

連铸鋳片の2次冷却帯におけるロール冷却と スプレー冷却の解明*

川崎製鉄技報
19 (1987) 1, 7-11

Analysis for Cooling Phenomena on the Secondary Cooling of Continuous Casting



松川 敏胤
Toshitane Matsukawa
水島製鉄所 設備部設計室 主査(掛長)



油原 晋
Susumu Yuhara
水島製鉄所 設備部設計室



小島 信司
Shinji Kojima
水島製鉄所 設備部設計室 主査(課長)



藤山 寿郎
Toshiro Fujiyama
水島製鉄所 製鋼部製鋼技術室 主査(掛長)



宮川 昌治
Shoji Miyagawa
鉄鋼研究所 プロセス研究部製鋼研究室

1 結 言

高級鋼の表面欠陥防止¹⁾や铸造速度の高速化のニーズに対応するには、設備の改善においても最適な操業の設定のためにも、2次冷却現象について定量的で詳細な現象解明が必要とされる。これまでもスプレー冷却を中心とした連铸鋳片の2次冷却に関する報告²⁻⁴⁾は多いが、鋳片の表面温度振幅を決定するロール接触冷却や広角フラットスプレーノズルの幅方向の冷却能の差を定量的に述べた論文は無く、したがって上記のニーズに十分答えられないのが実状であった。そこで本論文はこれらを明らかにすることを主目的とした。

まず連铸機において熱電対を鋳片表面に直接溶着し、铸造方向の温度推移を測定した。この表面温度推移データを境界条件として与え、鋳片表面からの刻々の熱流束変化を求め、ロール接触冷却などについて考察した。一方、鋳片の表面欠陥に関係する幅方向の冷却能の不均一性については、スプレーノズル単体のラボ実験を行って

要旨

連铸鋳片の2次冷却に関し、ロール接触による冷却現象およびスプレーの幅方向不均一冷却現象について解明を試みた。連铸機において熱電対をオンラインで鋳片表面に直接溶着し、铸造方向の温度推移を測定した。このデータをもとに鋳片表面での刻々の抜熱量変化を解析した。この結果とスプレー単体のラボ実験結果より、水スプレーの幅方向不均一冷却は鋳片表面に形成される水膜によること、したがって幅方向に均一冷却するには端部の衝突圧を上げるべきこと、铸造方向の温度振幅はミストスプレーか水スプレーかによらずスプレー水量で決まることを明らかにした。

Synopsis:

In order to make clear the cooling phenomena of secondary cooling, thermocouples were welded on the surface of the strand in the commercial machine, and the transition of the surface temperature was recorded. The transition of heat flux was analyzed and the following conclusions were obtained: Secondary cooling phenomena consist of roll cooling, spray cooling, scattered water cooling and residual water cooling. Nonuniform spray cooling in the width direction is caused by a water film on the strand surface. In order to achieve the uniform cooling, therefore, collision pressure should be increased according to the distance from the nozzle. Maximum amplitude of the surface temperature usually occurs at the roll cooling zone, and its amplitude is mainly related with the amount of secondary cooling water regardless of whether it is water spray or mist spray.

解析した。これらの結果を用いて、铸造方向の温度振幅を支配する要因について検討した。さらに幅方向に均一冷却能を有するスプレーノズルを開発し、水島製鉄所の第6連铸機に採用した。

以下に、これらの2次冷却帯での冷却現象について報告する。

2 ロールと飛散水による抜熱現象の解明

ロールの接触冷却については実験室で調べるのが困難なため、連铸機でのオンライン実験を行い現象を解明した。

2.1 オンラインでの鋳片表面温度推移の測定

支持ロール間から溶接鋸を挿入し、CA シース熱電対を埋め込んだ円板状(6mmφ×3mm ℓ)の小鋼片を鋳片表面に当て放電溶接し、連铸機での鋳片表面温度の測定を行った。熱電対は鋳片とともに移動し、最初の支持ロールで鋳片の表面に押し込まれ、以降の表面温度推移を出力する。熱電対1個で平均的に約8mの長さを測定する

* 昭和61年10月21日原稿受付

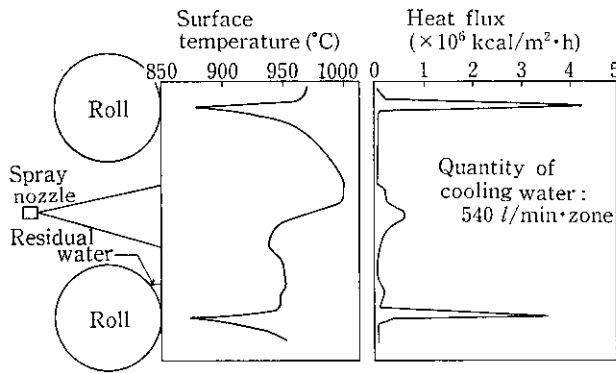


Fig. 1 An example of transition of surface temperature and heat flux from strand surface (Spray nozzle)

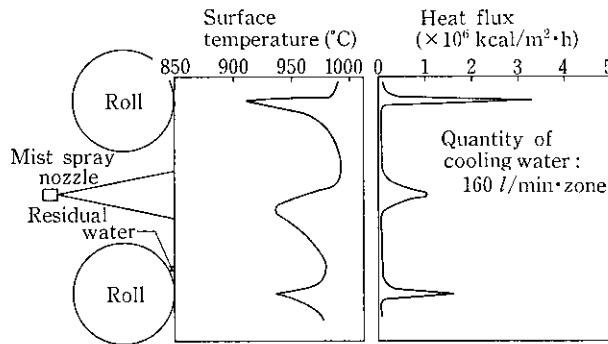


Fig. 2 An example of transition of surface temperature and heat flux from strand surface (Mist spray nozzle)

ことができる。データの採取は、鋳片厚み 310 mm, 240 mm, 215 mm, 鑄造速度 0~0.9 m/min, 比水量最大 2.4 l/kg までの広い範囲で行った。

測定結果の代表例を水スプレーとミストスプレーの場合についてそれぞれ Fig. 1 と Fig. 2 に示す。本論文では水のみを噴射するノズルを水スプレーノズル、水と空気を噴射するノズルをミストスプレーノズルと呼んで区別している。Fig. 1 と Fig. 2 から最大の温度振幅はロール接触位置で発生し、鋳片表面はロール接触冷却、輻射・対流・飛散水冷却、スプレー直接冷却、輻射・対流・飛散水冷却、滞留水冷却を繰り返し受けながら凝固が進んでいくことを示している。Fig. 1 と Fig. 2 は総放熱量がほぼ同じとなる場合の比較であるが、これらよりミストスプレーは水スプレーよりも表面温度振幅が 2~4 割程度小さくなること、滞留水冷却域が水スプレーに比べて顕著でないことが分かる。

2.2 解析方法

熱流束を定量的に解析するため、比熱と熱伝達率の温度依存性を考慮した 2 次元前進差分法³⁾ プログラムを用い、鋳片の表面温度推移を境界条件として与えることにより鋳片表面からの刻々の熱流束を求めるようにした。2 次元座標軸は鋳片の厚み方向と鑄造方向 (120 mm) としロールやスプレーによる局所放熱時に発生する鑄造方向の熱流を考慮した解析とした。熱流束から熱伝達係数への換算は外気温度を 30°C と仮定して求めた。

2.3 解析結果と考察

熱流束の解析結果を Fig. 1 と Fig. 2 にあわせて示す。熱流束よりミストスプレーは上下にほぼ対称な冷却であり、水スプレーの場合

には飛散水が上方へ少なく下方へ多いことが分かる。しかし、この上下の差は品質と操業にとって重要な鋳片の表面温度の振幅と幅方向の不均一冷却にあまり影響しないため、以降の解析においてはこの上下差は無視し、また滞留水冷却も放熱能が大きくないため輻射・対流・飛散水冷却域に含めて取り扱うことにした。以下に、ロール接触冷却域、輻射・対流・飛散水冷却域、スプレー冷却域についてそれぞれ述べる。

2.3.1 ロール接触冷却域

支持ロールの表面温度が不明のため熱伝達係数に換算することが困難であり熱流束で直接検討することにした。Fig. 3 にロール接触域での平均熱流束に及ぼす冷却水量の影響を示す。横軸は 2 次冷却 1 ゾーン当りの総水量であり、冷却水量が増加すればロール接触による放熱量が増加し、この現象は水スプレーかミストスプレーによらず冷却水量で統一的に整理できる。すなわち、鋳片の表面温度振幅を小さくするためには冷却水量を減らすことが効果的であり、ミストスプレーの場合に小さくできるのは水量を減らしても全体としての放熱量を確保できることによる。また、ロール接触冷却の長さ l_R については、静鉄圧を P_0 、ロールピッチを L 、鋳片表面の変形抵抗を σ 、支持ロール直径を D とすれば (1) 式で整理できることが初等圧延理論から予測され、データからも確認された。

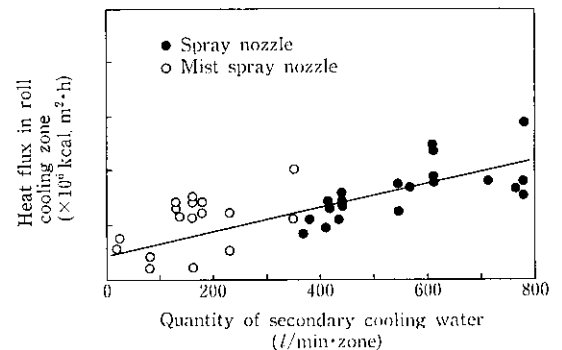


Fig. 3 Influence of secondary cooling water on the heat flux in roll cooling zone

$$l_R = f(P_0 L / \sigma, D) \quad (1)$$

なお l_R は通常 15~25 mm 程度である。

放熱量は鋳片と接触する直前のロールの表面温度が大きく関係し、この温度はロールと鋳片間の滞留水が深いほど低く、さらにスプレー水によるロールの直接冷却の影響も加わる。一方、鋳片の代わりに透明アクリル板を用いた冷却水挙動の直接観察では、滞留水の深さはノズル方式によらず水量のみで決まるとの知見を得ている。このことから推察してロールによる放熱を主に支配している要因は滞留水と思われる。

2.3.2 輻射・対流・飛散水冷却域

輻射・対流・飛散水冷却域での平均の熱伝達係数を算出し、スプレー水量との関係で整理した結果を Fig. 4 に示す。水スプレーの値はミストスプレーの値よりも小さいが、これはミストスプレーは水滴が気流によって運ばれるので飛散水冷却能が大きくなるためと考えられる。

この結果を普遍的に取り扱うには、ミストノズルと水ノズル各々についてノズル単位幅当りの冷却水量で整理するのが適当と思われる。

2.3.3 スプレー直接冷却域

水スプレーノズルの直下からスプレー幅の約 1/4 離れた位置にお

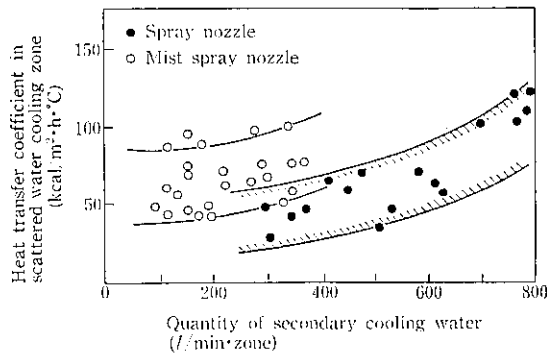


Fig. 4 Influence of secondary cooling water on the heat transfer coefficient in scattered water cooling zone

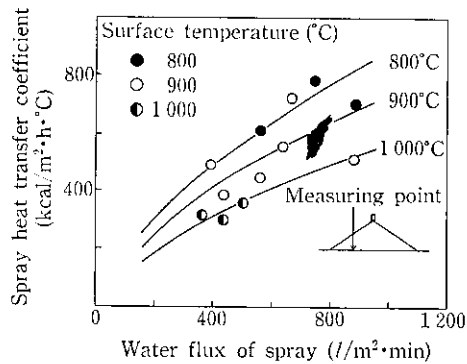


Fig. 5 Effect of spray water flux on heat transfer coefficient

ける水スプレーの熱伝達係数を求め、水量密度と鋳片表面温度の関数として Fig. 5 に示した。この値は三塚ら⁶⁻⁸⁾の実験データの約2/3と小さく、また水スプレーノズルは幅方向に均一な水量分布特性をもっていないが、ノズル直下の温度が端部より低い傾向が観察され、幅方向の冷却特性をスプレー冷却については詳細に調べる必要が生じた。

3 スプレーの不均一冷却現象の解明

オンラインにおける鋳片表面温度の測定結果からスプレーの幅方向の不均一冷却現象の解明を試みたが、影響因子が多いため限られたデータ数では幅方向の不均一現象を明らかにするのが困難であった。そこで、ノズル個々の特性を調べたうえで実験室での測定を行い、スプレー冷却に及ぼす要因を整理し、水スプレーとミストスプレーの幅方向の冷却の均一性について考察した。

3.1 実験方法

背面から熱電対を埋め込んだテストピースを1000°Cに均一加熱し冷却ノズルとの位置合わせを行ったのち、冷却面を垂直とした状態で水冷した。熱電対(CA シース)は冷却能の幅方向と高さ方向の特性を測定するため各方向に計9個を表面から5mmの深さに取り付けた。温度はペンレコーダーとデジタルレコーダーに記録し、状況の把握にはペンレコーダーを用い、伝熱解析にはデジタルレコーダーの結果を用いた。テストピースの成分は Table 1 に示す3種類を使用した。ノズル型式としてはフラットタイプの水スプレーとミストスプレーおよびオーバルタイプの水スプレーで、各々特性の異なる数種類を用いた。データの精度を上げるため、実験に用いたノズルは個々について水量分布と衝突圧分布を測定した。水量分布

Table 1 Chemical composition of test pieces (%)

Test piece	C	Si	Mn	P	S	Al
A	0.16	0.03	0.86	0.019	0.008	0.025
B	0.20	0.27	1.20	0.017	0.004	0.032
C	0.09	0.21	1.20	0.010	0.003	0.036

は25mm角で衝突圧は20×50mmの受圧板で測定した。

3.2 解析方法

解析はテストピースの冷却面に直交する鉛直断面を5mmメッシュで分割したモデルを用い、スプレー冷却域については測温された表面温度推移を、その他の面は自然放冷の境界条件を与えた。このとき輻射率は0.8、自然放冷の熱伝達係数は7kcal/m²·h·°Cとした。またスプレー冷却域の厚み(鋳造方向のスプレーの厚み)については、厚み方向の水量分布からピーク値の50%以上の水量が得られる範囲とし、比熱と熱伝導率の温度依存性を考慮した2次元前進差分法⁵⁾プログラムにより熱伝達係数を求めた。

3.3 解析結果と考察

3.3.1 水スプレー冷却

熱伝達係数に及ぼす水量密度と表面温度の影響を Fig. 6 に示す。水量密度と表面温度の影響は従来の知見どおり大きいことを示しているが、データのバラツキが大きく、他の影響因子についても検討する必要がある。Fig. 7 に表面温度と水量密度を一定としたときの衝突圧の影響を示す。衝突圧は鋳片表面に形成されている蒸気膜の破壊能力に関与し、衝突圧が大きくなると同じ水量密度でも冷却能は増加する。しかし、この衝突圧は受圧板のみで測定したデータのため、鋳片表面に水膜状の流れが形成される実際の場合とは異なる

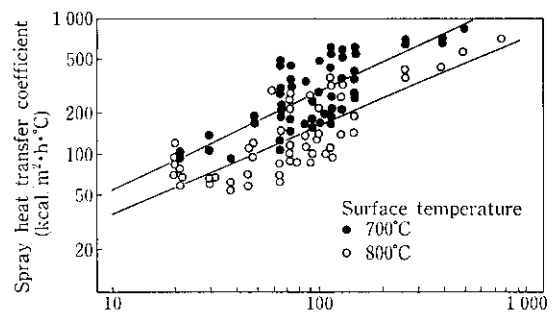


Fig. 6 Effect of spray water flux on heat transfer coefficient

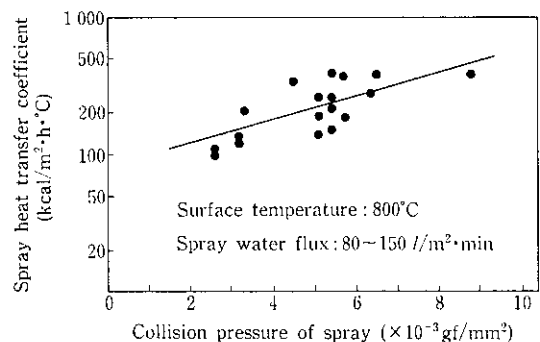


Fig. 7 Influence of collision pressure of spray on heat transfer coefficient

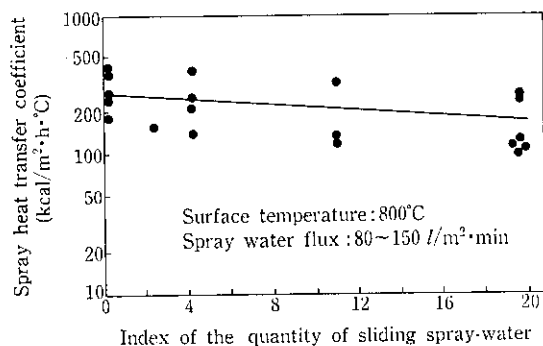


Fig. 8 Influence of quantity of sliding spray water on spray heat transfer coefficient

と考えられる。そこで、その影響を調べるため、水膜の流量と熱伝達係数の関係を表面温度と水量密度が一定のもとで整理し、Fig. 8に示す。なお、水膜の流量指数は、鋳片に対して水滴が斜めに当たるほど大きくなることを考慮して、(2)式で定義した。

$$\delta = \int_0^x W \sin\left(\tan^{-1} \frac{x}{l}\right) dx \quad (2)$$

ここで、

δ : 位置 x における水膜の流量指数

x : ノズル直下からのスプレー幅方向の距離

l : ノズルと鋳片の距離

Fig. 8より水膜の流量も影響することが明らかとなった。さらに、テストピースの差を比較したところ、Si含有量が違えば酸化スケールの密着性は明らかに異なり、密着性のよいものすなわちSi含有量の高いものは高い熱伝達係数を示した。

以上述べたように、水スプレーの熱伝達係数には従来よく知られている水量密度と表面温度の他に衝突圧、水膜の流量、スケールの密着性が関係しているため、データをこれらの要因で重回帰分析し、(3)式を得た。 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ はそれぞれ水膜の流量指数、衝突圧力およびSi含有量にかかる係数であり、 β_1 はFig. 8の勾配を、 β_2 はFig. 7の勾配を表わしている。

$$\log_{10} \alpha = 4.49 + 0.60 \log_{10} W - 0.0046\theta - \beta_1 \delta + \beta_2 P + \beta_3 [\text{Si}\%] \quad (3)$$

ここで、

α : 水スプレーの熱伝達係数 (kcal/m²·h·°C)

W : 水量密度 (l/m²·min)

θ : 表面温度 (°C)

δ : 水膜の流量指数 (l/min·m)

P : 衝突圧力 (gf/mm²)

3.3.2 ミストスプレー冷却

Fig. 9に水量密度と表面温度の影響を示す。Fig. 6に比べると、水量密度が小さいときはミストスプレーは水スプレーよりも放熱能が大きく、高水量密度ではほとんど差がない。すなわち、ミストスプレーでは水量密度の熱伝達係数に及ぼす影響が小さく、多少の水量密度の差があっても熱伝達係数はあまり変わらないことを示している。データのバラツキが大きいため、水スプレーと同様に他の因子についても解析した。Fig. 10に表面温度と水量密度が一定のもとの衝突圧の影響を示すが、水スプレーと同様に衝突圧が大きいほど熱伝達係数は大きくなる。また、水膜の流量には有意差が認められなかったが、Si含有量については水スプレーと同様に有意差が認められた。

以上より、ミストスプレーの熱伝達係数を水量密度、表面温度、

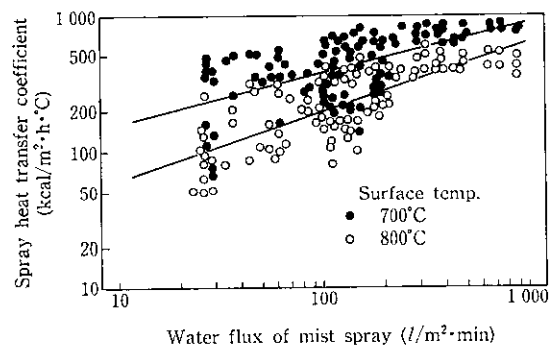


Fig. 9 Influence of water flux of mist spray on heat transfer coefficient

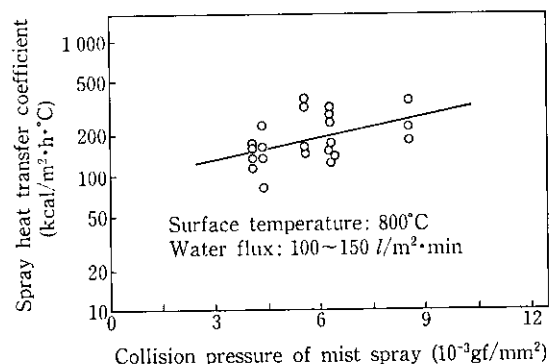


Fig. 10 Influence of collision pressure of mist spray on heat transfer coefficient

衝突圧、Si含有量について重回帰分析し、(4)式を得た。 γ_1 と γ_2 は衝突圧力とSi含有量にかかる係数で、 γ_1 はFig. 10の勾配を表わしている。

$$\log_{10} \alpha = 5.52 + 0.16 \log_{10} W - 0.0038\theta + \gamma_1 \log_{10} P + \gamma_2 [\text{Si}\%] \quad (4)$$

3.3.3 考察と連続機への応用

とくに広角フラット水スプレーノズルの場合には、水量密度が幅方向に同じ場合端部において熱伝達係数が低下するが、これは前述のとおり鋳片上に形成される水膜状の流れにより衝突圧が下がることが主たる要因と考えられる。そこで、従来一般的に行われている受圧板のみで衝突圧を測定した場合と、受圧板のまわりに鋳片の表面を想定した鋼板を取り付けて水膜流を形成させて衝突圧を測定した場合を比較すると、Fig. 11のようになり前述の現象が裏付けら

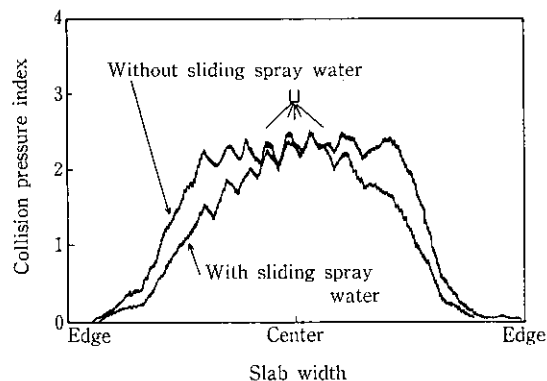


Fig. 11 Influence of sliding spray water on the collision pressure index

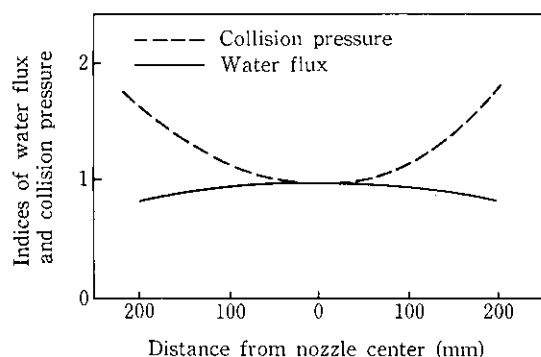


Fig. 12 An example of mist spray nozzle having uniform cooling characteristic

れた。

すなわち、幅方向に均一冷却するためには中央に比べて端部の衝突圧を増せば良い。水スプレーノズルの場合には衝突圧は水滴のみで決まるため端部で衝突圧が下がることは避けられず、とくに広角ノズルの場合に均一冷却能をもたせることは難しい。一方、ミストスプレーノズルの場合には水滴とエアで構成され、エアは通常端部に多い構造となっているため、端部の衝突圧は水量密度をそれほど大きくしなくてもエアの衝突圧で上げることができる。幅方向に均一冷却能を有するミストノズルの特性を(4)式を用いて計算し、その一例をFig. 12に示す。水量は凸形状で端部は中央の約8割であり、衝突圧は凹形状で端部は中央の約1.7倍である。このパターンはノズルと鋳片の距離、噴射角度などにより異なり、さらに設備の制約とノズルの製作を考慮して決められるべきものである。

当社は、Fig. 12の特性をもったミストスプレーノズルを株式会社共立合金製作所と共同で開発した。実験室における測定で冷却均一性を確認したのち、水島製鉄所の第6連铸機に採用し、幅方向に非常に均一な鋳片を得ることができた。

4 結 論

連铸鋳片の2次冷却帯における冷却現象、とくにロール冷却とスプレーの幅方向均一冷却について実験と解析を行い、以下の結論を得た。

- (1) 鋳片の表面温度振幅は一般にロール接触冷却域で最も大きくなる。
- (2) ロール接触冷却域での熱流束は水スプレーかミストスプレーかによらずスプレー水量によって決まり、水量が多いほど大きくなる。
- (3) 輻射・対流・飛散水冷却域での熱伝達係数はスプレー水量が多いほど大きくなり、同じ水量ならばミストスプレーの方が大きい。
- (4) 広角フラット水スプレーノズルの場合には鋳片表面に形成される水膜流のため端部での衝突圧力が下がり、したがって冷却能力が落ちる。
- (5) 水スプレーノズルの熱伝達係数には水量密度と表面温度以外にも衝突圧力、水膜の流量などが影響する。
- (6) ミストスプレーノズルの熱伝達係数には水量密度と表面温度以外に衝突圧力などが影響する。

これらの検討に基づき、ミストスプレーノズルについて幅方向に均一冷却能を有するノズルを開発した。このノズルは水島製鉄所の第6連铸機に採用され、良好な均一冷却を達成した。

参 考 文 献

- 1) 宮川昌治, 木下勝雄, 小口征男, 斎藤良行, 村田賢治, 藤山寿郎: 鉄と鋼, 72 (1986) 4, S167
- 2) 宮脇芳治, 寺田 修, 石川 勝, 福味純一, 小沢宏一, 納 雅夫, 宮原忍, 手嶋俊雄: 鉄と鋼, 70 (1984) 12, S993
- 3) 妙中隆之, 内田剛史, 武田安夫, 藤井博彦, 石倉勝彦, 縫部 綴, 平岡照祥: 鉄と鋼, 71 (1985) 4, S256
- 4) 中島敬治, 播木道春, 高島啓行, 川崎守夫: 鉄と鋼, 71 (1985) 12, S1055
- 5) 日本鉄鋼協会: 「連铸鋼片加熱炉における伝熱実験と計算方法」
- 6) 三塚正志: 鉄と鋼, 54 (1968), 1461
- 7) 佐々木寛太郎, 杉谷泰夫, 川崎守夫: 鉄と鋼, 61 (1975), S513
- 8) 日本鉄鋼協会: 「鋼材の強制冷却」, (1978), 18-20