論文

ツインドライブ圧延機駆動系の
ねじり固有振動数の評価精度向上

—— ツインドライブ圧延機において発生する駆動系のねじり振動現象 (第一報) ——

長井 直之* 古元 秀昭* 林 寛治**

石田 尚*** 福間 勝彦*** 中川 紀壽****

Evaluation of Torsional Natural Frequency of Hot Rolling Mill with Twin-Type Drive System

—— Torsional Vibration of Twin-Type Drive System for Hot Rolling Mill I ——

Naoyuki NAGAI*, Hideaki FURUMOTO*, Kanji Hayashi**,

Takashi ISHIDA***, Katsuhiko FUKUMA*** and Noritoshi NAKAGAWA****

(Received on April 28, 2008)

In recent years, the coupled vibration problems with mechanical and control systems have been observed with the development of high-response machines. To design a high-performance and reliable machine, an accurate method of evaluating dynamic characteristics is highly required. In this paper, an evaluation scheme for torsional natural frequency is presented as an example of a hot rolling mill drive system. To improve the current mechanical vibration analysis model, an FEM code considering control is developed. Work stiffness isn't typically considered in an analysis model, but we demonstrate that work markedly affects the torsional frequency and suggest its estimation method.

Key words : hot rolling, control system, drive system, torsional vibration, self-excited vibration, stability, feedback.

1. 緒 言

近年のアクチュエータ・制御技術の発達はめざましく、多くの機械に対してその技術を駆使した高性能化が行われている。製鉄設備の圧延機、特にピニオンギアを介して上下ワークロールを一台の電動機で駆動する熱間圧延機（以下、ピニオンギアドライブ圧延機）においても従来より高速度応答化が行われてきたが、近年の製品品質、歩留まり向上要求の高まりを背景に更なる研究が精力的に実施されてきている^{1),2)}。高速度応答化を行う場合の最も重要な背反事象は駆動系のねじり振動の安定化であるが、近年では応答要求に対し駆動系の固有振動数が接近してきており、実機で限界のチューニングが行われる場合も少なくないようである。

上下ワークロールを別々の電動機で駆動するツインド

ライブ圧延機においては、従来上下各々の軸系の固有ねじり振動が問題であり、事前シミュレーションを実施し、このねじり振動を回避するように制御系、機械系の設計が行われてきた。しかしながら、今回筆者らは TMCP 材の圧延において、従来の上下軸系の固有振動数よりもはるかに低い振動数でのねじり振動発散現象を認めた。この設備は高級鋼生産を主体としており高品質化の観点から高速度応答の要求が厳しかった設備であり、過去に経験した振動と類似の現象の可能性はある。しかし認められた振動数が過去の実績に比べ大幅に低く、また上下逆相のねじり振動で発散していくことより、新しい現象である可能性がある。

ところで、設備の開発段階での不具合は現地で発生したとしても、過去においてはメーカとユーザが双方協力して改善することで製品を完成させてゆくという風土があり、最終的には順調な稼動に至る環境にあったが、近年では社会環境的にも過去実施していた現場でのチューニングもだんだん許容されにくくなってきており、完成された製品納入の必要性が急激に高まってきている。以上のような状況から設計段階での詳細評価がさらに重要になっており、そのためには駆動系の精度よい動特性予測技術が必要不可欠になってきている。第一報ではツインドライブ圧延機で発生した駆動系振動現象の実測結果および駆動系ねじり振動解析システムについて述べる。

*三菱重工業(株)広島研究所 〒733-8553 広島市西区観音新町 4-6-22
Hiroshima R&D Center, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 4-6-22, Kan-on-shin-machi, Nishi-ku, Hiroshima, 733-8553, Japan.

**三菱日立製鉄機械(株) 〒733-8553 広島市西区観音新町 4-6-22
Hiroshima R&D Office, Mitsubishi-Hitachi Metals Machinery, Inc., 4-6-22, Kan-on-shin-machi, Nishi-ku, Hiroshima, 733-8553, Japan.

***東芝三菱電機産業システム(株) 〒108-0073 東京都港区三田 3-13-16
Application Engineering Section, Toshiba Mitsubishi-Electric Industrial System Corporation, 3-13-16, Mita, Minato-ku, Tokyo, 108-0073, Japan.

****広島大学大学院工学研究科 〒739-8527 東広島市鏡山 1-4-1
Graduate School of Engineering, Hiroshima University
1-4-1, Kagami-yama, Higashihiroshima, 739-8527, Japan.

2. ツインドライブ系で発生した駆動系のねじり振動

本研究で対象とする圧延機の構造を Fig.1 に示す. 上下一対のワークロールがスピンドルを介してそれぞれ個々の直結された交流可変速モータにより駆動されるツインドライブ系であり, リバース運転により順次薄板化を行うものである. モータ軸端には速度センサが取り付けられており, 速度フィードバック信号により上下ワークロール回転数を制御している. 本機械の主な仕様は以下のとおりである.

モータ: 8,000kW, 50/110rpm

ロール: $\phi 1,030$

対象材: TMCP 材

本機械において駆動系のねじり振動による圧延不安定, さらには噛み止めに至り生産が阻害されるという問題が発生した. 発生した振動波形の例を Fig.2 に, ロールキスおよび実圧延状態で速度基準外乱によるねじり加振を行った結果を Fig.3 に, それらの結果全体をまとめたものを Table1 に示すが, これらから以下のことが推定される.

(i) 振動成分はおおよそ 6Hz と 11Hz の 2 つの固有振動と推定され, 何らかの要因で自励化されている.

Fig.1 Structure of twin-type drive rolling mill

Fig.2 Motor speed feedback on two different kinds of vibration phenomena (Material: SM490)

Fig.3 Measured closed loop frequency response by field response test

Table1 Measured and calculated torsional natural frequency

machine condition		natural frequency (Hz)	
		measured	Calculated
roll kiss		1 st : 7.5	1 st : 7.5
		2 nd : 11.8	2 nd : 12.8
under rolling		1 st : 5.6 ~6.8	-
		2 nd : 10.0 ~11.7	

Example of test material: SM490 (22.0t×37,161L)

LR-AH32(20.1t×41,321L)

API-X70(23.8t×24,561L)

(ii) 板噛み込みにより 11Hz が発生し, ケース(a)ではそのままその成分が成長, ケース(b)では次第に約 6Hz の振動が顕著になっており, 各固有振動の成長度合いは様ではない.

(iii) 約 6Hz の固有振動はロールキス状態で計測された振動数より明らかに低く, 被圧延材の影響が考えられる.

次に駆動系のねじり固有振動数を解析により求めてみた. 本圧延機はツインドライブ系であり, 上下ワークロールは各々独立した制御系を持つモータにより制御されており, 負荷側であるため基本的にはフリーと考えられることから, ワークロール間の結合はないとして解析を行った. 解析の手法については 3 章に述べるが, システムは機械系および速度 PI 制御, 電流 PI 制御等の等価的一次遅れ要素の集合で構成され, そのループゲインをパラメータにした固有値解析結果を Fig.4 に示す. これによるとワークロール間の結合を考えないと実測された約 6Hz の振動に該当する固有振動数は見当たらない. 一方ロールキスではワークロールはメカタイと見なしても良く, その条件での解析結果は Table1 に示すように固有振動数は良く一致している.

以上より本圧延機のねじり固有振動数評価には被圧延材の影響を考慮する必要があるものと考えられる. またピニオンギアドライブ圧延機で対象となる振動数 15~20Hz に対し本現象はおおよそその 1/3 と低く, 高速度応答化のためには従来にも増して精度の良い振動数評価が要求される.

Fig.4 Torsional natural frequency map by loop gain
(Effect of work is not considered)

3. 駆動系のねじり固有振動数解析

3.1 機械制御連成系ねじり振動の定式化

従来機械系のみをねじり系のモデル化は、全体を剛体とみなすかあるいは少数の集中定数系に置くのが主流であったが、固有振動数予測の高精度化を目的として有限要素法を適用したモデル化を行うことにした。また対象振動数が低くかつ高応答ということで制御系との連成による作用も顕著になることは明らかであり、この機械系の有限要素モデルに対し制御系も考慮可能なように定式化を行った。詳細は文献 3) に示すが概略の定式化を以下に示す。

機械系の運動方程式は式(1)で表され、その入出力表現は式(2)となる。

$$J_m \ddot{\theta}_m + C_m \dot{\theta}_m + K_m \theta_m = T \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{z} &= Az + Bu \\ y &= Cz \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、 J_m , C_m , K_m はそれぞれ機械ねじり系要素の質量、減衰、剛性行列、 T は外力ベクトル、 θ_m , $\dot{\theta}_m$, $\ddot{\theta}_m$ はそれぞれ変位、速度、加速度ベクトルであり、

$$z = {}^t [\theta_m, \dot{\theta}_m] \quad (3)$$

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0 & I \\ -J_m^{-1}K_m & -J_m^{-1}C_m \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ J_m^{-1} \end{bmatrix} \\ C &= \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

である。

一方制御系については、その構成要素の伝達関数がそれぞれ式(5)とすれば、その内部表現はそれぞれについて式(6)のようになる。

$$H(s) = \frac{b_1 s^{n-1} + b_2 s^{n-2} + \cdots + b_{n-1} s + b_n}{s^n + a_1 s^{n-1} + a_2 s^{n-2} + \cdots + a_{n-1} s + a_n} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_C &= A_C z_C + B_C u \\ y_C &= C_C z_C \end{aligned} \quad (6)$$

ここに、

$$z_C = {}^t [\theta_C, \dot{\theta}_C, \ddot{\theta}_C \cdots] \quad (7)$$

$$\begin{aligned} A_C &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & 1 \\ -a_n & -a_{n-1} & \cdots & -a_1 \end{bmatrix}, B_C = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ C_C &= [b_n \ b_{n-1} \cdots b_2 \ b_1] \end{aligned} \quad (8)$$

であり、状態変数は機械系ねじり変位に相当する量である。以上のように、式(2),(6)のように機械系、制御系ともに同形式に表記されることからそれぞれの各要素 i について式を書き下すと、

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{z}_i \\ \vdots \\ \dot{v}_i \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & A_i & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_i \\ \vdots \\ v_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & B_i & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_i \\ \vdots \\ \vdots \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \dot{z}_i \\ \vdots \\ \dot{v}_i \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & C_i & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_i \\ \vdots \\ v_i \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

それぞれの各要素ごとの結合条件

$$w = K_B v + K_E u \quad (10)$$

を考慮して式(9)と連立させることでやはり式(2),(6)と同形式の入出力方程式が得られ、この式は機械と制御系の厳密な連成方程式を表している。これを解析することで機械制御系の連成した動特性解析が可能である。

3.2 被圧延材のねじりばね定数算出方法⁵⁾

2 章で述べたように、被圧延材の剛性を考慮することが必要であることが確認されたことから、以下に示すような考え方にてそれを考慮した。

異周速圧延においては定常的な上下ロールの速度差により上下ロールにトルク差が発生するが、動的な速度差によってもこの効果が同様に起こると考える。すなわちねじり振動によっても上下ロールに速度差が発生し、この動的速度差によっても同様にトルク差が発生すると考える。Fig.5 に示す異周速圧延時のモデルに対し、以下の手順にて被圧延材ねじりばね定数を算出する。なお使用する記号は次のように定義する。

T_U, T_L : トップ, ボトムロールの圧延トルク

ω_U, ω_L : トップ, ボトムロールの回転角速度

l_d : 接触弧長

D_w : ロール直径

Δt : 接触弧長を通過する時間

Δz : 接触弧長通過間での周方向距離差

$\Delta \theta_p$: 接触弧内圧延時間でのロール回転角度差

Δh : 圧延材板厚

ねじり振動による上下ロールの周速差により発生するトルク差 ΔT は、被圧延材のねじり剛性により発生すると考え、式(11)のようにおく。

$$\Delta T = T_U - T_L = K_\theta \Delta \theta_p \quad (11)$$

また、

$$\Delta\theta_p = \frac{\Delta z}{D_w/2} = (\omega_L - \omega_U)\Delta t \quad (12)$$

式(11),(12)よりねじり剛性は式(13)のようになる。

$$K_\theta = \frac{T_U - T_L}{(\omega_L - \omega_U)\Delta t} \quad (13)$$

なお接触弧長内圧延時間は

$$\Delta t = \frac{l_d}{D_w/2 \cdot \omega_L} = \sqrt{\frac{\Delta h}{D_w/2}} \frac{1}{\omega_L} \quad (14)$$

である。

非対称圧延時のトルクは解析によって求めることが可能であり、それ以外は圧延条件によって決定されることから式(13)により被圧延材のねじり剛性が算出可能である。

4. ねじり固有振動数の詳細解析

4.1 被圧延材のねじりばね定数の試算

今回の試験での平均的な運転条件に対する上下ワークロール速度差とトルク差の解析結果を Fig.6 に示す。圧延解析は剛塑性有限要素法を用い、上下非対称モデルとした。また板幅方向平面ひずみを仮定し、ロールと板の摩擦係数は 0.3 とした。これより上下ワークロール速度差とトルク差はほぼ比例関係にあり、これを線形近似して 3.2 節で述べた方法によりねじりばね定数を求めると約 2.5×10^8 Nm/rad となる。ツインドライブ圧延機において、駆動系のねじり固有振動数に最も影響を与える機械要素はモータとワークロールをつなぐスピンドルであり、そのねじり剛性は約 2×10^8 Nm/rad と、被圧延材によるそれとほぼ同等レベルであることから、ねじり固有振動数に大きく寄与する。

次に圧延条件に対する被圧延材のねじり剛性への影響を把握するため、圧下率、圧下力、入側板厚に対する感度解析を行った結果を Fig.7 に示す。これより圧下率、入側板厚が大きいほど、また圧下力が小さいほどねじり剛性が低下し、特に板厚に対する感度が高いことがわかる。この結果から考えると、特に板厚が薄い場合には急激にねじり剛性が増加しスピンドル剛性に対して無視可能なレベルとなる可能性はあるが、それを除けばほとんどの運転条件において被圧延材の剛性とスピンドル剛性は同等レベルであ

Fig.5 Evaluation model on torsional stiffness of work by differential speed rolling

Fig.6 Calculation of torque difference caused by speed difference between top and bottom work rolls

Fig.7 Calculation result of equivalent stiffness of work by using in-house cord for asymmetric rolling

り、ツインドライブ圧延機の駆動系ねじり固有振動数評価においては有限値として考慮すべきであり、さらに板厚だけではなくその他の運転条件も考慮した剛性評価が必要である。なお、冷延など板厚の薄い場合には通常被圧延材の剛性は考慮していないが、これは前述の解析結果により妥当な取り扱いであるといえる。

4.2 有限要素モデルによる固有振動数

Fig.8 に今回の駆動系の有限要素モデルを示すが、基本的には図面どおりの入力としており、最終的には極慣性モーメントが合うように若干の修正を行っている。上下ワークロール間は被圧延材剛性によって結合されており、ロール上に分布させて入力している。

Fig.9 に被圧延材剛性をパラメータとした場合のねじり固有振動数解析結果を示す。被圧延材剛性の小さい場合は上下ロール単独の固有振動数であり、大きくなるに従い上下ロールが連成して固有振動数が変化し、最終的にはロールキス状態に近づいてゆくと考えられる。同図中太い実線で示す右端の固有振動数と Table1 に示すロールキス時の振動数実測結果は良く対応しており、この 2 つの固有振動数が比較的振動しやすいモードと推測される。

Fig.9 におけるハッチングは 4.1 節で求めた試験運転条件

Fig.8 FEM model of mechanical drive system for torsional vibration analysis

Fig.9 Torsional natural frequency variation of mechanical drive system by stiffness of work

での被圧延材剛性の範囲を示しており、この被圧延材剛性を考慮した場合の駆動系固有振動モードを Fig.10 に示す。図中波線は Fig.8 に対応した上下ロールを、実線がねじり変形を示しており、次数の低いほうから機械系全体の一次同相モード（剛体モード）、一次逆相モード、二次同相モード、二次逆相モードとなっている。なお同相逆相とは、同じ視点から見て上下モータの回転方向がそれぞれ逆方向、同方向となるねじり振動のことで、Fig.2 に示す発生振動波形とも対応がとれており、振動数だけではなく振動モード面からも Fig.9 における太い実線の 2 つの固有振動数が現れていることを説明可能である。

ロールキス、実圧延状態どちらにおいても振動として現れるのは上記 2 つの固有振動数であるが、振動モードからわかるようにこのうちの低い振動数は上下逆相モードであり、被圧延材剛性の影響が大きいモードである。それに加えて被圧延材剛性と駆動軸スピンドルの剛性は同等レベルでありその考慮が必須である。もう一方の固有振動数は上下同相に振動するモードであり、こちらは被圧延剛性によりほとんどその振動数は変化せず、相対的に駆動軸の剛性が高いといえる。次に被圧延材の質量効果について考えてみる。Fig.10 の振動モードより、一次逆相モードはワークロールがほとんどゆれないモードであることからそこに質量が付加されたとしてもその効果は小さく、二次同相モードは逆にワークロールが一番良くふれるモードであり質量効果として最も作用すると推測される。しかしロール慣性に対し被圧延材の等価慣性は 1 オーダ小さく全質量が有効に作用するとしてもほとんど固有振動数の低下はなく、実用上無視しても差し支えない。

Fig.10 Mode shape of mechanical drive system by considering torsional stiffness of work

5. 結 言

ツインドライブ圧延機において初めて認められた駆動系トルク変動増大現象に対し、その詳細分析およびねじり固有振動数評価方法について検討を行い以下の結果を得た。

- 1) 振動数は約 6Hz と 11Hz であり駆動系のねじり固有振動である。発生形態としては、噛み込み直後に励起された 11Hz 成分がそのまま成長するケースと約 6Hz に移行成長する 2 ケースが認められた。
- 2) 約 6Hz の振動は上下ワークロールの逆相モードである。この振動モードはピニオンギアドライブ圧延機などでは通常同相モードよりも高く、また実機においても発生が顕著に認められるものでもないことから、ツインドライブ系特有の現象であり、高速度応答化のためには最も着目すべきモードである。
- 3) 被圧延材剛性推定のため異周速圧延解析を適用したところ、スピンドル剛性と同等の値を有し実測値ともほぼ一致することから、固有振動数評価には被圧延材の剛性を考慮する必要がある。

参 考 文 献

- 1) 星野毅夫：電気学会研究会資料，MID，金属産業研究会，24(1997)，27-32。
- 2) Hosoda, H., Tatara, S., Kurosawa, R., Hakata, H., & Doi, K. : IEEE Trans. Industry Applications, 24-3(1988), 479-486.
- 3) 森井茂樹・長井直之・西本幸治：三菱重工技報，35-4 (1998)，310-313。
- 4) Benjamin, C. K. : Automatic Control Systems, (1995), 263-265, Prentice Hall.
- 5) 古元秀昭・森本和夫・林寛治・小坂田宏造：塑性と加工，38-432(1997)，71-75。
- 6) 猪谷彦太郎・高崎勝明・片山圭一・福島丈雄：三菱重工技報，21-4(1984)，1-11。