(c) Sink roll.

Fig. 1-2 Dimension of typical sleeve rolls.

1.2 スリーブ組立式ロールの現状

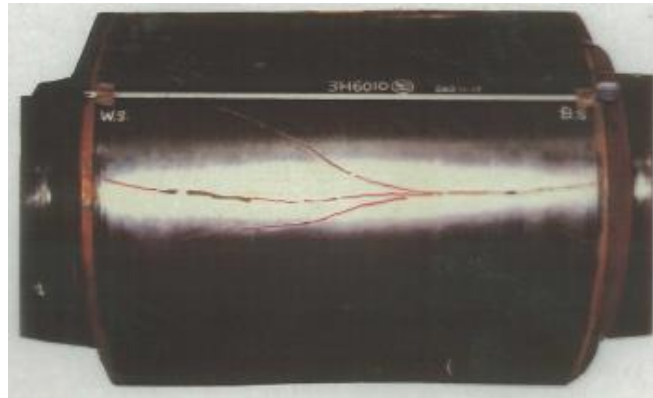
1.2.1 圧延用ロール

製鉄所で使用されるロールの中でも、圧延用ロールの使用条件が最も厳しい。製鉄所の圧延工程は多くの場合熱間で行なわれ、圧延ロールには加熱・冷却サイクルがロール回転毎に加えられる。さらに圧延用ロールには数百～数千トンの負荷がかかる。このため軸部には高負荷に耐える強度と靱性が、胴部には熱的、機械的な負荷に対する耐熱性、耐摩耗性、高硬度の材質が要求される。これらの要求を満たすために、外・内層が別々の材質で構成された複合中実ロールが多くの場合用いられている。さらに外層の材質としては、高合金鋳鉄、高クロム鋼から高速度鋼などが用いられている。現行の圧延用ロールは、その大部分が、使用中のロールが廃却径に達した場合にロール全体を取り替え、廃却済ロール（ロールスクラップ）、他のスクラップ、銑鉄や合金鉄を用いて再製作される。ロール全体を再製作する方法は、再溶解や加工に要するコストやエネルギーの面から好ましくない。一方では、資源・エネルギー問題への世論の高まりが強くなり、60年代後半頃から、圧延用ロールにおいて、スリーブ組立式ロールの開発が行われてきた(図 1-1(a)) [1-9, 12-17].

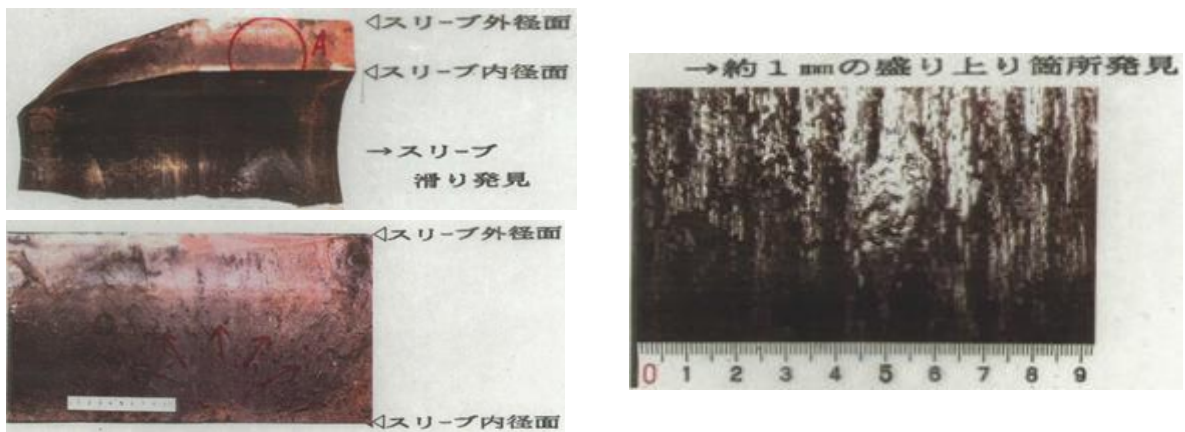
スリーブ組立式ロールが一体中実ロールにとって代わって用いられている代表例が H 形鋼ミル用ロールである。熱間仕上げ圧延用ロールに比べスリーブ厚みが大きく、また焼嵌め面近傍のスリーブ内層を軟質で強靱な鋼材を用いることができる上に、圧延負荷が小さく、スリーブ組立式への変更による問題は試行課程で解決されてきた [31].

圧延負荷が大きい 4 段圧延機には、作動ロールと、このロールの曲がりを防ぎつつ圧延荷重を与える補強ロールとがペアーで上下に組込まれる。この中で補強ロールのスリーブ化が最初に試行された。スリーブ組立式への変更するに際して、圧延後にロール軸に曲がりが残る残留曲がりの問題が当初から生じたものの、未解決のままであった。

ついで、圧延負荷が大きい熱間圧延 4 段圧延機における作動ロールにおいて、補強ロールほど残留曲がり的问题が生じ難いこともあり、スリーブ化の動きが進められた。しかし、新たな問題として、開発段階でスリーブが割れる事例が報告された(図 1-3)[15]。複合中実式ロールと同様、スリーブ式の場合も、耐摩耗性に富む外層と靱性に富む内層による複合組成であるため、スリーブの外層に圧縮残留応力を付与させ、内層には引張応力が生じる構造である。スリーブ組立式ロールにはこの引張り残留応力に加えて焼嵌め応力、圧延応力、熱応力および圧延トルクが付加される。このためスリーブ組立式ロールの設計には、圧延トルクによるすべりが発生せず、かつスリーブ内面の合成応力に耐えうる焼嵌め率の設定が重要である。これらの条件を満たしているにもかかわらずスリーブが割れることがあり、何らかの原因でスリーブすべりが発生している可能性が指摘されてきた。そこでは、スリーブ割れのメカニズムとして①スリップが発生したことによる焼嵌め面で部分的な焼付とその成長、②盛り上がりによる局所的な焼嵌め応力の増加、③圧延応力の局所的増大とその繰返し作用、④スリーブ割れ、といったメカニズムが考えられている[15]。



(a) Outer surface.



(b) Inner surface and fracture surface.

Fig. 1-3 Broken sleeve roll.

嵌めあい構造における代表的なすべりとしては、転がり軸受の“クリープ現象”が挙げられる。転がり軸受におけるクリープ現象は 60 年以上前から知られており、JISB0104 に「内輪（または外輪）回転荷重の場合、軸受の内径（または外形）面と軸（またはハウジング）の軸受座とのはめあい面にすきまを生じたとき、はめあい面の内側の面が外側の面に対して相対的に、内輪（または外輪）回転荷重の回転方向と逆方向にずれる現象。広義には、回転方向に関係なく、はめあい面において駆動側が相手側に対して駆動方向に滑るものを含めていうことがある」と定義されている。転がり軸受けにおいては、クリープは、はめあい面においての滑りは焼付きなどの原因となり、その結果フリクションクラックの発生、割れ、軸受の寿命低下を招く。一般の使用においてはその原因を締め代（嵌合率）の不足に求めており、その対策は、締め代の再検討、嵌合い面の加工精度の向上や O リングによる対クリープ力の向上などに留まっている。つまり転がり軸受において 60 年以上の古くから注目されてきたクリープの根本的な解決策は未だ見出されていない。この軸受のクリープとして、アウターリングとその外周軸箱との間に生じる現象を想定すると、アウターリングやスリーブが受ける嵌合や負荷条件、その結果として生じる円周方向のすべり現象などがスリーブ組立式ロールのスリーブすべりに類似していると思われる。そこで、スリーブ組立式ロールにおいてもクリープ現象が発生している可能性を想定した。

スリーブ割れ防止のためには、スリーブすべりの発生メカニズムの再構築が必須であると考え、本論文の 2, 3 章で取り扱う。

1.2.2 セラミックロール

圧延用ロール以外のロール・ローラは使用荷重が比較的小さいため、ロール寿命の延長やメンテナンスコストの大幅な低減を目的として、セラミックスのような耐熱性、耐摩耗性および耐食性に優れる無機物焼結材料の適用が可能になる。

最終製品として仕上がるまでに鋼板表面には酸化スケールの形成が進む。これを冷間仕上げ圧延前に除去するために、酸洗槽中で連続的に鋼板表面を洗浄する。この工程によって酸洗用ロール胴部の表面には、腐食の影響もあり、比較的早期に摩耗や肌荒れが生じる。そこでスリーブ材に耐摩耗性、耐熱性に優れたセラミックスを適用する研究が進められてきた(図 1-2(b)) [28]。酸洗槽外のロールには、搬送用ロール径よりも大径ロールが用いられる。そのため、セラミックスリーブ式ロールへの移行に際して、軸部と胴部とを連結させるスペーサーリングを用いる方法により、セラミックスリーブの一発破壊や疲労に対する設計上の考察を行った。実際の設計に際しては、強度的に問題が無い場合は材料費等の面からスリーブ厚みは薄い方が望ましい。通常の焼嵌めでは最大引張応力は常に外円筒の内面に生じるが、スリーブ厚みの薄い場合には最大応力が外面に生じるなどこれまでの常識と異なる知見が得られているが、これまでこのことに対する合理的な説明はなされていない[17]。そこでこの焼嵌め法固有の問題におけるメカニズムを含めた大型酸洗ロールのセラミックスリーブ式ロールへの設計上の課題とその対策について本論文の第 4 章にて取り扱う。

鋼板にメッキ加工を施すメッキラインでは、メッキ浴中でシンクロールやサ

ポートロールが使用されている。亜鉛メッキラインではメッキ浴は 500 °C を越える熔融亜鉛で満たされ、腐食性が強いいため用いられる鋼製のシンクロールは早期の交換が必要である。このため、耐熱・耐食性に優れかつ強靱性に富む窒化珪素系セラミックスを用いたシンクロールの開発が 2000 年代から始まり、軸を含むオールセラミックロールとして実用段階に到達し[27]、さらに実用化研究が継続されている(図 1-2(c)) [20, 24-26]。めっき浴中ロール用セラミックススリーブ組立ロールの開発に際して、セラミックスへの最大の負荷は、浴中にロールを浸漬する時の熱衝撃である。オールセラミックロールの場合、スリーブと軸に線膨張率の違いがないため浸漬中に接触面が分離してしまい、稼働が困難となる可能性も考えられる。これらの問題に関してはロールの浸漬速度も重要なパラメータの一つと考えられるが、先の研究では浸漬速度の影響は扱われていない [17]。そこで、本研究の第 5 章で焼嵌め接合固有の分離の問題まで含めて浸漬速度も考慮して高温環境下で使用される焼嵌め構造を有するセラミックススリーブロールの熱的負荷による強度の問題を取り扱う。

形鋼粗材片ブルーム、鋼材粗材スラブや鋼板を搬送するための搬送用ローラは、製鉄所の上工程から下工程までの、あらゆる所で使用されている。特に、上工程ではローラ当たりの被搬送物重量が大きいため胴部表面に比較的早期に摩耗や肌荒れが生じる。このような背景から搬送用ローラに対しても耐摩耗性や耐熱性に優れるセラミックスを適用するための研究が進められてきた [10, 11, 17, 19, 22, 24]。搬送用ローラは他のロール・ローラに比べ圧倒的に個数が多いため、メンテナンス面の改善により大幅なコストダウンが期待され、既に

セラミックロールが実用化されているものも多い[32].

1.3 本論文の目的と構成

本論文では、焼嵌め接合で構成されたスリーブ組立式ロールのうちで、鋼板圧延ロールにおけるスリーブ組立式ロール固有の技術課題の解明を中心に、計6章で構成されており、その各章は以下のように成っている。

第1章では焼嵌め型スリーブ組立式ロールの現状と問題点について述べている。焼嵌め接合で構成されたスリーブ組立てロールは、従来の胴部・軸部一体型式ロールと比べ利点も多いが、残留曲がりやスリーブ廻りなど固有の問題も有しているため、本論文で取り扱うロールを挙げながらそれらについて述べている。

第2章では熱間鋼板圧延用ロールを対象として、スリーブすべりの要因である界面クリープの生成メカニズムについて考察している。界面クリープとは焼嵌め面での微小相対変位が蓄積し、結果としてスリーブすべりを引き起こす要因の1つである。外力などに対して釣り合いの取れている準静的な状態において、焼嵌め面の軸部・胴部間で相対変位が発生することは本シミュレーションによって初めて明らかとなった。またこの準静的な状態において、焼嵌め面で相対変位が発生する際、応力準平衡域と呼ばれる領域での残留変位の存在から、微小変位が蓄積する可能性を指摘している。

第3章では前章同様に、熱間鋼板圧延用ロールを対象として、圧延トルクや焼嵌め条件などの因子が界面クリープに与える影響を考察している。ここではまず、駆動トルクが界面クリープに与える影響を考察している。また、抵抗トルクのパラメータである焼嵌め率と焼嵌め面の摩擦係数を変化させ、駆動トル

クの有無が界面クリープに与える影響についても考察している。

第4章では、腐食環境下で使用される焼嵌め構造を有するセラミックスリーブロールの機械的負荷による強度の問題を考察している。酸性ロールは胴部・軸部と胴部の間にスペーサーリングも設けて合計4か所の焼嵌め接合で構成されている。これにより、曲げ負荷が加わっても片当りが生じ難くなり、スリーブとスペーサーリングが接触部全域にわたって良好な接触状態（固着状態）になることが分かった。また、スリーブが薄い場合でも、焼嵌率を大きくした方が疲労に対して安全側に移行するという、予想外の結果がえられた。また、スリーブ端部の部分焼嵌めにおいて、焼嵌めによる最大応力が、スリーブ内面ではなく、スリーブ外面に生じることを、接合部における接触状態と焼嵌め端部付近のスリーブの変形などにより合理的に説明した。

第5章では、高温環境下で使用される焼嵌め構造を有するセラミックスリーブロールの熱的負荷による強度の問題を考察している。メッキ浴用のロールとしてはセラミックロールを浸漬する際の焼嵌め面の接触状態および熱応力を考察している。ロール浸漬時、軸部・胴部間の焼嵌め面で一部非接触の状態が生じるが、浸漬時間の経過とともに接触状態が回復することなどが分かった。また浸漬速度の違いによる接触状態や熱応力についても考察している。

第6章は、総括でありこの研究で得られた主要な結論を要約している。

参考文献

1. K. Hori: 70th Grand Lecture Meeting of The Iron and Steel Institute of Japan: Tokyo, Japan, pp. 200–202(1965).
2. H. Shimoda, S. Onodera, K. Hori: *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, Vol. 32, pp. 1–7(1966).
3. H. Shimoda, S. Onodera, K. Hori: *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, Vol. 32, pp. 440–446(1966).
4. H. Shimoda, S. Onodera, K. Hori: *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, Vol. 32, pp. 689–694(1966).
5. H. Shimoda, S. Onodera, K. Hori: *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, Vol. 33, 11–18(1967).
6. M. Kawai, K. Kitsuki, Y. Nozaki, H. Takeuchi, K. Miura: 66th Grand Lecture Meeting of The Iron and Steel Institute of Japan, Tokyo, Japan, Vol. 1, pp. 1613–1615(1963).
7. S. Tsutsumi, S. Hara, S. Yoshi: The Residual Deflection of Sleeved Back-up Rolls, *Tetsu-to-Hagane*, Vol. 57, 818–822(1971).
8. N-A. Noda, Y. Sano, X. Wang, Y. Nakagawa, W.H. Guan, K. Ono, K. Hu: *J. Automot. Eng.*, Vol. 46, pp. 831–837(2015).
9. Z. Zhua, D. Sunb: *Appl. Mech. Mater.*, Vol. 1, pp. 139–142(2012).
10. N-A. Noda, D. Suryadi, S. Kumasaki, Y. Sano, Y. Takase: *Eng. Fail. Anal.*, Vol. 57, pp. 219–235(2015).

11. N-A. Noda, Y. Xu, D. Suryadi, Y. Sano, Y. Takase: *J. ISIJ Int.*, Vol. 56, pp. 303–310(2016).
12. N-A. Noda, Y. Sano, Y. Takase, Y. Shimoda, G. Zhang: *J. Jpn. Soc. Technol. Plast.*, Vol. 58, No. 66(2017).
13. N-A. Noda, H. Sakai, Y. Sano, Y. Takase, Y. Shimoda: *Metals*, Vol. 8, No. 998(2018).
14. E. Matsunaga, Y. Sano, S. Nishida: *Camp-ISIJ*, Vol. 10, pp. 1078(1997).
15. E. Matsunaga, T. Tsuyuki, Y. Sano: *Camp-ISIJ*, Vol. 11, pp. 362(1998).
16. H. Sakai, N-A. Noda, Y. Sano, Y. Takase, G. Zhang: *Testu-to-Hagane*, Vol. 105, No. 4(2019).
17. 栗文彬: 九州工業大学博士論文(2012).
18. 露成正一, 野田尚昭, Hendra, 高瀬康: *日本機械学会論文集 A 編*, 74 巻, 743 号, pp. 919(2008).
19. S. Harada, N-A. Noda, O. Uehara, M. Nagano: *Transactions of the JSME*, Vol. 57, No. 539, 173(1991).
20. N.A. Noda, Hendra, Y. Takase, M. Tsuyunaru: *Jounal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 2, No. 11, pp. 1410-1419(2008).
21. Hendra, M. Tsuyunaru, N-A. Noda, Y. Takase: *Key Engineering Materials*, Vols. 385-387, pp. 513-516(2008).
22. W. Li, N-A. Noda, H. Sakai, Y. Higashi: *Key Engineering Materials*, Vols. 452-453, pp. 241-244(2011).

23. N-A. Noda, Y. Yamada, Y. Sano, S. Sugiyama, S. Kobayashi: *Engineering Failure Analysis*, Vol. 15, No. 4, pp. 261-274(2008).
24. N-A. Noda, Hendra, Y. Takase, W. Li: *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 3, No. 10, pp. 1090-1100(2009).
25. N-A. Noda, Hendra, Y. Takase, H. Ogura, Y. Higashi: *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 4, No. 8, 1198-1213(2010).
26. Y. Takase, W. Li, Hendra, H. Ogura, Y. Higashi, N.A. Noda: *Key Engineering Materials*, Vols. 452-453, pp. 233-236(2011).
27. S. Hamayoshi, E. Ogawa, K. Shimizu, N. Noda, K. Kishi, and S. Koga: *SOKEIZAI*, Vol. 51, No. 12 pp. 54-58(2010).
28. N-A. Noda, Y. Sano, Y. Takase, W. Li, H. Sakai: *International Journal of Engineering Innovation and Management*, Vol. 1, pp. 77-82(2011).
29. わが国における最近のホットストリップ製造技術 鋼板部会ホットストリップ分科会報告, 日本鉄鋼協会共同研究会鋼板部会ホットストリップ分科会編, いばらき印刷, 茨城, pp. 255(1987).
30. T. Imamura, M. Sobue, and S. Hamayoshi: Japan Patent, 2002-293642 (2002).
31. 関本靖裕, 福島正武: 日立評論, 56 巻, 10 号, pp. 989-994(1974).
32. 日立金属技報, Vol.22, pp.19(2006).

第 2 章 熱間鋼板圧延用ロールにおける界面クリープの

生成メカニズム

2.1 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(図 2-1 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ING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では、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。

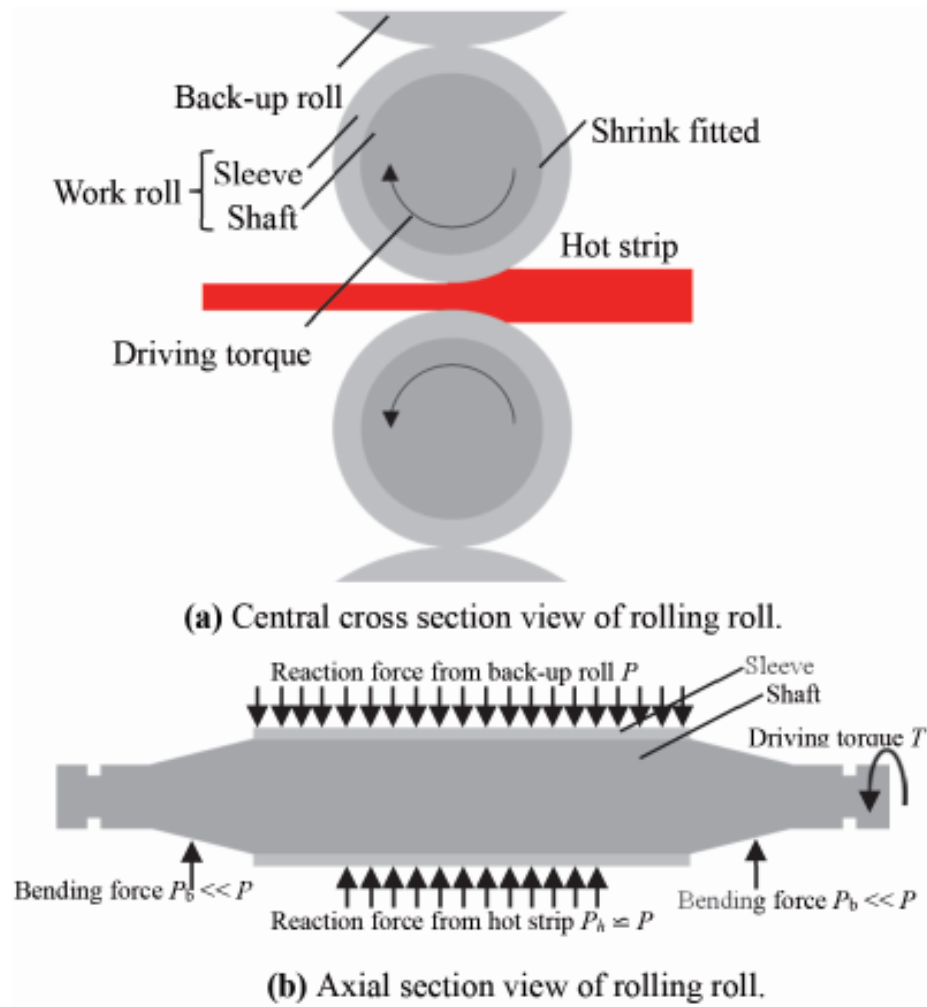


Fig. 2-1 Schematic illustration for real hot strip rolling roll.

2.2 解析方法

図 2-1 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。図 2-1(a)は、ロール中央横断面図、図 2-1(b)は、ロール軸断面図をそれぞれ見たものである。図 2-1 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する[10]。また、図 2-2 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($P \simeq P_h$)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 2.2 以降では両者を P で表す。

図 2-2 と図 2-3 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。図 2-2 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]。図 2-2(a)はロールが回転している実体モデルであるが、これを図 2-2(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 2-3 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。図 2-3(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、図 2-3(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、図 2-3(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 $\varphi = \varphi$ 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。このため図 2-2(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、この変位がロール焼嵌め面に生じるクリープに関係する。したがって、図 2-3(b)では、クリープは界面上の相対変位に注目すればよい。変位 $u_\theta^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ 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仮定して，軸回転トルク $T = 0 \text{ N/m}$ および圧延材による摩擦力 $S = 0 \text{ N/m}$ 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．表 2-1 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及び圧延材からスリーブへの反力は共に，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[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[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。

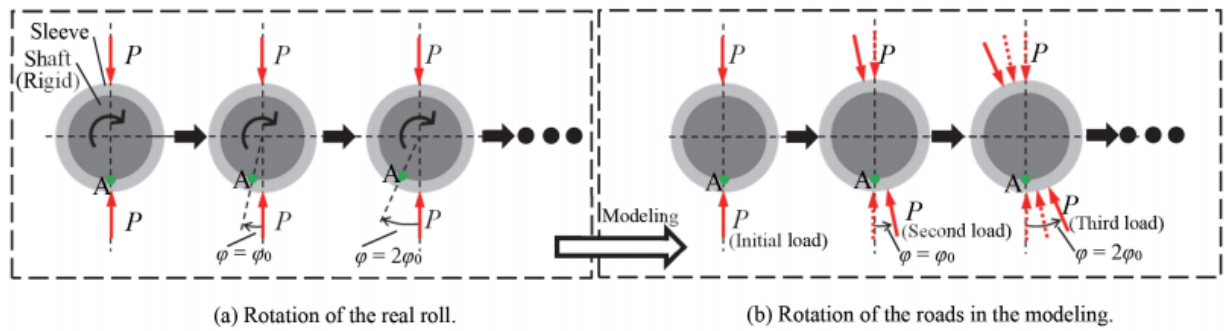


Fig. 2-2 The rotation of the roll replaced by the discrete shifted loads at interval of the load shift angle φ_0 .

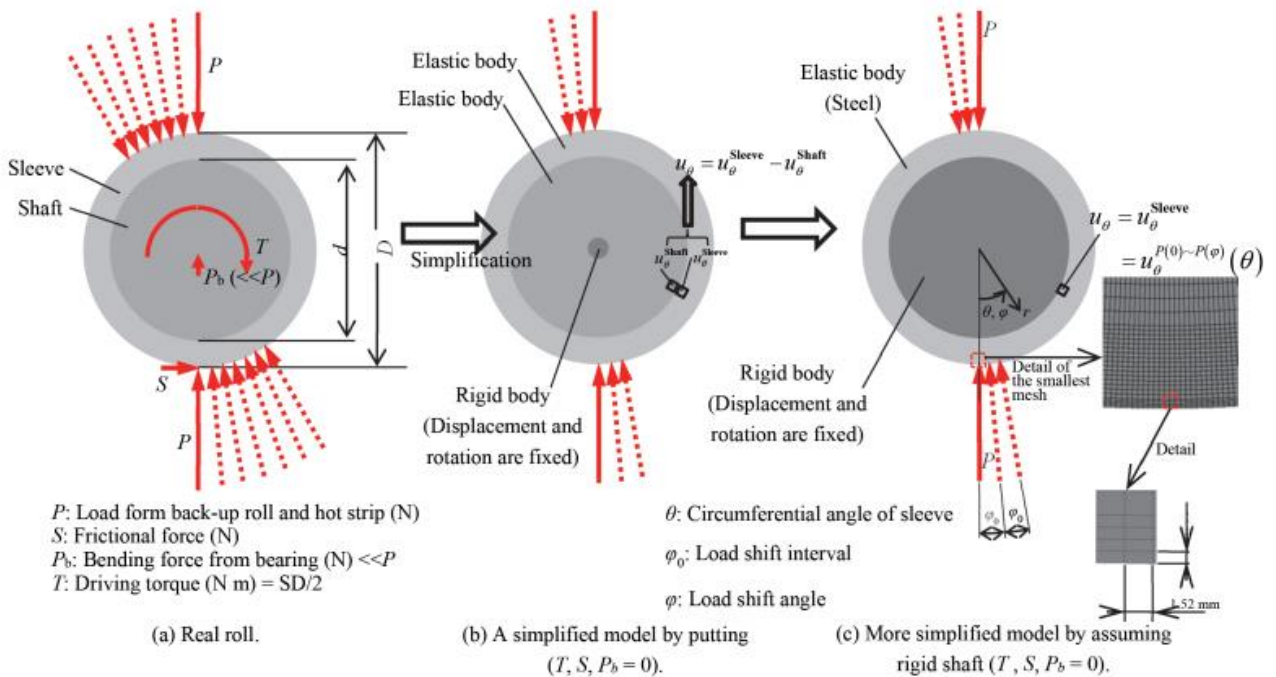


Fig. 2-3 Modeling of FEM 2D model.

Table 2-1 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

2.3 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， $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ と表示する．図 2-4 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 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ 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．

次に，解析精度と解析時間に関係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．図 2-5 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 $\varphi = 24^\circ$ までの挙動で示す．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° 及び 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.

図 2-6(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。また図 2-6(b)に P が $\varphi = 0$ から $\varphi = \pi$ まで移動したときの $u_\theta^{P(0) \sim P(\pi)}(\theta)$ ならびに $\varphi = 2\pi$ まで移動(一周)したときの $u_\theta^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ を示す。図 2-6(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($\varphi = 0$)に対して対称の形で分布しており式(2-1)で表される。

$$-u_\theta^{P(0)}(-\theta) = u_\theta^{P(0)}(\theta) \quad (2-1)$$

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 $u_\theta^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ は、この対称性が失われる(式(2-2)).

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

図 3-6(a), (b)には、この平均値 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)}$ および $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ 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(2-3)で定義される。

$$u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0) \sim P(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} u_\theta^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) d\theta \quad (2-3)$$

初期荷重 $P(0)$ の場合、変位の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。

図 2-7 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ある．図 2-7 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．

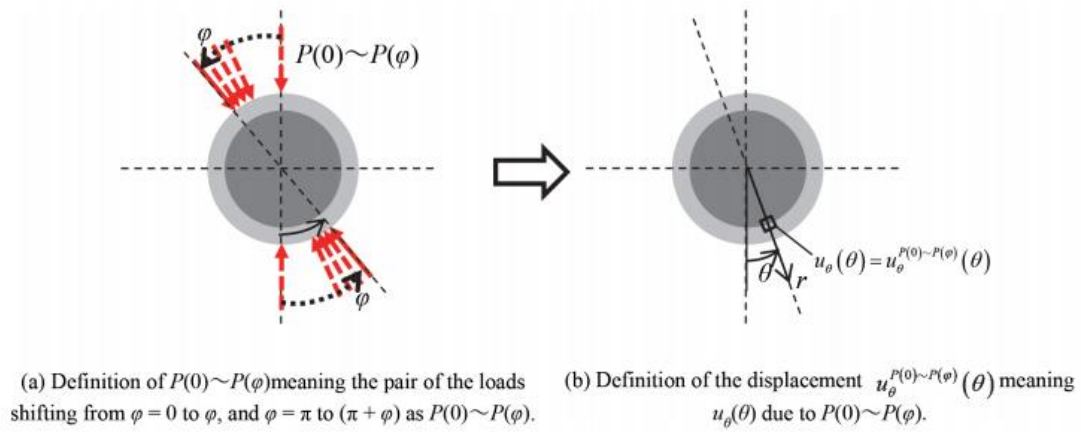


Fig. 2-4 Definition of interfacial displacement $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ due to the shifted load $P(0) \sim P(\varphi)$.

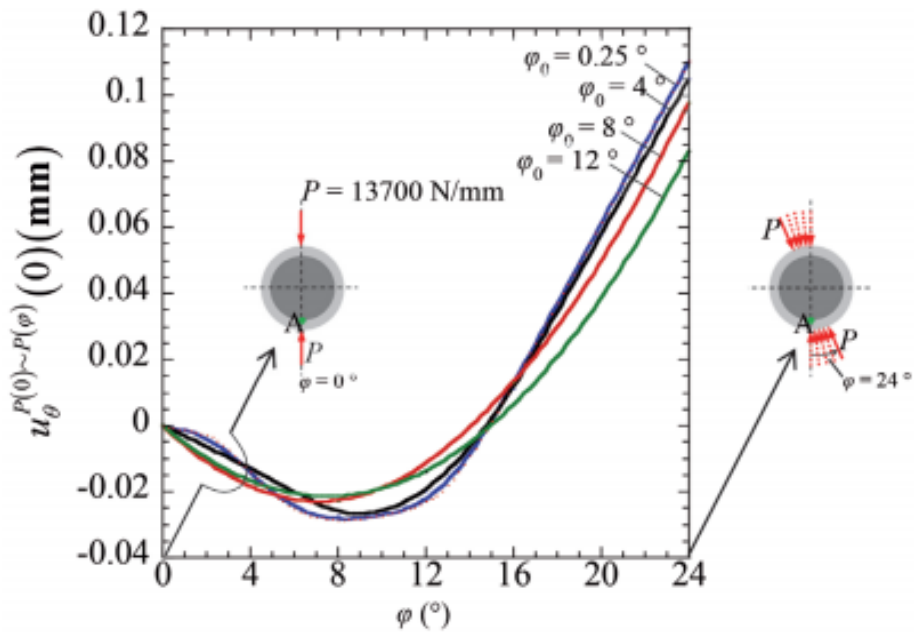
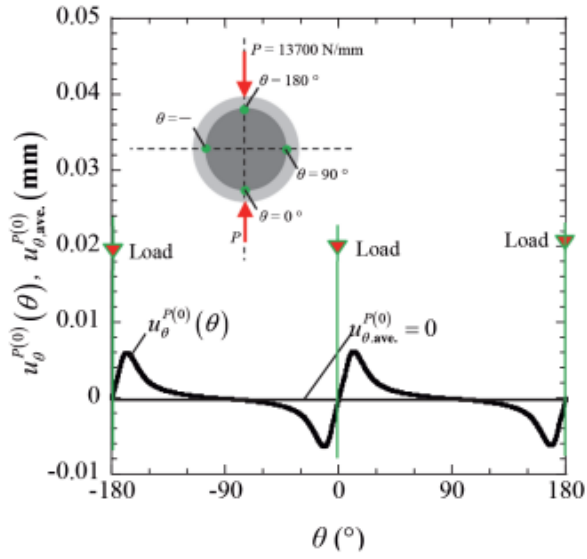
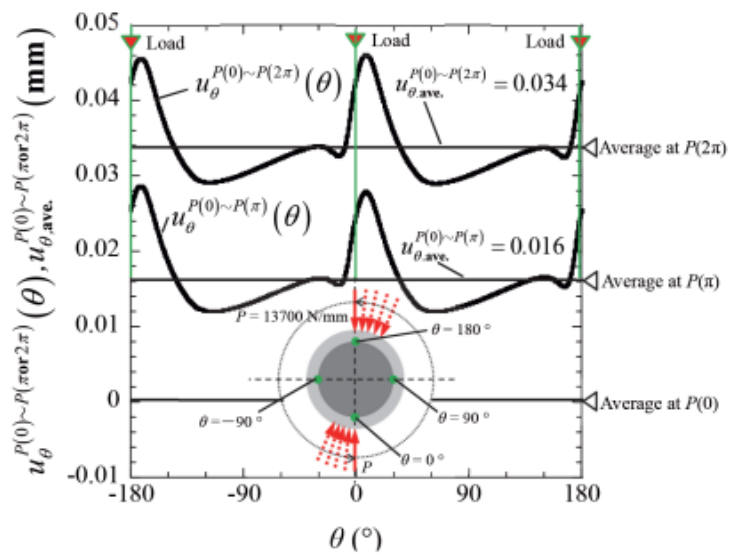


Fig. 2-5 Effect of the load shift angle φ_0 on the displacement $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(0)$ at Point A due to the load shift $\varphi = 0 \rightarrow \varphi$.



(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. 2-6 Displacement comparison between due to stationary load and shifted load.

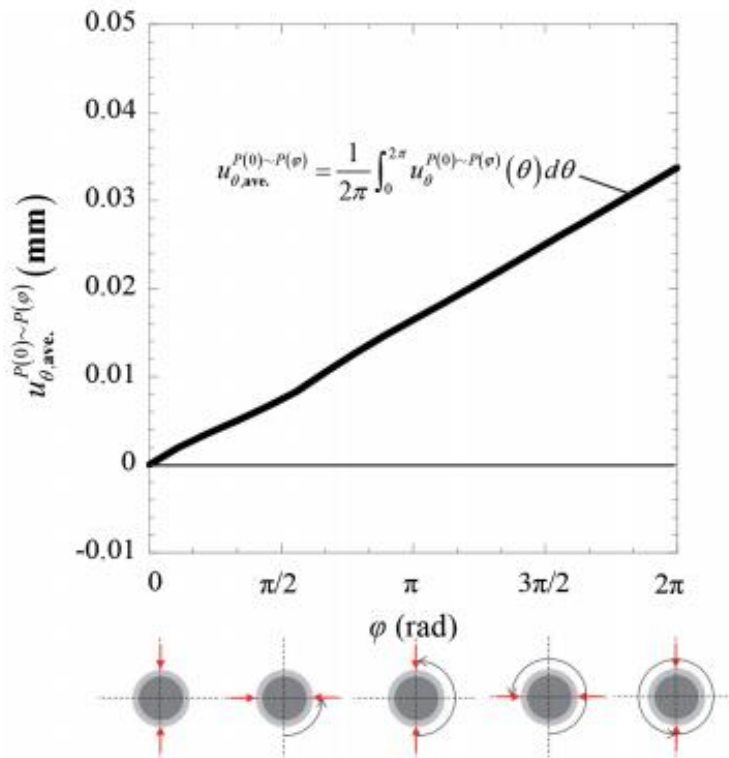


Fig. 2-7 Average displacement $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ increases with increasing load shift angle φ .

2.4 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すべる現象を述べた。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対称では無くなる。その結果、各荷重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、野田らは、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、 $\tau_{r\theta} \cong |\mu\sigma_r|$)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、野田らの研究(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。図 2-8 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。図 2-8(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、図 2-8(b)より、除荷後にその領域は小さくなるが、負荷位置 $\theta = 0, \pi$ 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、図 2-9 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。図 2-9 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考ええる。

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考える．ロール軸を本研究における剛体から弾性体に変えるなど，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_b を考慮した研究も進める予定である．

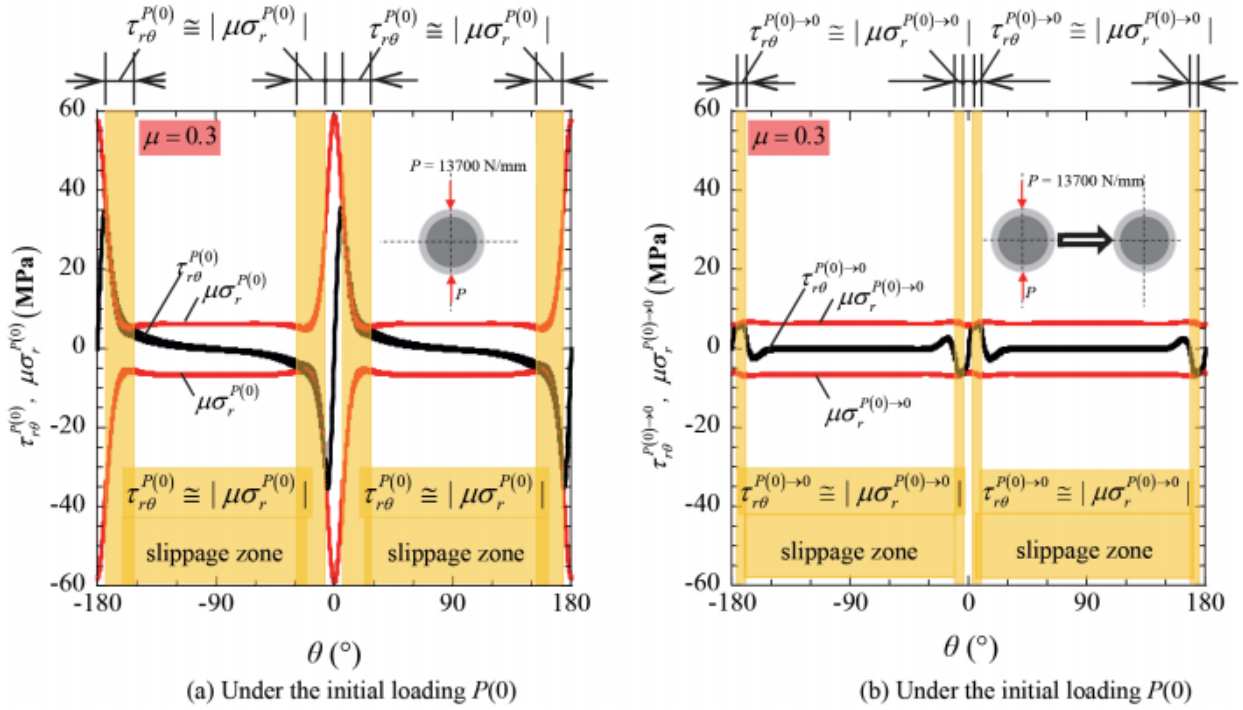


Fig. 2-8 Comparison of slippage zone under the initial loading $P(0)$ and after removing the initial loading $P(0) \rightarrow 0$.

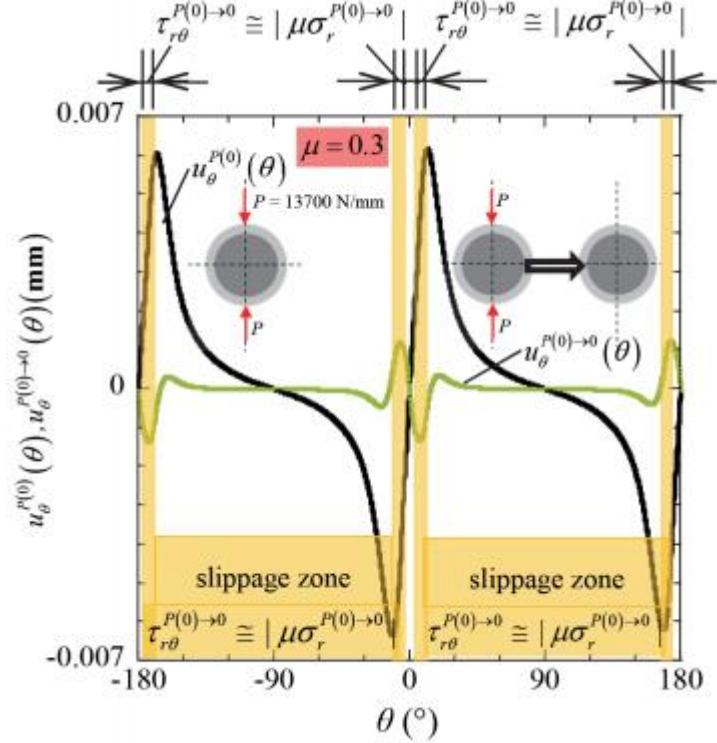


Fig. 2-9 Residual displacement $u_{\theta}^{P(0) \rightarrow 0}(\theta)$ in comparison with $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$.

2.5 結言

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 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ はほぼ 180° 毎に正負のピークが局所的に分布し(図 2-6)、その平均値 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ は荷重移動角 φ にほぼ比例して増加することを示した(図 2-7)。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 $P(0) \sim P(\varphi)$ により対称性を失い、荷重移動側の変位が大きくなる(図 2-6(b)参照)。この相対変位の非対称性化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化とは、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(図 2-9)。
- (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(図 2-8, 2-9)。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ことができる。

参考文献

1. H. Shimoda, S. Onodera, K. Hori, O. Dohi: *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 32, No. 689(1966).
2. H. Takigawa, K. Hashimoto, G. konno, S. Uchida: CAMP-ISIJ, ISIJ, Tokyo, Vol. 16, No. 1150(2003).
3. T. Irie, K. Takaki, I. Tsutsunaga, Y. Sano: *Testu-to-Hagane*, Vol. 65(1979), No. 293.
4. N-A. Noda, Y. Sano, Y. Takase, Y. Shimoda, G. Zhang: *Sosei-to-Kako*, Vol. 58, No. 66(2017).
5. E. Matsunaga, Y. Sano, S. Nishida: CAMP-ISIJ, ISIJ, Tokyo, Vol. 10, No. 1078(1997).
6. E. Matsunaga, T. Tsuyuki, Y. Sano: CAMP-ISIJ, ISIJ, Tokyo, Vol. 11, No. 362(1998).
7. 曾田 範宗著: 軸受, 岩波全書, 東京, pp. 196(1964).
8. T. Niwa: *NTN Tech. Rev.*, Vol. 81, No. 100(2013).
9. J. Murata, T. Onizuka: *Koyo Eng. J.*, Vol. 166, No. 41(2004).
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, pp. 177(1999).
11. N-A. Noda, D. Suryadi, S. Kumasaki, Y. Sano, Y. Takase: *Eng. Fail. Anal.*, Vol. 57, No. 219(2015).
12. N-A Noda, Y. Xu, D. Suryadi, Y. Sano, Y. Takase: *ISIJ Int.*, Vol. 56, No. 303(2016).
13. T. Miyazaki, N-A. Noda, F. Ren, Z. Wang, Y. Sano, K. Iida: *Int. J. Adhes. Adhes.*,

- Vol. 77, No. 118(2017).
14. N-A. Noda, T. Miyazaki, R. Li T. Uchikoba, Y. Sano: *Int. J. Adhes. Adhes.*, Vol. 61, No. 46(2015).
15. N-A. Noda, T. Uchikoba, M. Ueno, Y. Sano, K. Iida, Z. Wang, G. Wang: *ISIJ Int.*, Vol. 55, No. 2624(2015).
16. Z. Wang, N-A. Noda, M. Ueno, Y. Sano: *Steel Res Int.*, Vol. 88(2016).
17. N-A. Noda, Y. Shen, R. Takaki, D. Akagi, T. Ikeda, Y. Sano, Y. Takase: *Thor. Appl. Fract. Mech.*, Vol. 90, No. 218(2017).
18. N-A. Noda, X. Chen, Y. Sano, M. A. Wahab, H. Maruyama, R. Fujisawa: *MATER. DES.*, Vol. 96, No. 476(2016).
19. Marc Mentat team, Theory and User Information. Vol.A, MSC.Software, Tokyo, pp. 713(2012).

第 3 章 熱間鋼板圧延用ロールの界面クリープに及ぼす

駆動トルクの影響

3.1 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 3-1 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ものの、ロール残留曲がり[4-6]やスリーブの円周すべりに起因するスリーブ割れ[7-8]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、設計条件を満たしていても、スリーブすべりが生じることが報告されている[7-8]。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、50 年以上前から知られている[9-11]。

しかし、その生成メカニズム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、スリーブすべりの要因として、“界面クリープ”(単に、クリープと略称することがある)に注目した。界面クリープが起こると界面では図 3.2 に示す周方向相対変位 u_θ が発生する。熱間鋼板圧延仕上作動ロールを対象に、その生成機構を自由転がり条件下で考察した[12]。そこでは、モーターの駆動トルクを加えない、単純な転がり条件下でも、界面クリープが生じれば、残留

変位の蓄積によりスリーブの円周すべりが起こりうることを示した．これにより，組立式ロールに固有の問題であるスリーブ円周すべりが界面クリープを要因として引き起こされることを数値シミュレーションで表現して初めて実証した．このように，前報では，自由転がり条件として，ロール上下方向の対称な荷重を考えた．しかし，実際のロールでは駆動トルクと被圧延材から受ける摩擦力の影響により界面クリープ現象が加速されることが予想される．

そこで，本論文では，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に，モデルを実際圧延条件に近づけるために，ロールの駆動トルクを軸に付与して，界面クリープへのトルクの影響を調べる．また，ロールの有する耐すべり性を支配する焼嵌め率と摩擦係数の界面クリープへの影響を明らかにして界面クリープへの考察を深める．そして界面クリープによるスリーブすべりに起因するスリーブ割れを考察するためスリーブ内面に生じる応力についても言及する．

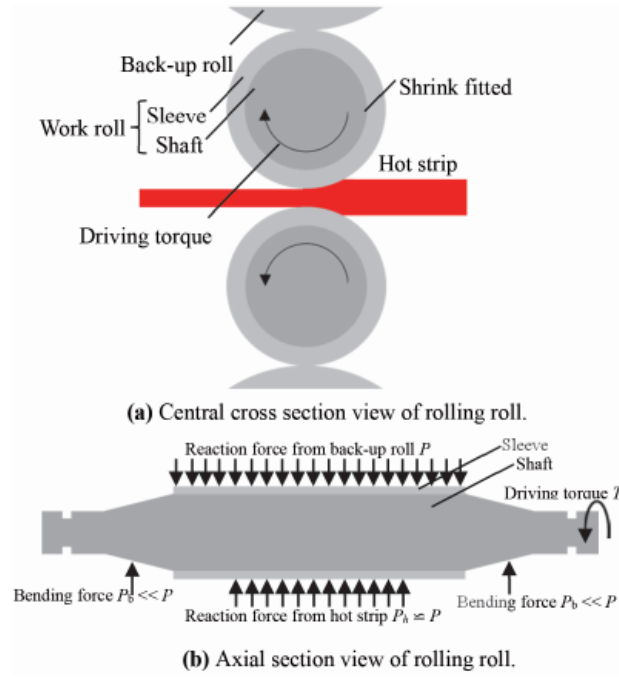


Fig. 3-1 Schematic illustration for real hot strip rolling roll.

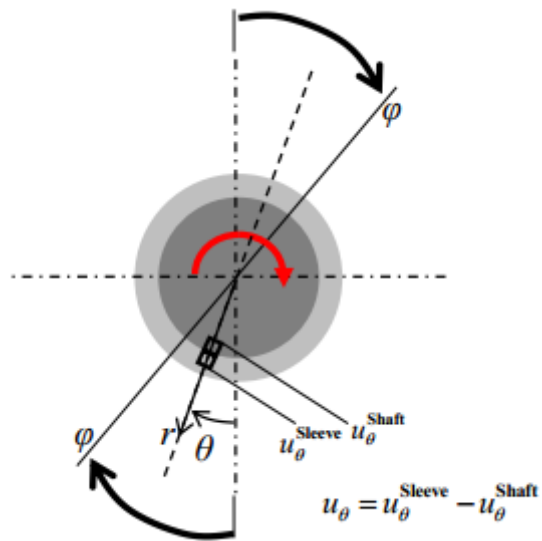


Fig. 3-2 Schematic illustration for real hot strip rolling roll.

3.2 解析方法

3.2.1 軸トルクの導入

図 3-1 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．図 3-1(a)は、ロール長さ中央軸断面、図 3-1(b)は、ロール軸断面をそれぞれ見たものである．図 3-1 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．

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 $T = 0$ および摩擦力 $S = 0$ の条件での界面クリープの生成に関して著者等は先の研究で、そのメカニズムを明らかにしてきた[12]．ここでは軸駆動トルク T と摩擦力(せん断力ともいう) S を付加することによる界面クリープの挙動を明らかにする．そこで、軸駆動トルク T とロール焼嵌め部の有する滑りトルク T_r の関係を整理する．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．すべり安全率を α とすると、 T 、 T_r は次式(3-1)、(3-2)で表される．

$$T_r = \xi \frac{d}{2} \pi d l_b \mu \sigma_{r, \text{shrink}} (\text{N m/mm}) \quad (\xi \leq 1) \quad (3-1)$$

$$T_r = \alpha T (\text{N m/mm}) \quad \alpha \geq 1 \quad (3-2)$$

ここで d は軸直径(スリーブ内径), l_b はロール胴長, μ は軸・スリーブ間の摩擦係数, および $\sigma_{r, \text{shrink}}$ は焼嵌め時の半径方向応力(焼嵌め圧力)である. ξ は焼嵌め有効率で焼嵌め寸法, 面形状の加工誤差に伴う, 実質焼嵌め率の低下を表わす. スリーブ・軸間におけるスリーブ抵抗トルクは基準条件($\xi = 1$, $l_b = 1$ mm, $\mu = 0.3$, $\sigma_r = -21.6$ MPa, $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$, 4.2.2 参照)で $T_r = 3193$ N m /mm となる. また軸駆動トルク T は, モーターの定格トルク $T_m = 471$ N m /mm (N 製鉄所熱間仕上げ F3[13] 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. この基準条件 $T = T_m = 471$ N m /mm より, 式(3-2)の安全率は である.

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, スリーブ外径にもたらされる基準条件におけるせん断力 S は, 式(3-3)で求まる.

$$T_m = S \frac{D}{2} (\text{Nm/mm}) \quad (3-3)$$

モーターの定格トルク $T_m = 471$ N m /mm の場合, 式(4-3)より, 摩擦力(せん断

力)は $S = 1346 \text{ N m /mm}$ と求まる.

3.2.2 界面クリープの解析方法

図 3-3 と図 3-4 は数値シミュレーション法の説明図である. 図 3-3 に示すように, 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[10-11]. 図 3-3(a)はロールが回転する実体ロールであるが, これを図 3-3(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. なお荷重移動間隔は解析精度と計算時間を考慮して, $\varphi = 4^\circ$ とした[12]. 図 3-4 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. 図 3-4(a)は, 実体ロールとその負荷条件を示し, 図 3-4(b)はこれをモデル化したもので, 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. さらに, 解析と考察を容易にする観点から, 軸全体を剛体にし, 図 3-4(c)のように, 軸の変位と回転を拘束したモデルを用いる. 図 3-5 には, モデルのメッシュ分割図を示す. メッシュ分割には, 四面体の一次要素を用い, その数は, 4.6×10^4 である.

剛体軸に対するスリーブの移動量 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 $(\pi + \varphi)$ であるが, 少略することがある) まで移動する間の, 界面上の角度 θ におけるスリーブ内面の変位を $u_\theta^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ と表示する. ところで, ここでは軸を剛体としているため, ロール回転(荷重移動)によって剛体各部には位相差は生じない. 一方, スリーブは弾性体であるため, ロール回転(荷重移動)に伴って, スリーブ各部には, 位相差が生じる. このことは剛

体軸の焼嵌め面と弾性スリーブ焼嵌め面の周方向相対変位 u_θ が、スリーブ内面の変位に等しいことを意味する。すなわち、変位 $u_\theta^{P(0) \sim P(\phi)}(\theta)$ が焼嵌め面におけるクリープを表現するものといえる。

表 3-1 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。ロールに加わる外力 P は、バックアップロールによるスリーブへの負荷と圧延材によるスリーブロールへの反力が等しいとしてロール 1 mm 当たり荷重 $P = 13270 \text{ N/mm}$ を用いた。これは普通鋼板の熱間圧延に相当する条件を想定したものである[13]。スリーブと軸との焼嵌め接合において、焼嵌め代 δ を内径 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。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) を用いた。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[22]。解析タイプは静的構造で平面ひずみ解析とする。

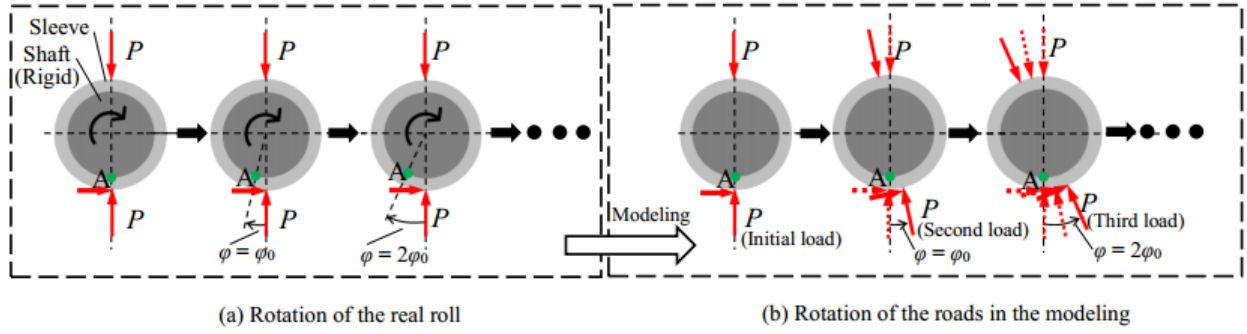


Fig. 3-3 The rotation of the roll replaced by the discrete shifted loads at interval of the load shift angle φ_0 .

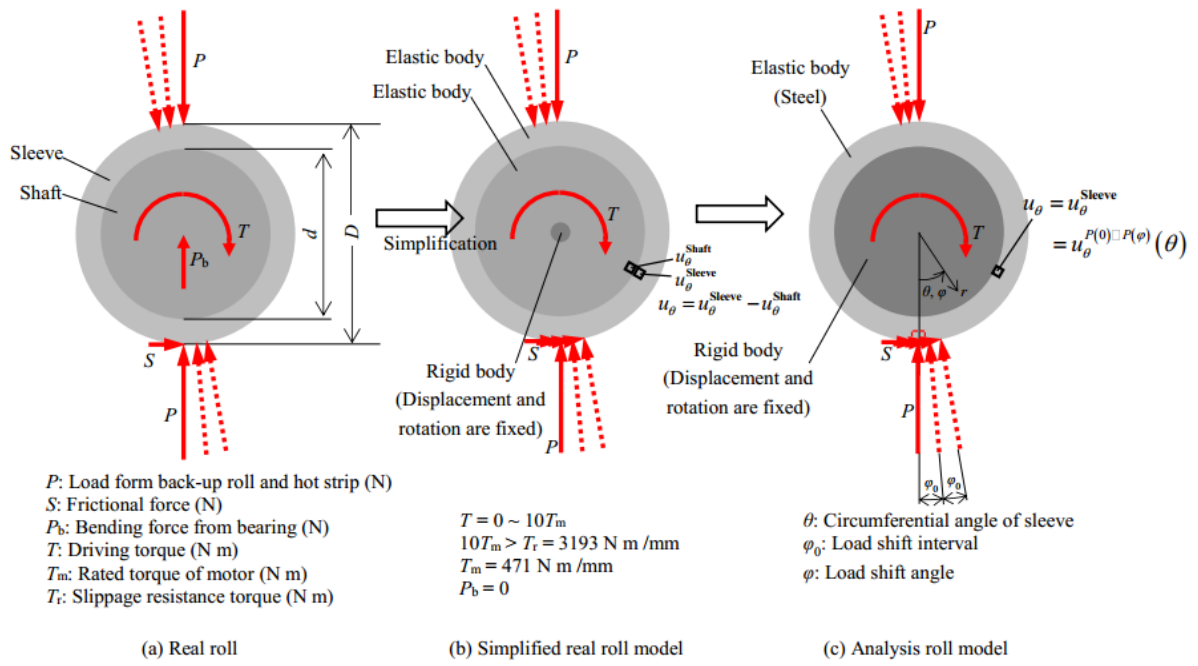


Fig. 3-4 Modeling of FEM 2D model.

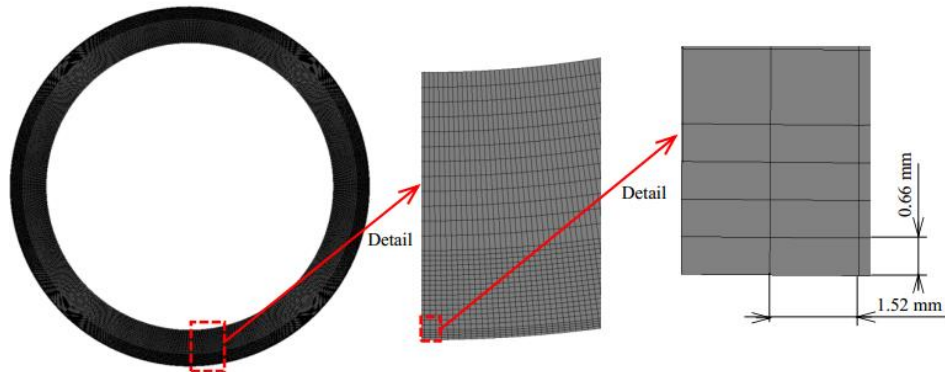


Fig. 3-5 Standard FEM mesh model

3.3 軸トルクによる界面クリープ

3.3.1 荷重移動に伴う変位の挙動

図 3-6 には，スリーブが荷重移動 $\varphi = 0 \sim \varphi = \varphi$ を受けるときの，スリーブ界面の周方向変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ を示す．ここで変位の上付き $P(0) \sim P(\varphi)$ は，荷重を $\varphi = 0 \sim \varphi = \varphi$ 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．

図 3-7 に集中荷重 P に加えてせん断力 S が付加される場合で， $\varphi = 0$ ，および π ， 2π 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．次に，変位の非対称性を調べるため，初期荷重 $\varphi = 0$ において，トルク有無による変位分布 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ を比較して図 3-8 に示す．トルク無し ($T = 0$) の場合は，変位分布は荷重位置 ($\varphi = 0, \pi$) の両側で対称性[23]がある．一方，トルクを加えると，せん断力 S が作用する荷重位置 ($\theta = 0$) では対称性が崩れる．但し S が作用しない $\varphi = \pi$ 付近ではほぼ対称に近い．また，せん断力が加わると平均変位は，初期荷重で $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0)} > 0$ であり，この段階で界面クリープが生じることが示される．

図 3-9 に， $T = T_m$ と $T = 0$ で荷重を 1 周させて，スリーブ変位の挙動を平均変位 $u_{\theta, \text{ave.}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ と荷重回転移動角 φ との関係で示す．トルク有無によらず，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くが，図 3-7 に示したようにトルクが加わると，せん断力の作用により，変位の非対称性が大きくなるとともに，無トルクの場合より 2 倍近く平均変位が大きい．なお，荷重移動を φ

$= 2\pi \times 5$ ，すなわち 5 回転させると，変位が 1 回転の略々 5 倍になることを確認しており，1 周の平均変位で，スリーブ変位の評価を適切に行えるものと考えられる．

3.3.2 すべり域による界面クリープの考察

前報の無トルク条件での研究では，界面クリープ生成機構を，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焼嵌め面で発生するすべり域の存在（応力準平衡域， $\tau_{r\theta} \cong |\mu\sigma_r|$ ），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 3-10 に初期荷重を負荷した場合の $T = T_m$ と $T = 0$ におけるすべり域を比較して示す．図 3-10(a) はトルク $T = T_m = 471 \text{ N m/mm}$ がある場合のすべり域とせん断応力 $\tau_{r\theta, T=T_m}^{P(0)}$ ，摩擦応力 $\mu\sigma_{r\theta, T=T_m}^{P(0)}$ の分布，同様に図 3-10(b) はトルクがない場合 ($T = 0 \text{ N m/mm}$) の分布を示す．ここではすべり域として，解析の精度を考慮し， $\pm 1 \text{ MPa}$ 以内で一致する領域を求める．図 3-10(a)，(b) より，負荷位置 $\theta = 0$ ， π いずれの両側にも $\tau_{r\theta}^{P(0)} \cong |\mu\sigma_r^{P(0)}|$ となる領域（すべり域）が確認できる．しかし，トルク有りの場合，集中荷重 P だけでなく，せん断力 S も作用する $\theta = 0$ では，すべり域はせん断荷重の方向側（ $+\theta$ 側）で大きく加えて，せん断応力も同様に大きく，逆側では小さい．つまり，せん断荷重の作用により荷重中心において，せん断応力の対称性も崩れてせん断応力作用方向で大きい．そのため，初期荷重の段階でせん断力 S の方向に $+\theta$ 方向に界面クリープの加速が生じるものと考えられる．これは図 3-8 に示した軸トルクを

伴う初期荷重時の変位の非対称化とも一致する．

一方，せん断力が作用しない $\theta = \pi$ に注目すると，トルクの有無で，その両側のすべり域での明らかな違いはみられず，変位 u_θ の傾向と一致する．

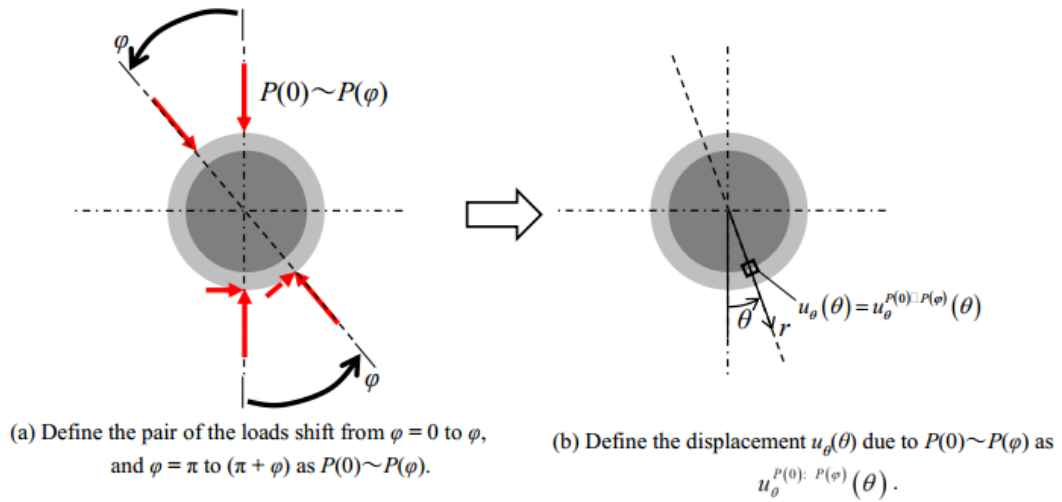


Fig. 3-6 Definition of interfacial displacement due to the shifted load $P(0) \sim P(\varphi)$

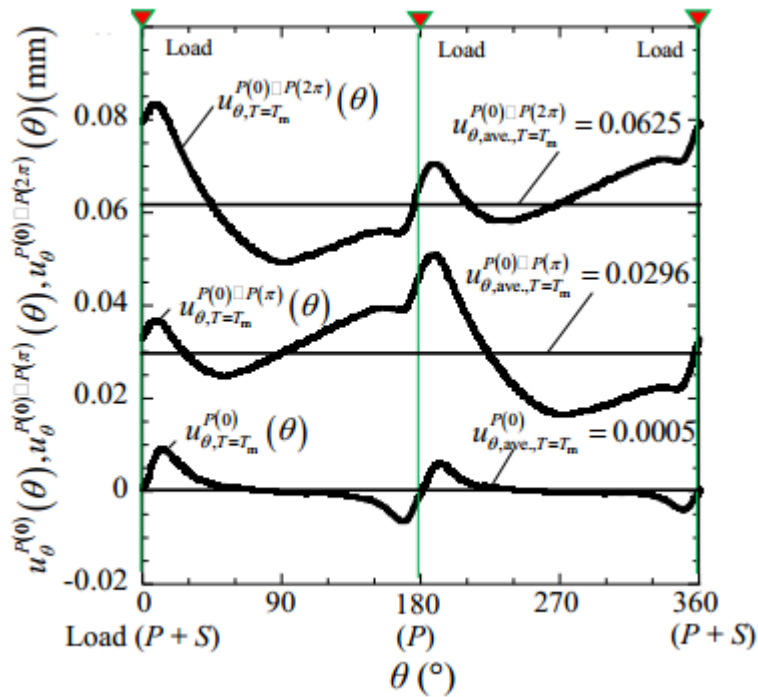


Fig. 3-7 Displacement due to load shifting $P(0) \sim P(\varphi)$ with $T = T_m$ when $\varphi = 0$, $\varphi = \pi$ and $\varphi = 2\pi$

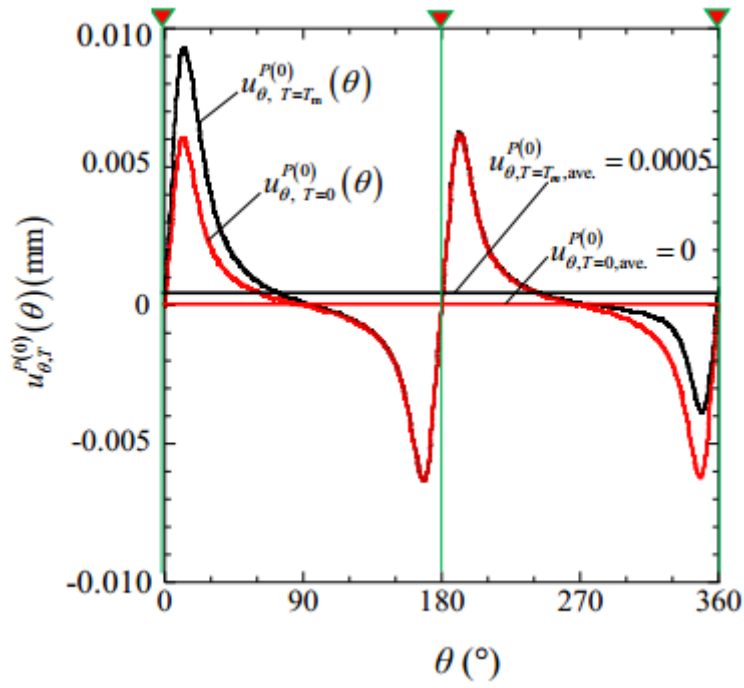


Fig. 3-8 Comparison of displacement distribution when $\varphi = 0$, $T = T_m$ and $T = 0$

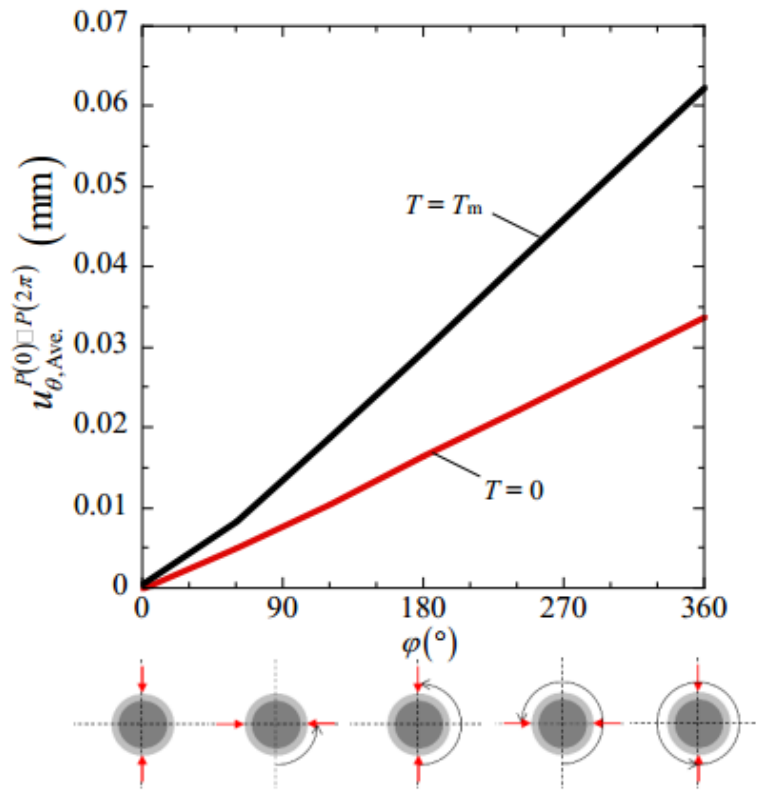


Fig. 3-9 Comparison of history of displacement average when $T = T_m$ and $T = 0$

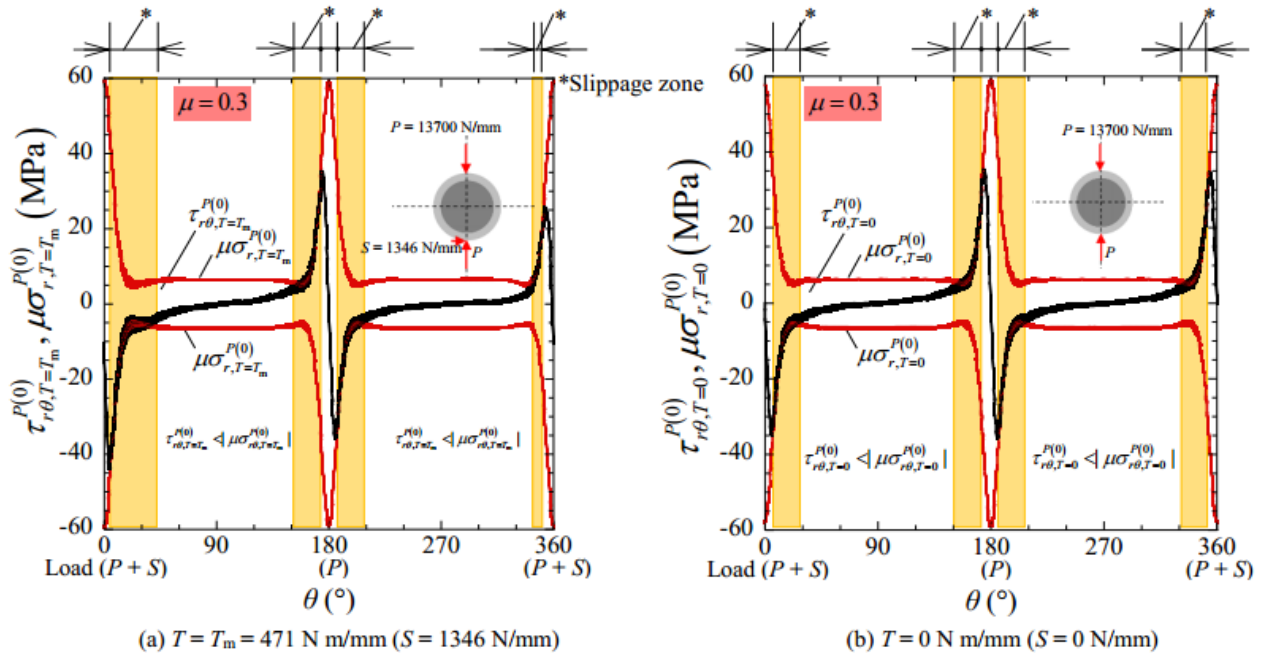


Fig. 3-10 Comparison of slippage zone* under the initial loading $P(0)$ when $S = 0 \text{ N/mm}$ and $S = 1346 \text{ N/mm}$

3.4 界面クリープに対する軸トルクおよびスリーブ焼嵌め条件の影響

3.4.1 軸トルクの影響

ロールに加わ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。そこでここでは軸トルクが無い場合の $T=0$ に加えて、モーターの基準トルク $T=T_m$ および $T=3T_m$, $T=T_r=6.77T_m$, さらに T_r をこえる $T=8T_m$, $10T_m$ それぞれを負荷する場合につき考察した。図 3-11 に 1 回転後の各軸トルクにおける変位分布を示す。トルクが大きくなるにつれて平均変位が大きくなり、せん断力が作用する $\theta=0$ での変位と、せん断力が作用しない $\theta=\pi$ との差が次第に大きくなる。この $\theta=0$ ($\theta=2\pi$) ではせん断力に加えてすべり域も大きいことから(図 3-10(a)), 付加せん断力によってスリーブが $+\theta$ 方向に局所移動(すべり)が大きく、全周すべりを駆動していると見ることもできる。

図 3-12 はその平均変位を基準トルク T_m により整理したものである。軸トルクの増加によりスリーブの平均変位が指数関数的に大きくなり、 $T=T_m$ 付近の変位増加率に対して、スリーブすべり抵抗 $T=T_r$ を越えると、2 倍以上のすべり速度に増大する。

3.4.2 スリーブ焼嵌め条件の影響

スリーブすべりを防止するロール設計上の観点からは、式(3-1)のスリーブ円周すべり抵抗トルク T_r が基準となる。式(3-1)より、既定のロール寸法や負荷条件では、摩擦係数 μ と焼嵌め圧力 $\sigma_{r, \text{shrink}}$ が T_r の主要な要因である。ここではまず焼嵌め圧力 $\sigma_{r, \text{shrink}}$ を支配する焼嵌め率に注目する。そして、基準焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ を中心に、焼嵌め率を変化させ、荷重 1 回転後 ($\varphi = 2\pi$) の変位を求めて考察する。図 3-13 に、スリーブの平均変位 $u_{\theta, T, \text{ave.}}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ を焼嵌め率との関係で示す。ロール 1 回転後の平均変位は、トルク有無を問わず焼嵌め率の増加とともに小さくなり、またトルクの有無に依らず傾向は似ている。これは焼嵌め率の増加により、焼嵌め圧力 $\sigma_{r, \text{shrink}}$ が大きくなり、その結果、すべり抵抗トルク T_r も大きくなるためである(式(3-1))。焼嵌め率 $\delta/d = 0$ の条件でも界面クリープが生じているのは、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てすべり抵抗が存在するためである。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、界面クリープは生じない。ところで、軸トルク存在下の界面クリープは、トルクのない単純転がり $T = 0$ と、軸トルクによる部分に区別することができる。それぞれのクリープへの影響度合が、焼嵌め率によって異なり、トルクによる影響度合点が焼嵌め率 0.25×10^{-3} 付近で最も大きく、注目される。そこで、焼嵌め率ごとのクリープへの影響度合を見るために、図 3-14 にトルク有りの平均変位をトルク無しの平均変位で無次元化したグラフを示す。図 3-14 より 0.25×10^{-3} 付近に極大値が現れることが分かる。これはある極大値を境界として、駆動トルクが有る場合、抵抗トルク T_r のクリープ抑制効果に変化しているとも言える。つまり、 $\delta/d = 0 \sim 0.25 \times 10^{-3}$ ま

では、抵抗トルク T_r の抑制効果が小さいが、 0.25×10^{-3} を越えると抵抗トルク T_r の抑制効果が大きくなる。この極値は当然境界条件やモデル寸法にも依存してくると考えられるが、今回の解析結果において極大値が焼嵌め率の実用的な範囲より小さい所であったことは、ロール使用時に焼嵌め率が低下することを考慮すると、駆動トルクにより界面クリープが促進される可能性を示唆している。

なお、スリーブロール内周からの破壊を考えると、焼嵌めによる円周方向応力は可能な限り小さくし、かつスリーブすべりの低減が求められる。そのため、クリープによるすべりを防ぐためには焼嵌め率以外の要因を合わせて考察する必要がある。

3.4.3 摩擦係数の界面クリープに対する影響

スリーブのすべり防止策として、前節の、焼嵌め率につづいて摩擦係数の影響を考える。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、摩擦係数を $\mu = 0.1 \sim 1$ に変化させ、1回転後の変位を求めた。図 3-15 に平均変位 $u_{\theta, T, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ と摩擦係数 μ の関係を示す。軸トルクの付加により、平均変位は、摩擦係数の増加とともに小さくなり、付加トルクによる影響が小さくなる。そして摩擦係数 $\mu = 0.8 \sim 1$ で一定値に収束していき、トルクの影響がなくなる。このような変位に対するトルクの影響度合いが摩擦係数 μ によって変化し、 μ が大きくなると共にトルクの影響が小さくなる挙動は、焼嵌め率の場合に似ている(図 3-13)。3.4.2 節でも挙げた抵抗トルク T_r の抑制効果は式(3-1)に依存し

てため、摩擦係数が大きくなるにつれて抵抗トルク T_r の抑制効果が大きくなり、トルク有りの場合では $\mu = 0.1 \sim 1$ で平均変位は単調な変化となる。

一方トルク無しの場合、摩擦係数の増加により $\mu = 0.24$ 付近で変位 $u_{\theta,T,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ が極大値をとる特異性がみられ、 μ がさらに大きくなると、トルク付加の場合同様、 $\mu = 1$ でほぼ一定値に収束する。トルク無しの場合に、 μ に対して変位が極大値をもつ理由は“すべり域”の概念で理解できる。即ち、“すべり域”が生じた状態で、外からの力を除くとすべり域は小さくなるが、残されたすべり領域には、接合界面に沿って歪みが残留する(残留歪み)[5]。この残留歪は、すべり域の大きさに比例する。摩擦係数が一定値より小さいか大きいといずれの場合にも残留(すべり域)が小さくなることが、スリーブ焼嵌めロールを用いて示されている。そこでは、曲げ荷重が加えられた後に除去されるとロール軸の残留曲がり(残留ひずみ)が最大値を示し、その生成機構としてすべり域の概念を用いて説明されている[5]。

界面クリープを防ぐために、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、有効である。

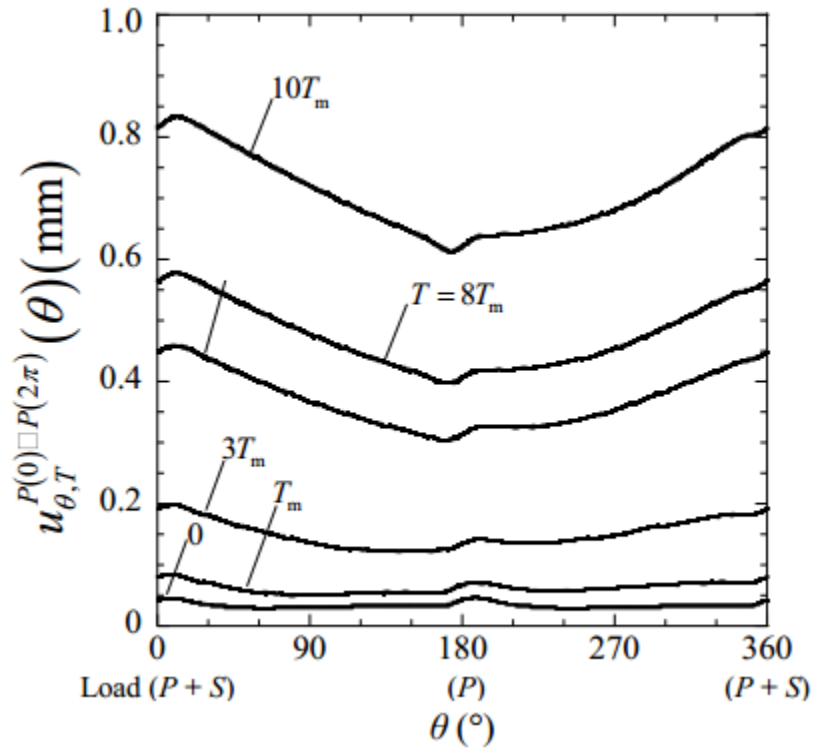


Fig. 3-11 Displacement distribution by varying torque T as $T = 0, T_m, 3T_m, T_r (=6.77T_m), 8T_m, 10T_m$ when $\varphi = 2\pi$.

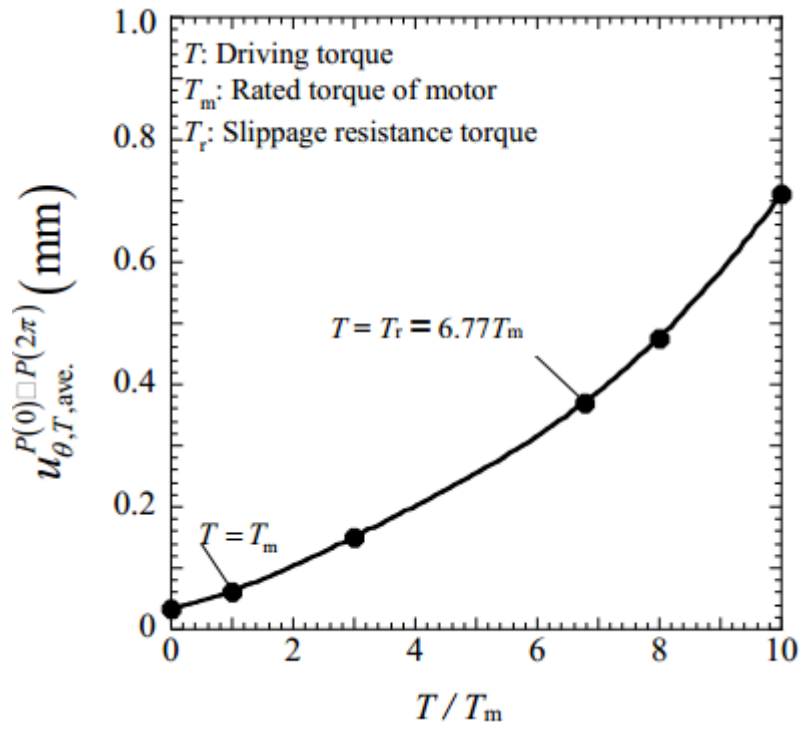


Fig. 3-12 Average displacement vs. T / T_m when $\varphi = 2\pi$.

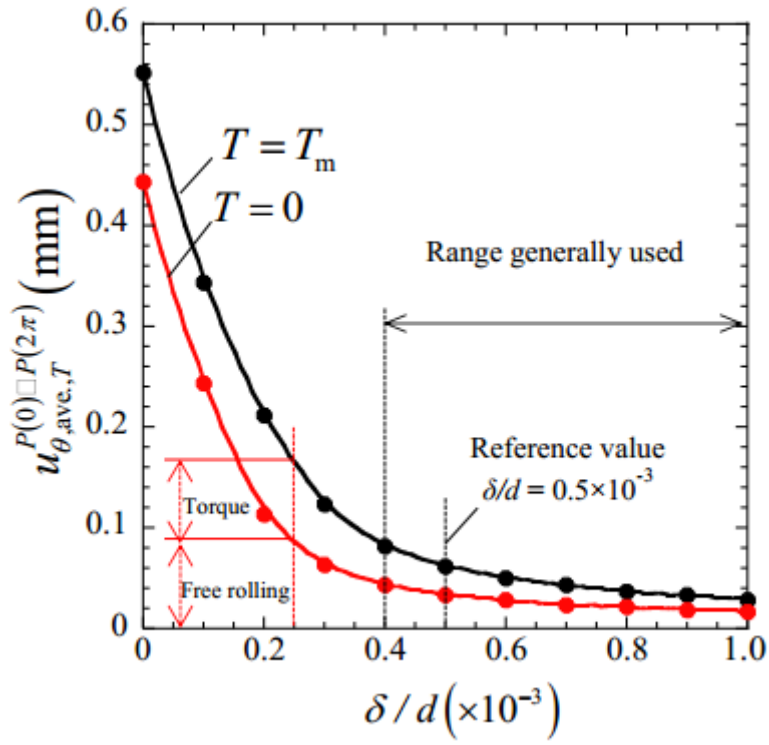


Fig. 3-13 Average displacement vs. δ/d .

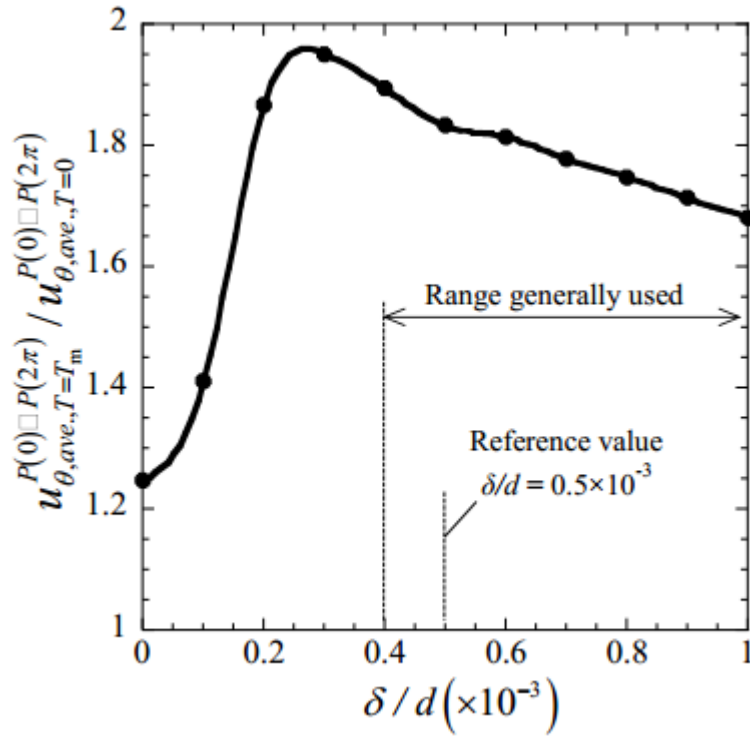


Fig. 3-14 $u_{\theta,ave,T=T_m}^{P(0) \sim P(2\pi)} / u_{\theta,ave,T=0}^{P(0) \sim P(2\pi)}$ vs. δ/d when $\varphi = 2\pi$.

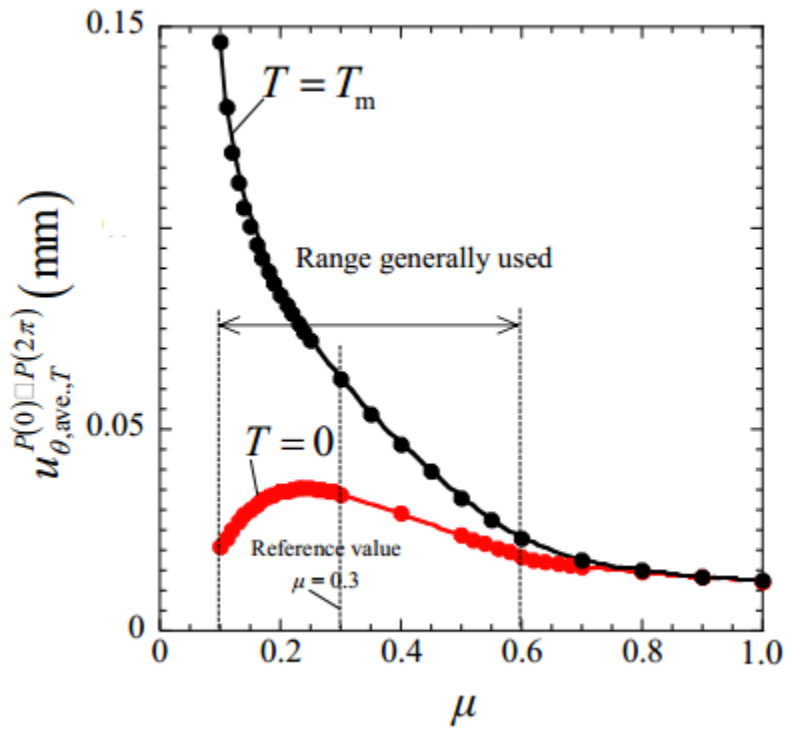


Fig. 3-15 Average displacement vs. μ

when $\varphi = 2\pi$, $T = T_m$ and $T = 0$

3.5 スリーブの内面応力

スリーブ組立式ロールにおける致命的な課題の一つであるスリーブの割損事故[7]では、スリーブの円周方向すべりが生じてスリーブ焼嵌め面に円周方向引掻傷とともに部分的な焼付が起こり、その成長過程でスリーブ内面に数ミリオーダーの凹凸が発生する。それが応力集中源となって、スリーブ内面に疲労き裂が生じ、その進展の結果割損に到ると考えられている[7]。割損起点の発生には、主として円周方向応力 σ_θ が支配的であるとみなされるため、ここでは σ_θ に注目する。

図 3-16(a)に軸トルク $T = T_m$ を与える場合、図 3-16(b)にトルクフリー $T = 0$ の場合の σ_θ の分布をそれぞれ示す。また、図 3-16 には 1 回転後 $\varphi = 2\pi$ 、および応力分布が一定値で安定する 2 回転後 $\varphi = 4\pi$ それぞれにおける円周応力 $\sigma_{\theta,T}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ の分布を示す。図 2-16(a), (b)より 1 回転後 $\varphi = 2\pi$ と 2 回転後 $\varphi = 4\pi$ とで、応力分布に違いは殆ど見られず、応力振幅の大きいトルク有りの場合、図 3-16(a)から最大応力 $\sigma_{\max} = 121 \text{ MPa}$ 、最小応力 $\sigma_{\min} = 72 \text{ MPa}$ と、焼嵌め応力を中心とする両振りに近い応力状態と見なすことができる。またトルクによる、2 回転後の応力への影響は、軸トルク付加によって、応力振幅で約 9%増加する。トルク有りの場合とトルク無しの場合で応力分布を比べると、せん断力 S を与えない $\theta = \pi$ 近傍では両者の差は小さい。これらは、このように、 $\theta = 0$ 、せん断力 S の存在により、負荷位置 $\theta = 0$ の+側で一方向のせん断応力が、大きくなることと符合する。

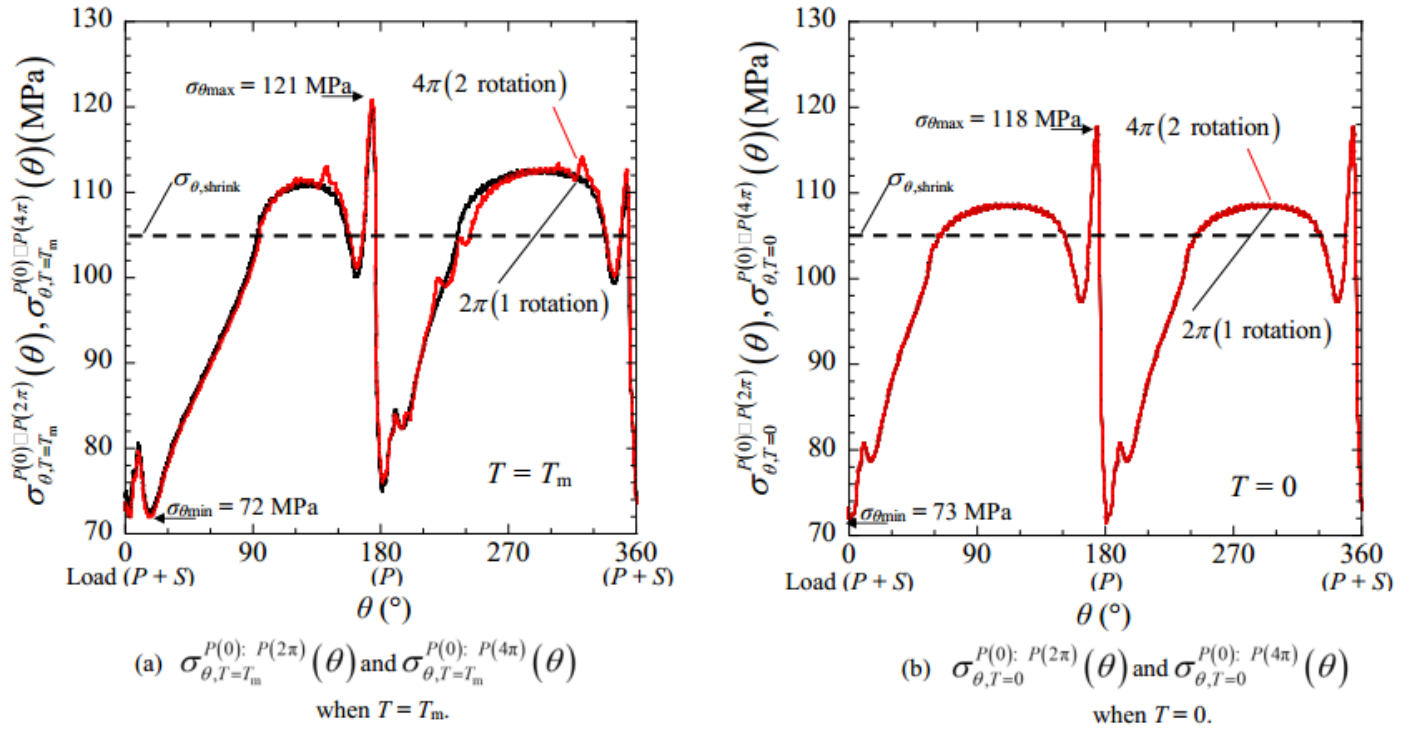


Fig. 3-16 Comparison of $\sigma_{\theta,T}^{P(0);P(2\pi)}(\theta)$ and $\sigma_{\theta,T}^{P(0);P(4\pi)}(\theta)$ when $T = T_m$, $T = 0$

3.6 結言

本論文では，スリーブ組立式ロールに生じる界面クリープの挙動について軸トルクを加えた実際のロールに近い条件で考察した．具体的には，駆動トルクの界面クリープへの影響を数値シミュレーションにより明らかにした．界面クリープが，組立式ロールに固有のスリーブ円周すべりを引き起こす主要因であることに加えて，軸トルクや焼嵌め条件，更にはスリーブ内面応力を含めた要因を考察することにより界面クリープに対する理解の深化が期待される．以下に，得られた結論をまとめる．

- (1) 軸トルク T の付加により，スリーブ変位 u_θ (界面クリープ) は加速され，付加トルクの増加に対して指数関数的に大きくなる (図 3-11)。
- (2) 軸トルク T 付加による界面クリープの加速効果は，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．すなわち，軸トルクに伴う荷重点におけるせん断力の付加により，界面でのせん断応力の対称性が崩れて (図 3-9(a)) せん断力方向側のすべり域が大きくなって，その方向の界面クリープが増進される．
- (3) 焼嵌め面におけるすべり抵抗トルクへの支配的因子である，焼嵌め率 δ/d と摩擦係数の変位 u_θ への影響を考察した．焼嵌め率 δ/d の増加により軸トルク T の有無によらずクリープは指数関数的に減少し， u_θ に対するトルク T の影響割合 (無トルク時の変位にトルク T によって付加される変位の割合) は $\delta/d = 0.25$ 付近で最大になる (図 3-12)。

- (4) 摩擦係数 μ の増加とともに，トルク T_m 付加での変位 u_θ は指数関数的に減少する．一方，無トルクの条件では， μ の大きい側では u_θ はほぼ一定値に減少していくが， $\mu = 0.24$ 付近で最大を示して，さらに μ が減少すると，変位も減少していく特異な挙動をとる．このような軸トルクによる変位への影響についてはすべり域の概念で説明できる．
- (5) スリーブすべりに伴うスリーブ割れを支配する円周方向応力は，荷重移動の進行によらず 2 回転後 ($\varphi = 4\pi$) でほぼ一定値を示す．トルク T_m の付加により，2 回転後の応力 σ_θ は無トルクの場合に比べて最小応力が圧縮側に少し大きくなり，応力振幅で約 9% だけ無トルクの場合より大きい．

参考文献

1. H. Shimoda, S. Onodera, K. Hori, O. Dohi: *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 32, No. 689(1966).
2. H. Takigawa, K. Hashimoto, G. konno, S. Uchida: *Camp-ISIJ*, Vol. 16, No. 1150(2003).
3. T. Irie, K. Takaki, I. Tsutsunaga, Y. Sano: *Testu-to-Hagane*, Vol. 65, No. 293(1979).
4. T. Hattori, Y. Kamitani, K. Sugino, H. Tomita, Y. Sano: *ICTMP 2007 Int. Conf.*, Yokohama, (2007).
5. N-A. Noda, Y. Sano, Y. Takase, Y. Shimoda, G. Zhang: *J. Jpn. Soc. Technol. Plast.*, Vol. 58, No. 66(2017).
6. N-A. Noda, H. Sakai, Y. Sano, Y. Takase, Y. Shimoda: *Metals*, Vol. 8, No. 998(2018).
7. E. Matsunaga, Y. Sano, S. Nishida: *Camp-ISIJ*, Vo. 10, No. 1078(1997).
8. E. Matsunaga, T. Tsuyuki, Y. Sano: *Camp-ISIJ*, Vol. 11, No. 362(1998).
9. 曾田範宗: 軸受, 岩波全書, 東京, pp. 196(1964).
10. T. Niwa: *NTN Tech. Rev.*, Vol. 81, No. 100(2013).
11. J. Murata, T. Onizuka: *Koyo Eng. J.*, Vol. 166, No. 41(2004).
12. H. Sakai, N-A. Noda, Y. Sano, Y. Takase, G. Zhang: *Testu-to-Hagane*, Vol. 105, No. 4(2019).
13. わが国における最近のホットストリップ製造技術, 鋼板部会ホットストリ

- ップ分科会報告，日本鉄鋼協会共同研究会鋼板部会ホットストリップ分科
会編，いばらき印刷，茨城，pp. 255(1987).
14. N-A. Noda, D. Suryadi, S. Kumasaki, Y. Sano, Y. Takase: *Eng. Fail. Anal.*, Vol.
57, No. 219(2015).
15. N-A. Noda, Y. Xu, D. Suryadi, Y. Sano, Y. Takase: *ISIJ Int.*, Vol. 56, No. 303(2016).
16. T. Miyazaki, N-A. Noda, F. Ren, Z. Wang, Y. Sano, K. Iida: *Int. J. Adhes. Adhes.*,
Vol. 77, No. 118(2017).
17. N-A. Noda, T. Miyazaki, R. Li T. Uchikoba, Y. Sano: *Int. J. Adhes. Adhes.*, Vol. 61,
No. 46(2015).
18. N-A. Noda, T. Uchikoba, M. Ueno, Y. Sano, K. Iida, Z. Wang, G. Wang: *ISIJ Int.*,
Vol. 55, No. 2624(2015).
19. Z. Wang, N-A. Noda, M. Ueno, Y. Sano: *Steel Res Int.*, Vol. 88(2016).
20. N-A. Noda, Y. Shen, R. Takaki, D. Akagi, T. Ikeda, Y. Sano, Y. Takase: *Theor.*
Appl. Fract. Mech., Vol. 90, No. 218(2017).
21. N-A. Noda, X. Chen, Y. Sano, M. A. Wahab, H. Maruyama, R. Fujisawa: *Mater.*
Des., Vol. 96, No. 476(2016).
22. Marc Mentat team, Theory and User Information. Vol. A, MSC. Software, Tokyo,
pp. 713(2012).
23. 石田誠：き裂の弾性解析と応力拡大係数，培風館，東京，pp. 18(1976).

第4章 スリーブ組立式セラミック酸洗ロールの静的および疲労強度

4.1 緒言

圧延後の熱延鋼コイルには、表面スケールが形成されるが、この除去を目的に塩酸酸洗槽の中で連続的に表面肌を清浄化する連続酸洗設備がある。また、冷延鋼コイル、アルミニウムコイルなどに連続的に塗装を行い、塗装鋼板を製造するコイル塗装設備がある。これらの設備には多数の比較的大きなローラが用いられている。

これらのローラには合金鋳鉄、合金鋼およびゴムなどの非鉄材が使用されており、特に塗装前処理や、酸洗には、腐食の影響もあって、比較的早期にローラ表面の摩耗・肌荒れが生じる。従って、ラインを止めてローラの交換や整備をするメンテナンスに多くの時間を要し、製造ラインの効率を阻害する要因となっている。これまでに、ローラの損傷部を溶射により補修して、再生使用する方法や[1]、ローラの材料を耐摩耗性・耐食性に優れた鉄鋼材料に改善することで[2]、ローラの長寿命化が図られてきたがそれらの対策は十分とは言えなかった。スリーブ材料を耐摩耗性・耐食性・耐酸化性に優れたセラミックスへ変更することで、ローラの寿命を飛躍的に延長させることができ、作業効率の向上やコスト削減が期待される。

そこで、本研究では軸部(シャフト部ともいう)を鋼とし、胴部大径スリーブにセラミックスを用いて焼嵌めで接合する方法に着目する。接合強度の面で焼

嵌め法は不可欠であり，他の接合法は使用できないことを示した[5-3]．さらに，ローラは耐用期間に達すると交換する必要があるので，焼嵌接合された構造では，溶接接合などに比べてスリーブと軸とを比較的分離しやすいという利点もある．

セラミックスリーブを焼嵌法で接合する構造に関して，これまでの研究で明らかにされた事を整理する．著者等は，これまでに直径 600 mm の超大径セラミックローラ（軸材もセラミックス）を連続溶融金属めっき用を開発するに当たり，まず単純な円筒モデルを用いてローラ浸漬時の熱応力を解析した[4]が，接合部の解析は行っていない．次に，直径 270 mm のセラミックス製スリーブと鋼製軸を焼嵌めた二重構造の鋼板搬送用ローラを対象に，ローラの焼嵌接合部に生じる応力を解析し安全な接合条件を確立した[5]．しかし，直径が 600 mm を超える大径用セラミックローラについては，小径ローラと異なる接合構造が必要とされ，今日まで正確な強度解析がなされていない．当該ローラは，スリーブの直径が軸部に比べて 2 倍以上大きいものがあり，スリーブと軸部との接合構造が円筒同士の組み合わせにできないことも考慮すべきポイントである．このような大径ローラをセラミックスによって構成するには，図 5-1 に示すようなスペーサーリングを用いる構成が有用である．その際，スリーブ中央付近の曲げ強度や，スリーブ端部・軸端部相当位置の接合部での応力の集中が問題となる．特にセラミックスは鋼に比べ破壊靱性が小さく，使用中に生じる小さな傷からも破壊につながる．すなわち，強度，機械的性質の信頼性が低い[6]上に，材料，加工費が極めて高価なため，使用中の破損は極力避けなければなら

ない．そこで，本研究では，大型ローラの中空スリーブのセラミック化を進める上で必要な，セラミック各部の応力を詳細に検討し，設計の最適化を試みる．

具体的には，図 4-1 のようにスリーブ，スペーサーリングおよび軸の各部の接合には，接合強度の面からやはり焼嵌め法が不可欠であることに注目し，各接合部に生じる応力を詳細に検討する．

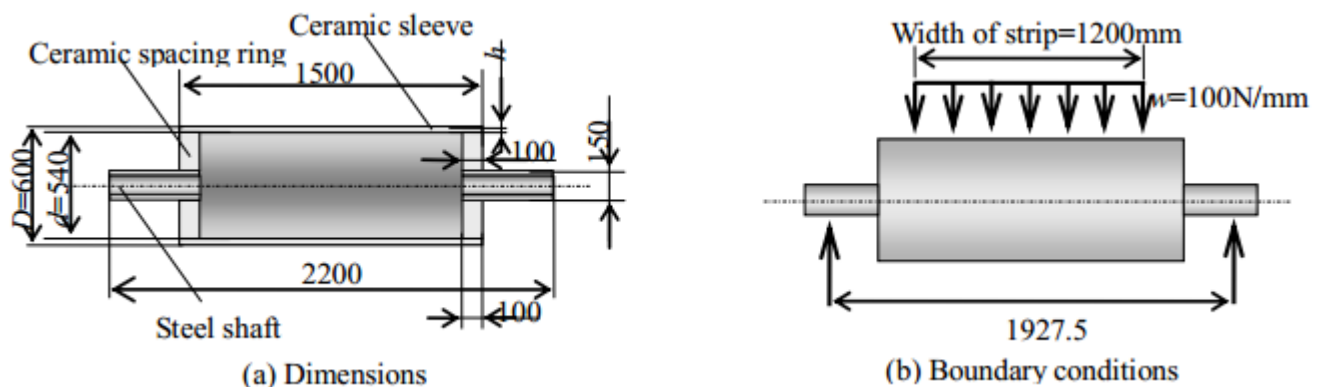


Fig. 4-1 Ceramics roll system (mm)

4.2 解析方法

本研究に用いるセラミックスリーブ組立ローラの構造と負荷条件を図 4-1 に示す。図 4-1 の構造において、スリーブとスペーサーリングの材料をセラミックス、軸部を鋼とする。そしてそれぞれを接合強度の面で不可欠の焼嵌め法で接合する構造に注目し、危険部位に生じる応力を、有限要素法を用いた弾性解析により求める。焼嵌め代をスリーブ嵌め込み部の内径 d (スペーサーリングの外径を用いてもよい) で除した値を焼嵌率 δ/d と定義する。軸部・スペーサーリング間の焼嵌率は、スペーサーリング・スリーブ間はを最大として変化させた。ここでは、スペーサーリング・スリーブ間の $\delta/d = 0.3 \times 10^{-3}$ 、スリーブ肉厚 $h = 30 \text{ mm}$ の場合を基準モデルとする。また、接合部の摩擦係数は 0.3 とする。焼嵌め後のローラ使用状態において、軸部は単純支持で、胴部スリーブには鋼板に加える張力による分布荷重(円周方向には集中負荷)が負荷される(図 4-1)。

本研究ではスペーサーリング・スリーブ間の焼嵌率やスリーブ肉厚を変えて最大応力等への影響を解析する。実ローラでは加熱鋼板と接触する場合があるが、これによる熱応力は考慮しない。また、スリーブ材質として窒化ケイ素系セラミックスを用い、鋼、セラミックスそれぞれの物性値を表 4-1 に示す。セラミックスはマクロの塑性変形を生じないことから[7]、三次元弾性解析とし、六面体一次要素を使用する。要素数 42920、節点数 53382 の場合の要素分割例を図 4-2 に示す。モデルは対称性を考慮し、全体の 1/4 を対象として、焼嵌めおよび分布荷重によって生じる最大応力および応力振幅を求める。

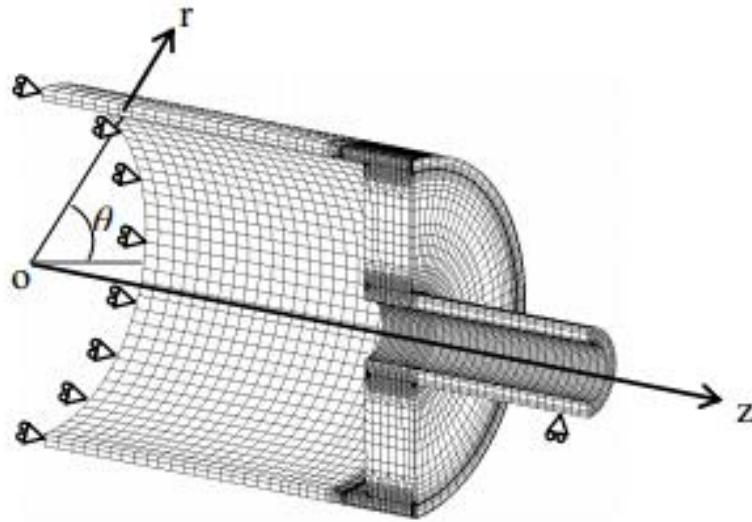


Fig. 4-2 FEM model

Table 4-1 Material properties

	Ceramics (Si_3N_4)	Steel (Hv220)
Young's modulus (GPa)	300	210
Poisson's ratio	0.28	0.3
Tensile strength (MPa)	500	600
Fracture toughness ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$)	7	100
Fatigue strength (MPa)	200	300

4.3 瞬時破壊

解析により，セラミックスリーブの最大引張応力は焼嵌め接合部の円周方向応力 σ_θ として生じることが分かったので，まず焼嵌め後の接合部に生じる σ_θ を検討する．図 4-3(a)にスリーブ厚 30 mm，焼嵌率 0.3×10^{-3} の条件で，スリーブに生じる焼嵌めおよび曲げ負荷後の円周方向応力分布を示す．スリーブおよびスペーサーリング接触端部には $\rho = 5$ mm の曲率半径を付けている．図 4-3(a)により， $h = 30$ mm の場合円周方向応力の最大値 $\sigma_{\theta s}$ はスリーブ内側端部の点 A を通る同一周上に生じ 99.6 MPa である．一方，スリーブが薄い場合 ($h = 10$ mm) には，図 4-4(a)に示すように，焼嵌応力の最大値 $\sigma_{\theta s}$ は，スリーブ厚 30 mm と異なりスペーサーリング端部に相当するスリーブ外表面に生じることが分かった．このように焼嵌による最大応力が外径に生じる点については，詳細な検討が必要なため後で考察する．ここで，点 A をより詳細にみると，図 4-3(a)のように $\rho = 5$ mm の立上り起点より $\theta = 34^\circ$ 離れているが，スリーブ端部と呼ぶことにする．

次に，焼嵌後のローラに曲げ負荷を加えた結果，スリーブが厚い $h = 30$ mm の場合，図 4-3(b)に示すようにスリーブにおける円周方向応力 σ_θ の分布は焼嵌のみに比べてほとんど変化せず曲げによる影響は小さい．曲げによる σ_θ の増加量を $\sigma_{\theta b}$ とすると， $\sigma_\theta = \sigma_{\theta s} + \sigma_{\theta b}$ と表される．図 4-3(b)より， $\sigma_{\theta s \max}$ は点 C に生じ，焼嵌め時の最大値より 4 MPa ほど増加する．この最大値 103.6 MPa は，用いたセラミック材の引張強さ 500 MPa [8]に基づく設計強度 333 MPa (安全率 1.5)を大幅に下回っており，瞬時破壊のリスクはないと判断される．一方，ス

リーブ厚が薄い $h = 10 \text{ mm}$ の場合，図 4-4(b)のように点 B(及び点 B')に生じる応力 $\sigma_{\theta b}$ は分布荷重の負荷により 20.5 MPa 増加するが，設計強度を上回ることはない．但し，スリーブ厚が薄く，焼嵌率の小さな場合は，この限りでなく， $h = 10 \text{ mm}$ ， $\delta/d = 0.3 \times 10^{-3}$ では安全率が 1.0 を下回る(図 4-7(a)参照)．なお，スペーサーリングの $\sigma_{\theta s \max}$ についても解析を行ったが，その値はスリーブに生じる $\sigma_{\theta s \max}$ に比べて 1/2 程度と小さい．そこで以下では，スリーブに生じる応力についてのみ検討する．

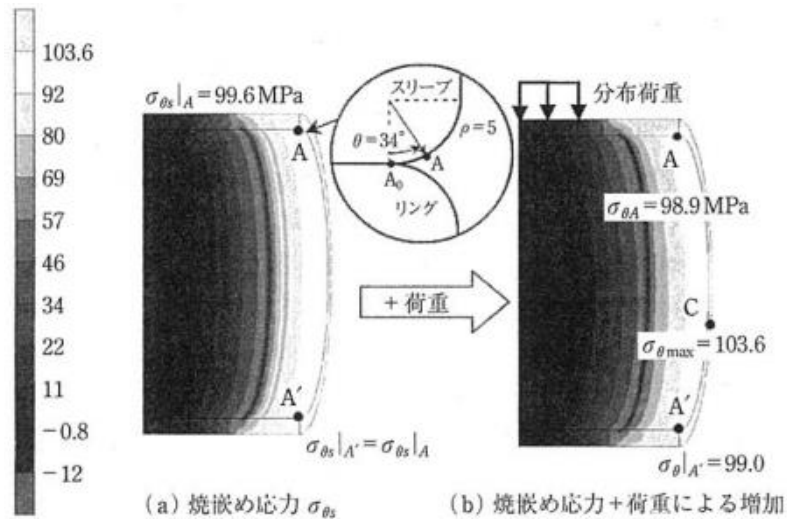


Fig. 4-3 Stress distribution ($h = 30 \text{ mm}$)

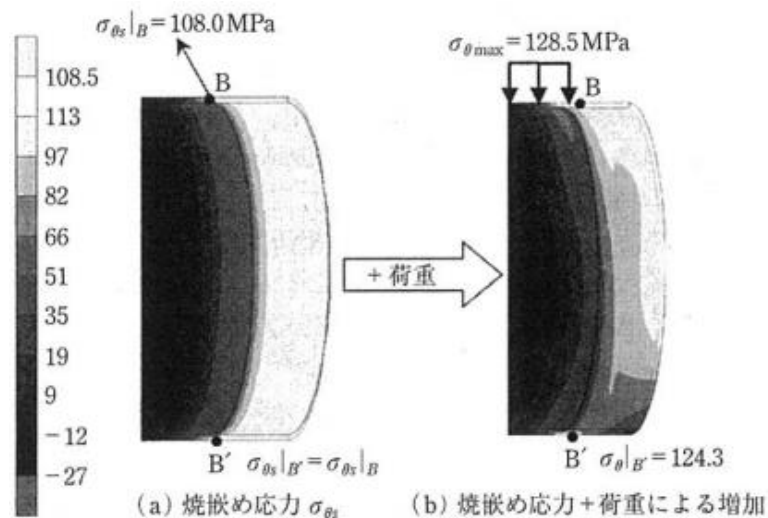


Fig. 4-4 Stress distribution ($h = 10 \text{ mm}$)

4.4 疲労強度

基準形状 ($h = 30 \text{ mm}$) において、焼嵌率 δ/d を変化させたときの $\sigma_{\theta s}$ および $\sigma_{\theta \max}$ を図 4-5 に示す。焼嵌率が小さい場合は、接触端部での応力集中の影響で $\sigma_{\theta \max}$ は大きいですが、焼嵌率を大きくしていくと徐々に減少し、その後、 $\delta/d = 0.11 \times 10^{-3}$ 付近で極小を示す。この時の焼嵌率を限界焼嵌率と呼ぶ。この限界焼嵌率を越えると $\sigma_{\theta \max}$ は、増加に転じ、 δ/d が 0.15×10^{-3} を超えると $\sigma_{\theta \max}$ は、 $\sigma_{\theta s}$ に接近してほぼ平行に線形的に増加する。見方を変えて、曲げ負荷による応力 $\sigma_{\theta b} = \sigma_{\theta \max} - \sigma_{\theta s}$ に注目すると (図 4-7(b), 参照), $\sigma_{\theta b}$ は焼嵌率の増加とともに減少し、 0.11×10^{-3} 付近で一定となって δ/d が増加しても変わらない。このことから、焼嵌率をある値 (限界焼嵌率) より大きくすると、スリーブとスペーサーリングが固着した状態になると考えられる。同様な現象は先に小径の搬送用ローラの問題でも見られた[5]が詳細な考察は行なわなかったもので、次章で検討する。

回転するローラの胴部に曲げ荷重が負荷される場合、回転毎に変動する応力振幅の最大値は円周方向応力でスリーブ内面端部に生じる。したがって、この部分の応力振幅、平均応力をもって、耐久線図を用いて強度検討を行う。図 4-6(a), (b), (c) に各スリーブ厚における修正 Goodman 耐久線図を示す[9-10]。この耐久線図では、安全率を考慮していない。図 4-6(a),(b) より、スリーブが厚い $h = 20 \text{ mm}$ および 30 mm の場合は、すべての焼嵌率で疲労による破壊に対して高い安全性を有することが分かる。しかし、スリーブが薄い $h = 10 \text{ mm}$ (図 4-6(c)) においては、特に焼嵌率が小さい $\delta/d \leq 0.1 \times 10^{-3}$ の場合に、疲労破壊に対す

るリスクが大きくなることが分かる.スリーブ厚さを変えて検討した結果から,
スリーブが薄い場合では,むしろ焼嵌率を大きくした方が疲労に対して安全側
となることが明らかになった.

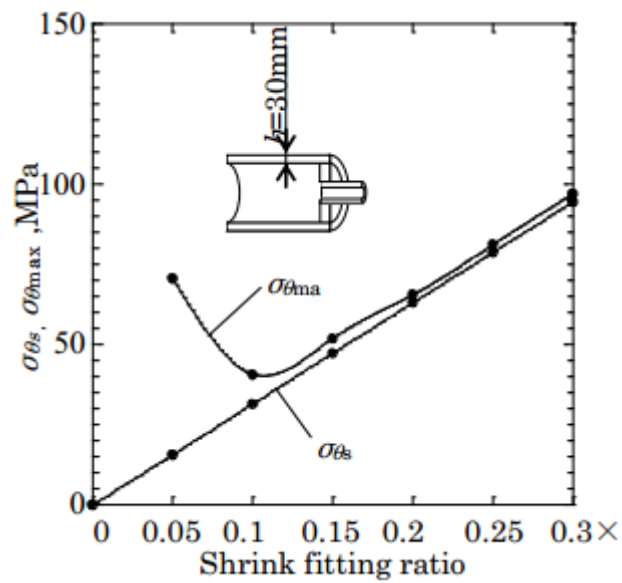


Fig. 4-5 σ_{θ} vs. δ/d when $h=30\text{mm}$ ($\sigma_{\theta \max} = \sigma_{\theta s} + \sigma_{\theta b}$)

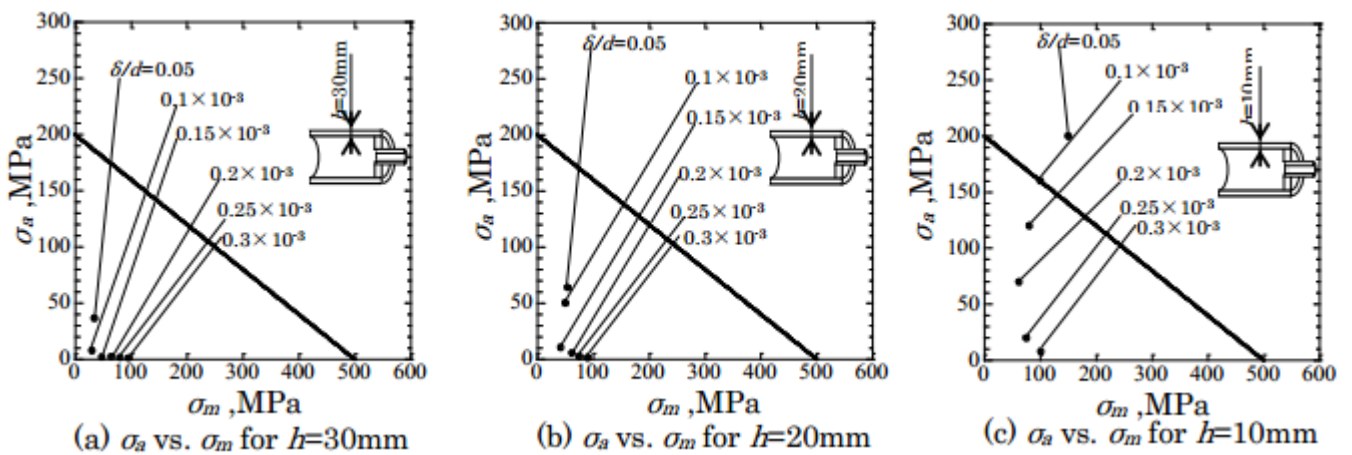


Fig. 4-6 Relationship between endurance limit and mean stress

when $h = 10\text{mm}, 20\text{mm}, 30\text{mm}$ (Safety factor = 1.0)

4.5 最大応力と焼嵌め面の接触状態の関係

セラミックロールの接合部では接合強度の面から焼嵌め法が不可欠で他の方法は見当たらない．そこで，どのような焼嵌率を用いれば最大応力を小さくできるかを焼嵌部の接触状態を調べて検討する．図 4-6 において，一定の焼嵌率(限界焼嵌率)以上になると，曲げによる応力 $\sigma_{\theta b}$ がほぼ一定の低値になることを示し，その理由としてスリーブとスペーサーリングが固着状態になることを述べた．そこで，このことをより一般化して考えるためスリーブ厚さを変えて，焼嵌率の増加による同様の現象を調べ，図 4-7(a)にその結果を示す．

図 4-7(a)は δ/d に対する最大応力 $\sigma_{\theta \max}$ の挙動を見たもので，各スリーブ厚とも， $h = 30 \text{ mm}$ の場合と同様の極小値が存在する．図 4-7(b)は，曲げによる応力 $\sigma_{\theta b}$ のみを取り出して， δ/d に対する挙動を見たものである．それぞれのスリーブ厚において， $\sigma_{\theta b}$ が一定の低値に達する δ/d の限界値の存在が明らかにされ，スリーブが薄くなる程 δ/d の限界値は大きくなる．

つぎに， δ/d の限界値の存在は，スリーブとスペーサーリング間の接触状態の変化に基づくものと考え，接触状態の定量化を試みた．ここでは，接合部全体の設計上の接触面積 S_a に対する実接触面積 S_r の比率 S_r/S_a を有効接触(面積)比と定義する．図 4-8 に S_a ， S_r の分布状態とともに，各スリーブ厚さの有効接触比の焼嵌率との関係を示す．図 4-8 (b)によれば， $h = 20 \text{ mm}$ ， 30 mm ではそれぞれ $\delta/d = 0.15 \times 10^{-3}$ ， 0.25×10^{-3} にて有効接触比がほぼ 1.0 に達し，設計上の接触面積 S_r 全体が，曲げが負荷された状態でも全面が接触状態にあることが示

される．このことはスリーブがシャフトと一体化した挙動をとることを意味しており，これらが一体化された条件で求められた $\sigma_{\theta b}$ と， $\delta/d = 0.3 \times 10^{-3}$ にて求められた $\sigma_{\theta b}$ の値は一致することが確かめられた．ところで，スリーブ厚が最も薄い 10 mm の場合には，有効接触率が 1.0 に達していないが，この点については前節にて考察されるとおり（図 4-9(b)）薄肉スリーブが焼嵌状態においてスペーサーリング胴中央側端部付近でスリーブが部分的に膨れて，スペーサーリングから離れることが分っており，曲げ負荷によって分離が増加するためと考える（図 4-8 (a)）．

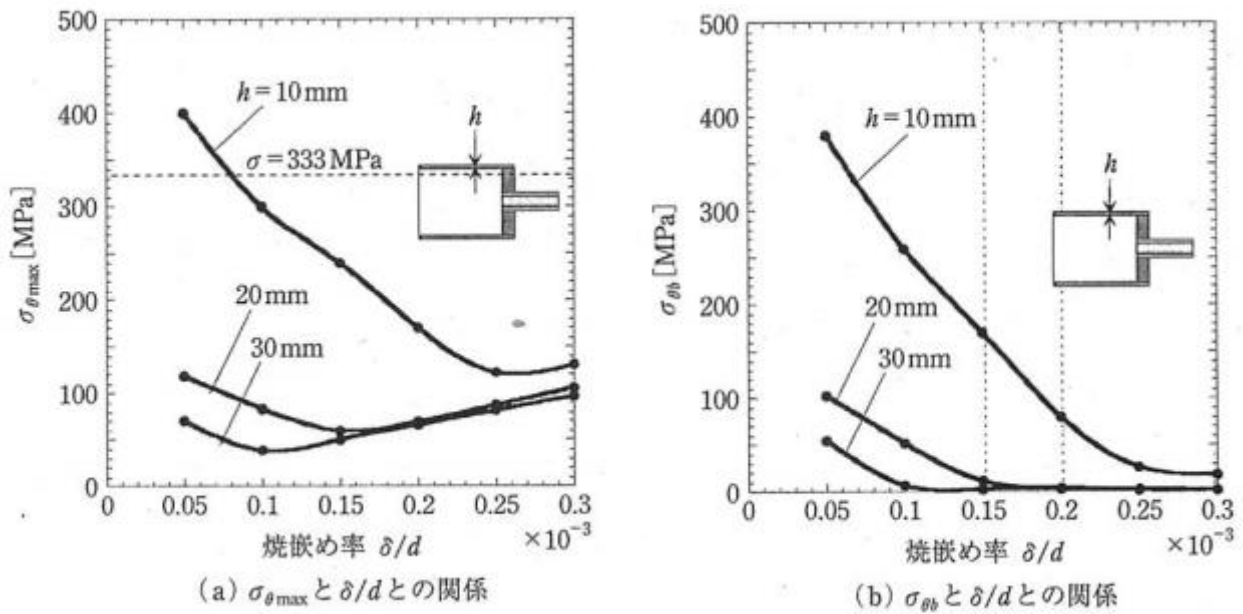


Fig. 4-7 $\sigma_{\theta \max}$, $\sigma_{\theta b}$ vs. δ/d when $h=30$ mm ($\sigma_{\theta \max} = \sigma_{\theta s} + \sigma_{\theta b}$)

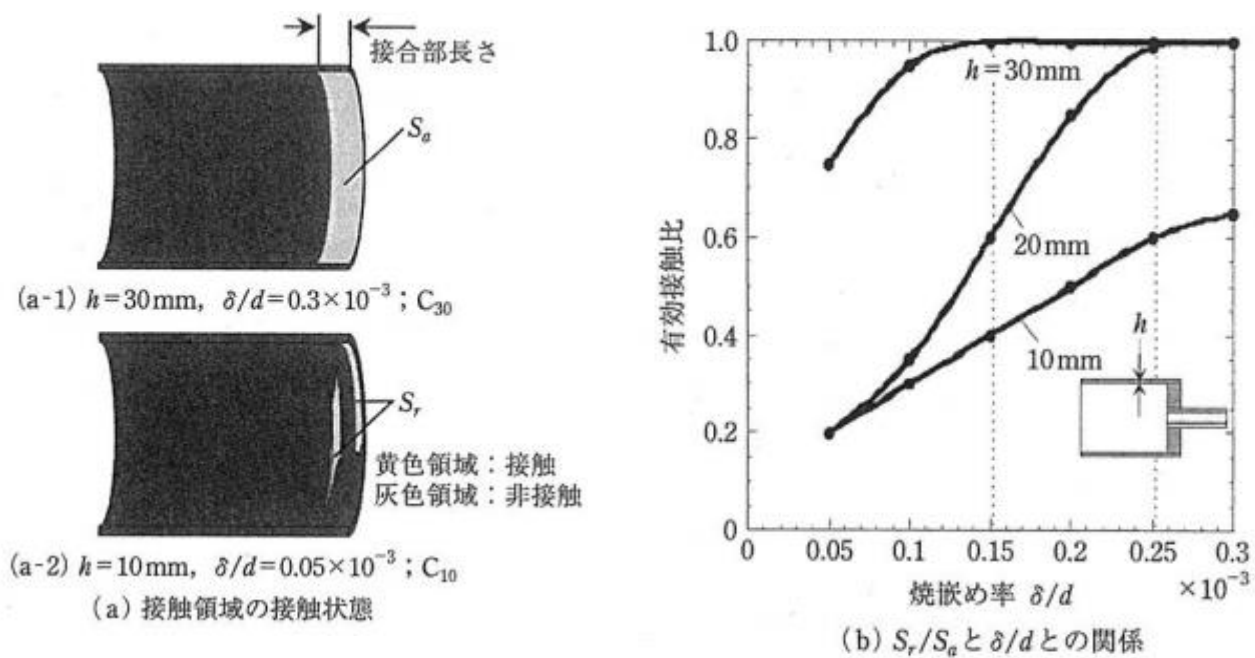


Fig. 4-8 S_r/S_a v.s. δ/d

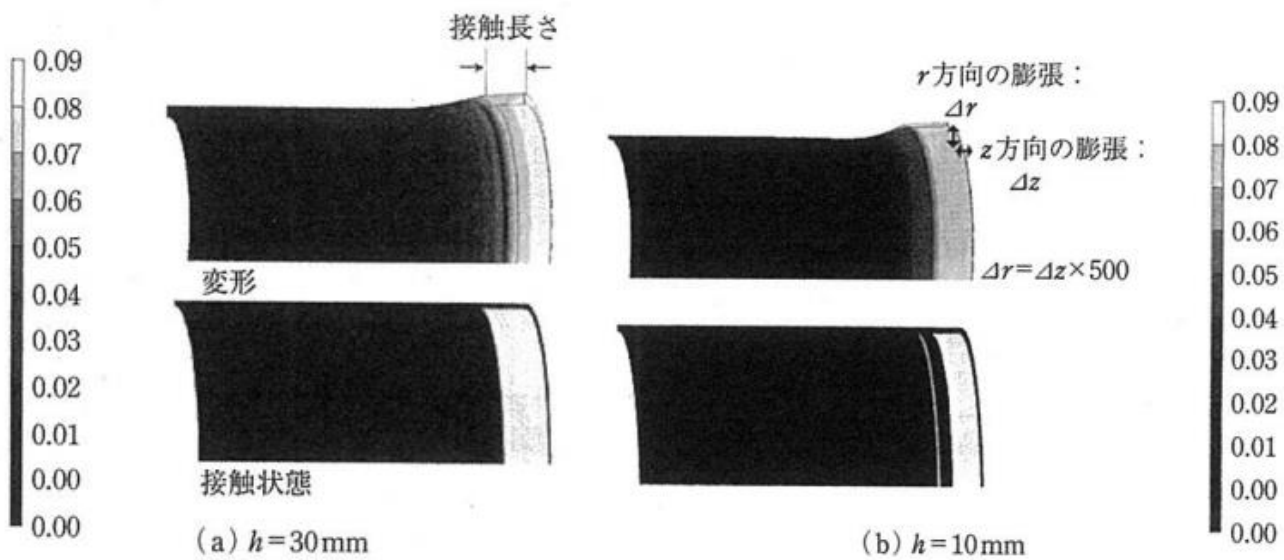


Fig. 4-9 Deformation and contact status due to shrink fitting.

4.6 スリーブ肉厚が薄い場合に最大焼嵌応力がスリーブ外径に生じる問題

セラミックロールの接合に不可欠の焼嵌法は、通常と異なる部分的な焼嵌法であるので、その最大応力を調べる必要があるが問題になる。通常の焼嵌めでは最大引張応力は常に外円筒の内面に生じる。しかし、図 4-4 に示すように、スリーブ肉厚の薄い $h = 10\text{mm}$ の場合には、焼嵌めによる最大応力は外面に生じるこのような部分焼嵌め法固有の問題を理解するため、図 4-9 には接合部における接触状態とスリーブの変形状態を示す。スリーブが厚い $h = 30\text{mm}$ の場合にはスリーブの接合部全面が接触しているが、 $h = 10\text{mm}$ では接合部の一部が分離しており、半径方向の膨らみが急勾配でやや大きいように見える。

図 4-10(a)には、厚肉スリーブ $h = 30\text{mm}$ における焼嵌部に生じる焼嵌応力 $\sigma_{\theta s}$ とともに σ_{zs} , σ_{rs} の分布を示す。図中に、2 次元円筒体における焼嵌応力の理論値を比較のために示す。図 4-10(a)でスリーブ内面上に生じる焼嵌応力を $\sigma_{\theta s}^{\text{in}}$ で表現すると、スペーサーリング右端部付近における $\sigma_{\theta s}^{\text{in}}$ の最大値は 2 次元理論値より 8 %程度大きい、他の右端部付近ではほぼ一致する。一方、スリーブ外面上に生じる焼嵌応力 $\sigma_{\theta s}^{\text{out}}$ を 2 次元理論値と比較すると、スペーサーリング全面でほぼ一致していることがわかる。また、 $\sigma_{\theta s}^{\text{in}}$ は、スペーサーリング左端部付近 ($z = 0 \sim 30\text{ mm}$) で大きく減少し、端部から 30 : 40 mm で内外面の応力が交差して、外径面の応力が内径面より大きくなる。2 次元円筒スリーブにおける焼嵌応力は、スリーブ内面で大きい、本例のように部分焼嵌の場合に、外面で大きくなったので、この理由について以下に考察する。

図 4-9 及び図 4-10 を参考にして、スペーサーリング左端面付近におけるスリーブとリングの接触・変形状態を図 4-11 のように模式化する．図 4-11 (a)において、スペーサーリング左端部に設けられた $\rho = 5 \text{ mm}$ の円弧部の直後に接触圧力 σ_{rs} の高い領域が現われ、その領域におけるスリーブ内面のスリーブ内面上に生じる応力 σ_z^{in} と σ_θ^{in} は圧縮側に大きくなる[11]．その結果、この付近の焼嵌応力 $\sigma_{\theta s}^{in}$ は、この圧縮応力が加算され、他の領域より小さくなる．一方、外径面の焼嵌による応力に対しては、この圧縮応力 σ_{rs}^{in} はほとんど影響しないので、接触域全長にわたってほぼ一様な値をとる．このようにスリーブ内面の焼嵌応力は接触面における焼嵌圧力 σ_{rs}^{in} の影響を直接受ける．そのため、 σ_{rs}^{in} が大きい部分の $\sigma_{\theta s}^{in}$ は小さくなってその部分のスリーブ外径上に生じる焼嵌応力が相対的に大きくなるのである．

次に、図 4-10(b)の薄肉スリーブ $h = 10\text{mm}$ の場合をみると、 $h = 30\text{mm}$ の場合と異なり、スリーブ外面で焼嵌応力 $\sigma_{\theta s}^{out}$ の最大値 108 MPa が生じ、2 次元理論値より 22 %程度大きい．その発生位置も $h = 30\text{mm}$ と異なりスペーサーリング左端部近く $z = 5\text{mm}$ 付近に相当する．また、スリーブ外・内面上に生じる焼嵌応力 $\sigma_{\theta s}^{out}$ 、 $\sigma_{\theta s}^{in}$ を 2 次元理論値と比較すると、スペーサーリング左端部以外で一致していることがわかる．上述の外面の $\sigma_{\theta s}^{out}$ が、内面の $\sigma_{\theta s}^{in}$ よりも大きいことは $h = 30\text{mm}$ の場合と同様に、その原因を考えることができる．これが最大値に達することは、図 4-11(b)により説明できる． $h = 10\text{mm}$ の場合、スペーサーリング端部付近でスリーブとの非接触部(不安定接触部)が生じる(図 4-10(b), 図 4-11(b))．非接触部ではスリーブ内径が、スペーサーリング外径より大きいので、

スリーブにはその分大きな焼嵌に相当する応力 $\sigma_{\theta s}$ が生じることになる。しかし、スリーブ内面では、スペーサーリング端部付近で大きな接触圧力が生じるので(図 4-10(b))、それに伴ってスリーブ内面上に生じる応力 σ_z^i と σ_θ^i が圧縮側に大きくなるため内面での $\sigma_{\theta s}^i$ はその分減少する。この結果、図 4-10(b)に見られるようなスリーブ外面の焼嵌による応力がスペーサーリング左端相当 $z = 5\text{mm}$ 付近で最大値 $\sigma_{\theta s\text{max}}$ を示し、スリーブ右端側にいく(z が大きくなる)に従って、非接触部の影響により若干の凹凸を伴うものの、通常円筒の焼嵌応力と同様に内面側が大きくなる。

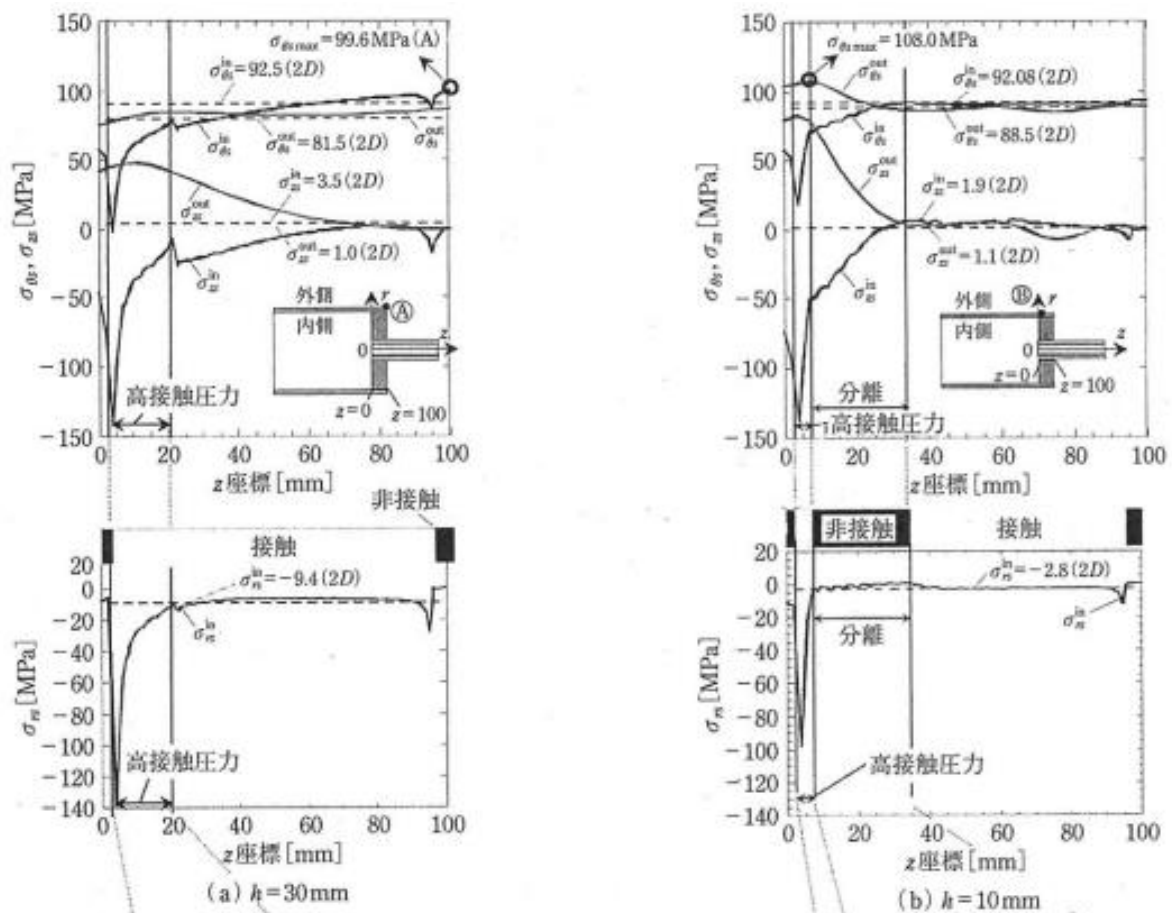


Fig. 4-10 Stress distribution along the interface between sleeve and spacer ring when (a) $h = 30 \text{ mm}$ (b) $h = 10 \text{ mm}$.

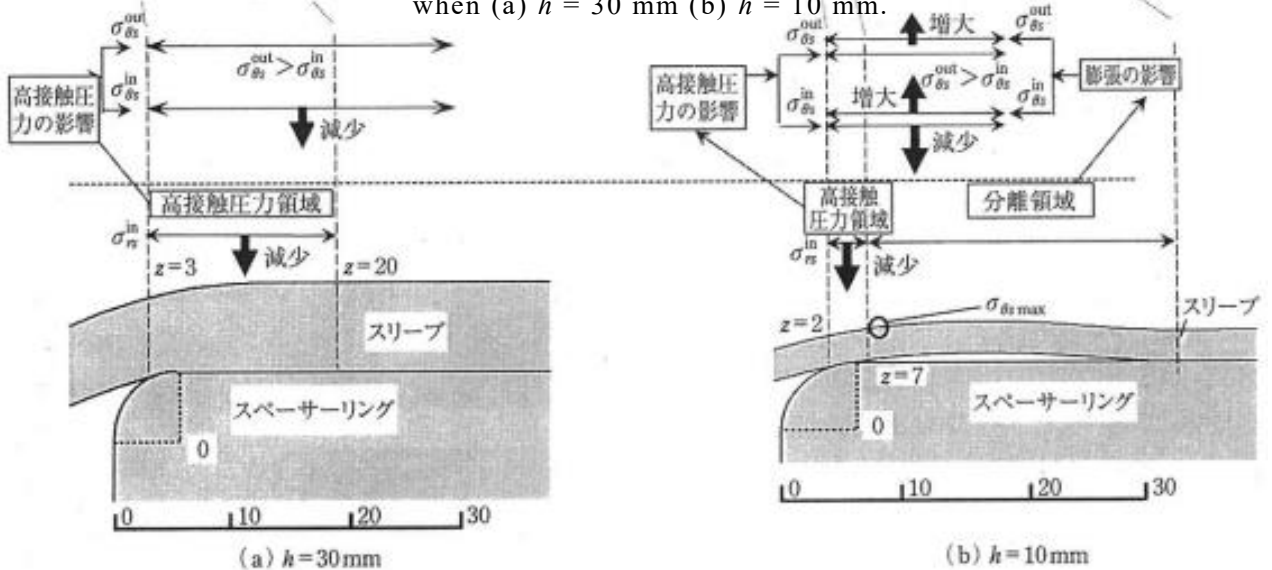


Fig. 4-11 Explanation of deformation and contact status of the ceramic sleeve.

4.7 結言

本研究では，耐腐食性に優れたセラミック製ローラの接合部では，接合強度の面で焼嵌法が不可欠であり，他の接合法は使用できないことに注目した．具体的には，(1)スリーブ，(2)スペーサーリング，(3)軸から成る連続酸洗設備用大型セラミック製ローラを対象に，応力解析を行い接合部の静的及び疲労強度を検討した．研究対象としたセラミックスリーブの直径 $D = 600 \text{ mm}$ ，肉厚 $h = 10 \sim 30 \text{ mm}$ であり，セラミック製スペーサーリングとの焼嵌率 $\delta/d = 0.05 \sim 0.3 \times 10^{-3}$ である．以下に本研究で得られた結果を述べる．

- (1) 焼嵌め後に曲げ負荷が加わる条件において，焼嵌率 δ/d を大きくしていくと，セラミックスリーブにおける最大引張応力 $\sigma_{\theta\max}$ が極小値をとる焼嵌率が存在する．但し，最大応力 $\sigma_{\theta\max} = \sigma_{\theta s} + \sigma_{\theta b}$ である．
- (2) 焼嵌め後のスリーブへの曲げによる応力 $\sigma_{\theta b}$ は円周方向で大きく，この応力は焼嵌率を大きくすると小さくなり，それ以上焼嵌率を大きくしても一定値を示す限界焼嵌率が存在することを明らかにした．
- (3) 限界焼嵌率をこえる焼嵌率ではスリーブ・スペーサーリング間接合部において全面接触状態(固着状態ともいう)になっていることを明らかにした．
- (4) 焼嵌率 δ/d ($0.05 \sim 0.3 \times 10^{-3}$)，スリーブ厚さ h ($10 \sim 30 \text{ mm}$) を大きくすると，瞬時破壊や疲労による破壊を防ぐことができる．また，スリーブが薄い場合でも，焼嵌率を大きくした方が疲労に対して安全側に移行するという，予想外の結果がえられた．また，スリーブ端部の部分焼嵌めにおいて，焼嵌

めによる最大応力が,スリーブ内面ではなく,スリーブ外面に生じることを,
接合部における接触状態と焼嵌め端部付近のスリーブの変形などにより合
理的に説明した.

参考文献

1. E. Miki: *Plant Engineer*, Vol. 21, No. 1 pp. 8(1989).
2. T. Iwata, H. Mori: *Plant Engineer*, Vol. 15, No. 6, pp. 55(1983).
3. 栗文彬: 九州工業大学博士論文, (2012).
4. 野田尚昭, 山田真裕, 佐野義一, 杉山茂禎, 小林正一: *日本機械学会論文集 A 編*, 70 巻, 700 号, pp. 1755(2004).
5. 露成正一, 野田尚昭, Hendra, 高瀬康: *日本機械学会論文集 A 編*, 74 巻, 743 号, pp. 919(2008).
6. S. Harada, N-A. Noda, O. Uehara, M. Nagano: *Transactions of the JSME*, Vol. 57, No. 539, 173(1991).
7. H. Kobayashi, T. Kawakubo: *Journal of the Japan Institute of Metals*, Vol. 27, No. 10, pp. 757(1988).
8. 日本学術振興会将来加工技術第 136 委員会: ファインセラミックス技術ハンドブック, 株式会社内田老鶴圃, 東京, pp. 414(1998).
9. 梶田昌明, 相馬隆男, 松井實, 小田功: *日本セラミックス協会学術論文誌*, Vol. 96, No. 3, 277(1988).
10. 梶田昌明, 牧野琢磨, 中筋善淳, 松井實: 金属臨時増刊号, pp. 55(1993).
11. 石橋正: 金属の強さ, 改定第 7 版, 養賢堂, 東京, pp. 130(1960).

第5章 スリーブ組立式シンクロロールの浸漬時熱応力

5.1 緒言

比較的大型のセラミックスを溶融金属中で用いる用途として、連続溶融金属めっき用に用いられるロールがあげられる[1]. それらの概略図を図 5-1 に示す.

従来より、めっき浴中ロールには、ステンレス鋼を主とする鉄鋼材料が使用されているが、耐食性が不十分のため短寿命である. すなわち、使用中に溶損が進み、めっき製品の外観や機械的特性を低下させる要因のひとつとなっている. セラミックスを用いると、必要な耐食性、耐摩耗性が満たされ、長寿命化が達成できるようになる. こういった理由から最近、セラミックロールやローラに関する研究が数多く進められている[2-9]. 一方で、セラミックスは靱性が鉄鋼材料に対して極めて小さいという欠点があり、高い荷重や衝撃によって破壊が生じるリスクがある.

野田らは先に、大型のセラミックス構造物である連続溶融金属めっき用ロールを開発した[10]. また、栗は、スリーブと軸部を焼嵌めしたセラミックロールを、溶融金属に浸漬させる際の熱割れリスクに関して、熱応力の時間変化を調べている [12]. 熱衝撃を安全側に考慮するために通常の浸漬速度よりも速い速度での検討がなされている. しかし、速度が速い場合はロール内部での熱伝達が遅くなるため、熱応力に関しては危険側になっている可能性が残されている.

そこで本研究では，通常の浸漬速度における熱割れリスクに関して，熱応力の時間変化や焼嵌め面の接触状態を調べるとともに浸漬速度が速い場合との比較検討を行った．

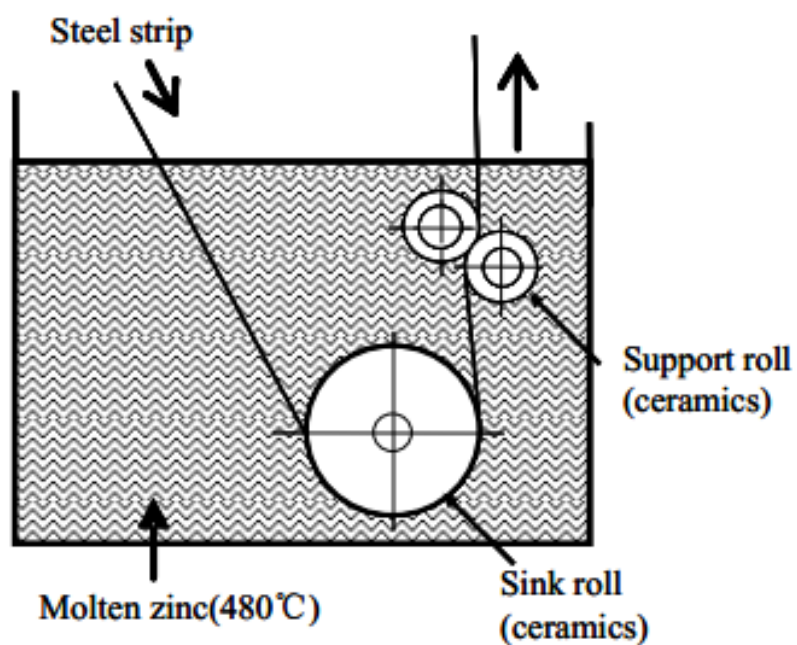


Fig. 5-1 Layout of continuous galvanizing pot and rolls.

5.2 解析方法

熔融亜鉛にシンクロールを浸漬する際の熱応力解析に必要な熱伝達係数は、有限体積法(FVM)を用いて算出する。熱応力解析には8節点三次元直方体要素を用い、有限要素法(FEM)で行う。図5-2には解析モデルの寸法を示す。なお、熔融亜鉛の温度は480 °C、ロールの初期温度は20 °Cとする。スリーブと軸の接合方法である焼嵌めについては、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、その値を $\delta/d = 1.0 \times 10^{-4}$ とする。解析で使用するセラミックスの種類としては高熱伝導窒化ケイ素[11]を使用する(表5-1)。また浸漬の過程は図5-3に示すように、液外浸漬、液中移動、および定常留置状態に分けて考える。熱伝達係数の2次元解析により、浸漬速度2 mm/sの場合の熱伝達係数の平均は820 W/m²·Kと求められた。栗の行った解析(浸漬速度25 mm/s)の場合[12]、熱伝達係数の平均は3400 W/m²·Kであり、2 mm/sの場合はこの1/4程度である。25 mm/sの場合は外表面の位置における熱伝達係数の変動が大きかったため、算出した局所熱伝達係数を使用し解析を行っていたが、2 mm/sの場合は熱伝達係数の平均が小さいため、外表面の位置における熱伝達係数の変動は大きくはないと考えられる。そこで、外表面の熱伝達係数としては820 W/m²·Kを用いた。なお、内面の熱伝達係数は25 mm/sと同様の1000 W/m²·Kを用いた。

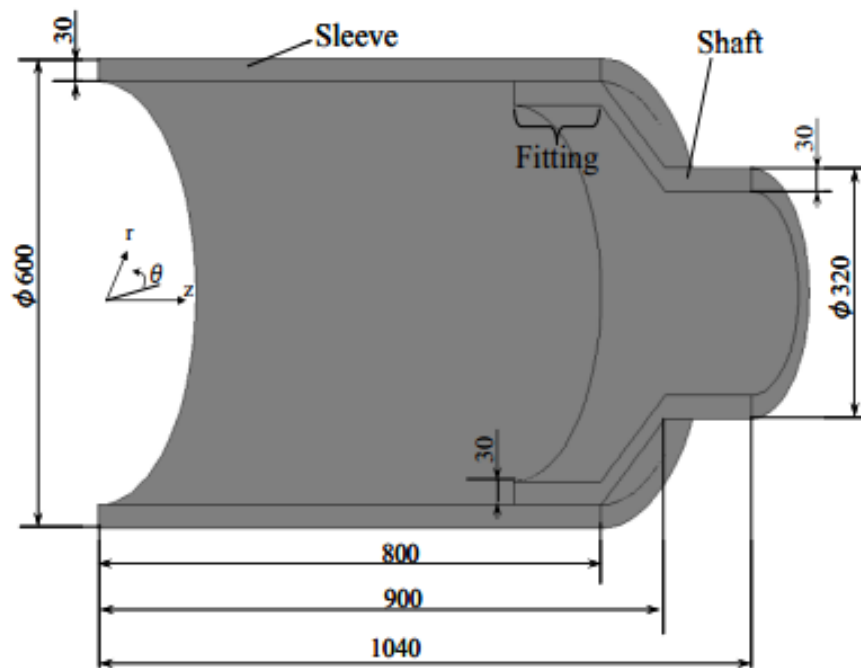


Fig. 5-2 Dimensions of 1/4 cylindrical model (mm).

Table 5-1 Material properties of Si₃N₄

Thermal conductivity (W/mK)	65
Specific heat (J/kgK)	680
Thermal expansion coefficient (1/K)	3.0×10^{-6}
Young's modulus (GPa)	300
Mass density (kg/m ³)	3200
Poisson's ratio	0.3
Fracture toughness (MPa√m)	7.7

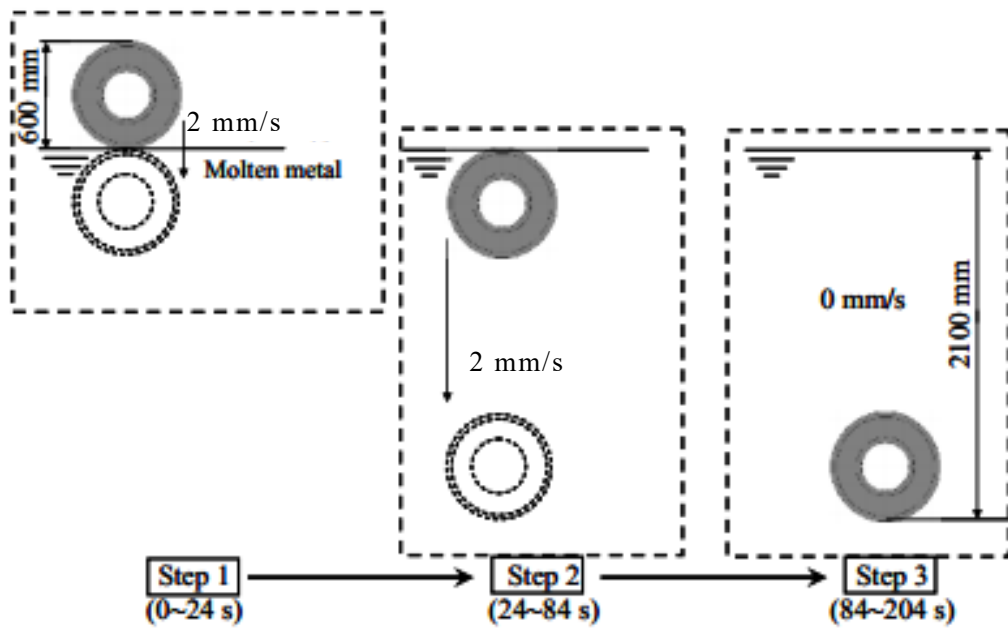


Fig. 5-3 Step of dipping.

5.3 焼嵌め面の接触状態

浸漬の際、外部からの熱流によりスリーブの加熱が先行するため、焼嵌め接合部では、スリーブが先行して膨張し、シャフトと分離する可能性がある。そこで、セラミックシンクロールを熔融金属に浸漬する過程におけるスリーブとシャフトの接触状態を図 5-4 に示す。浸漬が進行するにつれてシャフトとスリーブの接触が、浸漬が先行するスリーブ下部から分離していく様子が分かる。浸漬開始後 225 秒では 60 %程度分離しているが、稼働位置に達する 1050 秒後ではシャフトの膨張も進み接触が回復している。浸漬から稼働位置までの接触状態を浸漬速度が速い 25 mm/s の場合[12]と遅い 2 mm/s 場合で比べると、遅い場合の方が危険側の評価になっていることが確認できた。

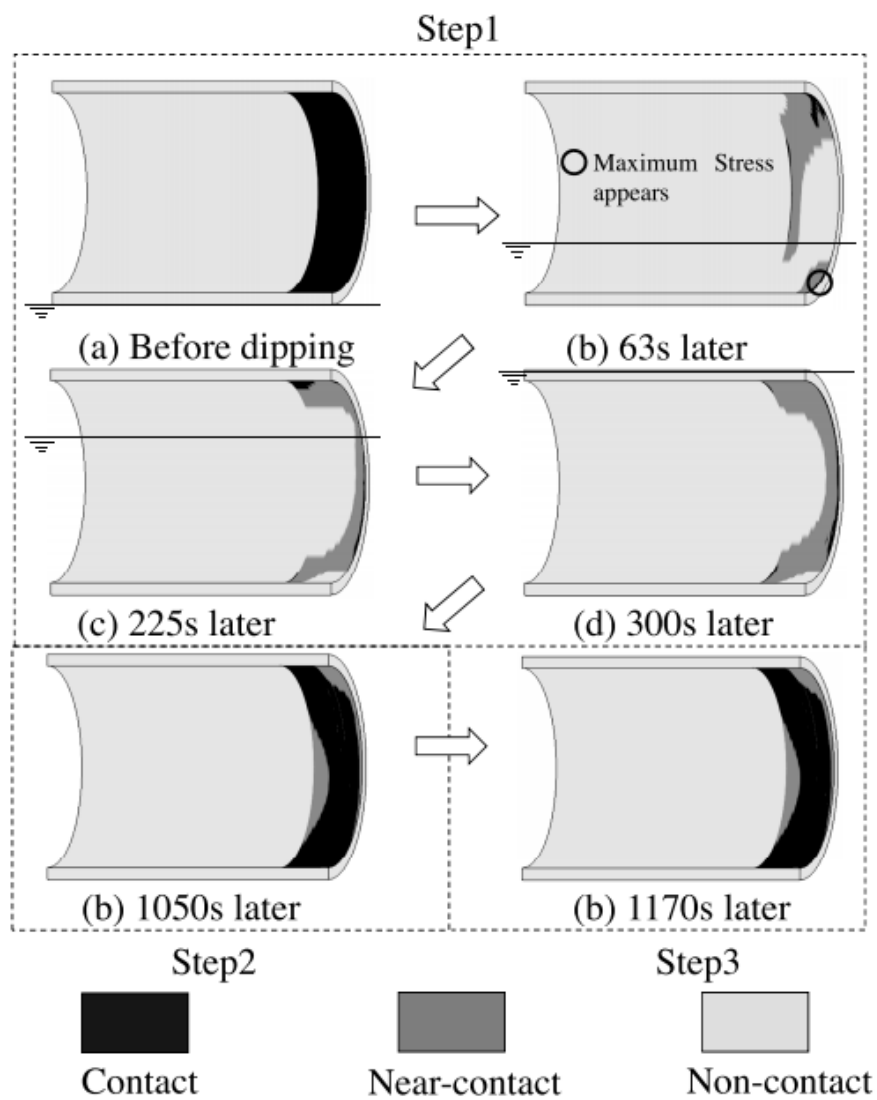


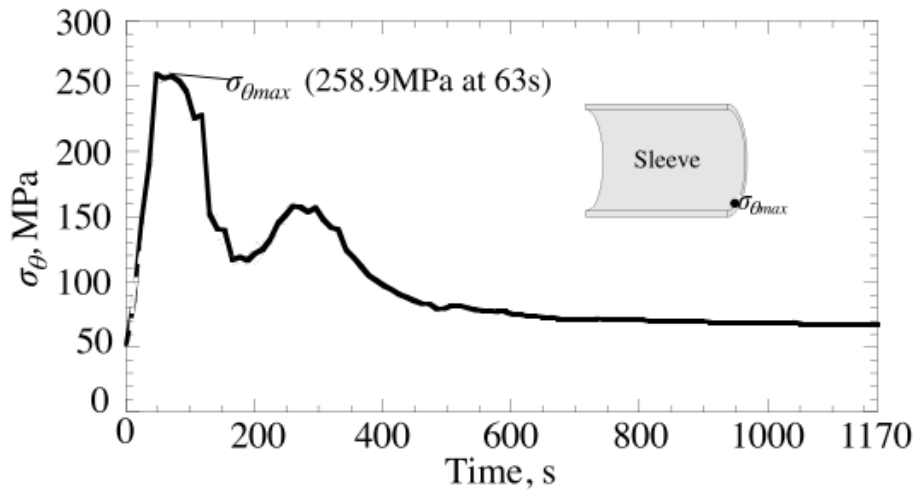
Fig. 5-4 Contact state during dipping (Dipping speed: 2 mm/s).

5.4 熱応力

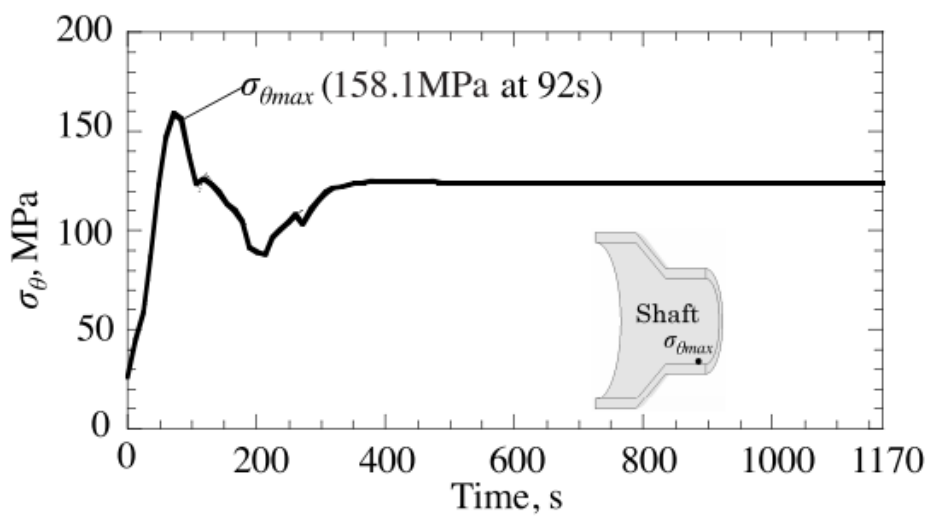
図 5-5 に 2 mm/s で浸漬する際のスリーブおよび軸に発生する最大応力の時間変化を示す．図 5-5(a)で $\sigma_{\theta\max}$ に注目すると，スリーブは浸漬開始後 63 秒で 258.9 MPa に達し，2 番目のピークより 60 %以上も大きい点は浸漬速度が速い場合[12]と異なる点である．この $\sigma_{\theta\max}$ はセラミックスの引張許容応力 333 MPa(安全率 1.5)も下回るものの，浸漬速度が速い場合より大きい．一方，軸については図 5-5(b)より，スリーブと同様の挙動をとるが，最大値はスリーブと比べて 40 %弱小さい．図 5-6 にスリーブ，軸それぞれの最大応力 $\sigma_{\theta\max}$ の発生個所を示す．図 5-6(a)と同一時間の接触状態図 5-4(b)を対比すると，最大応力の発生位置ではスリーブと軸が接触しており，浸漬速度の速い場合とは異なることが確認できた．図 5-6(b)より，軸の $\sigma_{\theta\max}$ 発生個所は浸漬速度が速い場合と同様下側内面にある．

図 5-7 に，単体スリーブを浸漬する際の $\sigma_{\theta\max}$ の時間変化を示す．その最大値は，浸漬後 120 秒で 131.0 MPa で浸漬速度が速い場合より 30 %程大きいことが確認できた．図 5-8 に示されるようにスリーブ上側内面位置 F で最大値が発生するのは，浸漬速度が速い場合と同様である．図 5-9 は，焼嵌めスリーブおよび単体スリーブを浸漬させる際の応力 $\sigma_{\theta\max}$ を比較し，図 5-10 では，部分断熱スリーブを浸漬させる場合との比較を示す．共に焼嵌めスリーブの方が 2 倍近く大きく，浸漬速度の速い場合と異なる結果となった．特に，単体スリーブに対する焼嵌めスリーブの熱応力が 2 倍も大きい．このことは，解析モデルの構

造には軸が必要であることを示唆する．浸漬速度が速い場合を含め，焼嵌めの考慮が不可欠であることを示す．また，図 5-9 と図 5-10 の比較から断熱の効果がほとんどみられない．これは，浸漬速度が 2mm/s(遅い場合)では熱伝達係数が小さいため，断熱の影響が小さくなる．従って，焼嵌めによる影響を部分断熱で置換できないことが分かった．

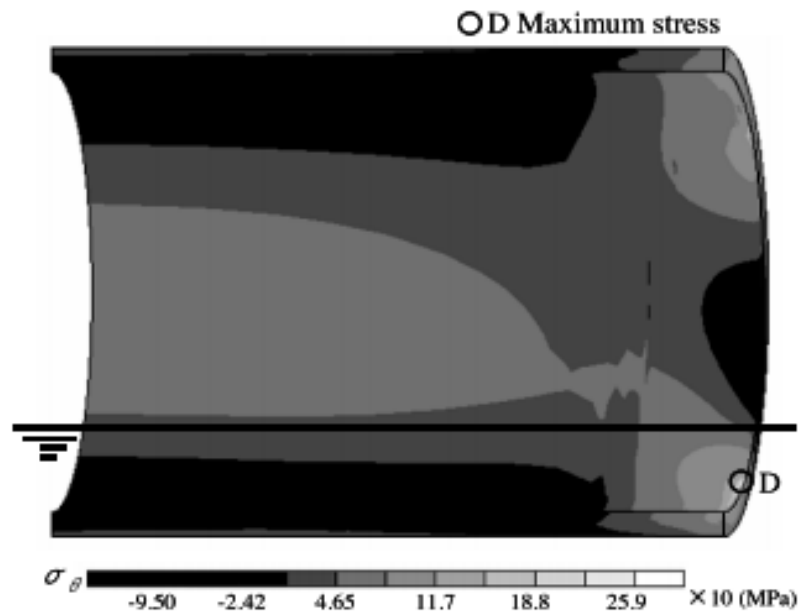


(a) Maximum stress vs. time for sleeve with shaft

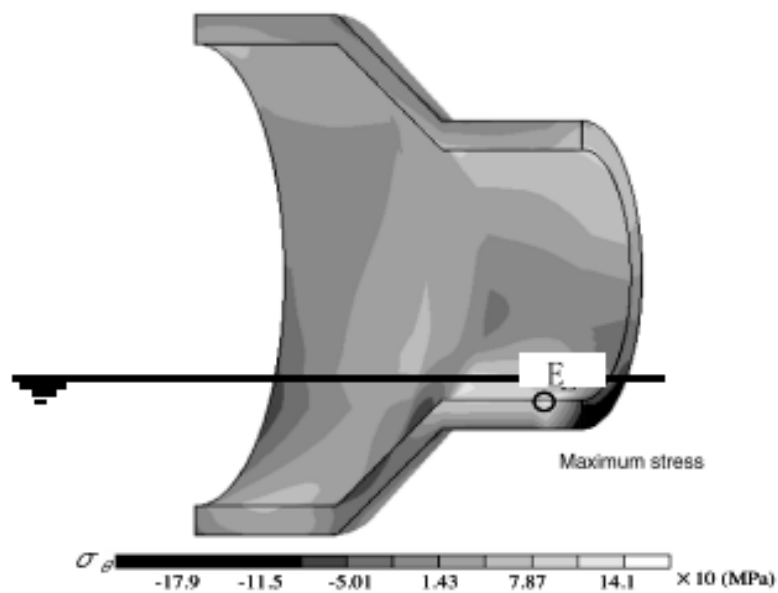


(b) Maximum stress vs. time for shaft

Fig. 5-5 Maximum stress vs. time during dipping
(Dipping speed: 2 mm/s).



(a) Stress distribution for sleeve (63s)



(b) Stress distribution for shaft (92s)

Fig. 5-6 Position of the maximum stress for shrink fitting
(Dipping speed: 2 mm/s).

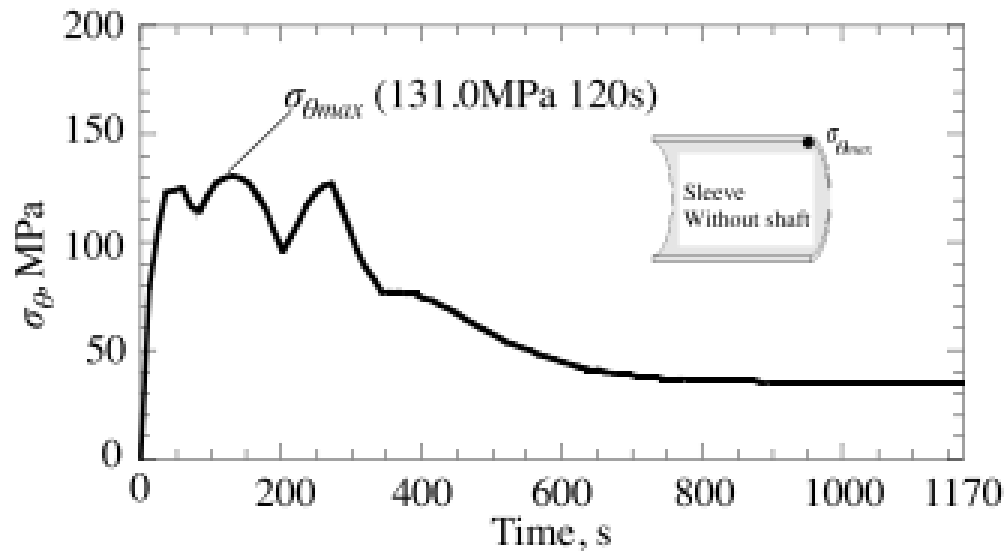


Fig. 5-7 Maximum stress vs. time for sleeve without shaft during dipping (Dipping speed: 2 mm/s).

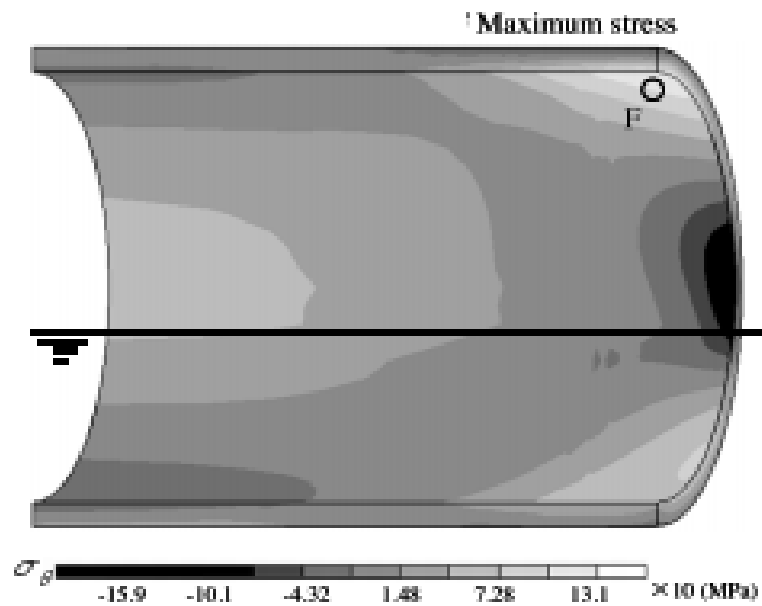


Fig. 5-8 Position of the maximum stress for sleeve without shaft (Dipping speed: 2 mm/s).

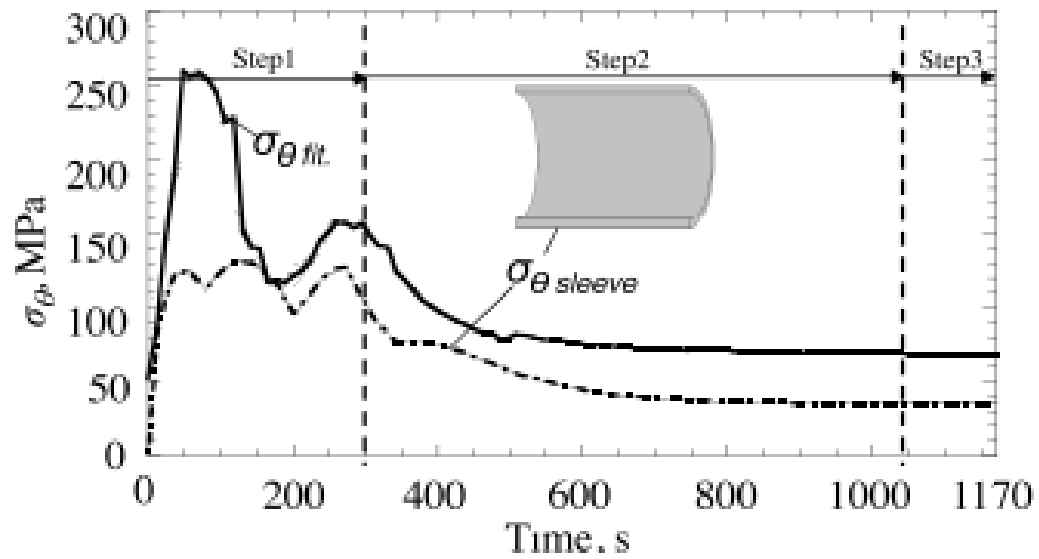


Fig. 5-9 Comparison between the results for the sleeve with shaft and sleeve without shaft (Dipping speed: 2 mm/s).

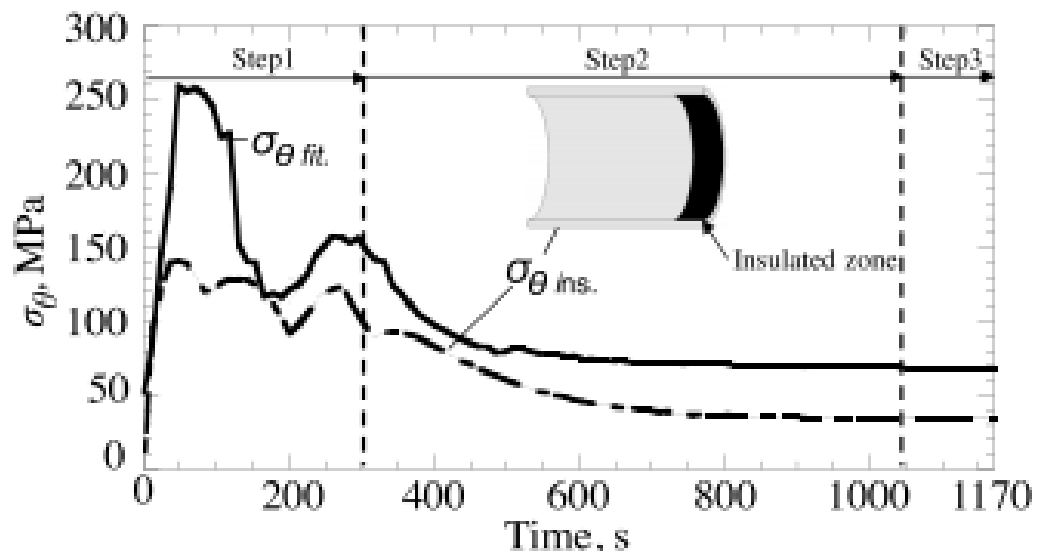
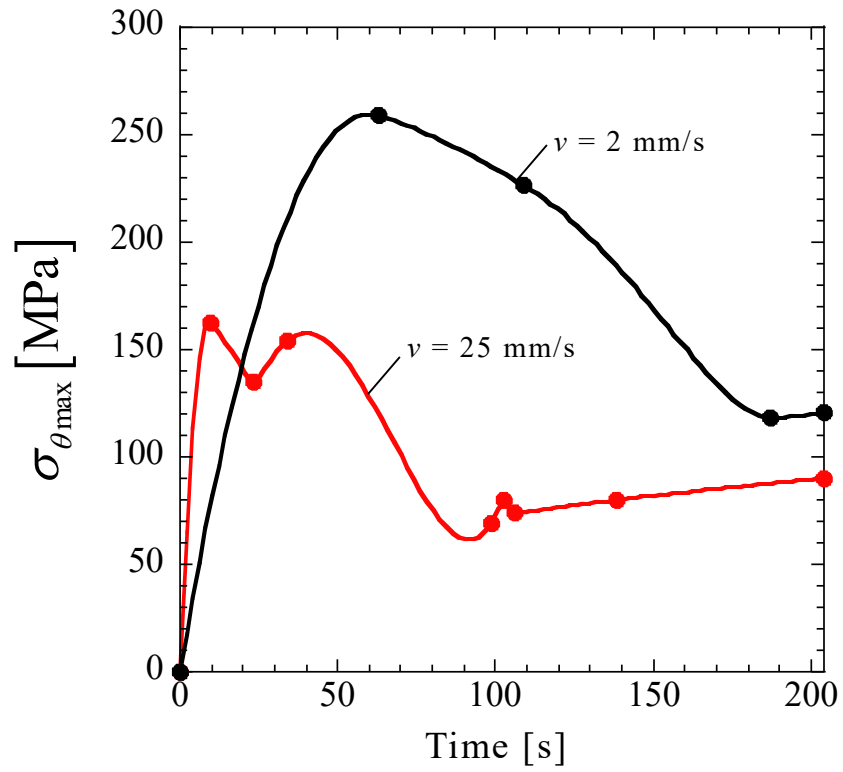


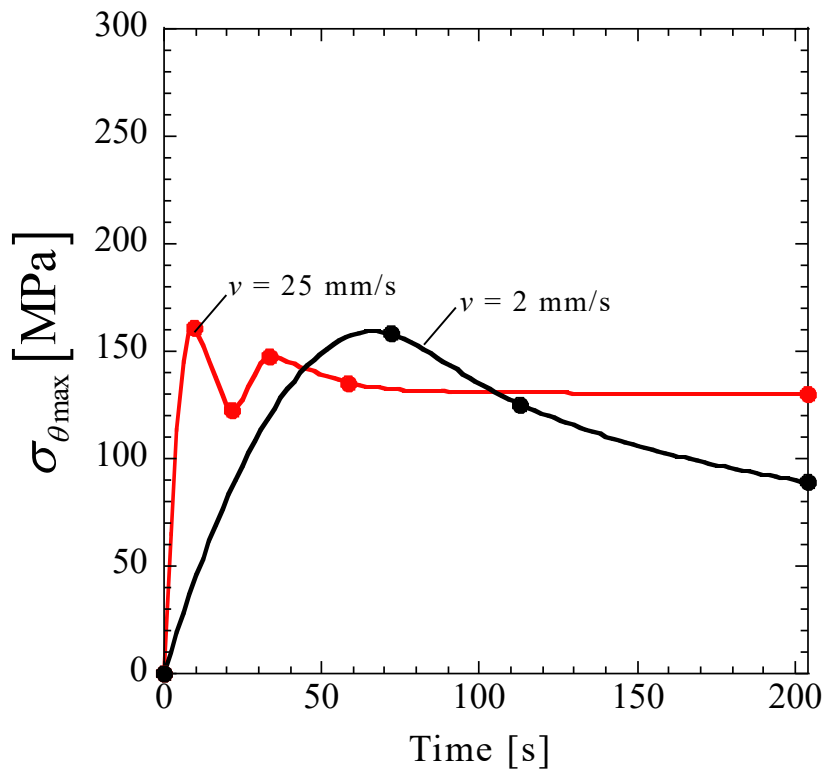
Fig. 5-10 Comparison between the results for the sleeve with shaft and sleeve having partial insulated zone (Dipping speed: 2 mm/s).

5.5 浸漬速度による熱応力の比較

ここでは、浸漬速度の熱応力の影響を明らかにするために、前節で得られた結果(図 5-9, 5-10)を浸漬速度が速い場合[12]と比較する。図 5-9 および 5-10 の $\sigma_{\theta\max}$ の時間変化に注目するとその変化が激しいのは浸漬過程の Step1(0 ~ 300 s)であることが分かる。よって比較に際しては浸漬速度が速い場合の Step1 から Step3 の浸漬時間の間で比較する。図 5-11 に、スリーブおよび軸における浸漬速度が 25 mm/s と 2 mm/s 場合の $\sigma_{\theta\max}$ 時間変化を示す。またここでは比較を容易にする観点から代表的な極値のみをプロットした。図 5-11(a)より、スリーブでは、浸漬速度が速い場合、 $\sigma_{\theta\max}$ の変化は激しいが、その最大値は 160 MPa 程度でありそこまで大きくはない。一方、浸漬速度が遅い場合、 $\sigma_{\theta\max}$ の変化は緩やかではあるが、その最大値は浸漬速度が速い場合と比べて 60 %も大きくなっていることが分かる。これは浸漬速度によって、 $\sigma_{\theta\max}$ の最大値発生時のスリーブと軸の接触状態が異なり、スリーブの変形違ってくるためであると考えられる。図 5-11(b)より、軸では、浸漬速度が速い場合、遅い場合ともに $\sigma_{\theta\max}$ の時間変化に違いはあるが、その最大値はどちらの場合も 160 MPa 程度である。これは、軸の場合、 $\sigma_{\theta\max}$ の最大値がスリーブと軸の接触面から離れた軸端部付近に発生するため、スリーブの変形等の影響を受けないためであると考えられる。



(a) Sleeve



(b) Shaft

Fig. 5-12 Comparison between the results for the sleeve with shaft and sleeve having partial insulated zone.

5.8 結言

連続溶融金属めっき用ロールとして化学的に安定し、優れた性能を有するセラミックス製ロールを用いる場合の熱応力について検討した。本研究では、胴部スリーブとシャフトとを焼嵌め接合にて組立てたセラミック製シンクロールを溶融亜鉛に浸漬する際に生じる熱応力を解析することが目的であるが、そのために必要な熱伝達係数も併せて解析し、その特徴を考察した。解析によって得られた結論を以下に示す。

- (1) ロールを溶融亜鉛に浸漬する過程において、シャフトとスリーブとの焼嵌めによる接触は、浸漬が進行するにつれてスリーブ下部から分離していき、ロールの 60 %程度が溶融金属に浸漬する浸漬開始後 225 秒では、60 %程度分離しているが、稼働位置に達する 1050 秒後ではシャフトの膨張も進み接触が回復している。浸漬から稼働位置までの接触状態を浸漬速度が速い 25 mm/s の場合[12]と遅い 2 mm/s 場合で比べると、遅い場合の方が危険側の評価になっていることが確認できた。
- (2) 焼嵌めロールのスリーブに生じる最大応力は、258.9 MPa と、セラミックスの設計強さ 333 MPa より小さいが、浸漬速度が速い場合と比べて 60 %も大きい。
- (3) 接触状態は浸漬速度が速い場合、実際の浸漬速度（浸漬速度が遅い場合）に対して安全側の評価となる。また、応力に関しては、浸漬速度が速い場合、実際の浸漬速度に対して、スリーブでは 37 %程度危険側、軸では 1.5 %程度

安全側に評価になる．

- (4) 浸漬速度が速い場合，断熱スリーブモデルとロールモデルにおける最大引張応力の Step2 まで（浸漬開始から稼働位置に到達するまで）挙動は類似する．しかし，稼働位置到達後は徐々にそれぞれの挙動が変化し，断熱スリーブは危険側の評価となる．一方，浸漬速度が速い場合，断熱スリーブモデルとロールモデルで大引張応力の挙動は異なり，最大値は 2 倍近くロールモデルの方が大きい．熱応力においては軸部を含めたモデルでの評価が必要である．

参考文献

1. Y. Harada, K. Komatsu, and N. Nomura: Japan Patent, 1991-63565(1991).
2. N.A. Noda, Hendra, Y. Takase, M. Tsuyunaru: *Jounal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 2, No. 11, pp. 1410-1419(2008).
3. Hendra, M. Tsuyunaru, N.A. Noda, Y. Takase: *Key Engineering Materials*, Vols. 385-387, pp. 513-516(2008).
4. W. Li, N.A. Noda, H. Sakai, Y. Higashi: *Key Engineering Materials*, Vols. 452-453, pp. 241-244(2011).
5. W. Li, Ph.D dissertation, Kyushu Institute of Technology, 2012.
6. N.A. Noda, Y. Yamada, Y. Sano, S. Sugiyama, S. Kobayashi: *Engineering Failure Analysis*, Vol. 15, No. 4, pp. 261-274(2008).
7. N.A. Noda, Hendra, Y. Takase, W. Li: *Jounal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 3, No. 10, pp. 1090-1100(2009).
8. N.A. Noda, Hendra, Y. Takase, H. Ogura, Y. Higashi: *Jounal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 4, No. 8, pp. 1198-1213(2010).
9. Y. Takase, W. Li, Hendra, H. Ogura, Y. Higashi, N.A. Noda: *Key Engineering Materials*, Vols. 452-453, pp. 233-236(2011).
10. S. Hamayoshi, E. Ogawa, K. Shimizu, N. Noda, K. Kishi, S. Koga: SOKEIZAI, Vol. 51, No. 12, pp. 54-58(2010).
11. T. Imamura, M. Sobue, S. Hamayoshi, Japan Patent, 2002-293642(2002).
12. 栗文彬: 九州工業大学博士論文(2012).

第 6 章 結論

鉄鋼に用いられる多くのロール，ローラは，使用条件や使用環境などにより比較的早期に胴部表面に摩耗を生じ，許容範囲を越えると，装置から組外されて，平坦な面に修正加工されて，繰り返し使用される．繰り返し使用されて廃却径に達するとロール全体を交換する必要がある．一方，軸部は多くの場合使用できる状態にある．したがって，多くの場合，胴部を中空スリーブ状にして，これに軸部を焼嵌め等で組立てるスリーブ組立構造が採用されてきた．

こういった背景からスリーブ組立式ロール・ローラに関する研究が活発に進められてきたが，スリーブ組立式ロール・ローラにはその構造等に起因する固有の問題が数多く存在する．これらの問題に対してはそのメカニズムについても分かっていないものが多く，実用化に向けての課題となっている．

そこで本論文では，ロール・ローラの使用時荷重に注目し，荷重が大きいものと比較的小さいものに分け，それぞれの問題の解明に努めた．

得られた結論はすでに各章の終わりに示したが，それらを要約すると次のようになる．

- (1) 第 2 章：初期荷重 $P(0)$ より生じる変位 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．この相対変位の非対称性化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．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．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ことができる。

- (2) 第 3 章：軸トルク T 付加による界面クリープの加速効果は、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。すなわち、軸トルクに伴う荷重点におけるせん断力の付加により、界面でのせん断応力の対称性が崩れてせん断力方向側のすべり域が大きくなって、その方向の界面クリープが増進される。焼嵌め率 δ/d の増加により軸トルク T の有無によらずクリープは指数関数的に減少し、 u_θ に対するトルク T の影響割合は $\delta/d = 0.25$ 付近で最大になる。摩擦係数 μ の増加とともに、トルク T_m 付加での変位 u_θ は指数関数的に減少する。一方、無トルクの条件では、 μ の大きい側では u_θ はほぼ一定値に減少していくが、 $\mu = 0.24$ 付近で最大を示して、さらに μ が減少すると、変位も減少していく特異な挙動をとる。

- (3) 第 4 章：焼嵌率 δ/d ($0.05 \sim 0.3 \times 10^{-3}$)、スリーブ厚さ h ($10 \sim 30$ mm) を大きくすると、瞬時破壊や疲労による破壊を防ぐことができる。また、スリーブが薄い場合でも、焼嵌率を大きくした方が疲労に対して安全側に移行するという、予想外の結果が得られた。また、スリーブ端部の部分焼嵌めにおいて、焼嵌めによる最大応力が、スリーブ内面ではなく、スリーブ外面に生じることを、接合部における接触状態と焼嵌め端部付近のスリーブの変形などにより合理的に説明した。

- (4) 第 5 章：焼嵌めロールのスリーブに生じる浸漬速度が遅い場合の最大応力は、 258.9 MPa と、セラミックスの設計強さ 333 MPa より小さいが、浸漬速度が速い場合と比べて 60% も大きい。これは浸漬速度によって、 $\sigma_{\theta\max}$ の最

大値発生時のスリーブと軸の接触状態が異なり、スリーブの変形違ってくるためだと考えられる。一方、軸では $\sigma_{\theta\max}$ の最大値がスリーブと軸の接触面から離れた軸端部付近に発生するため、浸漬速度が速い場合、遅い場合ともに $\sigma_{\theta\max}$ の最大値は 160 MPa 程度である。

以上より本論文での全体の結論は以下のようにまとめられる。

熱間鋼板圧延用ロールに生じる界面クリープに関してはそのメカニズムが残留変位の蓄積で生じることが示された。また酸洗用セラミックロールではスリーブ厚みが薄い場合の特異な問題を合理的に説明され、セラミックシンクロールでは浸漬速度を速くすることで熱応力低減に対して有用であることが示された。これらは高負荷ロールのスリーブ化および低負荷ロールのセラミックス化に大きく寄与するものである。よって種々の長所を有する焼嵌め接合型スリーブ組立式ロールが圧延用、酸洗用およびめっき用に限らず広範囲で応用できることが可能であることが示された。

謝辞

本論文は，九州工業大学工学部 野田尚昭教授の懇切丁寧なご指導のもとまとめ上げられたもので，終始変わらぬ熱心なご鞭撻を賜り，格別のご配慮にあずかりました．論文を完成させることができましたのはひとえに野田教授のご指導のおかげであり，ここに心より感謝の意を表します．

本論文の作成にあたり，九州工業大学工学部 赤星保浩教授，九州工業大学工学部 松田健次教授，九州工業大学工学部 秋山哲也教授，九州工業大学工学部 佐野義一先生には，貴重なご助言とご教示をいただきました．厚く御礼を申し上げます．また，工学部 高瀬康技術員には，研究全般にご援助を頂きました．深く感謝いたします．

さらに，九州工業大学工学部弾性力学研究室の皆様には，研究の遂行の上でご協力とご助力を頂きました．ここに感謝の意を表します．特に，弾性力学研究室 鄭旭宸氏，鶴丸寛幸氏およびラヒマ・アブドゥル氏には数値計算に助力を頂きました．皆様のご支援と激励に心より感謝いたします．

最後に，博士後期課程の３年間にわたって研究ならびにその他のご支援頂きました皆様に深く感謝いたします．