

ホットストリップミル用ダウンコイラの新技术

New Technological Development of Down Coiler for Hot Strip Mill

従来、ダウンコイラは、衝撃振動、高温、水、スケールなどの過酷な条件下で使用されるため、機器の損耗、損傷が激しく巻取製品の品質を維持するため、頻繁かつ困難な保守管理を強いられていた。新日本製鐵株式会社と日立製作所は、抜本的改善を目指し、問題点を系統的に整理し、理論解析と実機調査による研究を加え、巻取性能と信頼性の両立を目指した理念のもとに、新形油圧式ダウンコイラを開発し、設計製作を行なった。新形コイラは初期の目標どおり、油压制振、スイングフレームの採用による低衝撃、早期巻付完了、更にロールジャンプシステムによるトップマークの解消、保守整備の大幅な改善を実現した。稼動後3年余を経過し、現在、世界最初の油圧式ダウンコイラとして安定した操業を続けている。

本報告では、その基本的な考え方と実際の効果について述べる。

寺門良二* Ryôji Terakado
 中島明一** Akikazu Nakajima
 佐藤勝紀** Katsunori Satô
 中西恒夫*** Tsuneo Nakanishi
 飯田芳彦*** Yoshihiko Iida

1 緒言

ダウンコイラはホットストリップ圧延設備の最後尾にあり、高温のストリップを高速でコイル状に巻き取る設備である。巻取開始時、ラップロールでストリップを押圧してマンドレルに巻き付ける際に、ストリップ先端の段付部がラップロールと衝突するため、大きな衝撃力が発生する。この衝撃とそれに伴う振動による巻付性能低下、製品品質低下、部品の激しい損傷などの問題が大きい。加えて高温下、悪環境(水、スケール)にあり、極めて過酷な使用条件にある。これらに対する改善を目的として、ラップロール本数、配置及びフレーム構造などに過去幾多の変遷があったが、基本的問題が解決されないまま現在に至っている。

近年、省エネルギー、メンテナンス対応策の一環として、ホットストリップ圧延設備全般の見直しがなされているが、高速巻取での安定した巻姿、歩留まり改善、フリーメンテナンス、コイル単重アップなどを目的し既設ダウンコイラ更新の気運が高まっており、新時代の画期的コイラの出現が望まれていた。

新日本製鐵株式会社と日立製作所は、これに対応するために、衝撃力の理論解析¹⁾をベースにした振動シミュレーション計算と実機でのストリップ挙動観察から見いだした最適ラップロール配置思想を取り入れて、コイラの動作特性を解明した。これに基づき巻取性能と信頼性の両立を目指した油圧式ダウンコイラを世界に先駆けて製作し、昭和54年4月新日本製鐵株式会社室蘭製鐵所に設置した。既に3年余りを経過し順調に稼動しているが、以下にその基本的な考え方及び実操業での性能の概要を紹介する。

2 新形コイラの基本的な考え方

ダウンコイラでの問題点は、図1に示すように性能向上とメンテナンスフリーの2点に集約できる。

2.1 性能向上

コイラの性能は、巻付性能、きず付防止[スリップきず、トップマーク(ストリップ先端部重ねきず)]で表わされる。巻付性能は、ラップロールのストリップ有効押付時間に大きく左右され、従来コイラではラップフレーム押圧に空圧シリン

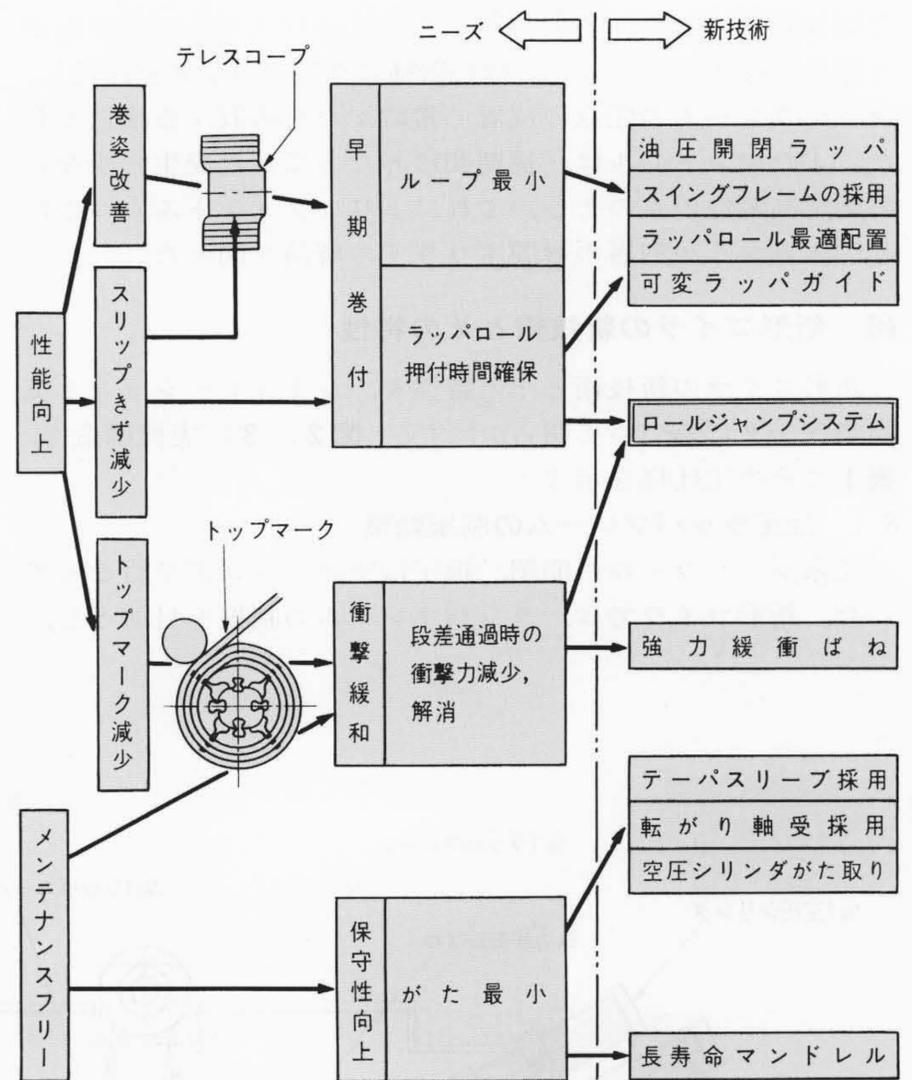


図1 ダウンコイラのニーズと新技術 従来のダウンコイラでの諸問題を解決するため、総合的な新技術の採用を検討した。

ダを用いているため、ストリップ先端の衝撃力により大きく跳ね飛ばされ、有効押付時間を十分に確保することができない。この対策として、新形コイラでは油圧シリンダを採用し、ラップフレームの跳ね上がりを防止し、かつスイングフレームの採用により交互に一方のラップロールの飛び上がりを利用し、他のラップロールの押付時間を確保できるようにした。油圧シリンダ単独での採用は、過大な衝撃力を発生する

* 新日本製鐵株式会社室蘭製鐵所設備部 ** 新日本製鐵株式会社室蘭製鐵所圧延部鋼板技術室 *** 日立製作所日立工場

ことが考えられ、ラップロールをラップフレームに支点をもつ慣性の小さい小フレームにマウントし、この小フレームとラップフレーム間に強力緩衝ばねを設けて、このばね定数を適切な値に設定することにより、衝撃力の発生を最小限に抑えるものとした。

更にラップロールの有効押付時間を確保するため、ストリップ先端の段付部を検出して、その通過直前にラップロールをジャンプさせるラップロールジャンプシステムを採用した。また本システムの採用により、段付部通過時発生する衝撃力をなくすと同時に、トップマークを大幅に減少することも可能となる。このように有効押付時間を確保することにより、早期巻付完了を実現し、テレスコープ、スリップきずの大幅な改善が可能となる。

2.2 メンテナンスフリー

コイラでの保守の要因は、衝撃力による機器の損耗と、がた増加による衝撃力の増大、巻姿不良などが挙げられる。新形コイラでは、根本原因である衝撃力の低減とがた増加防止に最大限の注意を払った。衝撃力の低減策として上述のロールジャンプシステム、強力緩衝ばねを採用している。またがた増加防止のため、各主要支点にはテーパスリーブ及び転がり軸受を採用し、更にはがた殺し機構に空圧シリンダを採用し、ラップフレームの任意の位置で常時がたを吸収する構造とした。またマンドレルは、長期間にわたってがた発生が少ない耐衝撃高剛性のものとし、これによりセグメントふらつきに起因するコイル内層の層間すりきずの解消を図った。

3 新形コイラの新技术とその特性

新形コイラの新技术とその特性を、シミュレーションと実機データに基づいて明らかにする。図2、3に実機構造を、表1にその主仕様を示す。

3.1 油圧ラップフレームの制振効果

従来ラップロールの開閉、押圧は空圧シリンダで行なっていた。新形コイラでは、ラップフレームの制振を目的とし、

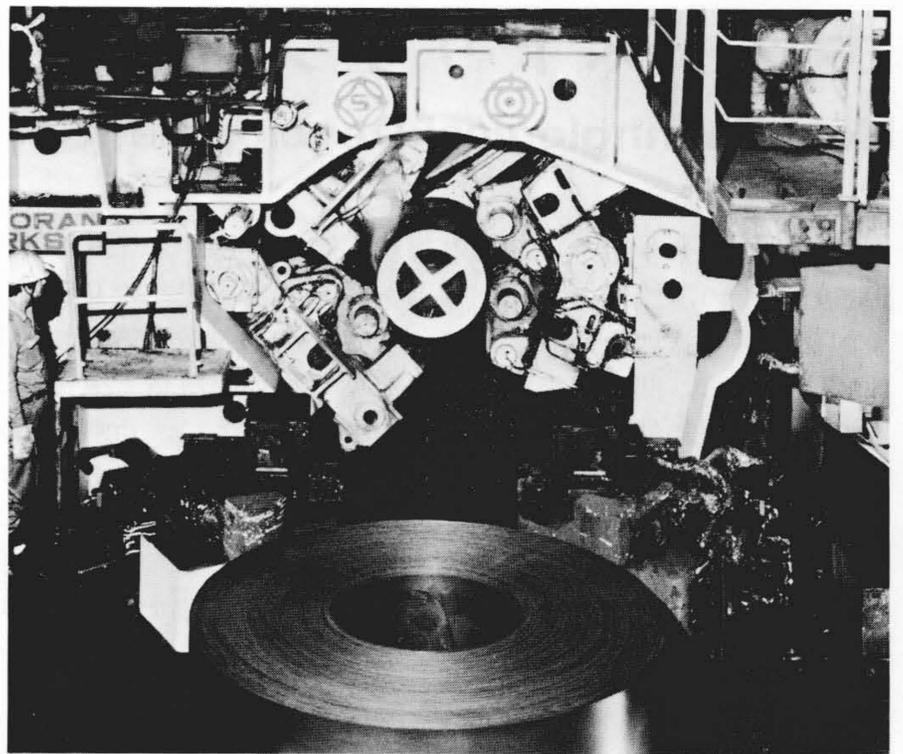


図3 新日本製鐵株式会社室蘭製鐵所納めNo.1ダウンコイラ既設No.1コイラを更新し、現在まで3年余り順調に稼動中である。

表1 新日本製鐵株式会社室蘭製鐵所No.1ダウンコイラ主仕様
本表は更新後の主仕様を示す。

項目	仕様
ストリップ厚×幅(mm)	SS41級：12.7×1,340 X-60級：12.7×1,240
コイル内径/外径(mm)	φ762/φ2,035
コイル重量(t)	常用最大：18.5 能力最大：25
巻取速度(m/min)	通板時：800 最大速度：1,025
マンドレルモータ	DC270kW×410/1,050rpm×1台
減速機切替有無	あり(高速時 $\frac{1}{2.45}$ 、低速時 $\frac{1}{4.9}$)
2段拡縮有無	あり(油圧cyl)
ラップロール方式	油圧、空圧併用
本数	4本(3ラップフレーム)
直径×胴長(mm)	φ325×1,460

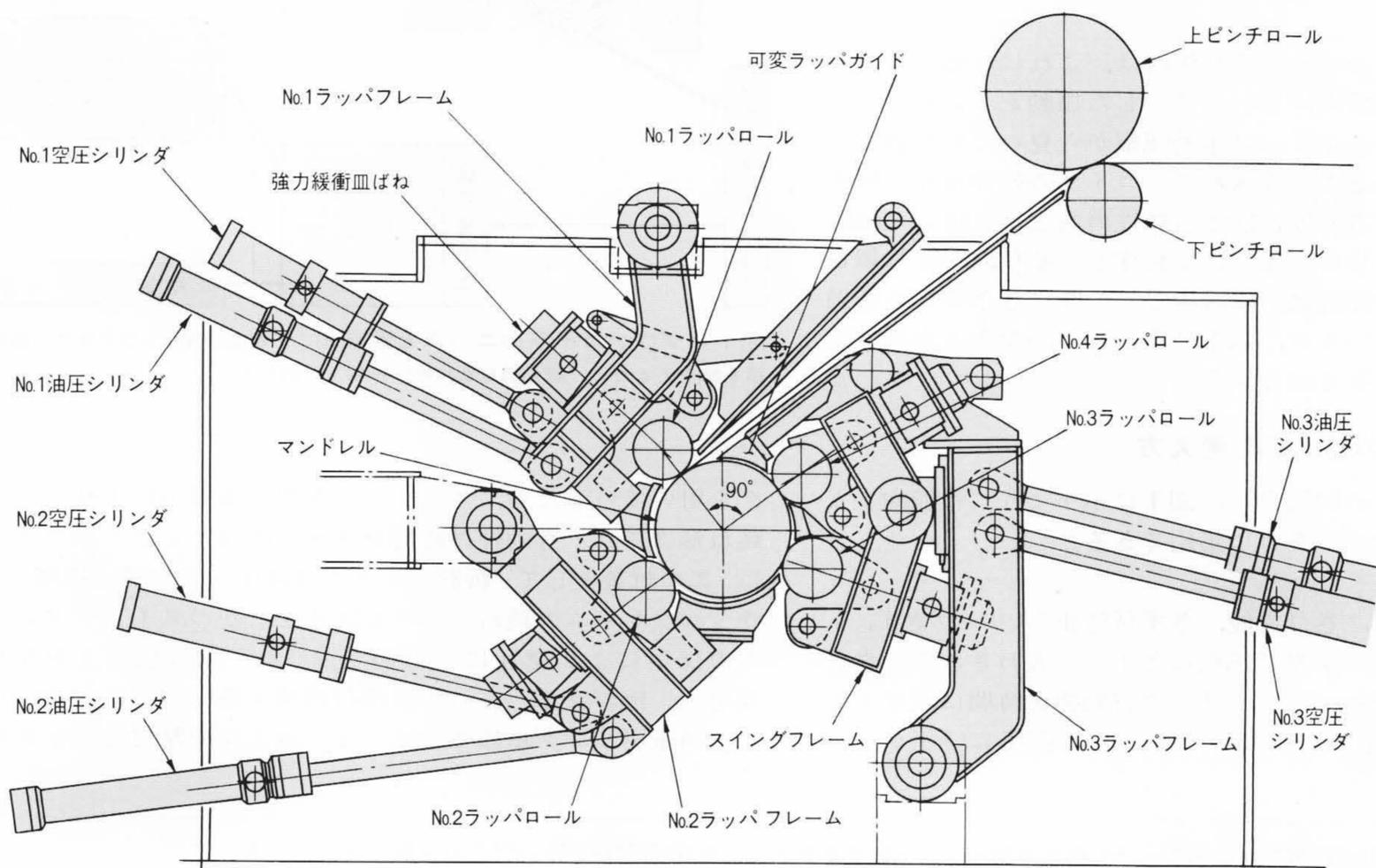


図2 新形ダウンコイラの全体構造
早期巻付を実現するため、世界で初めてのスイングフレーム、油圧ラップ4ロール方式を採用した。

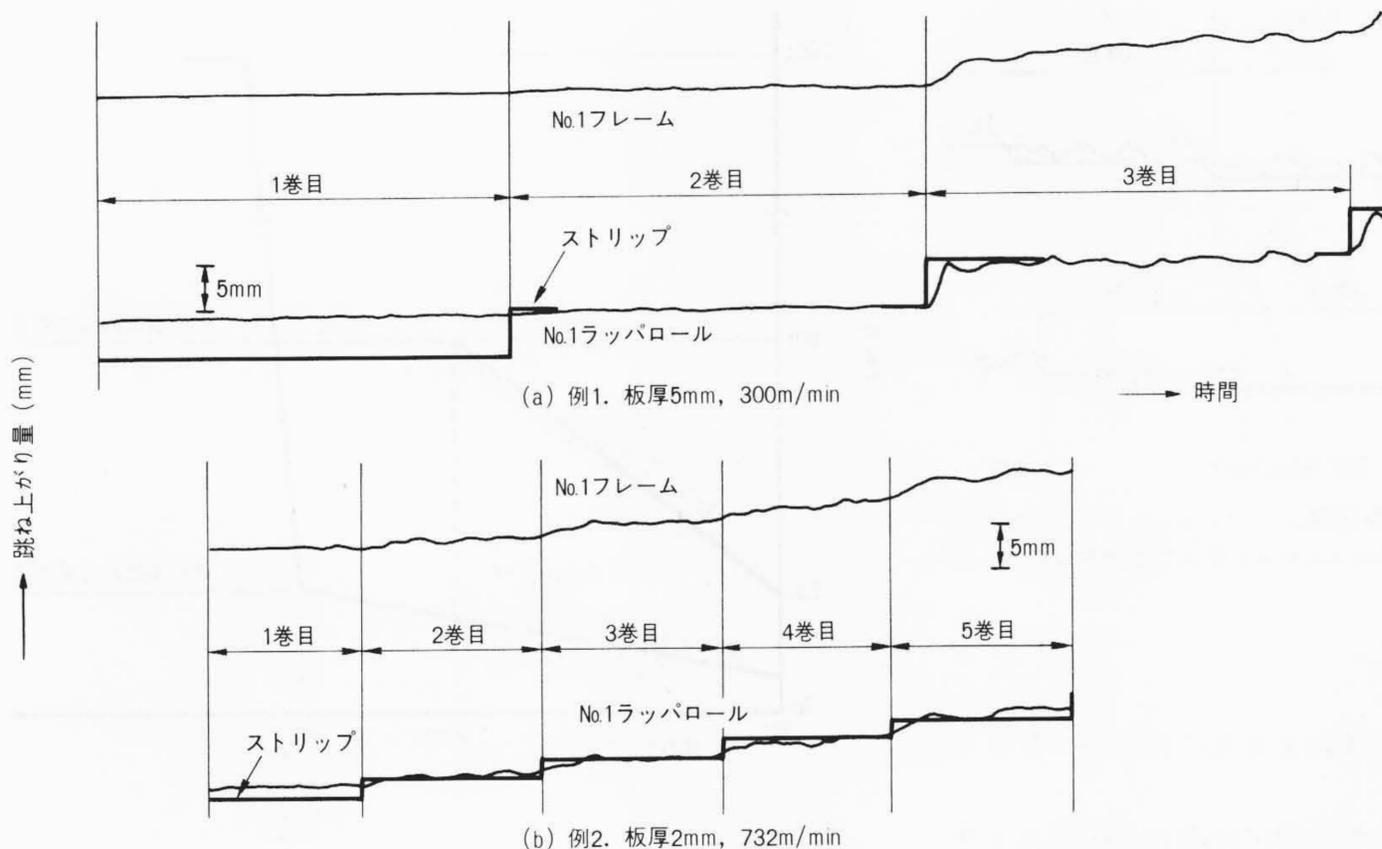


図4 油圧コイラでのラップフレーム及びラップロール跳ね上がり(実測値) ストリップコイルに対するラップロールの跳ね上りを示したもので、従来のエアシリンダのような大きな跳ね上がりはなく、ストリップを確実に押圧している。

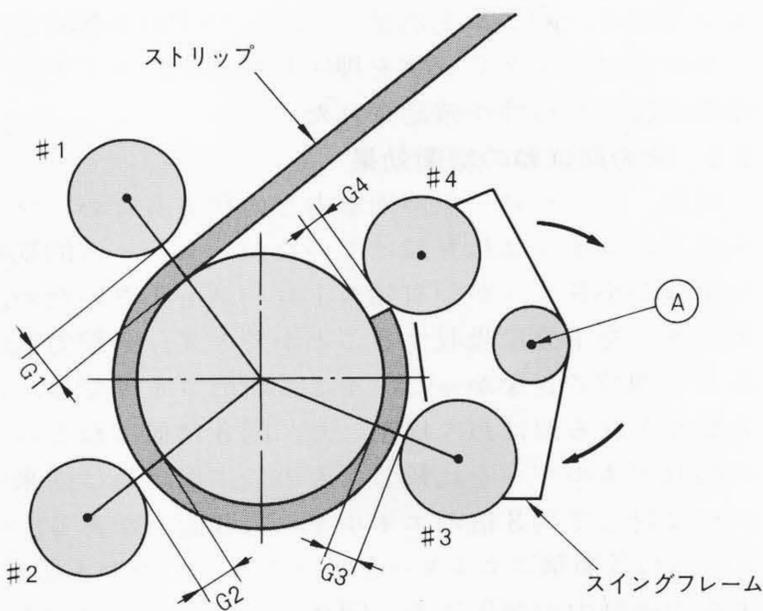
世界に先駆けて油圧シリンダを採用した。油圧シリンダの採用により次のような効果が得られる。

- (1) 油によるばね定数は、空気に比較し格段に大きく、したがってラップフレームの振動を大幅に減少できる。この場合油圧だけでは衝撃が大きくなるので、適切なばね定数をもつ緩衝皿ばねと組み合わせて使用し、衝撃力の発生を防いでいる。
- (2) 油圧式ラップロールは、通常適切な差圧力で押圧しており、ラップロールが跳ね上がりストリップから離れた瞬間から油圧により強い制振効果が作用する。この特性を最も有効に発揮させるため、油圧回路に特別な工夫を凝らしている。

図4は、油圧制振効果を示し、ラップフレームの後退はほぼ板厚分だけにとどまるため、ラップロールはストリップを確実に押圧していることが確認できる。

3.2 スイングフレームの押圧効果

有効押圧時間を確保するもう一つの機構として、図5に示すようにNo. 3, 4ラップロールにスイングフレーム(首振り運動を行なうフレーム)を採用している。ラップロールとマンドレル間のギャップは、No. 1~3ラップロールでは板厚より大きく、No. 4だけ板厚より小さく設定する。したがって、ストリップ先端がNo. 4ラップロールに到達すると、一方のNo. 4ロールは跳ね上げられ、その瞬間他方のNo. 3ロール



ギャップ
 $G1 = \text{板厚} + \alpha$
 $G2 = \text{板厚} + \alpha$
 $G3 = \text{板厚} + \alpha$
 $G4 = \text{板厚} - \beta$

注: (A) は支点

図5 初期ギャップ設定方法 通り抜け性を考慮し、1巻目でたるみをとる効果を最も高めるため、No. 3, 4ラップロールをスイングフレーム式とし、各ロールの初期ギャップを図のように設定する。

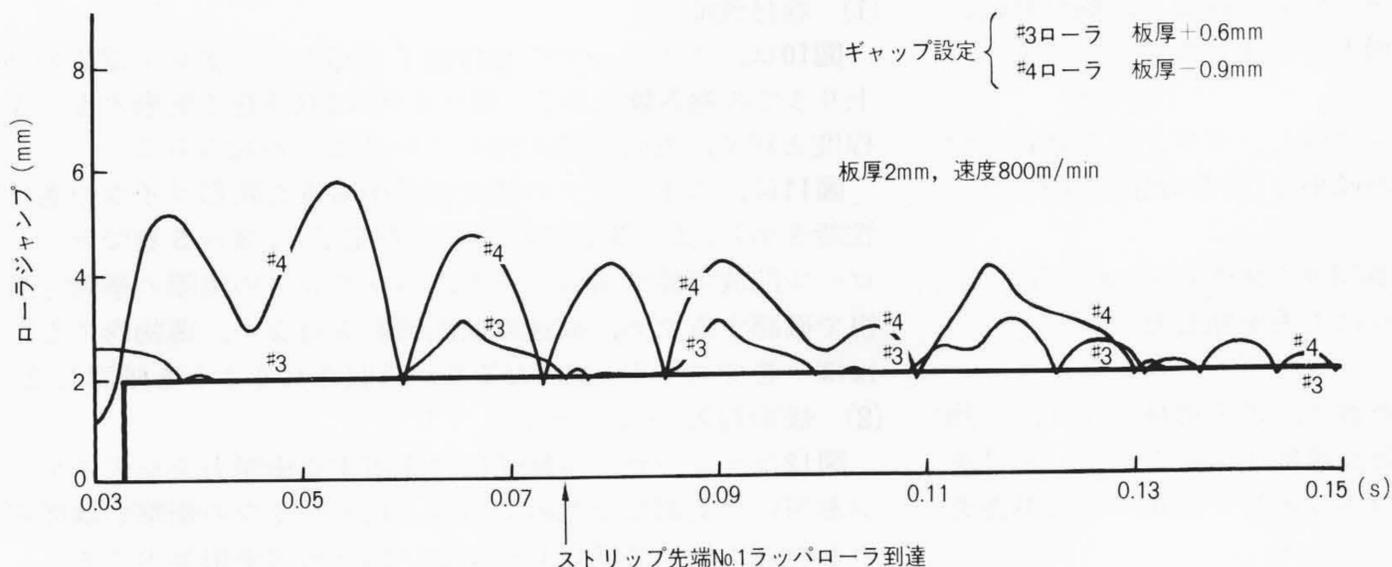


図6 スイング動作のシミュレーション No. 4ラップロールが跳ね上げられ、もう一方のNo. 3ラップロールがストリップを押圧する。

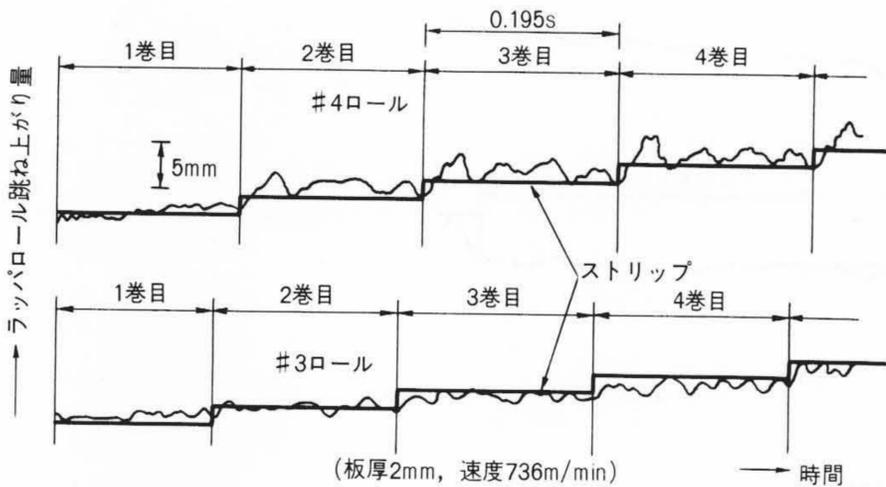


図7 実操業でのスイング動作(実測値) シミュレーション結果と同様に、スイング効果によりNo. 3ラップロールがストリップを確実に押圧している。

が押し下げられ、このスイング運動を交互に行ないストリップを確実に押圧する。

特に薄物巻取では、1巻目の有効押付時間の長短がストリップのループ吸収に大きく影響するので、このスイングフレーム機構が有効である。図6はスイング動作のシミュレーションであり、図7は実測値を示す。いずれもNo. 3ラップロールが有効にストリップを押圧しており、スイングフレーム機構の優れた特性が確認された。

3.3 強力皿ばねの緩衝効果

従来、ラップロールの衝撃力を緩和するため、ラップロール直下にコイルばねを設けていたが、スペース的制約からばね定数が小さく、かつ有効ストロークも小さいため、衝撃エネルギーを十分に吸収することができず、衝撃力低減効果はあまり期待できなかった。そこで新形コイラでは、ばね定数の高くとれる皿ばねを採用した。図8は皿ばねとコイルばねの吸収エネルギーを比較したもので、皿ばねは従来のコイルばねに対して約3倍のエネルギー吸収能力がある。一方、コイルばねは衝撃エネルギーを吸収できず、たわみ限界に達し、大きな衝撃力が発生する。図9は、ばね定数が大きくなるに従って跳ね上がりを減少し、有効押付時間が延びることを示す。

3.4 その他の新技術

(1) 可変ラップガイド

図2に示す可変ラップガイドは、ラップフレームと独立にクイックリターンする機構を採用している。これにより、ストリップのループを小さくし、早期巻付に有効な可変ラップガイドとマンドレル間のギャップを最小にすることができる。

(2) 転がり軸受支点

ダウンコイラとしてはじめて、ラップロールフレーム支点、スイングフレームの支点に転がり軸受を採用し、巻付性能、衝撃力に影響を与えるがたの増大を防止した。

(3) 長寿命マンドレル

従来のウェッジ形マンドレルに対し、ピラミッド式新形マンドレルを採用し摩耗、がたの最小化(長寿命化)を図った。

(4) マンドレル2段拡張機構

厚物巻、薄物巻共に過拡大(巻締りを促進するための再拡張)を可能とするようにマンドレルに工夫を施した。

(5) 2段変速機構

マンドレル駆動系に変速機を設け、速度切換により、厚物巻時低速度大トルク、薄物巻時高速度小トルクの使い分けを可能とし、更に薄物・高速時のネッキング防止のため慣性を最小となるように設計した。

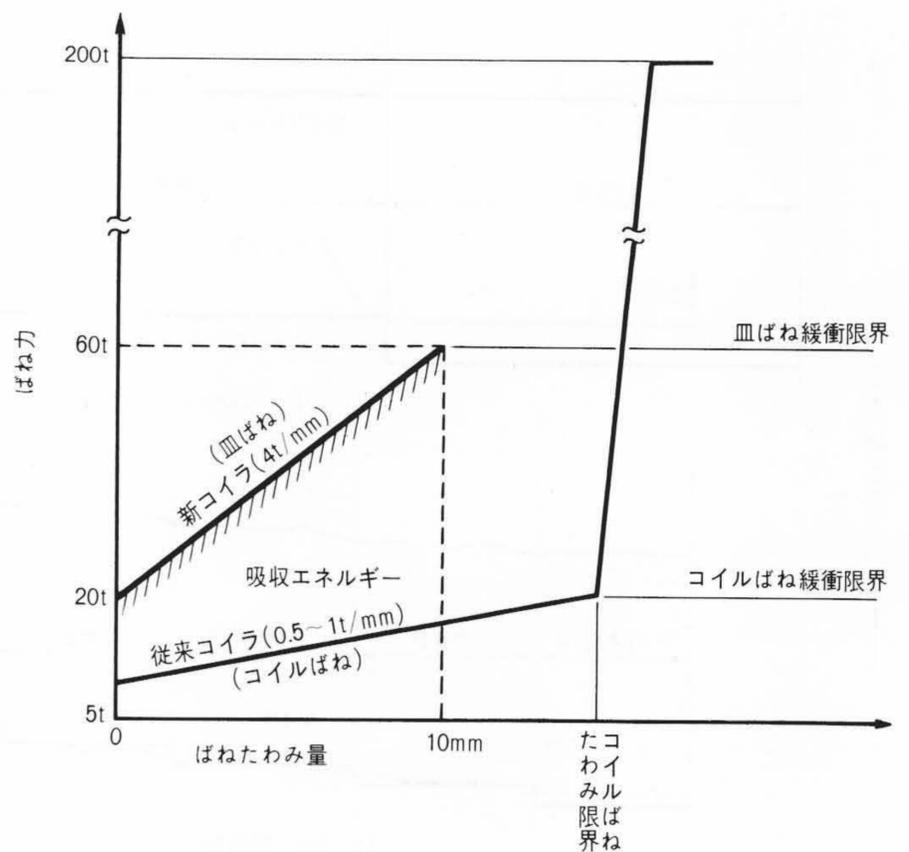


図8 ばねの吸収エネルギー比較 従来のコイルばねに対し、新形コイラの皿ばねは約3倍のエネルギー吸収能力があり、制振、緩衝効果大きい。

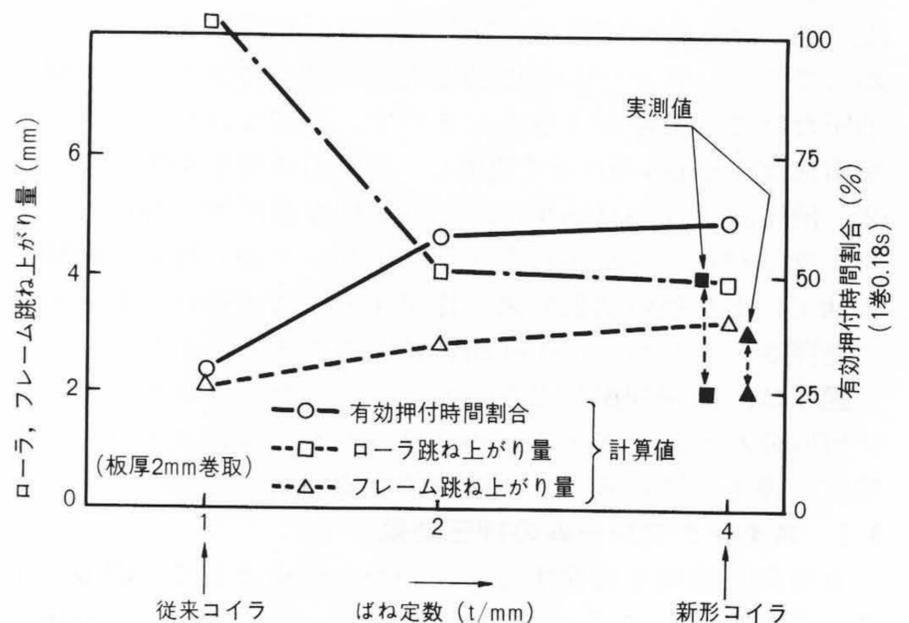


図9 ばね定数と制振能力の関係 ばね定数を大きくすると制振作用が高まるが、あまり大きくても効果はそれほどでなく、適正値が存在する。

3.5 新形コイラの実機性能

油圧ラップフレーム、スイングフレームを採用した新形コイラの巻付性能、緩衝効果を実機で測定した。

(1) 巻付性能

図10は、ストリップの巻付完了を示すマンドレル電流の立上りまでの巻き数を示し、新コイラは約1.5巻で従来の $\frac{1}{3}$ 程度と短く、巻付性能が優れていることが知られる。

図11は、ストリップの速度偏差からみた新形コイラの巻付性能を示し、2~3巻で巻締まりが完了し、3~5巻でラップロール開放可能である。一方、ストリップの実際の挙動を目視で確認するため、高速度映画撮影を行ない、薄物巻でも、ほぼ一巻でストリップのたるみが吸収されることを確認した。

(2) 緩衝効果-メンテナンスフリー

図12はラップロール軸受部に作用する衝撃力をひずみゲージを用いて実測したものである。新形コイラの衝撃力は従来のものに比較して低いレベルで、皿ばね緩衝限界内であり、

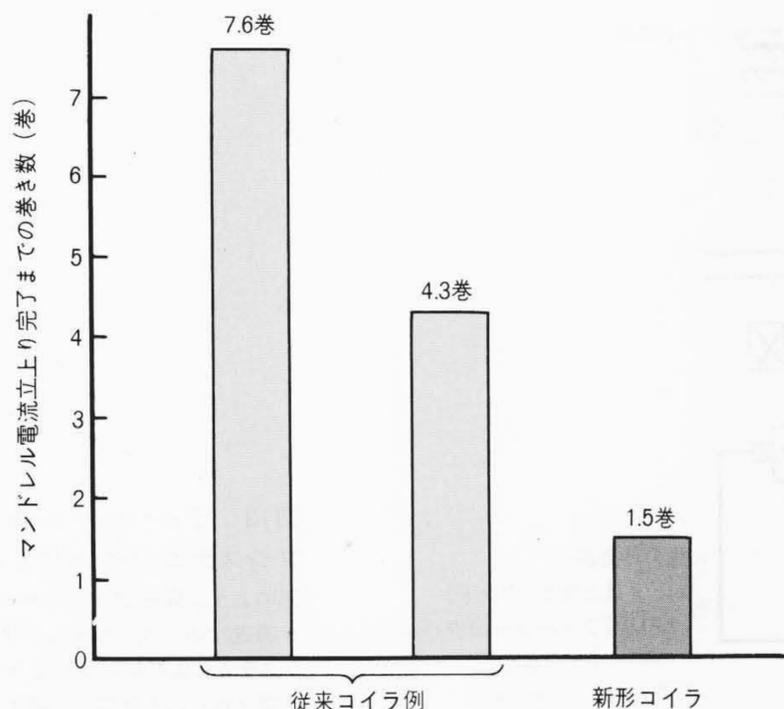


図10 マンドレル電流立上り完了までの巻き数 従来コイラに比べ、 $\frac{1}{5}$ と少ない巻き数でマンドレル電流が立ち上がり、早期巻付が確認された。

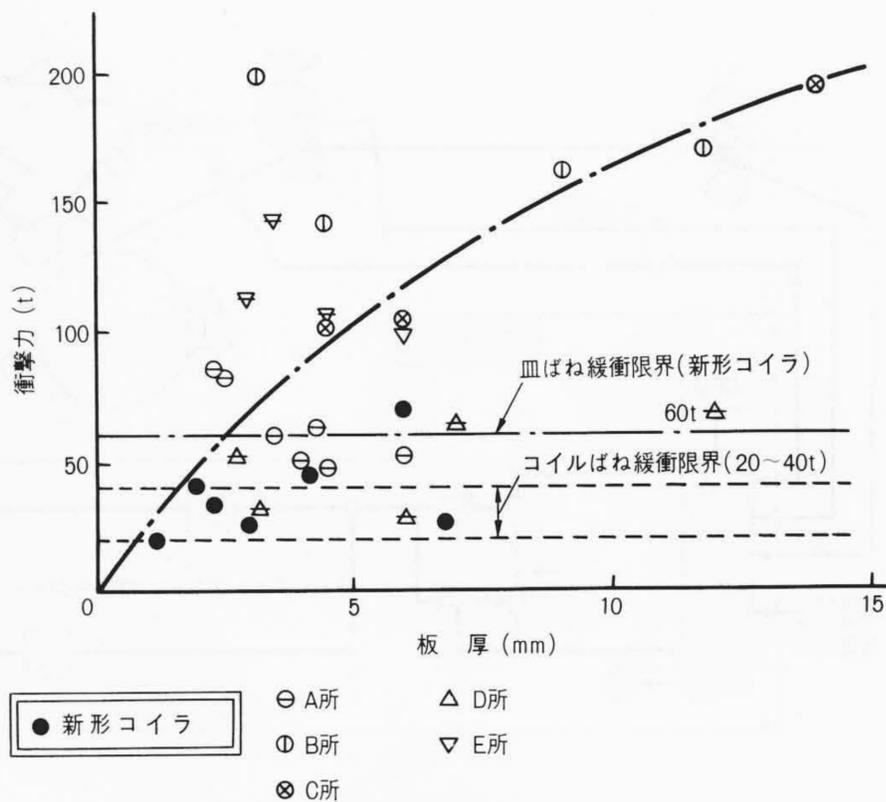


図12 従来と新形コイラの発生衝撃力比較 新形コイラの衝撃力は従来コイラでの最も低いレベルにある。

油圧ラップフレームと強力緩衝皿ばねの組合せが有効に機能していることが確認できた。

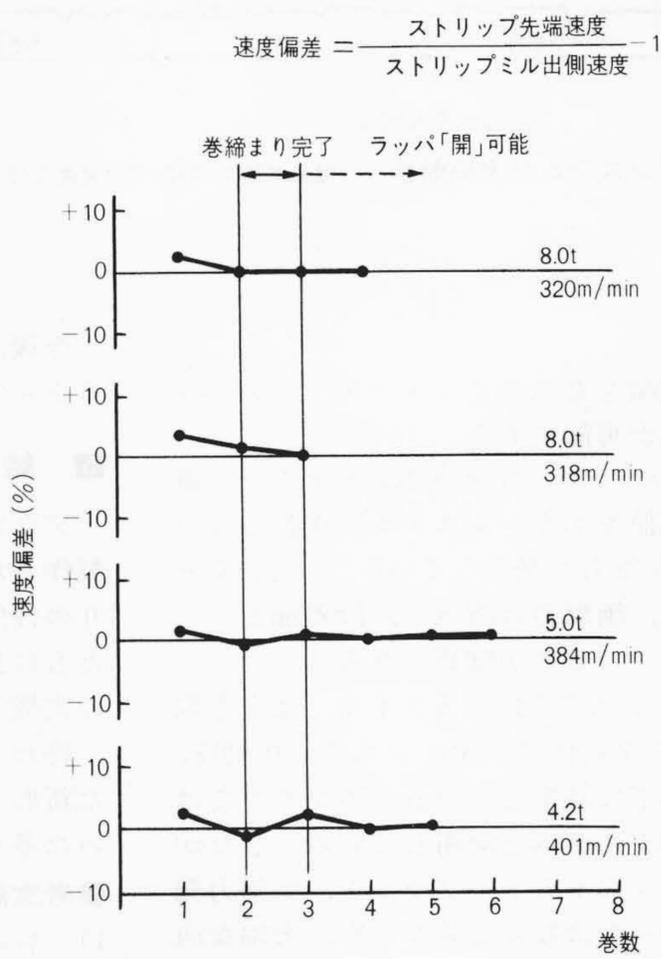
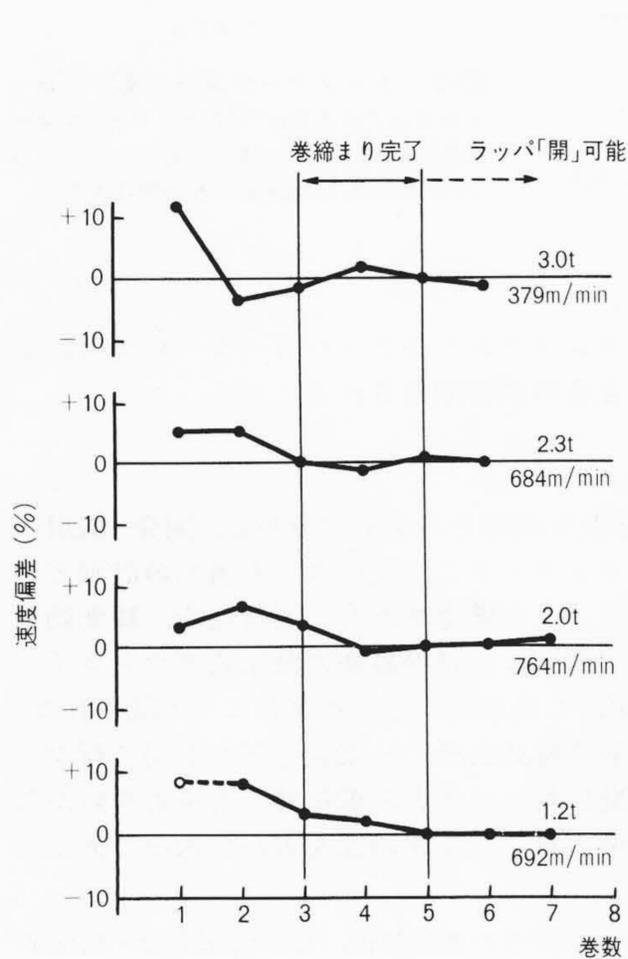
衝撃力のレベルが低いことから、この3年間のラップロール、ラップフレーム、マンドレルなどの損傷が従来コイラに比較して格段に少なく、新形コイラのメンテナンスフリー性が証明された。

4 ラップロールジャンプシステム

ダウンコイラの種々の項目での性能低下の根本原因は、ストリップ先端の段差部が、マンドレル1回転ごとにラップロールと衝突し、大きな衝撃力が発生することである。ラップロールジャンプシステムはこの問題を一挙に解決し、ダウンコイラに新時代を開くものである。図13はそのシステムダイ

アグラムを示し、ストリップ先端がピンチロール~マンドレル間の先端検出器でキャッチされ、このタイミングを基準として、板厚、板速度に適したジャンプタイミングを演算し、ジャンプ指令を与える。この指令により、サーボ弁で瞬時に油圧回路を切り換え、ラップロールフレームをシリンダでジャンプ動作させるものである。システム性能向上のため、次のような方式を採用している。

- (1) ラップロールの位置制御を行わず、演算タイミングにより、サーボ弁の回路切換だけを行なうこととした。このため、応答速度は極めて速く、系の信頼性を向上できた。
- (2) ストリップ先端検出に光电方式を採用し、検出を確実に



(マンドレル過拡大使用せず)

図11 コイルの巻締め実測値 薄物巻でも、2~3巻で巻締め完了し、3~5巻でラップロール開放が可能となる。

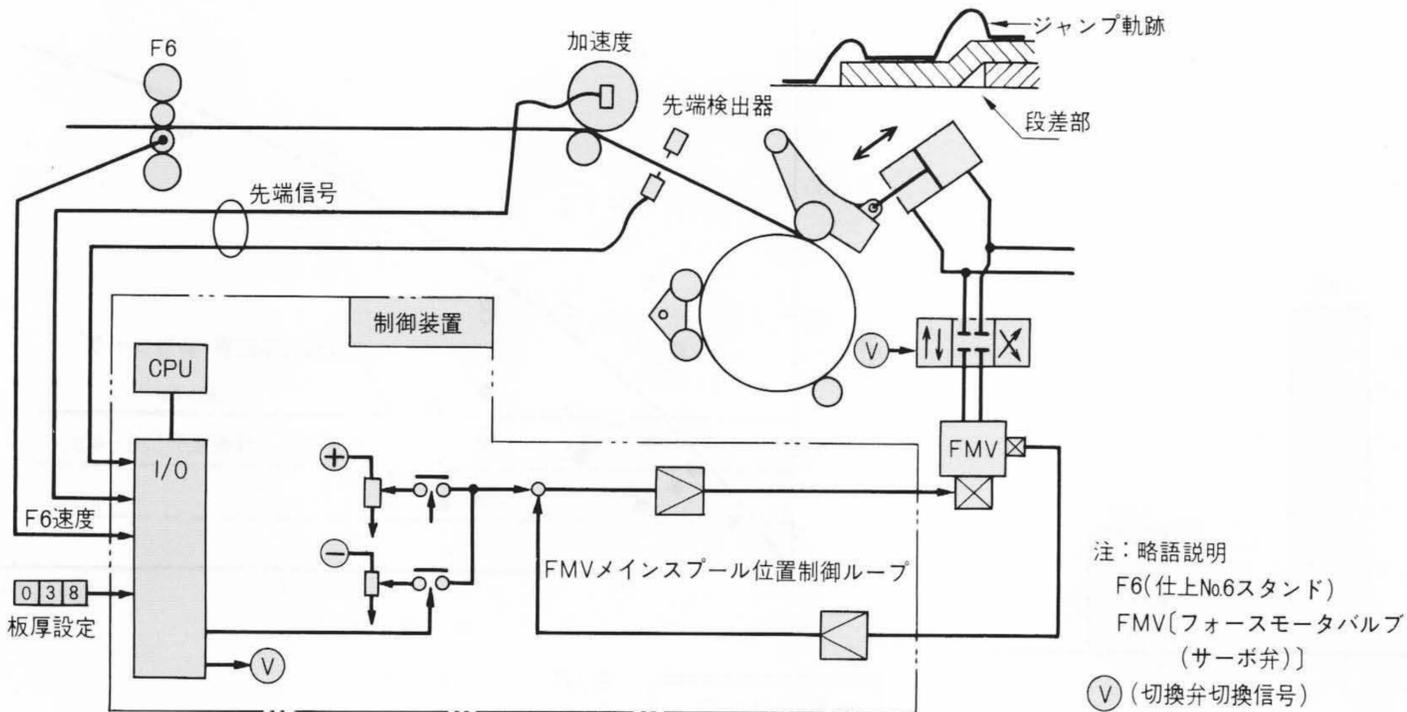


図13 ラップロールジャンプシステムダイアグラム
図のように段差部がラップロールを通過するとき、ロールをサーボシステムによりジャンプさせ、段差部とロールの衝突を回避させる。

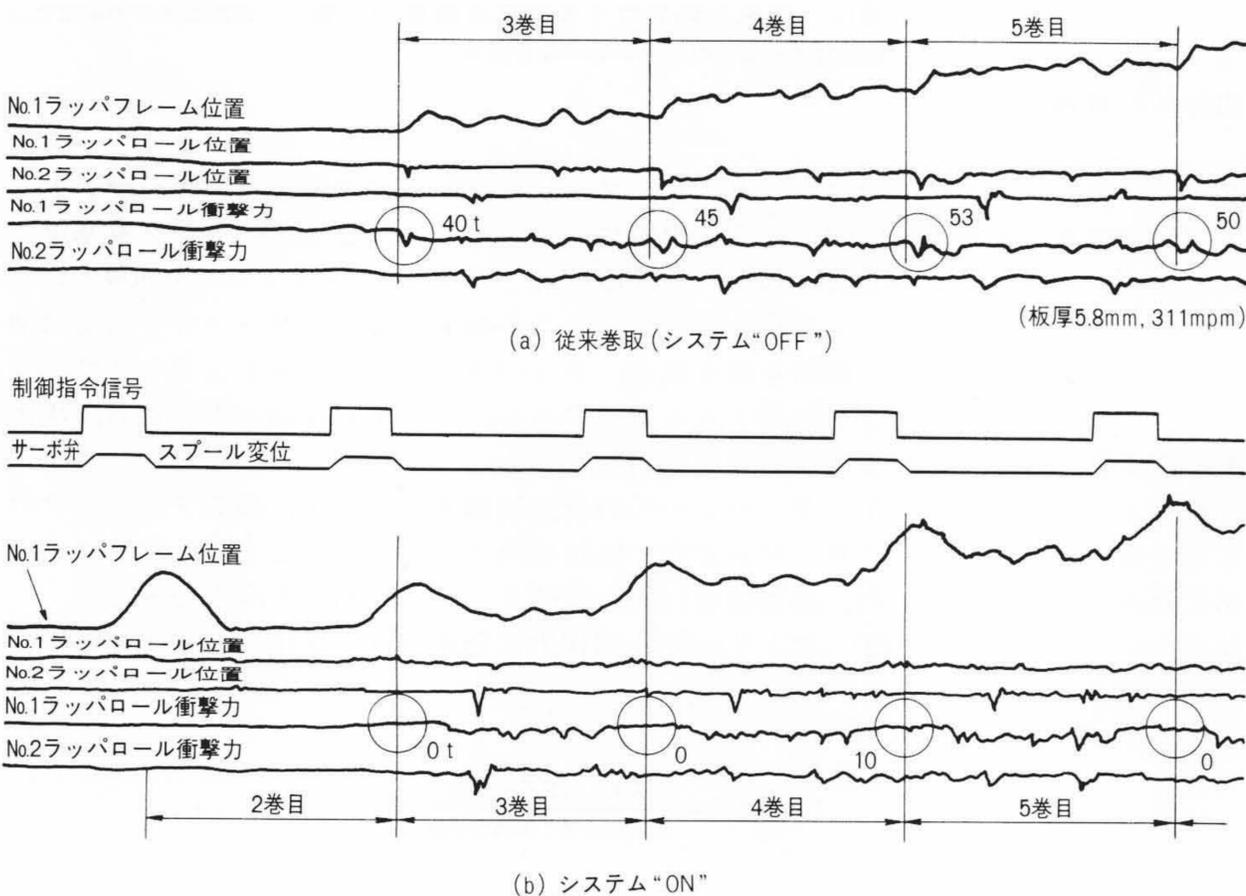


図14 ラップロールジャンプシステムの実機動作 従来巻取では40~50t発生していた衝撃力が、システム“ON”によりほぼ消滅した。

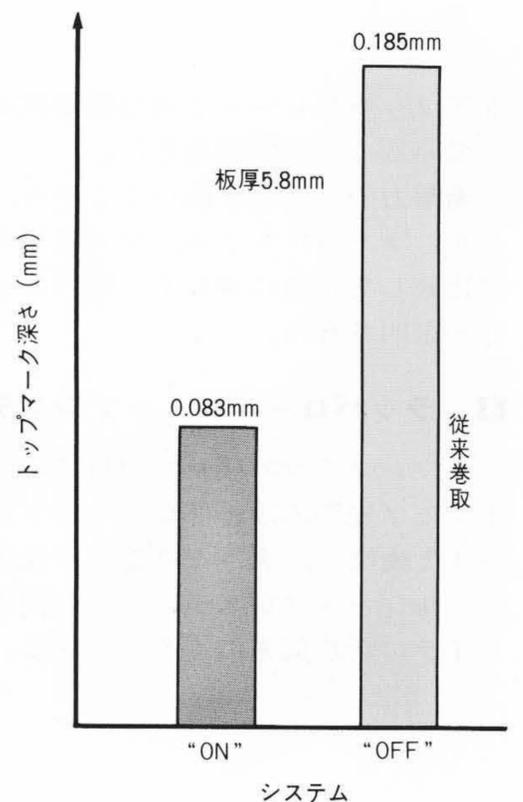


図15 トップマーク深さ比較 ロールジャンプシステム“ON”によりトップマーク深さが50%以下に減少している。No.1ラップロールだけの適用でも効果は大きい。

行なうことができた。

(3) サーボ弁は、多くの実績をもつ日立フォースモータバルブを用い、長期間安定操業が可能である。

新形コイラでは、No.1ラップロールだけ本システムを設置した。図14に巻取時の実測値を示す。システムが作動しない従来巻取時は、40~50tの衝撃力が発生している。一方、ジャンプシステムが作動すると、衝撃力は消滅し、段差部とラップロールの衝突が回避されているのが確認できる。

図15は連続した10コイル(システム作動5コイル、従来巻取5コイル)のトップマークの平均値を示す。システム作動時、トップマーク深さが50%以下に減少している。本コイラではNo.1ラップロールにだけ本システムを適用している。したがって、No.2~4ラップロールによるトップマーク、衝撃力発生の影響が残り、トップマークはなくならないが、大幅な適用効果が確認できた。

今後、本ジャンプシステムの全ラップロールへの適用によるトップマークの完全解消が期待される。

5 結 言

ダウンコイラの必要な機能を系統的に分析し、開発・設計・製作された新形ダウンコイラは、実操業でも当初の計画どおりの性能を発揮することが確認された。巻付性能、緩衝効果ともに良好な結果を得、また世界最初の油圧式ダウンコイラの実機としての信頼性も長期間の安定操業により実証された。

終わりに新日本製鐵株式会社と日立製作所が共同で行なった新形コイラの開発に対し、多大の御指導、御協力をいただいた多くの関係各位に対し、深謝の意を表わす次第である。

参考文献

- 1) 本間, 外: ダウンコイラの振動解析, 日本機械学会・精機学会日立地方講演会論文集, '80.10.3, No. 208