

軸ねじり振動を考慮した熱延仕上スタンド間張力の安定化

Stabilization of Interstand Tensions in Hot Strip Mill

NKK京浜製鉄所

関根 宏*・狩野久宣
林 美孝

1. 緒言

近年、熱延製品寸法に要求される製造精度は一層厳しさを増している。NKK京浜製鉄所熱延工場においても、板厚・板幅の精度向上要求に応じて油圧圧下・低慣性ルーパ・主機AC化等を積極的に推進してきた。特に増設したF7主機とF6-7間ルーパ(N0.6ルーパ)については、現状のハードウェアの最新技術を導入し、F7主機は速度制御応答40(RAD/S)を実現し、N0.6ルーパは2400(MM)の広幅ミルにもかかわらず国内ミルでは最も低慣性化されている。このように限界設計に近い設備の組み合わせのなかで、F6主機ねじりトルクによって発生したF6-7スタンド間張力の振動障害の解析と対策例について報告する。

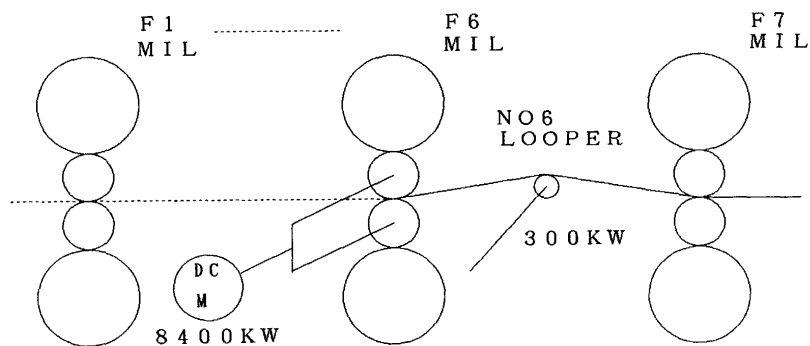


FIG.1 LAYOUT OF STANDS & LOOPER

2. 軸ねじり振動のスタンド間張力に与える影響について

N0.6ルーパの異常振動の様子をFIG.2に示す。またF6ねじり振動の3D解析結果をFIG.3に示す。これらのデータから読み取れることは、

- ① 圧延速度が増加するにつれ張力の振動振幅が大きくなる。
- ② 圧延速度の2倍波がある周波数に近くなると電流振幅が大きくなる。

その他、圧延速度が低い場合張力振動が現れないという事実、ルーパローラの偏芯管理精度とワークロール偏芯量の実績・張力波形のFFT解析から判断して、N0.6ルーパ張力・角度の異常振動の原因を次の様に考えた。

- (1) N0.6ルーパ摩擦低減 : 同ルーパは従来の低慣性ルーパより低摩擦化(90%低減)が図られたので振動に対するダンピング効果が極めて少ない。
- (2) F6主機モータ増強 : F6モータ増強(2台-3台)により軸長・慣性が増加し固有振動数が下がり振幅も大となった。同時に高速域では速度制御ゲインを大きくしている為、ねじり振動系にワークロール偏芯による速度変動を増幅し、大きな外乱を入力することになる。

この条件下でミル回転数の倍周波(ワークロール偏芯)がねじり固有振動数に到達すると、AGC・張力制御・ねじり振動系で閉ループ共振を起こしたものと考えた。

その結果、上記の対策としてねじり振動の解析及び抑制制御の適用・ピボットスタンド変更圧延を検討・実施した。

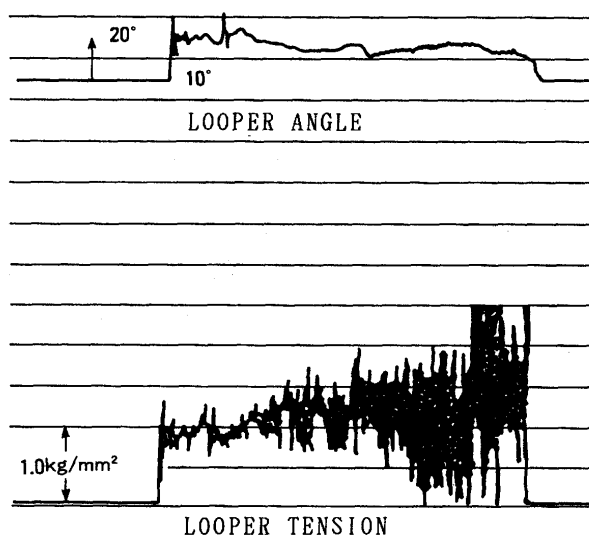


FIG. 2 LOOPER ANGLE & TENSION CHART

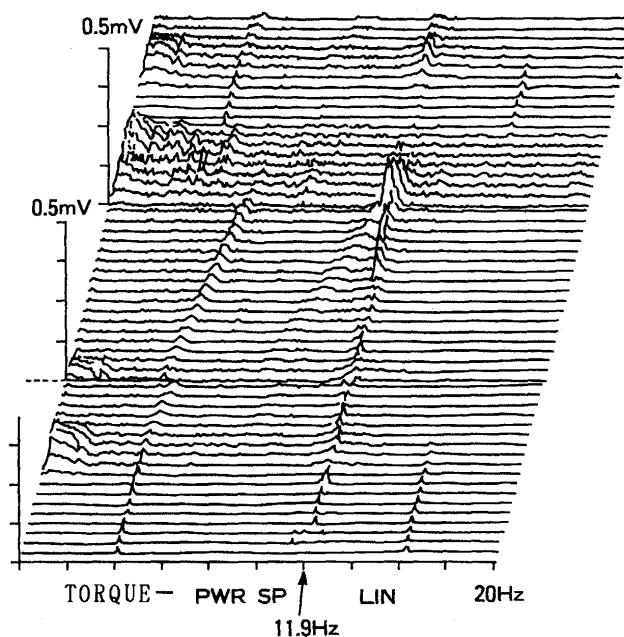


FIG. 3 3 D ANALYSIS CHART

3. ねじり振動モデルの解析

各種の測定からねじり振動対策の必要性は明らかになったが、機械・電気設備の再設計は不可能であるため、近年流行しているモータ制御装置のデジタル化に伴う状態フィードバック理論によるねじり振動抑制制御を導入することにした。ここでは、そのモデル解析結果を示す。

主機駆動軸のねじり振動モデルは4MASモデルで取り扱った。その理由は、モータ軸端から圧延ロールまで慣性モーメントが分布していること、質量系がロール・ピニオンスタンド・カップリング・モーターと4つに分割できることにある。これに基づき各要素の角速度・角変位を変数にとると4連の微分方程式(1)式が導ける。

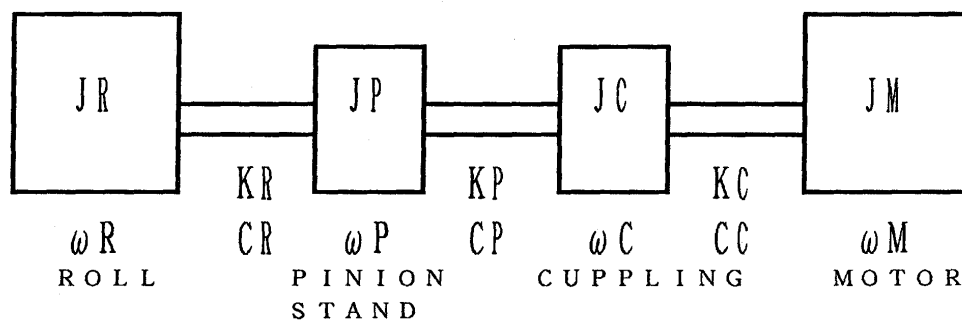


FIG. 4 4MAS MODEL OF TORTION SYSTEM

$$\begin{aligned}
 J_R \cdot \omega_R &= C_R \cdot (\omega_P - \omega_R) + K_R \cdot \int (\omega_P - \omega_R) dt - \tau_L & (1) \\
 J_P \cdot \omega_P &= C_P \cdot (\omega_C - \omega_P) + K_P \cdot \int (\omega_C - \omega_P) dt \\
 &\quad - C_R \cdot (\omega_P - \omega_R) - K_R \cdot \int (\omega_P - \omega_R) dt \\
 J_C \cdot \omega_C &= C_C \cdot (\omega_M - \omega_C) + K_C \cdot \int (\omega_M - \omega_C) dt \\
 &\quad - C_P \cdot (\omega_C - \omega_P) - K_P \cdot \int (\omega_C - \omega_P) dt \\
 J_M \cdot \omega_M &= -C_C \cdot (\omega_M - \omega_C) - K_C \cdot \int (\omega_M - \omega_C) dt + u
 \end{aligned}$$

(注) (1)式の極は、複素平面上の実軸に2根、左半平面に6根存在する。

(1)式の伝達関数ゲイン線図をFIG. 5 に2次の振動モードまでしめす。

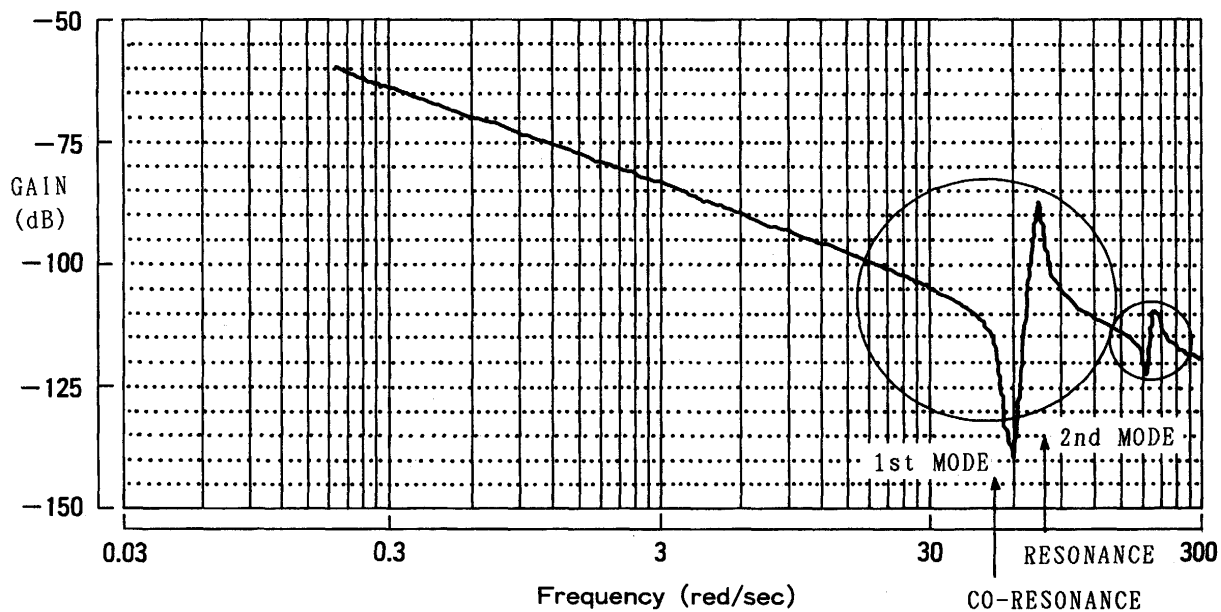


FIG. 5 TRANSFER FUNCTION OF 4MASS MODEL

しかし (1) 式の微分方程式をそのまま状態方程式に記述しても、実機化という点であまり意味を持たないので次数を縮退した等価モデルを作成する必要がある。そこで 4 M A S モデルの 1 次の振動モードのみを保存する 2 M A S モデルを導いた。(1 次の共振・反共振点 = 1 次の振動モード)

1 次の共振・反共振点の振動数と全慣性から 2 M A S モデルの質量配分が決定され、電流制御系と外乱方程式 (ステップ応答) を加え 5 次の状態モデルに縮退し、本モデルに基づき状態観測器を実機化した。2 M A S モデルを次式に示す。

$$\dot{X} = A X + B U \quad (2)$$

$$Y = C X$$

$$X = \begin{bmatrix} \omega_M & \omega_R & \theta & \tau & \tau_L \end{bmatrix}^T$$

$$Y = \begin{bmatrix} \omega_M & \tau \end{bmatrix}^T$$

$$A = \begin{bmatrix} -C/JM & C/JM & -K/JM & 1/JM & 0 \\ C/JR & -C/JR & K/JR & 0 & -1/JR \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1/T & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1/T & 0 \end{bmatrix}^T$$

ω_M : モータ速度 τ : モータトルク
 ω_R : ロール速度 τ_L : 負荷トルク
 θ : ねじり角 JR : ロール慣性
 C : 減衰係数 JM : モータ慣性
 T : A C R 時定数

4. 実機制御システム

実機制御システムは、N0.6 ルーパ低摩擦特性を前提に、主機からの外乱（ねじりトルク・速度サクセシブ）を抑制することを旨とした。

（１）ねじり振動の抑制

F 6 ミルで発生するねじりトルクを推定する観測器を設計し主機電流制御にフィードバックする、ねじり振動抑制制御を導入した。

（２）ピボットスタンド変更圧延

ねじり振動に対しては消極的対策であるが、F 6 ミルを張力制御の操作スタンドにするのではなく、F 6 を基準スタンドに設定することにより F 6 ミルへの外乱を小さくするようにした。同時に高応答の F 7 ミルを操作スタンド化することによりルーパ制御性を向上させた。

TABLE 1 EFFECT OF CHANGING THE PIVOT STAND

PIVOT STAND	TENSION VARIANCE(N/mm ²)	ANGLE VARIANCE(deg)
F 6	2. 2 9 3	2. 8 7
F 7	2. 8 5 2	3. 3 9

以上の対策を実施した実機制御システムを下記に示す。

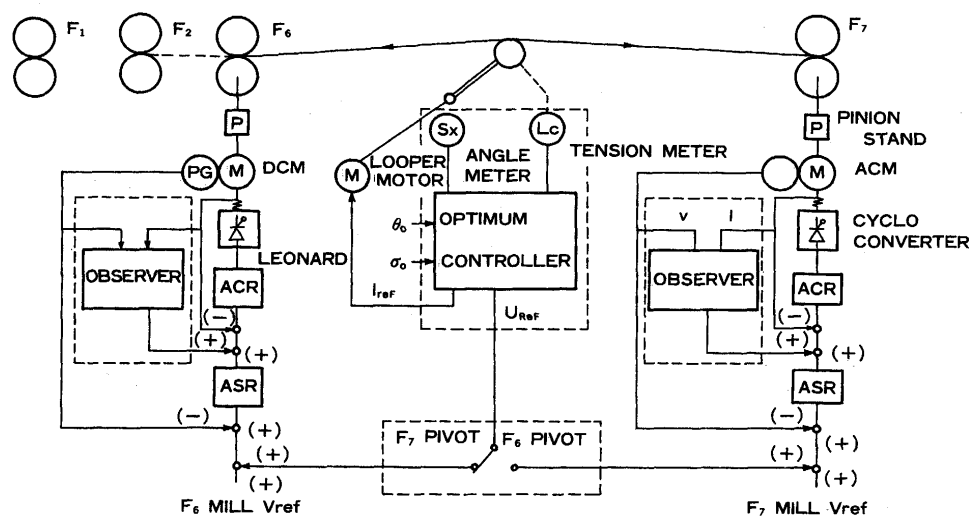


FIG. 6 LAYOUT OF LOOPER CONTROL SYSTEM

5. 結言

これらの対策により、ルーパ異常振動は解消され安定した張力制御（最適制御）の適用が可能となった。ねじり振動の抑制は近年急速に普及しているデジタル速度制御装置により簡単に実現できるようになり、有効に使用すれば設備の限界設計に大きく貢献するものであることが判った。またピボットスタンド変更圧延では、かならずしも仕上ミル最終スタンドを基準スタンドに取らなくても圧延に支障をきたさないことが判った。