回転ロールの高性能冷却に関する基礎研究*

(第1報, 裸管の場合および円筒状狭い空間を設ける場合の 沸騰熱伝達特性)

劉 振 華^{*1}, 石 橋 英 一^{*1}

Study on Highly Efficient Cooling of Rotating Roll (1st Report, Boiling Heat Transfer Characteristics of a Hot Cylinder Revolving in a pool and in Annular Narrow Spaces)

Zhen-Hua LIU and Eiichi ISHIBASHI

This paper is the first report of an experimental study on a new highly efficient cooling method for hot strip mill work-roll cooling. The boiling heat transfer characteristics of a heated horizontal cylinder revolving in a pool or in annular narrow spaces were investigated experimentally. The obtained data were compared with the data on a stationary cylinder with the same narrow space conditions and the data on a revolving cylinder without narrow space. Experimental results show that the cylinder revolving in the small narrow space receives a much greater heat transfer promotion than that in the case without narrow space conditions, and the boiling heat transfer characteristics of the cylinder revolving in the small narrow space are not greatly affected by revolving speed and heat flux, but are mainly governed by the gap dimensions of the narrow space.

Key Words: Boiling Heat Transfer, Forced Convection Heat Transfer, Highly Efficient Cooling Method, Strip Mills, Revolving Cylinder, Narrow Spaces

1. 緒 言

熱間仕上げ圧延機におけるワークロールの冷却はロール寿命, 製品品質および省エネルギーに影響を及ぼす重要な因子であり, その冷却方法に関しては主として現場を中心に種々な改善が行われてきたが, まだ最適な方法は確立されていないと言っても差し支えない。現在, この圧延機ワークロールの冷却方法はすべて水のスプレー冷却によっているが, この方法による冷却能力改良はほぼ限界に達していると考えられる。

最近, 高品質の鋼板が要求され, これに伴ってワークロールのサーマルクラウンに対する制限は年々厳しくなっている。従って, 現用のスプレー冷却方法に若干の改良を行う程度ではもはや近い将来において予想される高品質の製品の要求を満たし得ないと言える。

本研究は以上の現状を踏まえて一つの新しいロール

冷却方法を取り上げ, その冷却効果を実験的に調べて熱伝達機構の解明を試みたものである。この新冷却方法の原理は図1に示すように, ワークロールの外側にロールに添う円弧状プレートをつけてロール外周に同芯状の狭い空間を形成させ, 冷却水をその隙間を通して流す冷却方法である。この構造によって, ロール表面に狭い空間における沸騰現象を引き起こすことにより, 高い熱伝達, すなわち高い熱除去を行うことができると同時に, ロール表面の狭い空間内の蒸気気泡を速やかに排除することにより, ロール表面の均一的な冷却を行うこともできる。

スプレー冷却を適用した圧延ロール表面の温度の変動を実測したデータによると圧延バイト付近の500℃～700℃から水冷領域に入ると急に200℃～300℃に低下し水冷領域を出る付近で百数十℃までに降下する。これに対して, 新冷却方法の場合には水冷領域におけるロール表面温度をスプレー冷却の場合に比べてさらに降下させることが可能である。一般的に, ワークロールの水冷領域には膜沸騰, 遷移沸騰, 核沸騰及び強

* 平成3年7月18日 日本機械学会九州支部宮崎地方講演会において講演, 原稿受付 平成4年3月12日。

^{*1} 正員, 大分大学工学部(〒870 大分市旦野原700)。

制対流の四つの領域が混在し、非常に複雑であり、ロール冷却の熱伝達特性を把握するためにはこの四つの領域の各々の熱伝達特性を定量的に解明する必要がある。

本報はこのような研究の第一報として、核沸騰相当領域を対象として裸の回転シリンダの強制対流および強制対流沸騰実験を行い、実験装置の信頼性を確認した上で、回転シリンダの外側に断熱性のアクリル円筒管をシリンダと同心に取り付けて両者の間に円環状の狭い空間を形成し、この狭い空間における回転シリンダの沸騰熱伝達特性を実験的に解明した。

2. 実験装置及び実験方法

実験装置の概略を図2に示す。実験槽①は外壁が厚さ25mmの透明アクリル板製で、高さ200mm、幅140mmである。回転ロールを模擬したシリンダ②は外径16mm、有効伝熱部110mmの黄銅管である。シリンダの外側に有効伝熱部と同じ長さのアクリル円筒管③をシリンダと同心に取り付けて両者の間に円環状狭い空間を形成した。間隙値はその両者の半径方向の距離である。円筒管端部はステンレス製内槽④の壁に接着し、気液の出入りは内槽と外槽の間で行う。シリンダ内部に取り付けている熱電対出力は測定用スリップリング④により導出する。シリンダ内部のカートリッジヒータへの電力供給は電圧調整器⑤で設定し、電源用スリップリング⑥により導入する。

シリンダの内部構造および測定用スリップリングの構造を図3に示す。①はカートリッジヒータである。黄銅製の内管②と外管③の間に四本の外径0.5mmのシース熱電対がシリンダ長さ方向の中央断面の上下左右の四カ所に固定された後、両管は完全に半田付けされている。各熱電対出力の測定サンプリング時間は10回/秒で、10秒間の測定値を算術平均し、シリンダ表面平均温度を算出した。本実験の場合、熱電対の検定値より測定誤差は最大0.2Kである。ベークライト材のベアリング・ハウジング⑥と連結軸⑦の間に三枚の防水Vリングが取り付けられており、実験槽からの水漏れを防いでいる。シリンダ内部の空隙部はガラス繊維で充填し断熱した。

図1 新しい冷却方法のモデル

3. 実験結果及び考察

実験液体は蒸留水である。各実験毎にシリンダ表面を1500#のエメリ紙で仕上げた後アセトン及び蒸留水で洗浄した。

3.1 裸の回転シリンダの熱伝達

3.1.1 強制対流熱伝達特性 水中の回転シリンダの強制対流熱伝達については、Beckerの実験整理式⁽¹⁾がよく使われる。

$$Nu_d = 0.133 Re_d^{2/3} Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$Nu_d = \alpha d / \lambda, \quad Re_d = wd / \nu$$

$$10^3 \leq Re_d \leq 4.6 \times 10^4$$

ここに、 d はシリンダ外径、 w は回転周速、 α は熱伝達係数、 λ は熱伝導率、 ν は動粘性係数である。

図4に本実験のデータを無次元化し、式(1)との比較結果を示す。図に示すように、式(1)における $Nu_d \propto Re_d^{2/3}$ の比例関係に対して、本実験データはこの比例関係とよく一致している。ただし、定量的に実験データは整理式より若干低い傾向を示すが、すべての

図2 実験装置の概略

図3 試験用シリンダ内部の構造

データは式(1)と0~-15%の誤差範囲で一致している。

3. 1. 2 沸騰熱伝達特性 管内流, 水平平板, 水平円柱および垂直平板における強制対流沸騰実験結果は今まで多く報告されている。しかし, 回転シリンダ表面の強制対流沸騰実験結果は著者らの知る限りではまだ見あたらない。回転シリンダの場合の最大の特徴は伝熱面近傍の液体が伝熱面と共に回転するためにそれらの液体に半径方向の遠心力が付加されることである。本実験条件における最大遠心力は重力の約30倍にも達する。

蒸気気泡発生状況については, 図5に同じ熱流束 $q = 26 \text{ kW/m}^2$ における静止シリンダと回転シリンダ ($n = 500 \text{ rpm}$) の気泡発生状況の写真を示す。静止シリンダにおいては, 気泡発生点は伝熱面上ほぼ均一に分布しており, 熱流束の増大とともに発泡点密度の増大および気泡発生頻度の増大が認められ, 気泡の離脱平均径は2~3mmである。一方, 回転シリンダにおいては, 熱流束が沸騰開始点まで増大すると伝熱面上部数カ所から断続的に気泡が発生し, さらに熱流束が増大すると伝熱面全面にわたり気泡が発生するようになる。ただし, 静止シリンダの場合と比べて発泡密度は大幅に減少する。実験観察により, 発泡点および発泡頻度は回転速度が高いほど少なく, 気泡の離脱径は回転速度が高いほど大きい, という傾向が認められた。

図6に飽和水状態における回転シリンダの沸騰初期領域の熱流束と熱伝達係数の関係を表す伝熱特性曲線を示す。図中の黒塗りデータ点は沸騰領域であることを示す。回転状態の場合には沸騰開始点の最小熱流束が静止状態のそれより大幅に増大する。例えば, 静止状態における沸騰開始点最小熱流束は約 8 kW/m^2 であるのに対して, 回転速度 220 rpm の場合には約3倍の 25 kW/m^2 で, 回転速度 1750 rpm の場合には $q = 100 \text{ kW/m}^2$ まで気泡は発生しないことがわかった。

Clark-Rohsenow⁽²⁾ は管内流の強制対流沸騰初期領域における熱伝達を単純な強制対流熱伝達と流れのないプール沸騰熱伝達の和, すなわち,

$$\alpha = \alpha_b + \alpha_c \quad (2)$$

で計算できると提唱した。本実験のデータを整理し, 式(2)との比較を図6に示す。式(2)中の α_b の値は西川, 藤田の整理式⁽²⁾により算出し, α_c の値は前述の整理式(1)より算出した。図より沸騰初期領域においては実験値と計算値はよく一致するが, 熱流束の増大に従って強制対流熱伝達の影響は徐々に低下し, 熱伝達係数は流れのないプール沸騰のそれに接近する。以上の結果より, 回転シリンダの強制対流沸騰熱伝達特性は管内流あるいは平行流中に置かれた平板のそれと類

図4 回転シリンダの強制対流熱伝達実験データと整理式の比較

図5 気泡発生状況
($q = 26000 \text{ W/m}^2$)

図6 回転シリンダの強制対流沸騰初期の熱伝達実験データと計算式の比較

似であることが確認された。

3. 2 狭い空間における回転シリンダの熱伝達

3. 2. 1 気泡発生状況

本実験では狭い空間における回転シリンダの沸騰開始点は特に求めず、実験最小熱流束を約 5 kW/m^2 としたため、すべての回転状態において活発な気泡発生が認められた。肉眼観察によると、いずれの熱流束領域においても、気泡は連続的にシリンダ両側の間隙部より離脱しており、静止シリンダの場合に起きた周期的な合体泡の発生および合体泡発生に伴う伝熱面温度の周期的変動は認められなかった。また、伝熱面表面に液体と気泡の混在模様は間隙値および熱流束によって異なっていることが観察された。すなわち、図7のスケッチに示すように、間隙が大きい場合には、低熱流束時に間隙頂部に充満している蒸気と間隙下部の液体が明確な気液境界を形成するが、熱流束が増大とともにこの気液境界は下方に移動するとともに気液間の激しい攪はん状態が生じ、明確な気液境界がなくなる。さらに熱流束が増大すると、シリンダ底部だけに液体が存在した状態になり、バーンアウト現象が発生し始める。一方、間隙が小さい場合には、低熱流束時に、シリンダ表面のほぼ全域に液体の付着が認められる。さらに、熱流束が増大するとシリンダ中央部に楕円状の蒸気層が存在することになり、場合によっては、蒸気層と液体が混在しながら回転するようになる。さらに、熱流束の増大に伴い蒸気層は急速に拡大し、伝熱面全面に拡大していくが、その際の液膜は細い紐状になって伝熱面の局所に分布するようになる。さらに熱流束が増大すると、伝熱面に付着している液膜は消滅、形成を繰り返し、バーンアウト現象が発生し始める。

3. 2. 2 沸騰熱伝達特性 図8～図10に間隙値がそれぞれ4.0、1.0および0.5mmの場合において熱流束と過熱度との関係を示す。図中の各種の破線は前述の裸の回転シリンダ強制対流熱伝達曲線で、実線はブール沸騰曲線である。

間隙が大きい(4.0mm)場合には、図8に示すように、低熱流束範囲では回転シリンダの熱伝達特性は単純な強制対流のそれとほぼ一致し、狭い空間の影響を受けていないが、高熱流束範囲においては回転速度の影響がなくなり、回転シリンダの熱伝達特性は同一間隙値における静止シリンダのそれとほとんど一致していることがわかった。すなわち、低熱流束領域においては強制対流熱伝達が支配的となり沸騰熱伝達は無視できるが、高熱流束領域においては沸騰熱伝達が支配的となり強制対流熱伝達は無視できる。

間隙が小さい場合(1.0、0.5mm)には、図9および

図7 加熱シリンダ表面上液膜の模様
($q = 26000 \text{ W/m}^2$)

図8 回転速度の熱伝達特性に対する影響
(間隙値4.0mm)

図9 回転速度の熱伝達特性に対する影響
(間隙値1.0mm)

図10 回転速度の熱伝達特性に対する影響
(間隙値0.5mm)

図11 間隙値の熱伝達特性に対する影響
(回転速度220rpm)

図12 間隙値の熱伝達特性に対する影響
(回転速度500rpm)

図10に示すように上述と異なった熱伝達特性が認められた。すなわち、これらの図から明かなように同一間隙値の場合において回転シリンダの熱伝達係数は静止シリンダのそれより大幅に増大する。また、同じ回転速度において狭い空間を設けた回転シリンダの熱伝達係数は単純強制対流のそれより著しく増大し、回転速度とはほぼ無関係で間隙の大きさによって異なる値を示す一本線になる。従って、回転速度が低いほど、両者の比、すなわち熱伝達促進率が大きくなる。この場合の熱伝達は定性的に強制対流の特性を呈するが、定量的に間隙値に大きく支配されている。また、図8～図10に示すバーンアウト開始熱流束(本実験ではバーンアウト現象が発生し初めた所で実験を停止した)を考察した結果を次のように纏めることができる。すなわち、間隙値が小さくなると熱伝達促進効果は大きくなるが、バーンアウト開始熱流束は大幅に低減する。同じ間隙値において回転シリンダのバーンアウト開始熱流束は回転速度に依らず静止シリンダのそれより約二倍増大するが、プール沸騰時のバーンアウト熱流束と比較すると約一桁ぐらい低いことがわかった。

図11と図12に回転速度がそれぞれ220rpmおよび500rpmにおいて間隙値の熱伝達特性に対する影響を示す。これらの図より次のことが言える。すなわち、熱伝達係数は間隙値の減少と共に大幅に増大する。また熱伝達係数は熱流束とはほぼ無関係で $\alpha \sim q$ 線図において水平状になり、強制対流熱伝達の特性が強く現れるその原因については定性的に以下のように考えられるすなわち、回転シリンダの場合には、シリンダの回転によって蒸気気泡の排除および新鮮水の流入が促進され、シリンダ表面に常に液膜が存在するため、気泡が活発に発生する状態においても強制対流熱伝達の特性が維持される。さらに、間隙中で気泡の発生および流出により液膜が激しく攪乱されて単純な強制対流よりさらに大きな熱伝達係数を得ることができる。

図13に熱流束が 26 kW/m^2 の場合を例として、各回転速度における間隙値と熱伝達促進率(狭い空間における熱伝達係数と裸の状態のそれとの比)の関係を示す。本実験範囲に限り、回転シリンダに対して間隙0.5mmの場合には2～4倍位の熱伝達促進率が得られること、熱伝達係数が最大になる最適間隙が存在しておらず、間隙値が小さいほど、回転速度が低いほど熱伝達促進率は大きくなることがわかった。

比較のため図13に水平静止シリンダのデータ及び著者の一人が以前行った垂直静止円柱の実験結果⁽⁶⁾(破線で表示する)もプロットした。図からわかるように、水平静止シリンダにおいては間隙値が大きい場

合 (2mm, 4mm) における熱伝達促進率は回転シリンダの場合と同様に間隙値の減少とともに増大する。しかし、間隙値が小さい場合 (1mm, 0.5mm) における熱伝達促進率は間隙値の減少とともに減少する傾向を示し、熱伝達係数が最大になる最適間隙が存在する。一方、垂直静止円柱の場合における熱伝達促進率は間隙値の減少と近似的に比例関係で増大する。定性的にその原因を考察するとそれらの相違はすべて気泡離脱状況と関連することが言える。すなわち、垂直静止円柱の場合には発生した気泡が容易に垂直方向に上昇するために間隙値が小さくても気泡が伝熱面から速やかに排除されるために高い熱伝達促進率が得られる。一方、水平静止円柱では発生気泡が伝熱面から排除され難くなる。図9を例とするとほぼ $q < 15 \text{ kW/m}^2$ の領域に正常な沸騰特性、 $q \propto \Delta T^3$ の関係が見られるが、 $q > 15 \text{ kW/m}^2$ の領域において $q \propto \Delta T$ のようなバーンアウト先駆現象が発生する。従って、間隙値が小さくなると熱伝達促進率は減少することになる。

4. 結 論

熱間圧延仕上げ圧延機用ワークロール冷却性能向上を目指す基礎実験の一つとして、裸の回転シリンダおよび円環状狭い空間を有する回転シリンダを対象として回転速度および狭い空間の間隙値がシリンダの沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を調べる実験を行った。実験結果をまとめると、次のようになる。

- (1) 裸の場合には回転シリンダの強制対流沸騰の沸騰開始点における最小熱流束は回転速度の増大とともに増大する。沸騰領域に入ると、沸騰初期領域における熱伝達係数は従来言われていたような方法、すなわち、単純な強制対流熱伝達係数と流れのないプール沸騰の熱伝達係数の和で計算できる。しかし、高熱流束領域においては、強制対流の影響がなくなり、その時の熱伝達係数はプール沸騰の熱伝達係数と同じである。
- (2) 狭い空間における回転シリンダの熱伝達特性は静止シリンダのそれとほぼ同じで非常に低い熱流束領域においても沸騰が発生する。しかし、この際強制対流熱伝達が支配的因子である。
- (3) 狭い空間の間隙値が2mm (この値はプール沸騰時の気泡離脱径とほぼ相当) 以上の場合には、低熱流束範囲における回転シリンダの熱伝達特性は同一回転速度における裸管状態のそれとほぼ一致、あるいは若干増大する程度であり、狭い空間の影響はあまり認められない。高熱流束範囲における

図1-3 熱伝達率促進率と間隙値の関係

回転シリンダの熱伝達特性は静止シリンダのそれにはほぼ一致、あるいは若干増大し、回転の影響はあまり認められない。

- (4) 狭い空間の間隙値が小さい (例えば、本実験では間隙1.0mm以下) 場合には、回転シリンダの熱伝達係数は同一回転速度における裸管状態のそれより大幅に増大し、回転速度が低いほど、両者の比すなわち熱伝達促進率は大きくなる。狭い空間による熱伝達促進効果が著しいことが認められた。
- (5) 狭い空間の間隙値が小さい (間隙1.0mm以下) 場合には、回転速度が熱伝達に及ぼす影響は低減している。すなわち、同じ熱流束において、回転速度が増大するとともに、熱伝達は若干増加するが大きな影響はない。その時の熱伝達特性は主に間隙値に支配される。
- (6) 静止シリンダの場合には、熱伝達係数が最大になる最適間隙が存在するに対して、本実験範囲内の回転シリンダの場合に対して、このような最適間隙は存在していない。間隙が小さければ小さいほど熱伝達促進率は大きくなる。ただし、間隙が小さくなるとバーンアウト開始熱流束は減少する。

文 献

- (1) Becker, K.M. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6 (1963), 1053.
- (2) J.A. Clark and W.M. Rohsenow, Trans. ASME, 76-4 (1954), 554.
- (3) 西川ら, 機論, B, 41-347(1975), 2141.
- (4) 西川ら, 機論, B, 41-347(1975), 2151.
- (5) E. ISHIBASHI and K. NISHIKAWA, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 12 (1969), 863.