

高効率金属ベルト式 CVT 変速機構の研究

Study of High-efficiency CVT Shifting Mechanism Using Metal Pushing V-belt

一 條 秀 治*
Shuji ICHIJO
坂 上 恭 平*
Kyohei SAKAGAMI

矢 ヶ 崎 徹*
Tooru YAGASAKI
隅 田 聡一朗*
Soichiro SUMIDA

安 藤 大 起*
Taiki ANDO

要 旨

CVT の伝達効率向上のため、プーリ側圧制御、ベルト巻き付き軌道の変化、摩擦伝達容量の3点に着目し伝達ロスの低減を図った。プーリ側圧制御はプーリとベルト間の回転変動伝達特性とトルク伝達容量の関係に線形性があることを利用し、トルク伝達容量の余剰安全率低減を可能とした。ベルトのプーリ巻き付き軌道はプーリの倒れのため、幾何学的な理論半径に対し、ずれが生じ伝達効率が低下する。プーリ構造を変更し、ずれ量を小さくすることで伝達効率を向上した。CVTフルードの添加剤の最適化により摩擦係数を向上し、軸推力を低減して伝達効率を向上した。同時に、ベルトエレメントとプーリの接触部摩耗防止のため、亜鉛放電加工被膜および浸炭窒化焼入れを併用し、高摩擦係数と耐摩耗性を両立した。

ABSTRACT

Pulley thrust control, changes in the trajectory of the belt as it winds around the pulleys, and the amount of friction transmission were focused on in order to reduce transmission loss and increase the transmission efficiency of CVT. In the case of pulley thrust control, making use of the linear relationship between the rotary speed fluctuation transfer characteristic and the torque transmission capacity between the pulleys and the belt, it was possible to reduce the excess safety factor of the torque transmission volume. Due to pulley tilt, the trajectory of the belt displays deviations with the theoretical geometrical winding radius. The structure of the pulleys was modified in order to reduce this deviation and increase transmission efficiency. Optimization of the additives in the CVT fluid increased the coefficient of friction, decreasing pulley thrust and increasing transmission efficiency. At the same time, the application of a carbonitride heat treatment and a zinc electric discharge coating to help prevent wear in the parts of the belt elements and pulleys making contact balanced a high coefficient of friction with wear resistance.

1. まえがき

近年、燃費向上と排出ガス低減のニーズにより、自動車のパワートレインではハイブリッド方式とともに金属ベルト式CVTの適用が拡大しているが、金属ベルト式CVTは、高速巡航での伝達効率の改善が課題であるとの指摘がある⁽¹⁾。金属ベルトの伝達損失は滑りによる摩擦損失が主要因であると考えられており、この摩擦損失を低減すればさらなる燃費向上の可能性がある。また、軸推力の最適化によるベルト効率向上の可能性についての報告⁽²⁾や、ベルト巻き付き径の理論巻き付き径に対するずれがベルト効率を低下させる要因であるとの報告⁽³⁾があり金属ベルトの伝達効率向上についての可能性が示唆されている。本研究では金属ベルトの滑りによる摩擦損失に着目し、伝達効率向上

を目的として、軸推力低減、プーリ倒れ抑制構造について検討した結果、金属ベルトの性能が十分に発揮できる改良の知見が得られたので、その概要を報告する。

2. 開発のねらい

金属ベルトは複数層2束のリングと数百個のエレメントで構成されており (Fig. 1, Fig. 2)、固定プーリと可動プーリに挟み込まれV面の摩擦力により動力を伝達する。このとき、エレメント間クリアランス、エレメントの弾性変形、およびプーリV面の傾きの影響を受け、プーリとエレメント間に回転方向と半径方向の微小な滑りが発生する。また、エレメントとリング間では、エレメントのピッチ半径とリングのピッチ半径が異なることから経路差が生じ、

*四輪 R&D センター

プーリ回転に伴い経路差による滑りが発生する。同様に積層された各リング間においても、リングの厚みによりピッチ半径が異なることから、経路差による滑りが発生する。

リングの滑りによる摩擦損失を低減するには接触荷重を生じさせているリング張力を低下させることが効果的であり、軸推力を低減することでリング張力を低減することができる。また、エレメントとプーリ間の半径方向滑りは、プーリ V 面の倒れによるベルト軌道のずれによるものであり、プーリ V 面の倒れを抑制することでエレメントの半径方向の滑りを低減することができる。

本研究では実車クルーズ時に使用頻度の高い OD レシオにおけるベルト単体効率の向上を目指し、ベルト単体効率 3% 向上を目標として、新側圧制御、摩擦係数向上、プーリ V 面倒れ抑制の研究をおこなった。なお、ここで伝達効率向上率は、伝達損失がゼロの場合のベルト単体効率を 100% として、従来技術の効率と新技術の効率の差を表した。

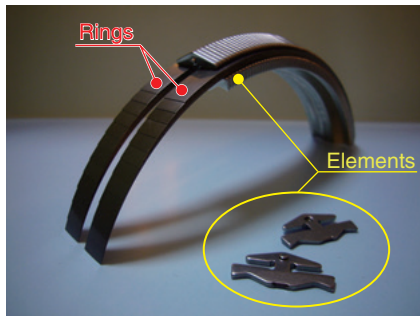


Fig. 1 Metal pushing V-belt

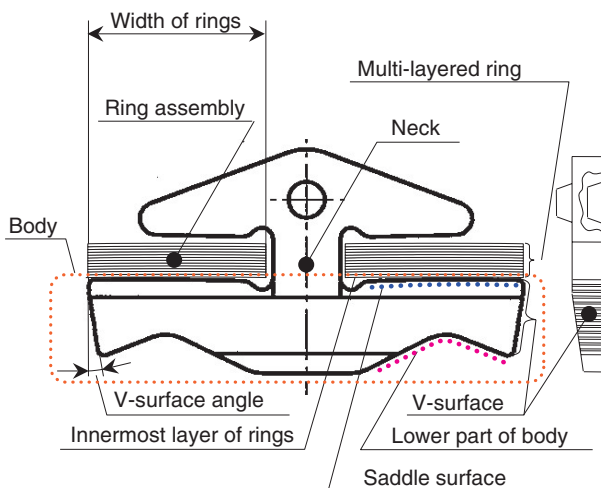


Fig. 2 Configuration of elements and ring assembly

3. 伝達効率向上手法

軸推力にはトルク伝達容量を決める低軸推力と変速比を決める高軸推力があり、運転状態により入力軸と出力軸のいずれかに与えられる。低軸推力は V 面角度と巻き付き

半径と摩擦係数で決まるトルク伝達に必要な推力に加えて、ベルトスリップを考慮した安全率を見込んだ推力が与えられる。この安全率を最小限の値とすることで高効率な運転状態とすることができる。従来の制御では推定入力トルクに対して制御油圧のばらつきなどを考慮して補正係数により安全率を加味した軸推力を算出しており、運転中のベルトスリップに対しては、より安全側に軸推力を与えている。新しい制御では、ベルトスリップに対する余裕度を検出し、任意に設定した余裕度を目標値として軸推力を制御し、必要最小限の軸推力で運転を可能とした。プーリとベルト間の摩擦係数向上は、添加剤の処方によりオイル特性を変更した。同時に、摩擦係数向上にともない増加するプーリ摩耗を抑制するため、プーリ V 面に垂鉛放電加工被膜処理をおこなった。プーリに巻き付いているベルトの軌道は、プーリ V 面の傾きにより理論巻き付き半径からずれている。従来の可動プーリ構造は軸推力が内径側に多くかかる構造のため、ベルト巻き付き半径が大径側の場合、プーリ V 面の傾きが増加していると考えた。ピストン構造を変更してプーリ内径部と外径部にかかる軸推力のバランスを最適化し、可動プーリの傾きを抑制して軌道のずれ量を小さくした。

3.1. 新側圧制御

入力トルク T と最大伝達可能トルク T_{max} の比であるトルク比 T_r を指標として、制御の目標値に設定したトルク比と、実機から検出した実トルク比との偏差から補正係数を求め、軸推力を決定する制御方法を開発した。金属ベルトの伝達効率はトルク比とリニアな関係にあり、トルク比の増加とともに微小滑りが増加しつつ伝達効率は上昇する。トルク比 1 近辺で効率最大となりトルク比が 1 を超えるとベルトに損傷を与える大きな滑りが生じ効率が低下する (Fig. 3)。また、エンジンの回転変動はトルク比の増加にともない、微小滑りの増加のため、振動エネルギーの減衰と

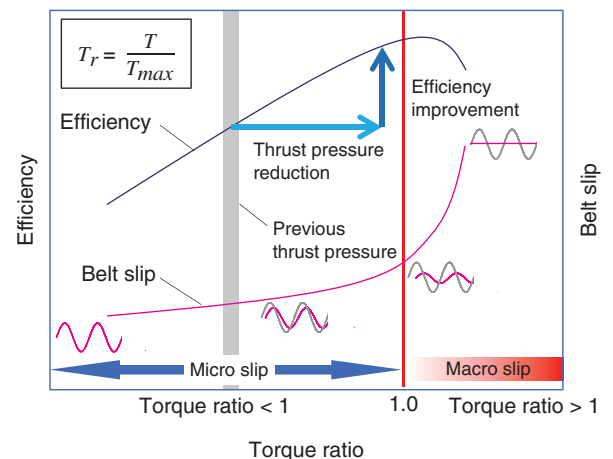


Fig. 3 Relationship between torque ratio and efficiency

位相の遅れが生じて伝達される。このトルク比と伝達特性の関係を利用することで運転時のトルク比が検出でき、任意のトルク比に制御することが可能となる⁽³⁾。

3.1.1. トルク比検出

トルク比の検出は、エンジンの回転が点火周期で変動することを利用し、入力軸の回転変動と出力軸の回転変動からパワースペクトル比、または位相差を求め、伝達特性とトルク比に相関があることを利用しておこなう。本研究では回転の検出に実機確認に使用したパワートレインに装備される既存の回転センサを用いた。入力軸の回転検出にエンジンクランクシャフト回転センサ出力を使用し、出力軸の回転検出にドリブンプーリーシャフト回転センサ出力を使用して入出力軸の回転数を測定した (Fig. 4)。エンジンの点火周期から回転変動の基準周波数を算出し、入力軸回転信号、出力軸回転信号それぞれに2位相ロックインアンプを用いてパワースペクトル比と位相差を求めた (Fig. 5)。トルク比とパワースペクトル比および位相差の関係を実験で確認した結果、位相差は入力周波数全域でトルク比の増加にともないリニアに増加している。それに対してパワースペクトル比は、入力周波数 55 Hz 以下において、トルク比の増加に対してリニアに増加していない。以上のことから、トルク比を検出するパラメータとして位相差が適切であることが確認できた (Fig. 6)。車両制御用に位相差、周波数およびトルク比の3次元マップを作成した (Fig. 7)。

3.1.2. 新側圧制御の車両への適用

新側圧制御は従来の制御仕様に対して、設定した新制御適用条件で制御を切り替え、新制御適用条件外になった場合は従来制御に戻す仕様とした。新制御適用条件は、ベ

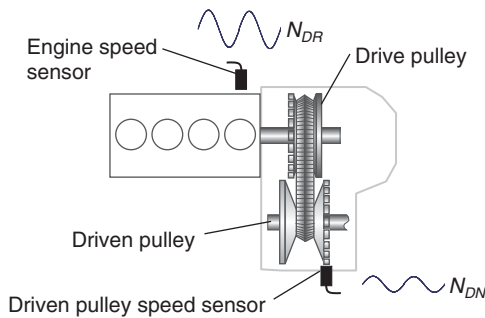


Fig. 4 Rotary speed detection system

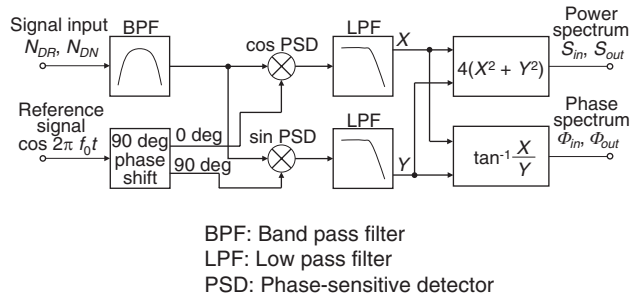


Fig. 5 Two-phase lock-in amplifier curve

ルト変速比をクルーズ状態で使用頻度の高い OD レシオの場合とした。従来制御における軸推力の算出は、トルク伝達に必要な軸推力にベルトスリップを考慮した安全率分の推力をマージンとして加算する。新側圧制御では車両走行状態と作成した3次元マップから実トルク比を求め、設定した目標トルク比と実トルク比との偏差からマージンの補正係数を算出する。従来制御から新側圧制御に切り替わった際に、従来制御のマージンを補正したマージンに置き替えて軸推力を算出する仕様とした。新側圧制御の適用により、従来制御に対して OD レシオクルーズ時のトルク比を 0.45 から 0.7 に向上し、軸推力を約 40% 低減した (Fig. 8)。

3.2. 摩擦係数向上手法

プーリーとエレメント間の動力伝達は CVT フルードに含まれる添加剤の反応膜である境界膜のせん断により発生する摩擦力によっておこなわれる (Fig. 9)。摩擦係数の向上にはこの境界膜のせん断強度を向上させる必要がある。軸推力の低減率目標値を従来比-10% とし、摩擦係数向上をねらい添加剤を処方した。

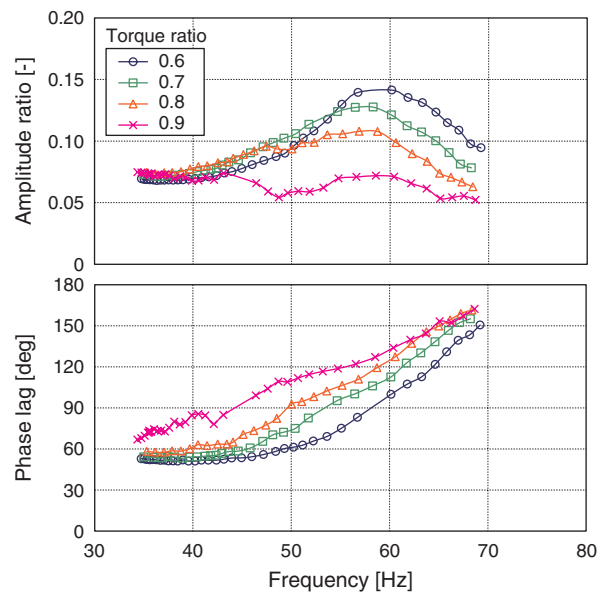


Fig. 6 Amplitude ratio and phase delay

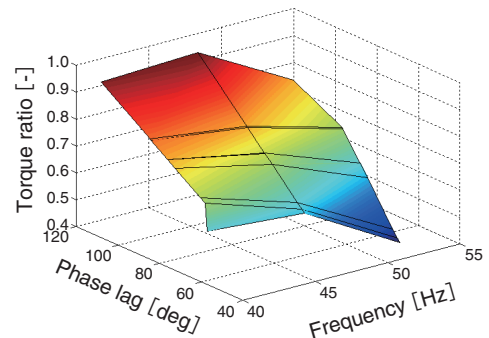


Fig. 7 3D torque ratio map

摩擦係数違いの CVT フルードを用いてしゅう動試験を実施し、しゅう動部の金属組織を観察した結果、摩擦係数が大きくなるほどしゅう動部表面近傍の微細化組織の深さが深くなっている (Fig. 10). また、通常組織と微細化組織の境界部にクラックが発生し、はく離が生じることが観察された (Fig. 11). したがって、摩擦係数向上時には微細化組織の発生を抑制し、はく離摩耗を防止する必要がある。

3.2.1. 添加剤処方

プーリとエレメント間の摩擦係数はベルト変速比と温度の影響を受ける。温度特性は CVT フルードに含まれる摩擦調整剤 (FM 剤) の活性化する温度が FM 剤の種類により異なるためであり、FM 剤の選定と配合比率を調整し、低温での摩擦係数低下を最小限に抑えた。摩擦係数向上にリン系極圧剤を主体に清浄剤と分散剤を処方し、ベルト異音、クラッチ特性の観点から FM 剤を処方した。評価基準

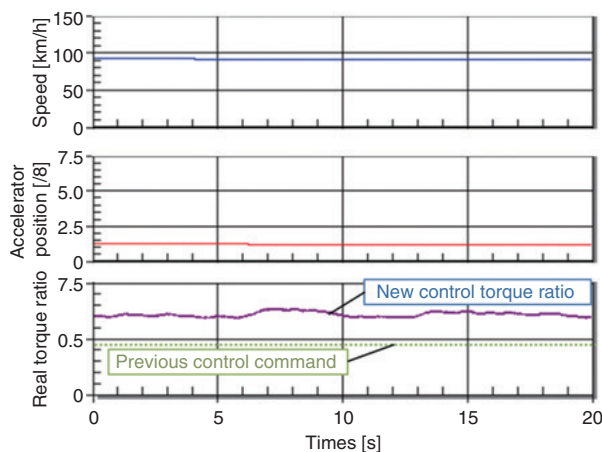


Fig. 8 Test results for new pulley thrust control

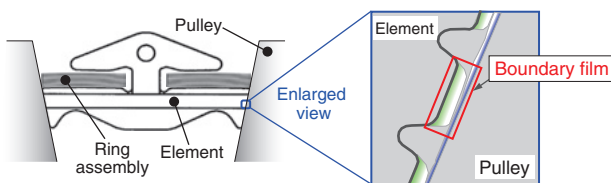


Fig. 9 Principle of frictional force

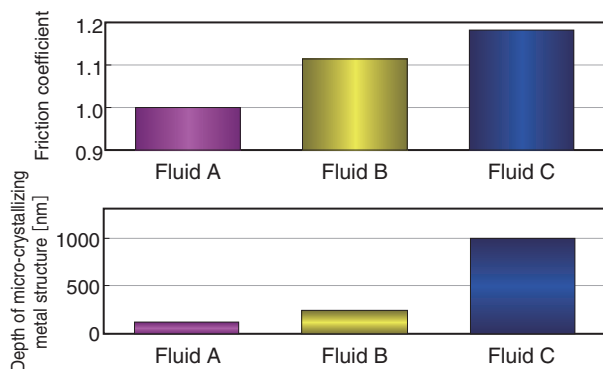


Fig. 10 Friction coefficient and depth of micro-crystallizing metal structure

温度での摩擦係数は、従来に対して LOW レシオで 18.1%, OD レシオで 10.8% 向上した (Fig. 12).

3.2.2. プーリ V 面摩耗防止

摩擦係数の値と微細化組織の深さに相関があることから、V 面の負荷に応じて微細化組織が生成されと考え、接触部の面圧が高い LOW レシオと、LOW レシオに対して面圧が低い OD レシオにおいて耐久試験をおこない、微細化組織の状態を透過型電子顕微鏡 (TEM) にて比較観察した。OD レシオで使用されるドライブプーリ外周部、ドリブンプーリ内周部、そして LOW レシオで使用されるドリブンプーリ外周部は、浸炭焼入れ組織であるマルテンサイト組織が観察されたが、微細化組織の発生は確認されなかった。しかし、LOW レシオで使用されるドライブプーリの内周部には約 3 μm の微細化組織層が生じており、マルテンサイト組織と微細化組織の境界付近に表面起点のクラックが観察された (Fig. 13). また、走査型電子顕微鏡 (SEM) による観察で、表面から 15 μm 程度の深さに内部

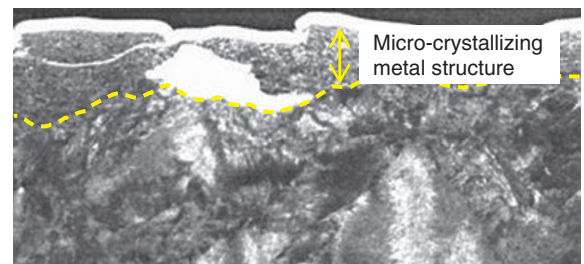


Fig. 11 Micro-crystallizing metal structure resulting from sliding friction

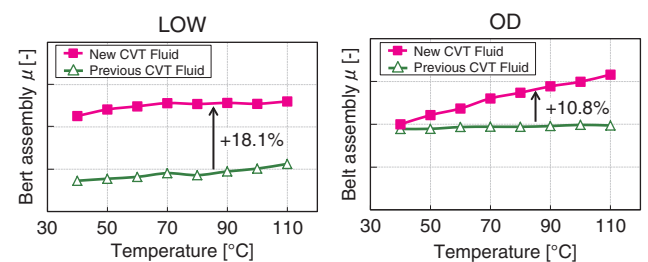


Fig. 12 Belt assembly friction coefficient

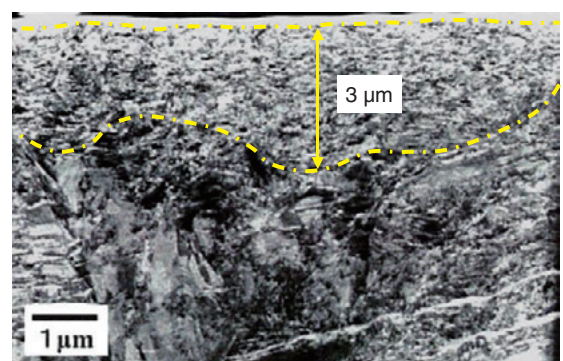


Fig. 13 Micro-crystallizing metal structure in drive pulley

起点のクラックが発生している (Fig. 14). これらのことから V 面の摩耗は発生したクラックが進展し、表面がはく離して発生していると考えられる。よって、ドライブプーリの内周部は、表面起点および内部起点のクラックの発生を防止する必要がある。

摩耗防止手法として、表面起点クラックにはプーリ表面に垂鉛放電加工被膜処理を採用し、内部起点クラックに対しては浸炭窒化焼入れを採用した。耐久試験後のプーリ表面近傍の断面を SEM にて確認した (Fig. 15). 表面および内部ともクラックの発生がないことがわかる。

3.3. 可動プーリ倒れ抑制構造

金属ベルトのプーリ巻き付き軌道はプーリの倒れなどにより理論巻き付き半径に対してわずかにずれた軌道となる (Fig. 16). これは可動プーリが軸推力によりベルトに押し付けられると、ベルトが巻き付いていない部分の V 面間距

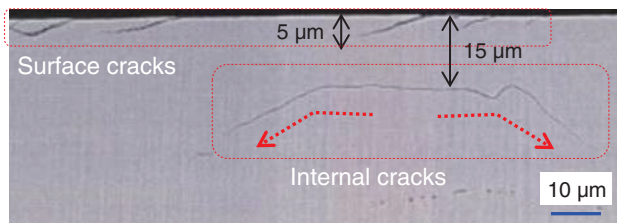


Fig. 14 Pulley cracks in durability test



Fig. 15 Sectional view of pulley surface

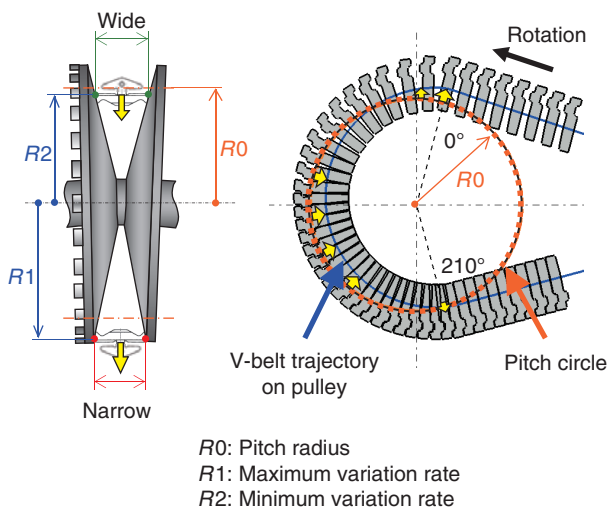


Fig. 16 Mimetic diagram of metal pushing V-belt trajectory on pulley

離が狭くなり、巻き付いている部分では V 面間距離が広くなり、広い部分でエレメントの巻き付き半径が小さくなるためである。このエレメントの半径方向移動により摩擦損失が発生する。本研究の目標である OD レシオクルーズ状態での効率向上をねらい、巻き付き半径が大きくプーリ倒れの影響が大きいと考えられるドライブプーリのピストン構造を変更して、プーリの倒れを抑制し軌道のずれを低減した。

3.3.1. プーリピストン構造

ドライブプーリの従来構造における軸推力の発生は、可動プーリの V 面背面の第 1 油圧室と、内径部を押す第 2 ピストンで構成される第 2 油圧室による。第 2 ピストンが内径部を押すため推力の約 50% が内径部に作用し、ベルトを挟み込むと外径部が開き可動プーリが傾いた状態となる。そのためベルト巻き付き軌道が理論巻き付き半径に対してわずかにずれる。この傾きを抑制するために第 2 油圧室の外周に可動プーリ外周部を押す第 3 油圧室を設けた。従来構造と新構造の比較図を Fig. 17 に示す。可動プーリにかかる推力を内径部と外径部で変化させてベルト伝達効率を確認した結果、外径部の軸推力を高くした方が伝達効率は高くなり、内径部と外径部の軸推力の比率が 1 : 1 で最高となった (Fig. 18)。

3.3.2. ベルト軌道

従来構造と新構造のプーリ巻き付き部ベルト軌道を比較し構造変更の効果を確認した。ベルト巻き付き始めから巻き付き終わりまで 30 度間隔で配置した渦電流式変位セン

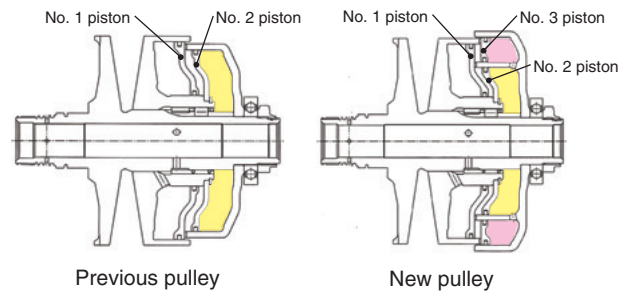


Fig. 17 Comparison of pulley configurations

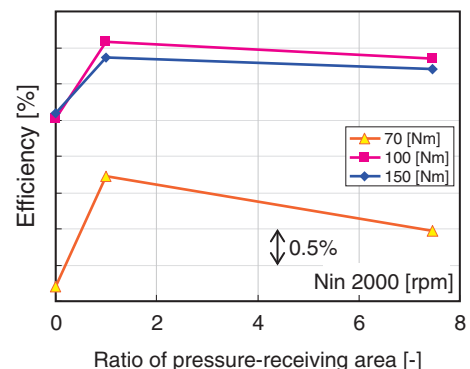


Fig. 18 Relationship between pressure-receiving area and efficiency

サにより測定した (Fig. 19). 0度が巻き付き始めで, 210度が巻き付き終わりである. プーリ巻き付き部のベルト軌道は, 巻き付き始めが最大半径となり中央部辺りが最小巻き付き半径となり巻き付き終わりで若干半径が拡大する. 金属ベルトの半径方向移動による摩擦損失は, 従来構造と新構造のベルト軌道の違いから, 巻き付き始めの最大半径と巻き付き中央部の最小半径の差で生じると考えられる (Fig. 20). 従来構造に対して新構造は巻き付き始めの半径を 0.1 mm 小さくすることができた.

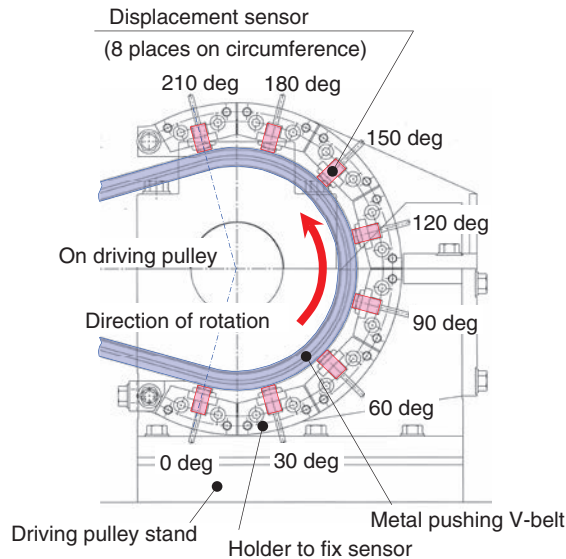


Fig. 19 Equipment for measurement of trajectory of metal pushing V-belt on pulley

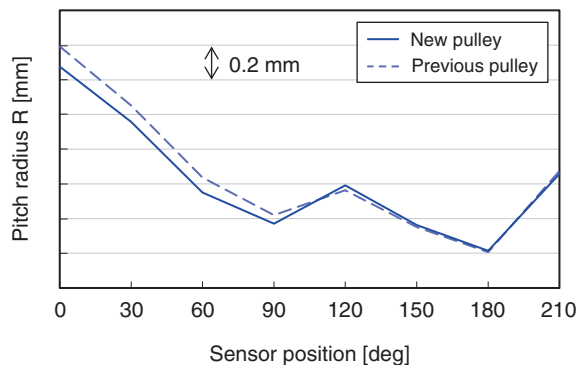


Fig. 20 Results of measurements of trajectory of metal pushing V-belt

4. ベルト伝達効率向上効果

検討した三つの伝達効率向上手法について, OD レシオクルーズ状態における伝達効率向上効果を実験で確認した. 新制御は従来制御比で側圧を約 40% 低減し, 伝達効率を 2.6% 向上した. 摩擦係数向上 CVT フルードは摩擦係数を 10% 向上し, 摩擦係数向上に対応した側圧設定をおこな

い, 伝達効率を 0.2% 向上した. 可動プーリ倒れ抑制構造はベルト巻き付き軌道ずれ量を 0.1 mm 低減し, 伝達効率を 0.4% 向上した. 三つの伝達効率向上技術によりベルト単体効率を 3.2% 向上した (Fig. 21).

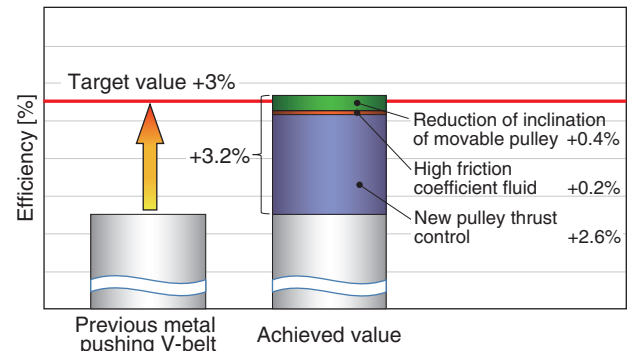


Fig. 21 Increase in efficiency

5. まとめ

ベルト単体効率向上に有効な三つの手法を構築した.

- (1) トルク比と伝達効率, 回転変動の入出力軸間での位相差に相関があることに着目し, 運転時のトルク比を検出して油圧制御をおこない, 任意のトルク比で運転することが可能となった. 軸推力を最適化した結果, OD レシオクルーズ時の伝達効率を 2.6% 向上した.
- (2) プーリとベルト間の摩擦係数を向上するため, CVT フルードの添加剤処方の変更により, 摩擦係数測定基準温度での摩擦係数を 10% 向上し, 伝達効率を 0.2% 向上した. また, プーリ V 面摩耗防止に浸炭窒化熱処理と亜鉛放電加工被膜処理が有効であることを見出した.
- (3) 可動プーリの倒れによるベルト巻き付き軌道のずれを抑制するため, 第 2 ピストンの外周に第 3 ピストンを設け, 可動プーリの内径側と外径側に 1:1 の比率で軸推力を付与することで, ベルト巻き付き軌道のずれ量を 0.1 mm 低減し, 伝達効率を 0.4% 向上した.
- (4) 三つの伝達効率向上手法を同時適用し, OD レシオクルーズ時の金属ベルト単体の伝達効率を 3.2% 向上した.

6. あとがき

金属ベルト式 CVT の伝達効率の課題は, 本当にベルトだけなのかという疑問から今回の開発はスタートした. 金属ベルトの性能が十分に発揮できない環境で使っていることがわかり, 本稿ではそれについて述べた. 今後はさらなる高みを目指して性能向上を推進していきたい.

参考文献

- (1) AutoBiz 別冊 オートモーティブ・テクノロジー2004
戦略編, 第3部技術戦略, Part3-CVTの今後, 日経
BP 社, p. 194-199(2003)
- (2) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 一條秀治, 戸塚博彦, 原田雅道:
金属ベルト CVT の V 面角度の最適化, Honda R&D
Technical Review, Vol.22, No.1, p. 158-164
- (3) 坂上恭平, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹:金
属Vベルト式 CVT のすべり状態を記述する指標を用
いた最適推力制御とそれによる動力伝達効率の向上,
自動車技術会論文集, Vol.39, No.5, p. 101-106(2008)

■著 者■



一條 秀治



矢ヶ崎 徹



安藤大起



坂上恭平



隅田聡一郎