

圧延機バックアップロール用油膜軸受の転がり軸受化改造手法の開発

Modification Method of Back-up Roll Bearing by Replacing Oil Film Bearing with Rolling Bearing

久保潤一 J. KUBO 鈴木宣哉 N. SUZUKI

As back-up roll bearings in rolling mills must support several thousand tons of rolling force, it is known that their running accuracy has significant effect on the gauge accuracy. In the cold rolling mills, regarding which the requirement for the gauge accuracy is severe, it is particularly critical to keep good running accuracy. Steelmakers have taken various approaches to improving the gauge accuracy, one of which is modifying the rolling mills by replacing the oil film bearings with rolling bearings. JTEKT in 1984 became the first in Japan to carry out such plate rolling mill modification by the back-up roll bearing replacement has since carried out numerous such modifications, including the cold tandem rolling mills. This paper presents JTEKT's method of the rolling mill modification by replacing the oil film bearing with the rolling bearing as the back-up roll bearing.

Key Words: Four row cylindrical roller bearing, oil film bearing, back-up roll, rolling mill

1. はじめに

近年、造船や自動車をはじめ各種産業用に使用される厚板・薄板は、高品質で、その上高精度のものが要求されている。これに伴い、各鉄鋼メーカーでは冶金学的視点から圧延材そのものの強度向上や、圧延時の板厚精度の向上など、さまざまな取組みがなされてきた。とりわけ板厚精度の向上では、圧延板の長手方向や幅方向の板厚制御技術の向上に対応できるような圧延機、たとえば六段圧延機やペアクロス圧延機が開発された¹⁾。

これらの取組みに加え、圧延機のバックアップロールそのものの回転精度向上への取組みも行われてきた。圧延機のバックアップロールは、圧延時に数千トンもの反力を受けるため、その回転精度が板厚精度に大きく影響し、板厚精度要求の厳しい冷間圧延機（非鉄圧延機を含む）においてはその影響が特に大きい。このため、国内においては1980年代以降に新設された冷間タンデム圧延機のバックアップロールには、油膜軸受の代わりに回転精度の向上が図れる転がり軸受が標準として採用されてきた。

他方、1984年の厚板圧延機バックアップロールの転がり軸受化改造（国内初）²⁾をはじめに、冷間圧延機においても、バックアップロールに使用されている油膜軸受を転がり軸受へ置換する、転がり軸受化改造が多く実

施されてきた。

ここでは、油膜軸受から転がり軸受化改造手法の開発とその効果について紹介する。

2. バックアップロール用軸受の変遷

18世紀頃から鉄鋼の圧延が始まり、当初は圧延ロールを支持する軸受には、すべり軸受が使用されていたが、耐荷重性・耐高速性に問題があった。1925年米国において、伸銅用の四段冷間圧延機に世界で初めて転がり軸受が採用され、これは一応の成功を収めた。しかし、ロール軸径が小さくなることによるロール強度の低下や、高速圧延における許容負荷容量の低下など欠点もあった。その後、1935年にはスリーブ型で潤滑油を強制的に軸受に送り込む油膜軸受が80インチ3スタンド冷間タンデム圧延機に世界で初めて採用された。油膜軸受の採用により高速圧延と強圧下圧延が可能となり、以後油膜軸受は熱間および冷間圧延機を含め、バックアップロール用軸受として広く普及した³⁾。

1970年代までの国内における冷間圧延機のバックアップロールにも油膜軸受が広く使用されていたが、板厚精度向上という要求から、転がり軸受を採用する必要性が出てきた。1972年に新設された5スタンド冷間タンデム圧延機において、全スタンドのバックアップロール

にJTEKT製の四列円筒ころ軸受(φ900×φ1 230×870mm)が採用された。四列円筒ころ軸受は、転がり軸受の中でも耐荷重性・耐高速性に優れており、また内輪をロールジャーナル部に焼きばめし、内輪軌道を共研磨することにより、バックアップロールの高い回転精度が得られる。これらの優位性から、1980年以降に国内で新設された冷間圧延機のバックアップロールには、四列円筒ころ軸受が標準として採用されてきた。

図1に、四段圧延機およびそのバックアップロールに使用される四列円筒ころ軸受を示す。

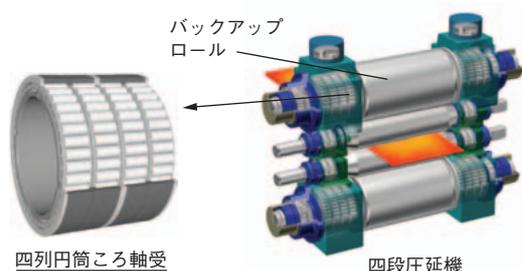


図1 四段圧延機および四列円筒ころ軸受

Four-high rolling mill and 4-row cylindrical roller bearing

これら新設冷間圧延機とは別に、1985年に5スタンド冷間タンデム圧延機(1954年建設)バックアップロール用油膜軸受が、転がり軸受(四列円筒ころ軸受)に改造されたのをはじめに、1980年以前に建設された冷

間タンデム圧延機の多くが、転がり軸受方式に改造された。

新設の熱間および厚板圧延機のバックアップロールには、油膜軸受が主に使用されてきたが、近年、板厚精度向上の観点だけでなく、設備コストを考慮した転がり軸受の採用が増加している。

図2に、代表的な熱間および冷間圧延機の圧延速度とバックアップロール用軸受の変遷を示す。

3. 圧延機バックアップロール用転がり軸受と油膜軸受の構造比較

図3に、油膜軸受(モーゴイル軸受)から転がり軸受に改造した場合の代表的な構造を示す。

油膜軸受には、チョックとロールの間にブシュとスリーブが取り付けられており、ネック部にはモーゴイルシールが取り付けられている。またアキシャル荷重を受ける複列円すいころ軸受が取り付けられている。

転がり軸受(四列円筒ころ軸受)は、外輪・内輪・ころで構成されており、ネック部にはネックシールが取り付けられている。またアキシャル軸受には、油膜軸受で使用している複列円すいころ軸受を使用するのが一般的である。

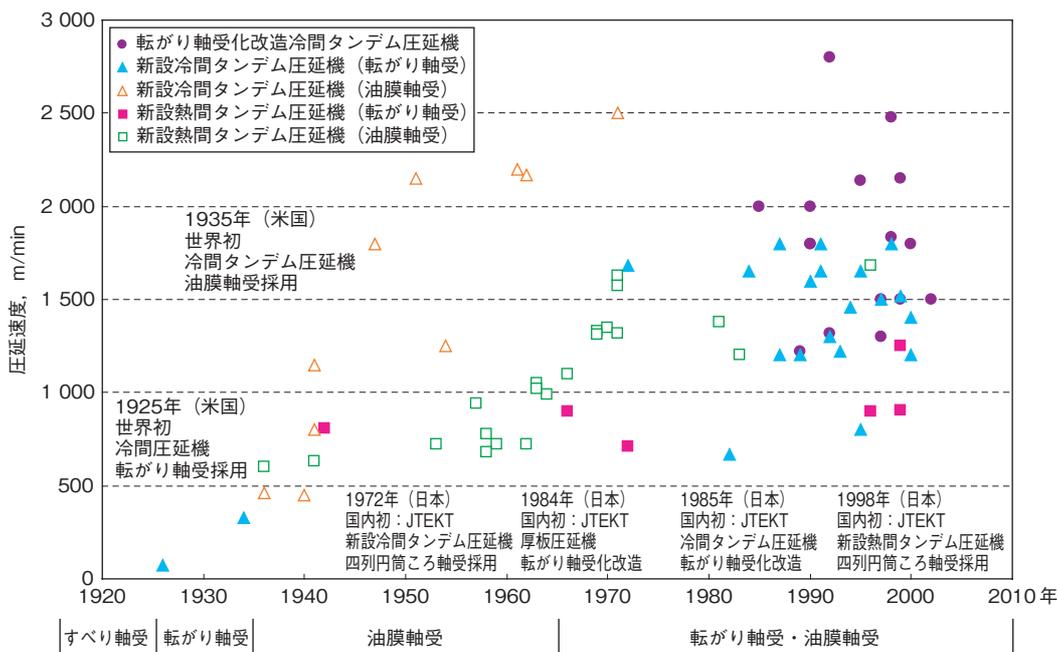


図2 熱間および冷間圧延機バックアップロール用軸受の変遷
Evolution of back-up roll bearings in hot and cold rolling mills

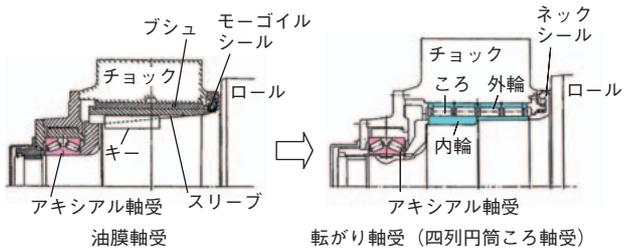


図3 圧延機バックアップロール用油膜軸受の転がり軸受への置換

Replacement of oil film bearing with rolling bearing for back-up roll of rolling mill

4. 転がり軸受と油膜軸受の性能比較

冷間タンデム圧延機において、転がり軸受と油膜軸受をそれぞれ使用した場合、表1に示すように、軸受内部の油膜厚さの違いや、軸受自身の偏心量の違いにより、圧延加減速時、および圧延定常速度時ともに板厚精度への影響に大きな違いが見られる。

表1 冷間タンデム圧延機における圧延加減速時・定常速度時の板厚精度への影響

Effects of acceleration, deceleration and steady-state rolling speeds of cold tandem rolling mills on their gauge accuracy

	圧延加減速時	圧延定常速度時
転がり軸受 (四列円筒ころ軸受)	転がり軸受の油膜厚さの変動が数マイクロン程度であり、ほとんど板厚精度に影響を及ぼさない。したがって、オフゲージ部が短い。	内輪軌道を共研磨することにより、転がり軸受自身の偏心がほとんどなくなり、高い板厚精度が得られる。
油膜軸受	加減速時の油膜厚さの変動が、数百マイクロンであり、板厚精度に大きな影響を及ぼす。したがって、オフゲージ部が長い。	油膜軸受自身の偏心により、板厚精度が悪化する。

図4に、冷間タンデム圧延機における、転がり軸受化改造前後の板厚精度比較を示す。約40%の改善効果が見られていることが分かる⁴⁾。

図5に、JTEKTで行った台上試験結果を示す。回転速度の変化に対して軸受内部の油膜厚さ変動が、転がり軸受では油膜軸受の3%以下であることが分かる⁵⁾。

また、鉄鋼メーカにおける多くの転がり軸受化改造事例より、さまざまな板厚精度向上効果事例が報告されており、転がり軸受（四列円筒ころ軸受）の優位性が確認されている。

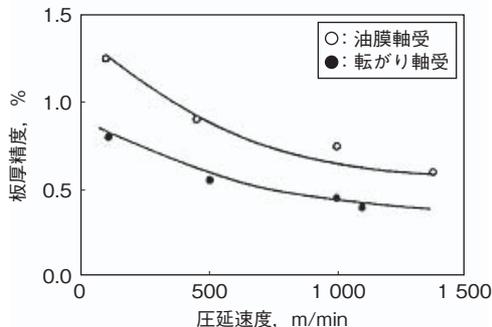


図4 転がり軸受化改造前後の板厚精度比較
Improvement of gauge accuracy after applying rolling bearing

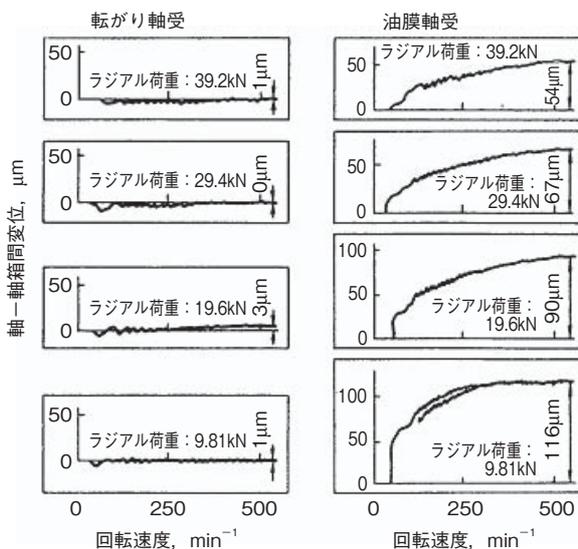


図5 回転速度に対する軸-軸箱間変位
Displacement between shaft and housing versus rotational speeds

5. 転がり軸受化改造のための設計手法と改造事例

油膜軸受は、チョックとロールの間にプッシュとスリーブが取り付けられた構造であり、転がり軸受化改造とは、プッシュとスリーブ部を転がり軸受に置換することである。

この場合、基本的な制約条件として、現在使用されているチョック・ロールおよび周辺部品を、可能な限り使用することが挙げられる。通常鉄鋼メーカでは、チョック・ロールとともに予備品を保有しているため、これら部品を全数新たに製作すると大幅な改造コストの上昇をまねく。

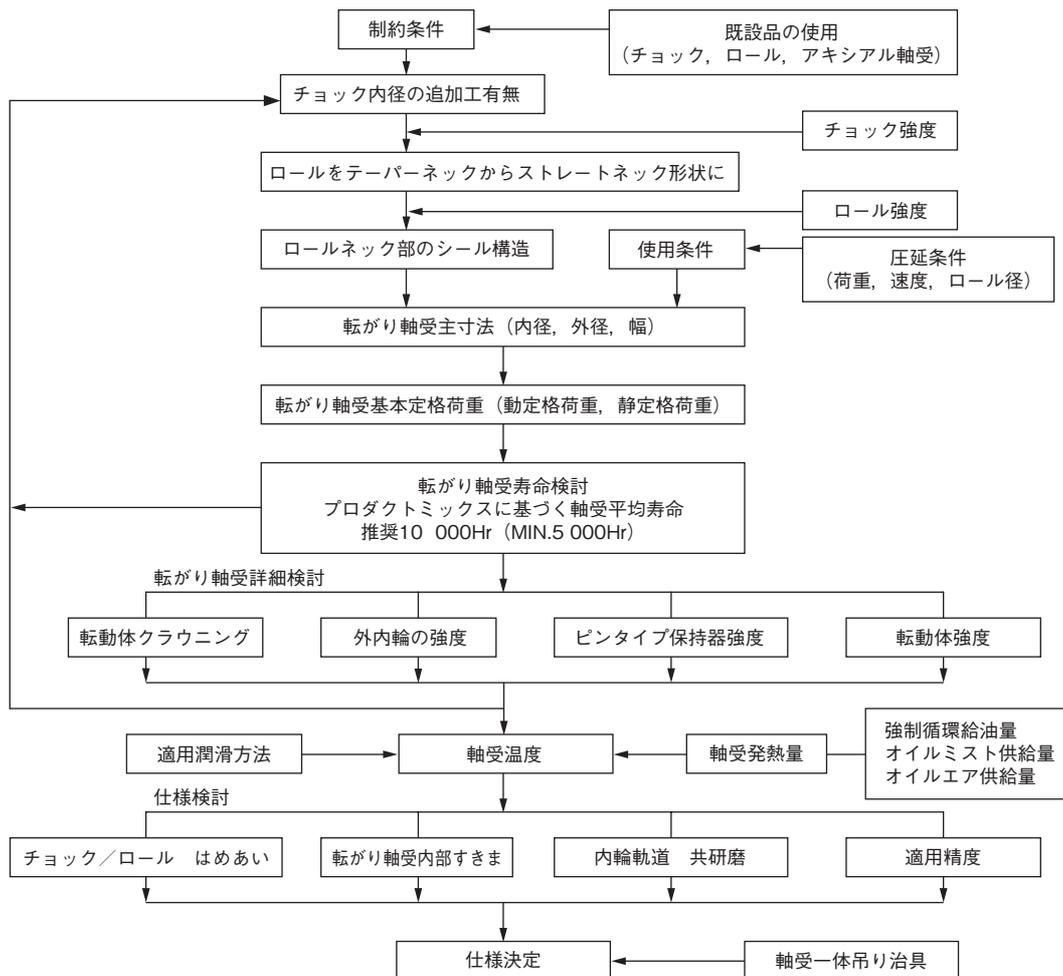


図6 転がり軸受化改造設計フローチャート
Design flow chart for rolling bearing modification

図6に転がり軸受化改造の詳細・仕様検討をまとめたフローチャートと、各々の設計上のポイントを示す。

トに切削するのも基本定格荷重を増大させるのに有効である。

5.1 チョックの改造設計

- (1) チョックは既設品を使用する。
- (2) チョック内径追加工有無と切削量を、チョコクの強度、転がり軸受とチョコクの着脱方向、およびその他の干渉を考慮し決定する。これは転がり軸受外径を大きくし、基本定格荷重を増大させるためである。

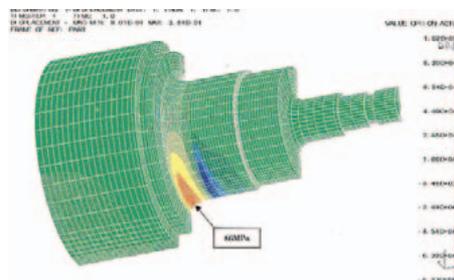


図7 バックアップロールネック FEM 解析結果
FEM analysis of back-up roll neck

5.2 バックアップロールの改造設計

- (1) バックアップロールは既設品を使用する。
- (2) ロールジャーナル部およびネック部の切削量を、回転曲げ疲労強度検討および FEM 解析結果 (図7) に基づき決定する。また、ロールジャーナル部の形状をテーパ形状から二段ストレート形状 (図3) に変更するが、ロールの強度確保が可能であれば、一段ストレート

5.3 ネックシールの構造設計

ネックシールの構造は、軸受の早期破損を防止する上で非常に重要である。図8に代表的なネックシールの構造を示す。端面接触型のシール2本 (スケールシール、

中間シール)と、ラジアル接触型のシール(YSN シール) 2本で構成されており、2 500m/min を超える高速圧延 (シールリップ周速：最大 35m/s) でも問題なく使用されている。いずれのネックシールも、高速圧延対応型で、シールしゅう動部を低トルク設計とし、耐硬化性・耐摩耗性を向上させている。

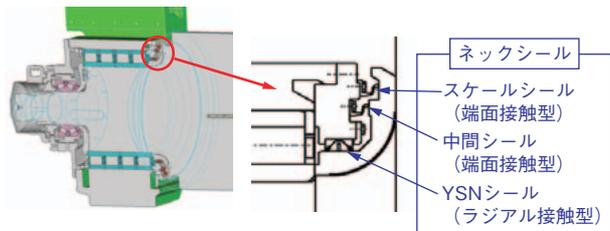


図8 ネックシールの構造
Structure of roll neck seal

5.4 潤滑方法の検討

油膜軸受の場合、適用可能な潤滑方法は強制循環給油のみであるが、転がり軸受は表2に示すように圧延速度に応じて種々の潤滑方法が適用可能である。

表2 転がり軸受の適用潤滑方法例

Examples of lubrication systems for rolling bearings

潤滑方法	圧延速度の目安 (m/min)
①強制循環給油	2 800* ¹
②オイルミスト潤滑	1 650
③オイルエア潤滑	1 650
④グリース潤滑	500

* 1 : 2 800m/min は、世界最速圧延機

①強制循環給油：転がり軸受化改造の場合、油膜軸受で使用されている潤滑システムをそのまま使用することが可能である。また、転がり面での油膜形成の観点より、油膜軸受と同粘度 (ISO VG460, VG220) の潤滑油をそのまま使用することが可能である。ただし、図9に示したような給排油穴を新たに追加工する必要がある。

転がり軸受への必要給油量は、油膜軸受に比べて1/2から1/3程度に低減でき、軸受温度も正確に予測可能である。これにより、たとえば冷間タンデム圧延機では、前段と後段スタンドの二系統の潤滑システムを一系統に集約し、給油設備のメンテナンスコスト削減にも効果がある。

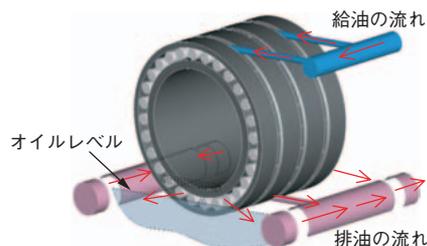


図9 給排油の流れ
Flow of in-and-out lubricant

②オイルミスト潤滑：1970年代より適用されている潤滑方法である。転がり軸受化改造の場合は、前段スタンドに適用して二系統の強制循環給油を一系統に削減した事例もある。

③オイルエア潤滑：近年、作業環境の清浄化を図るために広く普及してきた。JTEKTでは、鉄鋼設備用オイルエア潤滑システムを開発しており、すでに多くの圧延機に採用されている。今後、転がり軸受化改造時のみならず、オイルミスト潤滑からの切替えも広く提案していく予定である。

④グリース潤滑：荷重条件がそれほど厳しくなく、高速圧延でない場合に適用可能である。

5.5 転がり軸受化改造事例

冷間タンデム圧延機に使用されていた油膜軸受の転がり軸受化改造事例を紹介する。表3に、同一サイズの油膜軸受 (モーゴイル軸受：44 インチ) から改造された転がり軸受仕様を示す。各圧延機の使用条件を考慮し、可能な限りコストを抑えるために設計した結果、軸受の主寸法は大きく異なるが、実際寿命は十分に満足のいく結果が得られた。また、ネックシールに早期損傷もなく順調に稼動中で、改造設計の妥当性を示している。

冷間圧延機のバックアップロールに使用されている転がり軸受の実績を、軸受肉厚比として図10に示す。ここで軸受肉厚比とは、軸受肉厚：T を軸受内径：d で除した値である。

表3 油膜軸受（モーゴイル軸受：44 インチ）からの転がり軸受化改造後の軸受仕様例

Example of rolling bearing specification after replacing oil film bearing (44 inch) with rolling bearing

	事例1	事例2
	6スタンド冷間タンデム圧延機（#1～6）	5スタンド冷間タンデム圧延機（#5）
JTEKT 軸受 No.	133FC97732HCS	142FC93635YCS
軸受主寸法, mm	$\phi 665 \times \phi 968 \times 732$	$\phi 710 \times \phi 930 \times 635$
基本動定格荷重, kN	18 200	13 300
基本静定格荷重, kN	53 300	47 000
質量, kg	1 880	1 320
最大ラジアル荷重, kN	6 370	3 920
最大回転速度, min^{-1}	658 ($\text{dm} \cdot n = 538 \times 10^3$)	470 ($\text{dm} \cdot n = 387 \times 10^3$)
計算寿命 (全スタンド平均), h	約 15 000	約 8 090
実績寿命, h	約 30 000 (はく離発生なし)	約 20 000 (はく離発生なし)

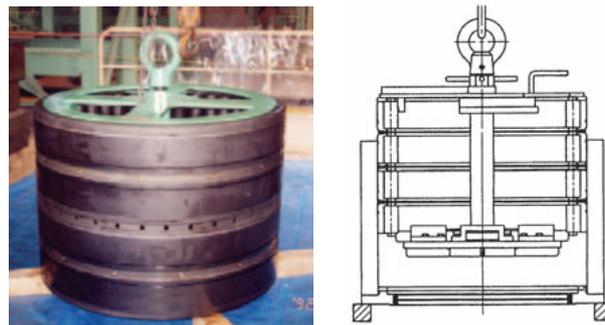


図11 転がり軸受一体吊り治具
Lifting tool for rolling bearing assembly

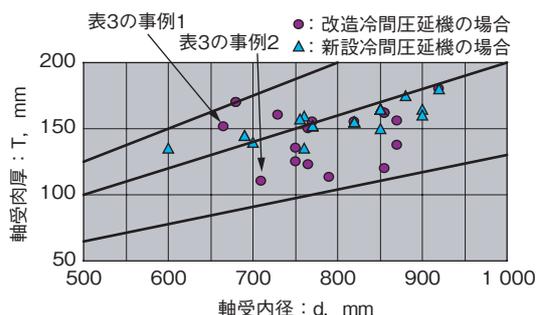


図10 冷間圧延機の転がり軸受内径と転がり軸受肉厚の比較

Comparison between bearing bore diameter and bearing thickness in cold rolling mills

新設冷間圧延機の場合は、ある一定の肉厚比で分布しているが、改造冷間圧延機の場合は、各圧延機の使用条件に応じて設計しているので、幅をもった分布となっている。

また、これらの転がり軸受は相当な重量物であるため、取扱いには注意が必要である。JTEKTでは、安全・簡単にチョックへ組込み・取外しが可能な転がり軸受一体吊り治具も供給している（図11）。

6. 転がり軸受化改造の今後の提案

6.1 転がり軸受化改造後の現状

鉄鋼業界を取り巻く環境は、ここ数年で著しく好転しており、各鉄鋼メーカーではこの需要の急増に対応するため、生産設備、とりわけ圧延機の稼働率を向上させており、圧延荷重の増大や圧延速度の増加も行われている。

当初、転がり軸受化改造を行った際、各圧延機の使用条件を考慮して設計された軸受は、必要性能を十分に満足していたにも関わらず、圧延荷重・圧延速度・生産量の増加に伴い、転がり軸受の実績寿命が低下し、操業上問題になる場合が発生している（図12）。

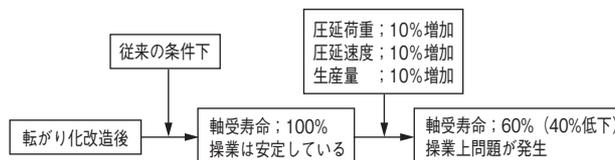


図12 圧延条件の過酷化による転がり軸受寿命の低下
Decrease of rolling bearing life due to severe rolling conditions

6.2 再改造による転がり軸受の寿命向上提案

上記の問題に対して転がり軸受の寿命向上を図るためには、新しい長寿命材料の適用や潤滑条件の変更などが有効である。しかしながら、図12に示すような軸受寿命が40%も低下する場合には、軸受の基本定格荷重を向上させることが必要となる。通常、軸受の基本定格荷重を向上させるには軸受主寸法を大きくし、内部設計を見直す必要がある。その場合、軸受のみならずチョックおよびロールを同時に新たに製作する必要があり設計・製作コストが大幅に増加するという問題が生じる。

これに対してJTEKTでは、図13に示すように、設

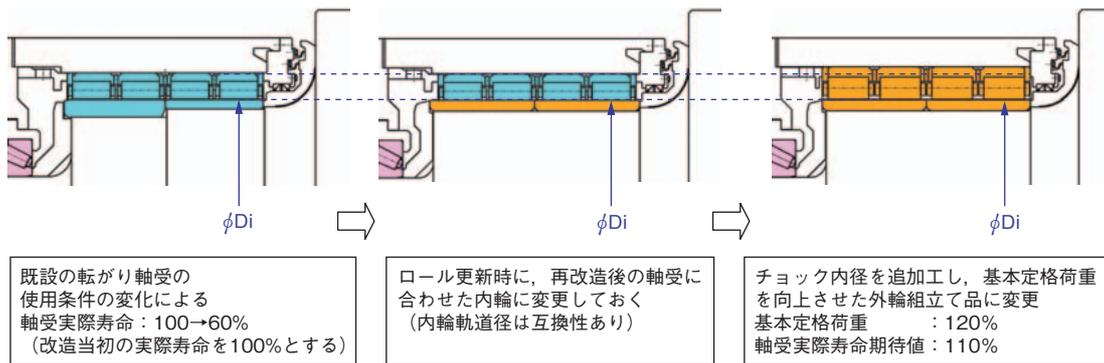


図13 再改造による転がり軸受の寿命向上提案

Proposal for improving rolling bearing life by re-modification

計・製作コストを最小限に抑え、転がり軸受の基本定格荷重を向上させる再改造を提案している。たとえば、使用条件の変化による転がり軸受計算寿命が当初の約60%に低下するところを、改造当初よりも10%向上した計算寿命を得ることが可能となる。

7. おわりに

JTEKTでは1984年、厚板圧延機バックアップロール用油膜軸受の転がり軸受化改造（国内初）に対して、改造設計と転がり軸受を供給して以来、多くの転がり軸受化改造を推進してきた。この間に、転がり軸受の供給と併せて、多くのエンジニアリングノウハウを蓄積してきた。

これら多くの実績により、鉄鋼メーカーの板厚精度向上に大きく貢献するとともに、新たに大きな転がり軸受市場を開拓してきた。現在のところ、転がり軸受化改造実績のほとんどが国内においてであるが、今後は積極的に海外への展開を図っていく時期と考えている。

また、今回紹介した転がり軸受化改造手法を確立できたことで、より適正な性能を有する軸受設計が可能となった。今後、冷間圧延機のみならず、現在では油膜軸受が主流である熱間タンデム圧延機などのバックアップロールに対しても、転がり軸受適用検討の有効な手法と考えている。これらを通して、さらなる転がり軸受の市場開拓を図るとともに、時代のニーズに適した技術開発・商品開発を行っていききたい。

参考文献

- 1) 新日本製鐵(株)：鉄と鉄鋼がわかる本，日本実業出版社(2004)。
- 2) 北野利明：Koyo Engineering Journal, no. 128(1985) 32.
- 3) 横手義胤：塑性と加工, vol. 14, no. 154(1973)920.
- 4) 後藤俊二，水島成人，花田眞一郎：川崎製鉄技報, vol. 28, no. 2(1996)95.
- 5) 北野利明，鈴木宣哉：Koyo Engineering Journal, no. 133(1988)28.

筆者



久保潤一*
J. KUBO



鈴木宣哉*
N. SUZUKI

* 軸受・駆動事業本部 産業機器技術部