

© 1992 ISIJ

 ///////////////  
 論 文  
 ///////////////

# ゼンジミアミルにおけるステンレス鋼板冷間 圧延時の振動解析

渡辺裕一郎\*・剣持 一仁\*・鎌田 征雄\*<sup>2</sup>  
和泉 康男\*<sup>3</sup>・柴田 信哉\*<sup>3</sup>

## Analysis of Vibration for Sendzimir Mill in Cold Rolling of Stainless Steel Strips

Yuichiro WATANABE, Kazuhito KENMOCHI, Ikuo YARITA,  
Yasuo IZUMI and Nobuya SHIBATA

### Synopsis:

Both high speed rolling and heavy reduction rolling have been attempted in order to improve rolling efficiency for stainless steel strips. On the other hand, surface quality and gauge accuracy requirements are becoming increasingly strict. Mill vibration has become an important technical problem, since it reduces rolling efficiency and is detrimental to surface quality and gauge accuracy.

The vibration of cluster-type mills such as the 20-high Sendzimir mill is complicated due to their multi-roll structure. In order to clarify the vibration phenomenon in the Sendzimir mill, two simulation models were developed to calculate the natural frequencies of Sendzimir mill vibration, and the frequencies of mill vibration during the cold rolling of stainless steel strip were measured. Two distinct vibration modes were found to be nearly 700 Hz.

**Key words:** cold rolling; vibration; natural frequency; stainless steel; 20-high Sendzimir mill.

## 1. 緒 言

ステンレス鋼板の冷間圧延機は生産能率の向上を目的として、ますます高速化されるとともにより強圧下圧延を指向している。

圧延機の振動現象は、圧延能率を低下させるとともに機械精度の低下を招き、圧延材の寸法精度や表面品質を悪化させる。圧延製品への最近の厳しい寸法精度、表面品質への要求に対応するうえで、この問題を解決することは重要である。

縦型ロール配列の圧延機についての振動解析および実験結果が数多く報告されている。例えば、チャタリングの発生機構を解明するために、Yaritaらが4自由度の振動モデルを用いて解析したもの<sup>1)</sup>、御園生が5自由度の振動モデルと板の横振動の観点から検討したもの<sup>2)</sup>、安藤らがバックアップロールのたわみ振動から検討を加

えたもの<sup>3)</sup>等の報告がある。また、駆動系のねじり振動についても竹下らまたは猪谷らが機械系と電気系とを同時に考慮して行ったもの<sup>4)5)</sup>等の報告がある。

しかし、ゼンジミアミル等の多段クラスター型圧延機の振動に関する報告はほとんどなされておらず、その振動形態はロールの本数が多いことから複雑であることが予想される。

そこで、本研究では、実機20段ゼンジミア圧延機によるステンレス鋼板の冷間圧延において、ハウジング、圧延ロールの振動、デフレクターロールの振動、および、スピンドルのトルク振動の測定を行った。また、圧延ロールとハウジング系の振動モデル、および駆動系のねじり振動モデルを作成して固有振動数を解析し、振動の実測値と解析結果とを比較検討した。

平成4年1月16日受付 平成4年6月5日受理 (Received on Jan. 16, 1992; Accepted on June 5, 1992)

\* 川崎製鉄(株)加工・制御研究センター (Mechanical Processing Instrumentation & Control Research Center, Kawasaki Steel Corp., 1 Kawasaki-cho Chuo-ku Chiba 260)

\*2 川崎製鉄(株)加工・制御研究センター 工博 (Mechanical Processing Instrumentation & Control Research Center, Kawasaki Steel Corp.)

\*3 川崎製鉄(株)阪神西宮製造所 (Nishinomiya Works, Kawasaki Steel Corp.)

2. 振動測定実験

2.1 実験方法

Table 1 に ZR22 型 20 段ゼンジミア圧延機の主な仕様を示す。

本圧延機は一体型のハウジングを有し、6本の上下第2中間ロールのうちで、外側に位置する4本のロールを駆動する。また、最高圧延速度は 350 m/min、最大張力は 40 tonf である。

本圧延機を用いて、素材厚み 3.6 mm の SUS304 および SUS430 を圧延し、それぞれ 5 パスおよび 4 パスで厚み 1.5 mm に仕上げた。また、各パスごとに 20 m/min および 170~240 m/min の圧延速度で圧延し、圧延機の各位置に振動計（市販 MK-300）を取付けて振動数を測定した。

Fig. 1 に振動の測定位置を示す。測定位置は圧延機の上側中央に位置する非駆動の第2中間ロールのベアリングケース、および、ハウジングの垂直方向および水平方向、左右デフレクターロールのベアリングケースである。第2中間ロールのベアリングで測定を行ったのは圧延ロールの垂直方向の振動を把握するためであり、デフレクターロールのベアリングの上部で測定を行ったのは圧延材の弦振動を把握するためである。各位置で測定した振動波形は Fast Fourier Transform (FFT)<sup>6)</sup>により振動数に変換した。また、スピンドルトルクのねじり振動を測定するために、Fig. 2 に示す上側スピンドル2本にストレインゲージを貼付し、トルク変動の周波数を相関法<sup>7)</sup>により求めた。

Table 1. Specification of ZR22 type Sendzimir mill.

Roll size (Diameter×Barrel length)	WR 1IMR 2IMR  BUR	φ 54×1 394 mm φ102×1 448 mm φ173×1 389 mm (Drive roll) φ173×1 344 mm (Idle roll) φ300×172 mm×6
Rolling velocity	0~350 m/min	
Tension	2~40 tonf	

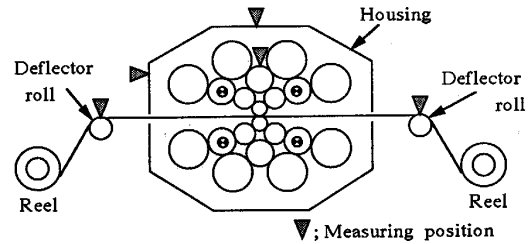


Fig. 1. Measuring positions for vibration in Sendzimir mill.

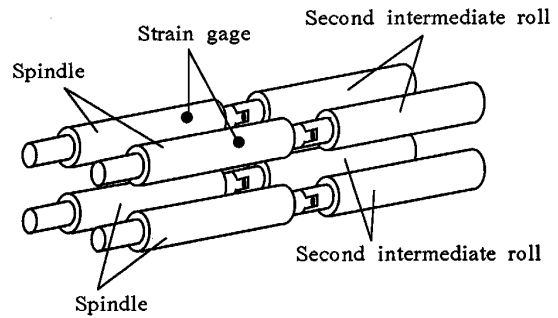


Fig. 2. Measuring positions for torsional vibration of spindle.

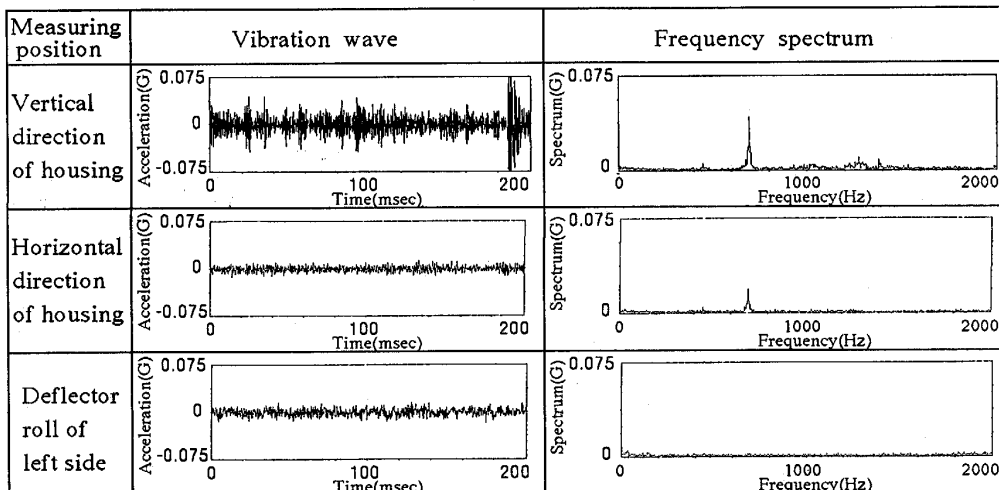


Fig. 3. Examples of measured vibration. (SUS 304, 5 pass, Rolling speed : 20 m/min)

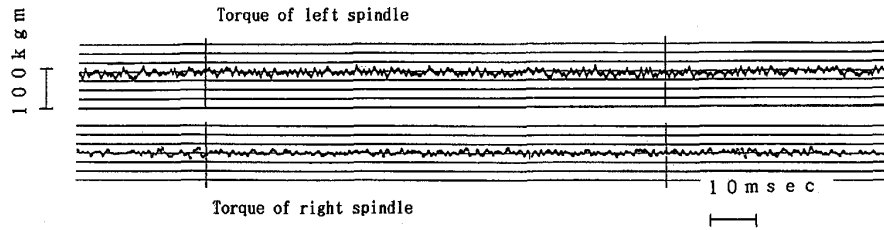


Fig. 4. Examples of measured torsional vibration.  
(SUS 304, 5 pass, Rolling speed : 20 m/min)

Table 2. Measured frequency in low speed rolling. (SUS304, Rolling speed : 20 m/min)

Pass No.	Frequency (Hz)					Torsional frequency (Hz)	
	Second intermediate roll	Vertical direction of housing	Horizontal direction of housing	Right deflector roll	Left deflector roll	Right spindle	Left spindle
1	705	705	705	35 705	390	431	228
2	710	710	710	—	35	84	246
3	705	705	705	165	160	208	284
4	155 700	705 700	705 700	35 35	30	96	217
5	695	695	695	1695	35	267	220

Table 3. Measured frequency in high speed rolling.  
(SUS304, No. 1 pass : 170 m/min, No. 2~No. 5 pass : 240 m/min)

Pass No.	Frequency (Hz)					Torsional frequency (Hz)	
	Second intermediate roll	Vertical direction of housing	Horizontal direction of housing	Right deflector roll	Left deflector roll	Right spindle	Left spindle
1	275	—	—	230	100	—	—
2	810	1340	755	125 235	395 370	1006	762
3	1645	1315	810	615 155	130 35	621	798
4	1525 1450	1270	695	330 1535	155 70	698	—
5	1220 1190 435	1305 1290	845 470 800	185 295 1540	470 165 30	862 1020	1434 690

## 2.2 実験結果

一例として SUS304 の 5 パス目圧延速度 20 m/min における振動の波形と周波数解析結果を Fig. 3 および Fig. 4 に示す。

Fig. 3 はハウジング垂直方向および水平方向の振動、および、左デフレクターロールの振動を測定した結果であり、Fig. 4 はスピンドルトルクの振動を測定した結果である。

ハウジングの振動は垂直方向の振幅が大きく、700 Hz に顕著な周波数スペクトルが表れている。デフレクターロールの振動において顕著なものは表れていない。

これら圧延機の各位置での圧延速度 20 m/min および圧延速度 170~240 m/min における振動測定結果をそれぞれ Table 2 および Table 3 に示す。なお、振動測定結果は各パスごとに最も顕著な振動数を示す。

Table 2 および Table 3 より、上側中央に位置する第 2 中間ロールの垂直方向における振動数、および、ハウジングの乗直方向および水平方向における振動数は、各パスともほぼ同じ値を示すことがわかる。

特に、これらの圧延速度 20 m/min における振動数、および、圧延速度 170~240 m/min におけるハウジングの水平方向における振動数が、700 Hz 付近に顕著に表れている。

また、左右デフレクターロールの場合は 30, 150, 700, 1500 Hz 付近に、スピンドルトルクの場合は圧延速度 20 m/min において 200 Hz 付近に、圧延速度 170~240 m/min において 700 Hz 付近に顕著な振動数が表れている。

なお、SUS430 圧延時の振動においても同様の傾向が見られた。

### 3. 解析モデル

測定結果から得られた振動数が圧延のいかなる振動様式によるものか、また、質量系がどのような運動をしているかを知る必要がある。

そこで、20段ゼンジミア圧延機におけるロールおよびハウジング系の固有振動数、および、駆動軸系の固有振動数を解析モデルを作成して求めた。

#### 3.1 ロールおよびハウジング系の振動解析

##### 3.1.1 振動モデルの概要

ゼンジミア圧延機のロールおよびハウジング系の振動モデルを Fig. 5 に示す。

記号  $m_{10}$  で示す上側ワークロールを例にとると、ロールおよびハウジングの質量に関する水平方向および垂直方向の運動方程式は(1)式に示すとおりとなる。

$$\begin{aligned}
 m_{10}\ddot{x}_{10} &= k_{15}\cos\phi_{15}\{(x_{10}-x_8)\cos\phi_{15} \\
 &\quad - (y_{10}-y_8)\sin\phi_{15}\} + k_{16}\cos\phi_{16}\{(x_{10}-x_9)\cos\phi_{16} \\
 &\quad - (y_{10}-y_9)\sin\phi_{16}\} + k_{17}\cos\phi_{17}\{(x_{10}-x_{11})\cos\phi_{17} \\
 &\quad - (y_{10}-y_{11})\sin\phi_{17}\} \\
 m_{10}\ddot{y}_{10} &= k_{15}\cos\phi_{15}\{-(x_{10}-x_8)\cos\phi_{15} \\
 &\quad + (y_{10}-y_8)\sin\phi_{15}\} + k_{16}\sin\phi_{16}\{(x_{10}-x_9)\cos\phi_{16} \\
 &\quad + (y_{10}-y_9)\sin\phi_{16}\} + k_{17}\sin\phi_{17}\{(x_{10}-x_{11})\cos\phi_{17} \\
 &\quad + (y_{10}-y_{11})\sin\phi_{17}\} \\
 &\dots\dots\dots(1)
 \end{aligned}$$

記号  $m_1$  から  $m_{22}$  で示す他のロールおよびハウジングの質量に関する運動方程式も同様に求めた。

(2)式に示すように各質量の水平方向および垂直方向の変位は時間の正弦関数で表し、(3)式に示すように2回微分により振動の加速度  $\ddot{x}, \ddot{y}$  を得る。

$$\begin{aligned}
 \left. \begin{aligned} x_i &= X_i \sin \omega t \\ y_i &= Y_i \sin \omega t \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2) \\
 (i=1\sim 22) \\
 \left. \begin{aligned} \ddot{x}_i &= -\omega^2 X_i \sin \omega t \\ \ddot{y}_i &= -\omega^2 Y_i \sin \omega t \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3) \\
 (i=1\sim 22)
 \end{aligned}$$

これらの(2)式および(3)式を(1)式に代入して(4)式を得る。

$$\{[A_{ij}] - \omega^2 [I_{ij}]\} [X_i] = 0 \dots\dots\dots(4)$$

ここで  $[I_{ij}]$  は単位行列であり、 $[X_i]$  および  $[A_{ij}]$  は以下ようになる。

$$\begin{aligned}
 [X_i] &= \{X_1, X_2, \dots, X_{22}, Y_1, Y_2, \dots, Y_{22}\} \\
 A_{1,1} &= (k_1 \cos^2 \phi_1 + k_5 \cos^2 \phi_5) / m_1 \\
 A_{1,2} &= 0 \quad A_{1,3} = 0 \\
 A_{1,4} &= 0 \quad A_{1,5} = -k_5 \cos^2 \phi_5 / m_1 \\
 &\vdots
 \end{aligned}$$

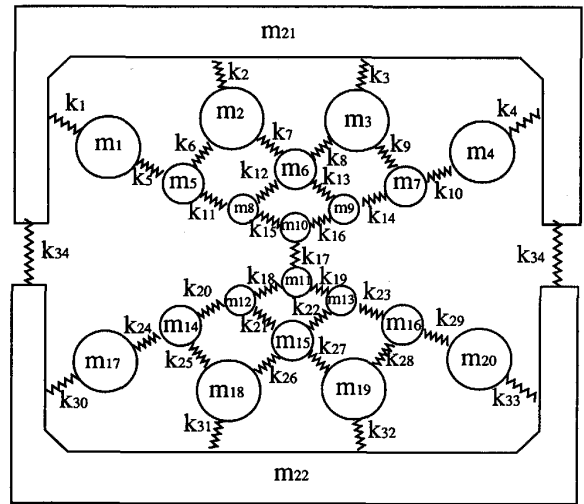


Fig. 5. Outline of model for vibration 20-high cluster type mill.

$$\begin{aligned}
 A_{44,44} &= (k_{30}\sin^2\phi_{30} + k_{31}\sin^2\phi_{31} + k_{32}\sin^2\phi_{32} \\
 &\quad + k_{33}\sin^2\phi_{33} + k_{34}\sin^2\phi_{34}) / m_{22}
 \end{aligned}$$

(4)式から求めたマトリックス  $[A_{ij}]$  における固有値の平方根はその系の固有振動数となる。本モデルは44の自由度を持つことから、44個の固有振動数を算出した。また、各固有振動数に対する固有ベクトルにより、各質量の相対的な振幅の比を求めた。

##### 3.1.2 バネ定数の算出

記号  $k_5 \sim k_{16}, k_{18} \sim k_{29}$  で示す各ロール間のバネ定数は(5)式に示される Föppel の式<sup>8)</sup>により算出した。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{k_i} &= \frac{1-\nu^2}{E\pi} \left\{ \frac{2}{3} + \log \frac{2D_1}{b} + \log \frac{2D_2}{b} \right\} \\ b &= \frac{16(1-\nu^2)}{E\pi} \cdot \frac{D_1 D_2}{(D_1 + D_2)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(5)$$

記号  $k_{17}$  で示すワークロール同士のバネ定数はロールの弾性扁平の他に圧延材の等価バネ定数も考慮して、(6)式で求めた。

$$\frac{1}{k_{17}} = \frac{1}{M_p} + \frac{1}{k_{17}^*} \dots\dots\dots(6)$$

なお、ワークロールの弾性扁平のみによるバネ定数  $k_{17}^*$  は(7)式で求めた。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{k_{17}^*} &= \frac{C}{8} \left[ \ln \left\{ \frac{2D}{h_1 - h_2 + C \cdot q} \right\} \right. \\ &\quad \left. \frac{C \cdot q}{h_1 - h_2 + C \cdot q} \right] \\ C &= \frac{16(1-\nu^2)}{E\pi} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

また、圧延材の等価バネ定数  $M_p$  は(8)式で求めた。

$$M_p = \frac{\partial q}{\partial h} = \frac{\partial f / \partial h + (\partial f / \partial R') \cdot (\partial g / \partial h)}{1 - (\partial f / \partial R') \cdot (\partial g / \partial q)} \dots\dots\dots(8)$$

ここで、圧延荷重  $q$  は(9)式に示す Hill の式<sup>9)</sup>を用い、偏平ロール半径は(10)式で示す Hichcock の式を用いて計算した。

$$q = f(h, R') = kf \cdot \kappa \cdot \sqrt{R'(h_1 - h_2)} \cdot Q_p = kf \cdot \kappa \cdot \sqrt{R'(h_1 - h_2)} \cdot (1.08 + 1.79\mu r \sqrt{R'/h_1} - 1.02r) \dots\dots\dots(9)$$

$$R' = g(h, q) = R' \{ 1 - Cq / (h_1 - h_2) \} \dots\dots\dots(10)$$

記号  $k_1 \sim k_4$ ,  $k_{30} \sim k_{33}$  で示すバックアップロールとハウジング間のバネ定数は、ベアリング、サドルおよびハウジング等の変形を計算<sup>10)</sup>し、バックアップロール系全体の変形を算出して求めた。

3.2 駆動系のねじり振動解析

主モータからロールまでの駆動系のねじり振動モデルの概要を Fig. 6 に示す。

前節と同様な手法を用いると、各慣性モーメント  $I_i$  の回転角  $\theta_i$  に関する運動方程式は(11)式に示すとおりとなる。

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 = K_1(\theta_1 - \theta_2) \\ I_2 \ddot{\theta}_2 = K_1(\theta_2 - \theta_1) + K_1(\theta_2 - \theta_3) \\ I_3 \ddot{\theta}_3 = K_1(\theta_3 - \theta_2) + K_2(\theta_3 - \theta_4) + K_3(\theta_3 - \theta_5) + K_4(\theta_3 - \theta_6) + K_5(\theta_3 - \theta_7) \\ I_4 \ddot{\theta}_4 = K_2(\theta_4 - \theta_3) + K_1(\theta_4 - \theta_8) \\ I_5 \ddot{\theta}_5 = K_3(\theta_5 - \theta_3) + K_3(\theta_5 - \theta_8) \\ I_6 \ddot{\theta}_6 = K_4(\theta_6 - \theta_3) + K_4(\theta_6 - \theta_9) \\ I_7 \ddot{\theta}_7 = K_5(\theta_7 - \theta_3) + K_3(\theta_7 - \theta_9) \\ I_8 \ddot{\theta}_8 = K_2(\theta_8 - \theta_4) + K_3(\theta_8 - \theta_5) \\ I_9 \ddot{\theta}_9 = K_4(\theta_9 - \theta_6) + K_5(\theta_9 - \theta_7) \end{cases} \dots\dots(11)$$

回転角  $\theta_i$  を(12)式に示すとおり時間の正弦関数で表し、これを2回微分することにより(13)式に示すように振動の加速度  $\ddot{\theta}_i$  を得る。

$$\theta_i = \theta_i \sin \omega t \quad (i=1 \sim 9) \dots\dots\dots(12)$$

$$\ddot{\theta}_i = -\omega^2 \theta_i \sin \omega t \quad (i=1 \sim 9) \dots\dots\dots(13)$$

(12)式および(13)式を(11)式に代入すると、(14)式を得る。

$$[A_{ij}] - \omega^2 [I_{ij}] [\theta_i] = 0 \dots\dots\dots(14)$$

ここで、 $[I_{ij}]$  は単位行列であり、 $[\theta_i]$  および  $[A_{ij}]$  は以下のように示される。

$$[\theta_i] = [\theta_1 \dots \theta_9]$$

$$[A_{ij}] = \begin{bmatrix} K_1/I_1 & -K_1/I_1 & \dots & 0 \\ -K_1/I_2 & 2K_1/I_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & (K_4 + K_5)/I_9 \end{bmatrix}$$

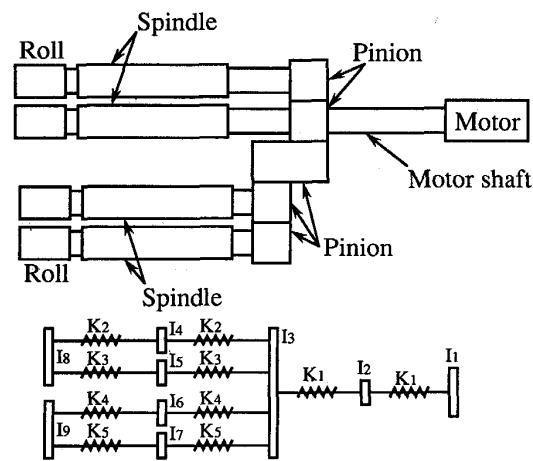


Fig. 6. Outline of model for torsional vibration of driving shaft.

マトリックス  $[A_{ij}]$  の固有値の平方根が固有振動数となる。この場合、自由度が9であるので9個の固有振動数が算出される。

また、軸のねじり剛性  $K_i$  は(15)式で求めた。

$$K_i = GJ_i / L_i \dots\dots\dots(15)$$

3.3 解析結果

振動測定を実施した圧延条件に基づいて解析モデルにより固有振動数を算出した。

ロールおよびハウジング系の振動モデルで算出した固有振動数は 700 Hz 以上であり、パスごとにはほぼ同じ値を示す。また、SUS304 圧延時の固有振動数に比べて SUS430 圧延時の場合は固有振動数が 2% ほど低減する。したがって、固有振動数におよぼす圧延パスおよび鋼種の影響はほとんどないと思われる。

算出した固有振動数の例として、Fig. 7 および Fig. 8 にそれぞれ 761 Hz および 696 Hz における各ロールおよびハウジングの質量の相対振幅を示す。これらの図に水平方向成分 ( $x$ ) および垂直方向成分 ( $y$ ) の最大振幅に対する各振幅の比を付記した。Fig. 7 の固有振動数 761 Hz においては上下のロール群が同位相で振動するモードをとり、Fig. 8 の 696 Hz においては上下のロール群が互いに逆位相で運動するモードをとる。

駆動系のねじり振動における固有振動数は、50 Hz, 200 Hz, 460 Hz であり、50 Hz はロールの振幅、200 Hz はモータの振幅、460 Hz はスピンドルの振幅が最大になる振動モードであることがわかった。

4. 考 察

実測した振動数および解析モデルで計算した振動数を Fig. 9 に示す。

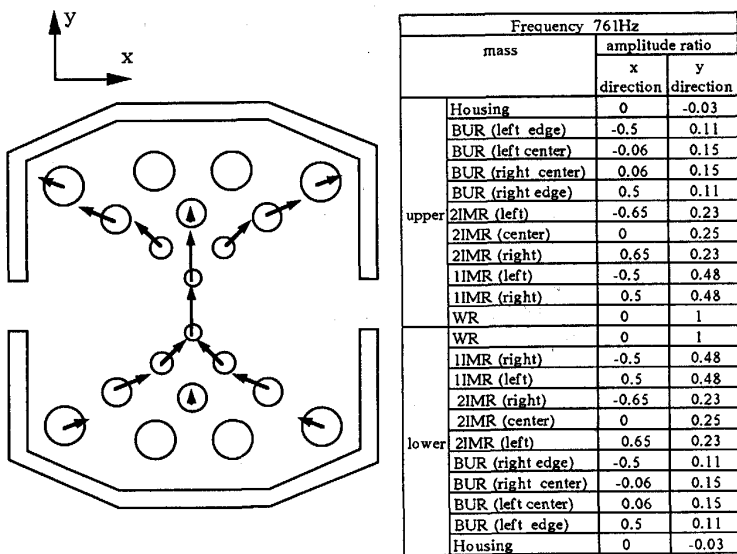


Fig. 7. An example of roll vibration behavior and the amplitude ratio in the case of 761 Hz in frequency.

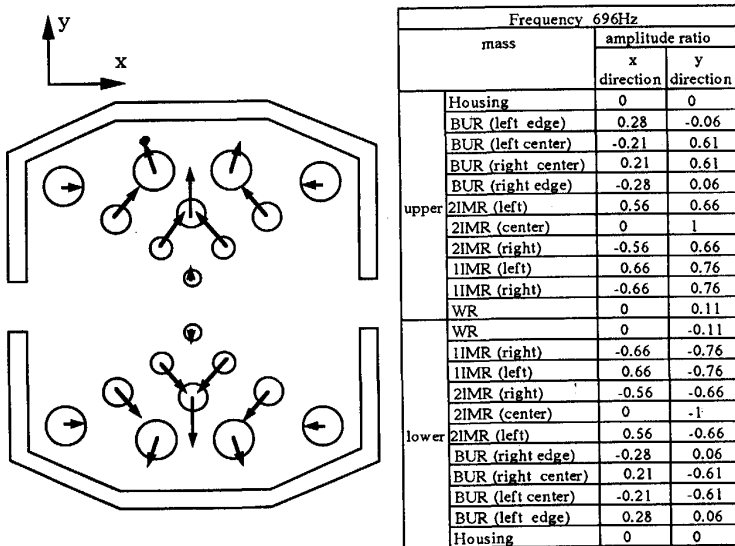


Fig. 8. An example of roll vibration behavior and the amplitude ratio in the case of 696 Hz in frequency.

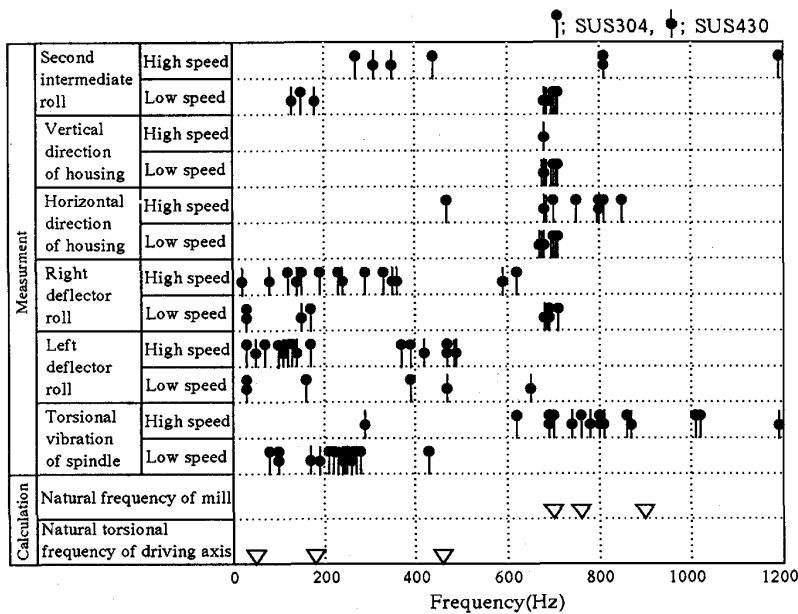


Fig. 9. Comparison between measured and calculated vibration frequency.

実測した圧延機の振動数においては 700 Hz 付近が特に顕著である。この振動数は計算した固有振動数の一つにも表れている。この振動数に対応する振動モードは、一方は Fig. 7 に示すように上下ロール群が同位相で振動し、ワークロールが最も大きく運動するものである。この場合、圧延材は板厚変動をともなわず圧延方向にうねりを生じることが予想される。また、他方の振動モードは Fig. 8 に示すように上下のロール群が互いに逆位相で振動し、第 1 中間ロールおよび中央の第 2 中間ロールの振幅が大きいものであり、圧延材はチャタリングのように板厚変動をともなうことが予想された。

また、圧延速度 20 m/min におけるねじり振動の実測値は 200 Hz 付近が顕著であり、この振動数は計算結果からも得られており、モータのねじり振幅が最大となる振動モードである。

## 5. ま と め

20 段ゼンジミア圧延機における振動を実測し、振動解析モデルを作成して解析することにより、その振動現象を明らかにした。

(1) 圧延パスまたは鋼種が変わっても実測された振動数はほぼ同じである。

(2) 圧延機の振動測定において実測された振動数は 700 Hz 付近が顕著である。また、スピンドルトルクの振動数は圧延速度 20 m/min において 200 Hz 付近に、圧延速度 170~240 m/min において 700 Hz 付近に顕著に表れる。

(3) 解析モデルで算出した固有振動数は、ロールおよびハウジング系のモデルにおいては 700 Hz 以上であり、駆動系のねじり振動モデルにおいては 50 Hz から 460 Hz の範囲にある。

(4) 本解析モデルによる計算結果は実測値の主な振動数とはほぼ一致した。

以上から本 ZR22 型ゼンジミア圧延機は 700 Hz 近傍の固有振動数を有していることが判明した。

## 記 号

- $m_i$ : 質量
- $k_i$ : バネ定数
- $\phi$ : 隣合うロール同士を中心線が水平線となす角度
- $x_i$ : 質量  $m_i$  の水平方向変位
- $y_i$ : 質量  $m_i$  の垂直方向変位
- $X_i$ : 質量  $m_i$  の水平方向の振幅
- $Y_i$ : 質量  $m_i$  の垂直方向の振幅
- $\omega$ : 振動の各速度
- $t$ : 時間
- $\nu$ : ポアソン比
- $E$ : 縦弾性係数
- $P$ : ロール間接触圧力
- $D$ : ロール径
- $h_1$ : 入側板厚
- $h_2$ : 出側板厚
- $q$ : 圧延荷重
- $kf$ : 降伏応力
- $\alpha$ : 張力補正係数
- $\mu$ : 摩擦係数
- $r$ : 圧下率
- $R'$ : 偏平ロール半径
- $I_i$ : 慣性モーメント
- $\theta_i$ : 慣性モーメント  $I_i$  の回転角度
- $\Theta_i$ : 慣性モーメント  $I_i$  の回転振幅
- $G$ : 横弾性係数
- $J_i$ : 断面 2 次極モーメント
- $L_i$ : 軸の長さ

## 文 献

- 1) I. Yarita, K. Furukawa, Y. Seino, Y. Nakazato, I. Fukunaga, T. Takimoto and K. Nakagawa: Trans. Iron Steel Inst. Jpn., **18** (1978), p. 1
- 2) 御園生一長: 塑性と加工, **21** (1980), p. 1006
- 3) 安藤成海, 勝谷良碩, 古賀国彦, 豊田洋民: 塑性と加工, **16** (1975), p. 78
- 4) 竹下光夫, 松倉欣孝, 八嶋 修: 日本機械学会論文集, **42** (1976), p. 2726
- 5) 猪谷彦太郎, 高崎勝明, 片山圭一, 福島戈雄: 三菱重工技報, **21** (1984), p. 612
- 6) 例えば, 宮川 洋, 城戸健一, 辻井重男, 鎌田一雄, 金子尚志, 小島敬基, 石井光雄, 須貝恒久, 原島 博: デジタル信号処理 (電子通信学会編) (1975), p. 49 [コロナ社]
- 7) 例えば, 有本 卓: 信号処理とシステム制御 (1982), p. 125 [岩波書店]
- 8) M. D. Stone: Iron and Steel Engineer, **8** (1965), p. 82
- 9) 板圧延の理論と実際 (日本鉄鋼協会編) (1976), p. 35
- 10) 松下 哲, 鋸屋正喜, 河野輝雄: 日本ステンレス技報, **20** (1985), p. 71