

博士論文

高速冷間圧延における潤滑メカニズムに関する
基礎的研究とそのプロセス開発への適用

藤田 昇輝

目次

第一章 序論

1.1 薄鋼板に要求される諸特性	1
1.1.1 鉄鋼業を取り巻く状況	1
1.1.2 薄鋼板に求められる高品質化及び環境対応	3
1.2 薄鋼板の冷間圧延における課題	4
1.2.1 冷間圧延の現状	4
1.2.2 冷間タンデム圧延機の特徴	6
1.2.3 冷間圧延油の特徴	9
1.2.4 冷間タンデム圧延機における潤滑機構	11
1.2.5 従来の冷間圧延での問題点	15
1.2.6 冷間圧延潤滑機構に関するレビュー	19
1.3 本論文の目的と構成	25

第二章 高速通板時のプレートアウト効率を高めるエマルジョン供給方法

2.1 本章の目的	29
2.2 プレートアウト油膜形成に関する従来の研究と本研究のアプローチ	30
2.3 実験方法	32
2.3.1 エマルジョン中油滴の可視化	32
2.3.2 プレートアウト試験方法	34
2.4 実験結果	37
2.4.1 エマルジョン中油滴の可視化	37
2.4.2 各供給方式におけるエマルジョン粒径特性	39
2.4.3 各供給方式におけるプレートアウト特性	40
2.5 考察	43
2.5.1 プレートアウトに及ぼすエマルジョン形態の影響	43
2.5.2 プレートアウトに及ぼすエマルジョン供給方式の影響	44
2.6 小括	50

第三章 高速冷間圧延特性に及ぼすプレートアウト油膜の影響

3.1 本章の目的	51
3.2 本章のアプローチ	53
3.3 実験方法	54
3.4 実験結果	56
3.4.1 プレートアウト油膜の制御性	56

3.4.2 圧延荷重に及ぼすプレートアウト油膜の影響	58
3.4.3 油膜厚解析結果との比較	60
3.4.4 鋼板表面粗さの影響	63
3.4.5 圧延速度及び圧下率の影響	64
3.5 考察	66
3.5.1 圧延時の摩擦係数に及ぼすプレートアウト油膜の影響	66
3.5.2 ロールバイトへのエマルジョン供給による影響	70
3.6 小括	72

第四章 高速圧延域におけるプレートアウト油膜の予測

4.1 本章の目的	73
4.2 本章のアプローチ	75
4.3 実験方法	76
4.3.1 種々のプレートアウト油膜形成の再現	76
4.3.2 テストヘッダー設置による実機テスト	80
4.4 実験結果	82
4.4.1 ロールバイト近傍でのプレートアウト	82
4.4.2 プレートアウト油膜形成の時間依存性	83
4.4.3 プレートアウト油膜の洗い流し効果	84
4.4.4 実機冷間タンデム圧延機での検証結果	86
4.5 プレートアウト油膜の予測モデル構築	91
4.6 考察	97
4.7 小括	101

第五章 高速圧延域におけるプレートアウト油膜の動的制御

5.1 本章の目的	102
5.2 本章のアプローチ	103
5.3 自励振動モデルによる振動安定化評価	105
5.4 摩擦係数のダイナミック制御化検討	107
5.4.1 ダイナミックシミュレータの開発	107
5.4.2 摩擦係数モデル	113
5.4.3 解析結果	116
5.5 小括	119
5.6 (Appendix)安定性評価パラメータ D の導出方法	120

第六章 新たなハイブリッド潤滑の実用化	
6.1 本章の目的	131
6.2 新たなハイブリッド潤滑設備の本設化	132
6.2.1 ハイブリッド潤滑におけるエマルジョン供給条件	132
6.2.2 全体設備概要	133
6.2.3 高濃度エマルジョンの安定供給	134
6.2.4 摩擦係数のダイナミック制御技術	138
6.3 効果検証結果	140
6.4 小括	148
第七章 結論	149
参考文献	155
謝辞	172
著者論文リスト	173
講演・特許・受賞歴	176

第一章 序論

1.1 薄鋼板に要求される諸特性

1.1.1 鉄鋼業を取り巻く状況

世界的な粗鋼生産量は BRICs 諸国の経済成長によって 2000 年以降急激な増加を遂げ、2019 年となった現在でも堅調な増加を見せている。Fig.1-1 に世界の粗鋼生産量の推移を示す^[1]。全世界の粗鋼生産量は至近 10 年間において年率約 1% で増加しており、2017 年の粗鋼生産量は約 17 億トンに到達した。その増加を牽引しているのは中国での生産であり、中国が占める粗鋼生産量は約 8 億 t と全体の約 50% に迫る勢いとなっている。中国における粗鋼生産の多くは土木・建築等のインフラの拡大と推定されるが、生活水準の向上に伴う高級鋼材の需要増も反映していると考えられる。例えば、Fig.1-2 ^[2] に示すように世界の自動車生産台数も同様に増加しており、2017 年での自動車生産台数は 9730 万台と 1 億台に迫っている。この自動車生産台数の増加も中国が牽引しており、2017 年では 2900 万台と全世界の約 30% を占めている。

一般に、自動車に代表されるように鉄鋼製品の中では薄鋼板の生産量が最も多く、鉄鋼材料の主要な位置を占めている。自動車に用いられる部材はこれまでの鉄鋼主体から、アルミニウムやマグネシウム、複合材等の軽量化素材の比率を増加させ多様化(マルチマテリアル化)する動きもみられているが、依然鉄鋼材料が使用されている比率は多く、2025 年では車体重量の約 50%、2030 年においても車体重量の約 45% を占める予測がなされている^[3]。これら薄鋼板に求められる要求特性は多岐に渡っており、圧延、焼鈍、表面処理プロセスを経て製造される。中でも、ハイテンと呼ばれる高張力鋼は高付加価値薄鋼板の代表である。高付加価値薄鋼板は日本や中韓欧米の一部高炉鉄鋼メーカーでの製造に限定されている製品が多いものの、世界的な高付加価値薄鋼板の使用量の増加を受けて、新興国含む鉄鋼メーカーは製造設備の新設や増設を進めており、高付加価値化に向けた競争は日々激しさを増している。このような状況において、高付加価値薄鋼板の品質をこれまでリードしてきた日本の鉄鋼業においては、さらなる薄鋼板の品質向上や価格競争力の強化に努めていくことが至上命題となっている。

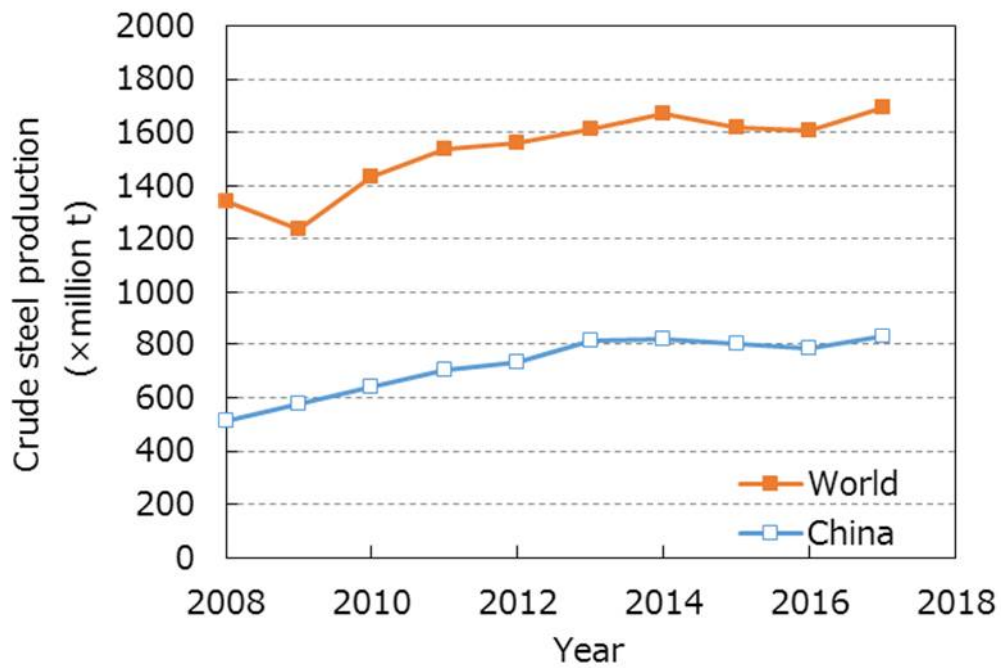


Fig.1-1 Transition of crude steel production in world and China [1].

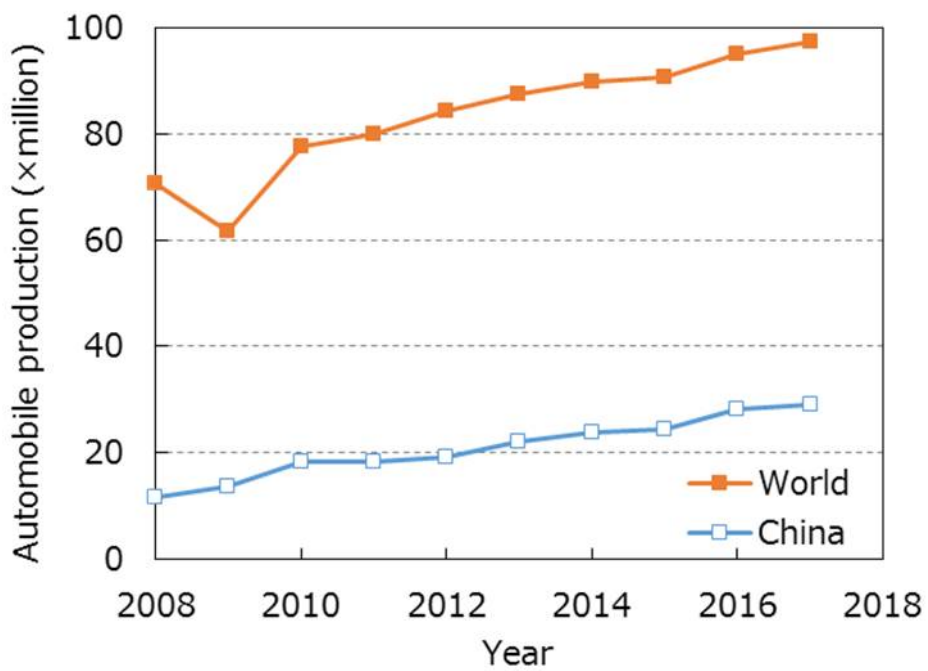


Fig.1-2 Transition of automobile production in world and China [2].

1.1.2 薄鋼板に求められる高品質化及び環境対応

各種薄鋼板には様々な特性が要求され、特に地球環境問題に寄与する要求特性は喫緊の課題である。地球温暖化防止のための二酸化炭素低減方策のひとつとして、自動車の車体軽量化による燃費向上が有効であることは周知のとおりである。経済産業省の官民協議会は 2050 年までに日本の自動車メーカーが国内外で販売する乗用車の新車を全て電気自動車(EV)やハイブリッド車など、モーターを使った「電動車」とする目標^[4]を打ち出しているものの、その全世界的な普及にはかなりの時間を要することが予想され、自動車の軽量化のための自動車部材への高強度鋼板の採用比率拡大が今後も主導となってくるものと考えられる。

また、自動車用途と並び薄鋼板の代表的品種となるのが缶用鋼板である。缶用鋼板は飲料缶・食缶・18 リットル缶・ペール缶などに広く使用されているが、100 年以上に及ぶ工業史の中で、豊富な資源、経済的安定性、強度、清浄度、汎用性、意匠性など、容器用途として求められている全ての条件を満たしている^[5]。缶用鋼板として代表的なブリキ(Tin Free Steel も含む)の世界推定需要規模は 2010 年段階で 1641 万トンであるとされ、途上国での需要増を背景に年率 2%程度で増加するものと考えられている^[6]。こうした需給環境の下、先進国では、PET ボトルやアルミニウム缶といった他素材に対する競争力の確保が重要となっている。また、中国を中心に缶用鋼板の生産能力が急激に拡大しており、供給過剰となる懸念もなされていることから、他社とのコスト競争力も求められてきている。スチール缶がこれまで確立してきた上記特性のみに頼ってはいずれ他素材へと転換することに直結する為、さらなる優位性/競争力を確保できる缶用鋼板素材が求められている。特に、地球環境問題に寄与する視点として、容器自体の軽量化が輸送時の CO₂ 削減に寄与すると共に、省資源化を促進させることから薄肉化が進行している。日本製缶協会では 2006 年 6 月に「スチール缶軽量化推進委員会」を立上げ、スチール缶の軽量化に継続して取り組んできており、2014 年度には 1 缶当たりの平均重量で約 6.5%の軽量化が達成された^[7]。このような背景のもと、鋼板の製造技術の観点からは従来以上に硬質かつ薄肉材の生産が要求されるため、単位時間当たりの生産重量を確保するために圧延の高速化が求められている。

ところで、鉄鋼業は電力業と並び多くのエネルギーを消費し、二酸化炭素を多量に排出している。日本鉄鋼連盟では、「省エネなどの技術を活かし、環境保全と経済発展を両立させること」が提言さ

れ、それを達成するための「革新的技術開発」の 1 つとして「革新的製鉄プロセス技術開発 (COURSE50)」が位置づけられた^[8]。COURSE50 は、CO₂ 排出の抑制と CO₂ の分離・回収により、CO₂ 排出量を約 30%削減する技術を開発するというもので、2030 年頃までに技術を確立し 2050 年までの実用化・普及を目指している。現在、COURSE50 は鉄鋼製造の上工程において盛んに研究開発が進められているが、鉄鋼製品のほとんどが熱間及び冷間圧延プロセスを経由して製造されるため、下工程での省資源、省エネルギー化も重要な課題である。鉄鋼プロセスにおける圧延技術の果たすべき役割は大きく、製品の生産を効率的かつ高品質に行うための重要な要素技術の一つである。鉄鋼材料の生産を支える熱間、冷間圧延技術の開発は 20 世紀後半から積極的に進められ、これまでに飛躍的な発展を成し遂げたことは言うまでもない。連続化、高速化、高負荷、高品質、高精度寸法を達成するための圧延理論を基盤とした機械・制御技術が常に発展のベースとなっており、高い生産性・省力化を極限まで追及する試みがなされてきた。さらに近年では、高い生産性を前提としながら、需要家が必要とする、よりよい品質を製品に付与するといった観点へ軸足を移しつつある。そのため、今後の圧延プロセスの技術開発においては、歩留り、能率の向上に資することはもとより、需要家あるいは国際社会が真に求める品質/機能を提供しうる技術革新が必要となる。

1.2 薄鋼板の冷間圧延における課題

1.2.1 冷間圧延設備の現状及び動向

現在、日本国内の冷間タンデム圧延機は 23 基、ゼンジミア、クラスター圧延機などのリバース圧延機は 44 基稼働している。冷間タンデム圧延機の能力は最高速度や、耐荷重、圧延機モーターパワー、形状制御能力など種々の指標があるが、生産能力を端的に示す圧延速度及び圧延機モーターパワーでその能力を比較した。日本国内における各稼働年代の冷間タンデム圧延機の最高圧延速度を Fig.1-3 に示す^[9]。また、最近新興国で新たに稼働した冷間タンデム圧延機の圧延最高速度を Fig.1-4 に併せて示す。各社のカタログ及び公表値から引用した圧延速度であるので、プロダクトミックスより構成される実際の圧延速度については不明な点が多いが、21 世紀に入ってからを境に冷間タンデム圧延機の圧延最高速度は 1500~2000m/min の間でほぼ横ばいとなっている。この

ような背景としては、高負荷材の安定圧延や設備の低廉化/コンパクト化が指向されていることと共に、後述する高速圧延化への技術的ハードルが高いことが推察される。圧延形式別では、6スタンド圧延機は主に容器用鋼板の冷間圧延機に対応し、極薄鋼板の圧延が要求されるために単位時間当たりの生産重量を確保する観点から最高速度が高くなっている。

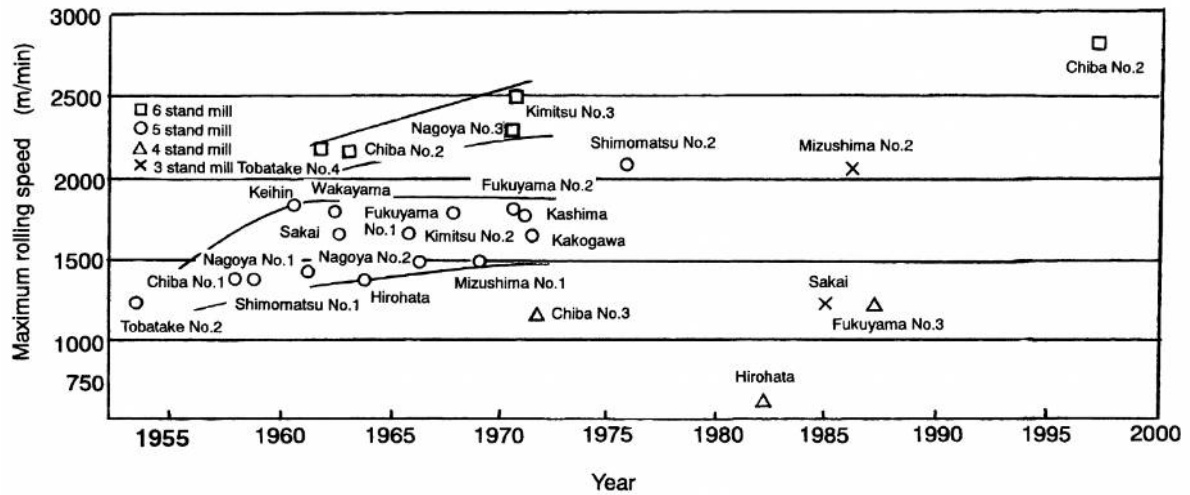


Fig.1-3 Transition of maximum rolling speed of cold tandem mills in Japan [9].

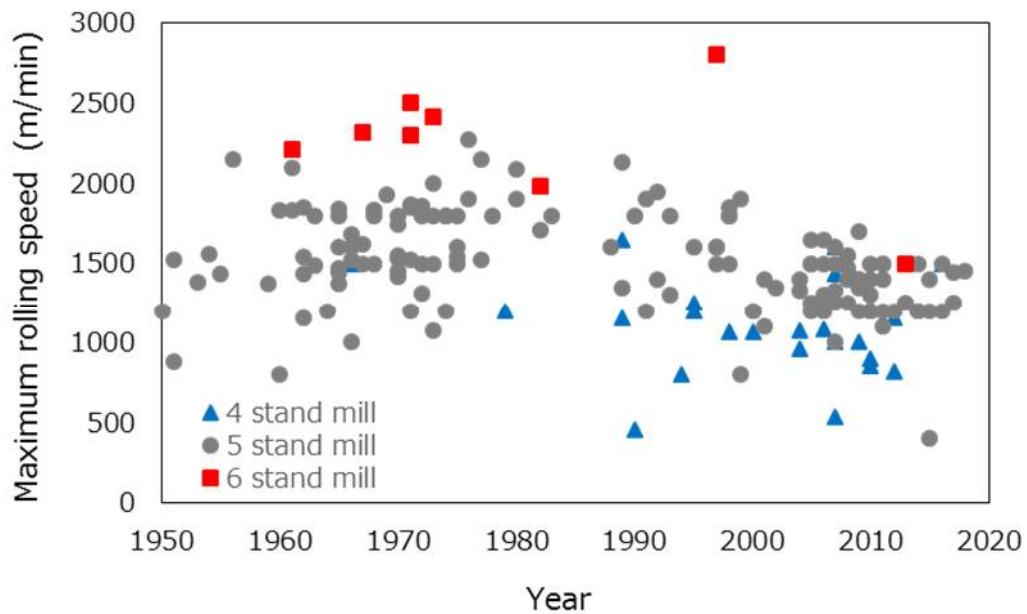


Fig.1-4 Transition of maximum rolling speed of cold tandem mills in recent history.

(Ref. [10] was revised.)

Fig.1-5 に冷間タンデム圧延機の圧延速度とモーターパワーの能力を整理した結果を示す。新興国向けに導入されてきている最新冷間タンデム圧延機は平均的な日本の圧延機の能力を凌駕する圧延機スペックとなっており、相対的に日本の圧延機能力が低下してきていると推察される。このような圧延機能力が劣位な状況となる中、品質面及びコスト競争力で他国を凌駕していく技術開発が必要となる。

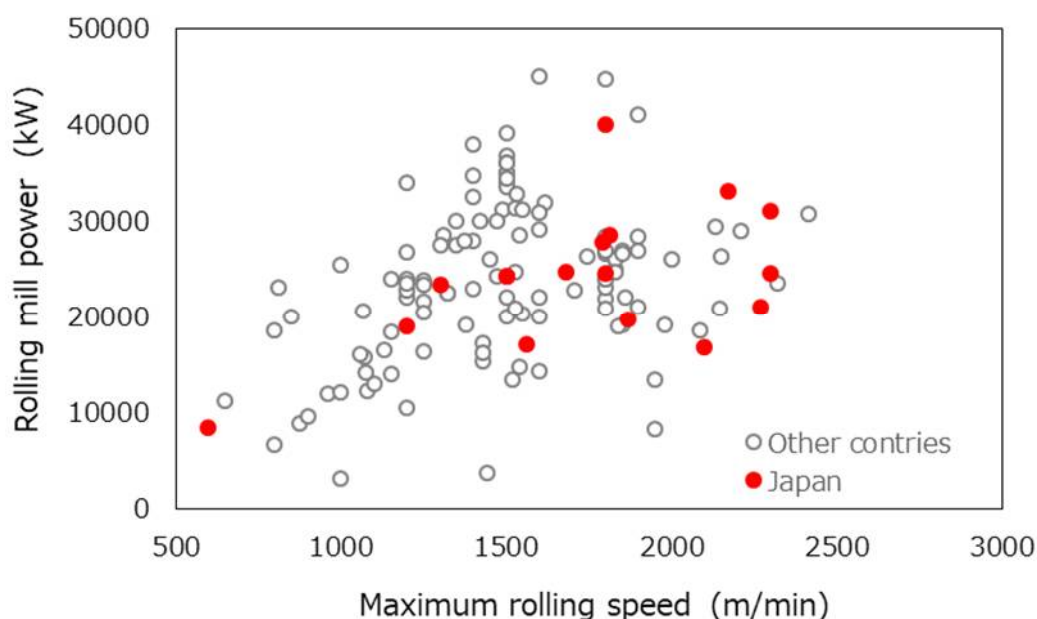


Fig.1-5 Relationship between maximum rolling speed and rolling mill power.

1.2.2 冷間タンデム圧延機の特徴

日本初の冷間タンデム圧延機は 1940 年に導入され、品質の向上と大量生産を両立する圧延技術の発展の基礎となった^[11]。1971 年には Fig.1-6 のような圧延機入側でコイル間を溶接し、停止することなく連続的に冷間圧延処理可能な完全連続圧延機が実現した^[12]。前後工程との直結化はさらに進行し、現在では酸洗・タンデム圧延機との完全連続化はベースの技術となっている。さらに、連続焼鈍設備との連続化としては、1986 年は酸洗・冷間圧延・連続焼鈍の完全連続設備が稼働している^[13]。このように冷間圧延においては、高能率な設備や技術を追求してきた結果、圧延機をタンデム配置し熱間圧延コイルを上流から流すだけで、最終板厚まで圧延を一度に行う方式が発展して

きた。タンデム圧延において、圧延機スタンド間は材料に付与される張力で連結されており、シングルスタンド圧延機とは異なる固有の特性が存在する。この特性は連続圧延理論^[4]として表現されている。例えば、冷間タンデム圧延機において、最終板厚に及ぼすロールギャップ変化が最も大きい圧延スタンドは、最終板厚に最も近い最終圧延スタンドではなく、最も遠い No.1 圧延スタンドとなる。このような現象は、圧延機スタンド間の張力を媒体にして圧延因子が相互に影響を及ぼしあうことに起因している。圧延因子としては、圧延機スタンド入出側板厚、圧延機スタンド間張力、摩擦係数、ロールギャップ、ワークロール速度、圧延機モーター特性、ワークロール径、材料の変形抵抗などがあり、これらの圧延因子は全圧延スタンドにわたるので、圧延機全体としては数十個の圧延因子がスタンド間張力を介して互いに影響を及ぼし合っていることになる。

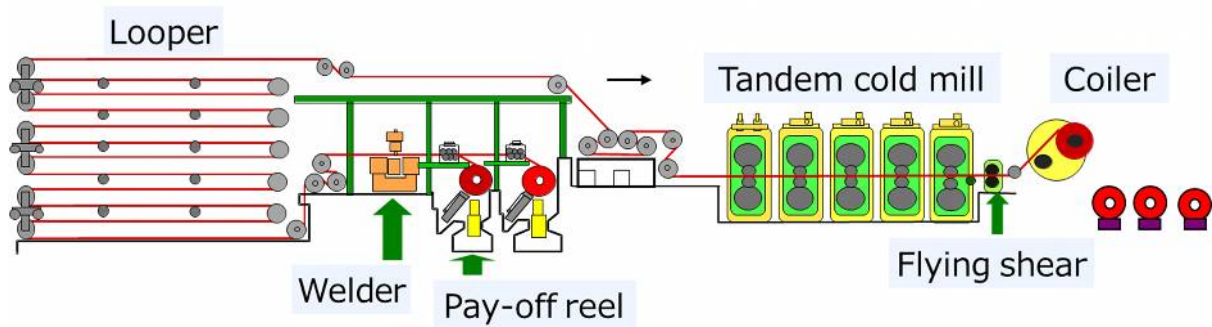


Fig.1-6 Schematic diagram of continuous tandem cold mill.

Fig.1-7 に冷間タンデム圧延機の連続圧延状態を模式的に示す。連続圧延が定常状態で行われている状態では、圧延機のいずれの場所でも体積速度(=板幅×板厚×板速度)は常に一定である。その状態から何らかの外乱が加えられることでロールギャップやワークロール回転数が変化すると定常状態が崩れ、それらの変化に対応して各圧延機のスタンド間張力や板厚が変化し、新しい圧延状態に移行する。この場合でも体積速度は一定となるが、その値は前の定常状態時の体積速度とは異なっている。また、冷間圧延時の外乱要因として、熱間圧延後のホットランテーブルでの冷却に起因した変形抵抗変動や溶接点通過時の加減速時に生じる圧延潤滑に起因した摩擦係数変化による荷重変動がある。加えて、バックアップロールの偏芯や圧延機の剛性なども外乱として作用する。

これらの変動原因と圧延変数との相互関係をバランスさせ、冷間タンデム圧延機の本来の目的である「所定の板厚目標に対して、その偏差を最小にした鋼板を製造する」を達成するための手段としてAGC^[15, 16] (Automatic Gauge Control)が用いられる。前段圧延スタンドでは高応答の油圧压下装置が導入され、初期板厚、変形抵抗などの変動に起因した圧延荷重の変化に追従する压下AGC (BISRA-AGC, Mill Modulus Control)の適用が一般的である。中間以降の圧延スタンドではスタンド間の速度計を活用したマスフローAGC、圧延機出側に設置した板厚計と設定との偏差を小さくするモニターAGCを適用することが多い。モニターAGCはロール周速を制御し、スタンド間張力制御により目標板厚に制御される。このように、冷間タンデム圧延機の生産能力を向上させていくためには、問題が生じた圧延スタンドの個別因子を検討するのではなく、全圧延スタンドを一つの系として総合的に考察していく必要がある。

Mass flow constant

$$H_i V_{in,i} = h_i V_{out,i} = h_{i+1} V_{out,i+1}$$

Material speed

$$V_{out,i} = (1 + f_i) \cdot V_{Ri}$$

$$V_{in,i+1} = (1 + \varepsilon_{i+1}) \cdot V_{Ri+1}$$

Inter-stand tension

$$tf_i = \frac{E}{L} \int (V_{in,i+1} - V_{out,i}) dt$$

$$tf_i = tb_{i+1}$$

Thickness

$$h_i = \frac{P_i}{K_i} + S_i$$

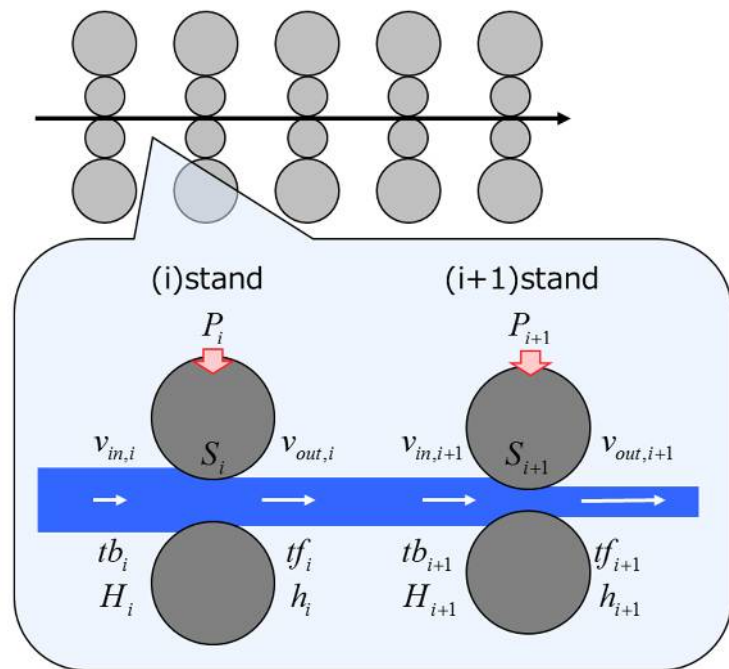


Fig.1-7 Continuous rolling conditions in cold tandem mill.

1.2.3 冷間圧延油の特徴

古代より、鉱油、油脂(動植物油)、ワックスが潤滑(摩擦を減らすこと)に効果のあることが知られていた。さらに、1906年に Taylor^[17]が切削点に油や水を注ぐことによって切削速度を上げられることを実験的に証明して以降、油剤の働きを学問的・体系的に捉えようという試み^[18]が精力的に進められて今日に至っている。

冷間圧延においては、板形状や板厚精度など本来の目的を果たす塑性加工のために圧延油が用いられるが、一方で、製品の表面品質(欠陥、色調、光沢)も要求される場合がある。Table1-1に各種金属の冷間圧延工程で使用される潤滑剤を示す。金属の圧延工程では大きく分けて2種類の圧延油の使用が行われている。一つは、ステンレスや非鉄金属の冷間圧延などで行われているニート圧延と呼ばれる方式である。これは、基油に各種添加剤を混ぜた圧延油を原液のまま使用する圧延方法であり、冷間圧延後の表面光沢を出す、あるいは水分との反応を抑制するために用いられる。一般的には溶剤のような低粘度の油脂が用いられる。ニート圧延は油単体を取り扱うため、性状管理が容易で高い潤滑性を発現する事が出来るが、Table1-2の物性値に示す通り水と比べて冷却能力は1/10と低く、鋼板や圧延機周りへの油付着による作業環境の悪化、及び火災発生の危険性など様々なデメリットがある。

Table 1-1 Cold rolling lubricants used in various metals ^[19]

Material	Lubricant type	Aim
Steel	Emulsion	Lubricity / Cooling
Stainless steel	Emulsion	Lubricity / Cooling
	Neat oil	Surface gloss
Silicon steel	Emulsion	Lubricity / Cooling
Aluminum	Neat oil	Suppression of reaction with water
Copper	Emulsion (roughing)	Lubricity / Cooling
	Neat oil (finishing)	Surface gloss
Titanium	Emulsion	Lubricity / Cooling
	Neat oil	Oxidation inhibition

Table 1-2 Thermal properties of water, air and representative oils [20]

	Water	Air	Mineral oil	Natural oil (Beef tallow)	Ester (Stearic acid)
Specific heat [kJ/kg·K]	4.183 (50)	1.006	1.976 (50)	2.177 (80)	2.303 (100)
Thermal conductivity [W/mK]	0.642 (50)	0.025	0.143 (50)	0.174 (50)	0.160 (80)
Evaporative heat [kJ/kg]	2257 (100)	-	-	188 (370)	234 (375)

() is the measured temperature [°C]

もう一つは、鉄鋼材料の冷間圧延に用いられるエマルジョン圧延油であり、油による潤滑作用と水による冷却作用を併せ持っている。エマルジョンとは、二種類の互いに溶解しない液体の一方が液滴状態で他方の媒体中に分散した二相液体である。相互に混ざり合わない液体は、界面張力が大きいので液滴状に分散しても滴が合体することによって界面の面積を小さくする作用が働いて、最終的には二つの層に分離してしまう。界面に吸着分子の保護膜を作り、界面張力(界面自由エネルギー)を下げる目的で界面活性剤が使用され、乳化剤あるいは分散剤と呼ばれる。乳化剤には、大きく分けてアニオン系^[21]、カチオン系^[22]、ノニオン系^[23]がある。また、乳化剤に加え、所望の特性を得るための以下のような添加剤^[24]が加えられる。

油性剤：鋼板表面に吸着しやすい極性基を持った化合物であり、潤滑性を向上させる

極圧剤：摩擦面で2次的化合物の保護膜を形成し、せん断抵抗を減少させる

酸化防止剤：反応性の高い過酸化ラジカルに作用し、連鎖反応を停止させる

防錆剤(油焼け防止剤)：金属表面に吸着または反応して水や腐食性物質の接触を防止

Fig.1-8 に冷間タンデム圧延機における圧延油の変遷を示す。わが国に初めてタンデム圧延機が建設されてから半世紀以上経過し、この間の設備技術と操業技術の進歩により、薄鋼板の生産率は著しく向上した。冷間圧延における圧延油の役割が圧延速度を大きく支配するものであることは言うまでもなく、使用される基油も進歩を遂げてきている。冷間タンデム圧延機における潤滑方式については次節にて詳しく後述するが、高濃度のエマルジョンを直接吹き付ける方式

(Direct application)では安価な天然油脂が根強く用いられてきており、2000年代以降は更に不純物を取り除いた精製油脂や乳化抑制剤の添加が行われている。一方、低濃度のエマルジョンを循環利用(Recirculation)する場合には、変質しやすい天然油脂ではなく比較的安定な鉱油や牛脂が用いられてきたが、潤滑性を向上させる観点から合成エステルを添加するのが一般的となっている。合成エステルは自然界に存在する油脂とは異なり、その分子構成の選択に自由度が高く、用途・目的にあった特性が得られるようにその構造を決定できるところにメリットがあるが、合成プロセスに伴うコスト増の観点から基油に対して半量程度の添加に留まっている場合が多い。

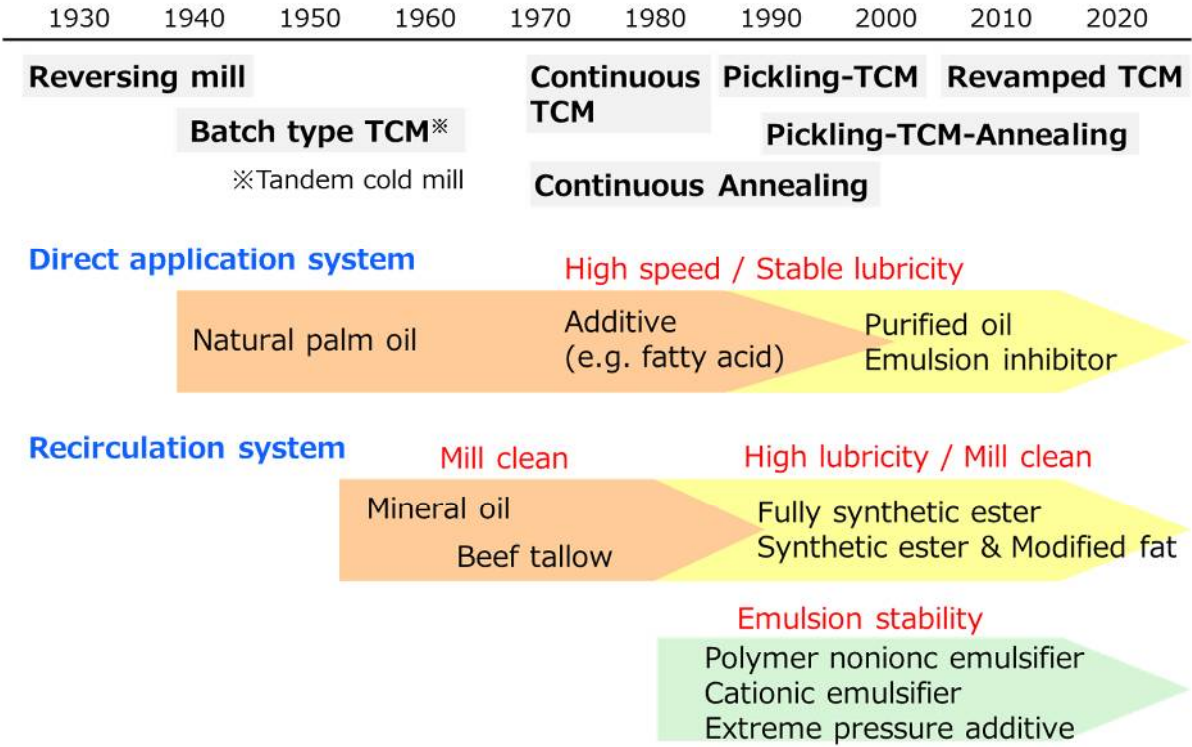


Fig.1-8 Transition of cold rolling oil.

1.2.4 冷間タンデム圧延機における潤滑機構

冷間圧延の高生産性及び安定生産の発展を支えた基盤要素技術の一つにトライボロジーが挙げられる。トライボロジーとは潤滑、摩擦、摩耗、焼付きを含めた「相対運動しながら互いに影響を及ぼしあう二つの表面の間におこるすべての現象を対象とする技術分野」を指す。冷間圧延では、圧延ロールを被加工材である鋼板に接触させながら、圧下力や摩擦力を伝達させて鋼板を塑

性変形させるものである。その意味で、接触界面におけるトライボロジー現象が圧延現象に大きな影響を与え、圧延加工の良否を大きく支配する関係にある。そのため、圧延技術の発展に対してトライボロジー現象は大きな役割を果たし、冷間圧延の高速化や操業の安定化を前提としつつ、かつ品質の向上を図る上で欠くことのできない要素技術であることが広く認識されている。

薄鋼板の冷間圧延プロセスでは、Fig.1-9 に示すような鋼板と圧延ロールとの間隙(ロールバイト)における摩擦を低減して加工仕事を減じるために潤滑油が使用される。通常、加工発熱や摩擦発熱による温度上昇を抑制する必要性からエマルジョン潤滑が用いられる。エマルジョン潤滑は、一般に界面活性剤を用いることにより、潤滑油を水中に乳化分散させ、O/W(Oil in Water)型エマルジョンを形成したものをクーラントとして使用する潤滑方式である。エマルジョンが潤滑剤として機能を発現するためには、鋼板やロールに衝突したエマルジョンが分離/崩壊してロールバイト入口部にてニート油膜を形成するもの、およびロールバイト入口部で O/W→W/O(Water in Oil)エマルジョンへ転相して油溜りを形成するものがあるとされる。いずれにしても、エマルジョン中の油分がロールバイトに引き込まれて、鋼板と圧延ロールとの直接接触を防止しながら、接触界面での摩擦係数を低減する役割を果たす。

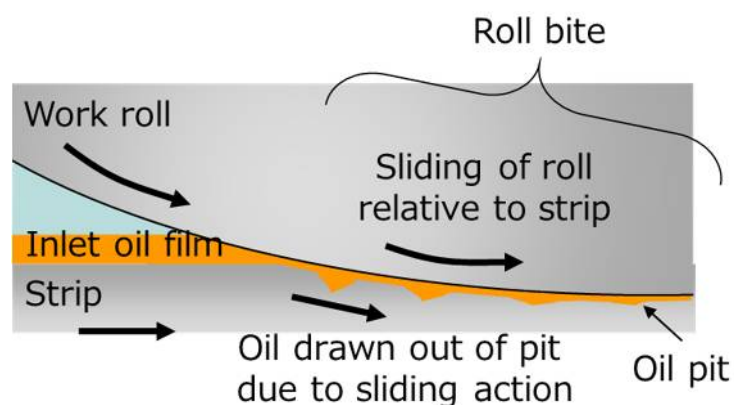


Fig.1-9 Schematic of the roll bite, illustrating inlet oil film mechanisms.

一方、エマルジョン中の水分が果たす役割は鋼板および圧延ロールの冷却である。タンデム圧延は高速かつ連続的な加工が行われるプロセスであるため、鋼板の加工発熱等によりタンデム圧延出側の鋼板温度は時に 150°C以上まで上昇する可能性がある。このような鋼板温度の上昇は後述

するヒートスクラッチ(鋼板と圧延ロールとの焼付き現象)を誘発するため、その防止を図るのが冷却の大きな役割である。また、クーラントを圧延ロールに直接供給して、サーマルクラウンの発達による鋼板の形状の乱れを防止するために使用される場合がある。

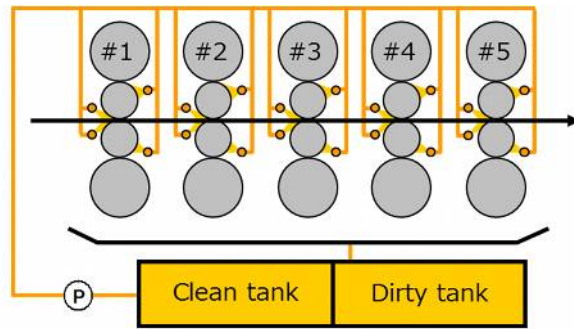
ところで、冷間タンデム圧延機における潤滑システムは、Fig.1-10 に示すように直接給油方式(Direct application system)と循環給油方式(Recirculation system)とに大別される。Fig.1-11 にそれぞれの給油方式におけるエマルジョン形態の模式図を示すが、いずれの方式においても、潤滑剤として水中に油分が小滴となって分散したエマルジョンが用いられる。

直接給油方式とは、パーム油などの天然油脂を圧延油原液として、希釈水で高濃度(10~20%)に混合させながらタンデム圧延機の各圧延スタンドに潤滑油を供給する方式を指す。缶用鋼板を対象として1990年代に技術開発が行われ、直接給油方式を用いた6スタンド圧延機により世界最高速2800m/minが達成され^[25]、生産能率の大幅な向上を達成した。直接給油方式の利点は、エマルジョンとして極めて不安定化させた状態で供給するため、供給した圧延油が被圧延材表面に付着しやすく(このようなエマルジョン中の圧延油が鋼板表面に離水展着する挙動を「沈着」という言葉を借りて「プレートアウト(Plate-out)」という)、ロールバイト入口での導入油分量を増加させることで、高い潤滑性能を発揮させることができる点である。ただし、供給するエマルジョンが極めて不安定なため、鋼板に付着しないエマルジョンを回収しても循環使用することはできず、基本的には大部分の圧延油を使い捨てにせざるを得ないという問題がある。したがって、圧延油原単位(鋼板の単位重量を圧延するのに消費される圧延油分量)が大きく、缶用鋼板を中心とする極薄材で高い潤滑性能が求められる圧延機に限定して採用されている。

一方、自動車用鋼板等における冷間タンデム圧延機の潤滑方式としては、循環給油方式が主流である。これは界面活性剤を含有した安定な合成エステルを基油とした低濃度エマルジョン圧延油(濃度1~3%)を用いるもので、循環使用により圧延油原単位を数分の一程度まで低減できるのが特徴である。そのため、直接給油方式で用いられる安価な天然油脂ではなく、劣化しにくい高性能な合成エステルを含有する圧延油を用いることができる。ただし、界面活性剤を多く含有して安定なエマルジョンが形成されているため、一般的に鋼板表面に対してはプレートアウトし難く、高い潤滑性能を発揮するのが困難であるという点が問題となる。

Recirculation system

- Stable emulsion(0.5~3%)
- Base oil : synthetic oil
- Oil consumption rate : low
- Lubricity : low



Direct application system

- Unstable emulsion(5~20%)
- Base oil : natural oil
- Oil consumption rate : high
- Lubricity : high

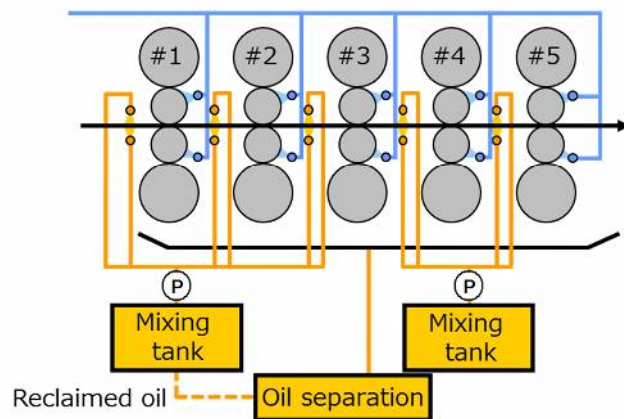
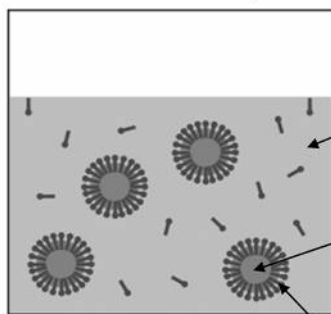
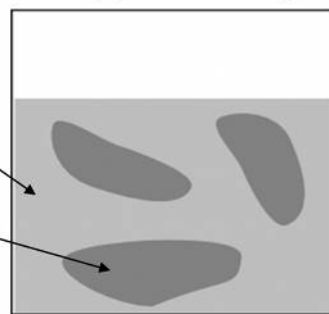


Fig.1-10 Conventional lubrication systems in cold tandem mill.

Re-circulation system



Direct application system



Water
Oil
Emulsifier

Fig.1-11 Schematic diagram of comparison of two types of emulsions used as lubricants [77].

これらに対して、両者の利点を採用した方式として、Fig.1-12 に示すようなハイブリッド潤滑方式^[26, 27]が提案されている。これは、別系統にて作製した高濃度のエマルションを鋼板に向けて直接給油する方式とエマルションを循環使用する方式とを組み合わせたものである。しかし、供給した

高濃度のエマルションが循環系に混入することで、循環されるエマルションの濃度変動が非常に大きくなり、軟質材の圧延では潤滑過多によるスリップが発生するなど安定性に劣る。逆に、循環系の濃度変動を抑制しようとする、別系統から供給するエマルションの供給量に制約が生じてしまう。このような相反する問題点により、従来のハイブリッド潤滑方式では十分な高速化効果を発揮することができず、1980年代初頭に実用化の例が公表されているものの、その後普及することなく汎用性のある技術には至っていない。

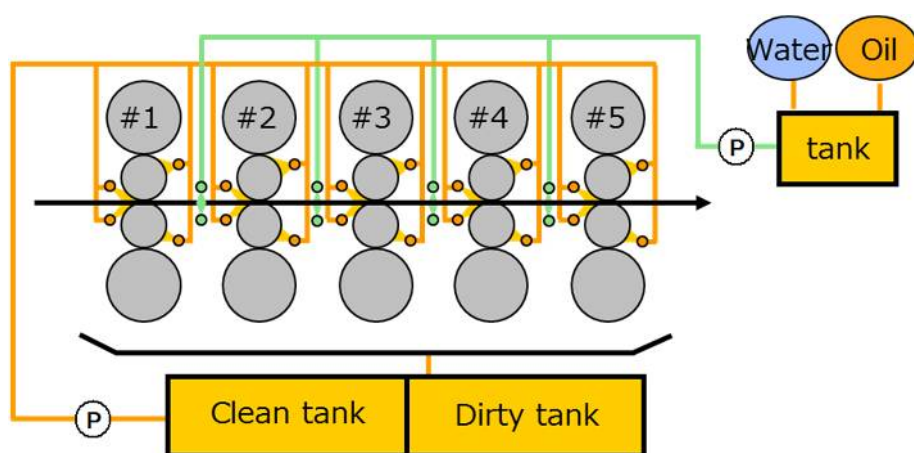


Fig.1-12 Conventional hybrid lubrication system in cold tandem mill [26, 27].

1.2.5 従来の冷間圧延での問題点

冷間圧延鋼板の薄肉化および高強度化の進展は、薄鋼板の製造工程である冷間タンデム圧延機において顕著な影響を受ける。圧延速度が一定であれば、鋼板の板厚が薄くなるほど単位時間当たりの生産重量が低下することになり、能率低下によって生産コストを増大させるからである。

高速冷間圧延に特有の問題として、圧延機の異常振動によるチャタリング現象が知られている。これは高速圧延を行った場合に、圧延機が地響きのようなうなりをあげながら振動する現象であり、Fig.1-13 に示すような板厚変動と共に、鋼板表面に一定の周波数ピッチの模様を発生させるため、品質上大きな問題を生じさせる。一般的に、チャタリングは Table1-3 に示すように、強制振動系と自励振動系に分類される[28]。外部からの振動源が比較的特定しやすい強制振動とは異なり、高速冷間圧延時に生じる自励振動は潤滑条件と関連があるとされ、いくつかの検討例が行われているも

の、潤滑現象と圧延機の振動現象との関係については必ずしも明らかになっておらず、問題の根本的な解決を妨げている。そのため、実操業ではチャタリングが発生しやすい条件での冷間圧延ではライン速度を低下させて操業せざるを得ず、生産性の悪化を招いている。

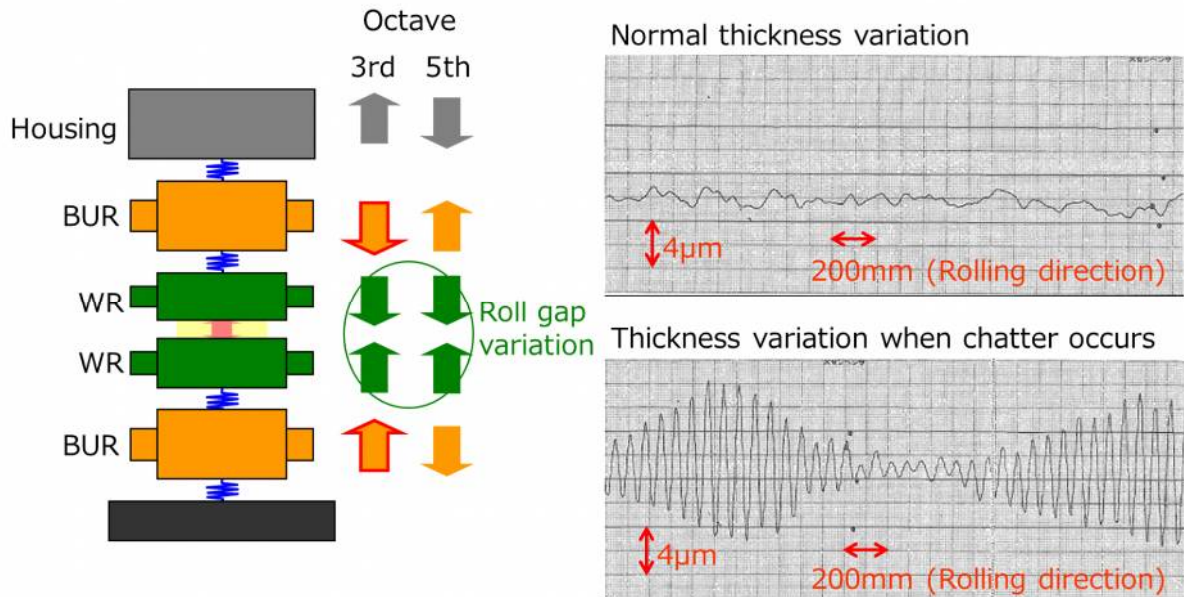


Fig.1-13 Thickness profile when chatter occurs.

Table 1-3 Chatter categorization in cold rolling

Forced vibration type

Source	Case	Reference
Bearing, Drive	Bearing damage, Loose coupling, Whirling of spindle	[29~34]
Ancillary pump	Rolling mill in Laboratory	[35]

Self-excited vibration type

3 rd octave chatter	High speed rolling with thin gauge Large thickness variation	[36~59]
5 th octave chatter	Temper rolling mill, Polygonal wear of back-up roll Small thickness variation	[60~64]
Horizontal vibration	High reduction & rolling load conditions in hot strip mill	[65]
Torsion vibration	Response delay of hydraulic systems	[66, 67]

また、鋼板の高強度化は、変形抵抗の増加を通じて圧延負荷が増加し加工発熱を助長させるため、鋼板温度の上昇に起因したヒートスクラッチ(ヒートストリーク、フリクションピックアップとも称される)^[68~75]の発生を防止する必要がある。発生したヒートスクラッチを観察した一例を Fig.1-14 に示す。ヒートスクラッチは鋼板の表面欠陥の一種であると共に、圧延ロールに疵を発生させるため、その後に圧延される鋼板表面にも疵を残すことで大きな品質低下を生じさせることになるからである。



Fig.1-14 Heat scratch occurred on cold rolled strip.

さらに現在の冷間タンデム圧延機の潤滑方式は、主として缶用鋼板等の薄肉材(0.3mm 以下)を製造する圧延機に用いられる直接給油方式と、自動車用鋼板等(0.3~2mm)を製造する圧延機に用いられる循環給油方式に二分されており、現状では、直接給油方式の方がより高速化を達成しているといえる。これは高濃度で不安定化させたエマルジョンを使用するため、より高い潤滑性を発揮できるからである。このように、要求される潤滑レベルは製造品種で大きく異なっているが、理想的には単一の冷間タンデム圧延機において多品種の鋼板を高能率かつ自在に造り分けるフレキシブルな生産プロセス(チャンスフリー圧延)への変貌が望まれる。

また、圧延油を含めた潤滑油の廃油処理は現在サーマルリサイクルの焼却処分が主流であるが、今後の法規制等による再生処理化の動向も踏まえて、廃液量の削減が求められると予想される。特に、直接給油方式の冷間タンデム圧延機においては、1基あたり年間 2,000~4,000m³ 程度の圧延

油が消費されており、圧延油の使用増による圧延油原単位の向上は将来的に重要な課題になると認識している。また、アジア各国の経済発展に伴い安価なパーム油などの天然油脂の調達が将来的には困難になってくることも予想される。地球環境に関する側面では、パーム油を搾油するアブラヤシ農園(プランテーション)は、効率的に生産を行うために数千から数万ヘクタールの土地を転換してモノカルチャー栽培を行うため、森林減少やそれにともなう生物多様性の喪失など、環境面への影響が以前から問題視されている。

このような圧延油消費量の低減はエマルジョンを循環利用している循環給油方式においても望ましい方向であると考えられる。Fig.1-15 に循環給油方式におけるクーラント中の圧延油フローを示す。缶用鋼板を製造する循環給油方式のタンデム圧延機における定常的な圧延油使用量は鋼板 1t 当たり 1.0L 程度であり、コイル重量が 15t であれば、15L の圧延油が消費される。その主な内訳は、圧延後鋼板に付着した油分による持出し(約 200mg/m²)、圧延機ハウジング内への付着、圧延時に発生した摩耗粉(鉄分)^[76]との反応による固形化(鉄石鹸)、ヒューム(圧延油を含む蒸気)による持出しが挙げられ、さらなる作業環境の改善や圧延油のロングライフ化が求められている。

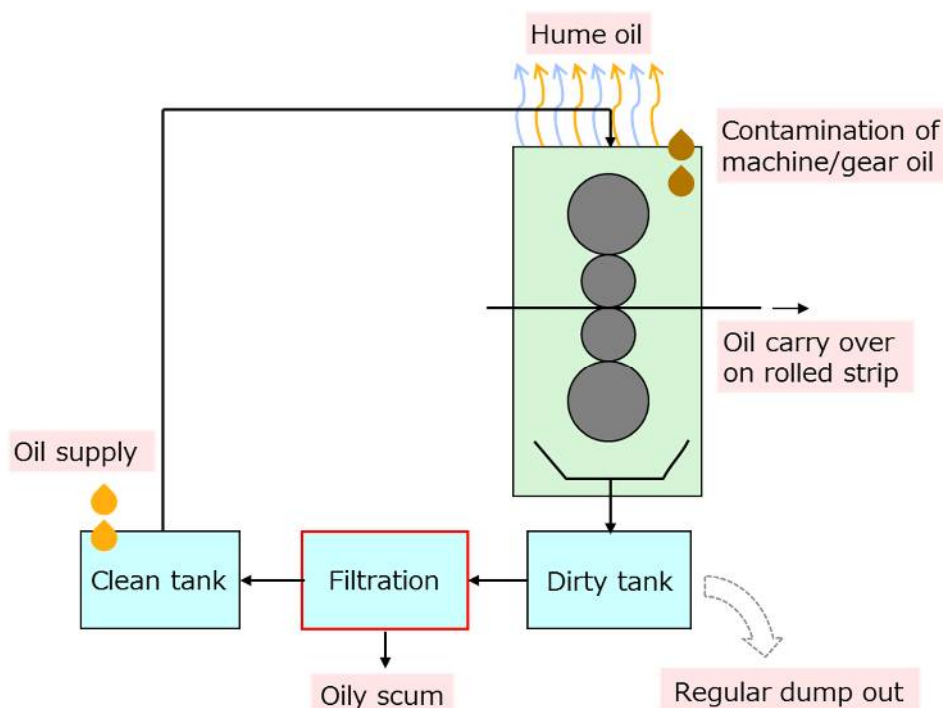


Fig.1-15 Rolling oil flow during cold rolling.

ここで、自動車用/缶用鋼板をはじめとする鋼板の薄肉化・硬質化は本来、地球環境負荷の軽減を狙いとして進展していることを考慮すれば、その生産過程においても圧延油の廃液量といった環境負荷を最小限に抑える技術によってこれを実現する必要がある。以上のような観点から、薄鋼板の冷間タンデム圧延機の潤滑システムとして、循環給油方式の優れた圧延油原単位を維持することで廃液量を低減しながら、直接給油方式に匹敵する高い潤滑性能を得る技術、及び多様なプロダクトミックスに対応した最適な潤滑状態が得られるよう潤滑状態を自在に制御する技術が必要になってくると思われる。

1.2.6 冷間圧延潤滑機構に関するレビュー

このような高生産性と高品質化の両立が要求される薄板圧延のトライボロジーに関して、どのようなアプローチによって技術的課題を解決するかが課題となる。そのような方法論は現在まで確立されていないものの、本論文では、ロールバイト近傍における油膜形成挙動を極限まで制御するという観点から上記課題の解決を試みる。

以下では、ロールバイト近傍におけるトライボロジー現象を概観し、鋼板上の油膜制御の重要性を導く。Fig.1-16は、冷間圧延のロールバイト近傍におけるエマルジョン潤滑のメカニズムを模式的に示したものである。冷間圧延における潤滑状態は大別すると、ロールバイト入口における油膜形成挙動と、ロールバイトに進入する油膜の導入挙動、及びロールバイト内における混合潤滑挙動に分けることができる。

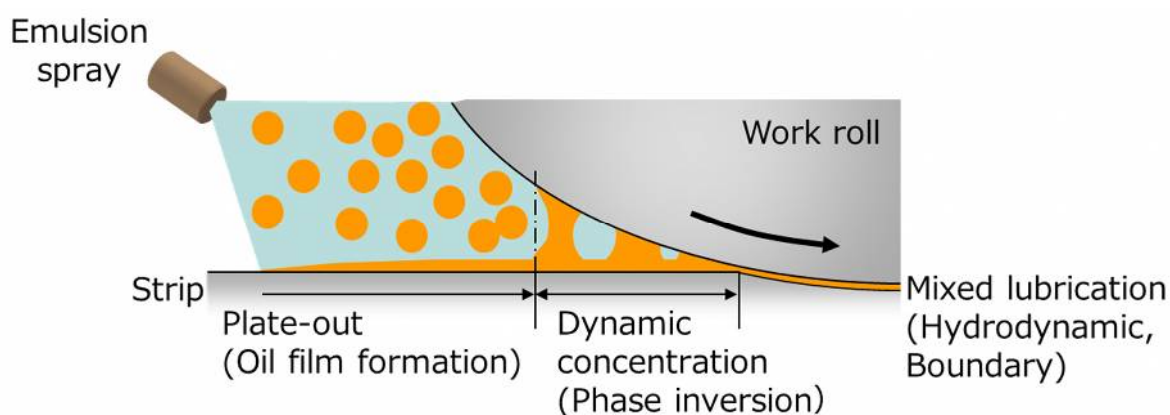


Fig.1-16 Schematic diagram of lubrication mechanism with O/W emulsions.

ロールバイト入口におけるエマルジョンからの油膜形成は、そのメカニズムの複雑さから未だ確たる理論構築がなされていないのが現状ではあるが、エマルジョンのプレートアウトによる油膜形成および圧延ロールと鋼板とで形成されるくさび領域における油膜の引き込みによる油膜形成(動的濃化)が行われると考えられている。

プレートアウトとは、O/W エマルジョンとして鋼板表面にスプレーされたクーラントが、鋼板に衝突した後、鋼板表面に転相により油膜を形成し、鋼板上から水分が排除される現象である。プレートアウトは、Fig.1-17 に示すように、鋼板との物理吸着性のより高い潤滑油が鋼板表面に優先的に付着することにより、水分が鋼板上から排除されて油膜が形成されることによるものである。これは、エマルジョン中に含まれる潤滑油の基油の種類や粘度、エマルジョンとしての油分の平均粒径、濃度その他、鋼板やクーラントの温度、クーラントの流量や噴射圧力、さらには界面活性剤の種類や含有量などの影響を受けることが知られている[77~82]。また、スプレーしてからロールバイトに鋼板が到達するまでの時間も大きな影響因子となる[83~86]。O/W エマルジョンを静置すると徐々に水と油に分離するように、油膜形成という転相現象には一定の時間を要するプロセスであり、高速圧延域においてはその時間は非常に短く、潤滑性には大きな影響を与え得るものである。最近では、数値解析によりエマルジョン衝突時の油膜形成挙動を捉えようとしている報告もなされている[87]。

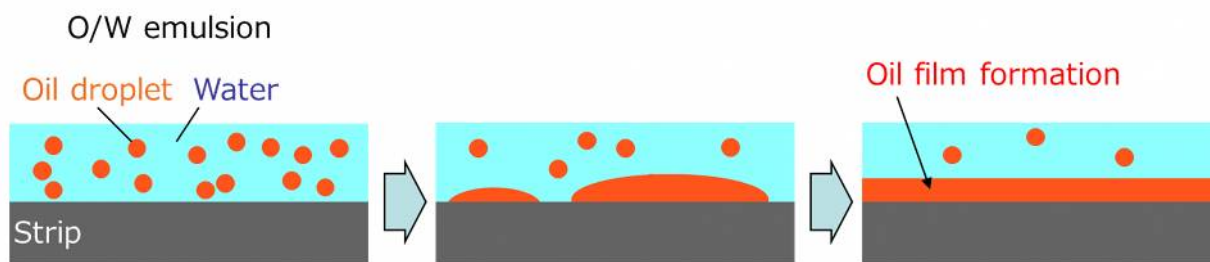


Fig.1-17 Schematic diagram of plate-out oil film formation from O/W emulsion.

これに対して、プレートアウトによる鋼板上への油膜形成には一定の時間が必要であり、高速圧延状態のように油分の供給が追い付かない場合には、プレートアウトによる油膜のみでは十分な油膜を形成することができないことから、ロールバイト入口にてエマルジョンからの動的な転

相挙動を考えるべきだとする Dynamic concentration 理論^[88]が展開されている。Fig.1-18 に示すように、ロールバイト入口にて形成される圧延ロールと鋼板とのくさび領域において、マルション中の油滴がある確率でトラップされてロールバイト内に引き込まれると共に、水分が上流側に排除され油膜を形成する挙動である^[89]。このとき、ロールバイト入口で形成される油膜厚は実験解析^[90~95]、流体力学的アプローチ^[96~103]、及び CFD (Computational Fluid Dynamics)を適用した数値解析的な考察^[104~106]が数多く実施され、エマルションの濃度や粒径、乳化状態はもちろんのこと、ロール径、ロール周速、板速度、圧下率、鋼板の降伏応力、潤滑剤の粘度、温度等が影響を与えることが知られている。

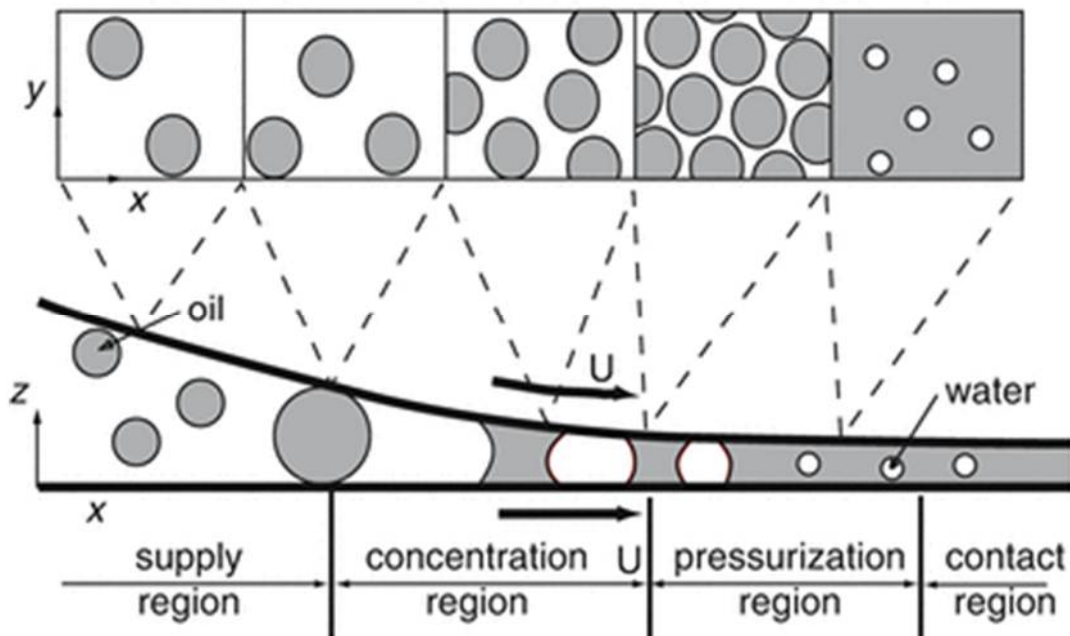


Fig.1-18 Schematic diagram of dynamic concentration theory with O/W emulsion ^[89].

上記のように形成された油膜がロールと被圧延材との界面に導入される挙動については、弾性流体潤滑理論(EHL, Elastohydrodynamic Lubrication) ^[107]を適用することで定量化する試みがなされてきた。ただし、圧延過程においては被圧延材が塑性変形を受けるため、ロールバイト入口において発生する最大圧力は、被圧延材の降伏応力によって制約される。また、ロールバイト界面で発生する摩擦発熱や、被圧延材の塑性変形による加工発熱は導入される圧延油の粘性特性に

影響を与えるため、高速圧延時の挙動を理解する上でそれらも考慮する必要もある。

冷間圧延においてロールバイト入口における油膜厚をモデル化しようとする試みは、ニート油を用いた研究から始まった。これは、ロールバイト入口における油膜形成挙動は、ジャーナル軸受等の機械要素の理論を応用することに始まる。先駆的な研究としては、水野^[108]によって提案された油膜当量の式であり、油膜形成に影響する因子が明らかにされた。また、流体潤滑挙動を解析するにあたって一般的に用いられるのがレイノルズ方程式である。これは油膜に作用する力のつりあい式、粘性に関するニュートンの法則およびマスフロー一定則を微分方程式として表したものである。さらに、ロール及び被圧延材の表面粗さに対応するために、粗さに関して平均化された修正レイノルズ方程式^[109~118]が提案されている。また、ロールバイト入口に導入された油膜厚を定量化しようとする試みも精力的に行われている、EHL状態での油膜厚を計測する手法として従来から行われてきた光干渉による測定及び解析^[119~121]とは異なり、実際のロールバイト内部の可視化することは困難であるため、圧延後の被圧延材の表面状態からの推測が行われてきた。ロールバイト内に封入された油分は内部の圧力によってオイルピットと呼ばれる封入痕が形成される。圧延後鋼板表面の封入痕を表面光沢度という形で間接的に評価する手法^[122~126]が従来から行われてきた。また、潤滑基油中にトレーサーを添加し、圧延後鋼板表面に残存したトレーサー量と基油との分配比により導入油分量を導出する試み^[127]もなされている。

高速冷間圧延における油膜形成挙動の研究については Wilson ら^[128~132]及び小豆島ら^[133~139]の研究グループによる功績が大きい。油膜形成挙動に対する熱的な効果を考慮しながら、レイノルズ方程式と材料の降伏条件とを連成させた解析を行い、ロールバイト入口部および加工域での潤滑油挙動について定量的に解析をおこなっている。ここでは、冷間圧延の油膜厚の推定に対する熱的影響の重要性が示された。1970年代以降、このような精力的な研究が行われたことで、実際の冷間圧延プロセスにおける潤滑挙動の関する理解が進んだものと考えられる。

ところで、ロールバイト界面での摩擦挙動は混合潤滑状態にあるのが通常である。機械要素の潤滑と異なり、圧延における潤滑では、被圧延材をロールバイト内部に引き込むため、一定の摩擦力が必要となり、完全流体潤滑下では鋼板と圧延ロールとの間にスリップが生じて、安定した圧延を行うことができないためである。一旦ロールバイト内へ導入された油膜が、ロールバイト

内でどのような挙動を示すかは、混合潤滑挙動を理解する上で重要な視点である。このような視点からの研究も過去にいくつか試みられており、接触挙動に関する解析^[140]、油膜流れに関する解析^[141]、さらには両者を考慮したモデル化^[142, 143]が行われている。重要となるのは被圧延材と圧延ロールとがロールバイト内でどのような接触状態にあり、それがロールバイトの入側から出側にかけてどのように変化するか、という点である。このような挙動がロールバイト内での摩擦状態を支配して、ヒートスクラッチや冷間圧延状態に大きな影響を与えるからである。さらに、ロールバイト内でオイルピット内に封じ込められた圧延油がどのような挙動を示すかについてもマイクロフル潤滑^[144~148]としていくつかのモデル化提案されており、ロールバイト界面での摩擦力軽減という意味で重要な研究となっている。

混合潤滑状態における模式図を Fig.1-19 に示す。一般的に混合潤滑下で作用する平均摩擦せん断応力は以下のような式で表すことができる^[149]。

$$\tau_m = \alpha\tau_b + (1-\alpha)\tau_L \quad (1-1)$$

ここで、 τ_b は境界潤滑領域での摩擦せん断応力、 τ_L は流体潤滑部の摩擦係数であり、 α が接触率である。また、境界潤滑領域の真実接触部に作用する垂直圧力 p_b 、流体力学作用により作用する垂直圧力 p_L を用いると、混合潤滑領域に作用する平均垂直圧力 p_m が求まる。

$$p_m = \alpha p_b + (1-\alpha)p_L \quad (1-2)$$

その時の平均的な摩擦係数 μ は以下のような式で表すことができる。

$$\mu = \frac{\tau_m}{p_m} = \frac{\alpha\mu_b p_b + (1-\alpha)\mu_L p_L}{\alpha p_b + (1-\alpha)p_L} \quad (1-3)$$

ここで、 μ_b は境界潤滑部の摩擦係数、 μ_L は流体潤滑部の摩擦係数である。冷間圧延のロールバイト界面においては、一様な平均圧延圧力が作用しているとすれば、 $p_b = p_L$ とみなすことができるため、摩擦係数は以下のように表される。

$$\mu = \alpha\mu_b + (1-\alpha)\mu_L \quad (1-4)$$

一般に境界潤滑部の摩擦係数は、流体潤滑部のそれよりも 1~2 オーダー高いとされ、上式からは全体の摩擦係数は、接触率と境界潤滑部の摩擦係数が支配的であることが理解できる。

境界接触部の摩擦係数 μ_b は、境界接触部に介在する基油の粘度等や界面での物理化学的吸着力^[150~152]、界面温度^[153]が影響を与える。また、接触界面での接触率の変化(塑性変形に伴う新生面の増加)の挙動によっても境界潤滑膜の形成状態が変化するものと考えられる。

一方、接触率 α については、ロールバイト入口で形成される油膜厚が大きいほど小さくなる。ロールバイト入口部の油膜厚が大きいほど、圧延ロールと被圧延材との間隙を増大させるためである。その結果、ロールバイト入口部の油膜厚が大きいほど、ロールバイト内での接触率を低下させる結果、式(1-1)で表される摩擦係数が低下する。

また、界面の温度変化によっては境界潤滑部の油膜が破断し微視的な焼付きが生じ、それらがマクロなオーダーまで成長することでヒートスクラッチとして認識される。したがって、油膜破断強度(基油の粘度や温度や圧力による粘度変化、極圧添加剤に依存)や材料内部での温度変化(変形抵抗、熱伝達係数)がヒートスクラッチの発生に影響を与えることになるが、接触率 α が大きいほど、金属接触を生じさせる危険性が高くなり、ヒートスクラッチを発生させやすくなる。

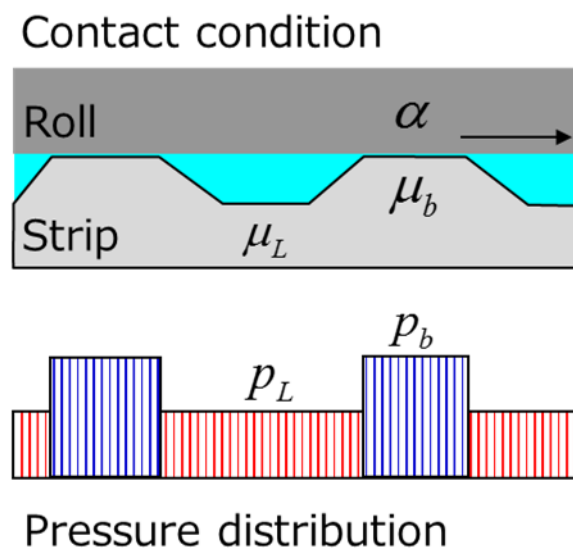


Fig.1-19 Schematic diagram of mixed lubrication.

1.3 本論文の目的と構成

本論文は、冷間圧延技術におけるトライボロジーの果たす役割の重要性を認識し、現在生じている、あるいは今後生じるであろう種々の技術的課題に対する実用的なアプローチとして、圧延ロールと鋼板との接触率という概念に着目し、これを制御することでロールバイト内の摩擦状態をコントロールするという視点の重要性を明らかにしていく。

このとき、接触率の制御に必要な導入油分量の予測については、前節で論じたように数多くの研究がなされている。本論文の対象であるエマルジョン潤滑による高速圧延領域に関しては必ずしも現象の解明が十分ではないが、定性的な特性は明らかになってきている。それらの理論的アプローチが、現実の圧延技術として昇華されることが求められており、本論文ではそのような理論を実プロセスにおいてどのように適用するかを課題として取上げる。その際の対象プロセスとして、環境に配慮できる点から優れた圧延油原単位を有する循環給油方式の冷間タンデム圧延機を設定した。

ロールバイト入口に到達する油膜の形成機構については、動的濃化理論やプレートアウト理論といったモデル化が進められてきている。摩擦状態をコントロールするために導入油分量を積極的に変更する観点からは、エマルジョンの性状や圧延条件によって支配される動的濃化現象の活用代は極めて小さい。一方、プレートアウト現象はスプレーから供給量や供給方法など、圧延系外からの制御因子を有している点で導入油分量をコントロールできる可能性を持つ。しかしながら、導入油分量を確保するために過度にエマルジョンの供給量を増加させると、それらエマルジョンが循環系に混入することで、循環給油システムの濃度変動が非常に大きくなり、軟質材の圧延では潤滑過多によるスリップが発生する、操業安定性に影響を与えることになりかねない。

以上のような観点から、薄鋼板の冷間タンデム圧延機の潤滑システムとして、循環給油方式の優れた圧延油原単位を維持することで廃液量を低減しながら、プレートアウト現象を最大活用することにより直接給油方式に匹敵する高い潤滑性能を得る技術を確立すること、及び多様なプロダクトミックスに対応した最適な潤滑状態が得られるよう潤滑状態を自在に制御しながら高速圧延を実現する手段を確立することを目的とする。

本論文では、最適潤滑状態の制御として、プレートアウト油膜の制御、および摩擦係数の変化を制御するといった2つの観点から、過去の研究を基礎として、現実のプロセスにおける技術的課題

の解決を図っている。

第 1 に、プレートアウト現象の高効率化を取り上げる。通常の循環給油方式では、鋼板による持出し、ヒューム(油分を含んだ蒸気)など一定量の圧延油が系外へ持ち出されており、循環系の濃度を一定に維持するように常時圧延油を補給している。したがって、圧延系外の潤滑系統から供給する圧延油の量が、循環系統で補給すべき量よりも少なければ、連続的に供給しても原理的に悪影響は生じない。上記のコンセプトを実現するために、エマルション供給量に対する鋼板表面へのプレートアウト量(ここではプレートアウト効率と呼ぶ)の極大化が必要である。一般に、プレートアウト効率はエマルション中の油分と水分とが分離しやすいほど高いと考えられるが、通常の循環給油方式では、エマルションとしての安定性を確保するために界面活性剤が添加されているので、エマルションの安定性とプレートアウト性とは相反する特性といえる。本論文では、エマルションのプレートアウトに関する基礎的な研究を通じて、プレートアウト効率を向上させる技術を開発することでこのような問題の解決を図っている。

第 2 に、圧延系外からのエマルション供給量を変更することでプレートアウト現象を発現させ、ロールバイト入口の油膜厚を制御することで、圧延中の摩擦係数を変更することは原理的には可能であると推測される。しかし、ロールと鋼板との間の混合摩擦状態は、油膜厚以外にも多くの因子の影響を受けるため、高速圧延において効果的に摩擦係数を制御できるかは必ずしも自明ではない。本論文では新たな試験圧延機を開発し、高速圧延時における効果的な摩擦係数制御のための指針について述べる。

第 3 に、高速圧延時に発生するチャタリングについては、潤滑条件が大きな影響を与えることが経験的にわかっているものの、チャタリングという振動の不安定現象と潤滑条件というトライボロジーとを結びつける直接的な理論が存在しない。そのため、チャタリングを防止するためには操業の経験的な判断にたよることが多く、根本的な解決に至っていない。本論文では、先ずチャタリングという振動現象と潤滑条件との関係を明らかにする。そのような関係からは、潤滑状態を如何に制御するかが重要な技術となる。その潤滑状態を制御する手段の提案を行う。

第 4 に、プレートアウトの制御性を利用して、循環給油方式をベースとした冷間圧延潤滑システムとしては世界で初めて潤滑状態を自在に制御するという概念を具現化した事例を紹介する。

以上のような薄鋼板の高速冷間圧延における技術的課題に関して、本論文の構成を以下に示すと共に、章構成の模式図を Fig.1-20 に示す。

第 1 章では、本論文の緒論として、本論文が冷間圧延の実操業プロセスにおける技術的課題を論じた上で、そのような実プロセスにおける課題を解決する上での視点として、ロールバイト内の接触率を左右する油膜厚という概念に着目することを明らかにする。また、これに関連する過去の研究を概観し、実操業プロセスでのプレートアウト現象に基づく油膜厚の制御に着目しながら具体的な課題を解決するために適用しうる手段について論じる。

第 2 章では、プレートアウト油膜に及ぼす影響因子を論じる上で、従来明らかでなかったエマルション供給条件の影響に着目し、鋼板表面上に形成されるプレートアウト油膜の形成効率を最大化させるエマルション供給条件、及びそのメカニズムについての基礎的考察を行う。

第 3 章では、圧延入側にて形成されたプレートアウト油膜と冷間圧延特性との関係性を評価し、高速圧延時における効果的な摩擦係数制御のために必要な条件を明確化する。その際、圧延入側にて形成されるプレートアウト油膜を定量化することが必要である。そこで、圧延機入側で鋼板表面上のプレートアウト油膜を制御できる新しい概念の実験評価装置を設計し、プレートアウト油膜と冷間圧延特性との関係性を評価した結果について論じる。

第 4 章では、実機タンデム圧延機内で形成されるプレートアウト油膜についての予測モデルを提案する。具体的には、実際のロールバイト近傍で生じている油膜形成挙動を細分化し、各々の挙動を実験で再現することで冷間タンデム圧延機全体としての油膜推移を定量化しようとするものである。

第 5 章では、薄肉材の冷間圧延で生じるチャタリングの防止技術について論じる。その際、チャタリングの発生メカニズムについては必ずしも明らかではないため、シミュレーションによりロールバイトの潤滑状態と振動の不安定化との関係を明らかにする。このような検討を下に、プレートアウト油膜を動的に制御することによる冷間タンデム圧延機系全体での潤滑状態の安定化を新たに着想し、その制御効果をシミュレーションにより検証した結果について論じる。

第 6 章では、冷間圧延の潤滑メカニズムに関する基礎的な研究を通じて得られた新たな知見を基礎として、それを実際の冷間圧延潤滑システムに応用することで、多品種に対応した新たなハイブ

リッド潤滑技術(Flexible Lubrication System for Cold Rolling)の概要とその工業的な成果についての事例について論じる。

第7章では、各章で得られる結論を総括し、関連する分野あるいは業界に与える影響についての考察を行う。最後に、今後の冷間圧延技術の研究開発が目指すべき方向について論じる。

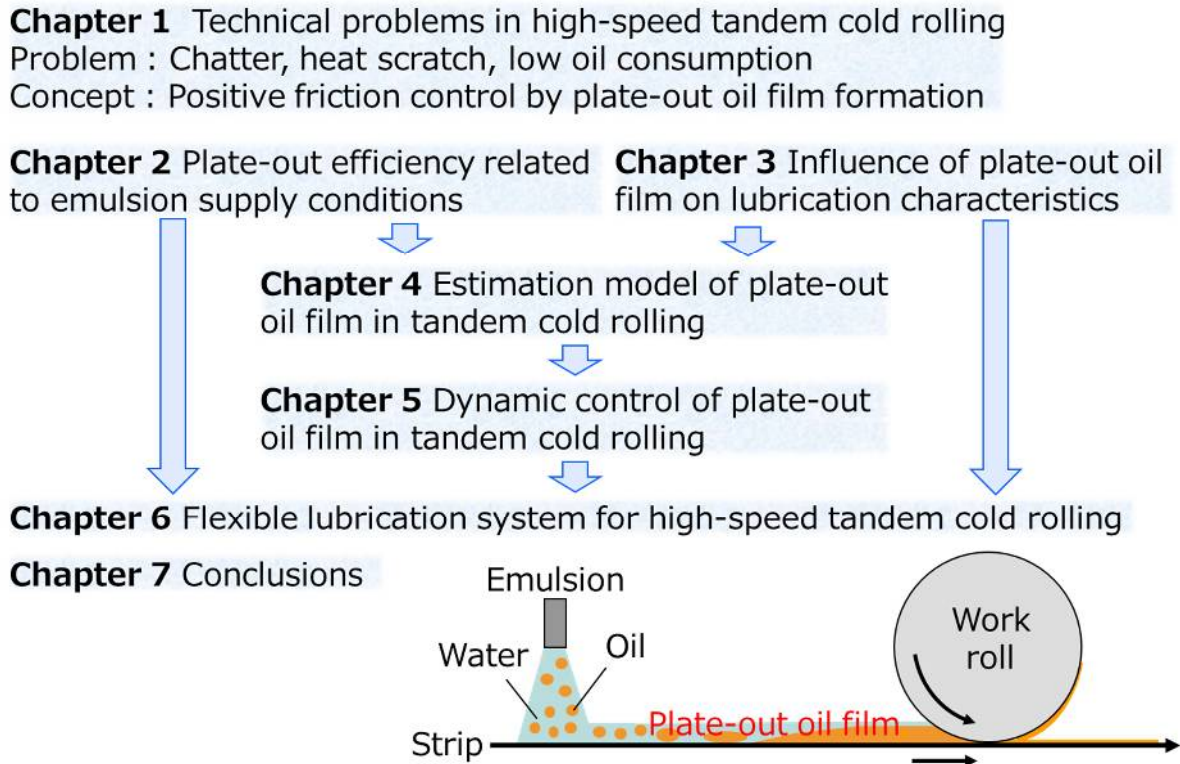


Fig.1-20 Chapter composition of doctoral dissertation.

第二章 高速通板時のプレートアウト効率を高めるエマルション供給方法

2.1 本章の目的

本章は、供給されるエマルションによって鋼板表面に形成されるプレートアウト油膜の微視的状态を把握することで、実際の製造プロセスにおける課題解決を図ろうとするものである。薄鋼板の冷間タンデム圧延機の潤滑システムとして、循環給油方式の優れた圧延油原単位を維持することで廃液量を低減しながら、プレートアウト理論によって直接給油方式に匹敵する高い潤滑性能を達成するためには、循環系への影響を最小限とする観点から、エマルション供給量に対する鋼板表面へのプレートアウト効率の極大化が必要である。一方で、高速圧延時では冷間タンデム圧延機内を通板する鋼板の速度が高速となることから、極短時間でのエマルション供給による油分付着効率の最大化が求められる。

プレートアウト現象に及ぼす影響因子を整理すると共に、特に従来考慮されていなかったエマルション供給方法の影響に着目し、鋼板表面へのプレートアウト効率を高めるために有効なエマルション性状及び供給方法を明らかにすることを目的とする。また、鋼板表面に衝突する前のエマルション中の油滴の形態を理解することも実プロセスで起こるプレートアウト挙動を解釈する上での基礎となりうるものと考えられるため、エマルション中に存在している油滴の可視化を試みた結果について述べる^[154]。

2.2 プレートアウト油膜形成に関する従来の研究と本章のアプローチ

プレートアウト挙動に関する研究としては、主に 1970～80 年代に研究が行われ、Fig.2-1 に示すような種々の影響因子が明らかとなっている。エマルション中に含まれる基油の種類や粘度、エマルションとしての油分の平均粒径、濃度の他、鋼板やクーラントの温度、クーラントの流量や噴射圧力、さらには界面活性剤の種類や含有量などの影響を受けることが知られている^[77～82]。しかしながら、従来のプレートアウト試験では、油膜形成時間を考慮することなく、エマルションをスプレーした後に、オフラインでエアパージを行って、付着油分量を測定していた。エマルションを静置すると徐々に水と油に分離するように、油膜形成という転相現象には一定の時間を要するプロセスであり、特に実プロセスのような高速圧延域でかつ、親油性である鋼板表面に対しては極短時間でのプレートアウト現象を考慮に入れる必要がある。例えば、Fig.2-1 に示す模式図のように、ロールバイトから一定距離離れた位置においてエマルションが供給され、プレートアウト油膜を形成しながらロールバイトに導入される状況を考える。エマルションのスプレーノズルがロールバイトの位置から 1m 離れている場合に、鋼板の搬送速度が 10m/s であれば、エマルションが鋼板表面に衝突してから 0.1s でロールバイトに到達することになる。その結果、従来の試験方法では、実機現象に比べて非常に大きなプレートアウト量が得られ、定量的評価ができないという問題があった。このような課題に対し、木村ら^[83～86]は実機冷間タンデム圧延を想定した極短時間での油膜形成挙動の評価を行っている。

ところで、エマルション潤滑は、一般に界面活性剤を用いることにより潤滑油を水中に乳化分散させ、O/W 型エマルションを形成したものをクーラントとして使用する潤滑方式であり、そのクーラントが鋼板表面に供給されることによってプレートアウト現象が発現する。従って、鋼板衝突時は転相による油膜形成現象と周囲の水(及び界面活性剤)による再乳化現象^[155]が同時にかつ連続的に起こっていると推察するのが自然であり、両者の動的バランスを崩すことがプレートアウト効率を高める近道となる。そういった観点からエマルション作製・供給条件を検討すると、動的バランスを崩すための方向性として Table 2-1 に示すような可能性が考えられる。鋼板温度については、圧延条件で支配される場合が多いため制御は困難である。一方、エマルションの条件としては、水対油の界面表面積を減らすと共に、噴射水分量を減らすのが効果的であると考えられる。しかしな

がら、このようなエマルジョン中の水分と油分の挙動に配慮した研究はこれまで行われていない。そこで、本章では、プレートアウト油膜の形成効率を最大化するために、従来明らかでなかったエマルジョン供給条件の影響を評価し、実機冷間圧延での潤滑状態制御に向けた最適なエマルジョン供給方法を提案する。

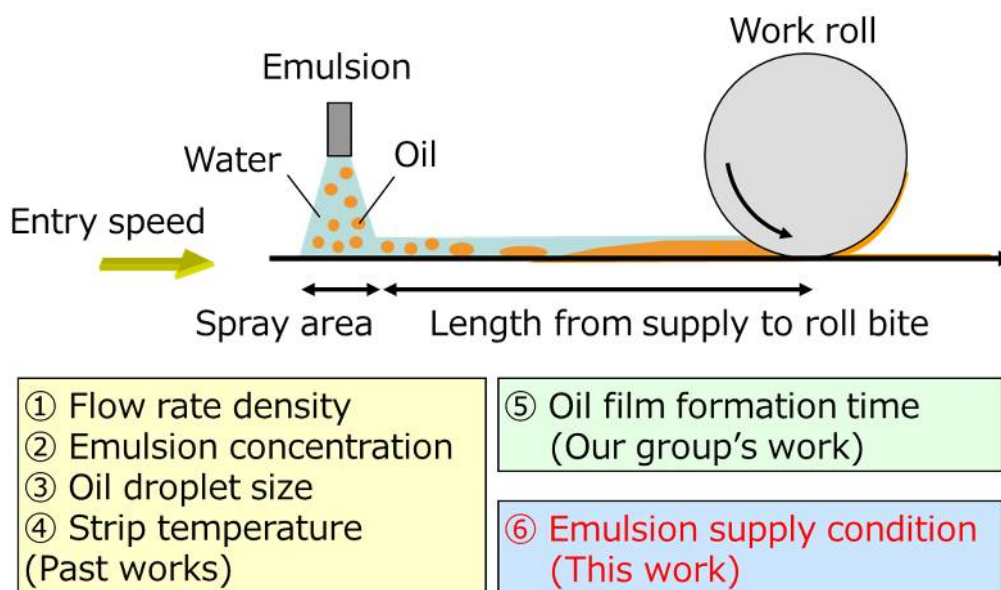


Fig.2-1 Influence factors on plate-out of O/W emulsion.

Table 2-1 Emulsion supply conditions for re-emulsification inhibition

Factor	Action	Mechanism of re-emulsification inhibition
Oil droplet	Larger	Prevention of emulsifier arrangement
Oil concentration	Higher	Minimization of water around oil droplet
Flow rate	Smaller	Minimization of water around oil droplet
Strip temperature	Higher	Promotion of water evaporation
Oil film formation time	Longer	Securing of phase inversion time

2.3 実験方法

2.3.1 エマルション中油滴の可視化

基礎的なプレートアウト挙動に関する検討を行うにあたり、エマルションがどのような状態でノズルから供給されて鋼板に衝突するかについては興味深い事項である。第一の実験として、ノズルから供給されるエマルションの可視化を行った。

エマルションの形態を把握する手法としては、電気化学的やレーザーによる油滴径の測定が一般的だが、数値としての情報しか得ることができない。また、光学顕微鏡によるエマルションの観察では焦点深度が浅く、平面的な情報しか得ることができない。

そこで、本研究では、クライオ SEM(日立 S-4700)によるエマルションの可視化を試みた。クライオ SEM とは試料を凍結させたまま観察が可能な装置であり、エマルションのような液体試料を観察することが可能である。Fig.2-2 にクライオ SEM の模式図を示すが、実際には専用装置はなく、クライオステージを取り付けた SEM のことを言う。クライオステージには液体窒素のタンクが設けられており、試料室内の凍結試料を維持することが可能となっている。チャンバー内には抵抗加熱式の真空蒸着装置があり、試料表面への金蒸着が可能となっている。

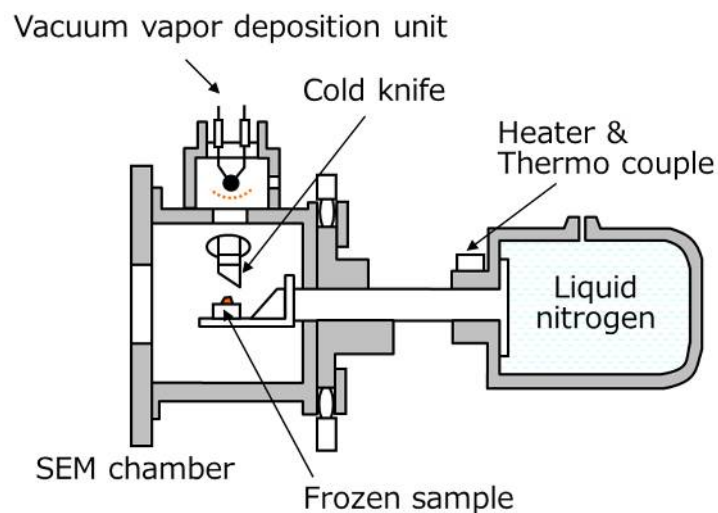


Fig.2-2 Schematic view of Cryo-SEM.

実験に用いた冷間圧延油の組成および性状を Table 2-2 に示す。供試油は、改質油脂及び合成エステルを基油として、乳化剤としてノニオン系界面活性剤を含有するものである。本実験ではこの圧延油を使用して、エマルションの調製条件を変更することで、Table 2-3 に示すような 3 水準のエマルションを準備した。エマルションの調整は、水道水によって所定濃度に希釈した。エマルション粒径は、ホモミキサーの回転数調整により調製したものである。粒径分布は、スプレーノズルから噴射されるエマルションをビーカーで採取し、細孔電気抵抗法により測定した（ベックマンコールター製 Multisizer 3）。ここで、エマルション A、B はそれぞれ循環給油方式及び直接給油方式を想定したエマルション設計とした。

Table 2-2 Composition of rolling oil used in the experiments

Base oil (%)	Refined vegetable oil; 45~50 Synthetic ester; 30~40
Emulsifier(%)	Nonionic surfactant; 1~2
EP additives(%)	1~5
Anti-oxidant(%)	1~5
Kinematic viscosity at 50°C (mm ² /s)	19.0
Pour point (°C)	5

Table 2-3 Composition of rolling oil used in the experiments

	A	B	C
Make-up condition	New	New	Used
Emulsion concentration (%)	1.0	10	1.2
Average oil droplet size (µm)	7.0	18.0	5.5
Acid value (mgKOH/g)	2.7	2.7	5.8
Saponification value (mgKOH/g)	160	160	159
Amount of iron (ppm)	0	0	220

また、新油エマルションとの比較として実機タンデム圧延機より採取したエマルションも評価した。実機より採取したエマルションは濃度 1.2%、平均粒径 5.5µm であり、循環給油方式にて使用されている比較的安定なエマルションを使用した。なお、循環給油方式では新油を常に継ぎ足しな

がらエマルジョンを循環使用しているため、今回採取したエマルジョンの使用時間は不明である。

Fig.2-3 にエマルジョンの観察方法を示す。スプレーから噴射したエマルジョンを採取した後液体窒素にて急速冷凍した。凍結したエマルジョンは低温に保持されたステージ上にセットされ、SEM の真空チャンバー内にて低温ステージを徐々に加熱することでエマルジョン中の水分を昇華させた。水分が昇華後、露出した油滴を直接 SEM 観察することでエマルジョンの可視化を行った。

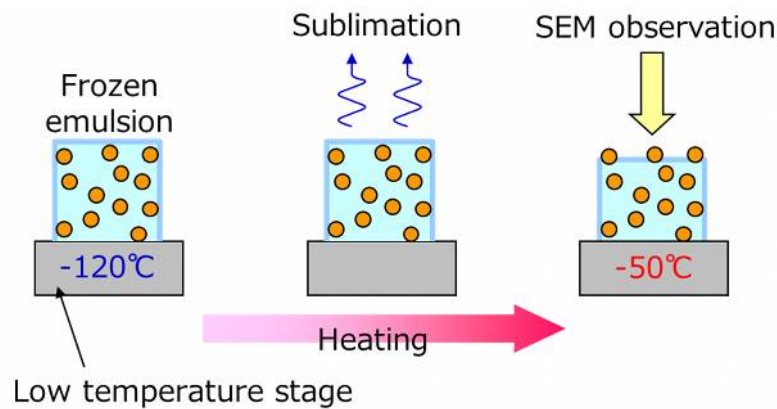


Fig.2-3 Observation method of frozen emulsion by Cryo-SEM.

2.3.2 プレートアウト試験方法

本研究では極短時間でのプレートアウトの良否を評価する方法として、Fig.2-4 に示す落重型の評価試験機を用いた^[84]。所定の高さからサンプル(0.2t×75w×175L mm)を落下させながら、落下途中に設けられたエマルジョンのスプレーノズルと、エアブローノズルを通過させることで、エマルジョンスプレーとエアブロー間の落下通過時間内に形成される油分量を評価するものである。

また、サンプル落下の初期高さやカウンターウエイトの重量を変更することで、サンプルの落下速度を変更することが可能となっている。本装置において、サンプルの落下速度自体は実際の冷間タンデム圧延機で通板される鋼板速度と比べ小さいが、エアパーージノズルの位置は可変となっており、エマルジョンのスプレーノズル位置からの距離および落下速度を調整することによって、実プロセスでのプレートアウトに相当する油膜形成時間まで変更することが可能である。

スプレーノズルから供給されるエマルジョンは、所定の濃度、粒径、温度に調整されたものを用いて、鋼板の単位面積あたりに供給されるエマルジョンの流量または供給油分量は、スプレー流量

とスプレー噴射部の面積及び噴射部を通過するサンプルの落下速度によって調整される。

実験には Table 2-2 の圧延油を用い、エマルジョンの調製条件を変更することで、10%のエマルジョンを作製した。エマルジョンを高濃度とすることで、後に示す供給方式によるプレートアウト油膜の差をより明確にさせた。

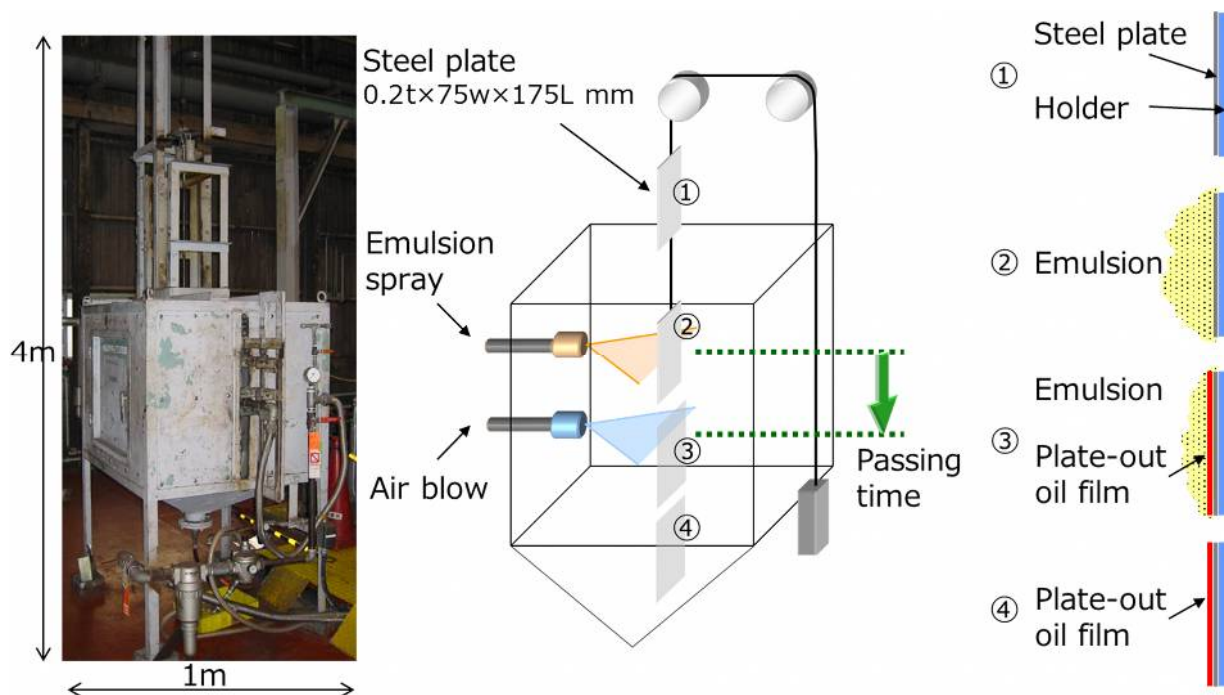


Fig.2-4 Schematic view of apparatus used in plate-out experiments^[84].

本実験で用いたエマルジョン供給方式を Fig.2-5 に示す。また、スプレー供給条件を Table2-4 に示す。Table 2-1 にて整理したように、効率的なプレートアウトのためにはエマルジョンの少量供給が有効であると推察される。その際、通常の冷間圧延のクーラントスプレーに使用される 1 流体ノズル（フラットスプレータイプ）では、低流量側での流量分布にばらつきが生じやすく、クーラント流量の制御範囲が狭いという欠点が想定される。そのため、本研究では 1 流体ノズルに加えて 2 流体ノズル（気水ノズル）を評価した。2 流体ノズルとはノズル内にてエマルジョンとエアを混合して供給する形式のノズルであり、小流量側でも流量分布のばらつきが少ない利点がある。

エマルジョンの作製方式としてはタンクによる作り込みとインジェクターによる作り込みを行った。タンクミックスでは水道水によって所定濃度に希釈した後、ホモミキサーの回転数調整によ

って温度 55°Cのエマルションを作り込んだ。インジェクター方式では市販の混合器をノズル直近に取り付け、ギアポンプによって供給される圧延油と予めタンクにて加温した水道水を混合することでエマルションを作り込んだ。上記供給方式とエマルション作製方式はそれぞれ組み合わせによる実験を行った。

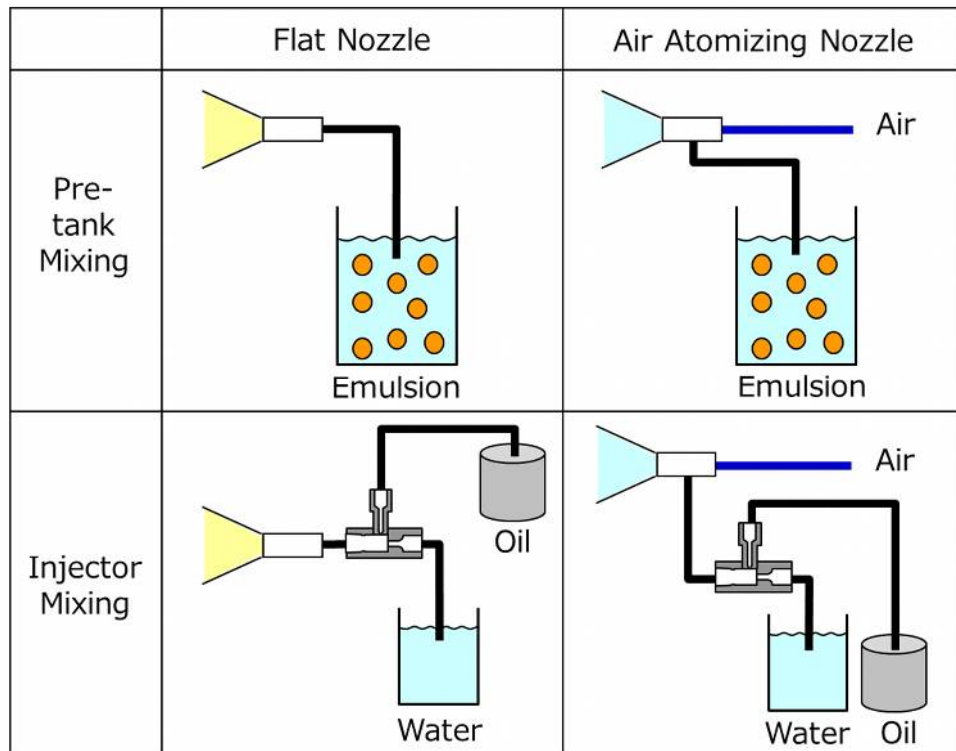


Fig.2-5 Schematic view of emulsion supply conditions.

Table 2-4 Spray nozzle characteristics used in the experiments

	Flat	Air atomize
Spray angle (°)	50	80
Flowing quantity of spray at 0.3MPa (l/min)	4.0	1.0
Air quantity of spray (Nm ³ /h)	-	~2.0

実験に使用した鋼板は、普通鋼を使用し、表面の平均粗さは 0.2 μ mRa である。鋼板は、Fig.2-4 に示すサンプルホルダーと共に、電気炉内で試験温度よりも 50°Cほど高い温度に加熱した後に試験機にセットされる。熱電対によって試験温度(150°C)まで低下するタイミングで、鋼板を落下させ

る方法とした。落下後のサンプルについては、表面にエマルションが付着していないことを確認して、重量法によって表面の付着油分量を測定した。プレートアウト量の測定は脱脂前後の鋼板の重量差から単位面積あたりの油膜重量を算出した。ただし、測定データのばらつきを考慮して、5枚のサンプルの平均値をプレートアウト量としている。

2.4 実験結果

2.4.1 エマルション中油滴の可視化

スプレーより供給されたエマルション中の油滴を可視化することで、鋼板に衝突してプレートアウトされる直前の油滴の形態を観察した。なお、水分の昇華により露出した油滴は非常に脆いため、電子銃による損傷を防ぐ観点から低加速電圧(1kV)にて測定を行った。

Fig.2-6 にエマルション濃度 1.0%及び 10%におけるクライオ SEM 観察結果を示す。観察倍率は 1000 倍とした。図からは、クライオ SEM を用いることで、エマルション中の油滴を立体的に捕らえられることが明らかとなった。また、SEM 像より観察される油滴径は概ね 10~20 μm であり、Table 2-3 に示すような細孔電気抵抗法による測定結果と概ね一致していた。

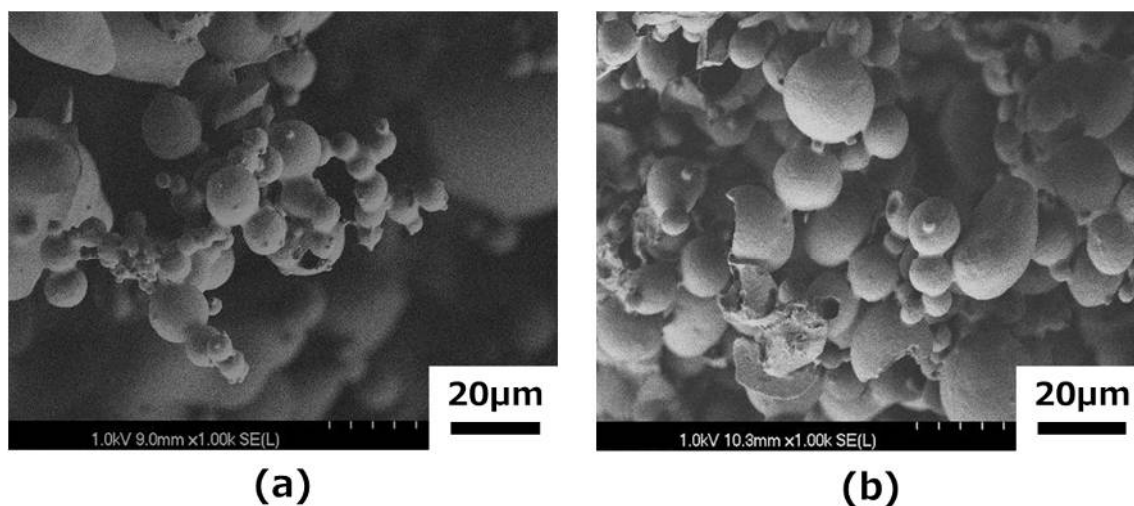


Fig.2-6 Cryo-SEM images of emulsion. (a) 1.0% emulsion, (b) 10% emulsion

Fig.2-7 に実機タンデム圧延機にて使用されたエマルションのクライオ SEM 観察結果を示す。Fig.2-6 で観察された球形の油滴と比べ、実機タンデム圧延機にて使用されたエマルション中の油滴は大きく変形していることが明らかとなった。また、新油のエマルションと比べ、油滴同士が複雑に凝集している様子も観察される。

Fig.2-8 は実機タンデム圧延機にて使用されたエマルションに存在する鉄粉の存在状態を把握するために油滴の定性分析を行った結果である。カーボンや酸素といった高分子主体の軽元素が多く検出される一方、鉄分については ppm オーダーと非常に小さいため観察視野の中では鉄分のピークは見られなかった。なお、Ti や Cu のピークはサンプル支持体由来の元素である。

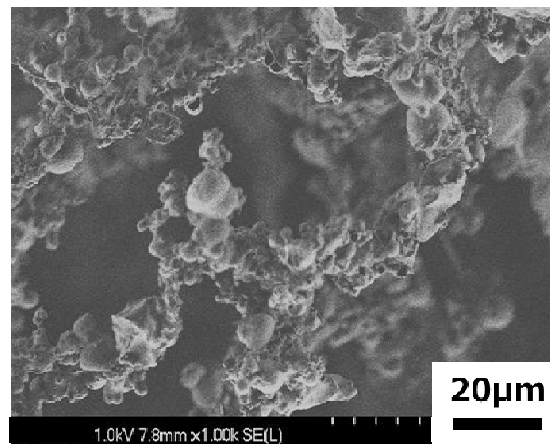


Fig.2-7 Cryo-SEM image of 1.2% emulsion used in actual cold rolling mill.

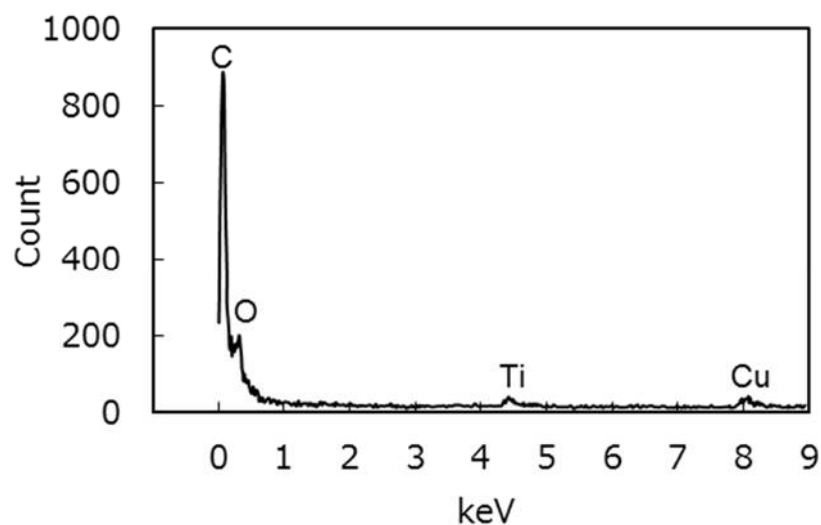


Fig.2-8 EDX spectrum of emulsion used in actual cold rolling mill.

2.4.2 各供給方式におけるエマルション粒径特性

Fig.2-9 に各供給方式におけるスプレー出側でのエマルション粒径の測定結果を示す。図において、横軸がエマルション粒径、縦軸が体積分率を示している。Fig.2-9 (a)に示すような、一般的な供給方式であるタンクでのエマルション作りこみ+フラットノズル供給では山形の粒径分布が得られており、その平均粒径は約 $14\mu\text{m}$ であった。フラットノズルから2流体ノズルに変更すると、エマルションと共に混合するエアのせん断効果によって小粒径側にピークがシフトしているが、その低減代は $1\sim 2\mu\text{m}$ 程度であり大きな粒径の変化は見られなかった。

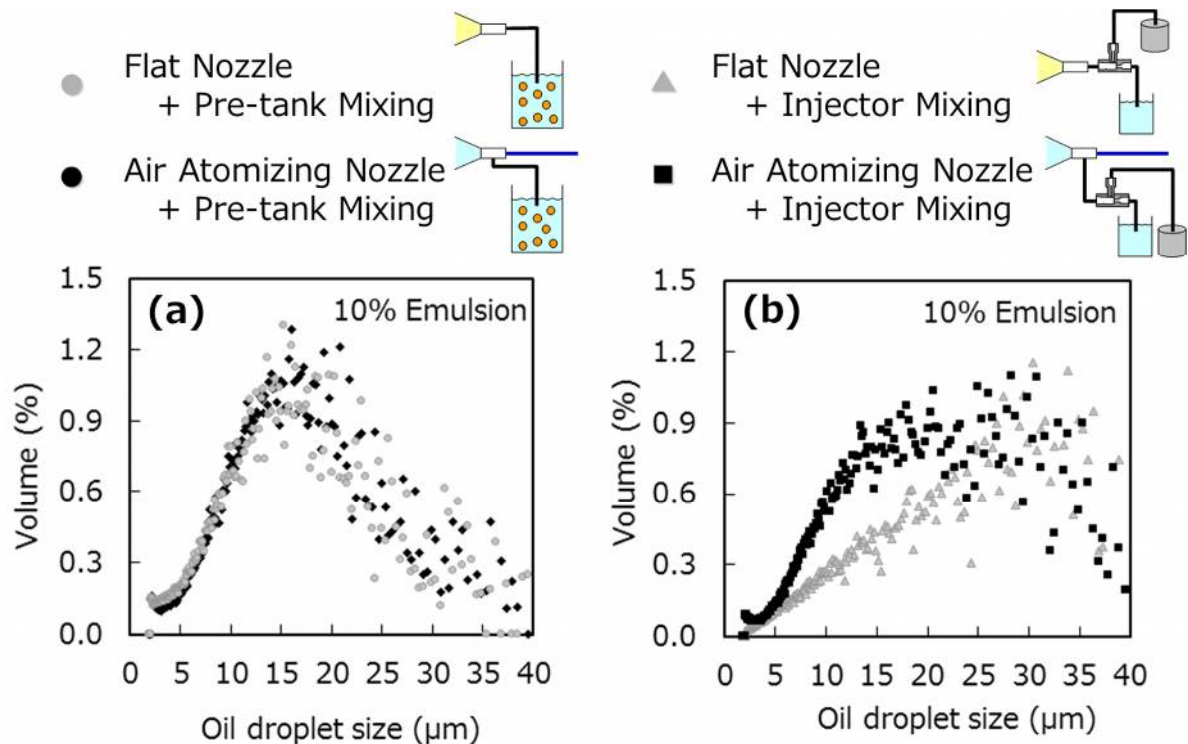


Fig.2-9 Relationship of oil droplet size distribution and emulsion supply conditions.

(a) Tank-mixed emulsion, (b) Injector-mixed emulsion

一方、Fig.2-9 (b)に示すような、ノズル直近にて圧延油と水道水を混合するインジェクター方式では、混合されてから供給するまでの時間が短く、安定的なエマルションを作製するために必要な機械的エネルギーが得られにくい。そのため、フラットノズル供給では粒径のピークを持たないブロードな粒径分布となっていた。しかしながら、インジェクター方式と2流体ノズルを組み合わせ

た場合ではエアのせん断効果によってミキサーでの機械的エネルギー不足が補填され、シャープな粒径分布が得られていた。平均粒径は約 $17\mu\text{m}$ であり、タンクによるエマルジョン作りこみよりも大きいエマルジョン粒径であった。

2.4.3 各供給方式におけるプレートアウト特性

各供給方式にてプレートアウト試験を行い、脱脂前後の鋼板重量差よりプレートアウト油分量を算出した。Fig.2-10 にタンク作りこみ方式とインジェクター方式におけるプレートアウト量の測定結果を示す。供給ノズルはフラットノズルとし、プレートアウト油膜が形成される時間は実機タンデム圧延機を想定して 0.1s の極短時間とした。横軸は鋼板の単位面積あたりに供給される油分量であり、式(2-1)で計算される。

$$P_s = \omega_f \cdot \tau_t \cdot C_e \cdot \rho = \frac{Q \cdot L_t}{W_s \cdot v_s} \cdot C_e \cdot \rho \quad (2-1)$$

ここで ω_f は流量密度(= Q/W_s)、 τ_t はスプレー時間(= L_t/v)、 Q はスプレー流量、 W_s はスプレー面積、 v_s は鋼板速度、 L_t は潤滑スプレー厚み、 C_e は油濃度、 ρ は圧延油密度である。

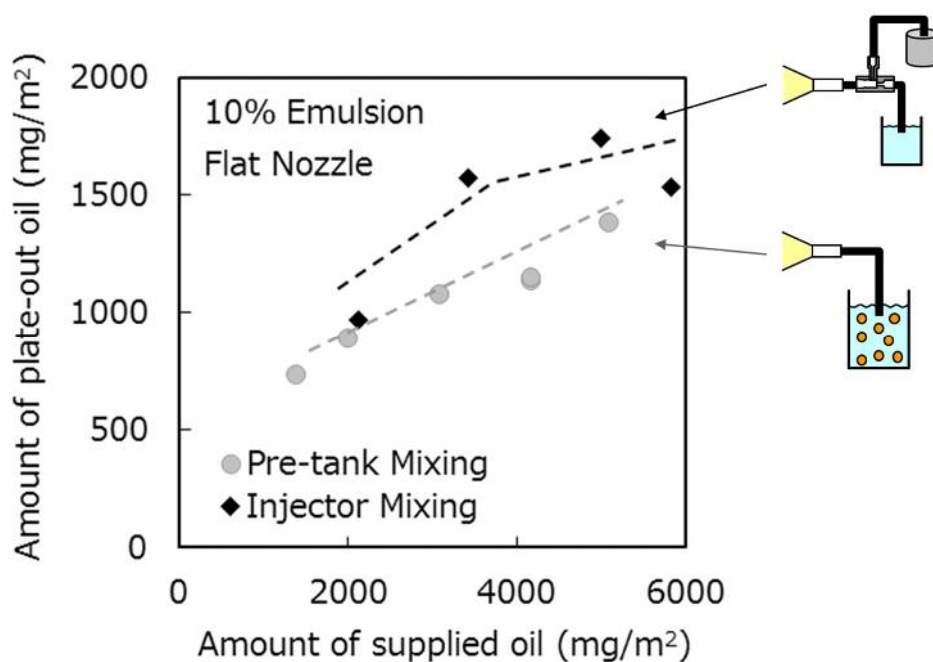


Fig.2-10 Influence of emulsion mixing conditions on plate-out oil film.

図からわかるように、いずれの供給方式においても、鋼板の単位面積あたりに供給する油分量が増加するにしたがって、プレートアウトによる油分量も増加していることがわかる。また、タンクによるエマルジョン作りこみよりもインジェクター方式のほうが高いプレートアウト量を示していることがわかる。これはエマルジョンに加わるせん断が少なくなったことで、粒径が大きくなり不安定な状態で鋼板表面に供給されプレートアウト性が向上したと考えられる。

Fig.2-11 はタンク作りこみ方式において 2 流体ノズルを適用した場合のプレートアウト測定結果である。図からはエマルジョン供給に 2 流体ノズルを用いることで、スプレーからの供給油分量が少ない領域でのプレートアウト量が増加していることがわかる。

ところで、プレートアウトを効率化しようとする場合には、鋼板表面に供給される油分量を必要最小限にする方が有利である。その点では 2 流体ノズルを供給ノズルとして用いることで、エマルジョン供給からの経過時間が極短時間であってもプレートアウト量を最小限の油分供給で達成できる可能性がある。

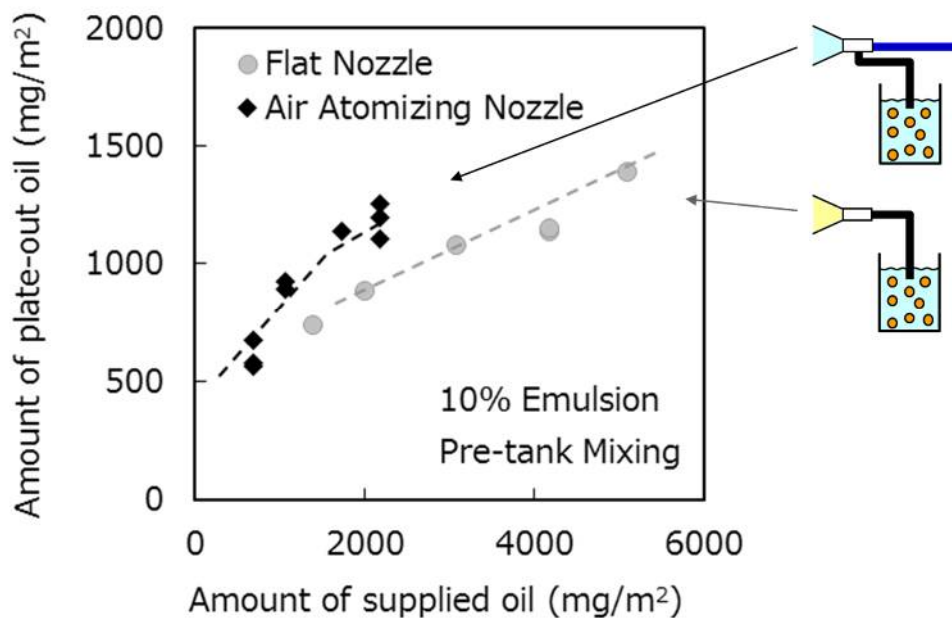


Fig.2-11 Influence of air atomizing on plate-out oil film.

Fig.2-12 に 2 流体ノズルに使用される空気量を変更した場合のプレートアウト測定結果を示す。エマルジョン流量 1.0L/min の場合では空気量の増大につれ、プレートアウト量の増大が認められた一方で、エマルジョンの流量を半減させた場合では、ある一定の空気量でプレートアウト量が極値を持つ傾向が得られた。これは、気水比が小さくなったことによりエマルジョンが周囲に飛散したためにプレートアウト量が低下したものと考えられる。そのため、2 流体ノズルを使用する場合は導入する気体流量にも最適な範囲が存在していることに留意する必要がある。

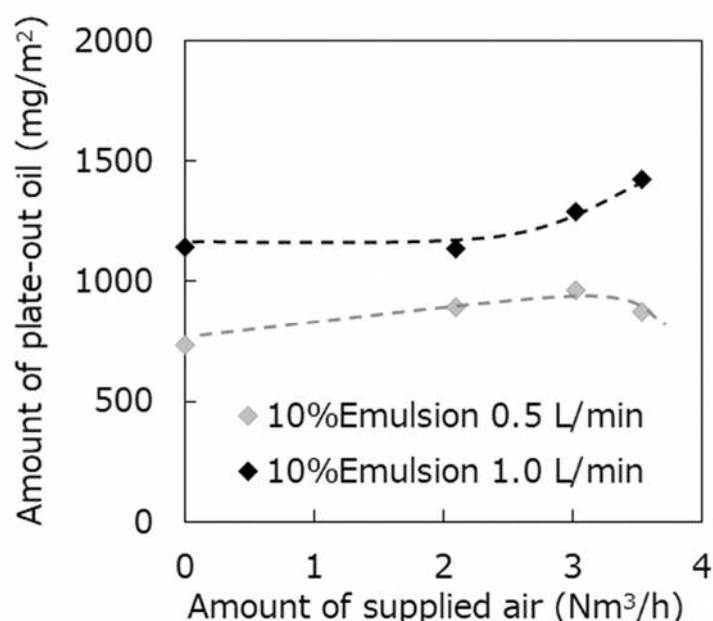


Fig.2-12 Influence of supplied air on plate-out oil film.

Fig.2-13 はインジェクター方式において 2 流体ノズルを適用した場合のプレートアウト測定結果である。図からは、2 流体ノズル供給を行うことで、エマルジョンの作り込み方式によらずにほぼ同じプレートアウト量となっていることがわかる。Fig.2-9 でのエマルジョン粒径分布からは両者のエマルジョン平均粒径はほぼ同一となっており、結果的に同じプレートアウト特性になったものと推察される。

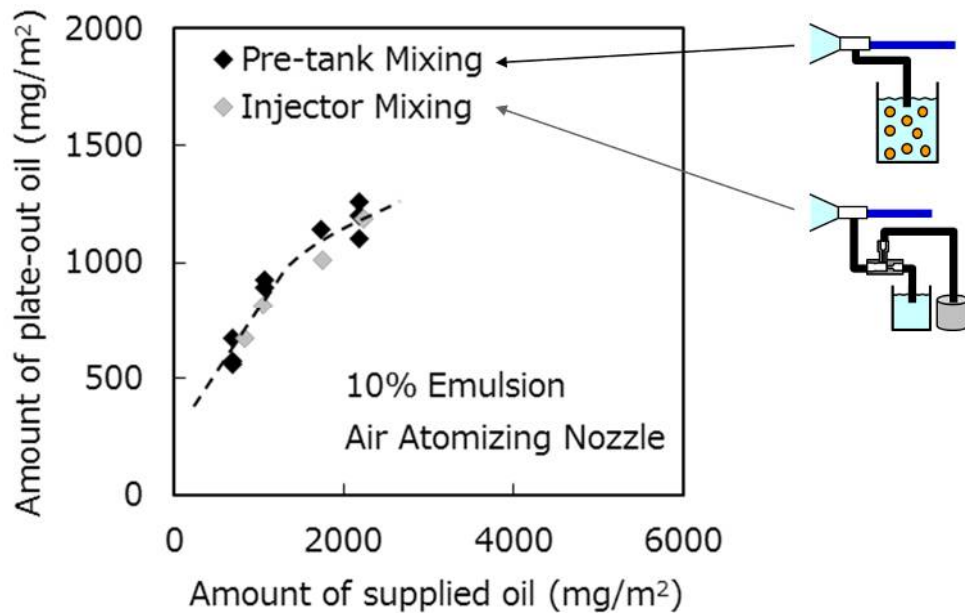


Fig.2-13 Combined influence of air atomizing nozzle and injector mixing.

2.5 考察

2.5.1 プレートアウトに及ぼすエマルション形態の影響

O/W エマルションを直接観察可能なクライオ SEM により、鋼板に衝突してプレートアウトされる直前の油滴の形態を観察した。エマルションは元来熱力学的に不安定な系であり、油滴が合一して界面エネルギーを系全体として低下させようとする特性がある。その際、界面活性剤により界面エネルギー自体を低下させること、及び機械的エネルギーを加えることで、油分を分断しながら、油滴表面に界面活性剤を配置させながら安定なエマルションを生成している。これに対して、エマルションに付与する機械的エネルギーを小さくして大粒径エマルションを生成させることで、不安定なエマルション状態とすることができる。これにより、鋼板上で合一して油膜を形成しやすい状態となりプレートアウト性が大きく上昇すると考えられる。

Fig.2-6 のクライオ SEM 像を見る限り、濃度 10%までのいずれのエマルションも油滴が球形となっており、油水界面に界面活性剤がきちんと配列されている状態であることが伺える。ここから更に、機械的エネルギーの減少あるいは界面活性剤の増減・変更によって、プレートアウト性の高い不安定なエマルションを作製できると考えられる。

一方で、Fig.2-7 に示すように、実機タンデム圧延機にて使用されたエマルションの油滴形状は

大きく崩れていることが明らかとなった。実機タンデム圧延機において、エマルションは圧延機のロールバイトや鋼板表面に向けて供給されているが、圧延中の鋼板は加工発熱や摩擦発熱を受け比較的高温な状態となっている。このような高温の鋼板にエマルションが繰り返し衝突することで油分の熱分解が生じ、加水分解あるいはポリマー化などが起きていると考えられる。また、圧延によって発生する鋼板の摩耗粉も活性であるため、触媒作用によって同様の反応を促進すると推測される。潤滑特性のみならず、熱反応に強いエマルションは操業上において重要な因子である。クライオ SEM はエマルションの不安定化現象や劣化現象を解明するツールとして有効であり、将来的には分子構造の可視化ができるような高精度の SEM が出現することに期待したい。

2.5.2 プレートアウトに及ぼすエマルション供給方式の影響

O/W エマルションのプレートアウト特性について、従来はあまり着目されていないエマルションの供給方式の影響を評価して、プレートアウト挙動の効率化について調査した。エマルションによるプレートアウト現象については、実機タンデム圧延機で想定される 0.1s 以下の時間オーダーにおいても、一定量のプレートアウトによる油膜形成が行われていること、また、エマルションの作り込み方式や供給方式によってその油膜形成に影響を及ぼすことが明らかとなった。特に、Fig.2-11 の結果からは実機タンデム圧延機にて通常的に用いられているフラットタイプのスプレーノズルよりも、エマルションとエアを混合して供給する 2 流体ノズルのほうがより多くのプレートアウト量を確保できることがわかった。エマルションのプレートアウト挙動に関する従来の実験結果からも、濃度やエマルション粒径の影響については明確にされており、高濃度でかつ大粒径のエマルションほど大きなプレートアウト量を示すことが報告されている。高濃度ほどプレートアウト性が優れるのは、油分濃度が高いほど供給される水分量が少なく、油滴が鋼板に広がる際に、周囲に存在する水が少ないためと考えられる。油滴の周囲に存在する水は、界面活性剤と共に、一旦プレートアウトをした油膜を洗い流す効果が生じるからである。通常の圧延油に含有される界面活性剤量は、循環中の鉄分の増加や、機械油の混入など外乱に対する安定性を確保するために、臨界ミセル濃度に対してかなり多くの界面活性剤を含有させている。そのため、エマルション状態で界面活性剤は油水界面に存在するだけでなく、水中／油中に遊離している状態にあると考えられる。この

ように遊離した界面活性剤は、鋼板上に形成されたプレートアウト油膜を洗い流す作用を生じさせると考えられる。

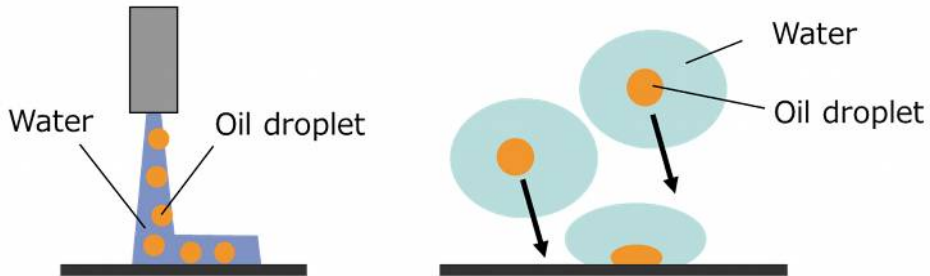
このような効果は、鋼板へのエマルジョン供給量の増加に対してプレートアウト量が徐々に飽和する挙動とも対応する。すなわち、小流量域では供給油分量の増加に伴ってプレートアウト量が増加していくものの、同時に形成された油膜に対して水の供給量も増加するため、プレートアウトによる油膜形成と、水による洗い流し効果との間に一定のバランスが生じる結果、プレートアウト量が飽和する傾向を示すものと考えられる。

2流体ノズルを使用した場合に、プレートアウト性が向上するのも、上記理由と同様であると考えられる。これは、**Fig.2-14** に示すように、エマルジョンのみを供給する1流体ノズルに比べて、2流体ノズルのスプレー範囲はエアーによって広がりが生じる。このとき鋼板に付着しようとする油滴に対して、周囲に存在する水の絶対量が相対的に少なくなることによって、水による洗い流し効果が抑制され、プレートアウト性が向上するものと推測される。また、本実験では実際の冷間タンデム圧延機内を想定して、鋼板温度を150°Cに設定している。上記のように、周囲に存在する水の絶対量が相対的に少ない状況では水分の蒸発も促進され、より再乳化されにくい状態にあると推察される。以上の結果から、エマルジョンを広い面積に渡って少量ずつ供給することで、さらにプレートアウト性を向上させ得ることが示唆された。

2流体ノズルによるプレートアウト性向上のメカニズムに寄与していると考えられる鋼板温度及び再乳化の影響について、両者の影響を分離した評価を行った。**Table 2-2** の圧延油組成において界面活性剤(乳化剤)を含まない圧延油を作製し、鋼板温度に及ぼす影響を評価した。**Fig.2-15** にプレートアウト特性に及ぼす鋼板温度と界面活性剤の影響を示す。鋼板温度は実機タンデム圧延機内で想定される100~200°Cの区間で評価した。界面活性剤を含有した通常の圧延油では、鋼板温度の上昇と共にプレートアウト量が増加しており、鋼板温度の上昇に伴う水分蒸発の効果が認められた。その後、鋼板温度が130~150°Cを境に徐々にプレートアウト量の減少が見られた。これは、鋼板上での水分蒸発量の増加に伴って鋼板への油分付着が抑制されたと考えられる。一方、界面活性剤を含有しない圧延油の場合では、評価した鋼板温度全体に渡ってプレートアウト量の増加が見られており、鋼板温度上昇に伴う水分蒸発だけでなく、鋼板に付着した油分が周囲の水分によって

再乳化して洗い流される効果も無視できないことが明らかとなった。

Flat Nozzle



Air Atomizing Nozzle

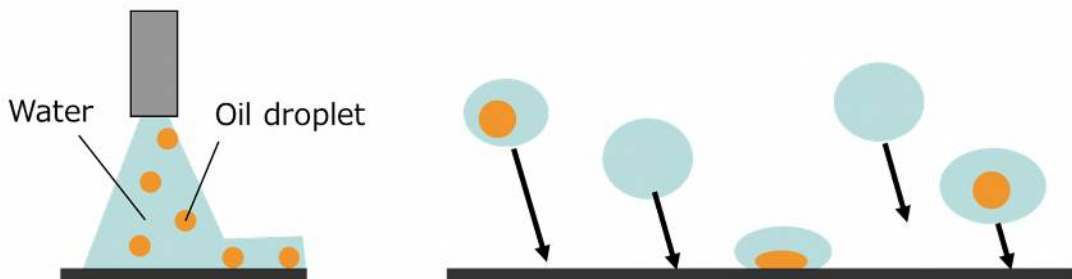


Fig.2-14 Mechanism of improvement of plate-out oil film formation.

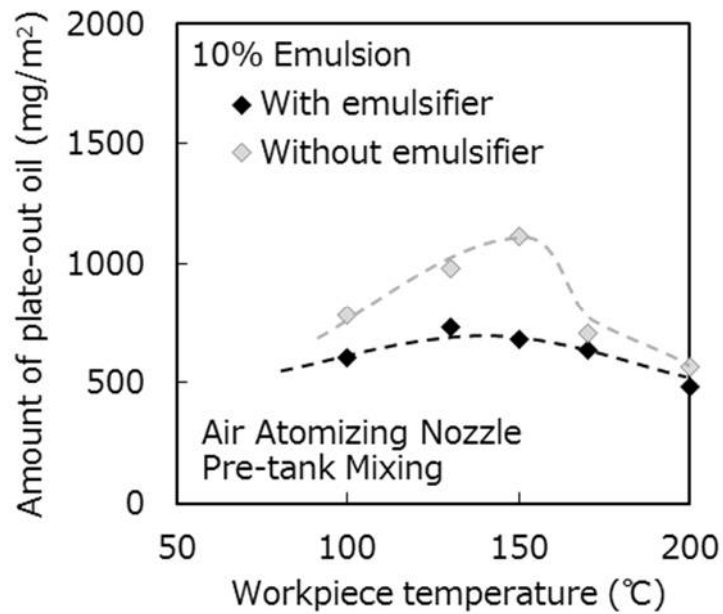


Fig.2-15 Influence of workpiece temperature and emulsifier on plate-out oil film formation.

プレートアウト性の向上に対しては、エマルジョン中の水の存在が阻害要因となっていることから、究極的にはニート油を直接鋼板に噴霧するのが最もプレートアウト性を向上させる手段として有効であると推察される。オイルミスト供給を行った場合のプレートアウト特性を Fig.2-16 に示す。オイルミスト試験で用いたノズルはエアアトマイズ式で最も噴射流量が小さいミニミストノズル(KSMMS015115-A11W035)を用いた。油の流量制御はギアポンプにより行った。ニート油の直接噴射の場合、エマルジョンのプレートアウトのような、O/W 型から W/O 型エマルジョンへの転相は発生せず、鋼板にニート油が直接吸着することでプレートアウトが完了する。従って、実験において、転送時間やエアパーージといった概念は必要なくなるが、エマルジョン噴射時のプレートアウトと比較を行うため、あえて同様の条件にて評価を行った。

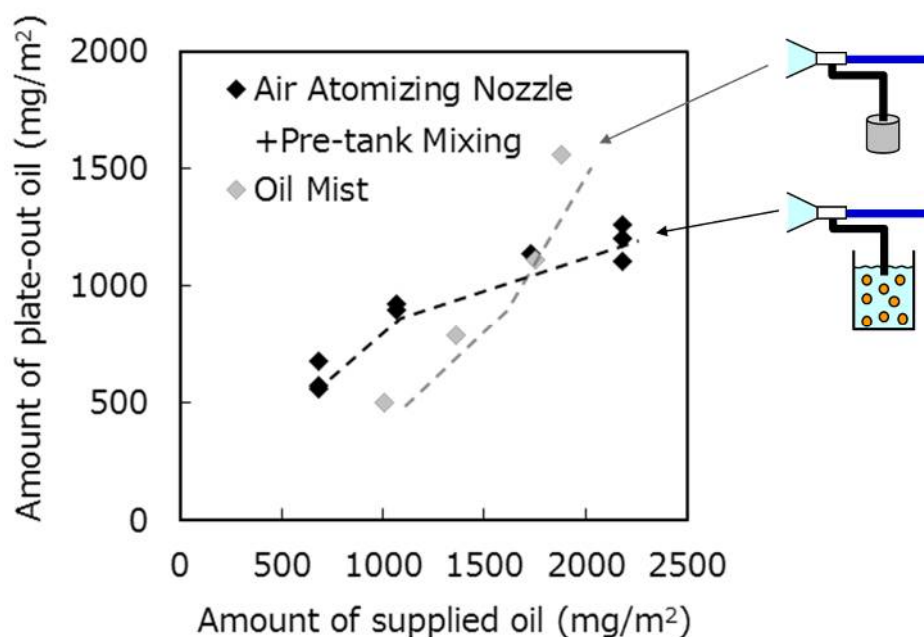


Fig.2-16 Influence of oil mist supply on plate-out oil film formation.

図からは、タンク作りこみ方式+2流体ノズルを適用した場合のプレートアウト測定結果と比較して、オイルミスト方式では高供給油分量域(1500mg/m²~)では高い付着効率を示しているものの、それ未満の供給油分量では、エマルジョン供給時よりも低い付着効率を示した。これは、噴霧油分量が極端に少ないため、ミスト化したニート油が鋼板まで届かず、途中で外部に飛散してしまった

ためと推察される。鋼板へのスプレー距離を縮めることで解決されるが、実際の冷間タンDEM圧延機で適用する際は鋼板破断時に設備が破損する恐れがあることから設置は困難である。一方で、切削等の機械加工分野においては MQL(Minimum Quantity of Lubrication)潤滑のような少量の潤滑油を供給するための技術^[156]も研究が盛んに行われている。また、海外では MQL 設備を試験的に冷間タンDEM圧延機に適用した例^[157]も報告されており、今後の応用が期待される。

ところで、エマルション粒径は機械的エネルギーの大きさと、界面活性剤による界面エネルギーの低下とのバランスによって決定される。Fig.2-9(b)におけるインジェクター供給時の粒径分布の結果からは、それらのバランスが崩れると、エマルション粒径分布が不均一となる。不均一で不安定なエマルションはプレートアウト性の向上には有利である一方、スプレー前の配管内に付着したり、鋼板表面での付着状態が不均一になって、操業上・品質上のトラブルが生じるおそれがある。

そのような点では Fig.2-9(b)に示すようにインジェクター方式においても従来ノズルではなく 2流体ノズルを適用することで、粒径分布をある程度均一にすることが可能となる。また、Fig.2-13に示すプレートアウト量の測定結果からは高い付着効率を維持していることがわかる。Fig.2-17はインジェクター方式において、スプレー噴射中直下及び端部でのエマルション濃度を測定した結果である。目標のエマルション濃度を 10%となるようギアポンプの油分量及び水量を調節した。濃度測定は所定量のエマルションを採取した後、ハロゲン水分計により水分を蒸発させ、残った油分の重量をエマルション濃度に換算した。

図からは、インジェクター方式にて通常フラットノズルを用いた場合、スプレーのエッジ部では大きく濃度差が生じており均一噴射性が劣っていることがわかる。一方、2流体ノズル供給ではエアーによるエマルションの均一分散効果により幅方向の濃度分布は縮まっている。

以上の結果から、冷間圧延においてプレートアウト量の効率化・制御化を行っていく際には、エマルションの作りこみ条件(濃度・粒径)だけではなく、エマルションの供給方法も考慮する必要があることが示唆される。ただし、本実験における鋼板表面はドライ状態であるため、上流圧延スタンドで既に鋼板表面に付着した油分や下流圧延スタンドにて供給されるクーラントの影響についても考慮する必要がある。このように冷間タンDEM圧延機においては、鋼板へのプレートアウト量、上流あるいは下流側でのエマルションの供給、および冷間圧延時の油膜の引き込み挙動、いずれの

要因も潤滑状態に影響を与えている可能性があり、特定の圧延条件において、いずれの要因が主たる影響を与えているかを明らかにしていくことが実機におけるエマルジョン潤滑メカニズムの解明に重要である。

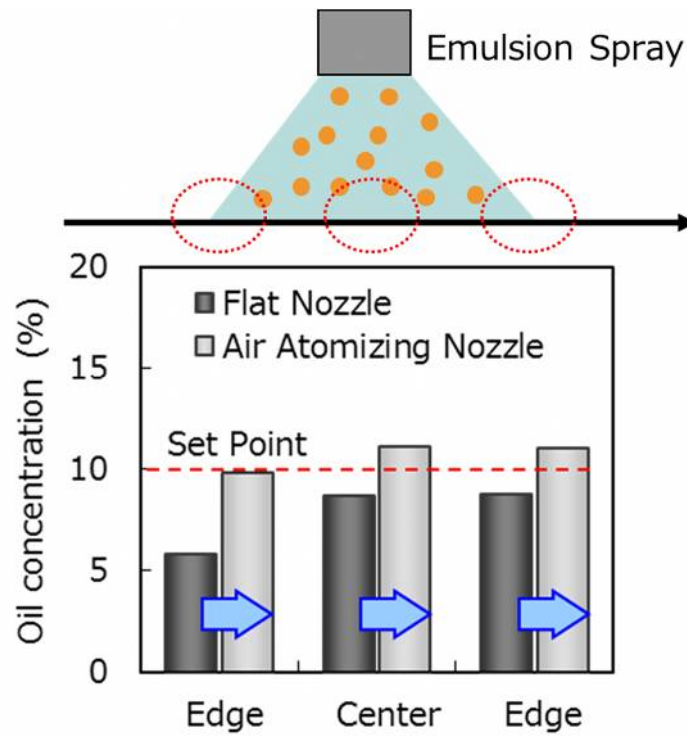


Fig.2-17 Oil concentration distribution of emulsion spray in width direction.

2.6 小括

冷間圧延に用いられる O/W エマルションのプレートアウト特性に関して、高速圧延時のような鋼板が高速で通板される状況下でのプレートアウトの高効率化の観点から、従来考慮されていなかったエマルションの供給方式に着目した評価を行った。得られた結果を以下に示す。

- ・ エマルションのような含水試料を観察可能なクライオ SEM は、エマルションの不安定化現象や劣化現象を解明するツールとして有用であると考えられる。
- ・ 2 流体ノズルによるエマルションのエアアトマイズ供給では、鋼板に付着する油滴に対して、周囲に存在する水の影響が少なくなるため、洗い流し(再乳化)効果が抑制され、油滴のプレートアウト性が向上することがわかった。また、2 流体ノズルはせん断の少ないインジェクター方式においても均一供給可能な手段として有効であると考えられる。
- ・ 実機冷間タンデム圧延機におけるプレートアウト量の効率化に際しては、従来から知られているエマルションの作りこみ条件(濃度・粒径)のみならず、エマルションの供給方法も考慮に加えることでより油分供給の効率化が図ることができると考えられる。

第三章 高速冷間圧延特性に及ぼすプレートアウト油膜の影響

3.1 本章の目的

本章は、ロールバイト入口にて形成された油膜と圧延潤滑特性との関係を調査することにより、高速圧延時における効果的な摩擦係数制御のために必要な油膜厚を定量化しようとするものである。冷間圧延のトライボロジー現象は、極めて多くの影響因子が存在するが、それぞれがどのような影響を与えているかを検討することは、冷間圧延におけるトライボロジー現象の全体像を理解し、問題の解決を行う上で重要であることは間違いない。しかしながら、実プロセスにおいては、Fig.3-1に示すように、冷間圧延におけるロールバイト内でのトライボロジー現象に対して影響する因子は極めて多いにも係わらず、その結果として得られる情報が極めて少ないのが特徴である。このようなインプットとしての影響因子の多さと、その結果として得られる情報量の少なさととの不整合が問題の把握を困難にしている面がある。

そのような観点からは、従来から種々のトライボロジー試験機が考案され、圧延油の性能や材料/ロール間の界面現象の再現が試みられてきた。一般的に、このようなトライボシミュレータは、問題のある側面を抽出して、実現象を把握しようとするものである。エマルジョンによる潤滑メカニズムに関しても、ロールバイト入口における幾何学的な隙間が油滴の直径と等しくなった場合にロールと鋼板との間でエマルジョン中の油滴が捕捉されて、ロールバイトに引込まれながら油分濃度が上昇する点に着目した動的濃化挙動と、油滴の鋼板表面での展着挙動に着目したプレートアウト現象に大きく分けられることが知られており、従来から各々の現象を再現するための実験評価が行われてきた。

しかし、冷間圧延の実操業においてロールバイトに導入される油分量は、エマルジョンの性状やプレートアウト特性のみならず、Fig.3-1に示す圧延条件など様々な複合因子に依存するものと考えられる。従来研究のような単独現象の評価による知見だけでは実際の圧延現象の全体を理解することはできず、それぞれの結果を総合的に判断して実現象の解明を進めていく必要がある。また、このような基礎試験の評価結果が実際の冷間タンデム圧延機で起こりうる現象であるかどうかの妥当性を常に検証していく必要があり、その検証に多くの努力を必要とする点が常に問題とされる。

本章では、実際の冷間タンデム圧延機で生じている潤滑に関わる種々の現象を忠実に再現するために、既存圧延機の入側にて鋼板のプレートアウト量を制御できる新たな評価試験機を製作し、プレートアウト量が圧延特性に与える影響を評価すると共に、鋼板やロール表面粗さを含めた複合的な要因が作用する条件下での圧延潤滑特性を調査した結果^[158]について述べる。

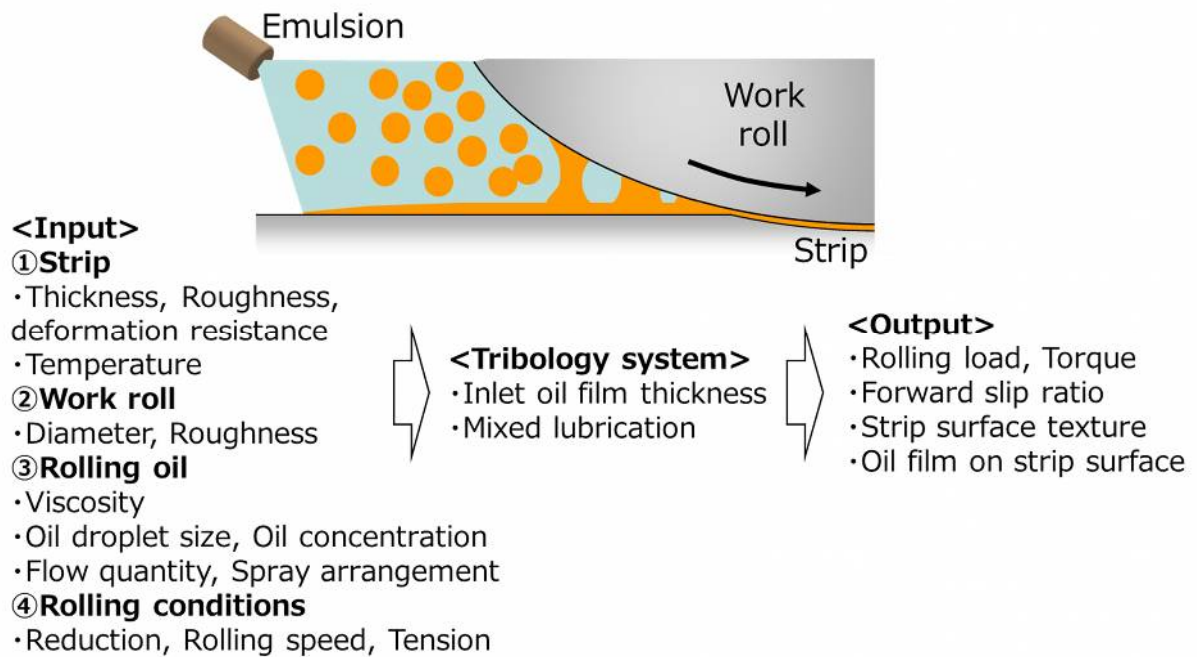


Fig.3-1 Influence factors and outputs in cold rolling.

3.2 本章のアプローチ

本章では、プレートアウト挙動と潤滑特性の関係を定量的に明らかにしていくことを目的として Fig.3-2 に示す実験装置を考案・作製した。本装置は実機冷間タンデム圧延機相当のワークロール径とロール周速を有した高速圧延機入側に設置され、ロールバイト入口での鋼板のプレートアウト量を自在に制御出来るようになっている。サンプル搬送方向には加熱ヒーター及びスプレーボックスが設置されている。

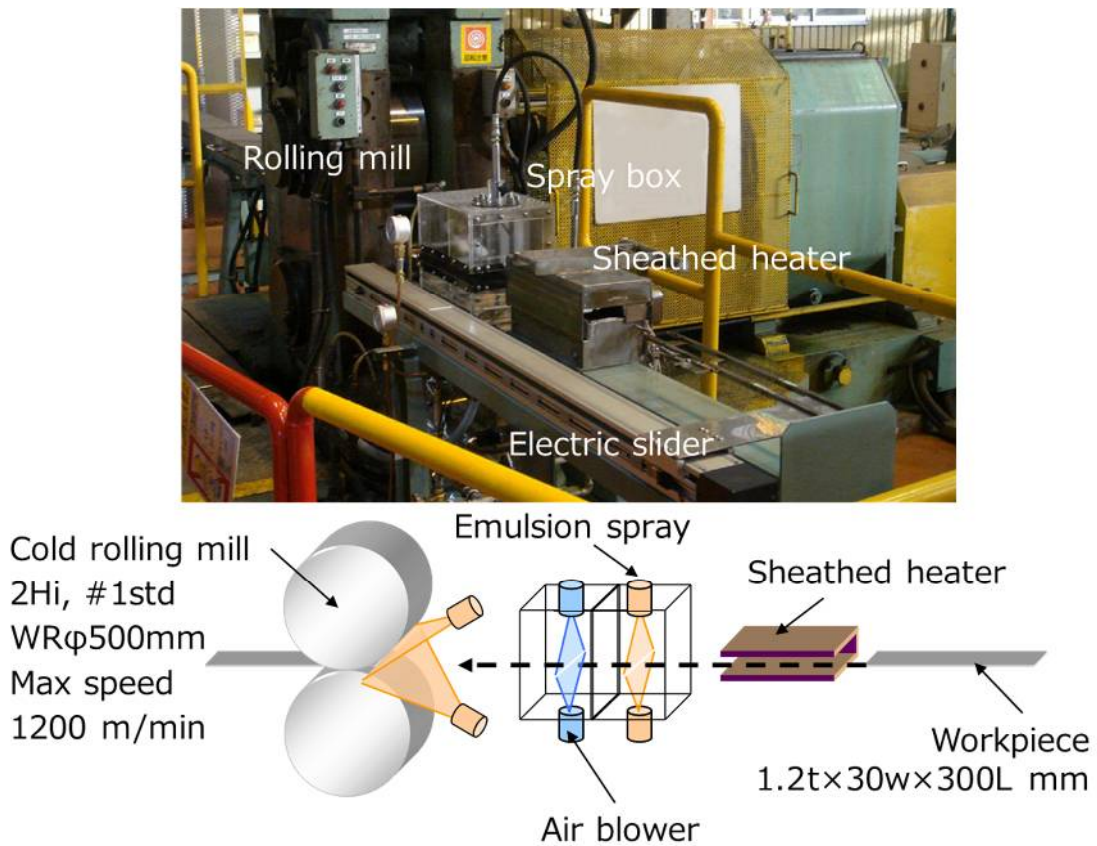


Fig.3-2 Schematic view of proposed plate-out simulator.

加熱部にはシーズヒーターを採用しており、サンプルを加熱することにより実機冷間タンデム圧延機における鋼板温度を再現可能になっている。スプレーボックス内にはエマルジョンスプレーとエアパージ部が内蔵され、サンプルを搬送させながらエマルジョンをサンプルに供給し、その下流に設置したエアパージノズルによって、既に形成されたプレートアウト層のみを残しながら油膜形成しないエマルジョン分は鋼板表面から排除される。プレートアウト量はボックス内のエマルシヨ

ンスプレー濃度・流量及びサンプル搬送速度を調節することで任意に再現できる。また、スプレーボックス内にはエマルシヨンスプレーとエアブローとの干渉が生じないように仕切り板等を設置して、実験でのばらつき低減を図っている。

サンプル搬送には搬送速度のプログラム制御が可能な電動スライダを採用しており、O/W エマルシヨからプレートアウト油膜を形成するための時間をコントロールすることができる。これは、エマルシヨ供給からロールバイト到達までの短時間の間に形成されるプレートアウト量をシミュレートすることに相当し、実機冷間圧延相当の条件における種々の速度域でのプレートアウトと圧延潤滑性との関係进行评估することができる。

電動スライダのアーム部に取り付けるサンプルはエッジ部をクランプする方式とすることで、噴射されたエマルシヨがサンプル表裏面に均一に供給されるようにした。また、サンプルがワークロールに噛み込まれた際、アーム部が受ける衝撃を避けるため、圧延機入側に設けられた金具とアーム部のつまみが接触して容易にクランプが外れるような機構を設け、圧延噛み込み直前でサンプルのクランプが外れるように金具の位置を調整している。上記のような、圧延入側にて鋼板のプレートアウト量を制御できる圧延シミュレーターを用いて、潤滑状態に及ぼす入側での潤滑油供給条件の影響を定量的に評価した。

3.3 実験方法

冷間圧延実験に用いた供試油は、第二章の Table2-2 に示したものと同様の圧延油を用いた。本実験ではこの圧延油を使用して、エマルシヨの作製条件及び供給条件を変更することで、Table 3-1 に示すような 5 水準の条件で実験を行った。エマルシヨの調整は、水道水によって所定濃度に希釈して温度 55°Cにて行った。エマルシヨ粒径は、ホモミキサーの回転数調整により調製したものである。粒径分布は、スプレーノズルから噴射されるエマルシヨをビーカーで採取し、細孔電気抵抗法により測定した（ベックマンコールター製 Multisizer 3）。

実験に用いた鋼板は、普通鋼のブライト板であり、表面の算術平均粗さは 0.02 μ mRa である。鋼板は電動スライダのプログラム制御により搬送アームと共に Fig.3-2 に示す加熱ヒーター内に移動される。加熱ヒーター内に設けられた接触式熱電対によって鋼板温度を測定し、所定温度となっ

たタイミングでスプレーボックスに鋼板を搬送させる方法とした。

プレートアウト量の測定は、Table3-1 のエマルジョン供給条件でスプレーボックス内を通過させた搬送アームを圧延機入側で停止し、取り出した鋼板の脱脂前後の重量差から、単位面積あたりの油膜重量を算出した。ただし、脱脂作業時のハンドリングによる測定データのばらつきを考慮して、5枚のサンプルの平均値をプレートアウト量としている。

一方、圧延条件は Table3-2 に示すように、ワークロール径は実機タンDEM圧延機相当の $\phi 500\text{mm}$ を用い、ワークロール粗さは $0.2\mu\text{mRa}$ と $0.02\mu\text{mRa}$ の 2 水準、圧延速度は 600m/min とした。また、鋼板温度は加工発熱を伴った圧延スタンド間を想定して 100°C とした。一方、ロールバイトへのエマルジョン供給は実験に応じて供給/停止させる方法とした。

Table 3-1 Plate-out oil film make-up conditions

	A	B	C	D	E
Emulsion concentration (%)	1.5	10	10	10	10
Average oil droplet size (μm)	8.9	17.7	16.2	17.1	17.9
Flowing quantity of spray (L/min)	0.64	0.45	0.78	0.90	0.90
Workpiece temperature ($^\circ\text{C}$)	100	100	100	100	100
Line speed in spray box (mm/s)	1500	1500	600	500	266

Table 3-2 Rolling conditions in the experiments

Work roll diameter (mm)	500
Work roll barrel (mm)	150
Work roll roughness (μmRa)	0.2, 0.02
Rolling speed (m/min)	600
Workpiece size (mm)	$1.2^t \times 30^w \times 300^l$
Rolling reduction (%)	25
Workpiece temperature ($^\circ\text{C}$)	100
Range of plate-out oil quantity (mg/m^2)	300~1700

3.4 実験結果

3.4.1 プレートアウト油膜の制御性

スプレーボックス内でのエマルジョンの供給条件を変更することにより、鋼板に付着したプレートアウト量を評価するとともに、上下スプレーの単独噴射による上下プレートアウト量のばらつきを評価した。Fig.3-3 にスプレーボックス通過後のプレートアウト量測定結果を示す。図からは、エマルジョン供給条件を変えることにより幅広くプレートアウト量を制御できていることがわかる。一方、上下単独でスプレー噴射した場合において、サンプル表裏面でのプレートアウト量は各5枚のサンプルの測定ばらつきを示すエラーバーの範囲内で一致しており、概ね均一に油分付着している。

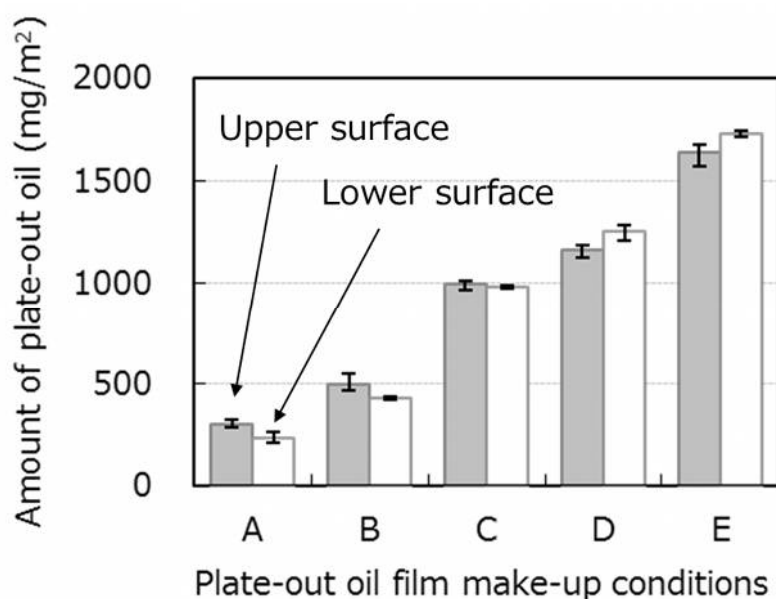


Fig.3-3 Comparison of plate-out oil film after emulsion spray.

また、極短時間でのプレートアウトの時間依存性について、従来の落重型試験^[84]との比較を行った。Fig.3-4 は、各手法にて油膜の形成時間を変化させた時のプレートアウト量の測定結果を示したものである。落重型ではカウンターウェイトによる落下速度調整、本装置ではスライダー速度の調整で油膜の形成時間を変化させた。なお、サンプル通過速度調整に伴うエマルジョン噴射部の通過時間の変化に対しては、鋼板の単位面積あたりに供給されるエマルジョンの供給油分量が一定範

囲となるようにエマルジョンの供給条件を調整した。

図からわかるように、落重型と本装置にて各エマルジョン濃度で得られたプロットはほぼ同じ相関関係を示しており、本装置において極短時間でのプレートアウト現象が再現できることが確認された。また、プレートアウトの時間依存性については、スプレー後からエアパージまでの経過時間、即ち、油膜の形成時間が長くなることでプレートアウト量が増加しているのに加え、エマルジョンを高濃度にしたほうが、その依存性が高い傾向がみられた。

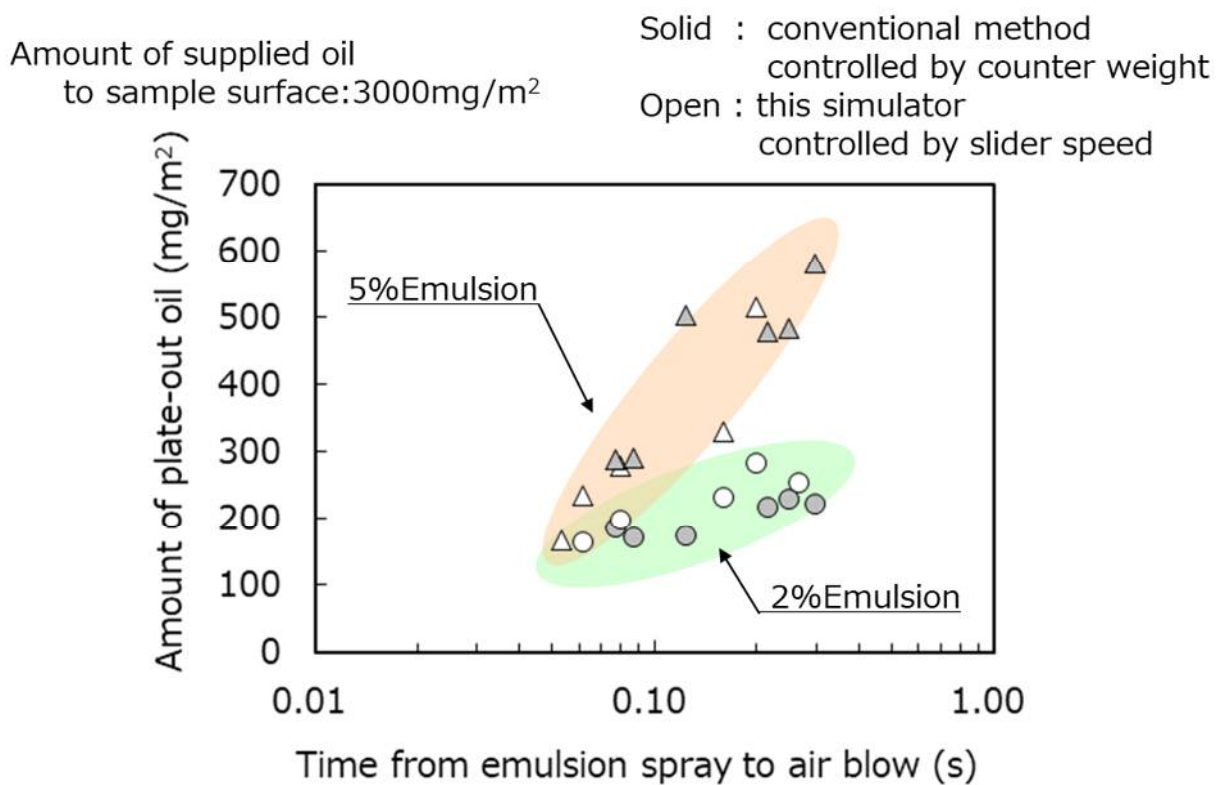


Fig.3-4 Time dependence of plate-out oil film formation on conventional method ^[84] and the proposed simulator.

3.4.2 圧延荷重に及ぼすプレートアウト油膜の影響

圧延機入側にて鋼板上のプレートアウト量を制御した場合の圧延荷重を評価した結果を Fig.3-5 に示す。本圧延機はロールバイトへのエマルジョンの供給が可能な構成となっているが、ここでは鋼板表面へのプレートアウトのみの影響を評価するため、ロールバイトへのクーラント供給は実施していない。ワークロール粗さは $0.2\mu\text{mRa}$ 、圧下率は 25%、圧延速度は 600m/min とし、図中横軸のプレートアウト量は鋼板表裏面の平均値をプロットしている。

図からは、プレートアウト量ゼロである無潤滑圧延領域から圧延入側での鋼板プレートアウト量を増加させることで圧延荷重が減少していくが、プレートアウト量が 500mg/m^2 程度を境に一定の圧延荷重に収束する傾向が見られる。荷重が収束する条件では、ロールバイト内への導入油分量も飽和していると考えられ、それ以上プレートアウト量を増加させてもロールバイト内には油分が導入されないものと推測される。

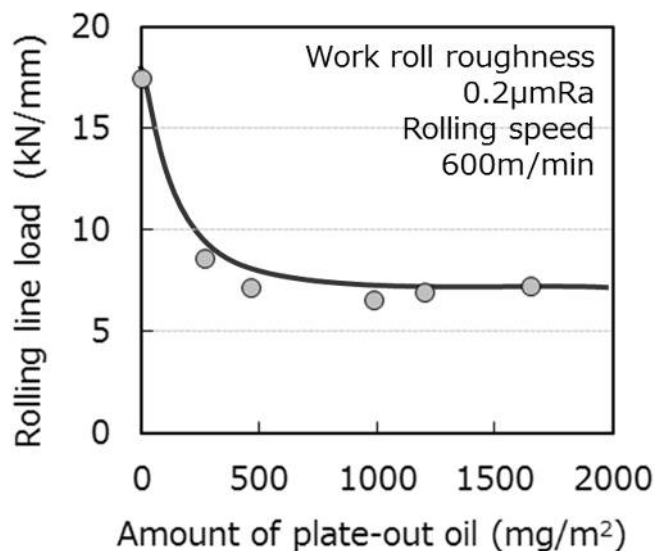


Fig.3-5 Influence of plate-out oil film on cold rolling.

Fig.3-6 は、ロール粗さが $0.02\mu\text{mRa}$ のブライトロールを用いた場合の実験結果を示したものである。同図(a)のように圧延速度が 600m/min の条件においてプレートアウト量が少ない場合は Fig.6 と同様の傾向を示すものの、プレートアウト量が 500mg/m^2 を越える条件ではスリップが発生した。これは、ワークロールの粗さが小さくなったために、ロールバイト内にてロールと鋼板と

の接触面積が減少し、より流体潤滑が主体となったためと考えられる。なお、Fig.3-6(b)に示すように圧延速度を150m/minと遅くすることでスリップが抑制されているが、Fig.3-5での結果と同様、圧延入側での鋼板プレートアウト量が一定量以上となった条件では圧延荷重が収束する傾向が確認された。

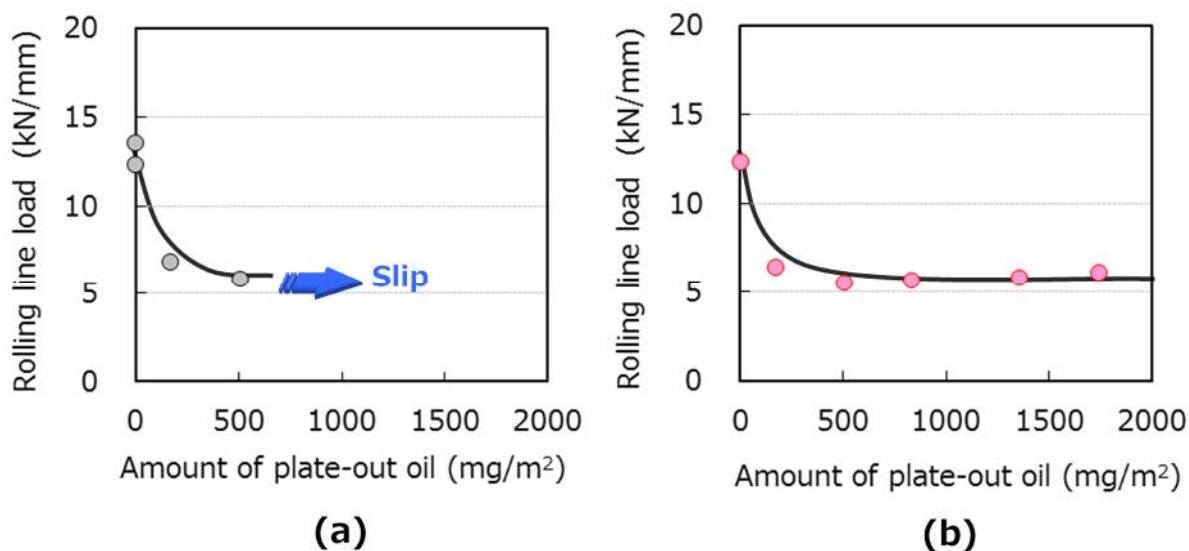


Fig.3-6 Influence of plate-out oil film on cold rolling for WR roughness of 0.02µmRa.

(a) Rolling speed of 600m/min, (b) Rolling speed of 150m/min

Fig.3-7 は、Fig.3-6 に示す実験結果に対応した圧延サンプルを切り出し、圧延速度及び圧延入側での鋼板プレートアウト量による鋼板表面のオイルピットの変化を観察した結果である。Fig.3-6の実験において、ワークロールと鋼板は共にブライト仕上げであり、圧延前の鋼板表面にはオイルピットがほぼ観察されないことから、圧延後の鋼板表面に観察される凹凸は圧延時に発生したオイルピットとみなすことができる。圧延速度が150m/minと遅い場合は圧延入側にてプレートアウト量を増加させてもオイルピットに対応する凹みの増加代は少ない。一方、圧延速度を600m/minとした場合はロールバイト内に導入される油分が増加することでオイルピットに対応する凹みの増加が認められており、スリップ発生の兆候であると考えられる。

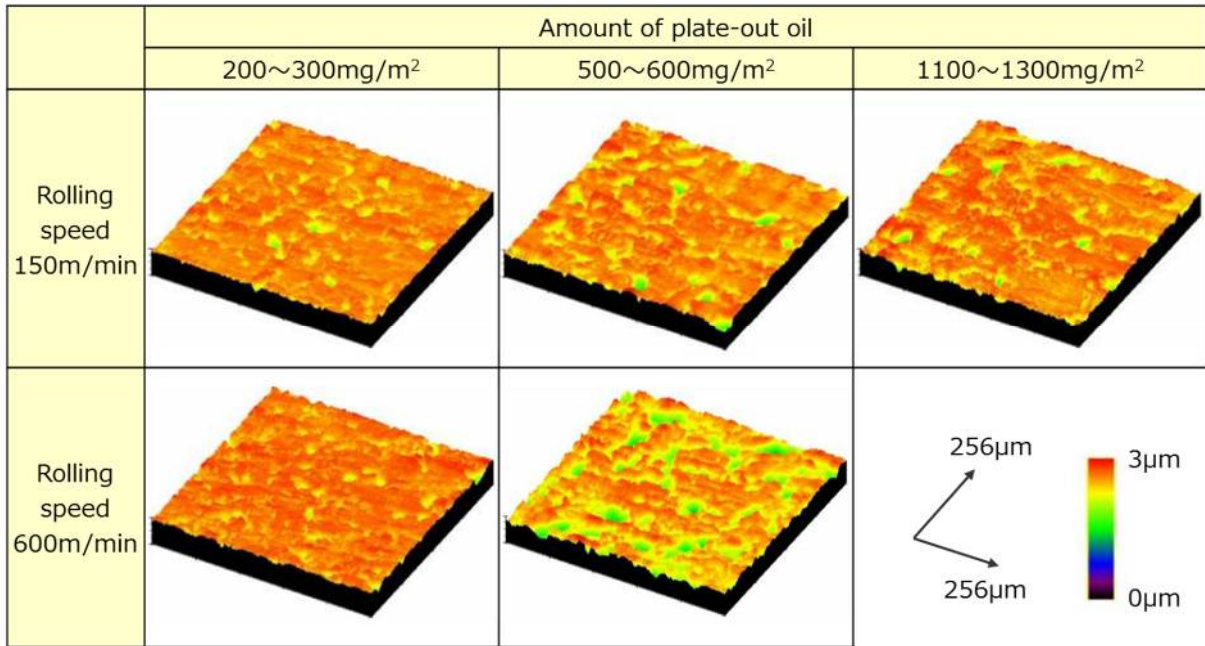


Fig.3-7 A variation of the oil pit with the plate-out oil film.

3.4.3 油膜厚解析結果との比較

以上の実験結果からは、鋼板に一定量以上のプレートアウト油膜が形成された条件での圧延ではロールバイト内への導入油分量が飽和する可能性が示唆された。そこで、実験結果の妥当性を小豆島ら^[159]の油膜厚解析モデルにより検証した。Fig.3-8において初期油膜をプレートアウト油膜とし、油膜の圧力が鋼板の降伏応力に達するロールバイト入口での油膜厚を以下のレイノルズ方程式(3-1)及び粘度式(3-2)を用いて算出した。

$$\frac{dP}{dh} = -\frac{6\eta(U_1+U_2)}{\tan\theta} \left(\frac{h-h_1}{h^3}\right) \quad (3-1)$$

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_0 P - \beta_0 (T_m - T_0)) \quad (3-2)$$

ここで、 P は圧力、 h は求めようとする油膜厚、 U_1 、 U_2 はそれぞれ入口での鋼板とワークロールの速度、 θ は噛み込み角(ワークロールと鋼板とが接触を開始する角度)である。 η_0 は基準温度における圧延油の粘度、 α_0 は圧力粘度指数、 β_0 は温度粘度指数、 T_m はロール温度 T_{WR} と鋼板温度 T_{strip} との平均温度、 T_0 は基準温度(40°C)である。Fig.3-8より境界条件は、鋼板の降伏応力 σ_0 を用いて式(3-3)、および式(3-4)で表されるため、式(3-1)の微分方程式を解くことで流体力学的挙動による入口油膜厚 h_1 を計算することができる。

$$h = h_2 \text{ のとき、 } P = 0 \quad (3-3)$$

$$h = h_1 \text{ のとき、 } P = \sigma_0 \quad (3-4)$$

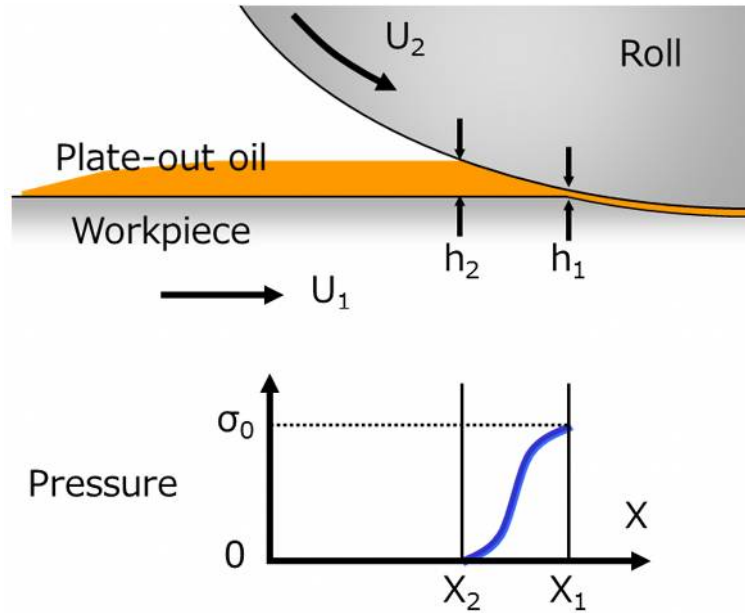


Fig.3-8 Schematic view of inlet region and pressure change.

入口油膜厚の解析には Table 3-3 のパラメータを用いた。Table 3-3 において、温度粘度指数 β_0 は 2 点の温度における動粘度から算出された。圧力粘度指数 α_0 については種々の測定方法^[160~163]が報告されているが、本論文では Wu and Klaus の式^[164]より推算した。ここで、 m_0 は ASTM-Walther の式(3-6)^[165]における温度粘度指数、 ν_{Tm} 、 $\nu_{40^\circ\text{C}}$ 、 $\nu_{70^\circ\text{C}}$ はそれぞれロールと鋼板の平均温度、40°C、70°Cにおける動粘度[mm²/s]を使用した。

$$\alpha_0 = (0.1657 + 0.2332 \log \nu_{Tm}) \times m_0 \times 10^{-8} \quad (3-5)$$

$$m_0 = \frac{\log \log(\nu_{40^\circ\text{C}} + 0.7) - \log \log(\nu_{70^\circ\text{C}} + 0.7)}{\log(70 + 273.15) - \log(40 + 273.15)} \quad (3-6)$$

圧延入側にてプレートアウト量を変化させた場合の導入油膜厚解析結果を Fig.3-9 に示す。図からは、プレートアウト量を増加していくことで導入油膜厚が徐々に飽和していくことがわかる。Fig.3-5 において圧延荷重が収束し始めるプレートアウト量 500mg/m² 前後の領域は、油膜厚解析結果において導入油膜厚が飽和し始める領域とほぼ一致しており、実験においてプレートアウト量

を増加させても圧延荷重が一定値に収束しているのは、流体力学的にロールバイト内への油膜の導
入が抑制された結果であると解釈することができる。

Table 3-3 Data used in the inlet oil film calculation

Yield stress (MPa)	320
Gap angle θ (°)	1.6
Rolling reduction (%)	25
Workpiece temperature (°C)	100
Workpiece speed (m/min)	15
Work roll temperature (°C)	20
Rolling speed (m/min)	600
Oil viscosity (Pa·s)	0.039 (40°C)
Oil kinematic viscosity (mm ² /s)	43 (40°C) 17 (70°C)
Pressure coefficient α_0 (GPa ⁻¹)	14.3
Temperature coefficient β_0 (°C ⁻¹)	0.027

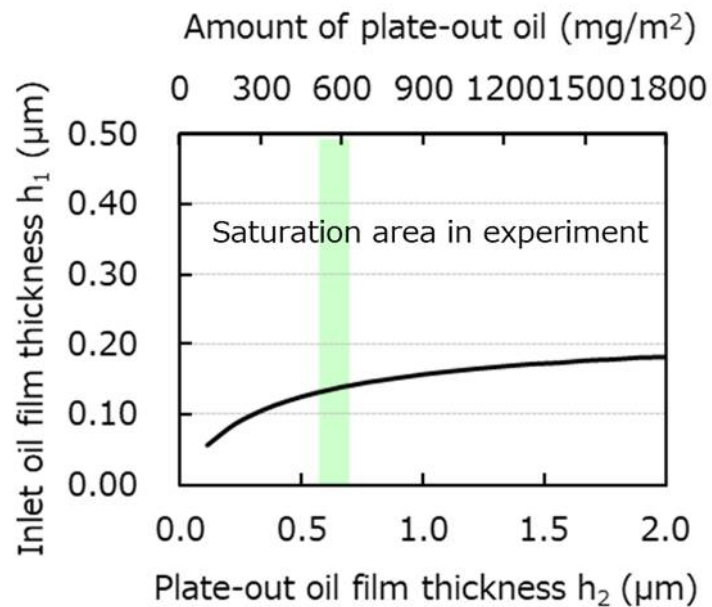


Fig.3-9 Relationship between inlet oil film thickness and plate-out oil film thickness
for rolling speed of 600m/min.

3.4.4 鋼板表面粗さの影響

冷間タンデム圧延においては、スタンドごとに鋼板表面の粗さが変化しており、混合潤滑状態が変化することで潤滑状態への影響が生じていると考えられる^[166]。そこで、鋼板の表面粗さを変更して、プレートアウト量と圧延荷重の関係を評価した。Fig.3-10 は、鋼板に普通鋼のダル板(1.00 μmRa)とブライト板(0.02 μmRa)を用いた条件における実験結果である。なお、事前に両者の変形抵抗を測定し、差が無い事を確認している。

図からは、ブライト板、ダル板共に、プレートアウト量が増加すると圧延荷重が低下し、プレートアウト量がさらに増加するとそれぞれ一定の圧延荷重に収束していることがわかる。また、圧延荷重の収束値はブライト板の場合に比べて、ダル板を用いた方がわずかに高い傾向がみられるが、荷重が収束しはじめるプレートアウト量は両者でほぼ同等である。

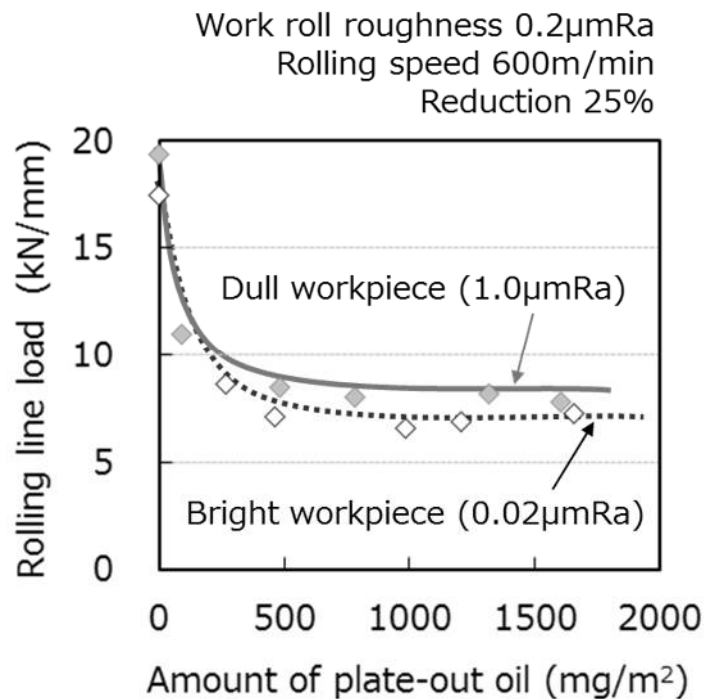


Fig.3-10 Influence of surface roughness on plate-out oil film.

本実験条件では圧延荷重が一定の値に収束するプレートアウト量は、Fig.3-5, Fig.3-6 および Fig.3-10 のいずれの条件においてもほぼ 500mg/m²であった。これよりも少ないプレートアウト量においてはスターブ潤滑 (starved lubrication, ロールバイト近傍で潤滑剤が枯渇している) 状態

にあり、それ以上のプレートアウト量ではフラッド潤滑 (flooded lubrication, ロールバイト近傍が十分潤滑剤で満たされている) の状態にあると考えられる^[167~170]。そのような観点からは、Fig.3-10の実験結果は、鋼板の表面粗さが変化しても、スターブ潤滑からフラッド潤滑に遷移するプレートアウト量に大きな差は生じておらず、流体力学的なロールバイトへの引込み挙動に対しては、鋼板表面粗さの影響は小さいことを示している。

3.4.5 圧延速度及び圧下率の影響

Fig.3-11は、それぞれ0.02 μmRa 、0.20 μmRa のワークロールを用いて圧延速度を変更した場合の圧延入側でのプレートアウト量と圧延荷重の関係を評価したものである。Fig.3-11(a)に示すように、ワークロールの表面粗さが0.2 μmRa の場合には、プレートアウト量が500 mg/m^2 を超える条件において、速度が150 m/min の場合に若干圧延荷重が高い傾向がみられるものの概ね圧延速度の影響はみられず、一定の圧延荷重に収束していることがわかる。一方、Fig.3-11(b)に示すように、ワークロールの表面粗さが0.02 μmRa の場合には、プレートアウト量が500 mg/m^2 を超える条件で、圧延速度が600 m/min 以上になるとスリップが発生したため、圧延速度の影響は明確には得られていないものの、圧延速度の増加によってロールバイトへの油膜の引込み量が増加しているものと考えられる。

Fig.3-12は、それぞれ0.20 μmRa のワークロールを用いて圧下率を変更した場合の圧延入側でのプレートアウト量と圧延荷重の関係を評価したものである。圧延速度は1200 m/min で固定とした。図から、圧下率の増加に伴い、荷重は増大しているが、プレートアウト量の依存性はほとんど変化しないことがわかる。

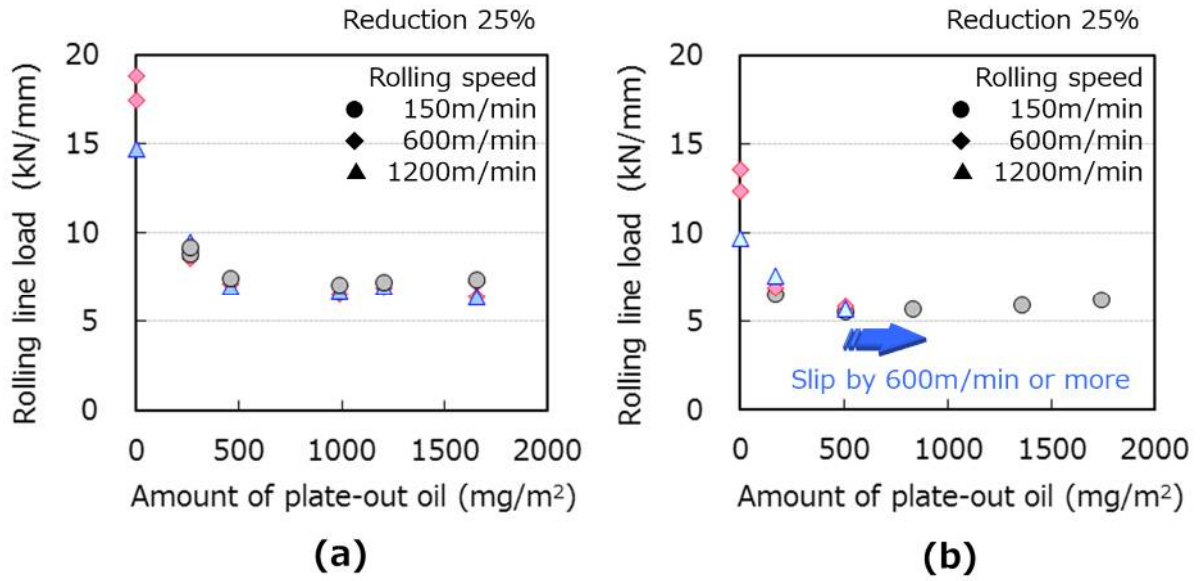


Fig.3-11 Influence of rolling speed on rolling force for workpiece roughness of 0.02 μ mRa.

(a) WR roughness of 0.2 μ mRa, (b) WR roughness of 0.02 μ mRa

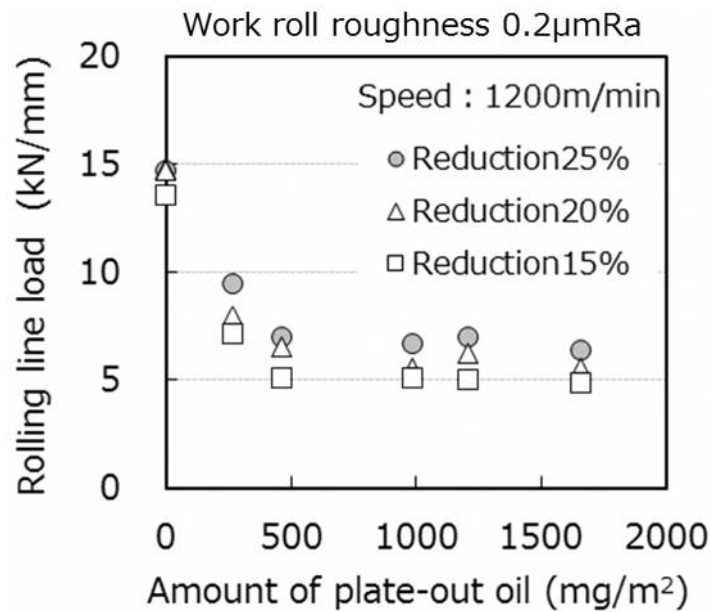


Fig.3-12 Influence of rolling reduction on rolling force for workpiece roughness of 0.02 μ mRa.

3.5 考察

3.5.1 圧延時の摩擦係数に及ぼすプレートアウト油膜の影響

O/W エマルジョンによるプレートアウト量を制御可能な圧延実験装置により、従来明確ではなかったプレートアウト挙動と圧延特性の関係を調査した。

冷間圧延に及ぼすプレートアウト油膜の影響については、Fig.3-5 の実験結果のように、一定量を超えるプレートアウト油膜が圧延入側で確保されれば圧延荷重は収束しており、Fig.3-9 に示す解析結果との対比から、それ以上のプレートアウト油膜が確保されてもロールバイト内には導入されないためと考えられる。これは、スターブ潤滑状態からフラッド潤滑状態へ遷移しているものと解釈することができる。

したがって、ロールバイト入口においてエマルジョンの供給条件を変更して潤滑状態を制御しようとしても、スターブ潤滑の条件を満足していなければ十分な効果を得ることができないと考えられる。ただし、Fig.3-10 の実験結果からは、スターブ潤滑からフラッド潤滑状態へ遷移する条件に対しては、鋼板の表面粗さの影響は顕著ではないと推測される。

一方、ロールの表面粗さの影響や、圧延速度の影響については、Fig.3-5 および Fig.3-6 からわかるように、ロールの表面粗さが小さい場合には同一のプレートアウト量であってもスリップが発生する場合があります。ロールバイト内での潤滑状態に変化が生じていると考えられる。また、圧延速度の影響も、Fig.3-6 および Fig.3-7 に示すように、圧延速度の増加に伴って、鋼板表面のオイルピットが増加すると共に、スリップの発生がみられるようになっている。すなわち、プレートアウト量が同一であってもロールの表面粗さや圧延速度によってロールバイト内での潤滑状態が変化していることになる。

このような潤滑状態への影響を評価するために、先進率の実測値を用いた摩擦係数の算出を行った。先進率は $(\text{出側鋼板速度} - \text{ワークロール速度}) / (\text{ワークロール速度})$ によって定義され、ロールバイト内の潤滑状態を反映する指標となる。先進率の実測は Fig.3-13 に示すように、ワークロールの板道に付与したポンチ間隔と圧延後の鋼板に転写したポンチ間隔を測定し、 $(\text{鋼板ポンチ間隔} - \text{ワークロール上ポンチ間隔}) / (\text{ワークロール上ポンチ間隔})$ により算出した。

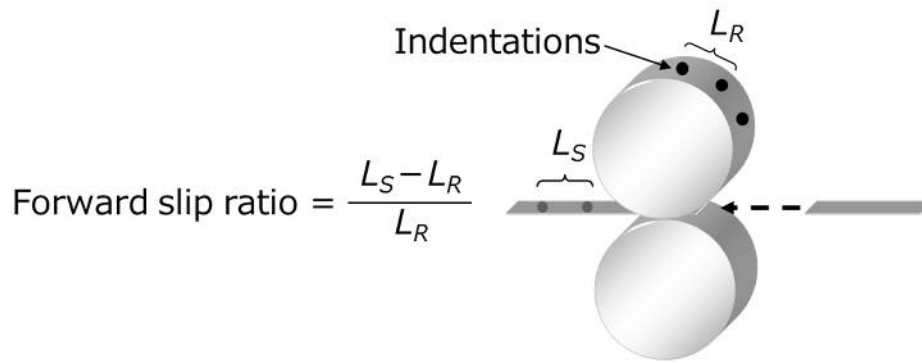


Fig.3-13 Schematic view of measurement for forward slip ratio in cold rolling.

Fig.3-14 は、それぞれ表面粗さの異なる鋼板及びワークロールを用いて圧延入側でのプレートアウト量を変更した場合の摩擦係数を整理した結果である。圧延速度は 1200m/min とした。横軸は入側プレートアウトと圧延条件から計算される入口油膜厚であり式(3-1)より算出した。縦軸は実測先進率と圧延荷重から Orowan の圧延理論式により逆算した摩擦係数である。なお、実験において圧延荷重が収束し始めた入側プレートアウト量 500mg/m^2 を境にプロットを分けている。

図からは、入側プレートアウト量が 500mg/m^2 を超える条件では、鋼板の表面粗さが異なっても、計算から求められる入口油膜厚と摩擦係数の間には一定の相関が認められ、入口油膜厚が増加すると摩擦係数が低下する傾向がみられる。すなわち、フラッド潤滑条件においては圧延時の摩擦係数に対して、流体力学的に導入される油膜が支配的で、鋼板の表面粗さに起因して機械的に導入される油膜の影響はそれほど大きくないものと推測される。

一方、入側プレートアウト量が 500mg/m^2 を下回る条件では、表面粗さの影響が現れるようになってくる。例えば、ロールの表面粗さが小さく、鋼板もブライト材を用いた場合には、計算から求められる入口油膜厚と摩擦係数の関係は、フラッド潤滑条件で予測される関係とほぼ一致しているものの、ロールの表面粗さが $0.2\mu\text{mRa}$ の条件においては、そのような関係から大きく外れてきていることがわかる。さらに、ロールの表面粗さが大きい場合には、摩擦係数のばらつきは大きいものの、鋼板の表面粗さの影響はあまりみられないこともわかる。

Reduction 15~25%

	Amount of plate-out oil (mg/m ²)	Surface Roughness (μmRa)	
		WR	Workpiece
○	<500	0.02	0.02
◇	<500	0.20	0.02
△	<500	0.20	1.00
◆	500<	0.20	0.02
▲	500<	0.20	1.00

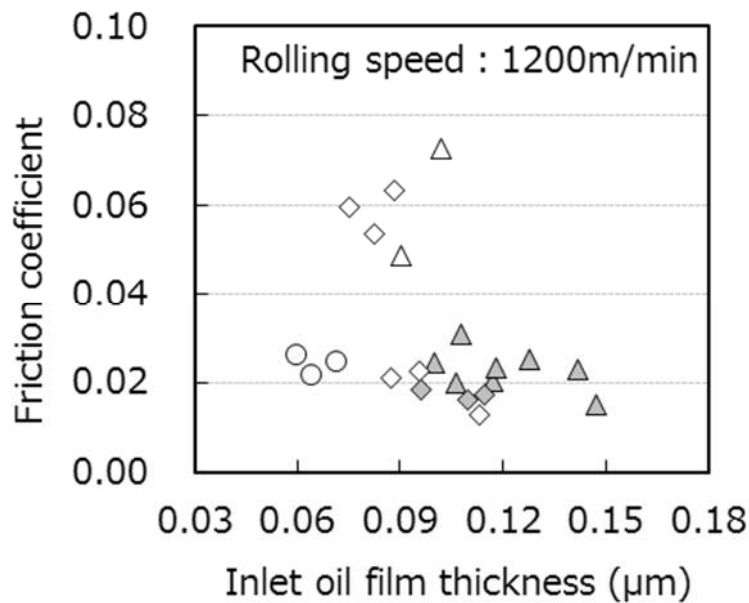


Fig.3-14 Relationship between friction coefficient and inlet oil film thickness.

続いて、実験にて計測された摩擦係数とロールバイト内での接触状態を整理した。接触面には表面粗さで代表される微細な突起が存在しており、油膜厚さと突起の高さとが同程度になると2面間は油膜で分離されることなく突起同士が干渉する状態となる。この突起間干渉の程度を表す指標として、式(3-6)で表される膜厚比(Λ 値)^[171]が知られている。

$$\Lambda = \frac{h_1}{\sqrt{R_{\sigma_1} + R_{\sigma_2}}} \quad (3-6)$$

ここで、 R_{σ_1} 、 R_{σ_2} はそれぞれの面の二乗平均粗さである。表面粗さが正規分布に従うとすると、

$\sqrt{R_{\sigma_1} + R_{\sigma_2}}$ は両面の合成表面粗さの標準偏差であり、合成表面粗さの突起のほとんどの高さは

$3\sqrt{R_{\sigma 1} + R_{\sigma 2}}$ 以下と考えることができる。従って、 $\Lambda > 3$ の範囲では 2 面間は潤滑油膜で分離されている、すなわち流体潤滑状態と言える。一方、 $\Lambda < 3$ の範囲では突起間で干渉が生じ始めることになり混合潤滑状態となる。

Fig.3-15 に実験で得られた Λ 値と摩擦係数の関係を示す。 Λ 値と摩擦係数の関係は概ね Stribeck 曲線^[172]のように整理できており、本章の圧延実験では境界潤滑から、ほぼ流体潤滑に近い領域の混合潤滑領域の遷移状態を捉えることができたと考えられる。ところで、Fig.3-15 において、鋼板表面粗さが大きい水準(図中 \triangle ▲)では Stribeck 曲線の傾向から少し外れているように見える。これは、鋼板表面粗さが $1.0\mu\text{mRa}$ と大きいために、鋼板凹部内で幾何学的に補足された油分が油膜解析時に反映されず、 h_f が過小評価されているためと考えられる。

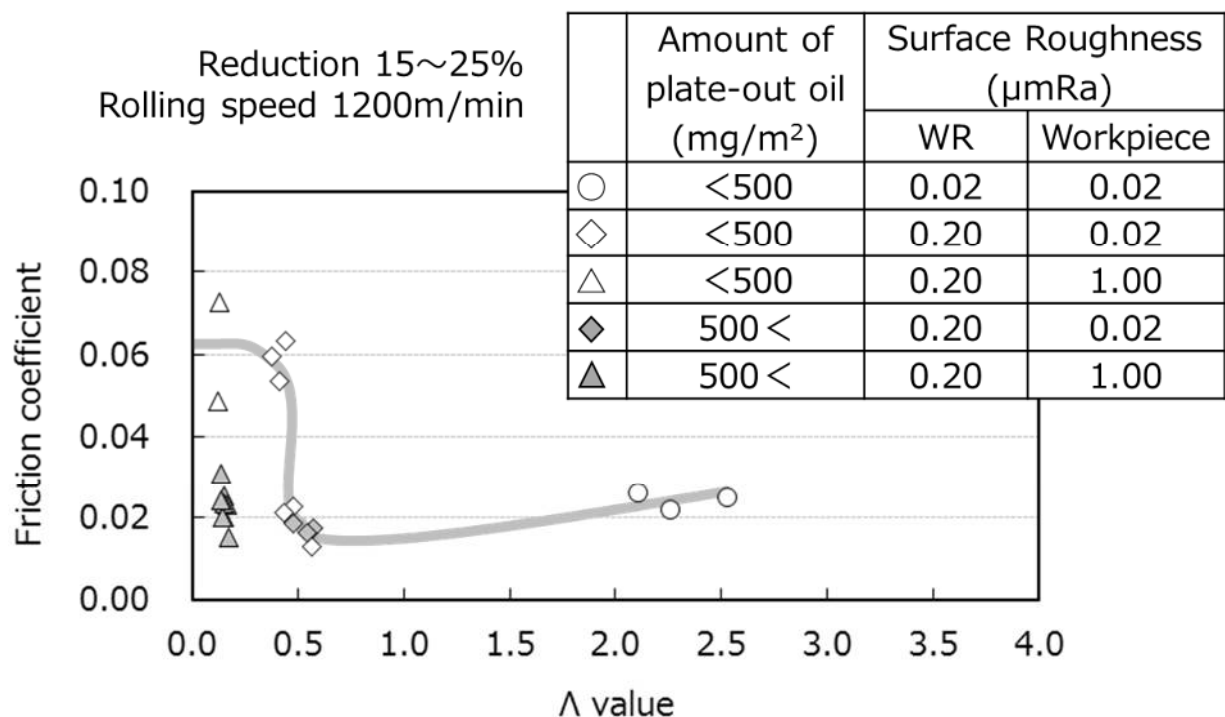


Fig.3-15 Relationship between friction coefficient and Λ value.

以上の結果からは、ロールバイトの混合潤滑状態に対しては、ロールの表面粗さによる影響と、鋼板の表面粗さの影響とを分離して評価する必要があることを示しており、合成粗さによる評価のみではロールバイトの摩擦状態を正しく把握できない可能性があることを示唆している。

ロールバイト内での摩擦状態に対して、ロールの表面粗さの影響と、鋼板の表面粗さの影響が異なる理由については明らかではないものの、ロールバイト内での鋼板表面の凹凸状態の変化やロール表面に付与されている研削目による導入油分量の抑制効果を含めたミクロな流体潤滑挙動への影響などを調査する必要があると考えられる。さらに、ロールバイト入口においてエマルションの供給条件を変更して潤滑状態を制御しようとする場合には、前記のようにスターブ潤滑の条件を満足していると共に、適切なロール粗さの選択が重要になると考えられる。

なお、本章において表面粗さに対する影響が大きく変化した入側プレートアウト量 500mg/m^2 という数値は、今回使用した実験装置と実験条件の組み合わせのみで得られる数値である。上記の現象を左右する相対的な値であっても、絶対的な値ではないことに注意を払う必要がある。

3.5.2 ロールバイトへのエマルション供給による影響

以上のように、ロールバイト入口における鋼板表面へのプレートアウト量が潤滑特性に与える影響については、ロールバイトへの油膜の引込み条件やロールの表面粗さを十分考慮する必要があることがわかった。しかし、実際の冷間タンデム圧延ではさらに鋼板及びロールへの潤滑・冷却を目的にロールバイトへのエマルションスプレーが行われており、これらの影響も考慮する必要がある。冷間タンデム圧延では、鋼板へのプレートアウト量、ロール表面のプレートアウト量およびエマルション油の動的濃化挙動が、各スタンドにおける潤滑状態に影響を与えていると想定できるものの、いずれの要因が主たる影響を与えているかが明確でないのが現状である。

このような複合要因の影響について基礎的な検討を行うために、ここではロールバイトへのエマルション供給を行い、圧延特性を評価した。なお、エマルションの作製条件は濃度 1.5%、平均粒径 $8\mu\text{m}$ とし、循環給油方式にて使用されている比較的安定なエマルションを想定した。また、供給流量は 12 L/min (上下ワークロール合計)にて実験を行った。

ロールバイトへのエマルション供給を行った場合の圧延入側での鋼板のプレートアウト量と圧延荷重挙動を評価した結果を Fig.3-16 に示す。図中において、ロールバイトへのエマルション供給を行わなかった場合はソリッドマーク、エマルション供給を行った場合はオープンマークで示している。図からわかるように、本実験条件ではロールバイトへのエマルション供給を行う場合に、圧

延入側でのプレートアウト量によらずほぼ一定の荷重を示しており、ロールバイトへのエマルジョン供給を行わない場合にフラッド潤滑となる圧延荷重が収束している。

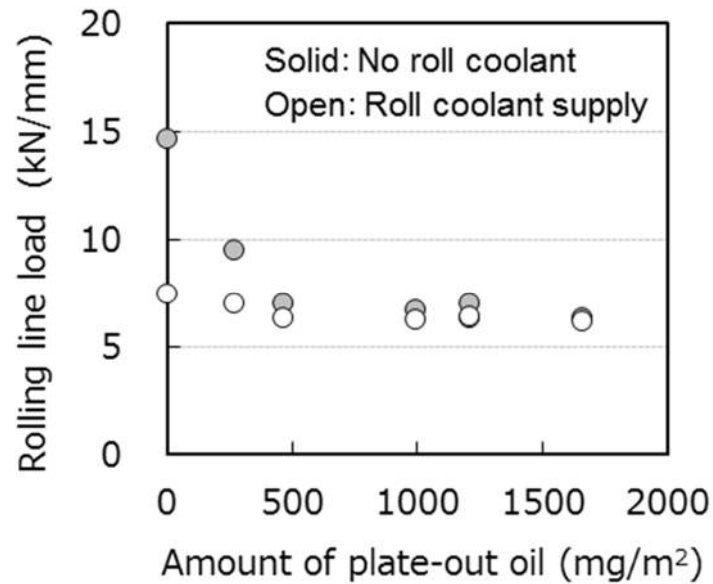


Fig.3-16 Influence of emulsion spray to roll bite on rolling force.

このことは、冷間タンデム圧延において、上流圧延スタンドのロールバイト出側で鋼板上に油分が付着していても、下流圧延スタンドにおけるエマルジョンの供給条件のみによって、当該圧延スタンドにおける潤滑特性が支配される場合があることを示唆している。ただし、上流圧延スタンドで鋼板表面に付着した油分の影響が、下流圧延スタンドの潤滑状態に影響を与えるかどうかは、付着している油分量とともに、ロールバイトへの供給条件によっても変化し、さらには下流圧延スタンドの潤滑状態がスターブ潤滑であるかどうかとも関係すると考えられる。このように冷間タンデム圧延においては、鋼板へのプレートアウト量、ロール表面のプレートアウト量、およびエマルジョンの動的濃化挙動、いずれの要因も潤滑状態に影響を与えている可能性があり、特定の圧延条件において、いずれの要因が主たる影響を与えているかを明らかにしていくことが実機冷間タンデム圧延におけるエマルジョン潤滑メカニズムの解明に重要である。そのような点から、圧延入側にてプレートアウト量を制御可能な本装置によるアプローチは、実プロセスにおけるトライボロジー現象を把握する上で有効なツールになると考えられる。

3.6 小括

圧延入側にて鋼板のプレートアウト量を制御できる圧延シミュレーターを用い、潤滑状態に及ぼす入側での潤滑油供給条件の影響を定量的に評価できるようになった。本章ではロール表面粗さ、鋼板表面粗さおよび圧延速度を変更し、鋼板表面に形成されるプレートアウト油膜が高速圧延時の圧延荷重および摩擦係数に及ぼす影響について評価した。得られた結果を以下に示す。

- ・ ロールバイト入口におけるプレートアウト量が増加すると、スターブ潤滑状態(ロールバイト入口に導入される油分が枯渇している状態)からフラッド潤滑状態(ロールバイト入口に導入される油分が十分に存在している状態)に遷移すると共に、それ以上のプレートアウト量を付与しても圧延荷重はほぼ一定値を示す挙動が明らかになった。
- ・ プレートアウト量が一定以上の条件では、鋼板の表面粗さに係わらず、計算によって求められる入口油膜厚と摩擦係数には一定の関係がみられる。また、スターブ潤滑条件であってもロール表面粗さが小さい場合には、同様の関係が認められ、入口油膜厚のモデルによってロールバイト内での摩擦係数をある程度予測できる可能性がある。
- ・ 一方、ロール表面粗さが大きい場合には、上記の傾向からはずれると共に、鋼板表面粗さの影響とロール表面粗さの影響とを分離して評価する必要がある。
- ・ 冷間タンデム圧延では、上流圧延スタンドで鋼板表面に付着した油分の影響が下流圧延スタンドでの潤滑状態に与える影響などを考慮する必要があると共に、鋼板へのプレートアウト量、ロール表面のプレートアウト量およびエマルジョン油の動的濃化挙動が複合的に潤滑状態に影響を与えていると考えられるため、本章で用いた圧延シミュレーター等を用いて、各々の要因を個別に評価することが実機での潤滑挙動の解明に必要であると考えられる。

第四章 高速圧延域におけるプレートアウト油膜の予測

4.1 本章の目的

本章は、実際のロールバイト近傍で生じている油膜形成挙動を細分化し各々をラボ実験(実験室スケールでの試験)で再現することで、冷間タンデム圧延機全体としての鋼板上油膜の推移を予測すると共に、高速圧延時における効果的な摩擦係数制御のための指針を得ようとするものである。

ところで、冷間タンデム圧延機の潤滑状態を定量的に把握するには、実際の圧延現象を観察するのが一番の近道である。しかしながら、圧延機外から観察が可能な熱間タンデム圧延機とは異なり、冷間タンデム圧延機のスタンド間は Fig.4-1^[173]に示すようなシャッターで閉じられているのが通常である。これらシャッターは常時供給されているクーラントの飛散防止に加え、鋼板が破断した場合の安全柵としての役割も担っていることから、シャッターを上げながらの操業は難しく、通常操業時にどのように圧延がなされているかをうかがい知ることは困難である。ましてや、薄鋼板の高速圧延では圧延速度が 2000m/min(時速 120km/h)を超える場合もあり、薄鋼板の高速圧延の状況を実際に捉えることは困難である。



Fig.4-1 Typical appearance of tandem cold rolling ^[173].

本章では、広範な実機冷間圧延条件に対してプレートアウト現象を活用した鋼板油膜厚の制御が有効であることを検証するために冷間タンデム圧延機での鋼板付着油分量の予測を行うことを目的とするものである。ラボ実験及び導入油膜モデルを組み合わせることで冷間タンデム圧延機に適用することで、冷間タンデム圧延機中での鋼板付着油分量を推定する手法を検討した結果^[174]について述べる。加えて、鋼板付着油分量の予測精度を検証するために実際の冷間タンデム圧延機にテストヘッドを設置し、潤滑制御の可能性を実証した結果^[175]についても述べる。

4.2 本章のアプローチ

第二章ではプレートアウト油膜の形成効率を高めるためのエマルジョンの性状及び供給方法についての指針が得られ、第三章では、圧延入側にてプレートアウト量を制御することでロールバイトにおける潤滑状態が変化し、摩擦係数を制御できることを確認した。実際の冷間タンDEM圧延機においても、プレートアウト現象を活用することで十分な潤滑性が得られているか否かを検証するに当たって、圧延時の摩擦係数は重要な指標となる。基本的には摩擦係数が一定であれば、安定的な圧延状態にあると考えられるが、摩擦係数の値自体は対象材が同一であっても張力バランスやロール粗さの要因などによって変動して、導入油分量の低下によって急激な上昇を示す場合もある^[37]。そのため、摩擦係数の変化を実績からの外挿によって推定するのは困難であると考えられる。冷間圧延のロールバイトは混合潤滑状態にあり、ロール表面と鋼板表面との接触率が摩擦係数に大きな影響を及ぼす。ロールバイトに導入される油膜厚を一定量以上のレベルに維持し、接触率の変動を抑止できれば、必要な潤滑性は得られると考えることができる。Hunderら^[176]はワークロールに埋め込んだセンサーによってロールバイト中に導入された油膜厚を測定している。しかし、高速圧延域でロールバイト内へ導入される油膜厚を直接測定することは難しい。そのため、間接的ではあるが圧延後に鋼板に付着している油分量で、ロールバイト内の油膜厚を評価せざるを得ない。

以上のような考え方に基づいて、本章では鋼板の付着油分量に着目し、圧延条件に伴う鋼板付着油分量の変化を推定すると共に、そのような条件を満たすための必要潤滑条件について検討を行った。

冷間タンDEM圧延機内での鋼板付着油分量を推定するために Fig.4-2 に示すモデルを想定した。Fig.4-2 は、鋼板表面にプレートアウトした油膜が循環系統のクーラントスプレーの影響を受けながらロールバイトに導入されるまでの状況を示したものである。通常の循環系統のクーラントのみで冷間圧延される場合は Fig.4-2(a)に示したように、ロールバイトへのエマルジョン供給のみを考慮した。一方、別系統のヘッダーを活用しプレートアウト油膜を積極的に形成させる場合は、Fig.4-2(b)のように循環系統のクーラントの影響に加えてロールバイトから離れた位置からのプレートアウト油膜形成、及びプレートアウト油膜がロールバイトにて供給されるエマルジョンと干渉する影響とを考慮した。

冷間タンデム圧延機における最終圧延スタンド出側の鋼板付着油分量を推定する場合には、多スタンドに渡って計算を行う必要がある。本章では、当該圧延スタンド出側の付着油分量が次スタンドに持ち越されると仮定して第1圧延スタンドから順次計算を行い、最終圧延スタンド出側の鋼板付着油分量を推定した。ロールバイト直前までのプレートアウト量はラボ実験から予測し、ロールバイトへの油膜の導入挙動はスターブ理論(ロールバイト入口にて十分な油膜が存在しない場合)を適用した導入油膜モデルを適用した。

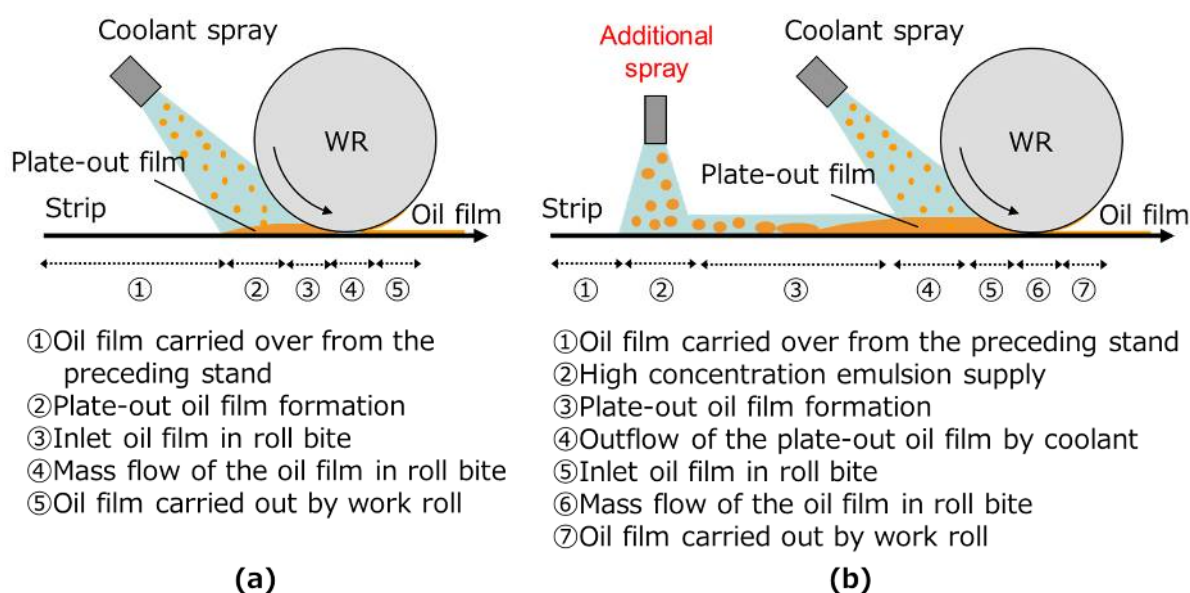


Fig.4-2 Contributing factors to plate-out oil film formation.

(a) Normal lubrication, (b) Flexible lubrication concept

4.3 実験方法

4.3.1 種々のプレートアウト油膜形成の再現

本章では第二章で用いた落重型のプレートアウト評価試験機を用いた。Fig.4-2 に示した種々の油膜形成挙動をラボ評価試験機で再現するためにスプレー配置及び実験方法の改善を行った。

第一に、Fig.4-2(a)②に示したロールバイトに供給される循環エマルジョンに伴うプレートアウト油膜形成を再現した。通常循環系エマルジョンの条件として濃度 3.0%、平均粒径 9 μm のエマルジョンを作製した。評価試験機において、Fig.4-3 のようにエアブローノズルをエマルジョンス

プレーに接近させ、油膜形成時間を極力短くすることで実機タンデム圧延機におけるロールバイトを再現した。スプレー間距離と鋼板の落下時間から計算されるエマルションスプレーからエアブローまでの通過時間は約 0.05s であった。

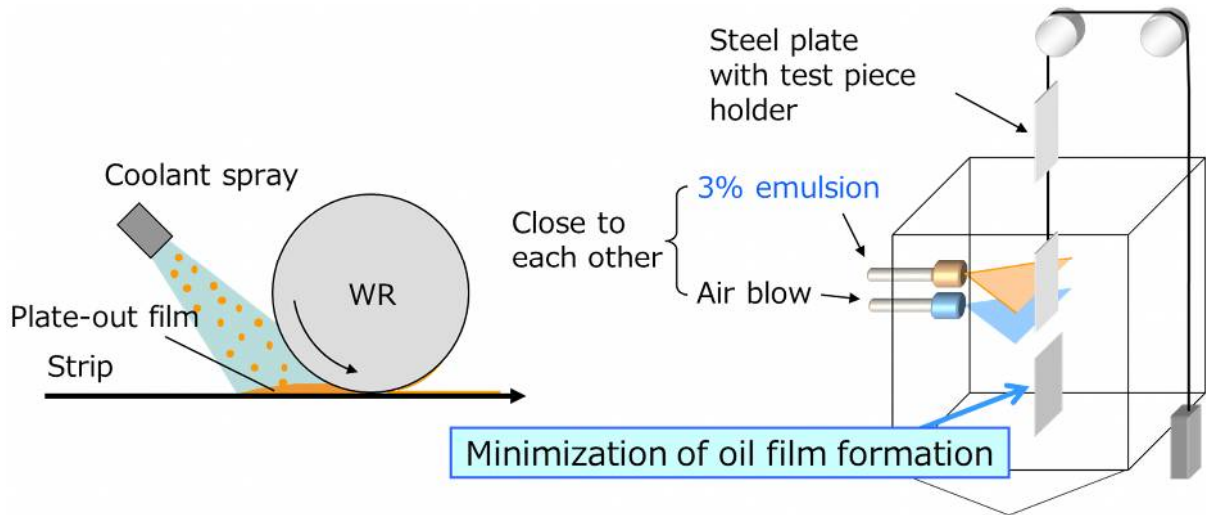


Fig.4-3 Evaluation method of roll-bite coolant effect on plate-out oil film.

第二に、Fig.4-2(b)③に示すような、ロールバイトから離れた位置より供給されたエマルションが時間と共にプレートアウト油膜を形成する過程を再現した。静置されたエマルションが時間経過と共に徐々に分離していくように、プレートアウト現象は時間に依存する現象であると考えのが自然であり、特に実機タンデム圧延機のような高速圧延下では種々の圧延条件によって変化する鋼板速度に応じた短時間プレートアウト現象を考慮に入れる必要がある。このような極短時間でのプレートアウト現象を評価するために、Fig.4-4 のように、評価試験機においてエマルションのスプレーノズルとエアパージノズルとの距離を調整し、プレートアウトによる油膜形成時間を調整した。エマルションの条件として濃度 10.0%、平均粒径 15 μ m のエマルションを作製した。スプレー間距離と鋼板の落下時間から計算されるエマルションスプレーからエアブローまでの通過時間は約 0.08~0.14s まで調整された。

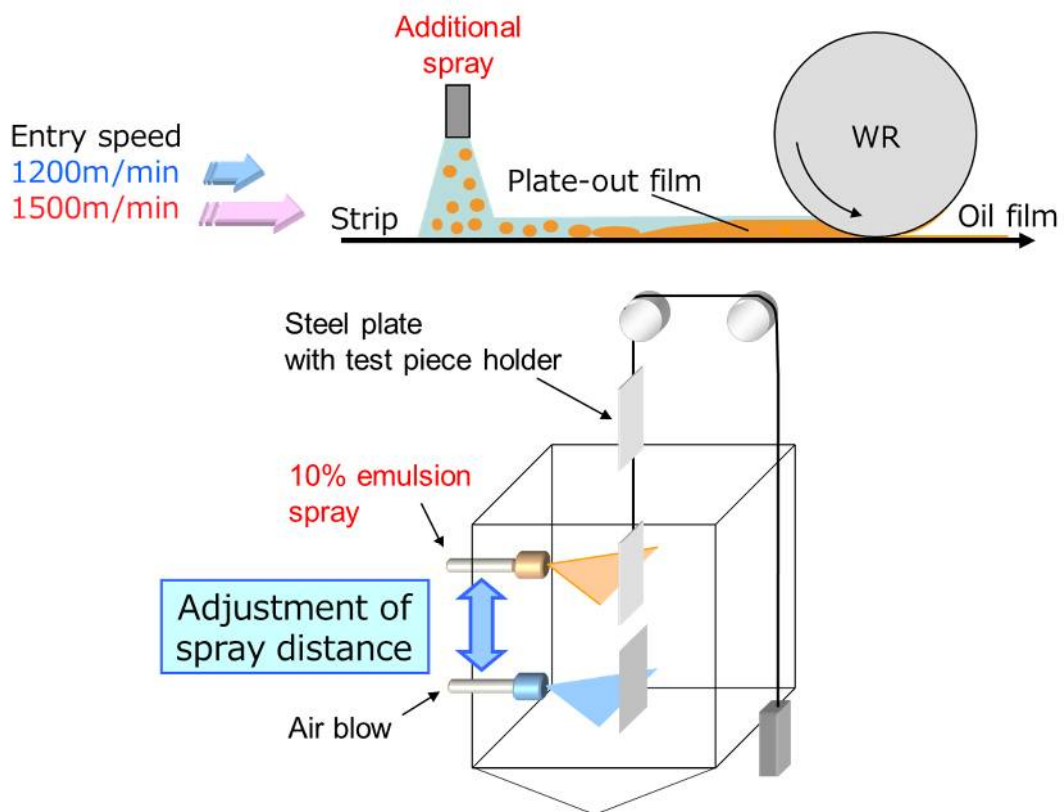


Fig.4-4 Evaluation method of time-dependent effect on plate-out oil film.

第三として、Fig.4-2(b)④に示すような、圧延上流側で形成されたプレートアウト油膜がロールバイト到達時に洗い流される過程を再現した。プレートアウト油膜を制御するために使用する別系統ヘッダーは、ロールバイト入口の離れた位置に設置することを前提としている。これは油膜形成時間を確保してプレートアウト油膜形成を促進させる狙いがある。しかし、Fig.4-2(b)に示すように、ロールバイトに供給されている循環クーラントによりプレートアウト油膜の洗流しの影響を受けることが想定される。評価試験機にてプレートアウト油膜の洗流しの影響を評価するためにFig.4-5に示すような試験を行った。まず一回目の試験として、濃度10.0%の高濃度エマルションを供給し、別系統ヘッダーからのエマルション供給に相当するプレートアウト油膜を形成させた。油膜形成時間は0.1sとした。その後、鋼板に油分が付着したままの状態再度鋼板を初期位置に引き上げ、落下試験を行った。二回目の落下では、循環エマルションに相当する濃度3.0%のエマルションを供給してロールバイトでの洗い流し挙動を再現した。

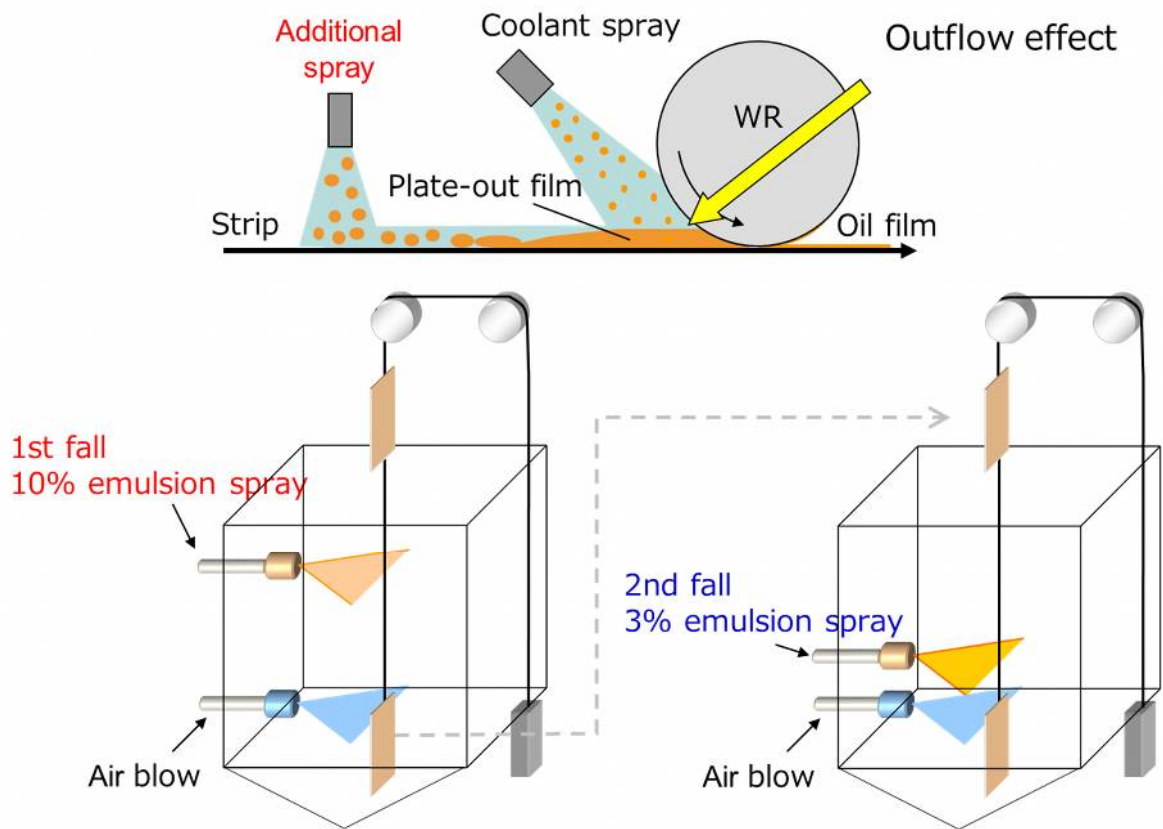


Fig.4-5 Evaluation method of outflow effect on plate-out oil film.

実験には Table 4-1 の圧延油を用い、エマルションの調製条件を変更することで、循環エマルション及び別系統スプレー用のエマルションを作製した。エマルションの調整は、水道水によって所定濃度に希釈した。エマルション粒径は、ホモミキサーの回転数調整により調製したものである。粒径分布は、スプレーノズルから噴射されるエマルションをビーカーで採取し、細孔電気抵抗法により測定した（ベックマンコールター製 Multisizer 3）。

Table 4-1 Composition of rolling oil used in the experiments

Base oil (%)	Refined vegetable oil; 70~75 Synthetic ester; 20~25
Emulsifier (%)	Nonionic surfactant; 1~2
EP additives (%)	1~5
Anti-oxidant (%)	1~5
Kinematic viscosity at 50°C (mm ² /s)	29.0
Pour point (°C)	5

実験に使用した鋼板は、普通鋼を使用し、表面の平均粗さは $0.2\mu\text{mRa}$ である。鋼板は、サンプルホルダーと共に、電気炉内で試験温度よりも 50°C ほど高い温度に加熱した後に試験機にセットされる。熱電対によって試験温度まで低下するタイミングで、鋼板を落下させる方法とした。試験温度は冷間タンデム圧延機での後段圧延スタンドを想定して 150°C に設定した。落下後のサンプルについては、表面にエマルションが付着していないことを確認して、重量法によって表面の付着油分量を測定した。プレートアウト量の測定は脱脂前後の鋼板の重量差から単位面積あたりの油膜重量を算出した。ただし、測定データのばらつきを考慮して、5枚のサンプルの平均値をプレートアウト量としている。

4.3.2 テストヘッダー設置による実機テスト

第二章で得られた高濃度かつ大粒径のエマルション圧延油を鋼板に均一供給するという思想に基づき、JFE 西日本製鉄所 No.2 タンデム圧延機に試験装置を設置した。模式図を Fig.4-6 に示す。

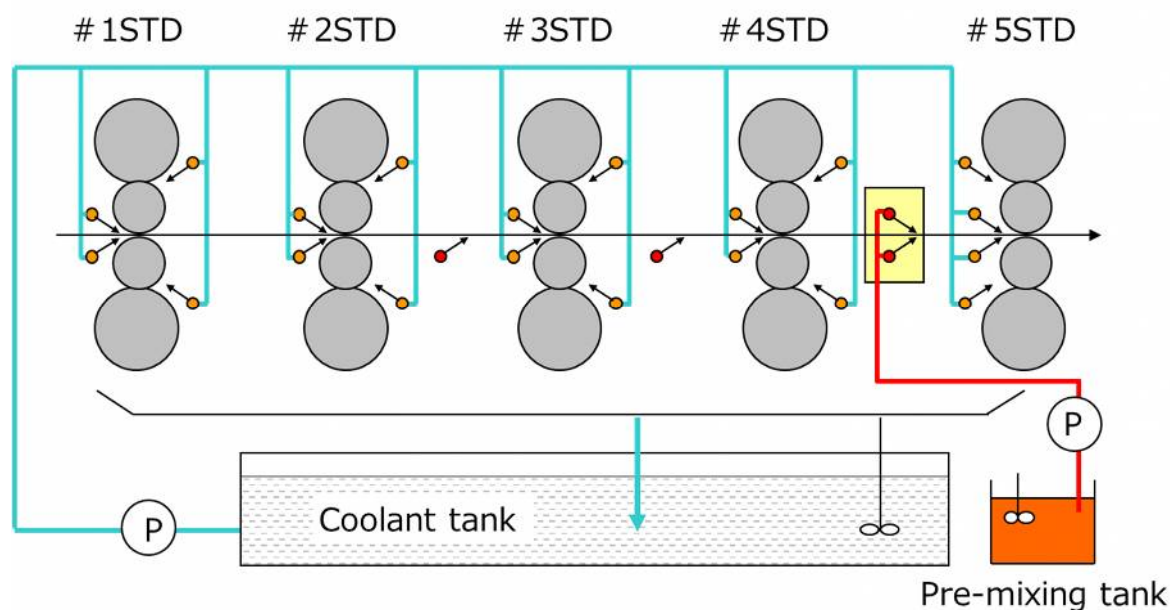


Fig.4-6 Schematic view of test header in tandem cold mill.

設置箇所は圧延速度が速く、かつ潤滑条件が厳しい最終圧延スタンドを想定し、転相時間(エマルジョンからプレートアウト油膜までの相変化に要する時間)を確保する観点から可能な限りロールバイトから離れた位置(最終圧延スタンドから上流 2.6m 位置)に設置した。高濃度かつ大粒径エマルジョンの作製にはアジテータ(攪拌機)による緩攪拌が可能な既存のプレミックスタンクを流用し、ヘッダーには均一供給性に優れる 2 流体ノズルを上下に適用した。実機試験の対象材には、硬質な缶用鋼板(T5CA)を用いた。記号”T5”は調質度(テンパーグレード)を示し、数字が大きいほど素材強度が高いことを示す。圧延スケジュールは初期板厚 1.8mm に対して 5 パスの連続冷間圧延により最終板厚 0.18mm まで仕上げる圧延とした。

実験手順として、まず通常操業状態で圧延速度を段階的に加速させ、比較データを採取した。続いて低速域まで減速し、高濃度エマルジョンのスプレー供給を開始した。その後、圧延速度を段階的に加速させ、別系統潤滑ヘッダー時のデータを採取し、比較データとの潤滑特性変化を調査した。

Table 4-2 に実機試験時のクーラント及び高濃度エマルジョンの性状を示す。別系統から供給されるエマルジョンの濃度は目標濃度 5%及び 10%でミキシングを行い、実績として 6.5%及び 12.4%のエマルジョンが得られた。2 流体ノズルから噴射されたエマルジョンの粒径分布を Fig.4-7 に示す。平均粒径は 15 μm 以上に調整されており、十分に大きなエマルジョン粒径であることを確認した。高濃度エマルジョン及びエアの流量制御は、バルブスタンド内に設けた流量調節弁にて調節した。

Table 4-2 Emulsion conditions in recirculation system and test header

	Recirculation system	Test header	
Oil concentration (%)	3.1	6.5	12.4
Average droplet size (μm)	8.6	16.3	18.9
Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	64.7	48.0	47.0
Flow quantity (L/min)	-	0~50	0~50
Air quantity of spray (Nm^3/h)	-	5~20	5~20

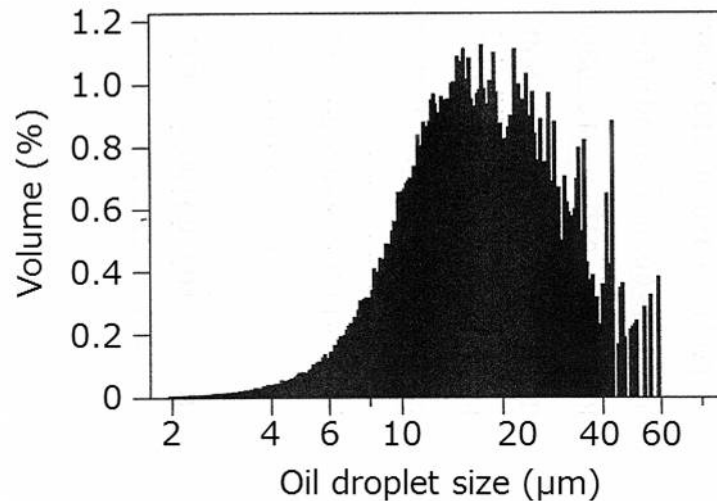


Fig.4-7 Oil droplet size distribution of emulsion supplied from test header.

4.4 実験結果

4.4.1 ロールバイト近傍でのプレートアウト

Fig.2(a)②に示したように、ロールバイトに供給される循環エマルジョンに伴うプレートアウト油膜形成を再現した。Fig.4-8 はロールバイトへのクーラントスプレーによるプレートアウト挙動を評価した結果である。Fig.4-8(a)において、横軸は鋼板表面への供給油分量であり、縦軸は脱脂前後の鋼板重量差より算出したプレートアウト量を示している。鋼板表面への供給油分量は第二章の式(2-1)で計算される。

図から、供給油分量の変化に伴うプレートアウト量の変化は少なく、むしろ供給油分の増加に伴って徐々にプレートアウト量が減少していることがわかる。通常の圧延油に含有される界面活性剤量は、循環中の鉄分の増加や、機械油の混入など外乱に対する安定性を確保するために、臨界ミセル濃度に対してかなり多くの界面活性剤を含有させている。そのため、エマルジョン状態で界面活性剤は油水界面に存在するだけでなく、水中／油中に遊離している状態にあると考えられる。このように遊離した界面活性剤は、鋼板上に形成されたプレートアウト油膜を洗い流す作用を生じさせると考えられる。

すなわち、供給油分量の増加に伴ってプレートアウト量は増加していくものの、同時に形成された油膜に対して水の供給量も増加するため、プレートアウトによる油膜形成と、水による洗い流し

効果との間に一定のバランスが生じる結果、プレートアウト量が飽和あるいは減少する傾向を示すものと考えられる。

一方、Fig.4-8(b)は縦軸を供給油量に対するプレートアウト量の付着効率として整理した結果である。実機タンDEM圧延機ではロールバイトに対して数千 L/min ものエマルジョンを供給しており、最終圧延スタンドの場合、図中の★プロットに位置する。ラボ実験では実機に相当するクーラント流量でのプレートアウト量を評価することはできないため、外挿により付着効率を算出した。また、その他のスタンドについても外挿部を回帰することで付着効率を算出した。

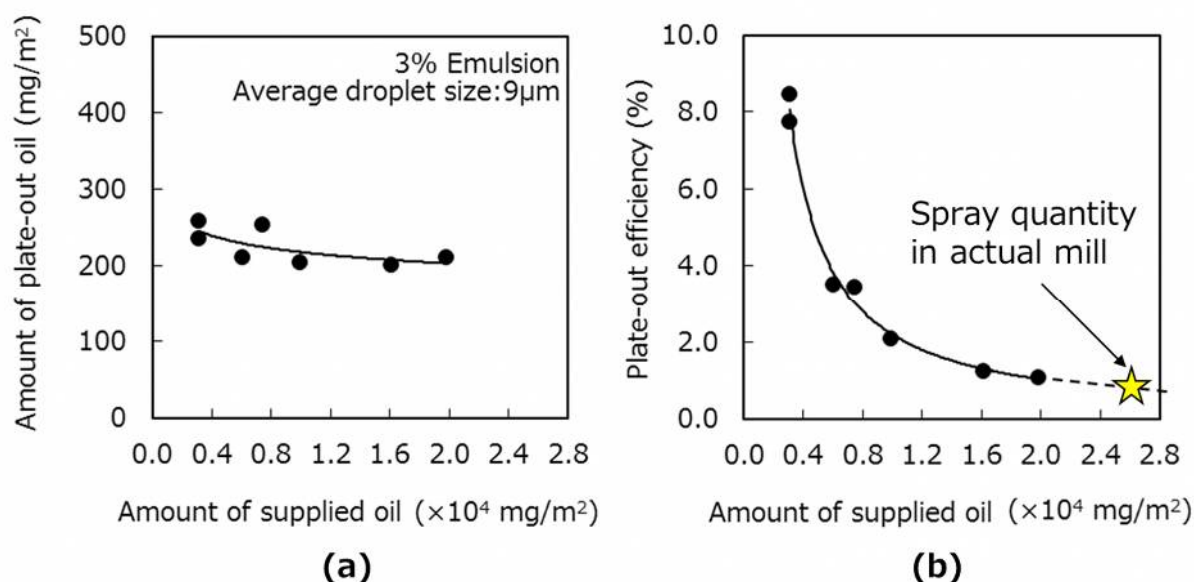


Fig.4-8 Influence of roll bite coolant on plate-out oil film.

(a) Amount of plate-out oil, (b) Plate-out efficiency

4.4.2 プレートアウト油膜形成の時間依存性

Fig.4-9 は油分付着効率に及ぼす油膜形成時間の影響を示したものである。縦軸は油膜形成時間が 0.1s の時を 100 とした際の相対値で表している。図からは油膜形成時間とプレートアウトの付着効率との間には一定の相関関係があることが認められた。また、その勾配は大きく、例えば、エマルジョンのスプレーノズルがロールバイトの位置から 1m 離れている場合に、鋼板の搬送速度を 8.3 から 10m/s まで増速したと仮定すると、プレートアウトの形成効率は 20%弱も低下することに

相当する。油膜厚モデルの構築に当たっては圧延速度の変化に伴う油膜形成時間の影響が考慮された。

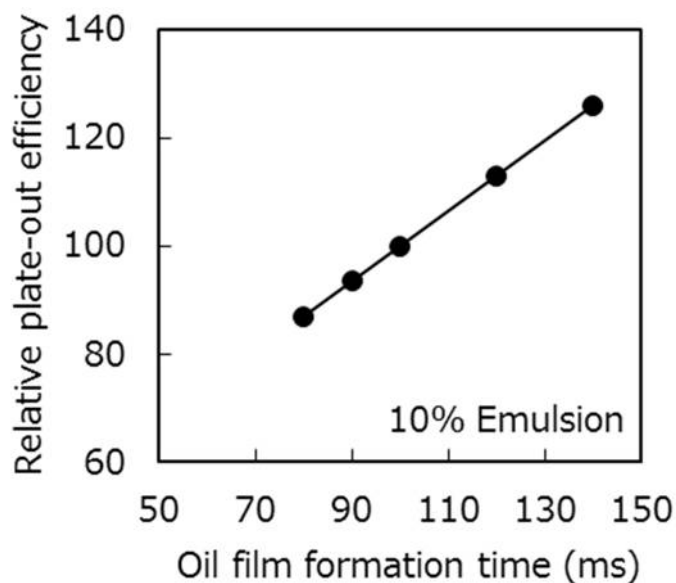


Fig.4-9 Influence of oil film formation time on plate-out oil film.

4.4.3 プレートアウト油膜の洗い流し効果

Fig.4-10 は上流側で形成されたプレートアウト油膜の洗い流し特性に及ぼす循環クーラントの影響を評価した結果である。図において、○プロットは高濃度エマルジョン供給によるプレートアウト油膜形成のみを行った場合、◇プロットはプレートアウト油膜形成を行った後に循環クーラントに相当する低濃度エマルジョンを供給した場合の結果を示している。図から、高濃度エマルジョンのみを噴射した場合と比べて、循環エマルジョンを噴射した場合はロールバイト入口でのプレートアウト油膜の付着効率が低下していることがわかる。

Fig.4-11 はプレートアウト油膜の洗い流し特性に及ぼすクーラント媒体の影響を評価した結果である。プレートアウト油膜形成を行った後に供給されるクーラントの濃度を循環給油系統に相当する 3%から 0%の水供給に変更して同様の実験を行った。図から、初期のプレートアウト油膜が 800mg/m²の場合は、3%クーラントを供給することでプレートアウト量が減少し、洗い流しの効果が認められた一方で、水単体を供給した場合はプレートアウト量が半分以下にまで減少することが

明らかとなった。また、初期のプレートアウト油膜が $120\text{mg}/\text{m}^2$ の場合には、水単体を供給した場合はプレートアウト油膜の洗い流しが認められたが、3%クーラントを供給した場合にはむしろプレートアウト量が増加する結果となった。このことは、冷間タンデム圧延機の前段圧延スタンドのような、上流側から持ち込まれる油分量が少ないような状況では鋼板油分の洗い流しを無視できる可能性が示唆される。しかしながら、本研究のように、プレートアウト油膜を積極的に制御しようとする場合には、循環クーラントによる油膜の洗い流し効果は決して無視できない変化であるため、鋼板付着油分量の推定に当たっては、循環エマルジョンを併用した場合の付着効率を供給油分量の関数として近似した。

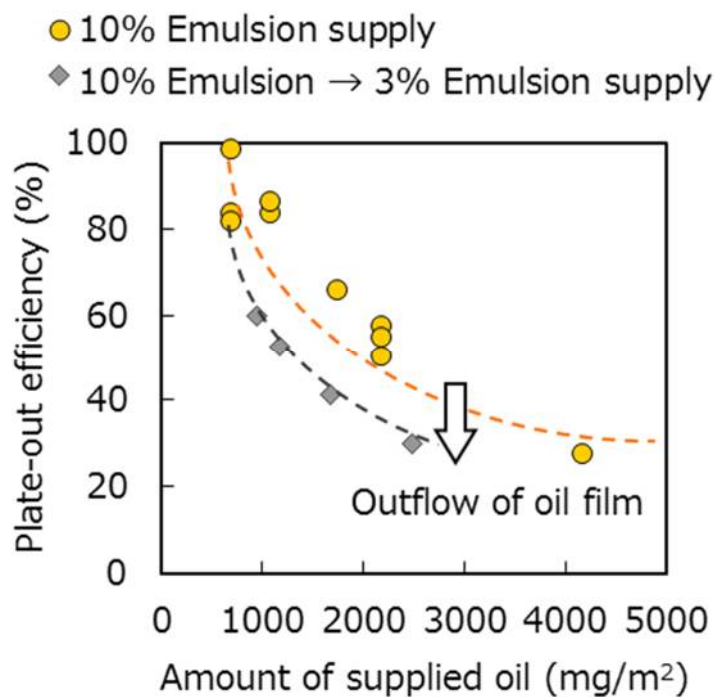


Fig.4-10 Influence of outflow effect on plate-out oil film.

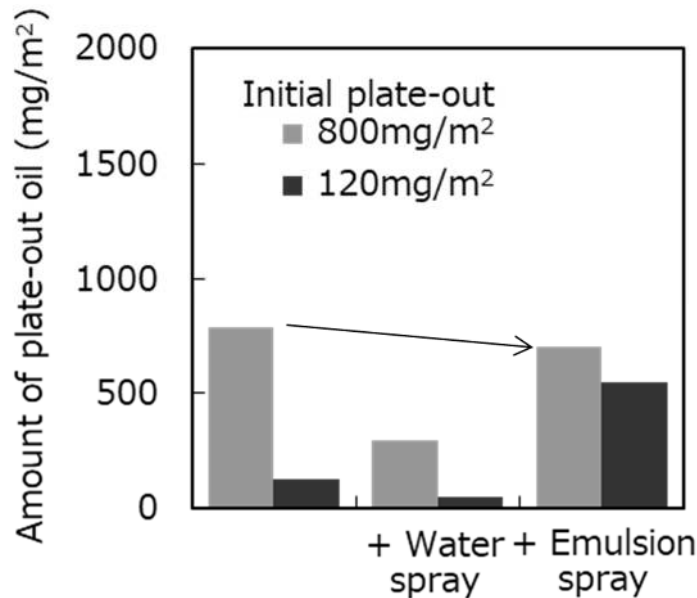


Fig.4-11 Influence of oil concentration on outflow effect of plate-out oil film.

4.4.4 実機冷間タンデム圧延機での検証結果

Fig.4-12 は最終圧延速度 1790m/min において高濃度エマルジョン(12.4%)のスプレー流量と最終圧延スタンド摩擦係数との関係を整理した結果である。摩擦係数は Table 4-3 に示す材料の変形抵抗、最終圧延スタンドでの圧延条件(荷重・張力・ワークロール径)、及び実測先進率から Bland & Ford 式^[177]により逆算を行い、高濃度エマルジョンを使用しない基準条件での摩擦係数を 1.0 とした。また、横軸は高濃度エマルジョンのスプレー流量を鋼板単位面積当りの供給油量に換算した値である。図からは、高濃度エマルジョンのスプレー流量の増加と共に、摩擦係数が低減していることがわかる。これは、高濃度エマルジョンの流量調整によって高速圧延域での摩擦係数を制御することが可能であることを示している。一方、スプレー流量 40 L/min 以上では摩擦係数の低下挙動が飽和する傾向がみられた。

ロールバイトに導入された油分は、鋼板とロールとの間に封入され、高面圧下で鋼板表面に斑状の凹部を形成する。このような凹部はオイルピットと呼ばれ、ロールバイトに導入された油膜厚の大小を表す指標となりうる。Fig.4-13 は最終圧延速度 1790m/min において通常圧延時と高濃度エマルジョン(12.4%)使用時における圧延後鋼板表面の光学顕微鏡写真を示す。写真上の黒い凹部がオイルピットに相当する凹部を示しており、写真の黒色斑の面積が大きいほど、圧延中での圧延油

封入量が多いことを指す。図からは、通常潤滑時と比較して、テストヘッダーからの高濃度エマルジョン供給を行った場合では鋼板上のオイルピット量は増加しており、ロールバイト内に潤滑油が多く導入されていることが伺える。また、テストヘッダーを使用した条件において、表裏面及び板幅方向にかけて大きな相違は見られなかった。これはすなわち、テストヘッダーのスプレー分布が表裏面及び板幅方向にかけて不均一とはなっていないことを示している。

Table 4-3 Data used in friction coefficient calculation

Width of strip (mm)	900
Deformation resistance (MPa)	$k_f = 800(\epsilon + 0.005)^{0.28}$
Entry thickness (mm)	0.260
Exit thickness (mm)	0.180
Rolling reduction (%)	30.0
Back tension (MPa)	14.0
Front tension (MPa)	9.50
WR radius (mm)	288

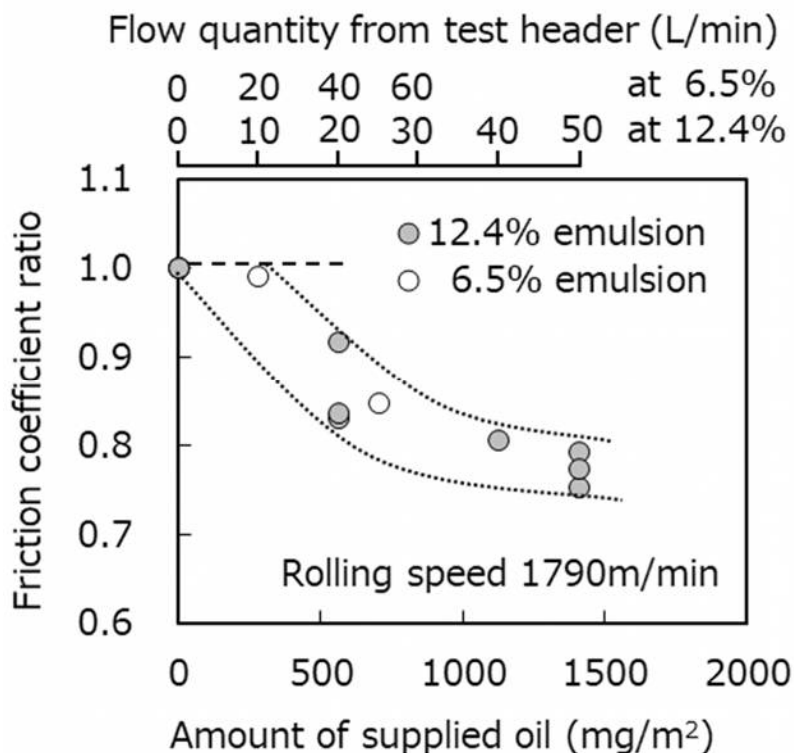


Fig.4-12 Relationship between amount of supplied oil and friction coefficient.













		Conventional (1790m/min)		+ Test header (12.4%, 50 L/min)	
		Front surface	Back surface	Front surface	Back surface
Strip width edge (Dr)					
Strip width center					
Strip width edge (Op)					

Fig.4-13 Micrographs on surface of cold rolled strips at each lubrication.

このようなオイルピット面積の大きさを定量的に比較するために、市販の画像処理ソフトによる画像2値化処理を行って各圧延条件におけるオイルピット面積率を算出した。なお、以下でのオイルピット面積率は、鋼板表裏面及び板幅方向3箇所(オペレーター側 Op, センター Ce, モーター側 Dr)の平均値として算出した値である。

Fig.4-14はこのようにして求めたオイルピット面積率と圧延速度の関係を示している。通常の循環給油系統のみの場合(図中○)では1000m/min以上の高速圧延域では速度の増加と共に、オイルピット面積率が低下しており、ロールバイトへの導入油分量が減少していることがわかる。テストヘッダーから6.5%の比較的濃度の高いエマルジョンを供給した場合(図中◆)では、オイルピットの面積率は通常条件と比較して増加しているものの、高速圧延域でオイルピットが減少する傾向は同一であった。一方、テストヘッダーから12.4%の高濃度エマルジョン(図中▲)を供給した場合には、圧延速度が増加しても高いオイルピット面積率を維持されている。これは、テストヘッダーから供給された高濃度エマルジョンが相転移を経てプレートアウト油膜を形成したことで、ロールバイトに導入される油分量が増加したためと考えられる。

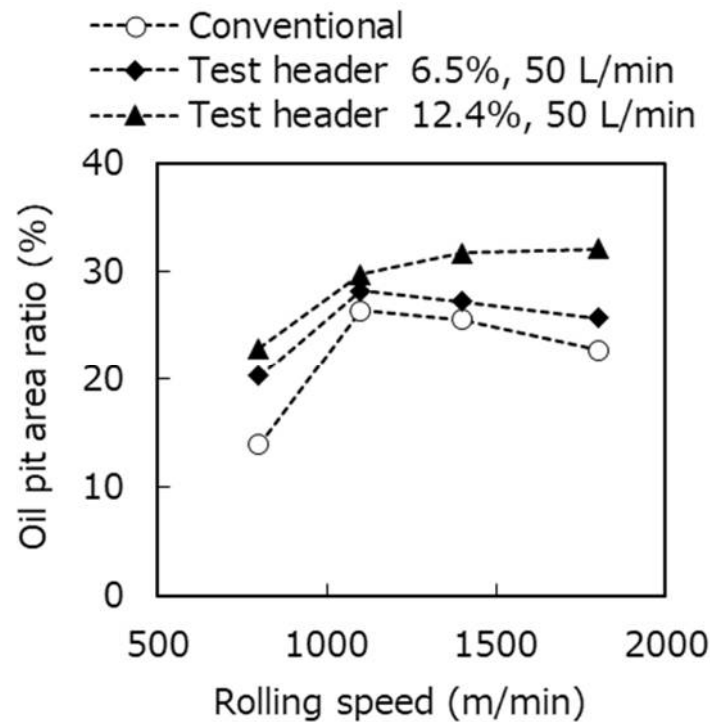


Fig.4-14 Influence of rolling speed on oil pit area ratio.

ところで、冷間圧延が混合潤滑状態であるならば、オイルピットの面積率が增大することによってロールバイト内の接触率 α が減少し、摩擦係数の低下に寄与される。しかしながら、実機のような冷間タンデム圧延機では、特定スタンドでのオイルピット面積率と摩擦係数との関係は一意には決まらないことに注意を払う必要がある。これは、Fig.4-14でのオイルピット面積率は、最終圧延スタンド入側における潤滑状態を変更することで変化しているものの、オイルピット自身は上流の#1~4圧延スタンドでも形成されており、例えば圧延速度や压下スケジュールが異なる場合には#1~4圧延スタンドで形成されるオイルピットの影響を受けるためである。

したがって、オイルピット面積率は同一速度レベルにおける潤滑性の良・不良を比較する指標とはなっても、圧延速度や板厚、鋼種が異なる場合の潤滑状態を比較するのは困難であり、高速化の可否を判断する上では直接的な指標としては使用できないと考えられる。

実機試験終了後の圧延コイルからサンプルを切り出し、鋼板付着油分量の測定を行った。付着油分量の測定は、コイルの幅方向9箇所から25mm×100mmのサンプルを採取して、表面炭素分析装置(LECO社製、RC-412)を用いて行った。鋼板裏面を脱脂した後、サンプルを測定管内にセットした。500℃×210sにて加熱した後、揮発した油分を更にアフターバーナーにて800℃まで加熱し、完全なCO₂に分解した。測定CO₂量(mg/cm²)と事前の検量線結果より油分付着量に換算した。なお、圧延コイルからのサンプル切り出しは冷間タンデム圧延機のコイラーで一度巻き取ったのち、リコイルラインで当該箇所を払い出して切り出しを行った。そのため、巻き取り時のコイル内の面圧及び板クラウンによる幅方向の面圧分布に対応して、鋼板幅方向での鋼板付着油分量は変化していると想定されるため、幅方向の平均値を代表的な鋼板付着油分量として取り扱った。

Fig.4-15にテストヘッダーより供給されたエマルジョンの油分量と最終圧延後の鋼板付着油分量との関係を示す。図からは圧延入側より供給されたエマルジョンの油分量の増加に伴って、鋼板付着油分量も増加していることがわかる。供給油分量が増加することで、ロールバイト入口でのプレートアウト油膜が増加する。よって、ロールバイト内に引き込まれる油膜厚も増加し、鋼板に付着する油分量が増加すると考えられる。

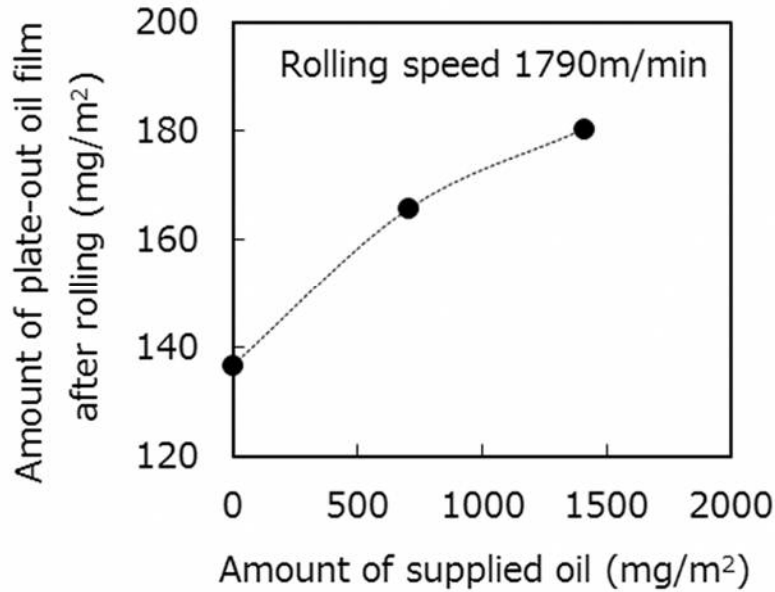


Fig.4-15 Relationship between amount of supplied oil and plate-out oil film after rolling.

4.5 プレートアウト油膜の予測モデル構築

ラボ実験結果及びエマルションの導入モデルを用いて圧延後の鋼板付着油分量の予測モデルを構築した。Fig.4-16は冷間タンデム圧延におけるロールバイト入口での油膜厚の構成を模式図で示したものである。ロールバイトへの導入油分量を算出するに当たり、ロールバイトに到達する初期油膜 h_2 の構成として式(4-1)のような4つの要因を設定した。

$$h_2 = h_{2T} + h_{2PS} + h_{2PR} + h_{2C} \quad (4-1)$$

ここで h_{2T} はロールバイトでのエマルション捕捉による油膜、 h_{2PS} は鋼板へのプレートアウトによる油膜、 h_{2PR} はロールへのプレートアウトによる油膜、 h_{2C} は前段圧延スタンドより持ち越される油膜である。エマルションのロールバイトへの導入モデルとして、Kimuraら^[90]はEHL(弾性流体潤滑)におけるロール隙間と油滴の平均粒径とが等しい位置で油粒子がある確率で捕捉される割合をトラップ率と定義している。また、小豆島ら^[126]によれば、ロールバイトでトラップされたエマルション粒子は、ロールバイトの入口の楔部で水が排除されながら濃度を増加させて、ニート油膜が形成される位置での油膜厚として求めており式(4-2)で表される。

$$h_{2T} = \frac{C_e}{100} \cdot a_{trap} \cdot d_e \quad (4-2)$$

ここで、 C_e はエマルジョン濃度、 a_{trap} はトラップ率、 d_e はエマルジョン粒径である。本研究では、トラップ率を 0.3 の一定値として取り扱った。

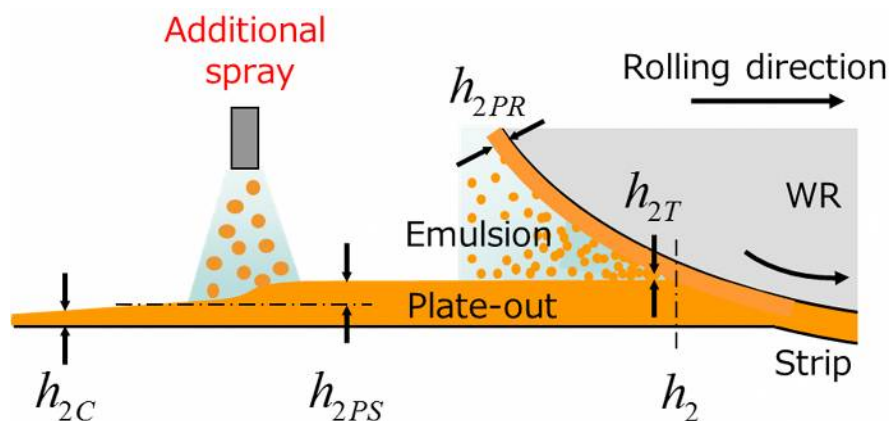


Fig.4-16 Oil film thickness at inlet of roll bite.

ロールバイト入口でのプレートアウト量の推定には、ラボ実験結果を用いた。ここで、プレートアウトによる油膜厚 h_{2PS} は、先述の供給油分量 P_s 及び供給油分量に対するプレートアウト量の比率で定義される付着効率 f を用いて、以下のように表される。

$$h_{2PS} = \frac{P_s \cdot f}{\rho} \quad (4-3)$$

ここで、 ρ は圧延油の密度である。

Fig.4-2 及び Fig.4-6 で示したように、第 1～4 圧延スタンドにおいてはロールバイトに循環系エマルジョンを供給する潤滑ヘッダーのみが配置され、一方、最終圧延スタンド入側には高濃度エマルジョンスプレーが配置されている。従って、それぞれの圧延スタンドにおけるプレートアウトによる油膜厚 h_{2PS} 及び h_{2PR} は以下のように表される。なお、循環エマルジョンによるロールへのプレートアウト油分は鋼板へのプレートアウト油分と同一とした。

$$\text{第 1～4 圧延スタンド} \quad h_{2PS} = h_{2PR} = \frac{P_1 \cdot f_1}{\rho} \quad (4-4)$$

$$\text{最終圧延スタンド} \quad h_{2PS} = \frac{P_2 \cdot f_2 \cdot f_3}{\rho} \quad h_{2PR} = \frac{P_1 \cdot f_1}{\rho} \quad (4-5)$$

ここで、 P_1 はロールバイトに供給される循環エマルジョンの供給油分量、 f_1 はロールバイトに供給

される循環エマルジョンによるプレートアウト効率であり、Fig.4-8 の結果から実機タンDEM圧延機での流量域における外挿値を式(4-6)のように回帰した。

$$f_1 = 55808 \cdot \omega_f^{-1.102} \quad (4-6)$$

P_2 は高濃度エマルジョンの供給油分量である。 f_2 は高濃度エマルジョンによるプレートアウト効率であり、Fig.4-10の結果を元に循環エマルジョンと干渉した場合の付着効率を式(4-7)のような供給油分の関数とした。

$$f_2 = 8523 \cdot \omega_f^{-0.721} \quad (4-7)$$

f_3 は、油膜形成時間の変化に伴うプレートアウト効率であり、Fig.4-9の結果を元に式(4-8)のような鋼板搬送速度の関数とした。

$$f_3 = 100 + 0.44 \cdot (t_{trans} - 100) \quad (4-8)$$

$$t_{trans} = \frac{D_H}{v_s} \quad (4-9)$$

ここで、 t_{trans} は油膜形成時間、 D_H はロールバイトとスプレーヘッダー間の距離、 v_s は鋼板搬送速度である。

ロールバイトに到達するまでに形成されたプレートアウト油膜とトラップによる油膜に対して、ロールバイトに導入される油膜厚は、入口くさび領域での流体挙動に支配されて、一部のみがロールバイト内に導入されていく。このような挙動については、第三章と同様に小豆島ら^[159]によって提案されたスターブ理論を適用した油膜厚モデルを用いた。

冷間タンDEM圧延において、鋼板及びワークロールは加工発熱や摩擦発熱の影響を受けて、後段圧延スタンドになるにつれて温度が上昇していく。しかしながら、ロールバイトには十分な量の循環エマルジョンが供給されており、圧延直前での鋼板及びロール温度は循環エマルジョンの温度に漸近していると考えられる。本モデルでは導入される油膜温度を鋼板温度とロール表面温度の平均として70°Cに設定した。入口油膜厚の解析に用いた圧延油のパラメータをTable 4-4に示す。圧延スケジュールはTable 4-5の値を用いた。なお、鋼板搬送速度の算出に必要な先進率はBland & Ford式^[177]より算出した。

Table 4-4 Data used in the inlet oil film calculation

Width of strip (mm)	815
Deformation resistance (MPa)	$k_f=690(\varepsilon+0.011)^{0.23}$
Distance between the adjacent stands (m)	4.5
Distance between the test header and the final stands (m)	2.6
Emulsion concentration (%)	3.0
Emulsion droplet size (μm)	9.0
Oil viscosity ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	0.040 (313K) 0.007 (373K)
Pressure coefficient α (GPa^{-1})	13.34
Temperature coefficient β ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	0.012

Table 4-5 Cold rolling conditions

Stand	#1std	#2std	#3std	#4std	#5std
Entry thickness (mm)	2.300	1.500	0.900	0.500	0.330
Exit thickness (mm)	1.500	0.900	0.500	0.330	0.230
Rolling reduction (%)	34.8	40.0	44.4	34.0	30.3
Back tension (MPa)	62	137	137	137	137
Front tension (MPa)	137	137	137	137	100
WR radius (mm)	270	270	270	270	270
Rolling speed (m/min)	276	460	828	1255	1800
Gap angle (degree)	2.8	2.4	1.8	1.0	0.7

Fig.4-17 に本モデルにおける鋼板付着油分量の計算フローを示す。ラボ結果より推定した油膜厚 h_2 を初期条件として、レイノルズ方程式によって入口油膜厚 h_1 が算出される。ここで、ロールバイトの入口油膜厚 h_1 は鋼板が塑性変形を開始する時点での潤滑油分量を表すものである。ロールバイト内では、塑性変形の進行と共に潤滑効果を発揮するが、板幅端部以外の領域では一旦ロールバイトに入った潤滑油は流出しないものと考えられる。そのため、ロールバイト出口での油膜厚は、圧下率分だけ鋼板の表面積が増加することを考慮して、式(4-10)のように計算した。

$$h = \frac{h_1}{(1-r)} \cdot (1-f_4) \quad (4-10)$$

ここで、 r は圧延スタンドでの圧下率、 f_4 は鋼板に付着した油分がロールバイト出口にてワークロールに持ち去られる割合である。鋼板とロールでの油分分配比については明らかではないものの、ここではワークロールに付着する油の比率を0.5とし、圧延速度や温度によらず一定であると仮定した。この数値の妥当性については、ラボ実験等により検証する必要があると考えられる。

以上、圧延スタンドでの鋼板付着油分量の挙動を多スタンドに渡って計算した。第1圧延スタンドから順次計算を行い、当該圧延スタンド出側の付着油分量が次圧延スタンドに持ち越されると仮定した。このようにして、最終圧延スタンド出側での鋼板付着油分量を予測した。

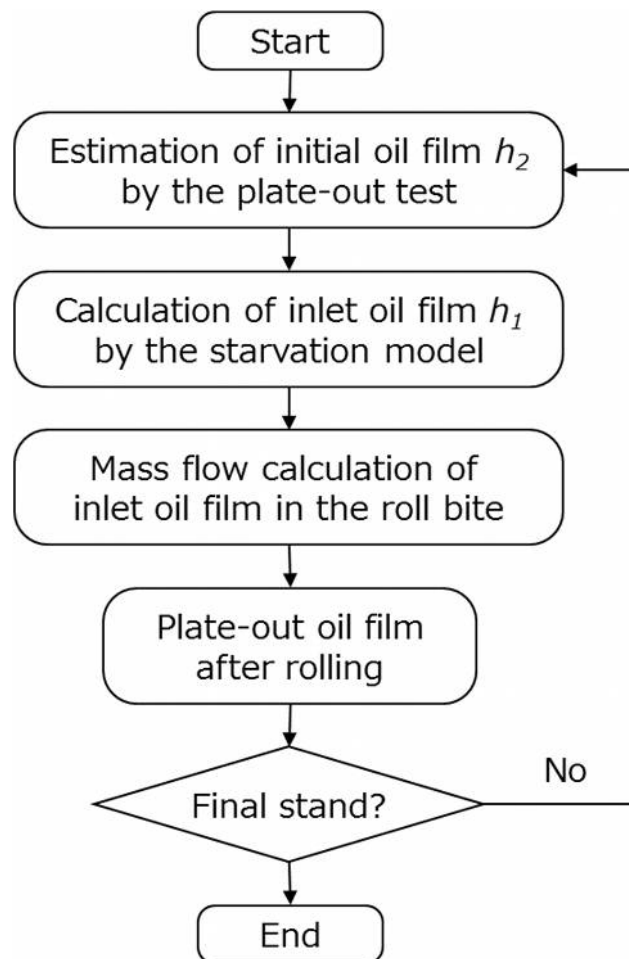


Fig.4-17 Flow chart of oil film thickness simulation.

Fig.4-18 は本モデルにて計算された各圧延スタンド入側での油膜の推移を示したものである。各圧延スタンド入側での初期油膜は前段圧延スタンドから持ち越される油膜の影響を受けるため、後段圧延スタンドほど油膜の絶対量が大きくなっている。また、ロールバイトではエマルションのトラップに基づいた動的転相によって形成される油膜 h_{2T} や前段圧延スタンドより持ち越される油膜 h_{2C} の影響代は少なく、ワークロール及び鋼板へのプレートアウト油膜 h_{2P} の方が支配的であることがわかる。

一方、Fig.4-18(b)に示すように、ロールバイト手前から高濃度のエマルションを供給した場合では最終圧延スタンド入側でのプレートアウト油膜が大幅に増えていることがわかる。それに付随して最終圧延スタンド出側での鋼板付着油分も増加している。

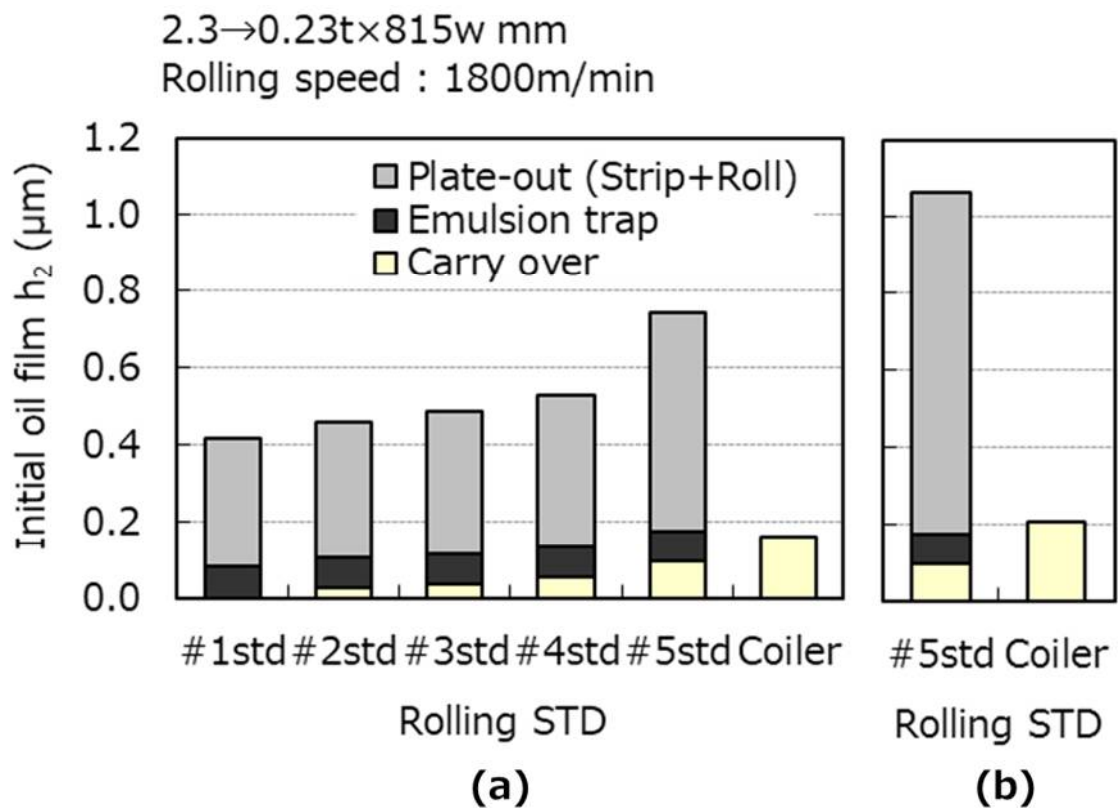


Fig.4-18 Simulation result of inlet oil film thickness in each rolling stand.

(a) Normal lubrication

(b) High lubricity emulsion supply (10%emulsion, 50 L/min.)

4.6 考察

ラボ実験に基づくプレートアウト量の推定、及びスターブ理論を適用した導入油膜モデルを組み合わせ、冷間タンデム圧延機に適用することで、圧延機内での鋼板付着油分量を推定する手法を導いた。ラボ実験ではプレートアウト油膜形成の時間依存性が考慮されると共に、ロールバイトクレーンによって鋼板にプレートアウトした油分が洗い流される挙動が回帰された。導入油膜モデルでは当該圧延スタンド入側で形成される油膜だけでなく、前段圧延スタンドにて持ち越された油膜も累積されるとして計算した。また、鋼板付着油分量の予測精度を検証するために、実際の冷間タンデム圧延機にテストヘッダーを設置した。テストヘッダーから供給されるエマルジョンの流量を調整することにより、硬質な薄鋼板の高速圧延域において潤滑状態を制御できることが確認された。本節では、潤滑制御を行うことによる圧延速度の高速化の可否についての考察を行う。

基本的には現行速度と同じ摩擦係数を増速時も維持できれば、安定圧延は可能であると考えられるが、摩擦係数の値自体は対象材が同一であっても張力バランスやロール粗さの要因などによって変動して、導入油分量の低下によって急激な上昇を示す場合もある。そのため、圧延速度に対する摩擦係数の変化から外挿によって、増速時の摩擦係数を推定するのは困難であると考えられる。

冷間圧延でのロールバイトは混合潤滑状態にあり、式(1-4)によれば、圧延速度の増加は導入油分量の減少による接触率の低下、界面の温度上昇による境界摩擦係数の変化や油の粘度変化による流体摩擦係数の変化などを通じて、摩擦係数を変動させるものと考えられる。また、接触率自体も、プレートアウト量、ロールバイト入口における温度やロールと鋼板との相対すべり速度の変化を通じて変化するものと考えられる。

なお、接触率はロールバイト内の導入油分量に対応するはずであり、増速時においてもロールバイトに導入される油膜厚を現行レベルに維持できれば、必要な潤滑性は得られると考えることができる。ただし、ロールバイト内へ導入される油膜厚を直接測定することはできないため、間接的ではあるが圧延後に鋼板に付着している油分量で、ロールバイト内の油膜厚を評価せざるを得ない。

以上のような考え方に基づいて、圧延後に鋼板に付着している油分量に着目し、圧延速度による鋼板付着油分量の変化を推定すると共に、増速時でも鋼板付着油分量を維持できるエマルジョン供給条件について整理を行う。

Fig.4-19 に冷間タンデム圧延後の鋼板付着油分と最終圧延スタンドでの摩擦係数の関係を示す。図から、鋼板付着油分のバラツキはあるものの、圧延速度によらず付着油分と摩擦係数の間には一定の相関関係があることがわかる。これは、異なる圧延速度条件であっても鋼板付着油分量を指標として潤滑状態の比較が可能であることを示唆している。従って、鋼板付着油分量を指標とすることで、冷間タンデム圧延機で増速した際の潤滑状態をある程度推測することができるものと考えられる。

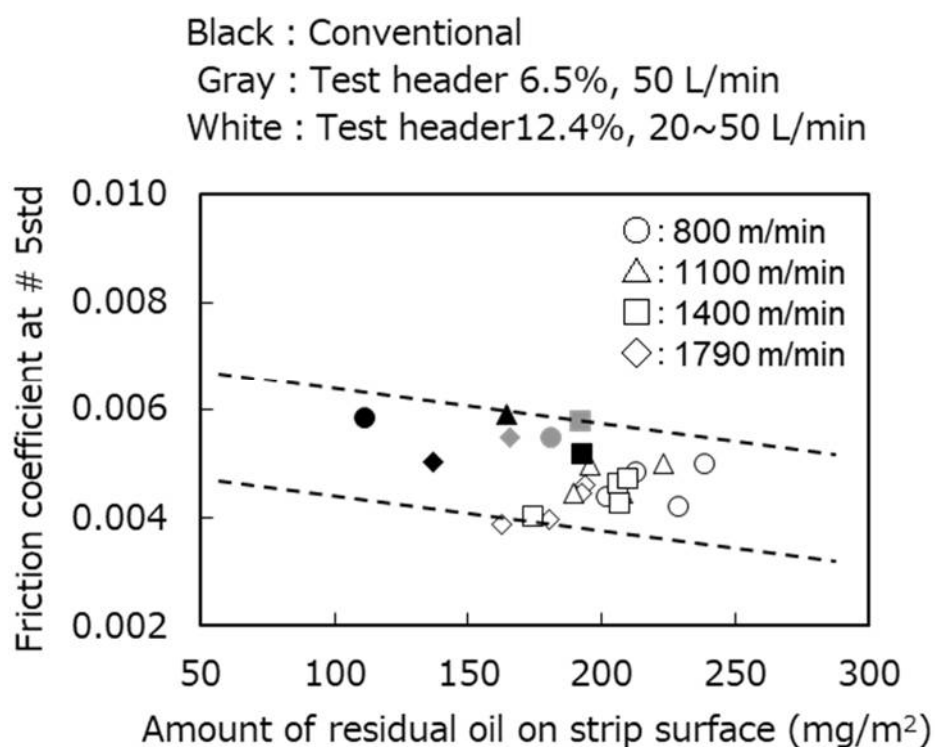


Fig.4-19 Relationship between residual oil film and friction coefficient.

Fig.4-20 はシミュレーションにより予測された鋼板付着油分に及ぼす圧延速度の影響を評価した結果である。図中の破線は計算結果であり、通常潤滑の場合に加え、最終圧延スタンド入側でプレートアウト制御のためのエマルジョン供給を行った場合を示している。いずれの速度域においても圧延系外からのエマルジョン供給により大幅な鋼板付着油分の増加が得られている事がわかる。また、圧延速度が高速になるにつれて鋼板付着油分は低下している。これは、鋼板搬送速度が速くなることで鋼板に供給されるエマルジョンのスプレー時間が減少し、プレートアウトが低下するた

めである。また、油膜形成時間が短縮されたことによるプレートアウトの形成不足も要因となる。

一方、図中のプロットは予測モデルと同様の設備を有した実機タンDEM圧延機で実測された鋼板付着油分量を表している。推定結果と実測された鋼板付着油分量を比較すると、通常操作時の低速圧延域では予測精度が低いものの、スターブ潤滑となる高速圧延域では比較的良好な一致を示していることがわかる。この計算モデルを用いることでエマルジョン圧延における鋼板付着油分量を定量的に求めることが可能であることが示唆される。

また、推定結果によれば、通常操作のまま高速圧延化すると、鋼板に供給されるエマルジョンのスプレー時間が減少することにより鋼板付着油分量が減少していく。一方、系外からのエマルジョン供給を併用すると、油膜形成時間やスプレー時間の減少の影響は受けるものの、大幅な鋼板付着油分量の増加が可能となっており、2000m/min 以上の圧延速度領域でも通常操作時以上の鋼板付着油分量を確保できると考えられる。これは、ロールバイト内において通常操作並の油膜が存在していることを示唆しており、系外からのエマルジョン供給を適用することによって、高速圧延時においても十分な潤滑性能を維持できるものと考えられる。

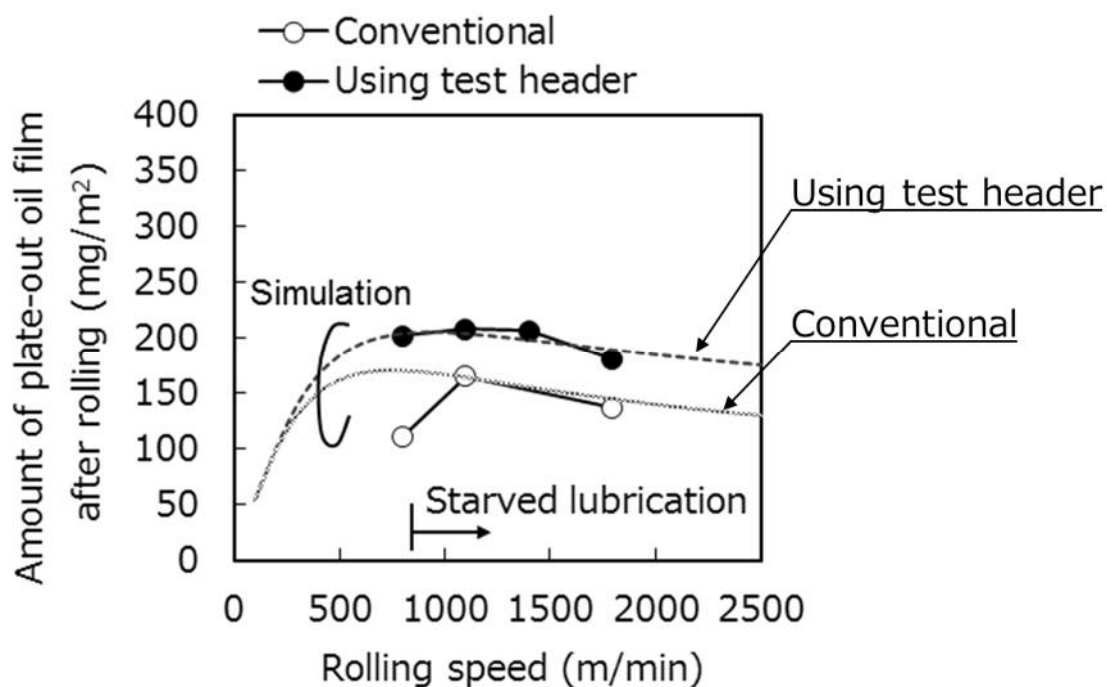


Fig.4-20 Comparison of plate-out oil film between simulation and measured data.

ところで、上述したように圧延速度が低い領域では本モデルの推定結果は実測値と比べ過大になっていると考えられる。これはラボ実験で設定した鋼板温度に関連するものと考えられる。ラボ実験では後段圧延スタンドでの鋼板温度を再現するため 150℃にて実験を行った。しかしながら、実機タンDEM圧延機において、圧延速度が低い場合は循環エマルジョンによるスプレー冷却が十分に行われていることからそれほど鋼板温度は高くないと推測される。一般的にプレートアウト特性は鋼板温度の影響を受ける^[86]とされ、鋼板温度が低い場合のプレートアウト特性は低い。従って、圧延速度が低い領域での再現性を改善するためには、鋼板温度の変化に伴うプレートアウトへの影響を考慮する必要があると考えられる。

本推定モデルを用いることで、高濃度エマルジョンの適用による高速圧延の安定化が実現し得ることが確認された。一方、高濃度エマルジョンを連続使用していくと鋼板に付着しないエマルジョンが循環エマルジョンタンクに回収され、循環システムのクーラント濃度が経時的に増加していくと予想される。そのため、原単位の低下によって所定のコスト低減効果が得られない場合や、高速圧延での作業時間に制約が生じる可能性がある。従って、高濃度エマルジョンを操業において定常的に使用するためには、以下のような条件を満たす必要がある。

循環給油方式の場合に、クーラントの循環中には、ヒューム・リーク・スカム・鋼板プレートアウト等による圧延油ロス分が定常的に生じており、これによって圧延油の原単位が決定される。高濃度エマルジョンによって供給する油分量がこの値以下であれば、圧延油をタンクに補給する代わりに、高濃度エマルジョンによって圧延油を補給することに相当し、高濃度エマルジョンを供給することによる操業上の制約が生じることはない。

また、最も潤滑条件の厳しい硬質な薄鋼板に対してのみ十分な高濃度エマルジョンの供給を行い、軟質材等では少量供給に留めることによっても平均的な圧延油の消費量を抑えることが可能である。更に、ワークロール組替えからの圧延長によっても摩擦係数が変化して、ロール組替え前の状態では摩擦係数が低下してくることから、高濃度エマルジョンをあまり供給しなくても潤滑性の確保は可能であると考えられる。

以上から、プロダクトミックスを考慮して、対象材に応じて適切な供給流量を設定すれば、圧延油原単位と同等程度の供給油分量によって安定的な高速化を達成することができると考えられる。

4.7 小括

ラボ実験に基づくプレートアウト量の推定、及びスターブ理論を適用した導入油膜モデルを組み合わせ、冷間タンデム圧延機に適用することで、最終圧延スタンド出側の鋼板付着油分量を推定する方法を開発した。また、推定された鋼板付着油分量の予測精度を検証するため、実機タンデム圧延機に試験装置を設置し、系外から供給されたエマルジョンと潤滑状態との関係性を評価した。得られた結果を以下に示す。

- ・ 実際の冷間タンデム圧延機にプレートアウトの高効率化に基づく追加ヘッダーを設けることで、潤滑条件が比較的厳しい硬質な薄鋼板の高速圧延(1800m/min)において摩擦係数を 20%以上低減できることを確認した。また、高濃度エマルジョンの供給量を変更することで摩擦係数が変化しており、潤滑状態に応じた適切な摩擦係数制御の可能性が示唆された。
- ・ 摩擦係数の低減効果は、鋼板表面のオイルピット面積率及び鋼板の付着油分量の増加からも確認でき、ロールバイト入口のプレートアウト量の増加によって、ロールバイト内への導入油分量が増加して、境界接触部の面積率を低下させることで摩擦係数の低下が生じていることが確認された。
- ・ 冷間圧延前後での鋼板付着油分量に対する影響因子を細分化し、ラボ実験による各影響因子の実験回帰式及び導入油膜解析から、実際の実機タンデム圧延機における高速圧延時の潤滑状態を推定できる予測モデルが構築された。
- ・ シミュレーションより推定された最終圧延スタンド出側での鋼板付着油分量はスターブ潤滑となる高速圧延域では実測値と比較的良好な一致を示していることが明らかとなった。本モデルを用いることで、圧延速度に対する鋼板付着油分量の変化が予測できると共に、さらに圧延速度を増加させた場合の潤滑状態を推定することが可能となった。

第五章 高速圧延域におけるプレートアウト油膜の動的制御

5.1 本章の目的

本章は、循環給油方式の冷間タンデム圧延機の高速度化に対して阻害因子となるチャタリング現象に関連して、高速圧延時に振動を不安定化させる要因について物理モデルを用いた検討を行い、高速圧延時のチャタリングを抑制するための摩擦係数の考え方及びプレートアウト油膜制御による摩擦係数コントロールに向けた指針を得ようとするものである。

序論で述べたように、チャタリングは板厚変動を伴う圧延機の自励振動に起因した不安定現象であり、特に硬質な薄鋼板の圧延時に発生しやすい。特に大型の冷間タンデム圧延機においては周波数が150～250Hzのロール系の縦振動に起因して発生する自励振動とされている。一般に、チャタリングは高速化に伴って発生リスクが増大し、板厚変動が増加するため、作業上は圧延速度を落として対応せざるを得ない。このような板厚変動に対し、Yangら^[55]はチャタリング時の板厚変動を抑制する新たなロールギャップ制御手法を提案している。また、Primetals Technologies^[178]やSMS^[179]といった製鉄機械メーカーもチャタリングを抑制するための機構として、チャタリングが発生する周波数と逆位相の振動を外部から付与することで振動を相殺するアプリケーションを開発している。

チャタリング現象については、従来から潤滑条件と何らかの関係があることは作業上の経験から認識されていたものの、その発生メカニズムについては必ずしも明らかになってはいない。最近では、Niroomandら^[59]が弾性波伝播理論に基づいたチャタリングの評価を行っている。また、Heidari^[58]らは圧延機振動に及ぼす潤滑油の物性値の影響を評価しているものの、潤滑というロールバイトの界面における現象と圧延機全体の振動挙動とがどのように関連付けができるものかは明らかにはなっていない。プレートアウト油膜制御を活用した循環給油方式の冷間タンデム圧延機の安定高速圧延に対して、阻害因子となるチャタリング現象について物理モデルに基づく振動安定性評価^[180]及び動的シミュレーションを用いた検証^[181]を行うとともに、プレートアウト油膜制御による摩擦係数制御の考え方について述べる。

5.2 本章のアプローチ

実機冷間タンデム圧延機においては、例えば Fig.5-1^[37]に示すようなチャタリング発生条件が知られており、圧延最終板厚が薄くて材料の変形抵抗が高く、かつ高速圧延となる後段圧延スタンドでは摩擦係数が大きすぎても、小さすぎてもチャタリングが発生することは経験的に知られている。

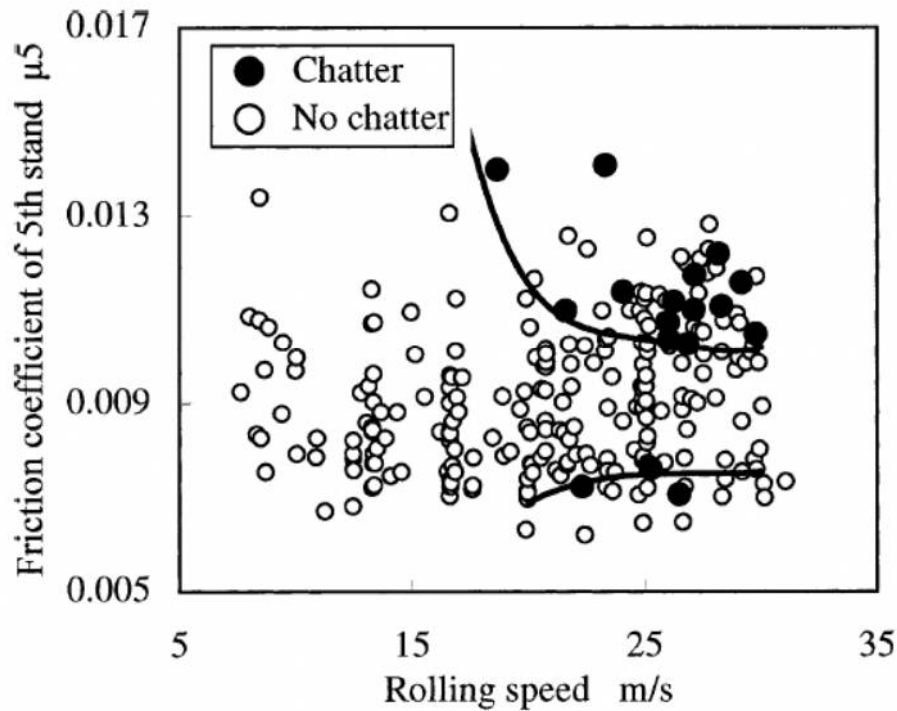


Fig.5-1 Friction coefficient at which chatter occurred in a production tandem mill^[37].

本技術における「潤滑制御」を実現する狙いの一つは、圧延速度や被圧延材、ロール表面粗さの変化など、種々の操業条件によって変化する摩擦係数について、Fig.5-1で示したチャタリングの危険領域に入らないように積極的な制御を行うことである。通常の循環給油方式において潤滑状態を変更しようとする場合、圧延油の補給により循環系全体の濃度を変更する方法や、複数のエマルジョンタンクを切り替える方式が用いられてきたが、いずれもコイルや圧延速度ごとに潤滑状態を柔軟に変更することができない。このように、循環給油方式を基礎とする冷間タンデム圧延機の場合には、潤滑状態を積極的に制御する手段が存在しなかったため、チャタリングの危険領域を避けることができない場合も多く、試行錯誤により安定領域に入るための操業条件を経験的に探す他なかった。これに対して、高速圧延において冷間タンデム圧延機の後段圧延スタンドの摩擦係数につ

いて積極的な制御を実現することで、チャタリングを防止して安定した高速圧延が可能とするための具体的な手段を以降に述べる。

ところで、冷間タンデム圧延機では、いかに高い歩留でトラブルのない圧延を実現するかという観点で、制御分野において様々な技術が開発され実用化されてきた。例えば、コイル内の板厚変動を時々刻々と制御する板厚制御では、圧延荷重の変動を検知して圧延機変形(ミルストレッチ)の変化分を压下位置制御で補償するゲージメータ AGC や、圧延機後面の板厚計で板厚を実測し、これを压下位置制御に返すモニターAGC が実用化されている。また、圧延機モータの速度制御系を介してロール周速を操作することでスタンド間の張力を一定にコントロールする張力制御も行われている。いずれもその特徴は材料の塑性加工特性が線形あるいは非線形の数式モデルで表現され、油圧系をはじめとした機械系の動特性や張力発生機構の動特性が微分方程式や伝達関数で記述されることにある。

しかしながら、本研究のようなプレートアウト油膜の制御に関し、エマルションといった液体を積極的に冷間圧延の制御アクチュエータとして使用した例は極めて少ない。Fig.5-2 にプレートアウト油膜制御による潤滑状態制御についてのコンセプト図を示す。具体的には、収集された圧延実績からリアルタイムで摩擦係数を逆算し、当該圧延スタンドでの摩擦係数が一定範囲となるように圧延入側でのエマルション供給流量をフィードバック制御するというものである。

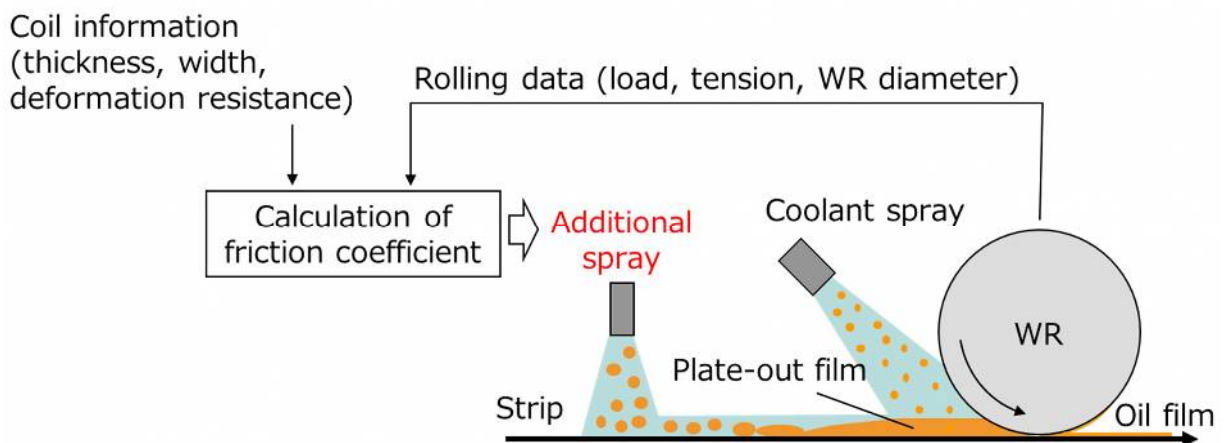


Fig.5-2 Schematic illustration of dynamic lubrication control concept.

本章では、実際の冷間タンデム圧延機に則したチャタリング解析を基に、複数列の圧延スタンドにおける摩擦係数制御の考え方を導くとともに、Fig.5-2 に示すような制御コンセプトが実際の冷間タンデム圧延機に合致するかについて動的シミュレーションによる検証を行った。

5.3 自励振動モデルによる振動安定化評価

冷間タンデム圧延機は複数の圧延スタンドが相互に影響を及ぼし合う複雑な系であることから、チャタリングが発生しやすい圧延スタンドの潤滑状態のみを制御してもチャタリングを完全に抑制することができないことが十分に想定される。本章では、Kimura ら^[37]によって導かれた 2 スタンド自励振動モデルによってチャタリングに及ぼす前後圧延スタンドの潤滑状態の影響を評価した。隣り合う圧延スタンドのロールに微小な周期的変位を強制的に与えることによって生じるスタンド間張力および圧延荷重の変動から自励振動に対する安定性が評価される。詳細な安定性評価パラメータの導出方法は 5.6 節の Appendix にて説明される。計算には Table5-1 に示すパラメータを用い、冷間タンデム圧延機における最終 2 スタンドの圧延条件を想定した。

Table 5-1 Data used in stability index calculation

Stand	#1std	#2std
Entry thickness (mm)	0.400	0.250
Exit thickness (mm)	0.250	0.200
Back tension (MPa)	144	140
Front tension (MPa)	140	115
WR radius (mm)	275	280
Friction coefficient (-)	0.020	0.008-0.024
Deformation resistance (MPa)	830	870
Exit speed of strip (m/s)	22.2, 26.7	30.0, 33.3

Fig.5-3 に冷間タンデム圧延機の後段圧延スタンドを想定した 2 スタンド連続圧延による計算結果を示す。Fig.5-3(a)は第 2 圧延スタンド通過後の出側鋼板速度が 1800m/min、Fig.5-3(b)は 2000m/min の場合を示している。図からは、第 2 圧延スタンドの摩擦係数と共に前後圧延スタン

ドの振動安定性が変化すること、および第 2 圧延スタンドの摩擦係数が小さい場合には第 2 圧延スタンドの値(D2)が低下し、第 2 圧延スタンドの摩擦係数が大きい場合に第 1 圧延スタンドの値(D1)が低下していることがわかる。また、圧延速度が増加すると D1、D2 が共に低下し、第 2 圧延スタンドの摩擦係数が大きい場合でも小さい場合でもパラメータ D の値が負に近づき、どちらかの圧延スタンドが振動に対して不安定になることがわかる。

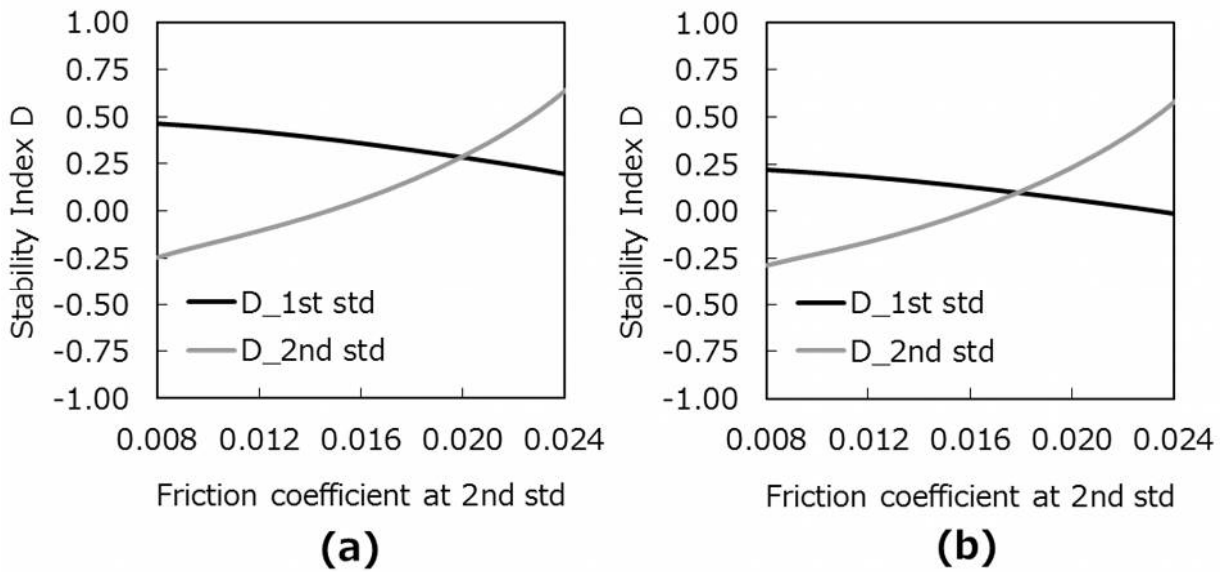


Fig.5-3 Relationship of stability index and friction coefficient at 2nd stand.

Exit speed of strip is (a) 1800m/min, (b) 2000m/min

Fig.5-4 は振動安定性に及ぼす前後圧延スタンドでの潤滑状態のバランスを整理した結果である。ここで、第 1 圧延スタンドの摩擦係数は 0.020 とし、出側鋼板速度は 2000m/min とした。また、横軸は最終 2 スタンドにおける潤滑状態のバランス指標として前後圧延スタンドでの摩擦係数の差とした。図からは最終 2 スタンドの摩擦係数差がある一定範囲となったところで、2 スタンド全体での振動安定性が極大をとることがわかる。

以上の結果から、圧延速度が増加すると振動の安定性が低下するため、安定的に高速圧延を実現するためには後段圧延スタンドの摩擦係数を一定の範囲に制御することが重要になると考えられる。また、Fig.5-3 及び Fig.5-4 からは全体として系が最も安定となる後段圧延スタンドの摩擦係数

は、圧延速度や前段圧延スタンドの潤滑状態によっても変化する可能性があると考えられる。したがって、冷間タンデム圧延機を高速化しつつチャタリングを防止するためには、圧延速度が高速になる後段圧延スタンドにおいて摩擦係数を適正な範囲に逐次制御する技術が重要になる。

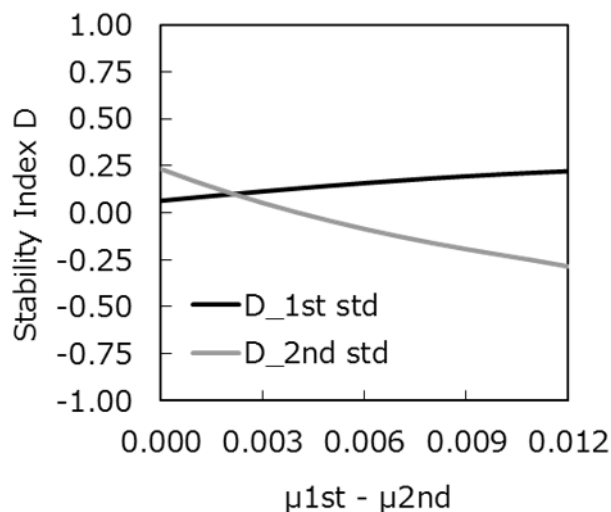


Fig.5-4 Relationship of stability index and friction coefficient balance.

Friction coefficient at 1st stand: 0.020

Exit speed of strip: 2000m/min

5.4 摩擦係数のダイナミック制御化検討

5.4.1 ダイナミックシミュレータの開発

前節の結果から、冷間タンデム圧延機において後段 2 スタンドの摩擦係数のバランスを適切範囲に保つことで振動に対する安定性が向上し、高速圧延域でのチャタリングを抑制できる可能性が示唆された。そこで、ハイブリッド潤滑への新たな制御機構として、Fig.5-5 に示すようなダイナミックに供給流量を変更して摩擦係数制御を行う手段を検証した。具体的には、収集された圧延荷重やスタンド間張力、ワークロール径といった圧延実績からリアルタイムで摩擦係数を逆算し、後段 2 スタンドにおける摩擦係数のバランスが一定範囲内となるようにハイブリッド潤滑での供給流量をフィードバック制御するというものである。

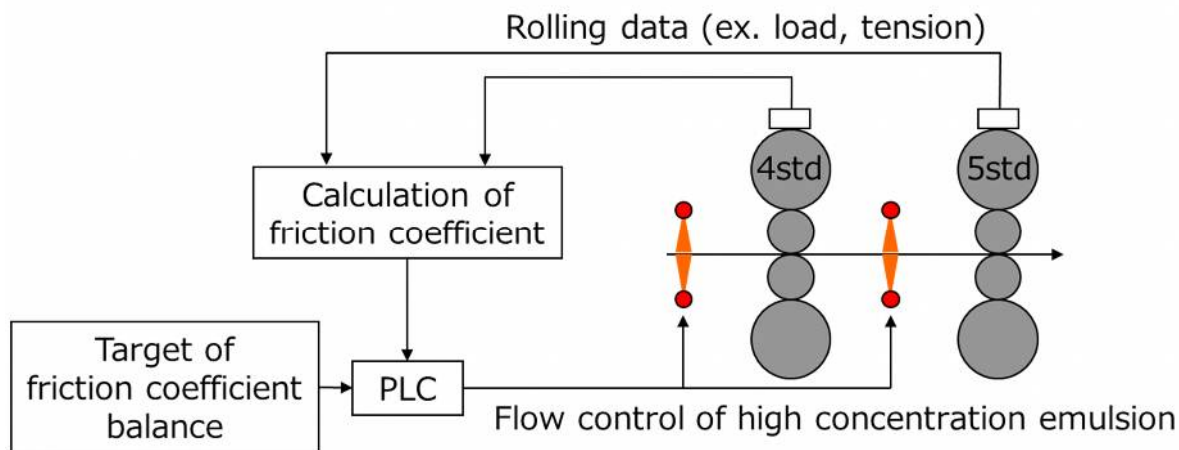


Fig.5-5 Schematic illustration of lubrication control actuator.

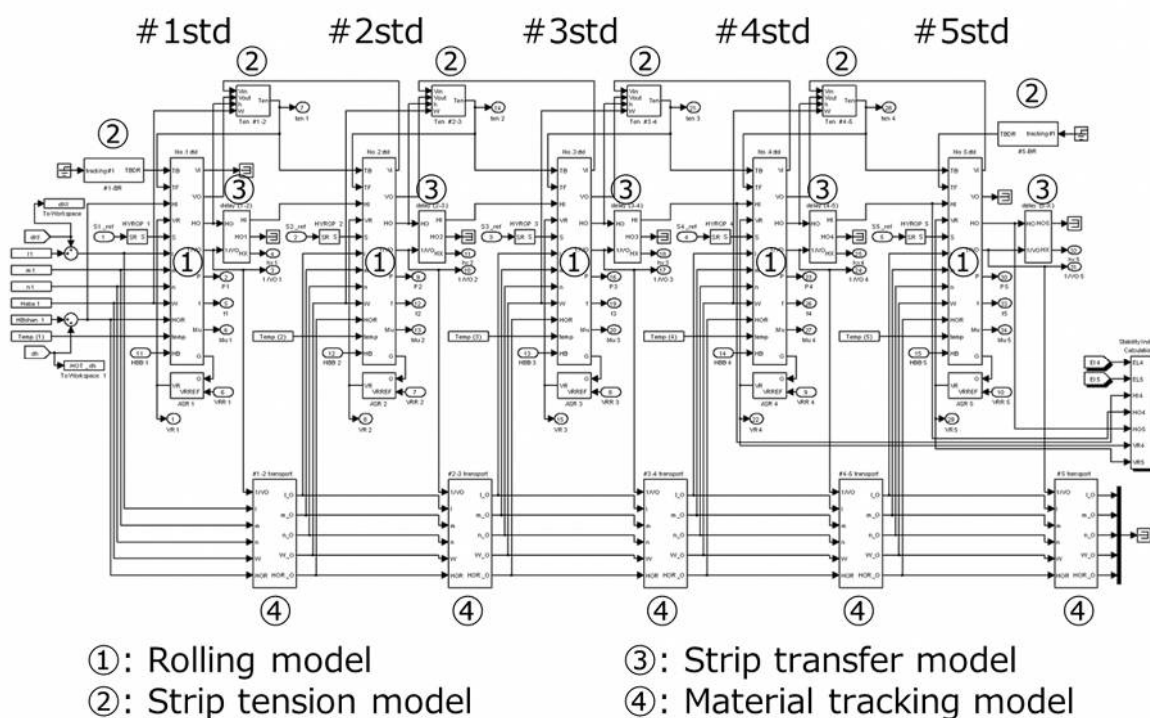


Fig.5-6 Block diagram of 5-stand tandem cold rolling.

冷間タンデム圧延機での圧延は、複数の圧延スタンドが相互に影響を及ぼし合う複雑な系における特徴的な現象であり、その本質は総合特性解析によっではじめて明確に把握することができる。摩擦係数の動的制御についての有効性を検証するためにシミュレーションによる解析を行った。解析には MATLAB/Simulink®を用いた。Fig.5-6 に 5 スタンド連続圧延シミュレータの

ブロック線図を示す。連続圧延モデルでは、単スタンドでの圧延モデル(図中①)に加え、材料張力モデル(図中②)、材料速度の伝達モデル(図中③)及びコイル長手方向での材料情報のトラッキングモデル(図中④)が考慮されており Fig.1-7 に示したような連続圧延状態をシミュレーション可能となっている。この他に圧下制御系として油圧圧下装置、速度制御系として ASR(Automatic Speed Regulator)、張力制御系として TLC(Tension Limit Control)が設けられている。本モデルではこれらの制御系に加えて、ハイブリッド潤滑のフィードバック制御による摩擦係数変化の影響を考慮できるようにしている。また、本モデルでは板厚制御に関連する AGC(Automatic Gauge Control)も考慮可能となっているが、今回のシミュレーションでは純粋な潤滑状態のみの動特性を評価するため、板厚制御は考慮しなかった。

以下、個別の圧延/制御モデルについての説明を述べる。

圧延荷重モデル : Hill の圧下力関数式^[182]に志田の張力補正項^[183]を付与したモデル

$$P_R = wkK_t \sqrt{R'(H_{in} - H_{out})} Q_p \quad (5-1)$$

$$K_t = \left(1 - \frac{\sigma_b}{k}\right) \left(1.05 + 0.1 \frac{1 - \sigma_f/k}{1 - \sigma_b/k} - 0.15 \frac{1 - \sigma_b/k}{1 - \sigma_f/k}\right) \quad (5-2)$$

$$R' = R \left(1 + \frac{16(1 - \nu^2)}{E\pi} \frac{P_R}{w(H_{in} - H_{out})}\right) \quad (5-3)$$

$$Q_p = 1.08 + 1.79r\mu \sqrt{\frac{R'}{H_{in}}} - 1.02r \quad (5-4)$$

ここで、 w : 板幅[mm]、 k : 平均変形抵抗[MPa]、 K_t : 張力補正項、 R : WR 径[mm]、

H_{in} : 入側板厚[mm]、 H_{out} : 出側板厚[mm]、 R' : 扁平 WR 半径[mm]、 Q_p : 圧下力関数、

σ_f : 前方張力[MPa]、 σ_b : 後方張力[MPa]、 E : 鋼板ヤング率(=210GPa)

ν : ポアソン比(=0.3)、 r : 圧下率[-]、 μ : 摩擦係数[-]

先進率モデル：Bland & Ford の式^[177]に弾性回復補正量を加えたモデル

$$f = f_p - f_e \quad (5-5)$$

$$f_p = \tan^2 \left(\frac{1}{2} \arctan \left(\sqrt{\frac{r}{1-r}} \right) - \frac{1}{4\mu} \log \left(\frac{H_{in}}{H_{out}} \frac{1-\sigma_f/K_f}{1-\sigma_b/K_b} \right) \sqrt{\frac{H_{out}}{R'}} \right) \quad (5-6)$$

$$f_e = \frac{1-\nu^2}{E} (k_f - \sigma_f) \quad (5-7)$$

ここで、 f_p ：Bland & Ford の式、 f_e ：弾性回復補正量、 K_f ：入側変形抵抗[MPa]、
 K_b ：出側変形抵抗[MPa]

板厚モデル：ゲージメーター式

$$H_{out} = S_0 + \frac{P_R}{M_0} \quad (5-8)$$

ここで、 S_0 ：ロールギャップ[mm]、 M_0 ：ミル定数[kgf/mm]

張力モデル：スタンド間の長手の板厚、板幅を考慮した厳密モデル^[184]

$$T = \frac{E}{\int_0^L \frac{dx}{h(x)w(x)}} \int (v_{out} - v_{in}) dt \quad (5-9)$$

ここで、 $h(x)$ ：スタンド間における位置 x における板厚[mm]、

$w(x)$ ：スタンド間における位置 x における板幅[mm]、 t ：時間[s]、

v_{in} ：スタンド間に流入する鋼板速度[mm/s]、 v_{out} ：スタンド間から流出する鋼板速度[mm/s]

伝達遅れモデル：

$$H_{in,i+1}(s) = H_{out,i} \exp\left(-\frac{L}{v_{out,i} s}\right) \quad (5-10)$$

ここで、 L ：スタンド間距離[m]、 s ：ラプラス作用素

圧延モデルは Simulink の S-function で記述され、計算ステップ時間毎にニュートン法を用いて収束計算させることで非線形圧延現象を解いている。压下・速度応答性についてはパラメータ(ゲイン・時定数)の最適化によって実機タンDEM圧延機と同じ応答性となるように調整された。また、最終 2 スタンドにおいては、前節で評価した安定性評価パラメータ D を算出することで、同時に自励振動に対する安定性も評価した。

Fig.5-7 は系外から供給されるエマルジョン流量のフィードバック制御を表すブロック線図である。実際の制御においては、最終 2 スタンドの圧延荷重・鋼板張力実績をリアルタイムで収集し、压下率・ワークロール径・材料変形抵抗等の値を用いて摩擦係数が逆算される。最終 2 スタンドの摩擦係数差があるデッドバンドを超えた時に、その差分をフィードバック制御ゲインとして持たせている。計算された制御量はハイブリッド潤滑の供給流量と合算され指令として伝達される。また、最終圧延スタンドでは目標摩擦係数を保つように流量が制御される。

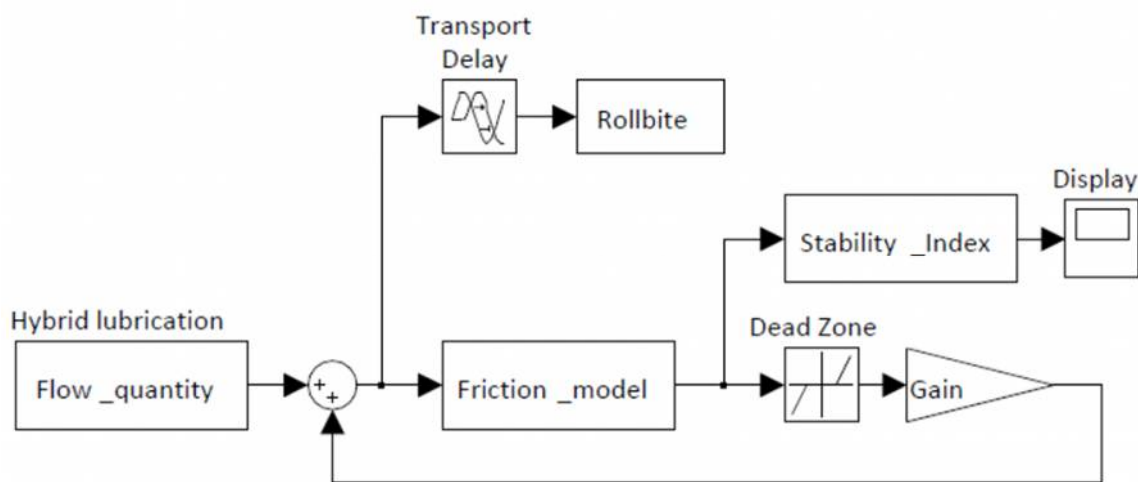


Fig.5-7 Block diagram of feed back control system in hybrid lubrication.

ところで、本潤滑制御の技術思想はロールバイトから離れた位置より高濃度で大粒径のエマルジョンを均一に供給することで油膜が鋼板にプレートアウトする時間を確保するというものであり、エマルジョンが供給されるヘッダーはロールバイトから数 m 程度手前に設置されている。また、エマルジョンの流量制御が供給配管内の電磁弁によって調整されることを考慮すると、エマルシヨ

ンの流量指令が伝達されてから、目的の流量がヘッダーに供給され、ロールバイトまで到達するにはある程度の時間遅れが発生する。

第四章で実施された冷間タンデム圧延機にテストヘッダーを設置したケースにおいて、エマルション供給流量を調整した時の応答性を評価した結果を Fig.5-8 に示す。実操業において、上図は最終圧延スタンドの圧延荷重、下図は系外から供給されるエマルション流量の制御指令であり、採取時の圧延速度は 1500m/min であった。エマルション流量の変更指令が出た後、数秒遅れて最終圧延スタンドの圧延荷重が変化していることがわかる。今回のシミュレーションでは圧延速度に依存したプレートアウト油膜形成の時間遅れを伝達関数として取り入れた。

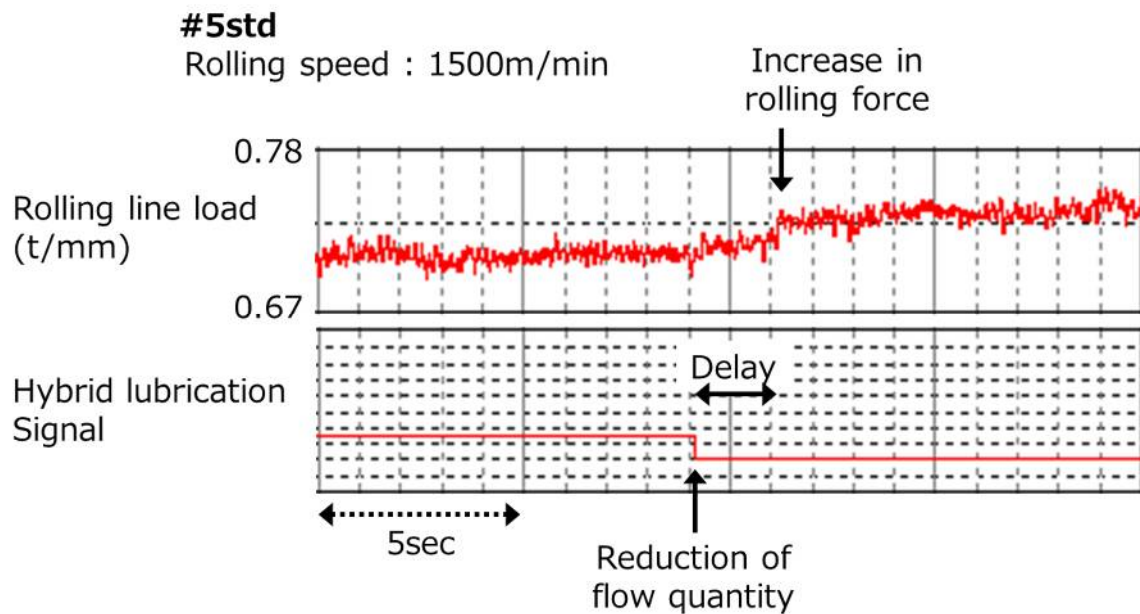


Fig.5-8 Delay of rolling force response in hybrid lubrication system.

5.4.2 摩擦係数モデル

前節のダイナミックシミュレーションでは、系外から供給されるエマルションの流量変動を圧延挙動に反映させるための摩擦係数モデルが必要となる。本節では、シミュレーションでの収束性を考慮し、プレートアウト油膜に特化したシンプルな摩擦係数モデルについて述べる。ロールバイト界面での摩擦挙動は混合潤滑状態であると仮定し、その摩擦係数は式(1-4)で表すこととする。式(1-4)中の接触率 α は、ロールバイト中の合成粗さがガウス分布に従うと仮定すれば式(5-11)で表せることが知られている^[185]。一方、ロール粗さと鋼板粗さによって表現される合成粗さは、ロールバイト中では鋼板のみが塑性変形することから、鋼板粗さによる寄与が小さい^[186]と仮定して式(5-12)のように定義した。また、ロール粗さは圧延量に応じて粗さが減少するように回帰式で定義された。

$$\alpha = \exp(-1.794 \cdot h_1 / R_{\alpha}) \quad (5-11)$$

$$R_{\alpha} = \sqrt{\{H_{Ra} \cdot (1 - r_{total})\}^2 + (R_1 \cdot \exp(R_2 \cdot WR_{ton}))^2} \quad (5-12)$$

ここで、 H_{Ra} は初期鋼板粗さ(≒2.0 μmRa)、 r_{total} は当該圧延スタンドまでのトータル圧下率、 WR_{ton} はワークロールが交換されてからの圧延量[t]、 R_1 及び R_2 は圧延長に対するWR摩耗係数である。

一方、初期油膜厚 h_2 は第五章で導かれたプレートアウト油膜の予測モデルに基づいて決定され、ロールバイトでのエマルションのトラップ効果及びプレートアウト効果が考慮された。入口油膜厚 h_1 の計算に関しては、動的シミュレーション内で収束計算を省く観点から、レイノルズ方程式においてロールバイト入口近傍での圧延油の温度を一定とした式(5-13)を用いた^[187]。

$$h_1 = \left[\{1 + h_2 \cdot B\} - \sqrt{\{1 + h_2 \cdot B\}^2 - 1} \right] \cdot h_2 \quad (5-13)$$

$$B = \frac{(e^{\delta} - e^{(-\alpha_1 \sigma_0 + \delta)}) \cdot Ld}{\alpha_0 \cdot 6\eta_0 (U_1 + U_2) R'} \quad (5-14)$$

$$\delta = \beta_0 (T_m - T_0)$$

ここで、 U_1 ：材料速度[m/min]、 U_2 ：ワークロール速度[m/min]、 σ_0 ：材料降伏応力[MPa]、

Ld ：接触弧長[mm]、 R' ：扁平ワークロール半径[mm]、 T_m ：クーラント温度[°C]、

T_0 ：周囲温度(=40°C)、 η_0 ：常温・常圧での粘度[Pa·s]、

α_0 ：圧力粘度係数[1/GPa]、 β_0 ：温度粘度係数[1/°C]、

Fig.5-9 は上記摩擦係数モデルによって計算された最終圧延スタンドでの摩擦係数を示す。Fig.5-9(a)はコイルを 50t 圧延した後のワークロール、Fig.5-9(b)はコイルを 200t 圧延した後のワークロールを使用した場合を示している。計算に用いたパラメータは Table5-2 の値を用いた。Table5-2 において、境界潤滑部の摩擦係数 μ_b 及び流体潤滑部の摩擦係数 μ_L は Bland & Ford の式^[177]を用いて実際の操業実績から逆算された摩擦係数から重回帰により決定された。また、圧延長に対するワークロール摩耗係数である R_1 及び R_2 については実際のワークロールの摩耗実績から回帰によって決定された。Fig.5-10 に最終圧延スタンドでのワークロールの摩耗曲線を示すが、圧延量の増加と共に緩やかな粗さの低下が生じる。このようなワークロールの粗さ低下はスリップを誘発させるため、一般的な冷間タンデム圧延機における最終圧延スタンドのワークロールは数百 t 毎に交換される。その他圧延条件は Table5-1 の値を利用した。図からは、圧延速度の上昇に伴ってロールバイトに導入される油膜の引き込みが増加するため、摩擦係数の低下が起こっていることがわかる。

Table 5-2 Data used in friction coefficient calculation

Emulsion concentration of coolant (%)	3.0
Emulsion droplet size (μm)	9.0
Emulsion concentration of hybrid lubrication (%)	10.0
Spray quantity of hybrid lubrication (L/min)	20.0
Oil viscosity (Pa·s)	0.040 (at 313K) 0.007 (at 373K)
Pressure coefficient α_0 (1/GPa)	13.34
Temperature coefficient β_0 (1/K)	0.012
Boundary friction coefficient (-)	0.080
Hydrodynamic friction coefficient (-)	0.005
Amount of rolling by work roll (t)	200
Work roll wear constant R_1 (-)	0.20
Work roll wear constant R_2 (-)	-0.0035

一般的に、圧延速度が速い領域ではフラッド潤滑からスターブ潤滑への遷移に伴ってロールバイトに導入される油膜の引き込みが徐々に減少し、潤滑不足に伴う摩擦係数の上昇が見られることが

知られているが、圧延速度が速い最終圧延スタンドではそれらの現象が再現されている。一方、系外からのエマルジョン供給を適用した場合には、高速圧延域での鋼板油膜の減少が補填されるため、摩擦係数の上昇が抑制されていることがわかる。また、Fig.5-9(a)(b)を比較すると、ワークロールによる圧延量が増えることで摩擦係数が減少していることがわかる。これは圧延に伴いロールの粗度が減少し、ロールバイトでの接触率が低下するためである。このように、本摩擦係数モデルを使用することで種々の圧延条件における潤滑状態を概ね再現できると考えられる。

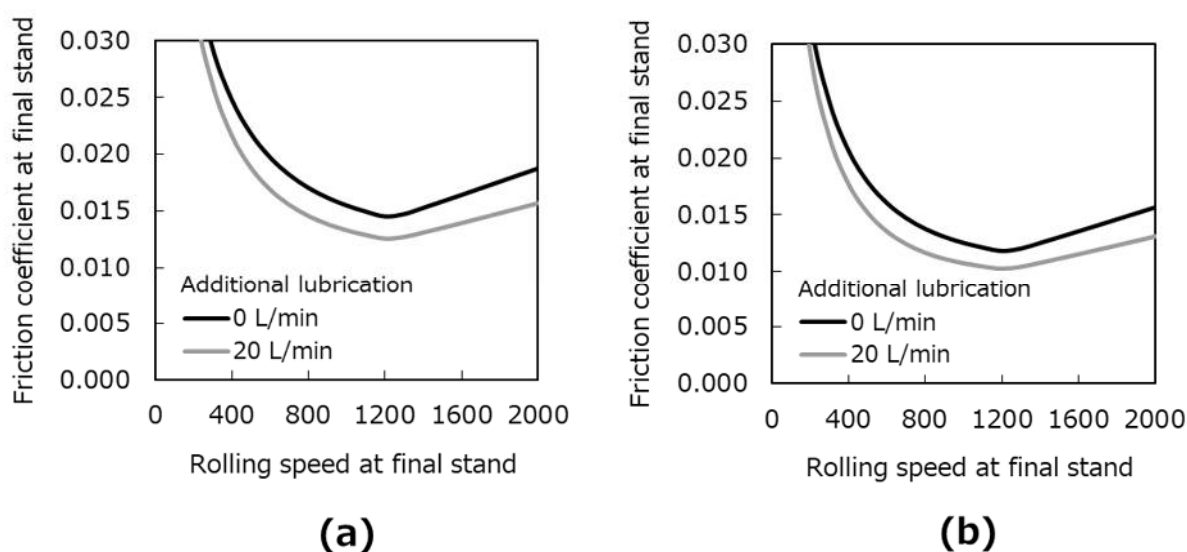


Fig.5-9 Calculation results of friction coefficient at final stand.

Amount of rolling by work roll is (a) 50 t, (b) 200t.

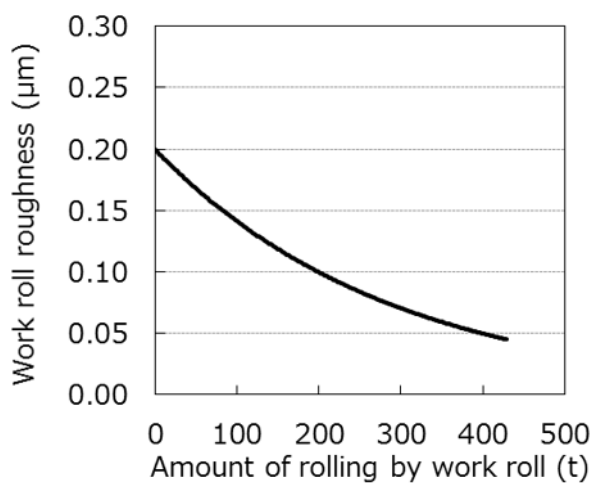


Fig.5-10 Wear curve of work roll at final stand.

5.4.3 解析結果

前節のシミュレーションを用いて、系外から供給されるエマルジョン流量のフィードバック制御による摩擦係数制御の可能性及び他の動特性に及ぼす影響を評価した。Table5-3 に動的シミュレーションに使用したパラメータを示す。Table5-3(a)は冷間タンデム圧延機での圧延スケジュール、Table5-3(b)はフィードバック制御に関わるパラメータを示している。摩擦係数の計算には Table5-2 の値を用いた。対象鋼種はチャタリングの発生しやすい薄鋼板(最終板厚 0.18mm)とした。Fig.5-11 に圧延速度パターンを示す。シミュレーションの開始圧延速度を 1500m/min とし、その後 2000m/min まで加速した後、定常圧延を行った。系外からのエマルジョン供給はシミュレーション開始時に指令を開始し、最終圧延スタンドの摩擦係数を目標に近づけつつ、後段圧延スタンドの摩擦係数がバランスするように供給量のフィードバック制御を行った。なお、制御外乱として初期板厚に±30μm、初期変形抵抗に±4MPa の偏差を与えた。

Table 5-3 Data used in dynamic rolling simulation

(a)

Stand	#1std	#2std	#3std	#4std	#5std
Entry thickness (mm)	1.800	1.200	0.750	0.400	0.260
Exit thickness (mm)	1.200	0.750	0.400	0.260	0.180
Back tension (MPa)	60	140	140	140	140
Front tension (MPa)	140	140	140	140	100
WR radius (mm)	275	275	275	275	290
Amount of rolling by work roll (t)	500	500	200	200	20

(b)

Gain for feed back control	3000
Maximum flow quantity of hybrid lubrication in each stand (L/min)	50
Dead band of friction coefficient balance	0.001-0.003
Target friction coefficient in final stand	0.018

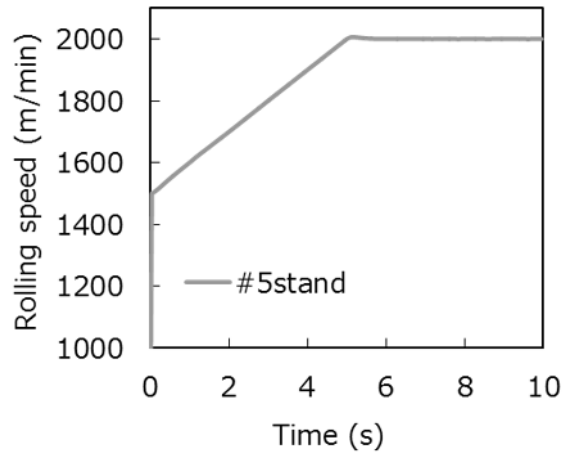


Fig.5-11 Rolling speed pattern used in dynamic simulation.

Fig.5-12 は系外から供給されるエマルジョン流量のフィードバック制御を行ったシミュレーション結果である。Fig.5-12(a)は最終 2 スタンドにおける摩擦係数、Fig.5-12(b)は最終 2 スタンドにおける摩擦係数の差(バランス)、Fig.5-12(c)は系外から供給されたエマルジョンの流量、Fig.5-12(d)は安定性評価パラメータの計算結果を示している。図から、圧延の加速部においては、外乱及び速度変更に対して摩擦係数が変動することで安定性評価パラメータ D が減少し、振動に対して不安定化していることがわかる。一方、定常圧延に入ってから、系外から供給されるエマルジョン流量のフィードバック制御によって最終 2 スタンドにおける摩擦係数の差が一定範囲に制御され、安定性評価パラメータ D はいずれのスタンドも正の値を維持できていることがわかる。従って、圧延入側でのプレートアウト現象を積極的に活用した摩擦係数のダイナミック制御は、数秒程度の早い応答時間で高速圧延域での摩擦係数をコントロールすることが可能であり、圧延条件がダイナミックに変化しても、圧延機の振動安定性を維持する条件を実現できると考えられる。

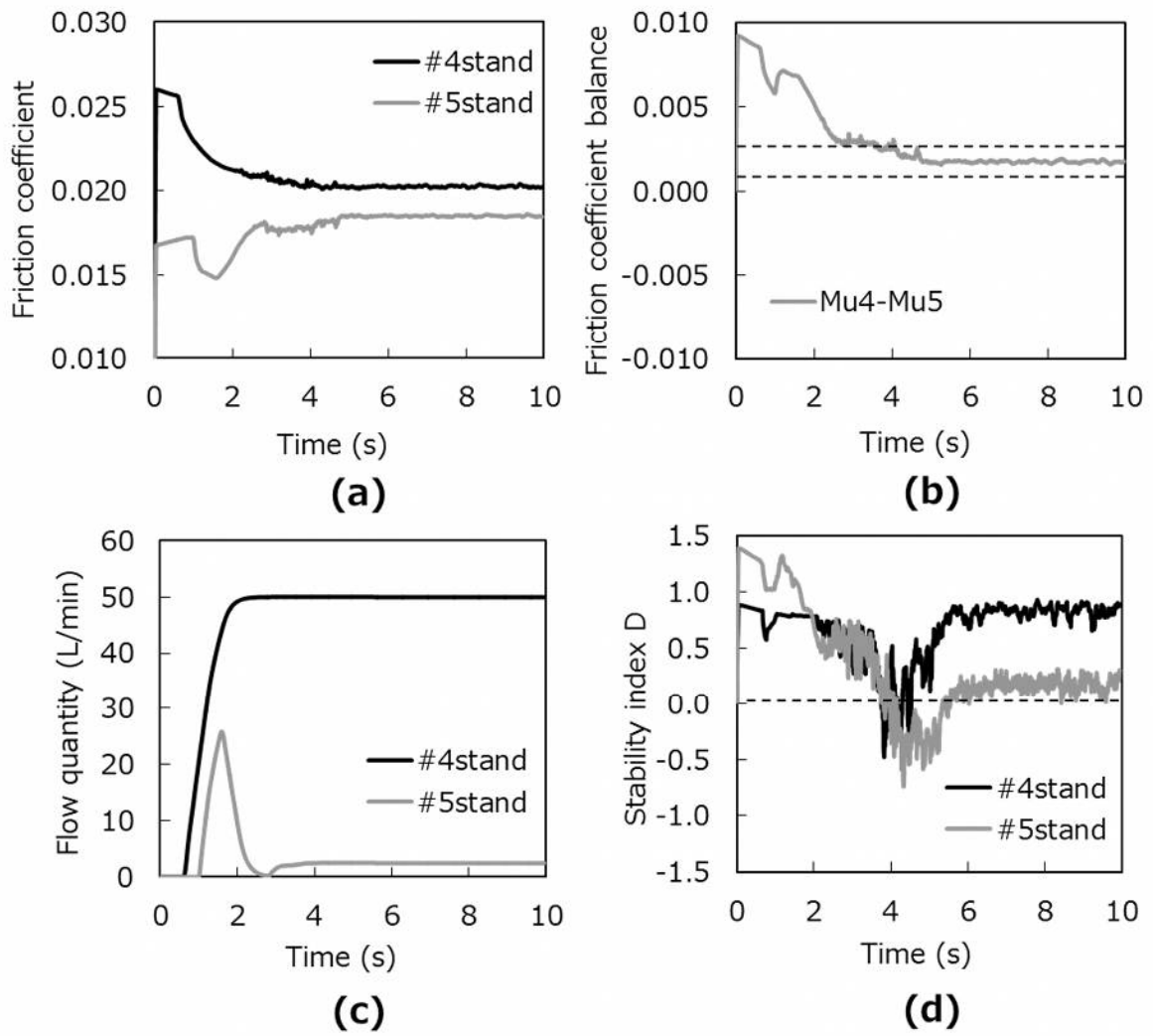


Fig.5-12 Feed back control results of friction coefficient by hybrid lubrication system.

(a) Friction coefficient, (b) Friction coefficient balance

(c) Flow quantity from additional header, (d) Stability index D

5.5 小括

圧延入側でのプレートアウト油膜制御を利用した高能率型潤滑システムの適用によるチャタリング抑止の可能性を探索した。得られた結果を以下に示す。

- 単純な自励振動モデルを用いた考察によって、圧延条件が振動の安定性に与える影響を評価した結果、スタンド間張力を介して互いに影響を及ぼしあう連続圧延状態においては、隣接圧延スタンドにおける摩擦係数の条件によって、圧延機の振動の安定性に影響を与えうることが明らかになった。
- 上記の考え方からは、隣接する圧延スタンドでの摩擦係数を適切な範囲に制御にすることが重要であると考えられ、具体的には単独圧延スタンドにおける摩擦係数をある一定の範囲に制御すると共に、隣接圧延スタンドとの摩擦係数のバランスを一定に保つことで高速圧延域でのチャタリングを抑制できる可能性が示唆された。
- 最終 2 スタンドにおける摩擦係数のバランスを一定に制御するためのアクチュエータとして、系外からのエマルジョン供給量のフィードバック制御によるダイナミック摩擦係数制御を試みた。連続圧延シミュレータによる検証の結果、系外からのエマルジョン供給量制御によって高速圧延域での摩擦係数を一定範囲にコントロールし、圧延機振動の発散が抑制される可能性が示された。摩擦係数を制御目標とすることで、循環給油方式を前提としながらも、圧延時の潤滑状態を自在に制御する技術が確立された。

5.6 (Appendix)安定性評価パラメータ D の導出方法

2 スタンド連続圧延モデルにおいて、第1スタンドおよび第2スタンドにおけるロールギャップに周期的変動を与え、これに対するスタンド間張力の挙動および荷重応答を計算することで、各スタンドにおける安定性評価パラメータ D が算出される。計算方法を以下に述べる。

Fig.5-A に示すように圧延機のロールの上下方向変位はロールギャップの変化と対応し、その運動は以下に示す運動方程式として記述できると考える。

$$m\ddot{y} + k_M y = \Delta P \quad (\text{A-1})$$

ただし、 y はロール軸心の平衡位置からの変位量、 m は圧延ロールの重量、 k_M はロール支持部のバネ定数、 ΔP は圧延荷重の定常状態からの変化量を示している。

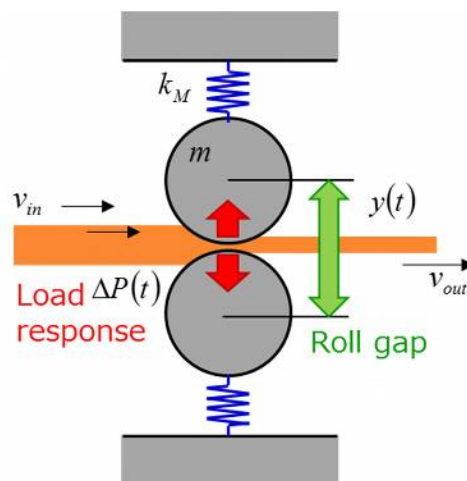


Fig.5-A Relationship between load response and roll gap.

このとき、静的なロールの変位、すなわちロールギャップの変化に対しては、通常の2次元圧延理論にしたがって圧延荷重が変化し、ロールへ負荷される反力が変化することから、荷重応答を以下のように近似することができる。

$$\Delta P = -k_p y(t) \quad (\text{A-2})$$

ただし、 k_p はロールギャップの変化に対する圧延荷重の変化を表し、いわゆる塑性係数に対応する。このとき式(A-2)の運動方程式は以下となり、単純なマス-バネ系の運動となる。

$$m\ddot{y} + (k_M + k_p)y = 0 \quad (\text{A-3})$$

しかし、動的な圧延荷重の応答として、ロールバイトにおける減衰効果の影響(後述)を考慮し、かつロールギャップ変化に対して荷重応答に微小な時間遅れ T_d があるものと仮定すれば、テイラー展開により

$$\Delta P(t) = -c_p \dot{y} - k_p y(t - T_d) \approx -k_p y - (c_p + k_p T_d) \dot{y} \quad (\text{A-4})$$

のように近似できる。式(A-4)を式(A-1)に代入すると、

$$m\ddot{y} + (c_p - k_p T_d) \dot{y} + (k_M + k_p)y = 0 \quad (\text{A-5})$$

となり、減衰項の係数が負となる可能性が生じる。一般に、運動方程式の減衰項が負になると、自励振動により振動が発散するため、このようなロールギャップの変化に対する荷重応答の遅れは圧延機の振動を不安定化させる要因となり得る。式(A-5)の減衰係数に着目して自励振動が発生する条件を表すと、

$$D \equiv c_p - k_p T_d < 0 \quad (\text{A-6})$$

となり、その減衰が負となった場合に自励振動が生じる。種々の圧延条件に対する振動の安定性を表すパラメータ D を安定性評価パラメータと定義することで、系の安定/不安定を評価することができる。実際の圧延機では油圧ジャッキによる減衰効果や、減衰効果の非線形性の影響などが考えられるため、式(A-6)のみでチャタリングの発生を予測するものではないものの、圧延条件として振動安定性を評価する指標として用いることができ、その値が小さいほど系が不安定化しやすいことを表す。

続いて、圧延時の減衰効果について説明する。Fig.5-B の模式図に示すような単位時間でのロールギャップ変動を考える。このとき、時刻 t でロールバイト直下にある材料が Δt の間に十分遠方まで離れれば定常圧延状態とみなせるが、ロールギャップの変動が速い場合には、接触弧長が増加することによって定常状態よりも大きな圧延荷重が発生することになる。この付加的な圧延荷重は、ロールギャップの変動を抑制する方向に働くことから、ロールバイトにおける減衰効果を生じさせていると解釈できる。ロールギャップの動的な変化に対する荷重応答については Pawelski ら^[188]

が提案した非定常圧延モデルがあるが、ここでは簡易的な取扱いを行う。

ロールギャップの変化速度 dS/dt が変化すると、ギャップの変動に伴ってロールバイト内の接触弧長が式(A-5)のように変化する。

$$\Delta l = -\frac{R_w}{v_{out}} \frac{dS}{dt} \quad (\text{A-7})$$

ここで、 R_w はロール半径、 k_f は変形抵抗、 W は板幅である。一方、接触弧長が変化した領域の圧力が変形抵抗に等しいと仮定すると、接触弧長の変化に伴う圧延荷重の変化 ΔP は以下のように近似できる。

$$\Delta P = -k_f W \Delta l = k_f W \frac{R_w}{v_{out}} \frac{dS}{dt} \quad (\text{A-8})$$

またこの場合、式(A-4)の減衰係数 c_p はワークロールの上下方向速度に対する荷重変化となるため以下で表される。式(A-9)からは圧延速度が増加するとロールバイトでの減衰効果が低下し、振動が不安定化しやすいことがわかる。

$$c_p = \frac{\partial P}{\partial \dot{S}} \approx \frac{k_f \times W \times R_w}{V_{out}} \quad (\text{A-9})$$

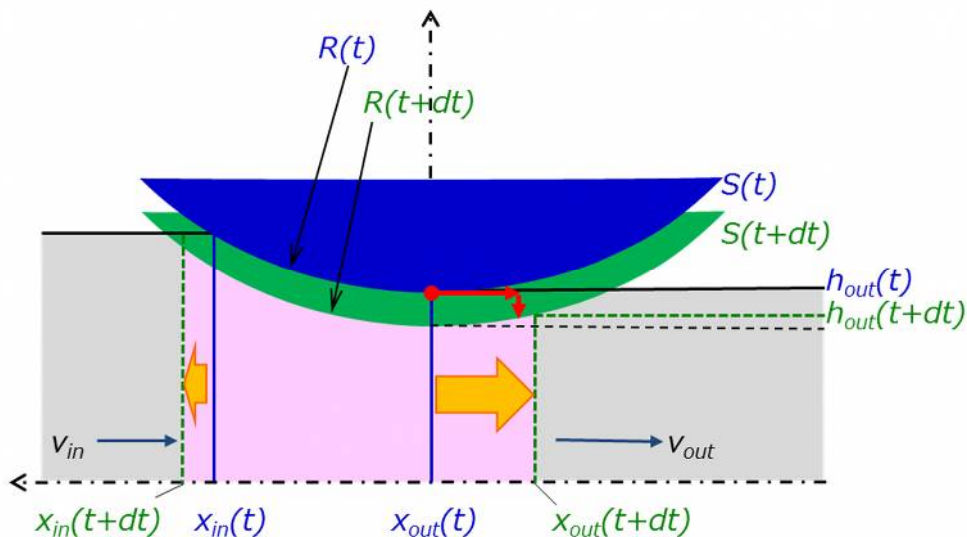


Fig.5-B Damper effect of roll bite.

続いて、ロールギャップ変化に対する荷重応答の遅れが生じる理由は次のように説明できる。ロールギャップが変動するとロールバイト入出口での材料速度が変化し、隣接する圧延スタンド間距離を L とした場合に、そのスタンドとの材料速度差 Δv に対して、スタンド間張力は以下のように表される。

$$\Delta t = \frac{E}{L} \int \Delta v dt \quad (\text{A-10})$$

これは、圧延スタンド間の材料長さをスタンド間距離で割った値が材料の長手方向ひずみであり、ヤング率をかけることで応力に変換するという意味である。式(A-10)は時間積分を有することから、材料速度の変動、すなわちロールギャップの変動に対して 90° の位相遅れが生じる。一方で、ロールギャップと張力変動に対する圧延荷重の応答は、ゲージメータ式から

$$\Delta P = \frac{k_M}{k_M + k_p} \left\{ \frac{\partial P}{\partial S} \Delta S + \frac{\partial P}{\partial t} \Delta t \right\} \quad (\text{A-11})$$

のように表される。したがって、ロールギャップ ΔS の変動に対して、張力の応答 Δt が位相ずれを起こすと、式(A-11)の荷重応答が ΔS に対してずれて式(A-4)の荷重応答の遅れ T_d が生じることになる。

しかし、実際には以下に示すように、張力変動の位相遅れは 90° ではなく、一次遅れの特性を有するものであり、その時間遅れに対して摩擦係数が影響を与えていると考えられる。

Fig.5-C はロールギャップ S が狭くなる瞬間の様子を表すものであり、圧下率の増加により中立点板厚 h_n (ロール周速と鋼板速度が一致する位置での板厚)が低下することで、入側の材料速度 v_{in} も体積一定則により低下する。入側張力変動 Δt_b は、速度変化 ΔV_{in} を時間積分して得られるスタンド間の弾性ひずみと対応するため、周期的なロールギャップの変動 ΔS に対する張力の応答には 90° の位相遅れが想定される。しかし、初等圧延理論から明らかなように、中立点位置の変化は圧下率変化によるだけでなく、入側張力によっても変化し、入側張力による中立点位置の変化が入側速度 v_{in} に影響を与える。このような入側張力による中立点の変化は、圧下率による入側速度の変化を相殺する作用があり、結果的にロールギャップ変動 ΔS に対する入側張力 Δt_b の応答は、 90° の遅れではなく、一次遅れの特性を示すことになる。

すなわち、式(A-6)の右辺第 2 項は、ロールギャップ変化に対する荷重応答の大きさを表す係数

k_p が大きい(すなわち、板厚が薄く変形抵抗が高い材料)と同時に、荷重応答の時間遅れ T_d が大きい場合に、系が不安定化することを示している。その際、荷重応答の時間遅れ T_d は、摩擦係数を通じて、張力の変動に対する中立点位置の移動のしやすさと関連し、そのスタンド間張力に関連する圧延スタンドでの安定性に影響を与える。

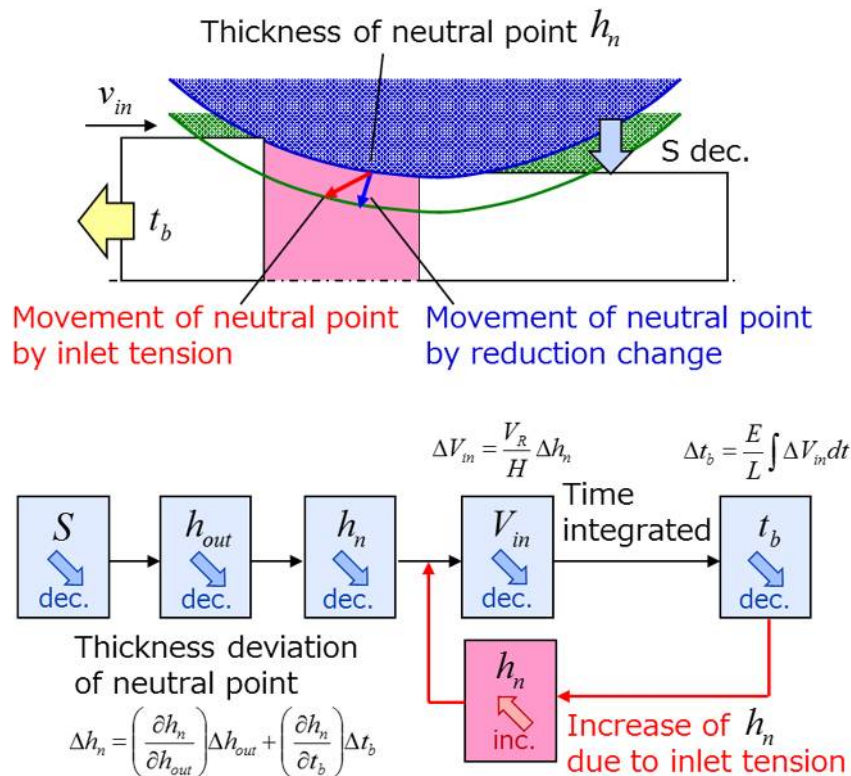


Fig.5-C Mechanism of load response delay.

以上のような振動の安定性を評価するモデルの妥当性を評価するためには、冷間タンデム圧延機における任意の圧延条件に対して、式(A-6)で定義した安定性評価パラメータ D を具体的に求める必要がある。しかし、冷間タンデム圧延機の全圧延スタンドに対して安定性評価パラメータ D を求めようとする、スタンド間張力を介した相互作用が複雑に影響するため、簡易的な評価が困難となる。そこで、チャタリングが特に発生しやすい冷間タンデム圧延機の最終2スタンドについての連続圧延状態のみを想定したモデル化を行った。

上記運動方程式を2スタンドタンデム圧延に適用するにあたり、以下の仮定を用いる。

(a) 第1及び第2圧延スタンドのワークロールは、同一周波数の正弦波として振動し、その位相ずれ α は既知とする。

$$\Delta S_1 = Y_1 \sin(\omega t - \alpha), \quad \Delta S_2 = Y_2 \sin \omega t \quad (\text{A-12})$$

(b) 各圧延スタンドの入側板厚は常に一定とし、第1圧延スタンドの出側板厚変動は、次圧延スタンドには移送されない。すなわち第1及び第2圧延スタンドの相互作用はスタンド間張力の変動のみを考慮する。

(c) 第1圧延スタンドよりも上流の圧延スタンドから材料を送り出す速度、および第2圧延スタンドよりも下流の圧延スタンドへの材料流入速度は一定であるとする。

以上の仮定のもとで、各圧延スタンドでの出側板厚変動 Δh_{out} 、荷重変動 ΔP 及び中立点板厚変動 Δh_{NT} は、次のように表すことができる。

$$\Delta h_{out,i} = \Delta S_i + \Delta P_i / K_{R,i} \quad (\text{A-13})$$

$$\Delta P_i = -M_i \Delta h_{out,i} - N_i \Delta t_{b,i} - O_i \Delta t_{f,i} - c_p \Delta \dot{S}_i \quad (\text{A-14})$$

$$\Delta h_{NT,i} = A_i \Delta h_{out,i} - B_i \Delta t_{b,i} + C_i \Delta t_{f,i} \quad (\text{A-15})$$

ただし、

$$M_i = -(\partial P / \partial h_{out})_i, N_i = -(\partial P / \partial t_b)_i, O_i = -(\partial P / \partial t_f)_i \quad (\text{A-16})$$

$$A_i = -(\partial h_{NT} / \partial h_{out})_i, B_i = -(\partial h_{NT} / \partial t_b)_i, C_i = -(\partial h_{NT} / \partial t_f)_i \quad (\text{A-17})$$

である。ここで、 K_R は圧延材との接触によるワークロール扁平のバネ定数である。また、式(A-13)に式(A-14)を代入すると、

$$\Delta h_{out,i} = \frac{K_{R,i}}{K_{R,i} + M_i} \Delta S_i - \frac{N_i}{K_{R,i} + M_i} \Delta t_{b,i} - \frac{O_i}{K_{R,i} + M_i} \Delta t_{f,i} - \frac{c_p}{K_{R,i} + M_i} \Delta \dot{S}_i \quad (\text{A-18})$$

一方、圧延入出側での材料速度変動 ΔV_{in} 、 ΔV_{out} は式(A-19)(A-20)で表される。

$$\begin{aligned}
\Delta V_{in,i} &= \frac{V_{R,i}}{h_{in,i}} \Delta h_{NT,i} \\
&= \frac{V_{R,i}}{h_{in,i}} (A_i \Delta h_{out,i} - B_i \Delta t_{b,i} + C_i \Delta t_{f,i}) \\
&= \frac{V_{R,i}}{h_{in,i}} \left(\frac{AK_{R,i}}{K_{R,i} + M_i} \Delta S_i - \left(\frac{AN_i}{K_{R,i} + M_i} + B \right) \Delta t_{b,i} - \left(\frac{AO_i}{K_{R,i} + M_i} - C \right) \Delta t_{f,i} - \frac{Ac_p}{K_{R,i} + M_i} \Delta \dot{S}_i \right)
\end{aligned} \tag{A-19}$$

$$\begin{aligned}
\Delta V_{out,i} &= \frac{V_{R,i}}{h_{out,i}} \left(\Delta h_{NT,i} - \frac{h_{NT,i}}{h_{out,i}} \Delta h_{out,i} \right) \\
&= \frac{V_{R,i}}{h_{out,i}} \left(A_i \Delta h_{out,i} - B_i \Delta t_{b,i} + C_i \Delta t_{f,i} - \frac{h_{NT,i}}{h_{out,i}} \Delta h_{out,i} \right) \\
&= \frac{V_{R,i}}{h_{out,i}} \left(A - \frac{h_{NT,i}}{h_{out,i}} \right) \frac{K_{R,i}}{K_{R,i} + M_i} \Delta S_i - \frac{V_{R,i}}{h_{out,i}} \left\{ \left(A - \frac{h_{NT,i}}{h_{out,i}} \right) \frac{N_i}{K_{R,i} + M_i} + B \right\} \Delta t_{b,i} \\
&\quad - \frac{V_{R,i}}{h_{out,i}} \left\{ \left(A - \frac{h_{NT,i}}{h_{out,i}} \right) \frac{O_i}{K_{R,i} + M_i} - C \right\} \Delta t_{f,i} - \frac{V_{R,i}}{h_{out,i}} \left(A - \frac{h_{NT,i}}{h_{out,i}} \right) \frac{c_p}{K_{R,i} + M_i} \Delta \dot{S}_i
\end{aligned} \tag{A-20}$$

また、ロールバイト入出側の材料速度は式(A-21)、各スタンド間張力は、被圧延材の縦弾性係数 E を用いて式(A-22)で表される。

$$\begin{cases} \Delta u_{in,i} = V_{R,i} \Delta h_{n,i} / h_{in,i} \\ \Delta u_{out,i} = V_{R,i} (\Delta h_{NT,i} - h_{NT,i} \Delta h_{out,i} / h_{out,i}) / h_{out,i} \end{cases} \tag{A-21}$$

$$\begin{cases} \Delta t_{b,1} = (E/L_1) \int \Delta u_{in,1} dt \\ \Delta t_{b,2} = \Delta t_{f,1} = (E/L_2) \int (\Delta u_{in,2} - \Delta u_{out,1}) dt \\ \Delta t_{f,2} = (E/L_3) \int (-\Delta u_{out,2}) dt \end{cases} \tag{A-22}$$

ここで、各スタンド間張力を、各圧延スタンド間の張力変動の振幅 T_1 、 T_2 、 T_3 および位相ずれ β 、 γ 、 ε を用いて式(A-23)のように定義する。

$$\begin{cases} \Delta t_{b,1} = T_1 \sin(\omega t - \beta) \\ \Delta t_{b,2} = \Delta t_{f,1} = T_2 \sin(\omega t - \gamma) \\ \Delta t_{f,2} = T_3 \sin(\omega t - \varepsilon) \end{cases} \tag{A-23}$$

式(A-23)に式(A-21)及び式(A-22)を代入すると、

$$\Delta V_{in,1} = \frac{L_1}{E} \omega T_1 \cos(\omega t - \beta) = L'_1 T_1 \cos(\omega t - \beta) \quad (\text{A-24})$$

$$\Delta V_{in,2} - \Delta V_{out,1} = \frac{L_2}{E} \omega T_2 \cos(\omega t - \gamma) = L'_2 T_2 \cos(\omega t - \gamma) \quad (\text{A-25})$$

$$- \Delta V_{out,2} = \frac{L_3}{E} \omega T_3 \cos(\omega t - \varepsilon) = L'_3 T_3 \cos(\omega t - \varepsilon) \quad (\text{A-26})$$

次に、各圧延スタンドの ΔV_{in} 、 ΔV_{out} における各項の変数を式(A-27)(A-28)のように定義すると、

ΔV_{in} 、 ΔV_{out} は式(A-23)を用いて式(A-29)のように展開できる。

$$\begin{aligned} Q_S &= \frac{V_{R,1}}{h_{out,1}} \left(A - \frac{h_{NT,1}}{h_{out,1}} \right) \frac{K_{R,1}}{K_{R,1} + M_1} & R_S &= \frac{V_{R,1}}{h_{in,1}} \frac{AK_{R,1}}{K_{R,1} + M_1} \\ Q_B &= \frac{V_{R,1}}{h_{out,1}} \left\{ \left(A - \frac{h_{NT,1}}{h_{out,1}} \right) \frac{N_1}{K_{R,1} + M_1} + B \right\} & R_B &= \frac{V_{R,1}}{h_{in,1}} \left(\frac{AN_1}{K_{R,1} + M_1} + B \right) \\ Q_F &= \frac{V_{R,1}}{h_{out,1}} \left\{ \left(A - \frac{h_{NT,1}}{h_{out,1}} \right) \frac{O_1}{K_{R,1} + M_1} - C \right\} & R_F &= \frac{V_{R,1}}{h_{in,1}} \left(\frac{AO_1}{K_{R,1} + M_1} - C \right) \\ Q_D &= \frac{V_{R,1}}{h_{out,1}} \left(A - \frac{h_{NT,1}}{h_{out,1}} \right) \frac{c_{p1}}{K_{R,1} + M_1} & R_D &= \frac{V_{R,1}}{h_{in,1}} \frac{Ac_{p1}}{K_{R,1} + M_1} \end{aligned} \quad (\text{A-27})$$

$$\begin{aligned} F_S &= \frac{V_{R,2}}{h_{out,2}} \left(A - \frac{h_{NT,2}}{h_{out,2}} \right) \frac{K_{R,2}}{K_{R,2} + M_2} & G_S &= \frac{V_{R,2}}{h_{in,2}} \frac{AK_{R,2}}{K_{R,2} + M_2} \\ F_B &= \frac{V_{R,2}}{h_{out,2}} \left\{ \left(A - \frac{h_{NT,2}}{h_{out,2}} \right) \frac{N_2}{K_{R,2} + M_2} + B \right\} & G_B &= \frac{V_{R,2}}{h_{in,2}} \left(\frac{AN_2}{K_{R,2} + M_2} + B \right) \\ F_F &= \frac{V_{R,2}}{h_{out,2}} \left\{ \left(A - \frac{h_{NT,2}}{h_{out,2}} \right) \frac{O_2}{K_{R,2} + M_2} - C \right\} & G_F &= \frac{V_{R,2}}{h_{in,2}} \left(\frac{AO_2}{K_{R,2} + M_2} - C \right) \\ F_D &= \frac{V_{R,2}}{h_{out,2}} \left(A - \frac{h_{NT,2}}{h_{out,2}} \right) \frac{c_{p2}}{K_{R,2} + M_2} & G_D &= \frac{V_{R,2}}{h_{in,2}} \frac{Ac_{p2}}{K_{R,2} + M_2} \end{aligned} \quad (\text{A-28})$$

$$\begin{aligned}
\Delta V_{in,1} &= R_S \Delta S_1 - R_B \Delta t_{b,1} - R_F \Delta t_{f,1} - R_D \Delta \dot{S}_1 \\
&= (R_S S_1 \cos \alpha - R_B T_1 \cos \beta - R_F T_2 \cos \gamma - R_D \omega S_1 \sin \alpha) \sin \omega t \\
&\quad - (R_S S_1 \sin \alpha - R_B T_1 \sin \beta - R_F T_2 \sin \gamma + R_D \omega S_1 \cos \alpha) \cos \omega t \\
\Delta V_{out,1} &= Q_S \Delta S_1 - Q_B \Delta t_{b,1} - Q_F \Delta t_{f,1} - Q_D \Delta \dot{S}_1 \\
&= (Q_S S_1 \cos \alpha - Q_B T_1 \cos \beta - Q_F T_2 \cos \gamma - Q_D \omega S_1 \sin \alpha) \sin \omega t \\
&\quad - (Q_S S_1 \sin \alpha - Q_B T_1 \sin \beta - Q_F T_2 \sin \gamma + Q_D \omega S_1 \cos \alpha) \cos \omega t
\end{aligned} \tag{A-29}$$

$$\begin{aligned}
\Delta V_{in,2} &= G_S \Delta S_2 - G_B \Delta t_{b,2} - G_F \Delta t_{f,2} - G_D \Delta \dot{S}_2 \\
&= (G_S S_2 - G_B T_2 \cos \gamma - G_F T_3 \cos \varepsilon) \sin \omega t + (G_B T_2 \sin \gamma + G_F T_3 \sin \varepsilon - G_D \omega S_2) \cos \omega t \\
\Delta V_{out,2} &= F_S \Delta S_2 - F_B \Delta t_{b,2} - F_F \Delta t_{f,2} - F_D \Delta \dot{S}_2 \\
&= (F_S S_2 - F_B T_2 \cos \gamma - F_F T_3 \cos \varepsilon) \sin \omega t + (F_B T_2 \sin \gamma + F_F T_3 \sin \varepsilon - F_D \omega S_2) \cos \omega t
\end{aligned}$$

ここで、式(A-24)に式(A-29)を代入すると、

$$\begin{aligned}
&(R_S S_1 \cos \alpha - R_B T_1 \cos \beta - R_F T_2 \cos \gamma - R_D \omega S_1 \sin \alpha - L'_1 T_1 \sin \beta) \sin \omega t \\
&- (R_S S_1 \sin \alpha - R_B T_1 \sin \beta - R_F T_2 \sin \gamma + R_D \omega S_1 \cos \alpha + L'_1 T_1 \cos \beta) \cos \omega t = 0
\end{aligned} \tag{A-30}$$

従って、式(A-30)内の括弧内はゼロとなるため、以下の2式が成立する。

$$\begin{aligned}
R_F T_2 \cos \gamma &= R_S S_1 \cos \alpha - R_B T_1 \cos \beta - R_D \omega S_1 \sin \alpha - L'_1 T_1 \sin \beta \\
&= X_1 - R_B T_1 \cos \beta - L'_1 T_1 \sin \beta
\end{aligned} \tag{A-31}$$

$$\begin{aligned}
R_F T_2 \sin \gamma &= R_S S_1 \sin \alpha - R_B T_1 \sin \beta + R_D \omega S_1 \cos \alpha + L'_1 T_1 \cos \beta \\
&= X_2 - R_B T_1 \sin \beta + L'_1 T_1 \cos \beta
\end{aligned} \tag{A-32}$$

同様に、式(A-25)(A-26) に式(A-29)を代入すると、

$$\begin{aligned}
(Q_F - G_B) T_2 \cos \gamma - L'_2 T_2 \sin \gamma + Q_B T_1 \cos \beta - G_F T_3 \cos \varepsilon + G_S S_2 - Q_S S_1 \cos \alpha + Q_D \omega S_1 \sin \alpha &= 0 \\
(Q_F - G_B) T_2 \cos \gamma - L'_2 T_2 \sin \gamma + Q_B T_1 \cos \beta - G_F T_3 \cos \varepsilon + X_3 &= 0
\end{aligned} \tag{A-33}$$

$$\begin{aligned}
(Q_F - G_B) T_2 \sin \gamma + L'_2 T_2 \cos \gamma + Q_B T_1 \sin \beta - G_F T_3 \sin \varepsilon + G_D \omega S_2 - Q_S S_1 \sin \alpha + Q_D \omega S_1 \cos \alpha &= 0 \\
(Q_F - G_B) T_2 \sin \gamma + L'_2 T_2 \cos \gamma + Q_B T_1 \sin \beta - G_F T_3 \sin \varepsilon + X_4 &= 0
\end{aligned} \tag{A-34}$$

$$F_F T_3 \cos \varepsilon - L'_3 T_3 \sin \varepsilon - F_S S_2 + F_B T_2 \cos \gamma = 0 \tag{A-35}$$

$$F_F T_3 \sin \varepsilon + L'_3 T_3 \cos \varepsilon - F_D \omega S_2 + F_B T_2 \sin \gamma = 0 \tag{A-36}$$

ここで、式(A-31)× R_B - 式(A-32)× L'_1 により、

$$\begin{aligned}
T_1 \cos \beta &= \frac{R_B X_1 - L'_1 X_1}{R_B^2 + L_1'^2} - \frac{R_B R_F}{R_B^2 + L_1'^2} T_2 \cos \gamma + \frac{L'_1 R_F}{R_B^2 + L_1'^2} T_2 \sin \gamma \\
&= J_1 - J_3 R_B T_2 \cos \gamma + J_3 L'_1 T_2 \sin \gamma
\end{aligned} \tag{A-37}$$

$$\begin{aligned}
T_1 \sin \beta &= \frac{L_1' X_1 + R_B X_2}{R_B^2 + L_1'^2} - \frac{L_1' R_F}{R_B^2 + L_1'^2} T_2 \cos \gamma - \frac{R_B R_F}{R_B^2 + L_1'^2} T_2 \sin \gamma \\
&= J_2 - J_3 L_1' T_2 \cos \gamma - J_3 R_B T_2 \sin \gamma
\end{aligned} \tag{A-38}$$

同様に、式(A-35)× F_F －式(A-36)× L_3' は、

$$\begin{aligned}
T_3 \cos \varepsilon &= \frac{F_F F_S S_1 + L_3' \omega F_D S_2}{F_F^2 + L_3'^2} - \frac{F_F F_B}{F_F^2 + L_3'^2} T_2 \cos \gamma - \frac{L_3' F_B}{F_F^2 + L_3'^2} T_2 \sin \gamma \\
&= J_4 - J_6 F_F T_2 \cos \gamma - J_6 L_3' T_2 \sin \gamma
\end{aligned} \tag{A-39}$$

$$\begin{aligned}
T_3 \sin \varepsilon &= \frac{F_F \omega F_D S_2 - L_3' F_S S_2}{F_F^2 + L_3'^2} + \frac{L_3' F_B}{F_F^2 + L_3'^2} T_2 \cos \gamma - \frac{F_F F_B}{F_F^2 + L_3'^2} T_2 \sin \gamma \\
&= J_5 + J_6 L_3' T_2 \cos \gamma - J_6 F_F T_2 \sin \gamma
\end{aligned} \tag{A-40}$$

また、式(A-33)に式(A-37) (A-39)を代入すると、

$$\begin{aligned}
(Q_F - G_B - J_3 Q_B R_B + J_6 G_F F_F) T_2 \cos \gamma - (L_2' - J_3 Q_B L_1' - J_6 G_F L_3') T_2 \sin \gamma &= -X_3 - J_1 Q_B + J_4 G_F \\
Y_1 T_2 \cos \gamma - Y_2 T_2 \sin \gamma &= Y_3
\end{aligned} \tag{A-41}$$

$$\begin{aligned}
(Q_F - G_B - J_3 Q_B R_B + J_6 G_F F_F) T_2 \sin \gamma + (L_2' - J_3 Q_B L_1' - J_6 G_F L_3') T_2 \cos \gamma &= -X_4 - J_2 Q_B + J_5 G_F \\
Y_1 T_2 \sin \gamma + Y_2 T_2 \cos \gamma &= Y_4
\end{aligned} \tag{A-42}$$

ここで、式(A-41)× Y_1 －式(A-42)× Y_2 により、

$$(Y_1^2 + Y_2^2) T_2 \cos \gamma = Y_1 Y_3 + Y_2 Y_4 \tag{A-43}$$

同様に、式(A-42)× Y_2 －式(A-41)× Y_1 は、

$$(Y_1^2 + Y_2^2) T_2 \sin \gamma = Y_1 Y_4 - Y_2 Y_3 \tag{A-44}$$

従って、 T_2 と γ は以下のように求まる。

$$T_2 = \frac{\sqrt{(Y_1 Y_3 - Y_2 Y_4)^2 + (Y_1 Y_4 - Y_2 Y_3)^2}}{(Y_1^2 + Y_2^2)} \tag{A-45}$$

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{Y_1 Y_4 - Y_2 Y_3}{Y_1 Y_3 + Y_2 Y_4} \right) \tag{A-46}$$

得られた γ を式(A-37)～(A-40)に代入することで、残りの T_1 、 T_3 および位相ずれ β 、 ε を求めることができる。

次に、式(A-14)に式(A-13)を代入すると第1圧延スタンドの荷重応答は以下となる。

$$\begin{aligned}
\Delta P_1 &= -\frac{K_{R,1}}{K_{R,1} + M_1} (M_1 \Delta S_1 + N_1 \Delta t_{b,1} + O_1 \Delta t_{f,1} + c_{p1} \Delta \dot{S}_1) \\
&= -\frac{K_{R,1}}{K_{R,1} + M_1} \{M_1 S_1 \sin(\omega t - \alpha) + N_1 T_1 \sin(\omega t - \beta) + O_1 T_2 \sin(\omega t - \gamma) + c_{p1} \omega S_1 \cos(\omega t - \alpha)\} \\
&= -g_1 \sin(\omega t - \eta_1)
\end{aligned} \tag{A-47}$$

ただし、

$$\begin{cases} g_1 \cos \eta_1 = \frac{K_{R,1}}{K_{R,1} + M_1} (M_1 S_1 \cos \alpha + N_1 T_1 \cos \beta + O_1 T_2 \cos \gamma + \omega c_{p1} S_1 \sin \alpha) \\ g_1 \sin \eta_1 = \frac{K_{R,1}}{K_{R,1} + M_1} (M_1 S_1 \sin \alpha + N_1 T_1 \sin \beta + O_1 T_2 \sin \gamma - \omega c_{p1} S_1 \cos \alpha) \end{cases} \tag{A-48}$$

同様に第2圧延スタンドの荷重応答は、

$$\Delta P_2 = -g_2 \sin(\omega t - \eta_2) \tag{A-49}$$

ただし、

$$\begin{cases} g_2 \cos \eta_2 = \frac{K_{R,2}}{K_{R,2} + M_2} (M_2 S_2 + N_2 T_2 \cos \gamma + O_2 T_3 \cos \varepsilon) \\ g_2 \sin \eta_2 = \frac{K_{R,2}}{K_{R,2} + M_2} (N_2 T_2 \sin \gamma + O_2 T_3 \sin \varepsilon - \omega c_{p2} S_2) \end{cases} \tag{A-50}$$

と表すことが可能である。

以上から、第1および第2圧延スタンドの圧延条件に対応する安定性評価パラメータ D_1 、 D_2 は、次式によって計算することが可能である。

$$D_1 = c_{p1} - k_{p1} T_{d1} = c_{p1} - \left(\frac{g_1}{S_1} \right) \cdot \frac{\eta_1 - \alpha}{\omega} \tag{A-51}$$

$$D_2 = c_{p2} - k_{p2} T_{d2} = c_{p2} - \left(\frac{g_2}{S_2} \right) \cdot \frac{\eta_2}{\omega} \tag{A-52}$$

第六章 新たなハイブリッド潤滑の実用化

6.1 本章の目的

循環給油方式(Recirculation system)をベースとした冷間タンデム圧延機における高速安定圧延の実現を目的として、圧延油原単位に優れた循環給油方式の利点を活かしながら直接給油方式の優れた潤滑性能(鋼板への油膜形成能力)を併せ持ち、かつプロダクトミックスに応じて潤滑状態を自在に制御する新たなハイブリッド潤滑方式を開発した。これは、エマルション圧延油の高速圧延におけるプレートアウト挙動に着目して、ロールバイト入口におけるプレートアウト油膜を積極的に制御することによって、ロールバイト内での潤滑状態を適切な範囲に制御しようとする考え方に基づく。同様にプレートアウトを活用した潤滑制御の研究は Laugier ら^[189~191]によっても報告されているが、テスト検証に留まっており実用化までは至っていない。

従来より、循環給油方式と直接給油方式の折衷方式としてハイブリッド潤滑方式^[26,27]が提案されていたものの、循環給油方式に混入する圧延油の濃度変動をコントロールできずに廃れた状態となっていた。第二章から第五章で得られた基礎実験及び実機実験から導かれた知見を元に、種々の必要な潤滑状態に応じて必要最小限の油分量を供給する新たなハイブリッド潤滑技術(Flexible Lubrication System for Cold Rolling)を実機タンデム圧延機へ導入した。

本章では、導入した新たなハイブリッド潤滑設備の設計概要を説明すると共に、実際のタンデム圧延機での検証結果について説明する^[192, 193]。

6.2 新たなハイブリッド潤滑設備の本設化

6.2.1 ハイブリッド潤滑におけるエマルジョン供給条件

基礎実験及び実機テストから、ハイブリッド潤滑におけるエマルジョン供給条件は、以下の考え方に基づいて設定する必要がある。

- a) O/W エマルジョンから油膜形成のための時間を確保するために、スプレーヘッダーはロールバイト入口からなるべく離れた位置に設置する。
- b) ただし、一旦形成された油膜の洗い流しの影響を考慮して、スプレーヘッダーからロールバイト間には循環系クーラント等を供給しないのが望ましい。
- c) ハイブリッド潤滑として供給するエマルジョンは、緩攪拌によって大粒径化したエマルジョンを高濃度で供給するが、効率的なプレートアウトのためには必要最小限の供給量に抑えるほうがよい。
- d) ハイブリッド潤滑におけるノズル形式は、小流量であっても均一性・制御性に優れる 2 流体ノズルを使用することで、プレートアウト性も向上する。

Fig.6-1 は通常循環給油方式のエマルジョンに対して、上記のような考え方に基づく新たなハイブリッド潤滑によるプレートアウト向上効果を整理したものである。通常循環系クーラントによるプレートアウト量に対しては、濃度アップにより約 2 倍のプレートアウトが得られており、従来のハイブリッド方式の場合にも、潤滑スプレー位置によっては同様の効果が得られることになる。ただし、本研究のハイブリッド潤滑においては上記に加えエマルジョン粒径の大径化及び最適な供給方法によって、さらにプレートアウト性が向上する結果、通常循環系クーラントによる場合に比べて、約 3 倍のプレートアウト特性が得られることになる。

なお、直接給油方式で使用される圧延油と比べると、今回のプレートアウト量は 20%程度低い値となっている。これは、循環給油方式での圧延油には界面活性剤が含有されているためと推測され、循環給油方式で使用される圧延油から界面活性剤を抜いた基油でプレートアウト量を測定すると、直接給油方式のプレートアウト量に到達している。しかしながら、従来の循環給油方式と同様の圧延油を使用する前提に立てば、従来操業と比較して 3 倍程度のプレートアウト量が得られており、直接給油方式によるプレートアウト量にかなり近いレベルに達することを示している。

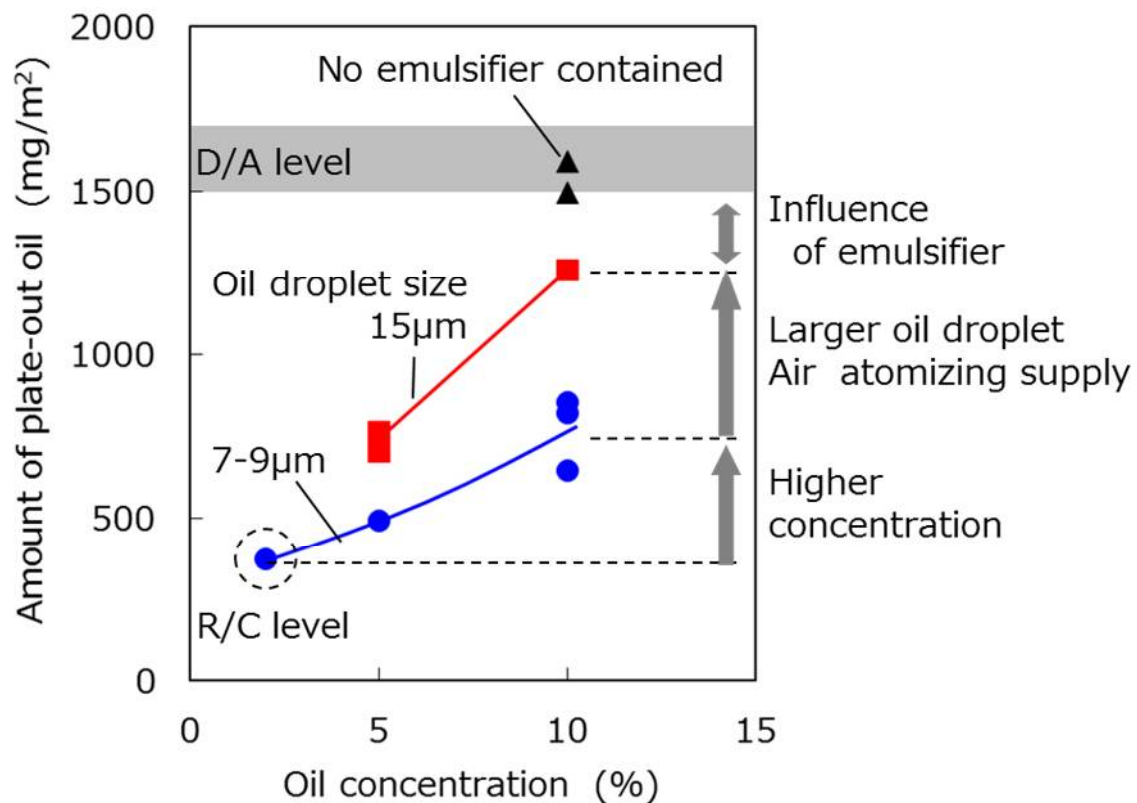


Fig.6-1 Influence of emulsion conditions on plate-out characteristics.

6.2.2 全体設備概要

高濃度かつ大粒径のエマルジョン圧延油を鋼板に均一供給することでロールバイト入口におけるプレートアウト油膜を制御するという思想に基づき、JFE 西日本製鉄所福山地区 No.2 タンデム圧延機にハイブリッド潤滑設備を設置した。模式図を Fig.6-2 に示す。福山 No.2 タンデム圧延機は最高速度 2100m/min、5 スタンドの 4 段圧延機であり、JFE 西地区における缶用鋼板製造の主力圧延機としての役割に担っている。ハイブリッド潤滑設備の設置箇所は圧延速度が速く、かつ潤滑条件が厳しい第 4 圧延スタンド及び最終圧延スタンドの入側に限定して設置した。これにより、使用する圧延油分量を最小限に抑制することができる。なお、転相時間(エマルジョンからプレートアウト油膜までの相変化に要する時間)を確保する観点から可能な限りロールバイトから離れた位置に設置した。ハイブリッド潤滑システムで使用される圧延油は、低濃度の安定エマルジョンとして循環使用される循環給油システムと同一の基油・界面活性剤を含有するものが使用される。ハイブリッド潤滑システムから供給するエマルジョンは高濃度かつ大粒径のエマルジョンであるが、鋼板に付着しな

かったエマルションが循環系統に混入しても、循環系統の強力なポンプによる攪拌作用によって直ちに小粒径化するため、循環系統のエマルション粒径の分布には変動が生じず、系全体の安定性を阻害することはない。

本研究により新たに冷間タンデム圧延機に導入された技術は、(i)ハイブリッド潤滑に使用されるエマルションの安定製造/供給設備、及び(ii)圧延条件に応じて適切な潤滑状態へ制御するハイブリッド潤滑のフィードバック機構であり、以降にて詳細な説明を行う。

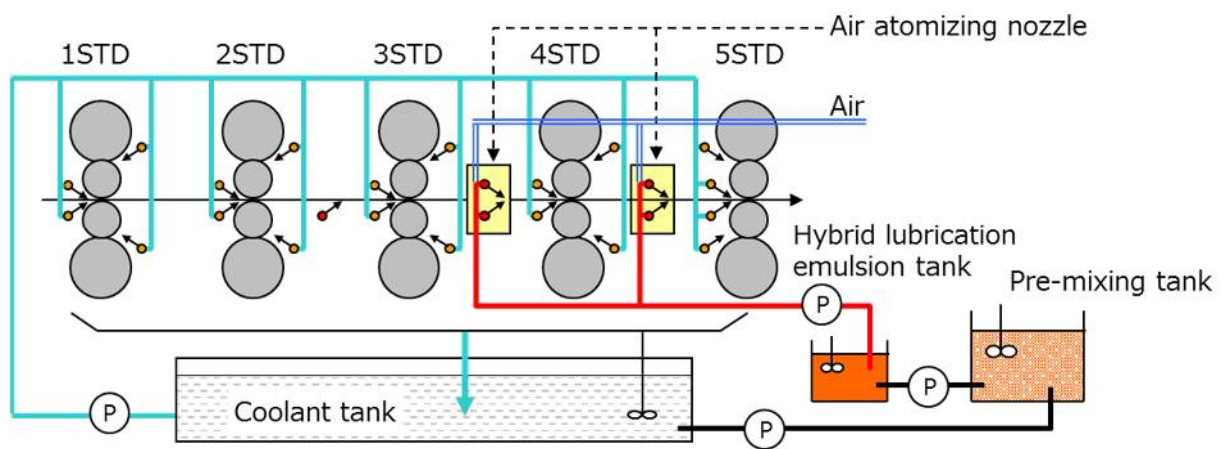


Fig.6-2 Schematic illustration of newly hybrid lubrication system.

6.2.3 高濃度エマルションの安定供給

Table 6-1 にハイブリッド潤滑系統の設備仕様を示す。エマルションの作製に関しては、第二章において、インジェクター方式によるエマルション造りこみ+2流体ノズルによる均一供給を行うことでエマルション濃度を制御できる観点から最も制御性が高いという知見が得られたが、今回の本設化にあたっては、既存のプレミックスタンを流用できたこと、また、既存のプレミックスタンにおける攪拌条件が、大粒径エマルションを調整するのに適した仕様であったことから、タンクでの作りこみ方式を採用した。新たにハイブリッド潤滑用のエマルシオンタンクとノズルヘッドが新設された。

高濃度エマルションは予めプレミックスタンにて作製されたエマルションと温水により調整され、大粒径エマルションの作製はハイブリッド潤滑タンク内のアジテータによって調整される。

ここでエマルション粒径の制御については、界面活性剤の種類や含有量が一定であれば、タンク内に投入された攪拌のための動力を調整することによって可能となる。

単位体積あたりの攪拌動力 P_v は、攪拌動力 P_w [kW]、タンク容量 V_T [m³] から、以下の式により求めることができる。

$$P_v = P_w / V_T \quad (6-1)$$

このとき、攪拌動力 P_w は、アジテータによる攪拌方式においては、

$$P_w = Np \cdot \rho \cdot n_a^3 \cdot d_a^5 \cdot 10^{-3} \quad (6-2)$$

から求めることができる。ただし、 ρ はエマルション密度[kg/m³]、 Np は吐出流量数であり乱流域では一定値(=2.24)と仮定することができる。また、 n_a は回転数[1/s]、 d_a は攪拌翼径[m]である。

Table 6-1 Specification of newly hybrid lubrication system

Emulsion tank capacity (m ³)	10.0
Agitator power (kW)	7.5
Emulsion temperature (°C)	~60°C
Spray header location of installation	#3-4stand, #4-5stand
Air atomizing nozzle configuration	Upper side: 1 nozzle Lower side: 5 nozzle
Spray flow quantity (L/min)	~100
Air quantity of spray (Nm ³ /h)	~20

Fig.6-3 は実験室のタンクにおいてホモミキサーの回転数を変更することで、単位体積あたりの攪拌動力 P_v を変更して、エマルション平均粒径との関係を調べた結果である。図からは、タンク内の単位体積あたりの攪拌動力を調整することでエマルション粒径が整理でき、エマルション粒径の制御が可能であることを示している。ただし、平均粒径が 35 μ m を超えるような条件では、タンク内に浮上油が発生して、均一なエマルションを得ることができないため、最大粒径としては 35 μ m 未満が適当であると考えられる。本設備では、単位体積当たりの攪拌動力を一定にするために、エマルシオンタンクの水位を一定に制御することによって安定的に高濃度・大粒径エマルションを作りこんだ。

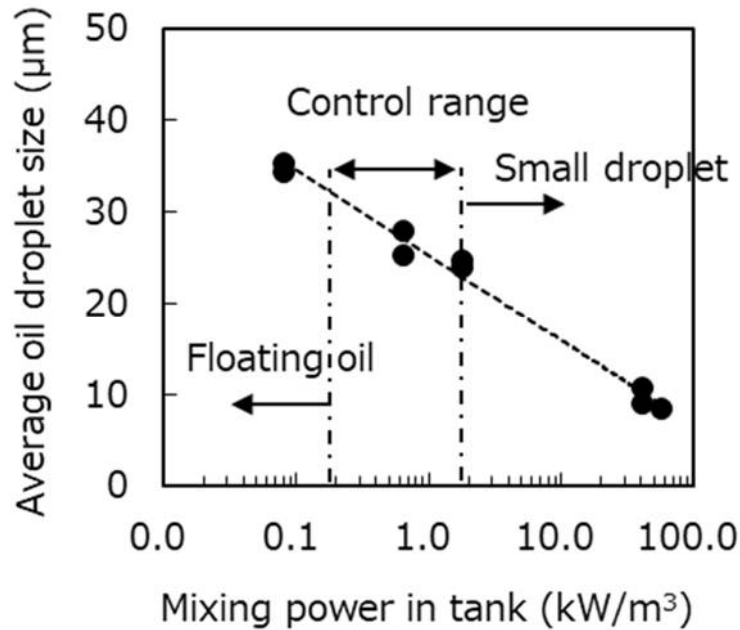


Fig.6-3 Influence of agitator power on emulsion droplet size.

Fig.6-4 は新設タンクにて建浴した高濃度エマルジョンにおける平均粒径の経時変化を表した図である。作製条件はエマルジョン濃度 10%、エマルジョン作製量 9.0m³とした。Fig.6-1 の結果から、プレートアウトに有効なエマルジョン粒径は 15μm 以上であることがわかっているが、タンク内のエマルジョンの水位を一定としながら攪拌動力を適正範囲に制御することにより、エマルジョンの平均粒径は常時 30μm 程度で高位安定していることがわかる。

ノズルヘッダーにはエマルジョンとエアを混合させる 2 流体ノズルを上下に適用した。ノズル配置図を Fig.6-5 に示す。従来のフラットノズルと比べ、2 流体ノズルはエアによってスプレー範囲が拡大するため、小流量域での均一供給性に優れると共に、鋼板表面での水分蒸発の促進や水による洗い流し(再乳化)効果の抑制によって、プレートアウト性の向上にも効果を発揮する。

ノズル配置は上部に 1 本、下部に 5 本とした。ハイブリッド潤滑で用いる供給系統は小流量のエマルジョンを供給するため、スタンド間での空気の流れなどによりエマルジョンが飛散しないように、鋼板～ノズル間距離はできるだけ短いことが望ましい。そこで、下面ノズルと鋼板との間は最も近づけられる距離である 170mm とした。一方、上面ノズルと鋼板との距離は、板破断時の鋼板拔出し作業やロール組替え時の作業性の点で制約を受けるため距離を 700mm としている。

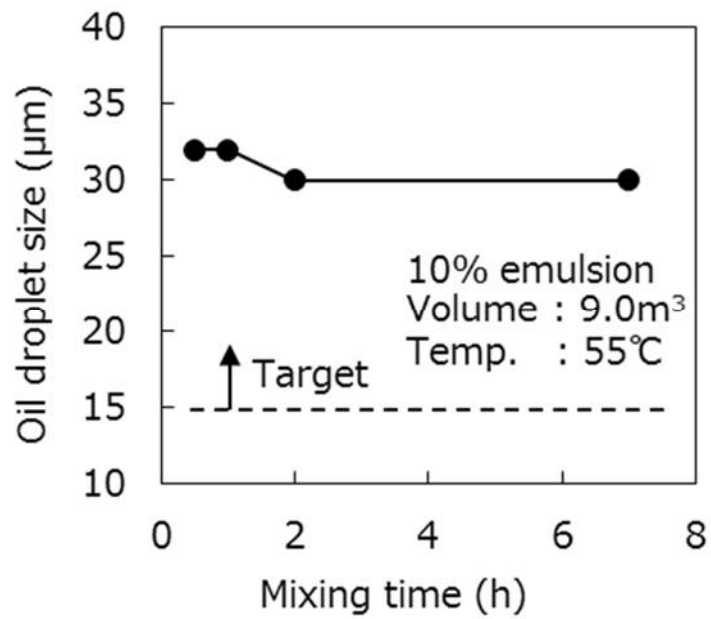


Fig.6-4 Trends of oil droplet size in mixing tank.

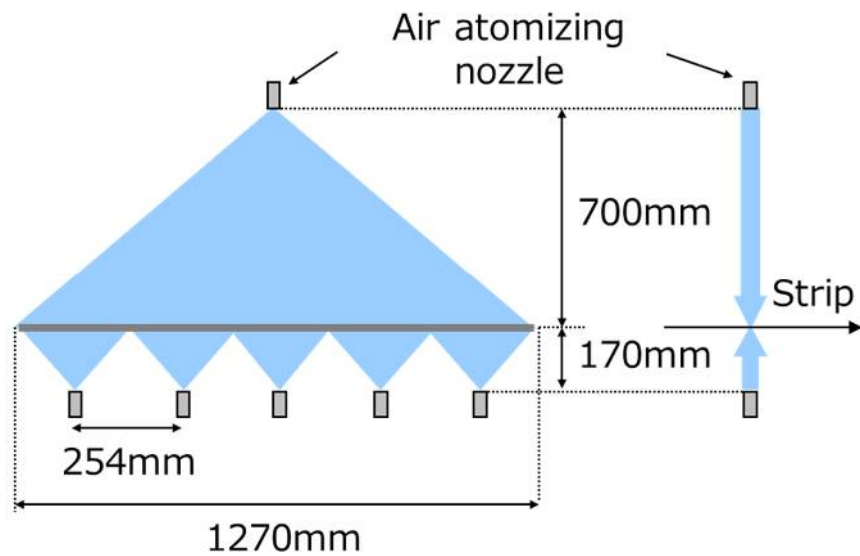


Fig.6-5 Configuration of air atomizing nozzle.

加えて、2流体ノズルの採用は、メンテナンス性や操業トラブル抑止にも効果を発揮する。本潤滑制御はあらゆるプロダクトミックスに応じて適切な潤滑を行うことをベースとしているため、軟質材や最終板厚が厚い鋼板等、潤滑をそれほど必要としない場合には、ハイブリッド潤滑からのエマルジョン供給を停止する可能性が考えられる。ハイブリッド潤滑から供給されるエマルジョンは

高濃度でかつ不安定な性状であり、供給停止期間が長い場合、または冬季では配管・ノズル内に残存した油分が固化する可能性がある。2 流体ノズルでは、従来のフラットノズルよりもオリフィス径が大きくなっており、ノズル閉塞が防止できることに加え、空気単体を供給することで配管内のフラッシングも期待できる。

6.2.4 摩擦係数のダイナミック制御技術

前章までの結果から高速圧延域での摩擦係数を適正な範囲に制御するために、プレートアウトを制御するという手段が有効であること、摩擦係数を適正な範囲に制御して安定した高速圧延を実現するためにハイブリッド潤滑のフィードバック制御が有効であることを示した。本節では実用化に成功した本制御技術に関する詳細な仕様について述べる。

本制御技術は圧延入側から供給されるハイブリッド潤滑の流量プリセット制御及び摩擦係数フィードバック制御機構から構成される。供給流量のベースとなるプリセット制御の思想を Fig.6-6 に示す。材料の変形抵抗及びワークロール使用量に応じた区分によって適切なテーブルが決定される。各区分の中では圧延速度に応じた電磁弁の開弁率の値が設定されると共に、過去の圧延実績より重回帰された供給流量が最大流量として設定される。

例えば、変形抵抗が高く潤滑が厳しい材料に対しては十分な高濃度・大粒径エマルジョンの供給を行い、軟質材等では少量供給に留める。また、ロール組替えからの圧延長によってワークロール粗度が小さくなって摩擦係数が低下するため、高濃度・大粒径エマルジョンの供給量も抑えられる。以上のように、対象材に応じた適切な供給量が設定されることで、多様なプロダクトミックスに応じた最適な潤滑状態を実現される。

上記プリセット制御を補う形で、摩擦係数を一定範囲に制御するための流量のフィードバック制御が行われる。Fig.6-7 に摩擦係数の圧延速度に応じたプリセット制御およびダイナミック制御の例を示す。圧延速度の変化に対して、予め設定された流量でハイブリッド潤滑系統からエマルジョンが供給されていると共に、高速域においては目標とする摩擦係数範囲を外れる場合にハイブリッド潤滑系統からのスプレー流量が自動調整される。このような摩擦係数を直接的な制御目標とするフィードバック制御の実用化は過去に例を見ない。

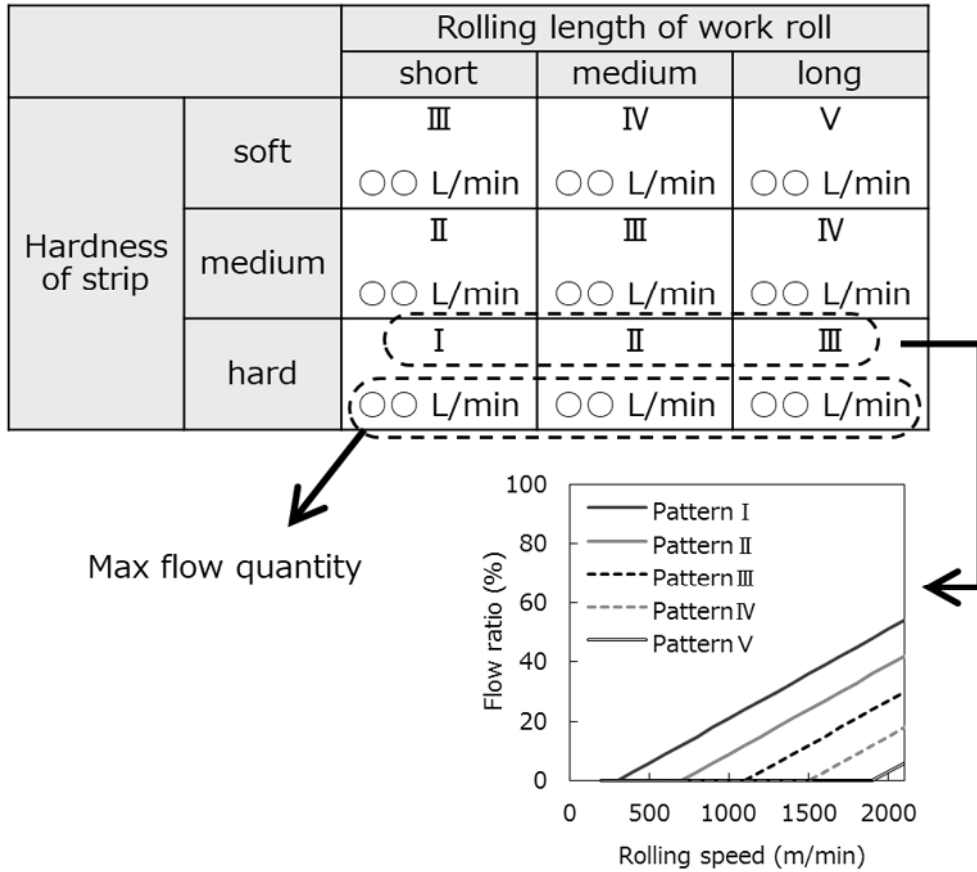


Fig.6-6 Preset flow control in hybrid lubrication system.

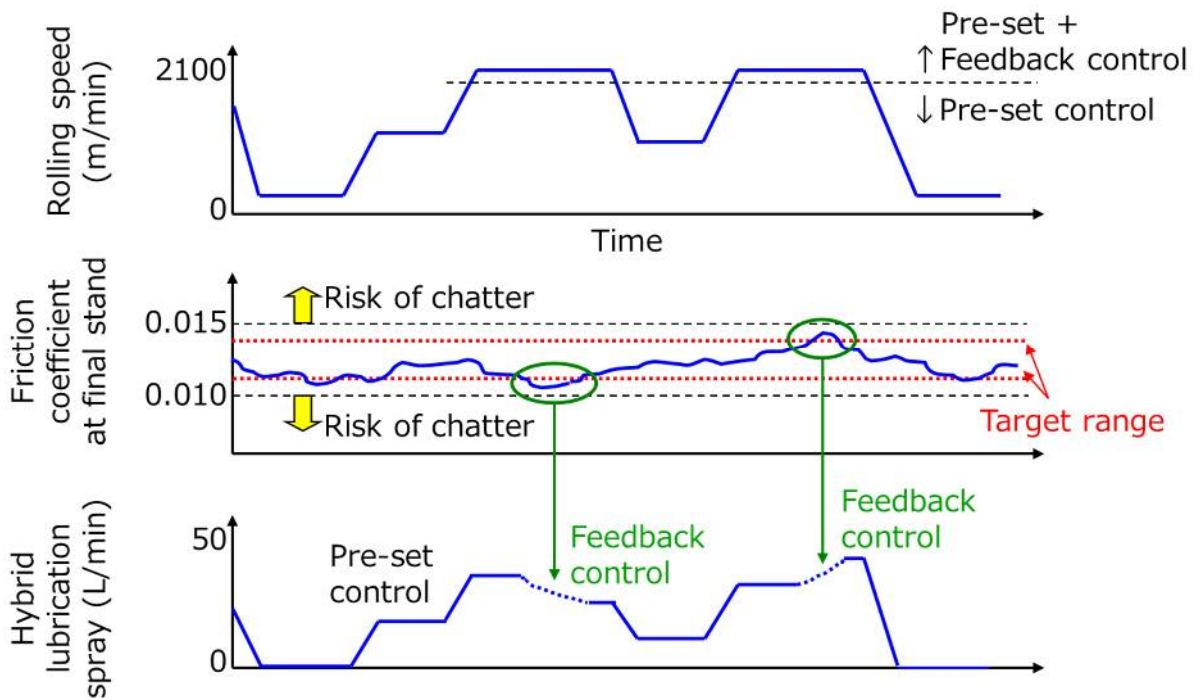


Fig.6-7 Test pattern of dynamic lubrication control in actual production mill.

6.3 効果検証結果

Fig.6-8 は、本開発技術の適用前後における圧延荷重の違いを表したものである。同一サイズ(初期板厚 2.0mm、最終板厚 0.2mm、板幅 892mm)で T4CA クラスの硬質材に対して、新たなハイブリッド潤滑を#4、#5 圧延スタンドに適用した。ハイブリッド潤滑に使用したエマルジョン濃度は 10% であり、各圧延スタンドでの流量は#4 圧延スタンド入側で 10L/min、#5 圧延スタンド入側で 25L/min とした。一般的に冷間タンデム圧延機で高速圧延を行う場合、より少ない回転数で圧延距離を生み出すために最終圧延スタンドでは大径ワークロールが用いられる。しかし、加工硬化の進んだ最終圧延スタンドで大径ワークロールを用いるとワークロールの扁平により接触面積が増え圧延荷重が大きくなる。図からはハイブリッド潤滑を適用した圧延スタンドでの圧延荷重が低減していることが確認でき、特に大径ワークロール使用により圧延荷重が増大する最終圧延スタンドでの減少が大きいことがわかる。このような圧延負荷の軽減は冷間タンデム圧延機全体でのエネルギー消費の低減にも期待できる。

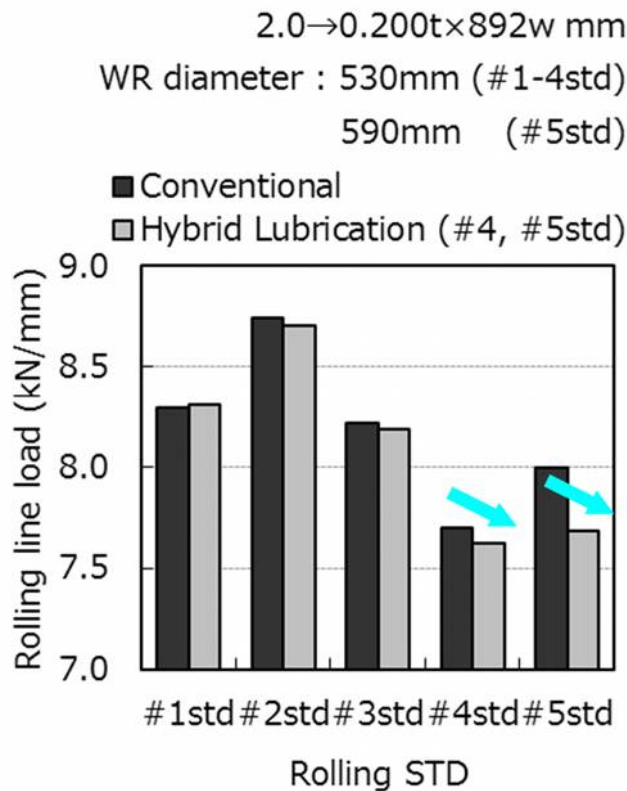


Fig.6-8 Changes in rolling force before and after application of developed technology.

第五章の連続圧延シミュレータにて有効性が示された摩擦係数を直接的な制御目標としたフィードバック制御が実際の冷間タンデム圧延機にて検証された。対象材の一例として、同一サイズで T4CA クラスの硬質材が連続圧延されたケースについて述べる。

同鋼種における摩擦係数の制御範囲を決定するため、後段圧延スタンドにおける摩擦係数を整理した。Fig.6-9 は後段圧延スタンドにおける摩擦係数のバランスを整理したヒストグラムである。圧延速度は、圧延機の最高速度である 2100m/min で整理された。図からは後段圧延スタンドの摩擦係数のバランスがある一定範囲となったときに最高速圧延が達成しやすいことがわかる。Fig.6-9 に示したヒストグラムにより摩擦係数バランス(#4 圧延スタンドにおける摩擦係数 μ_4 と #5 圧延スタンドにおける摩擦係数 μ_5 の差)の制御範囲が決定された。

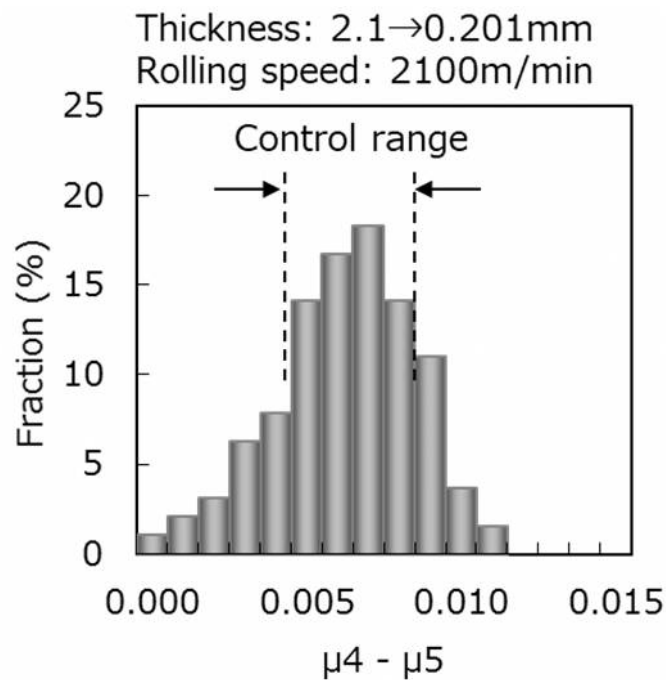


Fig.6-9 Histogram of friction coefficient balance in actual tandem cold rolling mill.

$\mu_4 - \mu_5$: The friction coefficient difference between the fourth and the fifth rolling stand

Fig.6-10 は最終圧延スタンドにおける圧延機の鉛直方向における振動速度をコイル毎にプロットした結果である。縦軸の振動速度がある一定値を超えるとチャタリングが発生しやすくなること

を示す。横軸はワークロールを組み替えた直後からのコイル本数を示している。なお、比較として、ハイブリッド潤滑のダイナミック制御を行わずプリセット流量制御のみで同様の連続圧延を行い、フィードバック制御の有効性を評価した。

図から、摩擦係数バランスのフィードバック制御を行った場合はほぼ一定の振動速度で推移しているのに対し、制御を使用しない場合では、圧延本数が 20 本を超えたあたりから最終圧延スタンドでの振動速度が上昇していることがわかる。コイル 20 本は圧延量に換算すると約 300t となる。Fig.5-10 に示したワークロールの磨耗曲線と比較すると、最終圧延スタンドのワークロール粗度は 1/3 に減少していると推定される。従って、振動速度が増加した原因はワークロールの粗度低下によって生じた潤滑過多によるスリップによって引き起こされたチャタリングと考えられる。

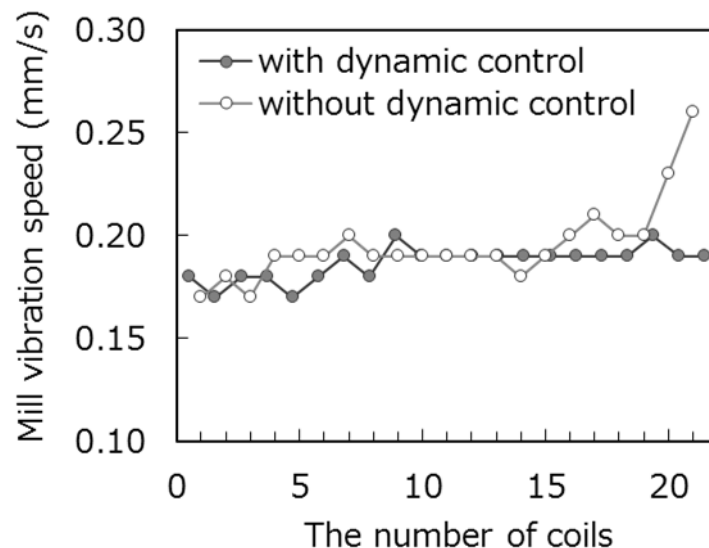


Fig.6-10 Changes of mill vibration speed from the rolling start in final stand.

Fig.6-11 はハイブリッド潤滑を活用した摩擦係数バランスのフィードバック制御を行った場合における各項目の時間変化の一例を示す。上から、最終圧延スタンドでの圧延速度、摩擦係数、フィードバックに伴う流量制御量、ハイブリッド潤滑の供給流量を示している。対象コイルはワークロール組替後 21 本目のコイルであり、Fig.6-10 の比較テストにおいて振動速度が増加し始めた圧延量に相当する。最高速である 2100m/min に到達後、後段圧延スタンドにおける摩擦係数バランスを一定範囲とするためフィードバック制御機構が作動し、ハイブリッド潤滑におけるエマルショ

ン供給流量を逐次補正していることがわかる。また、このテストケースでは 2100m/min の定常速度域にて一旦減速を行っているが、圧延減速に追従するようにエマルジョン供給のプリセット流量制御も機能していることがわかる。このようなきめ細かい逐次補正はオペレーターによる手動介入で達成することは非常に困難である。なお、本テストケースでは#4 圧延スタンドのワークロールの摩耗が進行していたため、圧延初期段階から当該スタンドでの摩擦係数が低位となっていた。従って、ハイブリッド潤滑流量は補正量が常にマイナスを示しており、#4 圧延スタンド入側でのエマルジョン供給はなされていない。実質的にエマルジョンを供給しているスタンドは最終圧延スタンドのみとなっているが、両圧延スタンドにおける摩擦係数のバランスが Fig.6-9 で示した制御範囲と概ね一致するようにエマルジョンの供給量がコントロールされていることが確認された。このように実機ラインでの検証を通じて、循環給油方式を採用する冷間タンデム圧延機の高速度圧延条件において、摩擦係数を直接的な制御指標としながら潤滑状態を安定的に制御できることが実証された。

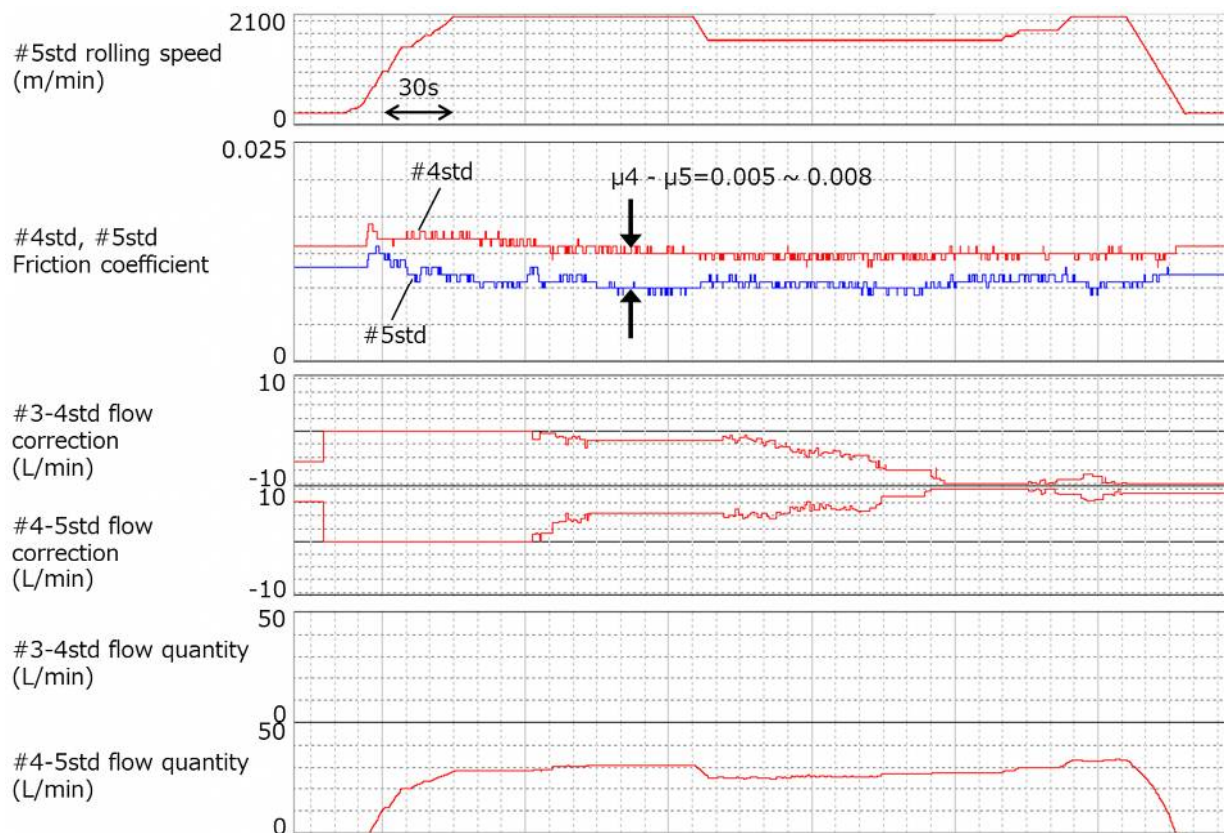


Fig.6-11 Test case of flow control response by the feed back system.

Fig.6-12 は本技術適用時の摩擦係数変化とチャタリング発生状況を整理したものである。同一サイズ(初期板厚 2.3mm、最終板厚 0.202mm、板幅 872mm)で T1~T3CA クラスの軟質材に対して 圧延実績(荷重・張力・ワークロール径)と変形抵抗から Bland & Ford の圧延理論式により摩擦係数を算出した。摩擦係数の算出に使用した実績パラメータの平均値を Table 6-2 に示す。従来の循環給油方式のみの操業条件では、高速圧延に伴ってロールバイト近傍での油膜形成が追い付かなくなるスターブ潤滑領域が進行し、ロールバイトへの導入油分量が低下する結果、高速域でチャタリングの発生が散見された。一方、本技術を適用することによって高速圧延域での導入油分量が補償され摩擦係数が一定範囲に維持されていることがわかる。

Table 6-2 Average data used in friction coefficient calculation

Deformation resistance (MPa)	$k_f = 664(\epsilon+0.015)^{0.26}$
Rolling line load (kN/mm)	6.8
Rolling reduction (%)	30.4
Back tension (MPa)	12.8
Front tension (MPa)	10.9
WR radius (mm)	294

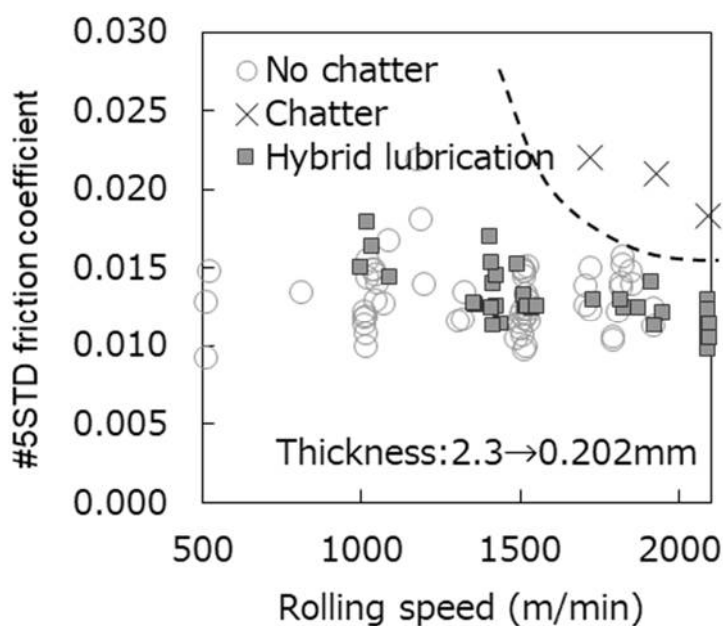


Fig.6-12 Relationship between rolling speed and friction coefficient before and after application of hybrid lubrication system (soft material).

Fig.6-13 は本技術適用時の摩擦係数変化とチャタリング発生状況を同様に硬質材で整理したものである。同一サイズ(初期板厚 2.1mm、最終板厚 0.202mm、板幅 830mm)で T4CA クラスの硬質材に対して圧延実績(荷重・張力・ワークロール径)と変形抵抗から Bland & Ford の圧延理論式により摩擦係数を算出した。摩擦係数の算出に使用した実績パラメータの平均値を Table 6-3 に示す。Fig.6-12 に示した軟質材と比べ、チャタリングが発生する摩擦係数が低下しており、チャタリングを抑止しつつ、圧延によるスリップを回避するための摩擦係数範囲は極小化していると想定されるが、高速圧延域においても、適切な摩擦係数を維持できていることがわかる。

Table 6-3 Average data used in friction coefficient calculation

Deformation resistance (MPa)	$k_f = 698(\epsilon+0.015)^{0.24}$
Rolling line load (kN/mm)	6.6
Rolling reduction (%)	30.6
Back tension (MPa)	11.9
Front tension (MPa)	12.8
WR radius (mm)	294

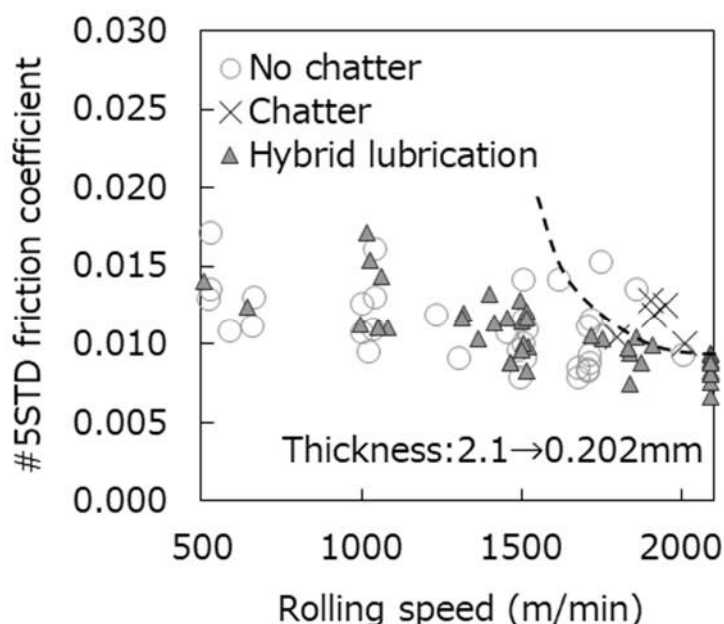


Fig.6-13 Relationship between rolling speed and friction coefficient before and after application of hybrid lubrication system (hard material).

Fig.6-14 は福山 No.2 タンデム圧延機でのハイブリッド潤滑適用前後における最高圧延速度 (2100m/min)の平均達成率を整理した図である。冷間タンデム圧延機ではコイル長の制約や圧延機モーターのトルク制約によって圧延速度を上げることができないケースが存在するが、それらを除いた仕様上最高圧延速度まで到達可能なコイル数に対して、実際に最高圧延速度まで到達したコイル数の比率で整理している。なお、上記達成率は圧延定常部において一時的に最高速に到達したコイルも含まれている。従来の循環給油方式では高速圧延域でのチャタリング発生により、最高圧延速度が達成できる材料は軟質材のごく一部に限られていた。ハイブリッド潤滑を活用することによって硬質な薄鋼板を含む最高速度の達成率は従来に比べて7倍程度向上し、生産能率の向上に寄与できることが明らかとなった。

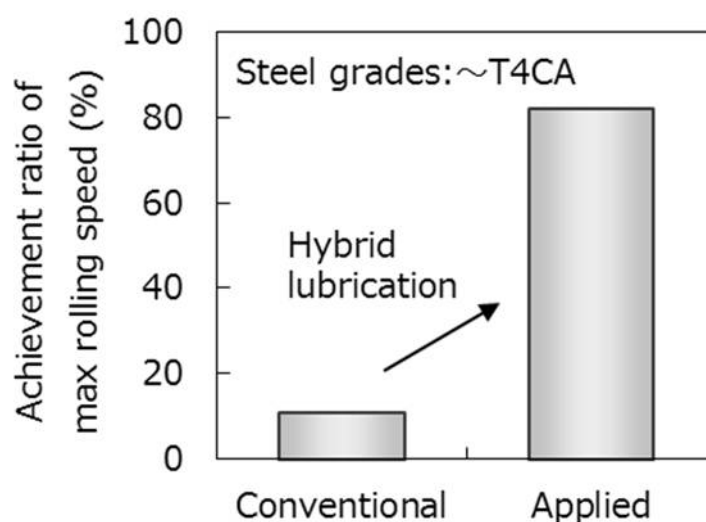


Fig.6-14 Achievement ratio of maximum rolling speed before and after application of hybrid lubrication system.

一方で、Fig.6-15 に示すように、圧延油原単位については従来の循環給油方式と同レベルを維持している。これは、従来の循環給油方式において圧延油を常時補給していたのに代替して、ハイブリッド潤滑システムを通じて圧延油を循環給油システムへ補給していることに相当する。一方で、圧延油を大量に消費する直接給油方式によって高速圧延を実現しようとする従来のアプローチに対しては、圧延油原単位が 1/3 程度まで低減していることがわかる。以上から、本潤滑技術は圧延の高速化と

圧延油原単位を両立できるものであり、圧延油消費量低減に伴う廃液処理量削減の観点で、「エコな冷間圧延潤滑システム」と呼ぶことができる。

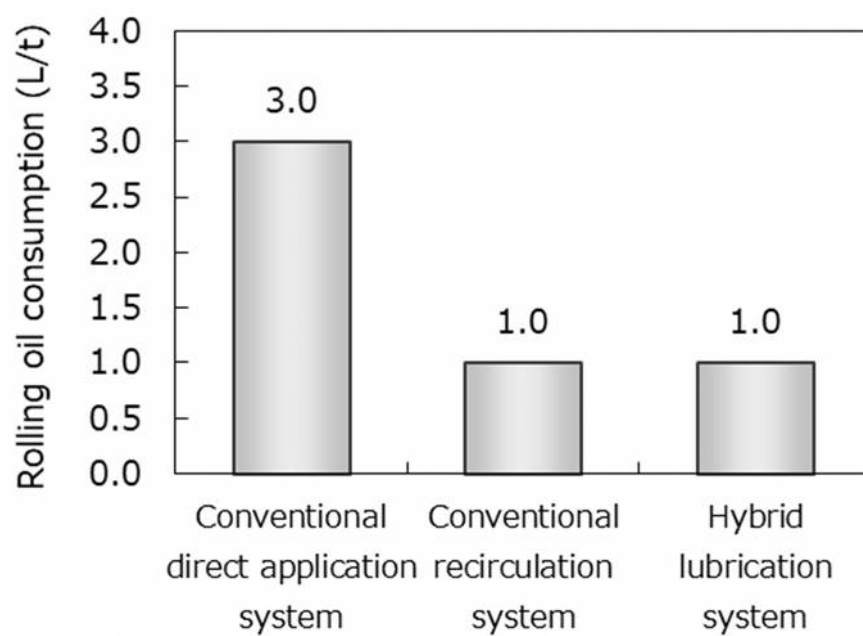


Fig.6-15 Rolling oil consumption before and after application of hybrid lubrication system.

6.4 小括

圧延油原単位に優れた循環給油方式の利点を活かしながら、プロダクトミックスに応じて潤滑状態を自在に制御して、安定的な高速圧延を実現する新たなハイブリッド潤滑方式を開発・実用化した。得られた結果を以下に示す。

- ・ 循環給油方式をベースとする 5 スタンド冷間タンデム圧延機において、圧延速度 2100m/min を安定的に実現した。硬質な薄鋼板(T4CA)において、圧延機の最高速度達成率や稼働能率が向上し、缶用鋼板の硬質化・薄肉化への対応を図ることが可能となった。
- ・ 摩擦係数を制御目標とする潤滑制御技術の開発などにより、循環給油方式を前提としながらも、圧延時の潤滑状態を自在に制御する技術を実証した。薄鋼板の需要動向の変化に柔軟に対応しながら硬質な薄鋼板から軟質材までのプロダクトミックスに応じた柔軟な生産を実現した。
- ・ 圧延速度及び稼働能率が向上する一方で、循環給油方式の優れた圧延油原単位を維持している。圧延の高速化と圧延油原単位(廃油量削減)の両立を実現できることから、環境にも配慮した冷間圧延システムとして有益であると考えられる。

第七章 結論

冷間圧延プロセスでは自動車用/缶用鋼板をはじめとする鋼板の薄肉化・硬質化が進行しており、高歩留りの生産が必須となっている。一方、これらの最終製品が地球環境負荷の軽減を狙いとして進展していることを考慮すれば、その生産過程においても環境負荷を最小限に抑える技術によってこれを実現する必要がある。以上のような観点から、薄鋼板の冷間タンデム圧延機の潤滑システムとして、循環給油方式の優れた圧延油原単位を維持することで廃液量を低減しながら、直接給油方式に匹敵する高い潤滑性能を得る技術を確立すること、及び多様なプロダクトミックスに対応した最適な潤滑状態が得られるよう潤滑状態を自在に制御する手段を確立することで高生産性と環境負荷低減の両立に貢献できると考えられる。

本研究では冷間圧延に用いられるエマルションのプレートアウト現象を最大活用することにより、ロールバイト内の接触率変化を介して潤滑状態を制御させることを着想し、特に実機のような高速冷間圧延状態におけるプレートアウト現象の理解とその制御のための考え方を明らかにした。以下に、各章で得られた成果を総括する。

第1章では、冷間タンデム圧延機における潤滑システム及び潤滑機構についての従来研究を整理するとともに、高生産性に向けた高速冷間圧延技術と環境に配慮した廃油量低減を両立するための課題を明らかにし、本研究の目的を述べた。

第2章では、エマルションのプレートアウト現象に関する影響因子を整理したうえで、必要最小限の油分供給量で鋼板表面へのプレートアウト特性を極大化させる手段について調査した。その結果、従来から知られているようなエマルションの作りこみ条件(濃度・粒径)だけではなく、エマルションの供給方法までも考慮する必要があることが明らかとなった。具体的には、2流体ノズルによるエマルションのエアアトマイズ供給では、鋼板に付着する油滴に対して周囲に存在する水の影響が少なくなるため、含有界面活性剤による洗い流し(再乳化)効果が抑制されることで油滴のプレートアウト性が向上することが明らかとなった。

また、2流体ノズルは噴射ノズル直近にて圧延油原油と温水をミキサーにて混合し噴射するインジェクター方式においても均一供給可能な手段として有効であると考えられる。濃度変更の高応答

性や設備の簡素化といった利点を生かせる他、圧延油のせん断時間が少なくなることで乳化安定性がより良好な圧延油においてもエマルジョンの大粒径化が可能になることも想定され、高潤滑エマルジョン供給の新しい可能性が導き出された。

第3章では、プレートアウト現象を活用した冷間圧延の潤滑制御が有効であることを検証するため、新たな評価装置の開発から着手を行った。これは、プレートアウト油膜を自在に制御できたとしても、鋼板に付着した油分全てが必ずしもロールバイトに引き込まれるのではなく、またロールバイト内での混合潤滑挙動についても従来の装置のみでは定量的な予測が困難であったからである。ロール表面粗さ、鋼板表面粗さおよび圧延速度を変更し、プレートアウト量が圧延荷重および摩擦係数に及ぼす影響について評価した結果、プレートアウト量が大きい場合には、摩擦係数に及ぼすロール粗さの影響は小さいものの、プレートアウト量が小さい場合には、ロール粗さによって摩擦係数が大きな影響を受けることが明らかとなった。

このような定量的な評価結果により、実機冷間圧延での潤滑状態を制御するための基本的な指針を得ることができた。特に、ロール表面粗さの摩耗による経時的な変化に対応して、ハイブリッド潤滑系統からの供給流量を変更することが必要になるという知見が得られ、実機システムの流量設定に反映された。

第4章では、プレートアウト現象を活用した圧延潤滑状態の制御性を確認するために、実機5スタンド冷間タンデム圧延機を想定した鋼板付着油分予測及び実機検証実験を行った。実機タンデム圧延機にテスト設置したハイブリッド潤滑系統からのスプレー供給量により、圧延後の鋼板表面に形成されるオイルピット面積も増加しており、鋼板表面へのプレートアウト量の増加により、ロールバイトへ導入される油分量も増加して摩擦係数が低下することが検証された。

このような実機ラインでの実験を通じて、循環給油方式を採用する冷間タンデム圧延機の高速度圧延条件において、プレートアウト制御により潤滑状態を制御できることを実証した。また、実験と従来の冷間圧延潤滑理論により導かれた鋼板付着油分の予測モデルは実測値と比較的良好な一致を示した。種々の高速圧延状態における潤滑状態の変化を定量的に予測することが可能となった。

第5章では、鋼板表面のプレートアウトをコントロールするという手段が摩擦係数の制御に有効であることを活用して、硬質な薄鋼板における高速圧延の阻害要因であるチャタリング抑止の可能

性を探索した。冷間タンデム圧延機全体がスタンド間張力を介して互いに影響を及ぼしあう連続圧延状態であることを考慮し、2スタンド自励振動モデルを用いた考察によって隣接スタンドにおける摩擦係数のバランスが、圧延機の振動の安定性に影響を与えうることが明らかになった。これは圧延機の振動不安定化現象が、ロールギャップや荷重・張力などの周期的な変動要因に加え、ロールバイトにおける摩擦状態自身が振動を不安定化させる要因を潜在的に含むことを示唆している。

このような観点から、高速圧延における安定圧延を実現するためには、冷間タンデム圧延機における後段圧延スタンドの摩擦係数を、被圧延材の板厚・鋼種やワークロールの表面粗さ等に応じて所定の範囲に制御する必要性を導くことができた。その思想を実現するためのアクチュエータとして、ハイブリッド潤滑システムからのエマルジョン供給量のフィードバック制御によるダイナミック摩擦係数制御がシミュレーションにより検証され、その制御効果が確認された。従来の循環給油方式では潤滑状態を積極的に制御する手段が存在しなかったため、チャタリングの危険領域を避けることができない場合も多く、試行錯誤により安定操業条件を経験的に探す他なかった。そのような旧来常識を打ち破る点で本制御思想は画期的であるといえる。

第6章では、上記知見を基に新たに具現化された新ハイブリッド潤滑技術(Flexible Lubrication System for Cold Rolling)について、実際の実用化の面から見た成果及び実績が述べられた。循環給油方式をベースとする5スタンド冷間タンデム圧延機において、圧延速度2100m/minを安定的に実現した。硬質な薄鋼板(T4CA)を含む圧延最高速度(2100m/min)達成率が従来比の約7倍まで増加し、直接給油方式の冷間タンデム圧延機に相当するレベルにまで到達した。一方で、循環給油方式の優れた圧延油原単位は現行を維持しており、圧延の高速化と圧延油原単位が両立された。

通常循環給油方式での潤滑状態(軟質材に適する)から、ハイブリッド潤滑システムを活用した直接給油方式レベルの潤滑状態(硬質材・薄肉材に適する)までを自在に変更することが可能となり、多様なプロダクトミックスに応じた最適な潤滑状態を実現可能なシステムが構築された。また、コイル内での圧延条件の変化に応じて潤滑状態をフィードバック制御するシステムの実現により高速圧延の安定性が向上した。冷間タンデム圧延機において摩擦係数を直接的な制御目標とするフィードバック制御の実用化は世界でも例を見ない。

本論文の全体成果は以下のように総括できる。

通常の循環給油方式で使用される低濃度・小粒径エマルジョンによって形成されるプレートアウト量に対して、従来のハイブリッド潤滑方式では高濃度エマルジョンのみが用いられることで約2倍程度のプレートアウト量までしか実現できなかつたと推測される。一方、本技術による新たなハイブリッド潤滑方式によれば、大粒径化・最適供給方式の効果により、通常の循環給油方式に対して約3倍のプレートアウト量を得ることができ、直接給油方式レベルにほぼ匹敵するレベルの油膜を形成させることが可能となった。これは、エマルジョンの循環安定性を確保するために多量の界面活性剤を含有するなど、性状の異なるエマルジョン圧延油であっても、直接給油方式に匹敵するレベルの高いプレートアウト特性を実現できる可能性を明らかにした点で意義があり、あらゆる圧延油に適用できる汎用性を有している。

従来操業では圧延最終板厚が薄く、かつ硬質な材料に対して、チャタリングの発生により圧延機仕様上限である2100m/minを達成することが困難であったが、本技術によって大幅に速度達成率が向上し、薄肉化・硬質化に対応した高速圧延を安定的に達成することが可能となった。従来のように高速圧延の実現に対して、直接給油方式を適用するというアプローチではなく、圧延油原単位に優れ、廃液処理や圧延油の再生工場が不要な循環給油方式を基礎とした潤滑システムによってこれを実現した点でインパクトは大きく、生産工程においても環境負荷を軽減した「エコな冷間圧延潤滑システム」を確立したといえる。

また、潤滑状態の自在制御の実現により、硬質材から軟質材までを同一の冷間タンデム圧延機により柔軟に生産できる体制が整備された。これにより、薄鋼板の需要動向の変化に柔軟に対応できることとなった。加えて、冷間圧延時の品質・寸法精度・平坦度等への波及効果についても可能性を拓いた。例えば、ヒートスクラッチが発生しやすい場合に、潤滑状態を変更して摩擦発熱を抑制することが可能となる。また、走間板厚変更時の溶接点前後での潤滑状態の変更により、スタンド間張力の変動を抑制でき、板厚変更の安定性が向上する可能性がある。さらに、板幅方向での潤滑状態をきめ細かく変更することで、潤滑ノズルを高次形状の制御アクチュエータとして使用できる可能性もある。

これら独自のコンセプトに基づく新ハイブリッド潤滑システムの適用は今後の冷間タンデム圧

延機の技術を先導するものと位置付けられる。本開発技術は、社内における複数の冷間タンデム圧延機への適用も進捗しており、難圧延材の生産性向上にも寄与しつつある点で汎用的な技術となりつつある。さらに、潤滑油の廃液規制が進んでいる欧州の一部圧延機においても実機ラインを用いたテストが行われており、本開発技術に追従する動きがみられる。その意味で、世界に先駆けて開発に成功した意義は大変大きい。

最後に本研究の結果が今後の塑性加工プロセスにもたらす効果と今後の研究の展望について述べる。本開発技術はエネルギー消費の効率化を目指した塑性加工全般の技術開発に対するインパクトを有すると考えられる。塑性加工における工具と被加工材界面では、塑性流動を制御するために一定の摩擦力を必要とする一方で、過度の摩擦力はエネルギー損失を伴う。通常は種々に変化する加工条件に対して、マクロ的(プロダクトミックス全体に対して)には、両者の両立が図られているはずであるが、ミクロ的(個々の材料や加工条件に対して)には両立が困難である。本技術で実現した潤滑制御は、ミクロ的な加工条件に対して塑性流動の制御と加工エネルギーの最小化を両立する点で意義があり、より効率的なエネルギー消費を実現するという塑性加工技術の今後の方向性を先導する意味でのインパクトがあるものとする。

被圧延材に応じて最適な潤滑状態を達成するチャンスフリー技術の実現とエネルギー消費最適化の両立に寄与できるという点では、多品種に柔軟に対応できる熱間圧延プロセス及びミニミルとしてのニーズが高まることが予想される。熱間圧延でも潤滑は用いられているものの、潤滑油の燃焼、鋼板表面スケールの生成・破壊を伴うなど現象が非常に複雑であり、必ずしも潤滑状態を制御できているとは言い難い。熱間圧延における潤滑メカニズム^[194~196]及び潤滑による平坦度・クラウン制御^[197]を考察する上で、本開発技術は注目されつつある。

潤滑油の使用量及び廃液削減へのニーズに関しては、国内において必ずしも高まっているとはいえない状況ではあるが、圧延機ハウジングに付着した圧延油によるオペレータの作業環境悪化が毎年わたる問題となっており、ボタ落ち・鉄粉による品質影響低減も相まって圧延機自体のクリーン化が望まれている。本ハイブリッド潤滑技術は使用する油分を最小化するという点で環境にも配慮する技術であるが、望ましくは極限まで油分の使用量を抑えることが求められる。このような

課題に対して、切削等の機械加工分野では、潤滑成分が水に溶解したソリューション型潤滑剤が適用される例がみられる^[198]。近年では、冷間タンDEM圧延に使用されるエマルション圧延油に対して、ソリューション型潤滑剤の高速圧延における潤滑性について検討を行った例も報告されており、本潤滑制御に関する知見が生かされている^[199, 200]。

今後、これらの塑性加工プロセスの開発において、潤滑制御の活用がさらなる高付加価値製品の開発や環境負荷軽減にむけて新たな境地を切り開くことを期待する。

参考文献

- [1] (社)日本鉄鋼連盟ホームページ: worldsteel 銑鉄・粗鋼年間生産量・時系列表 2008～2017 年,
<http://www.jisf.or.jp/data/iisi/index.html>.
- [2] International Organization of Motor Vehicle Manufacturers (OICA)ホームページ:
<http://www.oica.net/category/production-statistics/>.
- [3] 三井住友銀行: 自動車用素材の動向, http://www.smbc.co.jp/hojin/report/investigationlecture/resources/pdf/3_00_CRSDReport019.pdf
- [4] 環境省: 自動車分野において目指す将来像(2050), <https://www.env.go.jp/council/06earth/y060-96/mat02-4.pdf>
- [5] 新日鐵住金: Nippon Steel Monthly, vol.134(2003), pp.1-8.
- [6] 今居武史: 容器用鋼板の将来展望, 新日鐵住金技報 398(2014), pp.10-13.
- [7] スチール缶リサイクル協会: スチール缶リサイクル年次リポート 2016
- [8] COURSE50 ホームページ: <http://www.jisf.or.jp/course50/>.
- [9] 小豆島明: 鉄鋼圧延技術を支えるトライボロジー, ふえらむ, 7-8(2002), pp.597.
- [10] 蛭田敏樹: 冷間圧延および連続熱処理の進歩と今後の展望, 第 207-208 回西山記念講座 (2011).
- [11] 阿部光延: 薄鋼板製造技術, 日本鉄鋼協会, (2000), pp.108.
- [12] 一丸隆六郎, 比企野賢三: 福山製鉄所 No.2 コールドタンデムミルの概要, 日本鋼管技報, 56(1971), pp.57-61.
- [13] 古谷巖, 川崎良樹, 河波保雄, 柳楽紀元, 旭岡達司: 広畑完全連続冷薄製造設備の概要と操業, 鉄と鋼, 73-12(1987), S1037.
- [14] 鎌田正誠: 薄板連続圧延, 地人書館, (1997).
- [15] 日本鉄鋼協会編: 板圧延の理論と実際(改定版), (2010), pp.302.
- [16] 藤田文夫: 第 217 回塑性加工シンポジウム, (2002), pp.47-55.
- [17] F. W. Taylor: On the art of cutting metals, ASME, New York, (1906).

- [18] 小野肇, 岡本隆彦: 金属加工油, トライボロジスト, 50-4(2005), pp.301-306.
- [19] 岡本隆彦: 鉄鋼・非鉄用圧延油の現状と動向, 塑性と加工, 58-576(2017), pp.385-389.
- [20] 岡本隆彦: 潤滑剤, 塑性と加工, 46-531(2005), pp.315-320.
- [21] 池田昌則, 秦昌弘, 村尾伸介, 市本武彦: アルミニウム板の熱間圧延用 DP 型圧延油の潤滑特性, 神戸製鋼技報, 56-1(2006), pp.54-58.
- [22] 稲垣訓, 石井辰明, 胡祺, 任晓平, 脇本政哉: シートゲージ用カチオン系冷間圧延油の開発, 鉄と鋼, 103-3(2017), pp.134-141.
- [23] 三辺達郎, 中島和人: 乳化安定性に優れた圧延油用界面活性剤の開発, 日本パーカラライジング技報, 24(2012), pp.42-47.
- [24] 岡本隆彦: 鉄鋼及び非鉄金属の圧延加工に用いられる潤滑剤, 第 93 回塑性加工学講座, (2002).
- [25] 金子智弘: 高速冷間圧延技術の開発(川鉄千葉 2TCM の 2800mpm 冷間圧延技術), CAMP-ISIJ, 13-2(2000), pp.318-321.
- [26] 村本晴正, 松本正次, 手柴東光, 柳島章也, 山田恭裕: ハイブリッド方式による圧延油原単位の削減, 鉄と鋼, 68-5(1982), S370.
- [27] 村本晴正, 松本正次, 片山秀夫, 滝本高史, 手柴東光, 山田恭裕: ハイブリッド式圧延システム, 圧延理論部会第 9 回冷延潤滑小委員会(日本鉄鋼協会), (1983).
- [28] 本城恒: 圧延チャタリング振動の諸特性と対策, CAMP-ISIJ, 30(2017), pp.485-458.
- [29] Brian R. Hardwick: A monitoring instrument for the detection and early warning of resonant oscillation of servovalves in hydraulic systems, AISI Steel Technology, 11(1999), pp.49-53.
- [30] 井上紀明: 冷間圧延製品のチャターマークの解明と対策, CAMP-ISIJ, 6(1993), pp.325.
- [31] 宇野清次, 藤井達朗, 金丸賢一: 圧延機スピンドル用ギャップレスカップリングの開発, CAMP-ISIJ, 9(1996), pp.1052.
- [32] 安藤成海, 勝谷良碩, 古賀国彦, 豊田洋民: 圧延機振動解析, 塑性と加工, 16(1975), pp.78-

84.

- [33] 鈴木弘: 圧延百話, 養賢堂, (2000), pp.410-426.
- [34] E. Brusa, L. Lemma and D. Benasciutti: Vibration analysis of a Sendzimir cold rolling mill and bearing fault detection, Proc. ImechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, 224(2009), pp.1645-1254.
- [35] 泊康則, 志度誠一, 小野寺建次, 飯野光明, 三反崎裕雄: 銅及び銅合金の圧延における表面損傷とその発生に及ぼす圧延油の影響, 塑性加工春季講演会論文集, (1988), pp.293-296.
- [36] 山田恭裕, 福原明彦, 北浜正法, 中野恒夫, 森本和夫, 市場徳男: 強圧下時のスリップ・チャタリング現象と防止方法の検討, 鉄と鋼, 73(1987), pp.S337.
- [37] Y. Kimura, Y. Sodani, N. Nishiura, N. Ikeuchi, Y. Mihara: Analysis of Chatter in Tandem Cold Rolling Mills, ISIJ Int., 43(2003), pp.77-84.
- [38] 菅輝夫, 蔵田義輝, 伊達幸次郎, 石原明, 石永健二: 冷間圧延における温度制御技術(第2報)-板温制御によるヒートスクラッチ・チャタリングの防止-, 塑性加工春季講演会論文集, (1981), pp.249-252.
- [39] 御園生一長: 薄鋼板の冷間圧延におけるチャタリングの検討, 塑性と加工, 21(1980), pp.1006-1010.
- [40] Luc Chefneux, Jean-Paul Fischbach, Jacques Gouzou: Study and industrial control of chatter in cold rolling, Iron and Steel Engineer, 11(1984), pp.17-26.
- [41] 古川九州男, 鎗田征男, 清野芳一, 滝本高史, 中里嘉男, 中川吉左衛門: 極薄鋼板の冷間圧延における「チャタリング」現象の解析, 川崎製鉄技報, 8(1976), pp.60-76.
- [42] 石野和成, 壁矢和久, 吉川孝雄: 圧延機チャタリングの振動解析, 日本機械学会論文集 C 編, 69-687(2003), pp.135-142.
- [43] 石野和成, 壁矢和久, 吉川孝雄: 圧延機チャタリングの振動解析, 日本機械学会論文集 C 編, 70-695(2004), pp.18-25.
- [44] 石野和成, 壁矢和久, 吉川孝雄: 圧延機チャタリングの振動解析と対策, 日本機械学会論文集 C 編, 70-699(2004), pp.23-30.

- [45] 前田恭志: タンデム圧延におけるチャタリング現象の数値解析モデル, CAMP-ISIJ, 30(2017), pp.489-492.
- [46] I.S. Yun: Chatter in Rolling, PhD thesis, Evanston, Northwestern Univ., (1995).
- [47] Y. Chen, S. Liu, T. Shi, S. Yang and G. Liao: Stability analysis of the rolling process and regenerative chatter on 2030 tandem mills, Proc. ImechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, 216(2002), pp.1225-1235.
- [48] J. Nizioł and A. Świątoniowski: Numerical analysis of the vertical vibrations of rolling mills and their negative effect on the sheet quality, J. Materials Processing Technology, 162-163(2005), pp.546-550.
- [49] P-H. Hu, H. Zhao and K.F. Ehmann: Third-octave-mode chatter in rolling; Part 1 Chatter model, Proc. ImechE, Part B: J. Engineering Manufacture, 220(2006), pp.1267-1277.
- [50] P-H. Hu, H. Zhao and K.F. Ehmann: Third-octave-mode chatter in rolling; Part 2 Stability of a single-stand mill, Proc. ImechE, Part B: J. Engineering Manufacture, 220(2006), pp.1279-1292.
- [51] P-H. Hu, H. Zhao and K.F. Ehmann: Third-octave-mode chatter in rolling; Part 3 Stability of a multi-stand mill, Proc. ImechE, Part B: J. Engineering Manufacture, 220(2006), pp.1293-1303.
- [52] H. Zhao: Regenerative chatter in cold rolling, PhD thesis, Evanston, Northwestern Univ., (2008).
- [53] X. Yang, C. Tong, G. Yue and J. Meng: Coupling Dynamic Model of Chatter for Cold Rolling, Journal of Iron and Steel Research, International, 17(2010), pp.30-34.
- [54] M.R. Niroomand, M.R. Forouzan and M. Salimi: Prediction of Surface Quality due to Chatter Vibration in Rolling of Thin Steel Strip Using ALE Finite Element Method, Key Engineering Materials, 473(2011), pp.572-578.
- [55] X. Yang and C. Tong: Coupling Dynamic Model and Control of Chatter in Cold Rolling, J.

- Dynamic Systems Measurement and Control, 134-4(2012), 041001.
- [56] S.K. Dwivedy, S.S. Dhutekar and P. Eberhard: Numerical Investigation of Chatter in Cold Rolling Mills, Materials with Complex Behaviour II, Advanced Structured Materials 16, Springer, Berlin, (2012), pp.213-227.
- [57] A. Heidari and M.R. Forouzan: Optimization of cold rolling process parameters in order to increasing rolling speed limited by chatter vibrations, Journal of Advanced Research, 4(2013), pp.27-34.
- [58] A. Heidari, M.R. Forouzan and S. Akbarzadeh: Development of a rolling chatter model considering unsteady lubrication, ISIJ Int., 54(2014), pp.165–170.
- [59] M.R. Niroomand, M.R. Forouzan and M. Salimi: Theoretical and experimental analysis of chatter in tandem cold rolling mills based on wave propagation theory, ISIJ Int., 55(2015), pp.637–646.
- [60] William L. Roberts: Four-h mill stand chatter of the fifth-octave mode, Iron and Steel Engineer, 10(1978), pp.41-47.
- [61] 劉隆宏, 末岡淳男: 製鉄機械におけるバックアップロールの多角形化現象, VBL 年報, 2(2001), pp.75-84.
- [62] P-H. Hu and K.F. Ehmann: Fifth octave mode chatter in rolling, Proc. ImechE, Part B: J. Engineering Manufacture, 215(2011), pp.797-809.
- [63] John E Cox III: Improving mill performance through roll shop process control, Iron & Steel Technology, 9(2012), pp.56-64.
- [64] Lou B Donkle III: Fifth-octave chatter problem solved using vibration analysis, AISI Steel Technology, 11(1999), pp.40-45.
- [65] 林寛治, 古元秀昭, 大和田隆夫, 金森信弥: ミルスタビライザによる熱間圧延機の圧延操業性の向上, 塑性と加工 51(2010), pp.1147-1150.
- [66] R. Kellermayr, G. Djumlija: Get rid of third-octave mill chatter, Metals & mining (Siemens VAI), 3(2009), pp.76-77.

- [67] Joseph H Gallenstein: Torsional chatter on a 4Hi cold mill, *Iron and Steel Engineer*, 1(1981), pp.52-57.
- [68] 木村好次: 界面温度と焼付き, *潤滑*, 30(1984), pp.89-95.
- [69] 細野弘夫: 冷間圧延油の耐ヒートストリーク性, *潤滑*, 27(1982), pp.588-593.
- [70] 木村好次, 岡田和三: 鋼板の冷間圧延におけるヒートストリークの発生に関する研究(第1報), *潤滑*, 29(1984), pp.809-816.
- [71] 田村裕保, 細野弘夫, 戸ロ一男, 小林義弘: 試験用圧延機によるフリクションピックアップの発生, *塑性加工春季講演会論文集*, (1979), pp. 387-390.
- [72] 日本鉄鋼協会: 焼付き現象のメカニズムに迫る, (1999).
- [73] 鎌田征雄, 北村邦雄, 北浜正法, 片岡健二, 中川吉左衛門, 青木茂雄, 松田修, 吉田昭茂: 薄鋼板の冷間圧延におけるヒートストリークの発生機構, *鉄と鋼*, 67(1981), pp.80-89.
- [74] 福山敏, 岩崎守, 西村邦雄: 冷間圧延におけるヒートスクラッチ発生に及ぼす各種圧延条件の影響, *塑性加工春季講演会論文集*, (1979), pp. 383-386.
- [75] 小豆島明, 神保安広, 金田敏明: 冷間圧延の潤滑性に及ぼすロール材質の影響, *鉄と鋼*, 81(1981), pp.64-69.
- [76] 岡本隆彦, 山下好雄, 松本忠行: 鋼の冷間圧延における摩耗粉の発生と挙動, *塑性と加工*, 46(2005), pp.145-149.
- [77] 間瀬俊朗, 河野輝雄, 山本秀男: 冷間圧延の潤滑特性に関する検討, 第28回塑性加工連合講演会, (1977), pp.114-116.
- [78] 間瀬俊朗, 河野輝雄, 山本秀男: 冷間圧延油のプレートアウト性に関する検討, *鉄と鋼*, 64-11 (1978), pp.S704.
- [79] 中島浩衛, 柴田嘉基, 上堀雄司: エマルジョンを用いた冷間圧延における圧延油の流入特性(冷間圧延潤滑特性 第7報), *塑性加工春季講演会論文集*, (1979), pp. 379-382.
- [80] 白田昌敬, 酒井健次: 鋼板冷間圧延油のプレートアウト性と潤滑性について, *潤滑*, 27-8(1982), pp.594-599.
- [81] J. A. Schey: *Tribology in Metalworking: Friction, Lubrication and Wear*, American

- Society for Metals, Metals Park, (1983), pp.150-155.
- [82] 白石利幸, 高浜義久, 小川茂: 冷間圧延における摩擦係数に及ぼすプレートアウトの影響, CAMP-ISIJ, 21(2008), pp.1217.
- [83] 木村幸雄, 藤田昇輝: 冷間圧延油のプレートアウト現象の時間依存性, CAMP-ISIJ, 21(2008), pp.S162.
- [84] 木村幸雄, 藤田昇輝, 三原豊: 冷間圧延用 O/W エマルションの短時間プレートアウト特性, 鉄と鋼, 95-4(2009), pp.340-346.
- [85] 木村幸雄, 藤田昇輝, 西浦伸夫, 曾谷保博: エマルション圧延油のプレートアウト特性, 塑性加工春期講演会講演論文集, (2012), pp.159-160.
- [86] 木村幸雄, 藤田昇輝, 松原行宏, 小林宏爾, 天沼陽介, 吉岡修, 曾谷保博: エマルション圧延油の高効率プレートアウト技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第1報-, 塑性と加工, 55-4(2014), pp.346-350.
- [87] R. Guillaument, S. Vincent, J.P. Caltagirone, M. Laugier and P. Gardin: Plate-out modelling for cold-rolling systems lubricated with oil-in-water emulsions, Proc. ImechE, Part J: J. Engineering Tribology., 225(2011), pp.905-914.
- [88] W.R.D. Wilson, Y. Sakaguchi and S.R. Schmid: A dynamic concentration model for lubrication with oil-in-water emulsions, Wear, 161(1993), pp.207-212.
- [89] S.R. Schmid, P. Montmitonnet, M. Laugier and N. Legrand: Lubrication with Emulsions, Encyclopedia of Tribology, Springer, New York, (2013).
- [90] Y. Kimura and K. Okada: Lubricating properties of oil-in water emulsions, Tribology Transactions, 32(1989), pp.524-532.
- [91] 木村好次, 岡田和三: X線通過法による O/W エマルションの EHL 膜厚測定, トライボロジスト, 34-3(1989), pp.200-207.
- [92] D. Zhu, G. Biresaw, S.J. Clark and T.J. Kasun: Elastohydrodynamic Lubrication with O/W Emulsions, Journal of Tribology, 116(1994), pp.310-319.
- [93] R. Reich and J. Urbanski: Experimental Support for the Dynamic Concentration Theory,

- Tribology Transactions, 47(2004), pp.489-499.
- [94] H. Liang, D. Guo, L. Ma and J. Luo: Investigation of film formation mechanism of oil-in-water emulsions at high speeds, *Tribology International*, 109(2017), pp.428-434.
- [95] 稲垣訓, 小豆島明: 冷間圧延のエマルジョン潤滑におけるトラップ率に及ぼす潤滑条件の影響, *塑性と加工*, 50(2009), pp.54-58.
- [96] 阪口善裕, W.R.D. Wilson: ロール入口部におけるエマルジョン挙動の EHD 解析, 第 35 回 塑性加工連合講演会, (1984), pp.457-460.
- [97] W. Liu, D. Dong, Y. Kimura and K. Okada: Elastohydrodynamic lubrication with water-in-oil emulsions, *Wear*, 179(1994), pp.17-21.
- [98] T. Nakahara, T. Makino and K. Kyogoku: Observations of liquid droplet behavior and oil film formation in O/W type emulsion lubrication, *Journal of Tribology*, 110(1988), pp.348-353.
- [99] 中原綱光, 塩川祥二, 京極啓史: O/W エマルジョン潤滑の転相領域, *トライボロジスト*, 35-12(1990), pp.907-913.
- [100] S. Lo, T. Yang, Y. Cian and K. Huang: A Model for Lubrication by Oil-in-Water Emulsions, *Journal of Tribology*, 132(2009), pp.011801.
- [101] C. Wu, L. Zhang, P. Qu, S. Li and Z. Jiang: A multi-field analysis of hydrodynamic lubrication in high speed rolling of metal strips, *International Journal of Mechanical Sciences*, 142-143(2018), pp.468-479.
- [102] P. Brajdic-Mitidieri: Advanced Modelling of Elastohydrodynamic Lubrication, Doctorate Thesis, Imperial College London, (2005).
- [103] A.K. Tieu and P.B. Kosasih: Experimental and numerical study of O/W emulsion lubricated strip, *Tribology Letters*, 25(2007), pp.23-32.
- [104] M. Hartinger, M.L. Dumont, S. Ioannides, D. Gosman and H. Spikes: CFD Modeling of a Thermal and Shear-Thinning Elastohydrodynamic Line Contact, *Journal of Tribology*, 130(2008), pp.041503.

- [105] S. Lo, K. Huang and M. Zhou: CFD Study on Oil-in-Water Emulsions, *Tribology Transactions*, 52(2009), pp.66-72.
- [106] 中野彬, 坪井涼, 佐々木信也: CFD を用いた流体潤滑下での表面テクスチャによる異物のトラップに関する研究, 日本機械学会 2011 年度年次大会 DVD-ROM 論文集, S114034.
- [107] D. Dowson and G.R. Higginson: A Numerical Solution to the Elasto-Hydrodynamic Problem, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1(1959), pp.6-15.
- [108] 水野高爾: 冷間圧延に関する実験(第 2 報 潤滑条件因子としてみた理論油膜厚さ), *塑性と加工*, 7-68(1966), pp.447-454.
- [109] N. Patir and H.S. Cheng: An average flow model for determining effects of three dimensional roughness in partial hydrodynamic lubrication, *Journal of Lubrication Technology*, 100(1978), pp.12-17.
- [110] H.J. Tsai and Y.R. Jeng: An average lubrication equation for thin film grain flow with surface roughness effects, *Journal of Tribology*, 124(2002), pp.736-742.
- [111] N. Patir and H.S. Cheng: Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces, *Journal of Lubrication Technology*, 101(1979), pp.220-230.
- [112] J.Y. Jang and M.M. Khonsari: Elastohydrodynamic line-contact of compressible shear thinning fluids with consideration of the surface roughness, *Journal of Tribology*, 132(2010), pp.034501.
- [113] J. Li and H. Chen: Evaluation on applicability of Reynolds equation for squared transverse roughness compared to CFD, *Journal of Tribology*, 129(2007), pp.963-967.
- [114] Y. Hu and L. Zheng: Some aspects of determining the flow factors, *Journal of Tribology*, 111(1989), pp.525-531.
- [115] Y.R. Jeng and B.J. Hamrock: The effect of surface roughness on Elastohydrodynamically lubricated point contact, *ASLE Transactions*, 30(1987), pp.531-538.
- [116] V.G. Marian, A. Predescu and M.D. Pascovici: Theoretical analysis of an infinitely wide rigid cylinder rotating over a grooved surface in hydrodynamic conditions, *Proc. ImechE*,

Part J: *J. Engineering Tribology.*, 224(2009), pp.757-763.

- [117] 三矢保永, 鴻村哲志: 面粗さに関して平均化されたボルツマン修正レイノルズ方程式の直接法による過渡応答解析, *日本機械学会論文集 C 編*, 60-569(1994), pp.247-254.
- [118] 三矢保永: 二次元に分布した粗さをもつ面の流体潤滑特性(第 1 報 混合平均すきまを用いる解析法), *日本機械学会論文集 C 編*, 50-449(1984), pp.168-178.
- [119] D. Zhu and Y. Hu: A computer program package for the prediction of EHL and mixed lubrication characteristics, friction, subsurface stresses and flash temperatures based on measured 3-D surface roughness, *Tribology Transactions*, 44(2001), pp. 383-390.
- [120] M. Hartinger: CFD Modelling of Elastohydrodynamic Lubrication, *Doctorate Thesis*, Imperial College London, (2007).
- [121] D. Himmel, J.L. Mansot and Y. Bercion: In situ raman microspectrometry of lubricated tribologic contacts. Part two: simultaneous measurements of pressure, lubricant film thickness and temperature distributions in a running EHD contact, *Tribology Letters*, 41(2011), pp.131-144.
- [122] 小豆島明, 野呂和也, 井柳好貴, 出川浩樹: 冷間圧延における板表面光沢の制御システムの提案, *鉄と鋼*, 76(1990), pp.576-583.
- [123] 小豆島明, 野呂和也, 井柳好貴: 冷間圧延におけるエマルジョン潤滑に関する研究(第 1 報), *トライボロジスト*, 34(1989), pp.879-886.
- [124] 剣持一仁: ステンレス鋼板の表面光沢に及ぼすマイクロ欠陥の影響, *日本鉄鋼協会 第 93 回圧延理論部会*, (1991).
- [125] 山本普康, 白石利幸, 井上剛, 阿高松男, 中島浩衛: ステンレス鋼の冷間圧延における板表面の光沢の形成機構, *日本鉄鋼協会 第 93 回圧延理論部会*, (1991)
- [126] A. Azushima, S. Inagaki and H. Ohta: Plating out oil film thickness on roll and workpiece during cold rolling with O/W emulsion, *Tribology Transaction*, 54(2011), pp.275-281.
- [127] 中西裕信, 佐伯公三: エマルジョン圧延におけるロールストリップ間の導入油膜厚計測, ト

ライボロジスト, 55(2010), 745-752.

- [128] W.R.D. Wilson and S.M. Mahdavian: A thermal Reynolds equation and its application in the analysis of plasto-hydrodynamic inlet zones, *Journal of Lubrication Technology*, 96(1974), pp. 572-577.
- [129] W.R.D. Wilson and L.E. Murch: A refined model for the hydrodynamic lubrication of strip rolling, *Journal of Lubrication Technology*, 98(1976), pp. 426-431.
- [130] W.R.D. Wilson and B.B. Aggarwal: A plastohydrodynamic inlet zone analysis for a viscoplastic lubricant, *Wear*, 47(1978), pp.119-132.
- [131] W.R.D. Wilson and X.B. Huang: Viscoplastic behavior of a silicone oil in a metalforming inlet zone, *Journal of Tribology*, 111(1989), pp.585-590.
- [132] D.F. Chang, N. Marsault and W.R.D. Wilson: Lubrication of strip rolling in the low-speed mixed regime, *Tribology Transactions*, 39(1996), pp.407-415.
- [133] 小豆島明, 野呂和也: エマルション潤滑における入口油膜厚みの解析と定量的検討-冷間圧延における摩擦と潤滑の研究IV-, *塑性と加工*, 39(1998), pp.1238-1242.
- [134] 小豆島明: 圧延中の油膜厚み及びロールと材料の表面あらさについて(冷間圧延における摩擦と潤滑の研究), *日本機械学会論文集*, 44(1978), pp.332-339.
- [135] 小豆島明, 北村晃一: 定常変形加工における入口油膜厚み, *塑性加工春季講演会論文集*, (1986), pp. 151-154.
- [136] 小豆島明: 冷間圧延における潤滑の最近の理論と進歩, *鉄と鋼*, 64(1978), pp.317-330.
- [137] 小豆島明, 木原諄二, 五弓勇雄: 冷間圧延における油膜厚みの解析と測定-冷間圧延における摩擦と潤滑の研究III-, *塑性と加工*, 19(1978), pp.958-965.
- [138] 小豆島明, 野呂和也, 井柳好貴: 冷間圧延のエマルション潤滑における表面性状の研究(第3報 エマルション潤滑における入口油膜厚みの解析), *第39回塑性加工連合講演会*, (1988), pp.557-560.
- [139] 小豆島明, 木原諄二, 宮川松男: 冷間圧延の潤滑特性(入口油膜厚みの解析), *塑性加工春季講演会論文集*, (1977), pp. 1-4.

- [140] W.R.D. Wilson and S. Sheu: Real area of contact and boundary friction in metal forming, *International Journal of Mechanical Sciences*, 30(1998), pp.475-489.
- [141] S. Sheu and W.R.D. Wilson: Viscoplastic lubrication of asperities, *Journal of Lubrication Technology*, 104(1982), pp. 568-574.
- [142] M.P.F. Sutcliffe and K.L. Johnson: Lubrication in cold strip rolling in the 'Mixed' regime, *Proc. ImechE, Part B: J. Engineering Manufacture*, 204(1990), pp.249-261.
- [143] M.P.F. Sutcliffe: Experimental measurements of lubricant film thickness in cold strip rolling, *Proc. ImechE, Part B: J. Engineering Manufacture*, 204(1990), pp.263-273.
- [144] 片岡征二, 菅野恵介, 木原諄二: ミクロプールから境界潤滑部への潤滑油の導入, *塑性と加工*, 29(1988), pp.368-373.
- [145] 片岡征二, 木原諄二, 相澤龍彦: 潤滑油ミクロプールの潤滑機構, *塑性と加工*, 30(1989), pp.709-715.
- [146] 片岡征二, 木原諄二: ミクロプール潤滑モデルによる接触面の潤滑状態, *塑性と加工*, 30(1989), pp.1058-1063.
- [147] 片岡征二, 木原諄二, 相澤龍彦: ミクロプール潤滑モデルの定量的解析: 低すべり速度における潤滑機構の検討 VI, *塑性と加工*, 33(1992), pp.556-561.
- [148] 札軒富美夫, 荒木純, 井上周一, 梁井和博: ステンレス鋼冷間圧延における板の表面性状形成機構のモデル化とその評価, *鉄と鋼*, 83(1997), pp.496-501.
- [149] 小豆島明, 宇都宮裕: 圧延界面での現象-潤滑とスケール-, *鉄と鋼*, 100(2014), pp.1456-1466.
- [150] 桃園聡, 京極啓史, 中原綱光: 境界潤滑膜の吸着特性を考慮した混合潤滑解析(第1報)-基礎式および剛体等粘度解析-, *トライボロジスト*, 41(1996), pp.348-355.
- [151] 秋山陽, 中野健: ナノスケール境界膜に発現するチェーンマッチング効果, *トライボロジスト*, 50(2005), pp.327-337.
- [152] 桃園聡, 中村研八, 京極啓史: 非晶質高分子材料の界面における分子鎖の吸着と界面破壊を考慮した境界摩擦モデル, *トライボロジスト*, 55(2010), pp.827-835.

- [153] 小豆島明: 塑性加工における工具・材料界面での摩擦面温度, 塑性と加工, 29(1988), pp.492-497.
- [154] N. Fujita and Y. Kimura: Plate-out efficiency related to O/W emulsions supply conditions on cold rolling strip, Proc. ImechE, Part J: J. Engineering Tribology., 227(2013), pp.413-422.
- [155] L. Ma, X. Xu, C. Zhang, D. Guo and J. Luo: Reemulsification effect on the film formation of OW emulsion, Journal of Colloid and Interface Science, 417(2014), pp.238-243.
- [156] A. Zainol and M.Z.A Yazid: Review of development towards minimum quantity lubrication and high speed machining of aluminum 7075-T6, Journal of Advanced Manufacturing Technology, 12(2018), pp.129-142.
- [157] Primetals Technologies: Metals Magazine, 2(2016), pp.100-103.
- [158] 藤田昇輝, 木村幸雄: 冷間圧延における潤滑特性に及ぼすプレートアウト量の影響, 鉄と鋼, 97-10(2011), pp.532-540.
- [159] A. Azushima: Tribology in Sheet Rolling Technology, Springer, Switzerland, (2016), pp.184-194.
- [160] 畑一志, 田本芳隆: 各種潤滑油の高圧粘度の予測, トライボロジスト, 55(2010), pp.724-735.
- [161] 畑一志, 田本芳隆: 各種潤滑油の高圧粘度測定と測定容易な物性による大気圧下の圧力-粘度係数の予測(第1報), トライボロジスト, 55(2010), pp.635-646.
- [162] 畑一志, 田本芳隆: 各種潤滑油の高圧粘度測定と測定容易な物性による大気圧下の圧力-粘度係数の予測(第2報), トライボロジスト, 55(2010), pp.647-658.
- [163] 東崎康嘉, 松本將, 森本和夫, 梶原哲雄, 中野恒夫: エマルションの弾性流体潤滑(EHL)特性を考慮した冷間圧延潤滑メカニズム, 三菱重工技報, 29-1(1992), pp.18-23.
- [164] C.S. Wu, E.E. Klaus and J.L. Duda: Development of a method for the prediction of pressure-viscosity coefficients of lubricating oils based on free-volume theory, Journal of Tribology, 111(1989), pp.121-128.
- [165] ASTM Standards: Standard Test Method for Viscosity-Temperature Charts for Liquid

- Petroleum Products, Vol.05.01, (2011), D341.
- [166] 剣持一仁, 鎌田征雄, 河澄英輔, 小堀克浩, 清野芳一: 鋼板粗さ影響_SUS430 鋼板の冷間圧延におけるオイルピットの生成におよぼす冷延素材粗さの影響, 鉄と鋼, 81(1995), pp.809-814.
- [167] P.M. Lugt and G.E. Morales-Espejel: A review of elasto-hydrodynamic lubrication theory, Tribology Transactions, 54(2011), pp.470-496.
- [168] J. Fu, X. Xu, J. Luo and L. Ma: Dramatically enhanced film-formation performance using O/W emulsion under starving feeding mode, Tribology Letter, 65(2017), pp.126.
- [169] L. Ma, J. Luo, C. Zhang, S. Liu, X. Lu, D. Guo, J.B. Ma and T. Zhu: Film forming characteristics of oil-in-water emulsion with super-low oil concentration, Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, 240(2009), pp.70-76.
- [170] H. Liang, D. Guo, L. Ma and J. Luo: Increased film thickness of oil-in-water emulsions at high speed, Tribology Letter, 65(2017), pp.68.
- [171] T. E. Tallian: On competing failure modes in rolling contact, ASLE Transactions, 10(1967), pp.418-439.
- [172] R. Stribeck: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit-und Rollenlager, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 46(1902), pp.1341-1348.
- [173] JFE スチール(株)ホームページ: <http://www.jfe-steel.co.jp/en/release/2011/110530.html>
- [174] N. Fujita, Y. Kimura, K. Kobayashi, Y. Amanuma and Y. Sodani: Estimation model of plate-out oil film in high-speed tandem cold rolling, J. Materials Processing Technology, 219(2015), pp295-302.
- [175] 藤田昇輝, 木村幸雄, 小林宏爾, 天沼陽介, 曾谷保博: 実機テストによる潤滑制御の検証-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第6報-, 第63回塑性加工連合講演会, (2012), pp.451.
- [176] A. Hunter and R. Dwyer-Joyce: A Sensor for Monitoring Lubrication in the Roll Strip Interface, Proceeding of the 39th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, (2012).

- [177] D.R. Bland and H. Ford: The Calculation of Roll Force and Torque in Cold Strip Rolling with Tensions, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 159-1(1948), pp.144-163.
- [178] G. Keintzel, C. Pröll, K. Krimpelstätter and G. Djumlija: CHATTERBLOCK® control: Elimination of mill chatter vibration in cold rolling, Proceedings of the Rolling and Metal Forming Seminar, 52(2015), pp.331-338.
- [179] SMS groups: The SMS Group magazine, 04(2016), pp.46-47.
- [180] 木村幸雄, 藤田昇輝, 西浦伸夫, 友常茂宏, 曾谷保博: 冷間圧延の高速安定化のための潤滑制御技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第1報-, 平成24年度塑性加工春季講演会, (2012), pp.158.
- [181] N. Fujita, Y. Kimura, K. Kobayashi, K. Itoh, Y. Amanuma and Y. Sodani: Dynamic control of lubrication characteristics in high speed tandem cold rolling, J. Materials Processing Technology, 229(2016), pp407-416.
- [182] R. Hill 著, 鷺津久一郎, 山田嘉昭, 工藤英明訳: 塑性学, 培風館, (1954), pp.186-202.
- [183] 志田茂, 栗津原博: 圧延荷重に及ぼす変形抵抗と張力の影響(冷間タンデムミルの数式モデル-2-), 塑性と加工, 14(1973), pp.195-200.
- [184] 日本鉄鋼協会編: 板圧延の理論と実際(改定版), (2010), pp.120.
- [185] 中島浩衛, 柴田嘉基, 上堀雄司: 高速冷間圧延潤滑機構に関する理論的及び実験的検討, 鉄と鋼, (1979), pp. A53-56.
- [186] 山本普康, 内村智文, 山田広一郎: 鋼板の冷間圧延における摩擦係数と表面粗さの数値解析, 日本機械学会論文集 C 編, 68-670(2002), pp.1877-1882.
- [187] 岩藤秀一, 守田義之, 覚張文夫, 徳永宗康: 合成エステルをベースとした極薄鋼板用冷間圧延油の開発, 鉄と鋼, 82-3(1996), pp.220-225.
- [188] O. Pawelski, W. Rasp and K. Friedewald: Application of the theory of rolling to rolling in the case of mill vibrations, Steel Research 57(1986), pp.373-376.
- [189] M. Laugier, M. Tornicelli, C.S. Leligois, D. Bouquegneau, D. Launet and J.A. Alvarez:

- Flexible lubrication concept, the future of cold rolling lubrication , Proc. ImechE, Part J: J. Engineering Tribology., 225(2011), pp.949-958.
- [190] M. Laugier, R. Boman, N. Legran, J.P. Ponthhot, M. Tornicelli, J.I. Bech and Y. Carretta: Micro-plasto-hydrodynamic lubrication; A fundamental mechanism in cold rolling, Advanced Materials Research, 966-967(2014), pp.228-241.
- [191] M. Laugier, M. Tornicelli, J. Cebey, D. Lopez Peris, A. Devolder, R. Guillard and F. Kop: Flexible lubrication for controlling friction in cold rolling, crucial to be successful for the AHSS Challenge, METEC & 2nd ESTAD, (2015), Düsseldorf, Germany.
- [192] 藤田昇輝, 木村幸雄, 松原行宏, 小林宏爾, 天沼陽介, 吉岡修, 曾谷保博: 冷間圧延における潤滑状態の制御技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術第2報-, 塑性と加工, 55(2014)5, pp.445-450.
- [193] 小林宏爾, 藤田昇輝, 木村幸雄, 伊藤公人, 天沼陽介, 曾谷保博: 高速圧延のための潤滑制御システムの実用化-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第8報-, 第63回塑性加工連合講演会, (2012), pp.455.
- [194] 松原行宏, 蛭田敏樹, 木村幸雄: 熱間圧延の潤滑特性に及ぼす油膜厚みの影響, 鉄と鋼, 100(2014), pp.346-351.
- [195] 松原行宏, 平瀬欣弘, 蛭田敏樹, 高嶋由紀雄, 壁矢和久: 熱延潤滑における油膜挙動解明への数値解析によるアプローチ, 鉄と鋼, 102(2016), pp.459-464.
- [196] 松原行宏, 木村幸雄: 熱間圧延ロールバイトにおける潤滑油挙動の推定, 鉄と鋼, 103(2017), pp.534-538.
- [197] Y. Li, J. Cao, N. Kong, D. Wen, H. Ma and Y. Zhou: The integration effects of lubrication on profile and flatness control during ASR hot strip rolling, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 91(2017), pp.2725-2732.
- [198] 川崎宏, 高木史明: 環境・人体に優しいソリューション系油剤の開発, 砥粒加工学会誌, 56-6(2012), pp.400-407.

- [199] 木村幸雄, 藤田昇輝, 三浦彩子: 冷間圧延における水溶性ポリマーの潤滑特性-ソリューション型潤滑剤の冷間圧延への適用-, 塑性と加工, 57-10(2016), pp.997-1002.
- [200] 木村幸雄, 藤田昇輝, 三浦彩子: 冷間圧延における水溶性ポリマーの潤滑特性-ソリューション型潤滑剤の冷間圧延への適用 第2報 -, 塑性と加工, 58-5(2017), pp.398-402.

謝辞

本研究をまとめるにあたり、終始、懇切丁寧にご指導いただき、論理構成、理論的な考察に関して適切なるご助言を下さいました東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻の柳本潤教授に心より深く感謝いたします。先生の強い励ましやご指導ご鞭撻なくしては、本論文の完成はありませんでした。また論文の審査にあたり的確なご助言、ご指導をいただきました東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻の泉聡志教授、杉田直彦教授、崔峻豪准教授、東京大学生産技術研究所の光田好孝教授に深く感謝いたします。

本研究は JFE スチール株式会社における研究成果をまとめたものであり、本研究に関する研究および発表のご許可をいただき、また学位取得の機会を与えて下さいました JFE スチール株式会社代表取締役副社長 曾谷保博博士、専務執行役員 瀬戸一洋博士に心より御礼申し上げます。また、薄鋼板の冷間圧延に係わる研究全般を遂行する上で、多くの方々のご協力、ご支援を賜りました。各研究論文の共著者の全ての方々および論文作成にあたりその内容を吟味し、ご指導、議論させていただき、適切なお助言をいただきました JFE スチール株式会社 三宅勝博士、舘野純一博士、壁矢和久博士、木村幸雄博士、木島秀夫博士、高嶋由紀雄博士、松原行宏博士、三浦彩子氏、小林宏爾氏、伊藤公人氏、天沼陽介氏に心より感謝いたします。

さらに JFE テクリサーチ株式会社 蛭田敏樹常務取締役、中田直樹取締役、山下道雄理事、大和鋼帯株式会社 吉岡修取締役にはご指導を賜り改めて感謝いたします。加えて、本研究に係わる各種の実験および高精度なデータの採取にご尽力いただきました JFE スチール株式会社 スチール研究所の技術員の皆様に厚く御礼申し上げます。

最後に、長期間にわたる本研究の実施を支えてくれた妻と子供達に心から感謝します。

付記

本論文を構成する学術雑誌論文

- 1) N. Fujita and Y. Kimura: Plate-out efficiency related to O/W emulsions supply conditions on cold rolling strip, Proc. ImechE, Part J: J. Engineering Tribology., 227-5(2013), pp.413-422.
【第 2 章】
- 2) 藤田昇輝, 木村幸雄: 冷間圧延における潤滑特性に及ぼすプレートアウト量の影響, 鉄と鋼, 97-10(2011), pp.532-540. 【第 3 章】
- 3) N. Fujita, Y. Kimura, K. Kobayashi, Y. Amanuma and Y. Sodani: Estimation model of plate-out oil film in high-speed tandem cold rolling, J. Materials Processing Technology, 219(2015), pp295-302. 【第 4 章】
- 4) N. Fujita, Y. Kimura, K. Kobayashi, K. Itoh, Y. Amanuma and Y. Sodani: Dynamic control of lubrication characteristics in high speed tandem cold rolling, J. Materials Processing Technology, 229(2016), pp407-416. 【第 5 章】
- 5) 藤田昇輝, 木村幸雄, 松原行宏, 小林宏爾, 天沼陽介, 吉岡修, 曾谷保博: 冷間圧延における潤滑状態の制御技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術第 2 報-, 塑性と加工, 55-5(2014), pp.445-450. 【第 6 章】

本論文に関連するその他の学術雑誌論文

- 1) 木村幸雄, 藤田昇輝, 三原豊: 冷間圧延用 O/W エマルションの短時間プレートアウト特性, 鉄と鋼, 95-4(2009), pp.340-346.
- 2) N. Fujita and Y. Kimura: Influence of plate-out oil film on lubrication characteristics in cold rolling, ISIJ Int., 52-5(2012), pp.850-857.
- 3) 木村幸雄, 藤田昇輝, 松原行宏, 小林宏爾, 天沼陽介, 吉岡修, 曾谷保博: エマルション圧延油の高効率プレートアウト技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術第 1 報-, 塑性と加工, 55-4(2014), pp.346-350.

- 4) Y. Kimura, N. Fujita, Y. Matsubara, K. Kobayashi, Y. Amanuma, O. Yoshioka and Y. Sodani: High-speed rolling by hybrid-lubrication system in tandem cold rolling mills, *J. Materials Processing Technology*, 216(2015), pp357–368.
- 5) 木村幸雄, 藤田昇輝, 三浦彩子: 冷間圧延における水溶性ポリマーの潤滑特性・ソリューション型潤滑剤の冷間圧延への適用-, 塑性と加工, 57-10(2016), pp.997-1002.
- 6) 木村幸雄, 藤田昇輝, 三浦彩子: 冷間圧延における水溶性ポリマーの潤滑特性・ソリューション型潤滑剤の冷間圧延への適用 第2報 -, 塑性と加工, 58-5(2017), pp.398-402.

筆者に関連するその他の学術雑誌論文

- 1) N. Fujita, T. Narushima, Y. Iguchi and C. Ouchi: Grain refinement of as cast austenite by dynamic recrystallization in HSLA steels, *ISIJ Int.*, 43-7(2003), pp.1063-1072.
- 2) N. Fujita, R. Sahara, T. Narushima and C. Ouchi: Austenitic grain growth behavior immediately after dynamic recrystallization in HSLA Steels and Austenitic Stainless Steel, *ISIJ Int.*, 48-10(2008), pp.1419-1428.
- 3) 植野雅康, 藤田昇輝, 木村幸雄, 中田直樹: 放電表面処理による圧延ロールへのTiCコーティングの成膜特性および耐摩耗性評価, 塑性と加工, 55-11(2014), pp.1013-1017.
- 4) M. Ueno, N. Fujita, Y. Kimura and N. Nakata: Evaluation of coating and wear characteristics of TiC-coated roll by electrical discharge coating, *J. Materials Processing Technology*, 236(2016), pp.9-15.
- 5) 木津谷茂樹, 大坪浩文, 藤田昇輝, 一宮克行, 長谷和邦: 高強度マルテンサイト鋼の機械的特性の異方性に及ぼす集合組織の影響, 鉄と鋼, 104-5(2018), pp.258-263.
- 6) N. Fujita, N. Ishikawa, C.C. Tasan, F. Roters and D. Raabe: Experimental–numerical study on strain and stress partitioning in bainitic steels with martensite–austenite constituents, *International Journal of Plasticity*, 104(2018), pp.39-53.

- 7) M. Takenaka, N. Fujita, Y. Hayakawa and N. Tsuji: Unique effect of carbon addition on development of deformation texture through changes in slip activation and twin deformation in heavily cold-rolled Fe-3% Si alloy, *Acta Materialia*, 157(2018), pp.196-208.
- 8) F. Roters, M. Diehl, P. Shanthraj, P. Eisenlohr, C. Reuber, S. L. Wong, A. Chakraborty, A. Ebrahimi, T. Hochrainer, H.-O. Fabritius, S. Nikolov, M. Friák, N. Fujita, N. Grilli, K. G. F. Janssens, N. Jia, P. J. J. Kok, D. Ma, F. Meier, E. Werner, M. Stricker, D. Weygand and D. Raabe: DAMASK - The Düsseldorf Advanced Material Simulation Kit for Modeling Multi-Physics Crystal Plasticity, Thermal, and Damage Phenomena from the Single Crystal up to the Component Scale, *Computational Materials Science*, 158(2019), pp.420-478.
- 9) N. Fujita, S. Igi, M. Diehl, F. Roters and D. Raabe: The through-process texture analysis of plate rolling by coupling finite element and fast Fourier transform crystal plasticity analysis, *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, 27(2019), pp.085005.
- 10) S. Kitsuya, H. Ohtsubo, N. Fujita, K. Ichimiya and K. Hase: Effect of crystallographic texture on anisotropy of mechanical properties in high strength martensitic steel, *ISIJ Int.*, 60-2(2020).

本論文に関連する解説記事

- 1) 藤田昇輝: 薄鋼板の冷延潤滑技術に関する研究, *塑性と加工*, 53(2012), pp.1084-1085.
- 2) 藤田昇輝: 環境調和型冷延潤滑システムの開発を通じて, *ふえらむ*, 19(2014), pp.54-57.
- 3) 藤田昇輝: 高速冷間圧延における潤滑制御, *ふえらむ*, 22(2017), pp.31-34.
- 4) 木村幸雄, 藤田昇輝, 小林宏爾: ハイブリッド潤滑による缶用鋼板の高速冷間圧延技術, *JFE 技報*, 39(2017), pp.4-9.

国際学会発表

- 1) N. Fujita and Y. Kimura: Plate-out characteristics and supply behavior of O/W emulsions for cold rolling, Proceedings of the 39th Leeds-Lyon Symposium on Tribology (2012), Leeds, UK.
- 2) K. Kobayashi, N. Fujita, Y. Kimura, Y. Sodani, Y. Amanuma, H. Nishihara and H. Minbu: Lubrication Control Technology in Tandem Cold Rolling Mills -High-Speed Rolling by Hybrid-Lubrication System in Tandem Cold Rolling Mills-, The 9th International Rolling Conference (ROLLING2013), Venice, Italy.

国内学会発表

- 1) 藤田昇輝, 木村幸雄: プレートアウト量が潤滑特性に及ぼす影響, CAMP-ISIJ, 22(2009), pp. 406.
- 2) 藤田昇輝, 木村幸雄: プレートアウト量が潤滑特性に及ぼす影響, 日本鉄鋼協会生産技術部門 第 136 回圧延理論部会, (2010).
- 3) 藤田昇輝, 木村幸雄: 冷間圧延でのプレートアウト特性に及ぼすエマルジョン供給方式の影響, CAMP-ISIJ, 24(2012), pp. 389.
- 4) 藤田昇輝, 木村幸雄: 冷間圧延でのプレートアウト特性に及ぼすエマルジョン供給方式の影響, 日本鉄鋼協会生産技術部門 第 136 回圧延理論部会, (2012).
- 5) 藤田昇輝: エマルジョンのプレートアウトによる潤滑制御, 日本鉄鋼協会 創形創質工学部会 第 37 回トライボロジーフォーラム研究会, (2012).
- 6) 木村幸雄, 藤田昇輝, 西浦伸夫, 友常茂宏, 曾谷保博: 冷間圧延の高速安定化のための潤滑制御技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第 1 報-, 平成 24 年度塑性加工春季講演会, (2012), pp.158.
- 7) 木村幸雄, 藤田昇輝, 西浦伸夫, 曾谷保博: エマルジョン圧延油のプレートアウト特性-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第 2 報-, 平成 24 年度塑性加工春季講演会, (2012), pp.160.

- 8) 藤田昇輝, 木村幸雄, 松原行宏, 曾谷保博: エマルション圧延油の高効率プレートアウト技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第3報-, 平成24年度塑性加工春季講演会, (2012), pp.162.
- 9) 藤田昇輝, 木村幸雄, 松原行宏, 曾谷保博: 実験圧延機を用いたプレートアウトによる潤滑制御-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第4報-, 平成24年度塑性加工春季講演会, (2012), pp.164.
- 10) 松原行宏, 三浦彩子, 藤田昇輝, 木村幸雄, 蛭田敏樹, 曾谷保博: プレートアウト量が潤滑挙動に及ぼす影響-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第5報-, 第63回塑性加工連合講演会, (2012), pp.449.
- 11) 藤田昇輝, 木村幸雄, 小林宏爾, 天沼陽介, 曾谷保博: 実機テストによる潤滑制御の検証-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第6報-, 第63回塑性加工連合講演会, (2012), pp.451.
- 12) 藤田昇輝, 木村幸雄, 小林宏爾, 天沼陽介, 曾谷保博: 実機での潤滑状態の推定-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第7報-, 第63回塑性加工連合講演会, (2012), pp.453.
- 13) 藤田昇輝, 木村幸雄, 小林宏爾, 天沼陽介, 曾谷保博: 実機での潤滑状態の推定-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第7報-, 第63回塑性加工連合講演会, (2012), pp.453.
- 14) 小林宏爾, 藤田昇輝, 木村幸雄, 伊藤公人, 天沼陽介, 曾谷保博: 高速圧延のための潤滑制御システムの実用化-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術 第8報-, 第63回塑性加工連合講演会, (2012), pp.455.
- 15) 藤田昇輝, 木村幸雄, 小林宏爾, 天沼陽介, 曾谷保博: 高速冷間圧延における潤滑状態の予測モデルの検討, CAMP-ISIJ, 25(2013), pp. 870.

本研究に関連する特許

特許-4654719 冷間圧延における圧延油の供給方法および装置

特許-4654724 冷間圧延における圧延油供給方法および装置

特許-4622625 金属板の冷間圧延方法及び冷間圧延設備

特開 2006-272402 ダブルリデュース圧延法による鋼板の製造方法

特開 2006-281276 金属板の冷間圧延方法

特開 2007-144472 金属板の冷間圧延方法及び冷間タンDEM圧延機

特許-4640157 冷間圧延方法及び装置

特許-4715564 冷間圧延方法

特許-4797730 冷間圧延方法

特許-4923789 金属板の冷間圧延方法

特許-4935207 金属板の冷間圧延方法

特許-4905056 金属板の冷間圧延方法及び冷間タンDEM圧延機

特開 2008-142716 冷間圧延方法

特開 2008-194721 金属板の冷間圧延方法

特許-4830888 金属板の冷間圧延方法および冷間タンDEM圧延機

特許-4910771 金属板の冷間圧延方法及び冷間タンDEM圧延機

特許-4962055 冷間圧延方法および冷間圧延装置

特開 2008-229654 金属板の冷間圧延方法

特許-4924398 冷間圧延における潤滑油供給方法

特許-5104389 冷間圧延ロールの冷却方法および鋼板の冷間圧延方法ならびに冷間圧延ロールの冷却装置

特開 2010-23076 耐ヒートクラッチ性に優れた冷間圧延方法および冷間圧延装置、ならびに耐ヒートクラッチ性に優れた冷延金属板の製造方法

特許-5239694 冷間圧延機列、冷間圧延ライン、金属板の冷間圧延方法、ならびに、冷延金属板の製造方法

特許-5463640 冷間圧延機列、冷間圧延ライン、金属板の冷間圧延方法、ならびに、冷延金属板の製造方法

特許-5369601 冷間圧延ロールの冷却方法および冷間圧延方法ならびに冷間圧延ロールの冷却装置

特許-5262889 エマルション圧延油を使用する冷間圧延方法、冷延金属板の製造方法および冷間タンデム圧延機

特許-5640342 冷間圧延における潤滑油供給方法および冷間圧延機ならびに冷延鋼板の製造方法

特許-5942386 冷間圧延方法及び金属板の製造方法

特許-6052196 潤滑装置および潤滑方法

受賞歴

- 1) 2012年6月 日本塑性学会賞 新進賞 「薄鋼板の冷延潤滑技術に関する研究」
- 2) 2013年3月 日本鉄鋼協会 俵論文賞 「冷間圧延における潤滑特性に及ぼすプレートアウト量の影響」
- 3) 2013年6月 日本塑性学会賞 学会大賞 「ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術の開発」
- 4) 2015年5月 日本塑性学会賞 論文賞 「エマルション圧延油の高効率プレートアウト技術-ハイブリッド潤滑による冷間タンデムミルの高速圧延技術第1報-」
- 5) 2016年4月 平成28年度 科学技術分野の文部科学大臣表彰 科学技術賞(開発部門) 「新たな潤滑制御による冷間タンデムミルの高速圧延技術の開発」