

討8 ホットストリップミルの粗圧延モデル式

日本鋼管(株) 技術研究所 ○岡戸 克 中内 一郎
藤田 文夫 神尾 寛

1. まえがき

従来、圧延理論が最も高度に適用されてきたのは、ホットストリップミルを中心とする薄板圧延分野であった。それも板厚精度を確保するための、オンライン計算制御用の数学モデルが中心で、その後厚板、形鋼圧延プロセスに拡大されてきたのが現状である。

ここでは、従来あまり研究の主眼がおかれていなかった熱延の粗圧延ラインに関して、スラブの温度低下、圧延機への負荷を明らかにして新ミル建設への圧延理論の適用を図ったので報告する。

2. スラブ温度低下モデルと結果

2.1 スラブ温度低下モデル

スラブ長手方向任意の点におけるスラブ厚方向の熱移動を考慮し、(1)式の非定常一次元熱伝導方程式を解くことによりスラブ内部の温度履歴を求めた。

$$C \cdot \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

なお、計算は(1)式を差分化し加熱炉抽出時より仕上圧延入側まで行なった。また、計算に用いた粗圧延ラインでの境界条件を以下に示す。(図-1)参照。

2.1.1 輻射および自然対流による空冷

1) 輻射

$$q_1 = \varepsilon \cdot \sigma \left\{ \left(\frac{T_s + 273.2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{room} + 273.2}{100} \right)^4 \right\} \quad (2)$$

2) 自然対流

$$q_2 = 0.14 \lambda_{air} \left\{ \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{room})}{\alpha_{air} \cdot \nu_{air}} \right\}^{1/3} \cdot (T_s - T_{room}) \quad (3)$$

対流熱伝達に関しては、粗圧延ラインでのスラブ搬送速度は3 (m/sec)程度以内であるので自然対流乱流域の熱伝達式を用いた。空冷部では自然対流熱伝達に比べ輻射熱伝達の方がはるかに大きく、主として輻射による熱損失を受けける。

2.1.2 デスケ、水乗りおよびロール冷却水による水冷

$$q = h \cdot (T_s - T_w) \quad (4)$$

デスケとはデスケーリングスプレ-の直射部における熱損失(q_3)、水乗りはスラブボトム方向へのデスケーリングスプレ-水流による熱損失(q_4)、またロール冷却水はスラブ表面への冷却水の降下による熱損失(q_5)を意味する。(4)式の熱伝達率 h は経験的にデスケおよびロール冷却水ではそれぞれ2000, 200 (kcal/m²hr²)とし、水乗りではデスケ直射部付近からスラブボトム方向に向かって300~150 (kcal/m²hr²)と変化させた。

T: スラブ温度 (°C)
T_s: スラブ表面温度
T_{room}: 室温
T_w: 水温
T'_s: ロール接触時スラブ表面温度
T_{roll}: ロール表面温度
x: スラブ厚さ方向座標 (m)
t: 時間 (hr)
C, C': スラブおよびロールの比熱
ρ, ρ': スラブおよびロールの密度
λ, λ, λ_{air}: スラブ, ロールおよび空気の熱伝導率 (kcal/m hr °C)
q: 熱流束 (kcal/m² hr)
h: 熱伝達率 (kcal/m² hr °C)
ε: 輻射率
σ: ステファンボルツマン定数
g: 重力加速度 (m/hr²)
β: 空気の膨脹係数 (1/°C)
α_{air}: 空気の熱拡散率 (m²/hr)
ν_{air}: 空気の動粘性係数 (m²/hr)
k_m: 平均変形抵抗 (kg/m²)
A: 仕事の熱当量 (1/427 kcal/kg·m)
H₁, H₂: 圧延前および後のスラブ厚

2.1.3 ロール接触および圧延変形熱による圧延時の熱移動

1) ロール接触時のスラブ表面温度

$$T'_s = \frac{\sqrt{C P \lambda} \cdot T_s + \sqrt{C' P' \lambda} \cdot T_{roll}}{\sqrt{C P \lambda} + \sqrt{C' P' \lambda}} \quad (5)$$

ロールとスラブの接触抵抗は無視し、完全接触しているものとして計算した。

2) 圧延変形熱による温度上昇

$$\Delta T = A \cdot k_m \cdot \ln\left(\frac{H_2}{H_1}\right) / (C \cdot P) \quad (6)$$

平均変形抵抗 k_m は後述の(14)式を用いた。

また、圧延変形熱による温度上昇はスラブ厚方向

に均一に起こるものとした。なお、ロールとの摩擦による発熱の影響は他の要因と比べて非常に小さいので無視した。

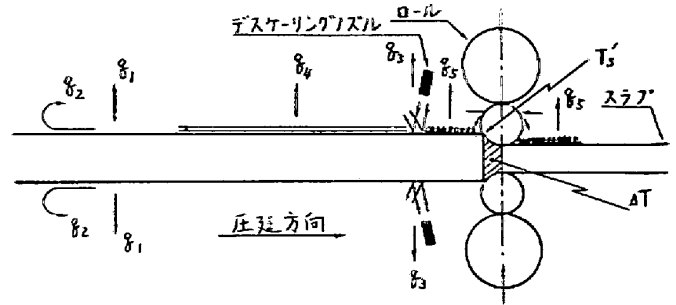


図-1 粗圧延ラインでの熱移動

2.2 実測および計算結果

福山オ2熱延工場の粗圧延ラインでのスラブ表面温度および各粗圧延機経過時間の測定を行ない同一条件の推定計算結果と比較してみた。(図-2)にその結果の一例を示す。なお、輻射率は実測結果から $\epsilon = 0.65$ として計算に用いた。

計算値と実測値の差は $\pm 15^\circ\text{C}$ 以内に納まり、 1000°C 以上の温度域を推定計算するモデルとしては充分の精度を有している。また、この計算モデルはスラブ長手方向の任意の点および任意の粗圧延シイアウトにおける推定計算も配慮した。

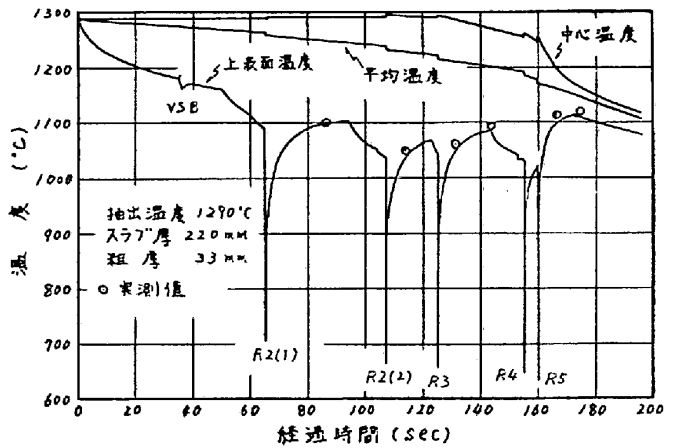


図-2 福山#2ホットストリップミルでの温度降下(ボトム部)

2.3 扇島熱延ラインでの温度降下計算結果

扇島熱延粗圧延ラインでの推定計算結果の一例を(図-3)に示す。

粗圧延ライン前段では板厚中心付近の温度変化はほとんど無く、表面近くだけ急激な温度降下をしている。中間バスの搬送テーブル上では中心と表面の温度差は 200°C ぐらいに達している。また、後段では中心温度が急速に下がり表面との温度差が小さくなる。そして、デレーテーブル上では約 $2^\circ\text{C}/\text{sec}$ の冷却速度でスラブ平均温度は降下していきことがわかった。

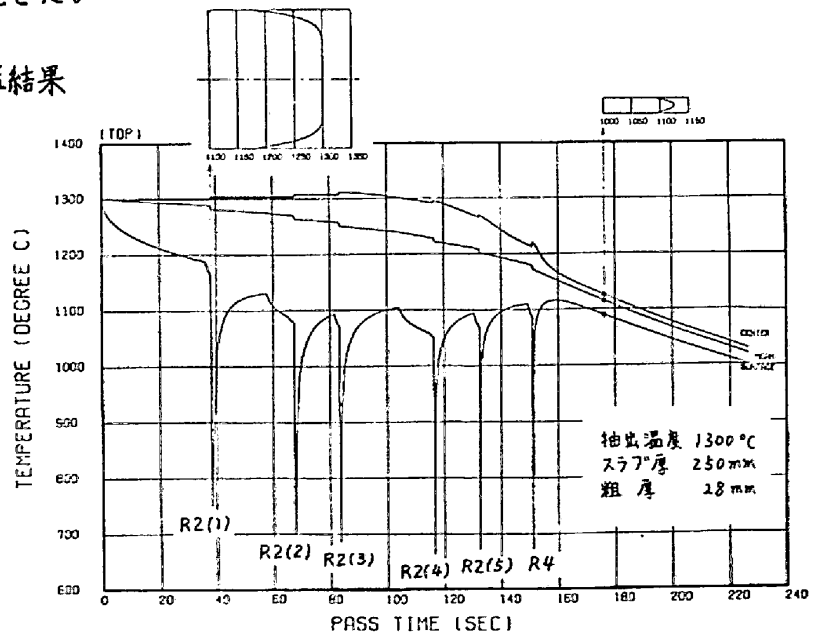


図-3 扇島ホットストリップミルでの温度降下(トップ部)

3.1 圧延荷モデル

3.1.1 圧延荷重

熱間圧延の荷重式は、ロールと圧延材の接触部全域で sticking friction とした Sims の式が実測値とよく一致すると考えられているが、ここでは計算の簡略のために、志田²⁾によって Sims の式を 3% 以内の誤差で近似化した簡易式を用いた。そして、ロールの偏平変形の効果を考慮して Taylor 展開により近似化することにより以下の式を得た。

$$P = \frac{P_0}{1 - \frac{C_0}{B \cdot \Delta h} P_1} \quad \text{----- (7)}$$

ここで

$$C_0 = \frac{8(1-\nu^2)}{\pi \cdot E} \quad \text{----- (8)}$$

$$P_1 = 1.15 k_m B \sqrt{R_0 \Delta h} \left\{ 0.8 + \lambda_{sm} \left(\sqrt{\frac{R_0}{h_1}} - 0.5 \right) \right\} \quad \text{--- (9)}$$

$$P_2 = 1.15 k_m B \sqrt{R_0 \Delta h} \left\{ 0.8 + \lambda_{sm} \left(2 \sqrt{\frac{R_0}{h_1}} - 0.5 \right) \right\} \quad \text{--- (10)}$$

$$\lambda_{sm} = 0.45\gamma + 0.04$$

なお、ロール偏平変形が無視できる場合には、圧延荷重は P_0 で代表される。

3.1.2 圧延トルク

圧延荷重と圧延トルクの関係は、Wallquist が定義したトルクアーム係数 λ_a を用いると次式で表わされる。但し、圧延トルクはロール二本分とする。

$$G = 2 \cdot \lambda_a \cdot l_d \cdot P \quad \text{----- (11)}$$

トルクアーム係数 λ_a は多くの研究者によ、て検討されているが、ここでは以下に示す青藤の実験式を用いた。

$$\lambda_a = 0.437 + 0.138 \cdot \frac{h_m}{l_d} \quad \text{----- (12)}$$

$$l_d = \sqrt{R_0 \Delta h}, \quad h_m = \frac{h_1 + 2h_2}{3}$$

3.1.3 圧延動力

圧延動力は、圧延トルクとロール回転数の積で表わされるが、軸受部の摩擦などの各種の機械的及び電氣的損失を考慮して圧延機駆動系の効率 η とすると、電動機の消費電力 W は次の様になる。

$$W = 9.81 \times 10^3 \cdot \frac{2\pi N}{60} \cdot G \cdot \frac{1}{\eta} \quad \text{----- (13)}$$

3.1.4 変形抵抗

熱間鋼の変形抵抗式としては、ドロップハンマーによる測定結果から求めた美坂²⁾の式が用いられているが、熱延相互延の様に歪速度が $1 \sim 10 \text{ sec}^{-1}$ と比較的小さい場合には適用はできないと考えられる。従って、ここでは福山第二熱延工場での圧延荷重・動力の実測値を参考にして整理した結果、美坂の式を修正して以下の式を得た。

P : 圧延荷重 (kg, ton)

R_0 : ロール半径 (mm)

h_1 : 入口厚 (mm)

h_2 : 出口厚 (mm)

Δh : 圧下量 (mm)

γ : 圧下率 (%)

B : 板幅 (mm)

E : ロール材ヤング率 (kg/mm^2)

ν : ロール材ポアソン比 (-)

G : 圧延トルク ($\text{kg}\cdot\text{m}$)

λ_a : トルクアーム係数 (-)

W : 圧延動力 (KW)

N : ロール回転数 (r.p.m.)

η : 駆動系の効率 (-)

k_m : 平均変形抵抗 (kg/mm^2)

C : カーボン当量 (%)

T_K : 圧延温度 ($^{\circ}\text{K}$)

$$k_m = 0.86 \exp(0.126 - 1.76C + 0.594C^2 + \frac{2851 + 2968C - 1120C^2}{Tk}) \quad \text{----- (14)}$$

但し、適用温度範囲は1100°C ~ 1300°C である。

3.2 実測値との比較

以上の圧延負荷モデルの精度を確認するために、福山第二熱延工場の粗圧延機列において実測データを採取し、比較検討を行った。なお、圧延材の温度は既に示した温度降下モデルを用いた。また、圧延機駆動系の効率 η は、ストレインゲージによる圧延機駆動軸トルクの測定値と、その時の電動機消費電力値を比較して、 $\eta = 0.90$ とした。

計算値と実測値との比較を図4に示す。圧延荷重、圧延動力ともに±5%以内の誤差で一致する。

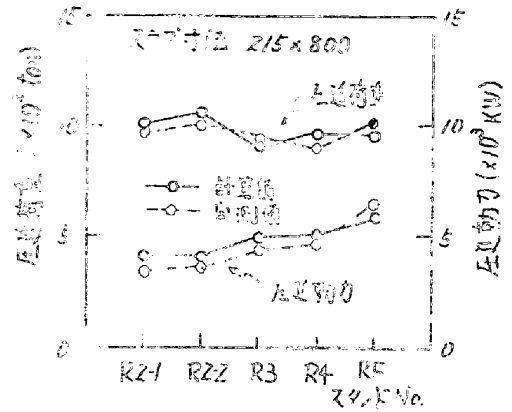


図4 圧延荷重実測値との比較

3.3 尖頭トルクの解析

圧延材のかみ込み時には、定常圧延時のトルクに比較して過大なトルクが発生する。これは、主に圧延機駆動系の過渡的なねじり振動に起因する。T.A.F. (尖頭トルク/定常トルク)は、駆動系の構成や圧延条件に関係するが、粗圧延機では圧延材のかみ込み速度も重要な影響を及ぼす。

従って、ロール・スピンドル・ギヤー等駆動系を集中定数系とし、電動機速度制御系を考慮した振動系モデルを作成し、かみ込み速度に相当する入力パターンを与え、それに対するT.A.F.を求めた。図5にその計算結果の一例を示す。

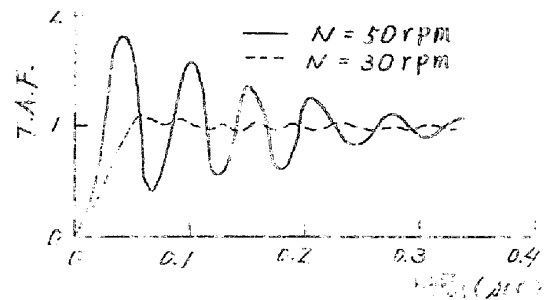


図5 かみ込み時トルク変動

表1 両熱延粗圧延機圧延負荷

スタンドNo.	No.	寸法 (mm)		歪率 (%)	速度 (cm)		圧延力 (ton)	圧延動力 (kW)
		圧延材	圧延径		表	裏		
1	R2	252	195	22.0	1159	1227	2670	15700
2	R2	195	145	25.1	1077	1269	2700	18900
3	R2	145	106.3	27.2	1270	1256	2610	18300
4	R2	106.3	74.4	30.0	1049	1227	2610	20300
5	R2	74.4	52.8	29.0	1069	1207	2350	17100
6	R4	52.8	29.0	47.0	1089	1179	3327	24200

3.4 計算応用例

以上の温度降下モデルと圧延負荷モデルを用い、当社で扇島に建設予定の熱間圧延機について負荷推定を行い、仕様決定に役立てている。その計算の一例を表1に示す。

4. まとめ

既存の圧延理論式を実機データと対応させることにより、じゅうぶんな精度を有する粗圧延モデルを開発した。これを新ミル建設に際して適用することにより、合理的な設計を可能とした。

参考文献 1) 志田： 塑性と加工，7-67，424(1966)
 2) 日本鉄鋼協会編 圧延理論とその応用 P157