

技術報告

UDC 621.771.23 : 621.822 : 62-531 : 531.717.1

新形式油膜軸受(キーレスベアリング)の開発と板厚精度の向上

青山 勝*・角南 秀夫*²・渡辺 敏夫*²柳島 章也*²・菅沼七三雄*³・碓石 孝一*²

Development of Newly Designed Oil Film Bearing and Improvement of Gauge Accuracy

Masaru AOYAMA, Hideo SUNAMI, Toshio WATANABE,

Fumiya YANAGISHIMA, Namio SUGANUMA, and Koichi IKARIISHI

Synopsis:

Thickness accuracy has markedly been improved by the application of large mill modulus, but this causes eccentric behavior of backup roll in a mill using oil film bearing, leading to thickness fluctuation in the rolling direction. It has been found that the eccentric behavior of the rolls is caused by the deformation of the sleeve generated at the groove of the key connecting the sleeve and the tapered roll neck, and the resultant fluctuation in oil film thickness.

A theoretical analysis has been made on this phenomenon assuming the journal as an elastic body, and newly designed oil film bearing (keyless bearing) has been developed, which has no key groove at the tapered roll neck. As a result, gauge fluctuation has been minimized and a considerable advantage obtained.

1. 緒 言

近年冷延鋼板の品質に対する需要家の要求はますます厳しくなつてきており、とくに製品の厚さ変動を最少にすることが製品品質と安定生産の維持という観点から絶対に不可欠な要件である。そのためにタンデム圧延機で採用されている油圧圧下システムではミル剛性を高くすることができる一方、ロールの偏心による除去困難なロールすきま変動の影響が強く現れる。とくに油膜すべり軸受においては複雑な圧力変動が生じるが、これは普通のロール偏心除去装置^{1)~3)}ではとりきれないのが現状である。そのため油膜軸受でロールの偏心作用を最小にする目的で圧延荷重変動を現象面と理論面とから解析し新しいタイプの油膜軸受を開発した。

2. 厚み精度

2.1 目標精度

特にぶりき板、それも DI 缶 (深絞りおよびしごき成形缶) 用⁴⁾ については特に厳しく $\pm 1.0\%$ の精度が要求

される。また精整ラインのレベラにおいては厚み変動は反りの原因となる。一般冷延材における T. M. W. 材 (最小板厚保証材) などについても厚み精度向上は必要である。以上のことから、目標厚み精度は $\pm 1.0\%$ におくことにした。

2.2 既存ミルでの問題点

1978 年に 6 タンデムミルで板厚精度を上げるために、効果の最も大きい No. 1 スタンドで電動圧下サンプリング制御方式を油圧圧下ゲージメータ AGC (Automatic Gauge Control) 方式に改造した。その結果、応答性は著しく向上し板厚変動をもつた母板の圧延結果は Table 1 のように 1.38% から 0.21% の精度へと大幅に改善された。しかしバックアップロールの偏心の影響は増大して同 (a) に示すように 0.87% から 1.47% へと精度悪化が認められた。これは一般的な油圧圧下システムの特徴で、母板厚の変動を除去するためにはどうしてもロールに起因する偏心の影響を最小限に抑えることが必要であることが分かった。

昭和 56 年 3 月 12 日受付 (Received Mar. 12, 1981)

* 川鉄鋼板(株)千葉工場 (Chiba Works, Kawatetsu Galvanizing Co., Ltd.)

*² 川崎製鉄(株)千葉製鉄所 (Chiba Works, Kawasaki Steel Corp., 1 Kawasaki-cho Chiba 260)*³ 川崎製鉄(株)水島製鉄所 (Mizushima Works, Kawasaki Steel Corp.)

Table 1. Comparison of the thickness accuracy before and after the remodeling.

Component of thickness fluctuation	Reduction system	
	Electric	Hydraulic
(a) Roll eccentricity	±0.87%	±1.47%
(b) Except roll eccentricity	±1.38%	±0.21%
(c) Thickness fluctuation	±2.25%	±1.68%

3. 圧延荷重変動の調査

3.1 バックアップロールの偏心原因の調査

ロール偏心の原因は、(1) ロールの支持点が研削時と圧延時とで異なることによるものと(2) キーみぞによるものが考えられる。前者の場合その原因と効果についてはすでに明らかにされているように⁸⁾⁹⁾、ロール胴部の軸心とテーパネック部の軸心とが一致していないことによるもので、ロールに曲がりがあると偏心はさらに助長される。

3.2 偏心が圧延荷重変動に及ぼす影響

ロール偏心は、キスロール状態で圧下した時に圧延荷重変動をひき起こす。一般的にバックアップロールの偏心 ΔS_f と圧延荷重変動 ΔP_f の関係は、ミル常数を K として次式で表される。

$$\Delta P_f = K \cdot \Delta S_f \dots\dots\dots (1)$$

Fig 1 に6タンデムミルの No. 1 スタンドでのキスロール圧下による圧延荷重変動を示す。この圧延荷重変動とその時のロール偏心の測定値との関係をバックアップロール替えごとに調べた結果を Fig. 2 に示すが、これから(1)式の関係はころがり軸受では成立つが油膜軸受では全く成り立っていないことが分かる。

一般的にロール偏心によつて起きる圧延荷重変動は正弦波になるはずであるが、Fig. 1 に示す波形は急峻な変化を伴う複雑な歪み波となつている。Fig. 3 には4タンデムミルでころがり軸受を用いている No. 1 スタンドでの圧延荷重変動を示すが、この波形は正弦波に近く、(1)式の関係も成立っている(Fig. 2)。

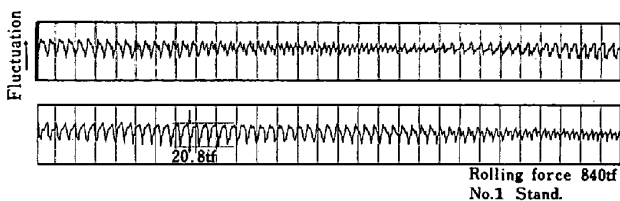


Fig. 1. Rolling force fluctuation under kiss rolling (Oil film bearing).

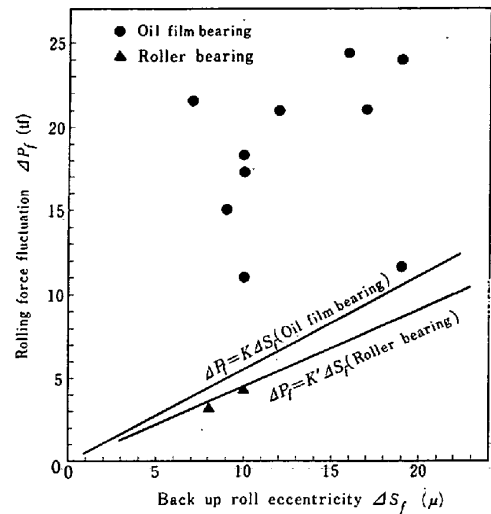


Fig. 2. Relation between rolling force fluctuation and back up roll eccentricity under kiss rolling.

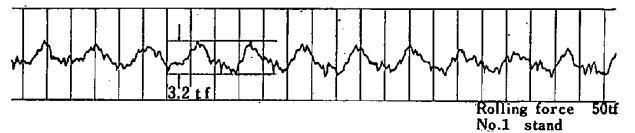


Fig. 3. Rolling force fluctuation under kiss rolling (Roller bearing).

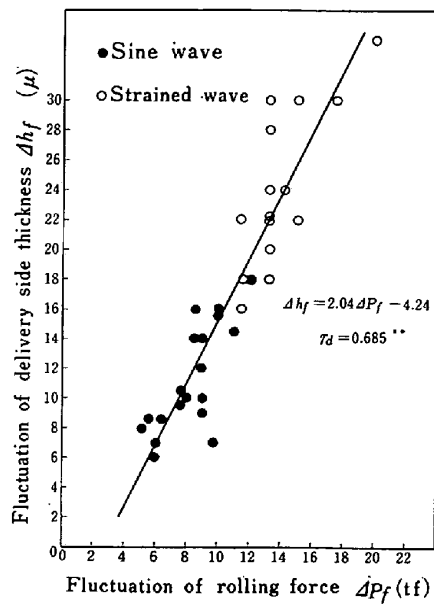


Fig. 4. Relation between ΔP_f and Δh_f at the delivery side of No. 1 stand of 6-tandem mill.

以上からこの両波形の違いは油膜軸受ところがり軸受との特性の違いによるものと言うことができよう。

3.3 圧延荷重変動の原因

3.3.1 圧延荷重変動と厚み精度との関係

Fig. 4 に圧延荷重変動 ΔP_f と出側の厚み変動 Δh_f との関係を示す。これから分かるように両者の関係は材料

の塑性係数 M を用いて (2) 式で近似でき、圧延荷重変動が小さくなれば厚み変動も小さくなる事が分かる。

$$\Delta P_f = M \cdot \Delta h_f \dots\dots\dots (2)$$

3.4 急峻な波形の原因

Fig. 1 に示した急峻な変化をもつ波形は、(1) 高周波成分をもつ歪み波形で (2) バックアップロールの回転と対応をもち、(3) ころがり軸受では生じていない。Fig. 5 に従来の油膜軸受の構造を示すが、テーパロールネックにスリーブを固定するためのキーみぞはスリーブ全長の半ば程にまで及んでいる。このキーみぞが圧延荷重範囲にくると、キーみぞ部のスリーブは変形をしてミル剛性が下がるということが考えられる。

Fig. 6 に上下バックアップロールのキーみぞの位相と圧延荷重変動の関係を示すが、上下のキーみぞが同時に圧延荷重範囲に入ったときに圧延荷重変動が負の側で最大になつていて圧延荷重の激減はキーみぞが圧延荷重下きたときに起こることが分かる。Fig. 7 には No. 1 スタンド出側での厚み変動周期の周波数分析を示すが、

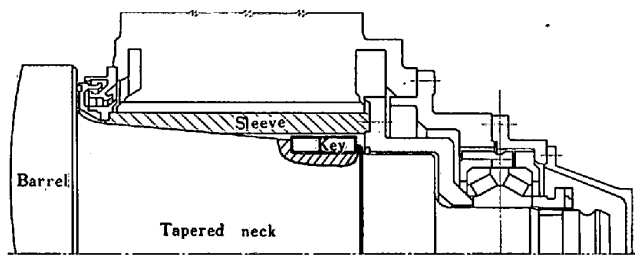


Fig. 5. Structure of conventional oil film bearing.

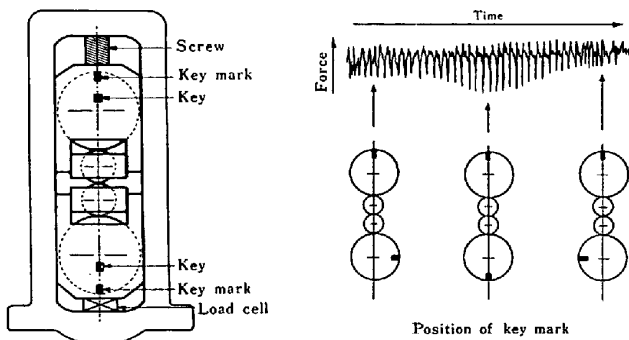


Fig. 6. Relation between the key position and the fluctuation of rolling force.

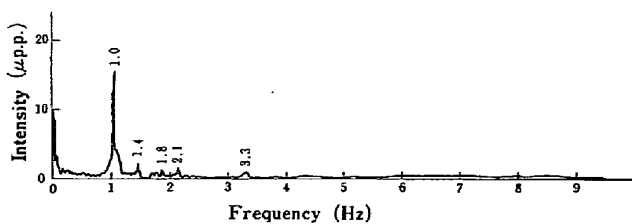


Fig. 7. Frequency analysis of thickness fluctuation.

バックアップロールの1回転に対応する1Hzのときの強度がとびぬけて高いことが分かる。

4. 圧延荷重変動の理論解析^{10)~12)}

本章では、軸部をモデル化して弾性解析を行い、その変形量を用いてレイノルズ方程式により潤滑計算を行った。Fig. 8 に軸受の構成を示す。

4.1 記号の説明と計算に用いた数値

以下に文字と記号の説明および計算に用いた数値を掲げる。

θ, α, β = 角度, z = 軸心方向の座標, y = 影響係数の指数, 厚さ 10 mm の円板の P 点に $\Delta P = 50$ kgf の荷重を加えたときの Q 点の凹み量を与える指数 (この時の凹み量 $= y \times 10^{-4}$ mm), p = 油膜の圧力 (kgf/mm²), ΔP_0 = 微小面 Δs_0 に加わる全圧力 ($\Delta P_0 = p \cdot \Delta s_0$ kgf), K = 定数 (0.9144×10^{-2} mm/kgf), r = ジャーナルの半径 (457.2 mm), Δr = 半径の弾性変形量 (内向きが正) (mm), L = 軸受の幅 (762 mm), L_K = キーみぞの長さ (381 mm), η = 粘性係数 (1.616×10^{-8} kgf·s/mm² at 50 °C), ω = ジャーナルの回転角速度 (7 rad/s = 68.2 rpm), W = 油膜反力 (負荷容量) (kgf).

4.2 ジャーナルの弾性解析

軸部の構造は Fig. 9 上部に示すようにテーパになつているバックアップロールネックにスリーブが嵌合され、キーで固定されている。以下の解析を容易にするために同図下部に示すように軸部は一体物であつて中空みぞをもつ円柱状の弾性体であるとみなす。

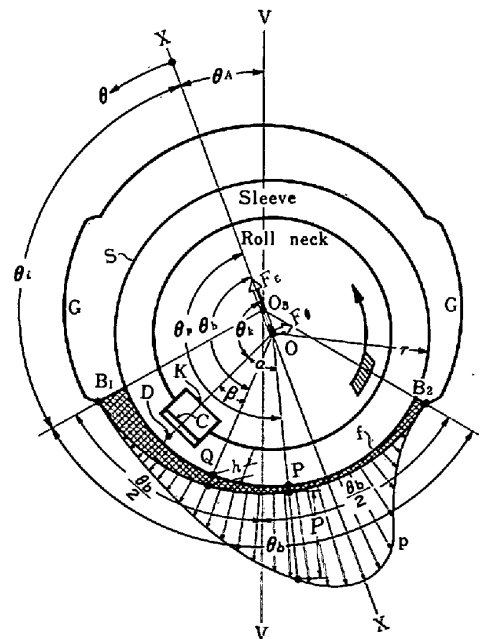


Fig. 8. Composition of conventional oil film bearing.

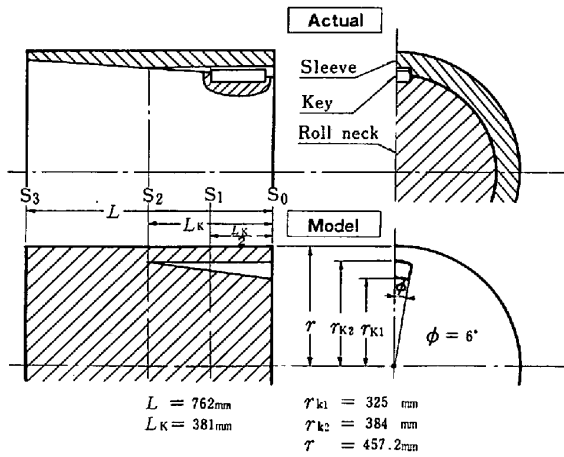


Fig. 9. Actual structure of combined shaft and model for analysis.

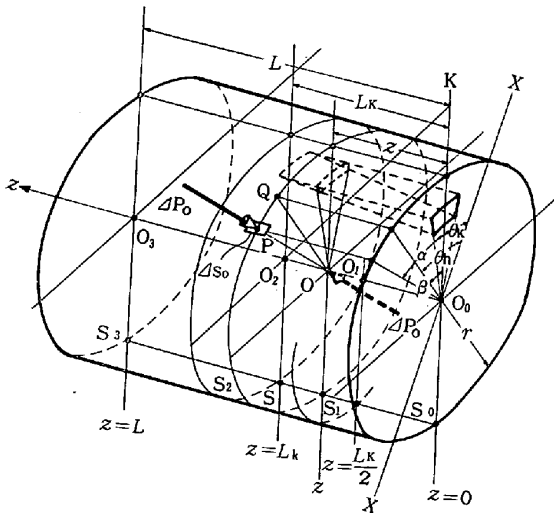


Fig. 10. Coordinates for elasticity analysis of shaft model.

4.2.1 影響係数の計算

簡単のために弾性解析としては、軸を輪切りにして得られる円板の2次元の平面応力問題として扱い、NAS-TRANによる有限要素法を用いて計算を行った。具体的には Fig. 10 において軸方向の3断面 S_0, S_1, S_2 について、厚さ 10mm の中空みぞをもつ弾性円板を考え、それぞれにおいて円周上の1点Pの微小面積 Δs_0 に圧力 100 kgf/cm^2 が加わったとき、円板の円周上の任意の点Qにおける弾性変形量 $10^{-4} \times y \text{ mm}$ を種々の α, β について求めた。この y の値を影響係数の指数と呼び Fig. 11 に示し (7) 式のように関数近似した。軸方向の任意の断面の y については、3断面 S_0, S_1, S_2 での値 y_0, y_1, y_2 を用いて z に関する2次式で表現した。以上の結果を次に示す。

$$y(z, \theta_K, \theta_p, \theta_h) = \begin{cases} A(\theta_K, \theta_p, \theta_h) \cdot z^2 + B(\theta_K, \theta_p, \theta_h)z + y_0(\theta_K, \theta_p, \theta_h) & : 0 \leq z \leq L_K \dots (3) \\ y_2(\theta_K, \theta_p, \theta_h) & : L_K \leq z \leq L \dots (4) \end{cases}$$

$$A(\theta_K, \theta_p, \theta_h) = \frac{2}{L_K^2} \{ y_0(\theta_K, \theta_p, \theta_h) - 2y_1(\theta_K, \theta_p, \theta_h) + y_2(\theta_K, \theta_p, \theta_h) \} \dots (5)$$

$$B(\theta_K, \theta_p, \theta_h) = \frac{1}{L_K} \{ -3y_0(\theta_K, \theta_p, \theta_h) + 4y_1(\theta_K, \theta_p, \theta_h) - y_2(\theta_K, \theta_p, \theta_h) \} \dots (6)$$

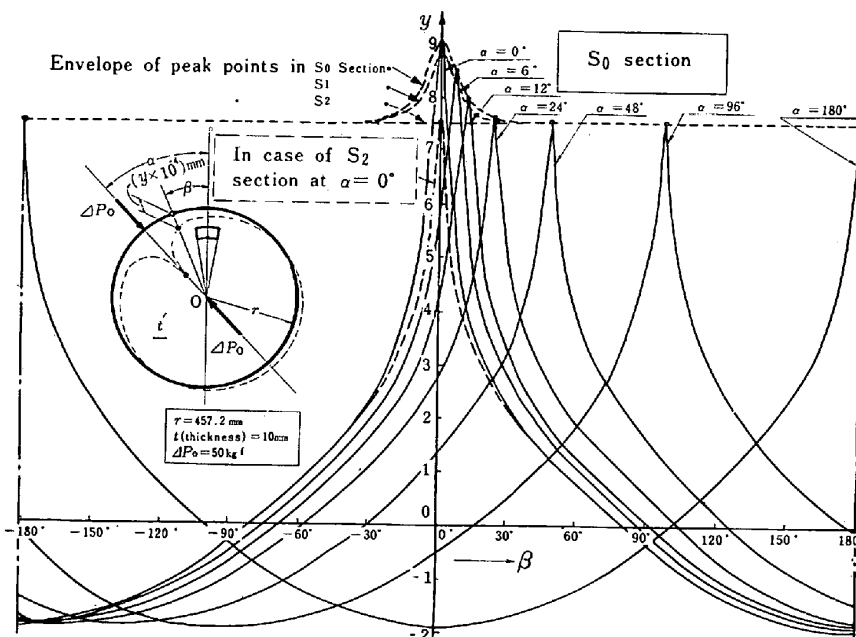


Fig. 11. Influence coefficient y .

$$y_s(\theta_K, \theta_p, \theta_h) = \sum_{i=0}^4 \left\{ \frac{sm_{i0}}{1 + \sum_{j=1}^4 sm_{ij} |\alpha|^j} + sm_{i5} \right\} (\pi - |\alpha - \beta|)^i$$

(s=0, 1, 2 : sm_{ij} は定数¹⁰⁾)

..... (7)

ここに, $\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \theta_p - \theta_K \dots\dots\dots (7a) \\ \beta = \theta_h - \theta_K \dots\dots\dots (7b) \end{array} \right.$

4.2.2 油膜力を受けたときの弾性変形

上述のyを用いることによつて, 軸が軸受面から油膜圧力 p (z, θ_K, θ_p) を受けたときの軸表面の任意の点 Q (z, θ_K, θ_h) における弾性変形量 Δr(z, θ_K, θ_h) は次のように表される。

$$\Delta r(z, \theta_K, \theta_h) = K \int_{\theta_1}^{\theta_1 + \theta_b} p(z, \theta_K, \theta_p) \cdot y(z, \theta_K, \theta_p, \theta_h) d\theta_p \dots\dots\dots (8)$$

4.3 油膜の潤滑解析

問題を厳密に解析することは難しくかつ煩瑣になるので, 今回は次のような前提条件を設け問題を単純化した。すなわち, (1) 軸受面は開き角 120° の部分軸受であり有限幅として解析を行う。キーマゾの高さは Fig. 9 の下側に示すような寸法で直線的に変化している。(2) 軸心と軸受穴の中心線はつねに平行とし, バックアップロールのたわみによる軸心の傾きはない。(3) 軸の回転速度は一定で, 軸の変位に伴う慣性力はない。(静的解析)。(4) 軸は弾性体として扱い荷重による変形を考慮するが, 軸受穴は剛体として弾性変形はないものとする。(5) 軸の表面に働く外力の反力は軸 S の中心点 O に発生する。(6) 荷重ベクトルの向きは Fig. 8 において鉛直線 (V-V) 下方に向かう。(7) 潤滑油は非圧縮性とし, その比重はつねに一定である。(8) 潤滑油の温度は油膜内どこでもつねに一定 50°C であり, 粘性係数も一定である。

以上から, 非圧縮性流体である油膜に関して, 荷重が静的な場合のレイノズルの方程式は次のようになる。

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \dots\dots\dots (9)$$

ここで油膜厚さ h は平均半径すきま c, 軸心の偏心率 ε および軸の弾性変形量 Δr を用いて次のように表される。

$$h = c(1 + \epsilon \cos \theta) + \Delta r(z, \theta_K, \theta) \dots\dots\dots (10)$$

境界条件は, 軸受パッドの周辺で油膜圧力が 0 であることより次のようになる。

$$\left. \begin{array}{l} \theta = \theta_1 + \theta_b : p = 0 \\ z = 0, L : p = 0 \end{array} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

一方, 油膜反力の合力が荷重と釣り合うことより, 合力ベクトルの向きは鉛直上方でなければならない。このことより偏心率 θ_A は次の条件式を満足する必要がある。

$$\theta_1 + \frac{\theta_b}{2} + \theta_A = \pi \dots\dots\dots (12)$$

ここに,

$$\theta_A = \tan^{-1} \left(\frac{F_\theta}{F_\epsilon} \right) \dots\dots\dots (13)$$

ただし,

$$F_\epsilon = \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_1 + \theta_b} -r \cdot p(z, \theta_K, \theta) \cos \theta d\theta dz \dots\dots\dots (14)$$

$$F_\theta = \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_1 + \theta_b} r \cdot p(z, \theta_K, \theta) \sin \theta d\theta dz \dots\dots (15)$$

また, 油膜の負荷能力 W は次のようになる。

$$W = \sqrt{F_\epsilon^2 + F_\theta^2} \dots\dots\dots (16)$$

4.4 計算結果

以上の計算結果として Fig. 12, 13 に, キーマゾが軸受の直下にきたときの油圧と油膜厚さ分布の例を示す。キーマゾが軸受の真上にある場合の油膜圧力分布もこれ

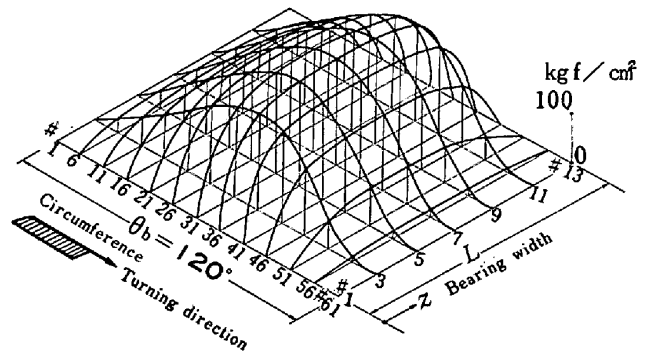


Fig. 12. Pressure distribution of oil film (ε=0.96).

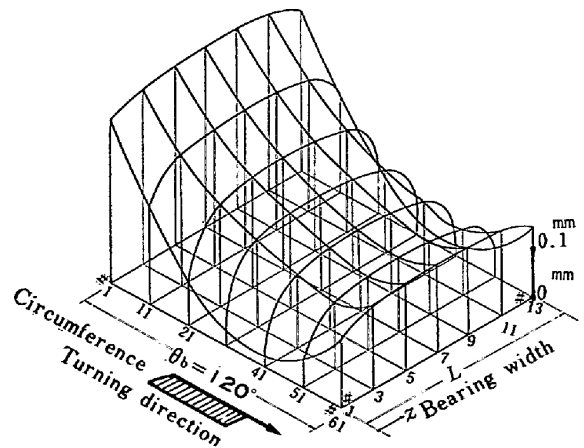


Fig. 13. Distribution of oil film thickness (ε=0.96).

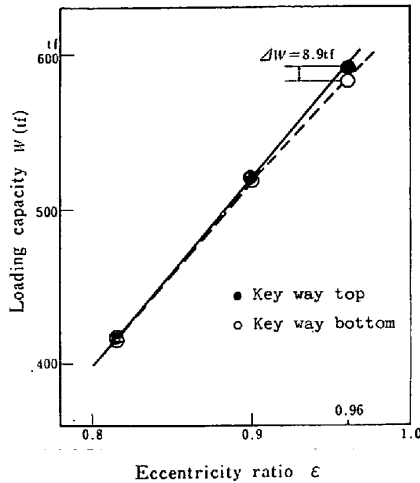


Fig. 14. Relation between eccentricity and loading capacity.

に似ているが、負荷容量は前者の場合より 1.5% 大きくなっている。

Fig. 14 には、偏心率 ϵ と油膜の負荷能力 W の関係を示す。 ϵ が大きくなり油膜厚さが小さくなるにしたがって W が大きくなる。 キーみぞの影響についてはその有無によつて W に差がついてくる。 $\epsilon=0.96$ の場合にキーみぞが軸受の真上にあるときその負荷能力は 590 tf であるが、キーみぞが真下にあるときには負荷能力 W は 8.9 tf だけ下がつて 1.5% の負荷能力減少となつている。

参考までに、Fig. 1 の圧延荷重変動の実測例を見ると約 2.5% の変動が出ている。これは油膜特性、ミル剛性および材料の特性を加味した総合的な結果であつて、油膜の負荷能力の計算結果と直接比較することはできないが、数値のオーダーとしては合致していることが分かる。

5. キーレスベアリングの開発

5.1 構造

油膜軸受は高速圧延に対してすぐれた安定性をもつて

いるし、テーパネックが太いためロールが曲がりやすく、ロールへの軸受の着脱も簡便で迅速にできる。前節までの結果にもとづき理想的な形として、キーみぞをテーパネックから消去した新しいタイプの軸受(キーレスベアリング)を開発した¹³⁾。開発に当たつては、在来のものと基本寸法が同じで強度が落ちず、部品の変更を最小限におさえることに留意した。Fig. 15 にその 1 例を示す。

5.2 キーレスベアリングの効果

Fig. 16 にはこのキーレスベアリングを組み込んだ油圧 AGC ミルでの圧延荷重変動と在来タイプのものを比

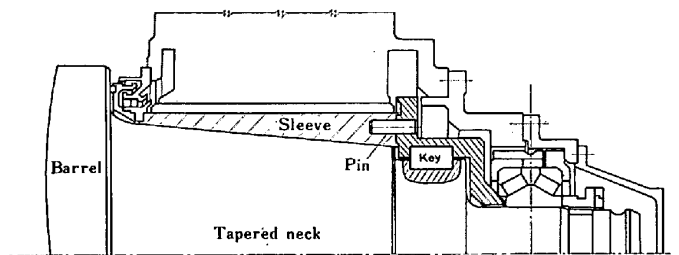


Fig. 15. Structure of keyless oil film bearing.

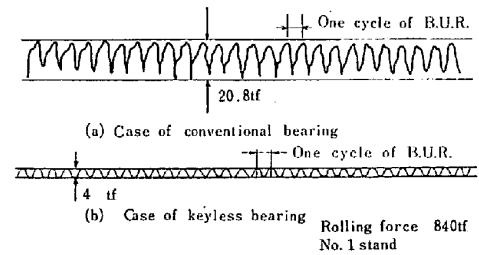


Fig. 16. Rolling force fluctuation.

Table 2. Comparison of gauge accuracy.

Mill modulus	Conventional bearing	Keyless bearing	Difference
K=2600 tf/mm	±1.68%	±0.93%	0.75%

Strip size 0.23mm×900mm

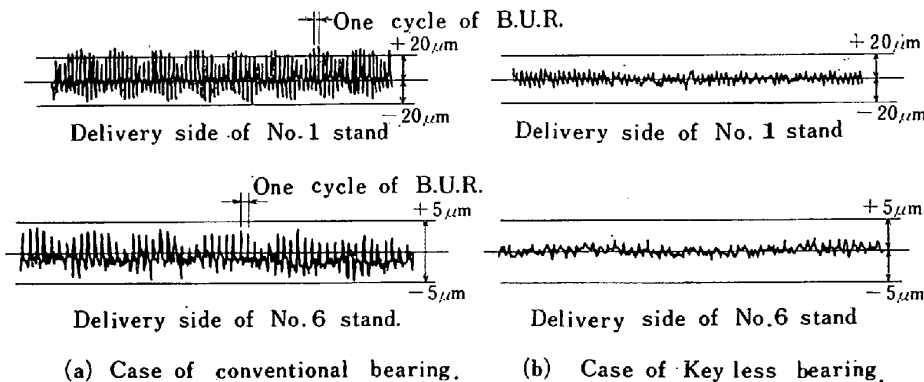


Fig. 17. Thickness fluctuation. (Strip size 0.23 mm×900 mm)

較したが、キーレスペアリングの場合圧延荷重変動は大幅に減つて急峻な歪み波形はもはや見られなくなっている。

Table 2 と Fig. 17 にはキーレスペアリングと在来軸受との厚み精度の比較を示すが、前者では最終板厚の精度は $\pm 1.0\%$ を切つている。T. M. W. 材では $\pm 1.68\%$ から $\pm 0.93\%$ へと 0.75% の板厚精度の向上が計れ、ぶりきではオフゲージの減少により 0.28% の歩留り向上も達成している。

6. 結 言

一般にロール偏心は製品厚み変動に影響を及ぼすが、特に油膜軸受を用いた油圧圧下ミルにおいてそれは顕著に現れる。ロール偏心による圧延荷重と板厚の変動は、油膜軸受のキーマゾ部が油膜圧力部において変形をすることによつて剛性が急激に落ちるためであるが、本論文では、これの実証と理論的な説明を紹介した。

そしてキーレスペアリングの開発を行い、これを適用したタンデムミルにおいてぶりきの厚み精度、製品品質および生産性の向上が達成された。

末筆ながら、本稿をまとめるに当たつて特に理論的解明に御指導、御協力をいただいた東京大学産業機械工学科の堀 幸夫教授並びに田中正人助教授に厚く御礼を申し上げます。

文 献

- 1) 野村 進: 石川島播磨技報, 4 (1969) 2, p. 29
- 2) 高橋亮一, 美坂佳助: 塑性と加工, 16(1975)168, p. 25
- 3) 阿高松男, 鈴木 弘: 東京大学生産技術研究所報告, 25 (1976) 5, p. 167
- 4) G. F. BRYANT: Automation of Tandem Mill, Iron and Steel Inst., (1973)
- 5) 今井 功, 鈴木孝治: 石川島播磨技報, 13 (1973) 2, p. 189
- 6) K. TSUJI, T. ABE: Iron Steel Eng., 53 (1976) 4, p. 54
- 7) 阿部英夫, 北村邦雄, 中川吉左衛門, 久々湊英雄: 川崎製鉄技報, 8 (1976) 1, p. 42
- 8) 桑原康長, 久能一郎, 佐伯邦男: 塑性と加工, 3 (1962) 20, p. 608
- 9) 佐伯邦男: 塑性と加工, 4 (1963) 27, p. 223
- 10) 有村康男, 角南秀夫, 堀 幸夫, 田中正人, 渡辺敏夫, 碓石孝一: 第 30 回塑性加工連合講演会講演論文集, (1979-11) 127, p. 101
- 11) O. PINKUS and B. STERNLICHT: Theory of Hydrodynamic Lubrication, (1961), [McGraw Hill]
- 12) O. C. ツィエンキーヴィッツ, Y. K. チェーン, 吉識雅夫監訳: “マトリックス有限要素法”
- 13) キーレスペアリング特許: 日本国特許 昭54-11144, 米国特許 4093321, 英国特許 1514871

編集後記

▶この圧延関係の特集号は、昭和 55 年夏に企画立案され実行の運びとなつたものである。さつそく編集小委員会が組織され、小委員の方々にご協力頂いて及ばずながら筆者が主査を務めた。(小委員会委員名は p. 3 参照)

小委員会の組織に当たつては、不慣れのため各社に均等にお仕事をお願いするようなことに留意しなかつたなど、関係各方面にご心配をおかけしたこともあつた。その点は申し訳なかつたと反省している。

また各共研のご協力を大変多く頂き、それ故充実した内容の特集号ができたこと、大いに感謝している。しかし、小委員会の方から各共研へごあいさつすることもなく、事務局を媒介にして連絡していたのは、いささか怠慢であつたのではないかと、これまた反省している。

今後また加工関係の特集号を編集する時は以上の二

点を気をつけて進めて行かねばなるまいと考えている。

これらの手落ちがあつたにもかかわらず、多くの方々のご協力とご指導のお蔭で、今日の鉄鋼における技術状況を知るのに大変よい特集号になつたと思ひ大変感謝している次第である。単に「歩留り」だけではなく、実は圧延一般の特集号をねらつていたその意図も十分に実現していると思う。「歩留り向上」のためにどれだけの理論の質と周辺技術の質が必要であるかを、本特集号をお読み下さつて把握して下さるならば、編集に携わつた者として、望外の慶びといわなければならないと思う。

ご多忙の折に、本誌のために解説をお寄せ下さつた著者に感謝するとともに、進んで論文・技術報告を寄稿された研究者各々の意気を壮としたい。(J. K.)