楕円状水膜の衝突噴流による冷却特性の検討*

椎名孝次^{*1}, 中村昭三^{*1}, 成田健次郎^{*2}
森英明^{*3}, 安成晋一^{*3}

Cooling Characteristics by Impinging Spray Jet of Ellipsoidal Liquid Film

Koji SHIINA, Shozo NAKAMURA, Kenjiro NARITA
Hideaki MORI and Shinichi YASUNARI

The hydrodynamic and heat transfer characteristics of the impinging spray jet of an ellipsoidal liquid film were experimentally investigated in order to estimate the cooling performance of a rotating roll in a hot mill system. The following four conclusions were reached in the study. (1) In the case of a single spray jet, the local heat transfer coefficient at the center position depends on the forced convective heat transfer by the impinging jet. But the average heat transfer coefficient is proportional to the flow rate density of cooling water, and it does not depend on the distance between the nozzle and heated surface. (2) In the case of a double spray jet, liquid film interference occurs. The local heat transfer coefficient at the center position is greater, and the cooling performance increases with the increasing flow rate density of cooling water. (3) The cooling performance of a multi-spray jet is proportional to flow rate density of cooling water, it does not depend on the nozzle construction, distance or specifications. And there is no relation to the liquid film interference. (4) When the optimum specifications of the spray nozzle are used, the temperature at a 1.3 mm depth from the surface is below 130°C according to the thermal analysis of the rotating roll.

Key Words: Film Boiling, Impinging Spray Jet, Heat Transfer, Ellipsoidal Liquid Film, Flow Rate Density, Rotating Roll, Thermal Analysis, Hot Mill

1. 緒 言

現在、熱間圧延分野において、圧延材の品質向上はもちろん、圧延プロセスの高効率化が進められている。そこで、薄板材の生産効率を向上させるため、連続化が検討され始めている。従来のバッチ式に比べ、連続式になると薄板材を圧下する回数が増加し、ワークロールへの単位時間当たりの入熱量が増大する。ロールへの熱流束増大は、冷却性能が低下する表面温度が約 120°C 以上の領域を増やすことになり、材料表面で非定常加熱、冷却の繰返しにより表面の熱疲労割れや材料内部への熱流入が増大し、ロール寿命の低下やサーマルクラウンによる品質低下の原因となる。したがって、連続化にとって回転ロールの高性能冷却法の開発が重要である。図 1 にスプレー水によるロール冷却法の概要を示す。冷却技術の観点から、回転ロール冷却に関する熱伝達率の評価と最適冷却法の選定によるロール材料の温度評価が技術課題である。

一方、圧延の冷却技術に関して、Tseng らのロール冷却に関する一連の研究^{(1)~(4)}がある。また、圧延機の冷却を対象とした実用化研究^{(5)~(7)}も活発に進められている。他方、水噴流冷却に関し、多くの実験研究^{(8)~(10)}があるが、本研究のような大規模実験から求めた評価式はない。また、高温域のストリップ冷却を目的とした高温面の冷却に関する基礎研究^{(11)~(14)}も行われている。

本研究では、フラットスプレーノズル 1 本の水力特性として、スプレー水液膜挙動、全流量および流量分布特性を求めた。次に、単一スプレー水による冷却特

Fig. 1 Roll cooling of spray jet

* 原稿受付 1997 年 10 月 2 日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所電力・電機開発本部(☎ 317-8511 日立市幸町 3-1-1)。^{*2} (株)日立製作所電力・電機開発本部。^{*3} 正員, (株)日立製作所日立工場。

性として、冷却水流量やノズルと伝熱面との距離に対する局所熱伝達率分布や平均熱伝達特性を求め、基礎的な伝熱特性評価を行った。そして、マルチスプレー水の冷却特性からロール径および回転速度を考慮した平均熱伝達率を予測し、ロール温度解析から冷却特性を評価した。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置 図2に実験装置及びシステムの概要を示す。実験装置は伝熱面とスプレー水噴射系の二つから成る。伝熱面は銅製の円柱面モデル(直径 $\phi 800$ mmの1/6セクタモデル)である。加熱源には、1本当たり出力1 kWの電気ヒーターを100本設置した。一方、ノズル噴射圧 P_c は0.3~1.7 MPa、冷却水流量 Q_c は最大 $1.17 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ である。噴射ノズルは3種類を用い、ノズル仕様は定格のノズル噴射圧 $P_c=0.3$ MPaで各噴射流量 $Q_c=1.30 \times 10^{-3}$, 6.67×10^{-4} , $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 、噴射広がり角は $\theta=50$ 度一定である。

図3に伝熱面と熱電対の取付け状態を示す。図3(a)は伝熱面を正面から見た時の計測評価点の場所を示す。図3(a)に示すように、正三角形に配置した温度計測点及び熱伝達率の算出点は21点である。ただし、各計測評価点には図3(b)に示す伝熱面深さ方向に3点の熱電対(シース外径 $\phi 1.0$ mmのC-A熱電対)を設置し、温度勾配から表面温度 T_{ws} 及び表面熱流束 q_{ws} を求めた。ここで、図4(c)に示すマルチノズル配置の場合、冷却面積を包絡することが可能なように評価点を正三角形に配置した。なお、熱電対は表面から4, 5, 5 mmの間隔で銀ロウ付けにより埋め込まれている。

2.2 実験方法 伝熱面を初期温度に設定後、冷却水流量 Q_c 、噴射圧 P_c を設定し、フラットスプレーノズルから冷却水を伝熱面に噴射する。定常状態を確認後、伝熱面内の熱電対のデータを取り込み、計算機処理を行う。なお、熱収支を確認するため、冷却水入口温度 T_{ci} と伝熱面に衝突後の水温 T_{co} も計測した。冷却水入口温度 T_{ci} は室温(10~15°C)である。

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

2.3 実験条件 スプレーノズル水力特性は、ノズル噴射圧 P_c 、ノズルからの距離 H を設定し、全流量 Q_c 、流量分布 q_i 、水膜広がり角 θ 、長径 $2a$ 、短径 $2b$ 、動圧分布 p_i を計測した。

次にスプレー水冷却特性は、幾何学的条件と運転条件がある。幾何学的条件は、ノズル個数 n_c 、ノズル形式(7 850, 4 050, 2 050)、水膜衝突角度 α 、ノズル設置角度 θ 、ノズル設置間隔 a, b 、ノズル衝突距離 H である。運転条件は、伝熱面側が設定表面温度 T_{ws} 、ノズル側が冷却水入口温度 T_{ci} 、ノズル噴射圧 P_c 、ノズル1本当たりの冷却水噴射流量 Q_c 、ノズル噴射速度 v_n である。運転パラメータは冷却水流量 $Q_c=4.17 \times 10^{-4} \sim 2.50 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 及びノズルとの距離 $H=200 \sim 400$ mmの範囲とした。また、軸方向の間隔 $a=25, 50, 100$ mm、周方向の間隔 $b=30, 60, 120$ mmを設定し、ノズル個数 n は各ノズル条件により $n=1, 4, 8, 16$ 個として、冷却水流量を同一条件とした。そして、表面熱流束 q_{ws} 、局所表面温度 T_{ws} を計測し、局所熱伝達率 h_z および平均熱伝達率 h_m を求めた。

2.4 実験評価法

2.4.1 流量分布 流量分布計測箱に受けとめた水位と時間を計測し、各ユニット内水量から流量分布を求めた。

2.4.2 局所熱伝達率 表面温度、表面熱流束及び局所熱伝達率の算出の手順を以下に示す。伝熱面内

(a) Measured point of heated surface

(b) Fitting structure of thermo-couples to heated surface

Fig. 3 Fitting structure of thermo-couples to heated surface

の温度計測3点 (T_{w1} , T_{w2} , T_{w3}) の最小二乗法近似から温度勾配の式(1)を求める。次に、式(2)から表面 $r=r_s$ における銅表面温度 T_{ws} を外挿予測により求めた。

$$T = C_1 r + C_2 \dots \dots \dots (1)$$

$$T_{ws} = C_1 r_s + C_2 \dots \dots \dots (2)$$

ただし、 C_1 , C_2 : 定数

さらに、銅ブロック内の温度勾配 $\Delta T/\Delta r$ から式(3)で表面熱流束 q_{ws} を求め、式(4)により入口水温 T_{ci} 基準の局所熱伝達率 h_z を求めた。

$$q_{ws} = \kappa_w (\Delta T/\Delta r) = \kappa_w C_1 \dots \dots \dots (3)$$

ただし、 κ_w : 伝熱面材料の熱伝導率

$$h_z = q_{ws} / (T_{ws} - T_{ci}) \dots \dots \dots (4)$$

2・4・3 平均熱伝達率 図4にスプレー水膜の伝熱面積の定義を示す。水膜の伝熱面積は平均熱伝達率及び冷却水流量密度の算出に用いた。図4(a)は単一ノズル、(b)は2本ノズル、(c)はマルチノズルの場合である。図4に示すように、完全水平の水膜拡がり状態に注目し、次の仮定を設けた。

(1) 短径方向はあまり変化がないので、一様な幅 $2b$ とみなす。すなわち、伝熱面上に形成された楕円形状水膜(長径 $\gg$ 短径)を矩形水膜とし、長径方向のみ平均化の対象とする。

(2) 液膜拡がり径の測定結果(3・1・1項参照)から、測定評価範囲は噴射圧に対して一定、ノズルからの距離 H に対して相関を決定した。

スプレー水膜の拡がり径により伝熱面積が異なるので、各条件ごとに平均熱伝達率を算出する伝熱面積を用いた。次式により局所熱伝達率 h_z を数値積分(Simpsonの1/3乗則)し、平均熱伝達率 h_m を求めた。

$$h_m = (1/2a) \int_{-a}^a h_z dz \dots \dots \dots (5)$$

Fig. 4 Definition of heated area of spray liquid film

一方、冷却水入口温度 T_{ci} 及び出口温度 T_{co} から、水の授熱量 Q_o は次式で求まる。

$$Q_o = M_c C_p (T_{co} - T_{ci}) \dots \dots \dots (6)$$

また、伝熱面上の熱伝達率より、次の関係がある。

$$Q_i = \int_A h_z (T_w - T_{ci}) dA \\ = h_m A (T_w - T_{ci}) \dots \dots \dots (7)$$

以上の式から、 Q_o , Q_i の熱バランスを確認した。その結果、両者の熱量は約8%精度で一致する。主な誤差は、大気中へ放出された蒸気の潜熱と考える。ここで、温度計測誤差が約4%、冷却面積の算出誤差が約8%、スプレー水冷却流量分布に起因した平均化処理の誤差が約15%程度を考慮すると、全体で約30%程度の平均熱伝達率 h_m の誤差を考える必要がある。

3. 検討および考察

3・1 単一スプレー水の水力特性

3・1・1 液膜挙動特性 図5に液膜挙動特性を示

(a) Spray angle of liquid film

(b) Spray diameter of liquid film

Fig. 5 Liquid film characteristics

す。図5(a)は噴射圧に対する液膜の長径、短径方向の噴射角 θ, β の関係を示す。長径方向の液膜噴射角度 θ は噴射圧 $P \geq 0.2$ MPa で約 45~50 度の噴射角度を示す。短径方向の噴射角度 β は噴射圧 $P \geq 0.1$ MPa でほぼ $\beta = 10$ 度と一定である。噴射角度の関係から、短径方向に比べて長径方向の角度は約 4~5 倍大きな楕円形状となる。

また、図5(b)は噴射圧に対する液膜の長径及び短径方向の液膜拡がり径の関係を示す。噴射角と同様に液膜短径 $2b$ はノズル出口からの距離 H に関係なく、約 50~70 mm で一定である。しかし、液膜長径 $2a$ は距離 H に対してほぼ同じ傾向をもつが、その値は大きく異なる。噴射圧 $P \leq 0.3$ MPa では液膜が未発達状態であるが、 $P \geq 0.3$ MPa では実測値と計算値で約 7% 程度の誤差を生ずるが、ノズル出口からの距離 H と長径の長さ $2a$ は次式の関係がある。

$$2a = 2H \cdot \tan(\theta/2) \dots \dots \dots (8)$$

これより、距離 $H = 200$ mm で実測値 $2a = 200$ mm、計算値 $2a = 186.5$ mm、 $H = 300$ mm で実測値 $2a = 270$ mm、計算値 $2a = 278.9$ mm、また $H = 400$ mm で実測値 $2a = 350$ mm、計算値 $2a = 373.0$ mm である。

以上から、単一スプレー水の水力特性として、距離 H の異なる液膜挙動は全て同様の傾向をもち、ノズル中心部に高流量・高圧力のスプレー水が集中し、ノズル出口からの距離とほぼ同一か、やや小さな液膜拡がり径を形成する。

3.1.2 流量分布特性 図6(a)に噴射圧に対するノズルの全流量特性、図6(b)に長径軸方向に対する流量分布特性を示す。図6(a)の全流量特性から、ノズルの全流量 Q_c はノズル噴射圧の約 1/2 乗の関係があり、噴射圧に比例して噴射流量も増加する。参考のため、図6(a)へノズルメーカーのデータを●印で示す。ただし、噴射圧が大きくなると水流飛散等により全流量特性の計測誤差が大きくなる。

次に図6(b)の上側に高さ $H = 200$ mm、下側に $H = 300$ mm の流量分布を示す。パラメータには、噴射圧 P をとった。 $H = 200$ mm の場合、噴射圧に関係なくノズル中心部にピーク値をもつ凸の流量分布となり、ほぼ対称な分布特性を有する。一方、 $H = 300$ mm の場合、 $H = 200$ mm と同様の流量分布の傾向を持つが、流量分布のピーク値は小さく平坦な分布となる。 $H = 400$ mm の場合にはさらに平坦な流量分布となる。

したがって、高さ H の増加とともに流量分布は凸から平坦な流量分布となり、噴射圧の増加とともに流量分布の値も大きくなる傾向がある。

(a) Total flow rate

(b) Flow rate distribution

Fig. 6 Flow rate characteristics

3.2 単一スプレー水の熱伝達特性

3.2.1 局所熱伝達率分布 図7にスプレー水の冷却特性を示す。実験条件は、ノズルと伝熱面との距離 $H = 300$ mm、冷却水流量 $Q_c = 3.00 \times 10^{-4}$ m³/s である。また、表面熱流束の範囲は $252 \leq q_{ws} \leq 653$ kW/m² である。表面温度分布はノズル中心部が凹となり、中心部近傍は約 100°C 以下、液膜端部では約 220°C まで温度が上昇する。このとき、中心部では衝突噴流による強制対流熱伝達、その外部は核沸騰から遷移沸騰、さらに外部では膜沸騰が生じていると思われる。局所熱伝達率分布は中心部が凸で最大 $h_z = 8.7$ kW/(m²·K) であり、端部では 1.2 kW/(m²·K) の小さい値となる。これは、冷却水の液膜拡がり径が伝熱面の幅約 200 mm 以上に拡がり、全体的に均一な液膜の

Fig. 7 Cooling characteristics of spray jet ($H=300$ mm, $Q_c=3.00 \times 10^{-4}$ m³/s)

Fig. 8 Local heat transfer coefficient and surface temperature distribution ($H=300$ mm)

拡がり径を形成した沸騰状態と考えられる。

次に、図8に局所熱伝達率及び表面温度分布特性を示す。パラメータには冷却水流量 Q_c をとり、 $H=300$ mm 一定とした。また、表面熱流束の範囲は $252 \leq q_{ws} \leq 1117$ kW/m² である。この結果、局所熱伝達率及び表面温度分布ともに冷却水流量に大きく影響される。表面温度分布はノズル中央部で局所的に最も冷却され、表面温度が下に凸となる傾向は同一であるが、温度分布の絶対値は異なる。すなわち、冷却水流量が少ないと高い温度分布を形成し、冷却水流量の増加とともに温度は低下する。一方、局所熱伝達率分布のピーク値は小流量 ($Q_c=3.00 \times 10^{-4}$ m³/s) で $h_z=8.7$ kW/(m²·K) と中央にゆるやかな凸の分布となるが、中流量 ($Q_c=4.00 \times 10^{-4}$ m³/s) で $h_z=20.3$ kW/(m²·K)、大流量 ($Q_c=7.78 \times 10^{-4}$ m³/s) で $h_z=28.0$ kW/(m²·K) と冷却性能が増加する。同時に、局所熱伝達率分布もノズル中央部付近 100 mm 以内で強制対流効果が表れる。以上から、スプレー水中心部近傍で局所熱伝達率がピーク値をもつ。

3.2.2 衝突点での局所熱伝達率 図9にノズル中央部衝突点での衝突噴流の強制対流熱伝達特性を示す。横軸に冷却水流量 Q_c 、縦軸に衝突点における局所熱伝達率 h_{zo} をとる。パラメータにはノズルと伝熱面との距離 H をとった。冷却性能の比較用に、図9中に次の衝突噴流の相関式⁽¹⁵⁾の計算値を用いた。

$$Nu = 1.42 Re^{0.58} Pr^{0.43} (H/d_e)^{-0.62} \dots\dots\dots (9)$$

ここで、本式は発達領域 ($H/d_e > 8$) で、レイノルズ数 $Re=10^4 \sim 2 \times 10^5$ の適用範囲である。

この結果から、実測値と計算値はよく一致する。衝突点における局所熱伝達率は冷却水流量 Q_c の約 0.6 乗に比例し、ノズルと伝熱面との距離 H が離れると

Fig. 9 Forced convective heat transfer characteristics at impinging point

Fig. 10 Cooling characteristics of single nozzle

局所熱伝達率が低下する。これより、ノズル直下の衝突点では冷却水ジェットによる強制対流が支配的となる。

3・2・3 平均熱伝達率 ノズル高さおよび表面温度に対する単一スプレー水の冷却特性について検討した。図 10 に冷却水流量密度 q に対する平均熱伝達率を示す。冷却水流量密度 q は、冷却水流量 Q_c を単一スプレー水の衝突水膜の面積で除した。パラメータには、ノズルと伝熱面との距離 H をとった。これより、単一スプレー水の冷却性能はノズルと伝熱面との距離に関係なく、冷却水流量密度の依存性が大きく、ほぼ一つの冷却特性として表される。つまり、ある値以上の冷却水流量密度では高压ジェット水の衝突となり、高さが冷却性能に及ぼす影響は小さい。すなわち、単一スプレー水冷却結果から、有効な伝熱面積を確保した上で高压冷却水の強制流体力を保つ冷却形態が望ましい。

次に、壁面温度に対する冷却特性の検討を行った。次の冷却性能予測式⁷⁾は従来の経験的予測式による計算値であり、各研究者のデータを統計的に解析した結果である。壁面温度 T_w をパラメータにした。

$$\log(h) = 2.694 + 0.595 \log(q) - 0.00179 T_w \quad \dots\dots\dots (10)$$

上式は壁面温度 T_w が 200～500°C の範囲に適用できる。単一スプレー水の場合、壁面温度の増加とともに膜沸騰による熱抵抗の増大により冷却性能は低下する。すなわち、冷却水流量密度を増加しても、伝熱面とスプレー水との間に蒸気膜が形成され、高温で熱抵抗膜が大きくなるためである。なお、実験値は $T_w = 250 \sim 400^\circ\text{C}$ の予測範囲にある。

以上から、単一スプレー水の冷却特性はノズルと伝熱面との距離が異なっても全て同様の傾向を有し、冷却水流量密度の依存性が大きく、ほぼ 1 本の冷却特性に表される。また、壁面温度が高くなると、冷却性能が低下する。これは、単一ノズルに限らず、2 本あ

Fig. 11 Local heat transfer distribution by interference effect of liquid film using double nozzles

Fig. 12 Cooling characteristics of double nozzles

るいはマルチノズルでも同様と考えられる。

3・3 スプレー水の水膜干渉による熱伝達特性 2 本のスプレー水ノズルを用いた水膜干渉効果による冷却特性を検討した。図 11 にノズル間隔に対する局所熱伝達率分布を示す。横軸に伝熱面の座標 z 、縦軸に局所熱伝達率 h_z をとる。試験条件はノズルタイプ 4050、ノズル高さ $H = 200 \text{ mm}$ 、冷却水流量 $Q_c = 1.00 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ である。ここで、図 6 よりノズルと計測位置までの距離 H に関係なく、ノズル中心部から長径軸方向に約 100 mm の範囲は冷却水量及び衝突動圧が有効に作用する。そこで、スプレーノズル設置間隔の基準を $a = 100 \text{ mm}$ とした。ノズル間隔 $a = 50, 100 \text{ mm}$ の場合、各スプレー水は伝熱面に衝突する前に干渉し合い、水力学的に合流して局所熱伝達率が向上する。一方、ノズル間隔 $a = 150 \text{ mm}$ の場合、各スプレー水の中心部に二山の性能ピーク値を生ずる。各スプレー水膜の衝突面積による平均熱伝達率は若干異なるが、大差はない。この結果、水膜干渉領域内では

スプレー水膜同士が衝突しても悪影響は及ぼさず、冷却性能が向上する。スプレー水膜間の衝突による干渉効果として、長径方向のノズル間隔を変化すると、水膜干渉領域内での冷却性能は流量増加の作用により中心部の局所熱伝達率が大きくなる。

次に、図12にノズル間隔に対する平均熱伝達率を示す。横軸に冷却水流量密度 q 、縦軸に平均熱伝達率 h_m をとり、パラメータには長径方向のノズル間隔 a をとった。性能比較のため、図10の単一ノズル $H=200$ mm のデータを併せて示す。図12から、スプレーノズルの水膜干渉が生じて平均熱伝達率は低下せず、全体的な冷却特性に悪影響はない。ノズル干渉効果により、単一スプレー水よりも冷却性能が若干向上する。

3・4 マルチスプレー水の熱伝達特性 図13にマルチスプレー水の冷却特性を示す。横軸に冷却水流量密度 q 、縦軸に局所熱伝達率 h_z から面積平均化した平均熱伝達率 h_m をとった。各ノズル形式や本数により有効な冷却面積が異なるので、各スプレー水膜の衝突面積に囲まれる全体面積を基準に冷却水流量密度 q を求めた。パラメータには、ノズル設置間隔及び伝熱面とノズルの高さをとった。図13中にマルチノズル方式の全ケースを示した。ノズル間隔は、7850配置で $a=50, 100$ mm, $b=60, 120$ mm, 4050配置で $a=50$ mm, $b=60$ mm, 2050配置で $a=25$ mm, $b=30$ mm である。ノズル高さ H は、7850配置で $H=200, 300, 400$ mm, 4050配置で $H=200, 300$ mm, 2050配置で $H=200, 300$ mm である。スプレーノズルの冷却能力は、単一スプレー水と同様に冷却水流量密度に依存し、ノズル配置、高さ、仕様にかかわらず、次式に示す冷却特性で表される。

Fig. 13 Cooling characteristics of multi nozzles

$$h_m = 250q^{0.7} \dots\dots\dots (11)$$

ただし、本実験式はノズル型式、仕様、設置間隔 a, b 、ノズルと伝熱面との高さ H に関係なく、約 $\pm 30\%$ の精度で得られた。すなわち、マルチノズルによる平均熱伝達率 h_m は冷却水流量密度 q の約 0.7 乗に比例し、冷却性能は単一ノズルに比べて水膜干渉により若干向上する。これより、マルチスプレー水では高密度配置による冷却水流量密度を高めることにより、衝突ジェットによる強制対流が支配的となり、近似的に式(11)で冷却性能を予測できる。

4. 回転円筒の冷却特性予測法の検討

4・1 ロール径及びロール回転速度の検討 図13の実測データを基にロール回転時のスプレー水による冷却性能を予測した。全体の冷却性能は、ノズルからの衝突噴流冷却が支配的であり、回転場の対流熱伝達率は次の Becker の式⁽¹⁶⁾を用いた。

$$Nu_d = 0.133 Re_d^{2/3} Pr^{1/3} \dots\dots\dots (12)$$

ただし、

$$Nu_d = hD/\kappa, Re_d = u_\theta D/\nu,$$

D : ロール径

u_θ : ロール回転速度

すなわち、ロール回転時の熱流束は静止面と回転場の熱流束の和と考え、スプレー冷却性能に及ぼすロール径及び回転速度の影響を検討した。図14にこれらの影響を考慮した冷却性能を示す。実線が図13の実測データである。図14中には、ケース1 ($D=612$ mm) とケース2 ($D=360$ mm) のタンデムミル入側及び出側のロール回転速度に関する4ケースの冷却性能予測結果を示した。この結果、全体の冷却性能はロール径

Fig. 14 Modified cooling characteristics

Fig. 15 Specification and condition of spray cooling

にはあまり影響されず、ロール回転速度の約 2/3 乗に比例して向上する。また、流量密度範囲 $[0.033 < q < 0.167 \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{m}^2)]$ における平均熱伝達率は、ケース 1 のタンデムミル入側で約 $23 \sim 62 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、ケース 2 では約 $20 \sim 59 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ の値となる。つまり、ケース 1 もケース 2 もストリップ材の板厚の大きなタンデムミル入側における低速回転状態が、最も冷却設計上厳しいと考える。

4.2 冷却設計 冷却水の圧力バランスを考慮し、図 14 の冷却特性から各冷却水流量密度 q に対する平均熱伝達率 h_m を求め、冷却設計から決定したスプレー冷却の仕様および条件を図 15 に示す。図示のように、3 領域のスプレー水冷区間とした。この結果、スプレーノズルの運転条件(噴射圧 P 、冷却水流量 Q_c 、冷却水流量密度 q)とノズル配置条件(型式、設置間隔 a, b 、高さ H 、設置角度 γ)から、ロール表面温度を均一に、しかも高性能な冷却仕様を決定した。

4.3 圧延ロール温度解析 スプレー方式の冷却性能に基づき、連続圧延を想定した冷却設計を行った。まず、実験より求めた熱伝達率を境界条件に、ロール内非定常熱伝導解析⁽¹⁷⁾を行った。図 16 に実圧延を想定した板材圧延約 100 本程度に要する 40 000 回転後のロール温度解析結果を示す。横軸にロール回転角度 θ 、縦軸にロール表面及び深さ 1.3 mm での温度分布をとった。ロール内温度分布評価の解析条件は、図 16 に示す半径方向 1 次元モデル、境界条件は図 15 に示す 3 領域の水冷範囲に関し、スプレー冷却熱伝達率を境界値とした。なお、直接ロール表面温度が計測できないので、運転データとの比較用に、ロール表面下 1.3 mm 深さでの温度予測も行った。

この結果、連続圧延機においてロール表面下 1.3 mm 深さで最大 128°C となり、圧延材の品質及びロールの信頼性確保に必要な 130°C 以下を達成できた。

Fig. 16 Temperature analysis of roll rotational direction

5. 結 言

回転円筒の冷却評価を行うため、スプレーノズルの水力特性および衝突噴流による熱伝達特性の実験を行った結果、次の点が明らかになった。

(1) スプレー水の液膜挙動は伝熱面とノズルとの距離に関係なく、ノズル中心部近傍に高流量のスプレー水が集中し、ノズル出口からの距離とほぼ同一の水膜拡がり径を形成する。また、距離が離れるにしたがい、中心部が凸から平坦な流量分布となり、噴射圧の増加とともに流量分布も大きくなる。ノズル噴射圧に対する水膜拡がり径、全流量は約 1/2 乗の関係がある。

(2) 単一スプレー水の場合、スプレー水の流量分布と同様にスプレー水中心部で局所熱伝達率分布が最大となる。特に、中心部の局所熱伝達率は衝突噴流による強制対流に支配される。局所熱伝達率分布は伝熱面とノズルとの距離に依存するが、平均熱伝達率は冷却水流量密度に強く依存する。

(3) 2 本のスプレー水の水膜干渉領域内では、中心部の局所熱伝達率が大きく、冷却水流量密度の増加により冷却性能は向上する。また、平均熱伝達率は単一スプレー水の場合と同等で、干渉による悪影響はない。

(4) マルチスプレー水の冷却性能はノズル配置、高さ、仕様によらず冷却水流量密度に比例し、水膜が干渉しても冷却性能が低下せず、ノズルの高密度配置、冷却水の流量増加により十分な冷却性能が得られる。

(5) スプレーノズルの最適仕様を選定し、ロール

熱解析により表面下 1.3 mm 深さで 130°C 以下を達成できる。

文 献

- (1) Tseng, A. A., Gunderia, A. S. and Sun, P. S., *Metal Work., Steel Res.*, **62**-5(1991), 207-215.
- (2) Tseng, A. A., Lin, F. H., Gunderia, A. S. and NI, D. S., *Metall. Trans. A*, **20**(1989), 2305-2319.
- (3) Tseng, A. A., Chen, S. J. and Westgate, C. R., *Model. Mater. Proc.*, ASME, MD-3(1987), 51-63.
- (4) Ellerbrock, D. F., Tsuei, Y. G. and Behbahani, A. I., *Proc. Int. Symp. Accel. Cool Rool Steel*, (1987), 147-157.
- (5) Viannay, S. and Karian, J., *Heat Transf.*, **4**(1982), 431-435.
- (6) Yuen, W. Y. D., *Trans. ASME*, **106**(1984), 578-585.
- (7) 日本機械学会編, 沸騰熱伝達と冷却, (1989), 225, 日本工業出版.

- (8) 石谷清幹・ほか 3 名, 日本機械学会関西支部 50 回定時総会講論集, (1975), 51-52.
- (9) 白岩・ほか 2 名, 鉄と鋼, **57**-3(1971), 485-492.
- (10) 國岡計夫・ほか 3 名, 機論, **45**-390(1979), 279-285.
- (11) 佐野佳洋・ほか 3 名, 第 28 回日本伝熱シンボ講論集, B 323(1991-5), 733-735.
- (12) 伊藤猛宏・ほか 3 名, 第 28 回日本伝熱シンボ講論集, B 334(1991-5), 751-753.
- (13) 伊藤猛宏・ほか 5 名, 第 24 回日本伝熱シンボ講論集, C 313(1987-5), 419-421.
- (14) 小山勇昭・ほか 3 名, 第 28 回日本伝熱シンボ講論集, B 331(1991-5), 741-743.
- (15) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 第 3 版, (1975), 109-112.
- (16) Becker, K. M., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **6**(1963), 1053-1063.
- (17) 成田健次郎・ほか 3 名, 平成 7 年塑性加工春季講論集, (1995-5), 255-256.