

複合V面形状プーリおよびピッチ位置変更ベルト による金属ベルト式 CVT の動力伝達効率向上

Enhancement of Power Transmission Efficiency in Metal Pushing V-belt CVT
with Multi-V-surface Pulley and Modified-pitch Belt

隅田 聡一郎¹

Soichiro SUMIDA

青木 亮太¹

Ryota AOKI

矢ヶ崎 徹¹

Tooru YAGASAKI

浅井 光¹

Hikaru ASAI

要 旨

金属ベルト式 CVT においては、ベルト内部での滑りやプーリミスアライメントが機構特有事象としてこれまで許容されてきた。本研究では、さらなる効率向上のため、従来では許容されてきたこの損失の低減を、世界で初めて達成した。ベルト内部での滑りは、プーリ巻きかけ時のベルトピッチ半径とリング巻きかけ半径に差があることにより生じる。この半径差を小さくすることにより、エレメントとリングの間に発生する滑り量を低減した。また、プーリのV面形状を従来の11度から9度および曲率の複合形状とすることで、リング張力を低下させることができ、滑り部の接触荷重を低減した。さらに、変速時の駆動および従動プーリのストローク量の差を小さくし、変速比にかかわらずミスアライメントの発生を抑えるプーリベルト機構とした。その結果、動力伝達効率が最大で2.4%、変速比幅平均で0.9%向上した。

ABSTRACT

To date, slips in the interior of the belt and pulley misalignment have been allowed as phenomena inherent to the mechanism of metal pushing V-belt CVTs. The research discussed in this paper reduced loss, which had conventionally been allowed, for the first time ever in order to further increase efficiency. A slip in the interior of the belt is generated by a differential between the belt pitch radius and the ring winding radius when the belt is wrapped around the pulleys. Slippage between the elements and the rings was reduced by reducing this radius differential. In addition, changing the shape of the pulley V-surface from 11 deg to 9 deg and adopting a curved multi-V-surface shape made it possible to reduce the tensile force of the rings and thus reduce the contact load in the sliding sections. Furthermore, the developed pulley-belt mechanism reduces the stroke differential between the drive and driven pulleys when shifting and controls the occurrence of misalignment irrespective of the speed ratio. This has increased power transmission efficiency by a maximum of 2.4% and by 0.9% averaged over the speed ratio width.

1. まえがき

近年、化石燃料消費量の低減を受けて自動車用パワートレインは電動化へ急速にシフトしている。しかし、2030年においても動力を内燃機関のみとする従来車両の比率は30%以上で推移することが予想されている⁽¹⁾。そのた

め、従来車両においても今以上の燃費性能を向上する必要がある。こうした市場動向を鑑みて金属ベルト式 CVT は燃費性能向上の観点で適用が拡大してきている。Honda においては金属ベルトの自社開発⁽²⁾に取り組み内製化を実施した。ここで、Fig. 1 に金属ベルト式 CVT の JC08 モードにおける損失内訳を示す。これより、金属ベルト損失が

¹ オートモービルセンター

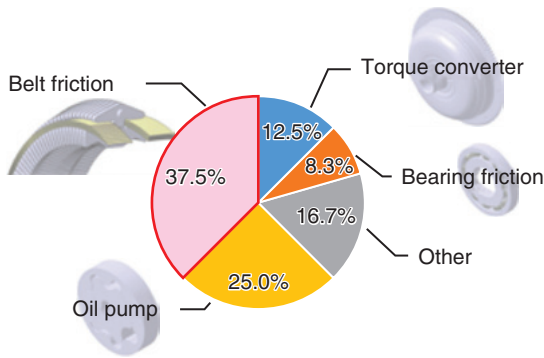


Fig. 1 Breakdown of power consumed in CVT (during operation in JC08 mode)

最も大きい要素であることがわかる。これは、金属ベルトの幾何学的な軌道に対し、実軌道が異なることに起因している。これまで、ベルト損失に着目して最適V面角度の研究⁽³⁾やプーリ軸推力低減およびプーリ傾倒抑制構造の研究⁽⁴⁾を実施し、金属ベルト損失の低減を図ってきた。しかしながら、ベルト内部で発生する摺動やベルトに発生する振れ（以下、ミスアライメント）は金属ベルト式 CVT の機構特有事象として許容されてきた。

本研究では、金属ベルト式 CVT の機構に依存する損失低減のために、理論的形状の追究とそれを達成するための生産技術の進化を目指した。その結果、金属ベルト式 CVT の性能向上効果が得られたのでその理論概要を報告する。

2. 開発のねらい

CVT はベルトが一对の固定プーリと可動プーリに挟み込まれV面の摩擦力により駆動プーリから従動プーリに動力を伝達する (Fig. 2)。その中で、金属ベルトは複数層からなる2束のリングと数百個の元素で構成され (Fig. 3)、元素が互いに押し合うことで動力を伝達する。この元素が互いに押し合う位置をロッキング位置 (Fig. 4) とし、金属ベルトのピッチ半径を決定する。このとき、元素とリング間では Fig. 5 に示すように、ベルトのピッチ半径 R とリングの巻きかけ半径 $R+\alpha$ が異なることから周速差 ΔV が生じる。この周速差により、プーリ回転に伴う元素とリングの滑りが発生する。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巻きかけ半径が異なることから、周速差によるリングとリングの滑りが発生する。

金属ベルト内部で起こる滑りによる各部の摩擦損失 P は、滑り部の摩擦係数 μ_s 、滑り部の垂直荷重 N 、滑り速度 ΔV より式 (1) で与えられる。

$$P = \mu_s N \Delta V \quad (1)$$

つまり、金属ベルト内部の滑りによる摩擦損失を低減するためには、元素とリング間およびリングとリング間の単位時間当たり滑り量（以下、滑り量）と元素を押さえつけるリングの力を低減することで達成できる。本研究ではこの点に着目し、動力伝達効率の向上を目指した。

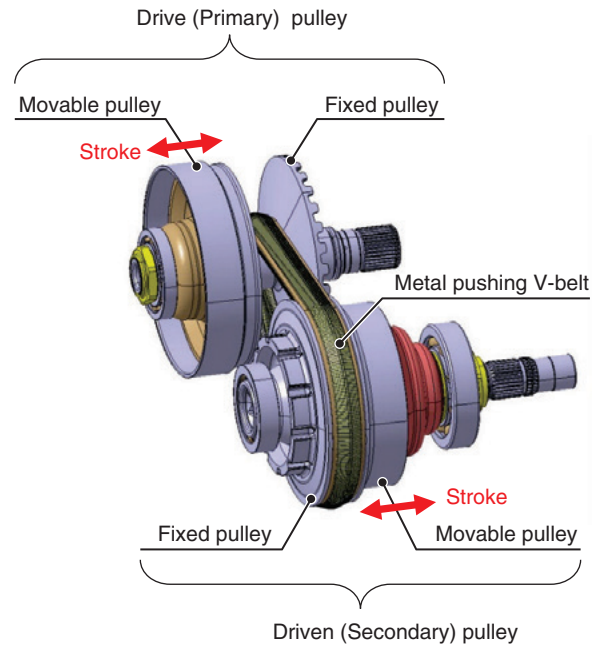


Fig. 2 Configuration of pulleys and metal pushing V-belt

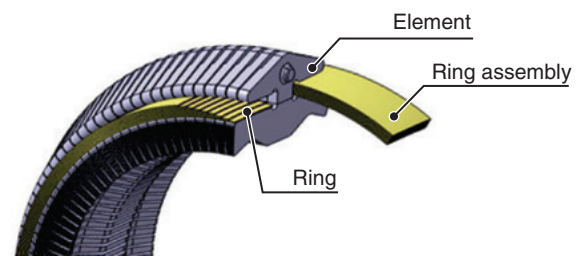


Fig. 3 Configuration of metal pushing V-belt

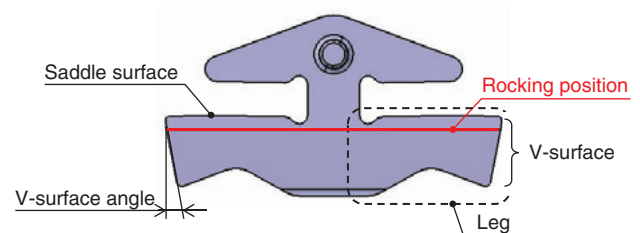


Fig. 4 Configuration of belt element

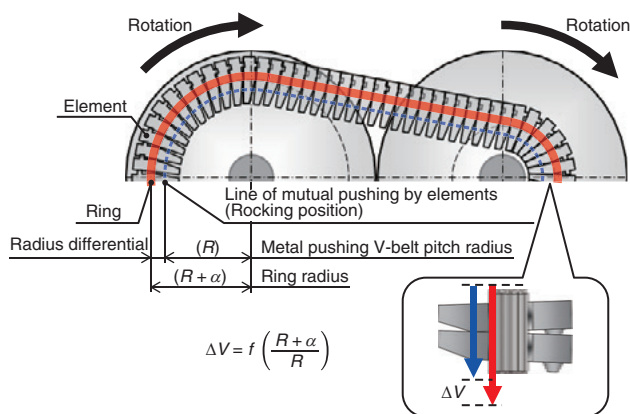


Fig. 5 Velocity differential between elements and rings

3. 伝達効率向上手法

Table 1 に示すように、伝達効率の向上を目的としてプーリとベルト仕様を変更した。変化点は大きく以下3項目である。一つ目は、金属ベルトの元素とリングの巻きかけ半径差 α を小さくし、滑り量 ΔV を低減するために元素のロック位置をサドル面 (Fig. 4) に近づけた。また、巻きかけ半径差を小さくすることによる元素の耐久性課題に対応するために、元素背面に元素同士の接触面を設けた。二つ目は、金属ベルト張力を下げ、元素とリング間およびリングとリング間の接触荷重 N を低減するために、プーリ V 面基準角度を狭角化した。最後に、狭角化に伴って増加するプーリのベルト挟み付け力 (以下、プーリ軸推力) 低減と金属ベルトミスアライメント低減によるリング耐久性向上のために、プーリ V 面外周側に曲率を設けた (Fig. 6)。なお、プーリの V 面形状変更に伴い、元素 V 面にも曲率を設けた。

3.1. エlementロック位置の変更

金属ベルトは押し式ベルトのため、元素はプーリから動力を受け、元素が互いに押し合う位置 (ロック位置) で速度が決まる。それに対して、リングは元素のサドル面上に載った状態で連れ回される動きを取る。このため、金属ベルトの巻きかけ長さが大きいプーリ側で元素とリングが滑らずに回る⁽⁵⁾。また、巻きかけ半径の違いより巻きかけ長さが小さいもう一方のプーリ中では元素とリングに滑りが生じる。同様に、リング同士もプーリ巻きかけ半径方向に積層した構造のため互いに滑りを生じている。つまり、滑りを生じさせている元素やリングの相互巻きかけ半径をなるべく等しくすることによって、滑り量を低減することが可能となる。

元素とリング間およびリングとリング間に発生す

Table 1 Specifications of pulley and belt

Item		Current model	Developed model
Pulley	Distance between pulley axes	156 mm	156 mm
	V-surface	Single angle 11 deg	Multiple angle 9 deg / Round
Belt	Element width	24 mm	24 mm
	Rocking position	1.00 mm	0.55 mm
	V-surface	Single angle	Multiple angle
		11 deg Grooved	9 deg Grooved Curved No groove
	#1 ring diameter	208.8 mm	208.8 mm

る滑り量は、駆動プーリと従動プーリの相互巻きかけ半径差で変わるため変速比によって変わる。そのため、各プーリでの金属ベルト巻きかけ半径に差が生じない Mid レシオでは滑りが発生せず、摩擦損失も Mid レシオで最少となる。逆に巻きかけ半径差が大きい Low/High レシオでは滑りが顕著となり、摩擦損失は大きくなる。

今回、元素とリングの巻きかけ半径差を小さくするために、ロック位置を 1.00 mm から 0.55 mm に小さくした (Fig. 7)。

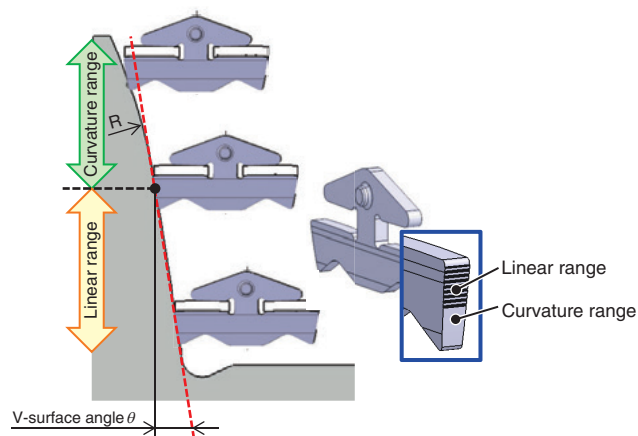


Fig. 6 Pattern diagram of pulley and belt

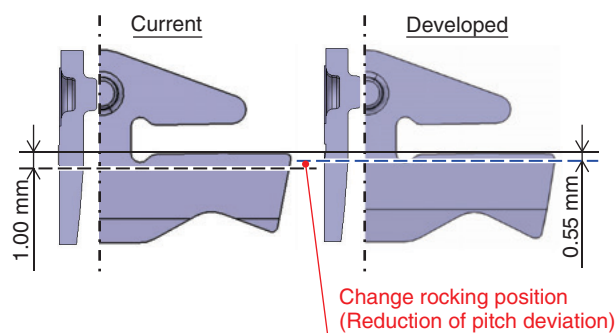


Fig. 7 Comparison of current and developed elements

エレメントとリング間の滑り量は、エレメントとリングの巻きかけ半径差 α に比例して大きくなるため、エレメントとリングの巻きかけ半径差 0.45 mm の縮小は 45% の滑り量低減となる (Fig. 8)。ただし、積層リングについては構成を変更していないため滑り量は変わらない。

従来より本技術の有用性は知られている⁽⁶⁾ものの、せん断加工部(エレメント輪郭)にロッキング位置を近づけることは実施されてこなかった。それは、エレメント間に隙間が生じることで安定した接触状態が保てず、耐久性に影響する懸念があるためである。要因として、以下の二つが考えられる。一つ目は、エレメント成形時の板厚変化(プレスだれ)によってレッグ部 (Fig. 4) が薄くなることによる。Fig. 9 に、エレメント板厚を高さデータとして表したコンター図を示す。これより、レッグ部の板厚が薄いエレメントはそうでないものに比べて、ロッキング部がサドル面の上方よりも低い位置であることがわかる。二つ目は、エレメント相互にずれが生じることによる。運転中のエレメントは、金属ベルトの構成上リングとプーリ以外の拘束がないため、エレメントは相互に微小なずれを生じる⁽⁷⁾。従来のエレメントにおいては、ロッキング位置が 1.00 mm あるため、このずれによる影響は無視できた。しかし、ロッキング位置を小さくしたエレメントにおいては、このずれを無視できない。金属ベルトはプーリから動力を受けるため、V 面(レッグの先端)に荷重が印加される。このとき、エレメント相互に隙間が生じると、エレメントに発生する曲げ応力は隙間がないときに比べ余分に発生することとな

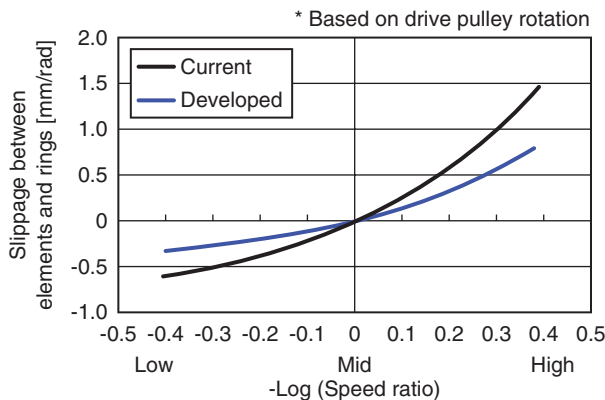


Fig. 8 Reduction of slippage between elements and rings

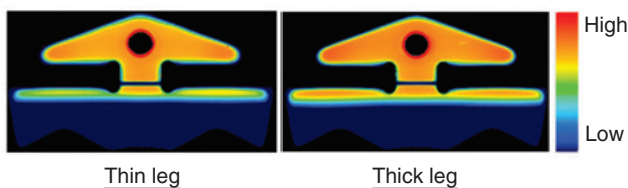


Fig. 9 Element thickness indicated by height

る。つまり、本技術の採用にあたってはこの接触課題に対応する必要があった。今回 Fig. 10 のように、エレメント背面に段差形状を設けることで、接触状態を維持できる形状とした⁽⁷⁾。段差の有無によるエレメントの接触状態を Fig. 11 に示す。これにより、エレメントは幅全体で動力を受けることができるようになり耐久性の確保が可能となった。

3.2. 複合V面形状プーリの採用

プーリに巻きかかる金属ベルトの位置(変速比)が決まった時、プーリ軸推力によってエレメントがプーリ半径方向に押し出される力とリングによって金属ベルトのエレメントがその場に保持される力が釣り合う。つまり、エレメントのサドル面とリングとの接触荷重 N が決定する。

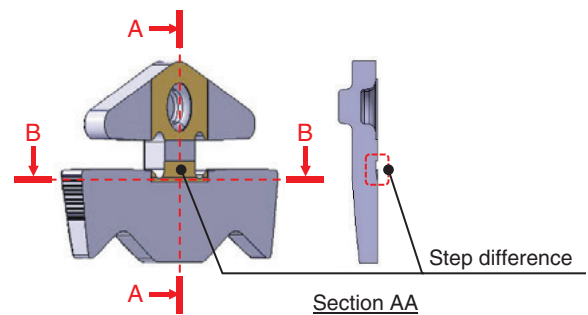


Fig. 10 Step difference on back of element

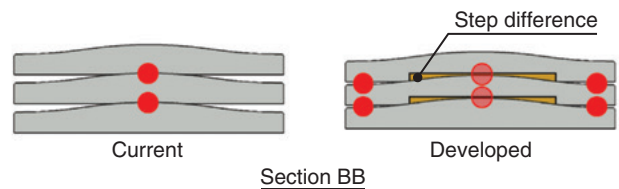


Fig. 11 Contact position of element

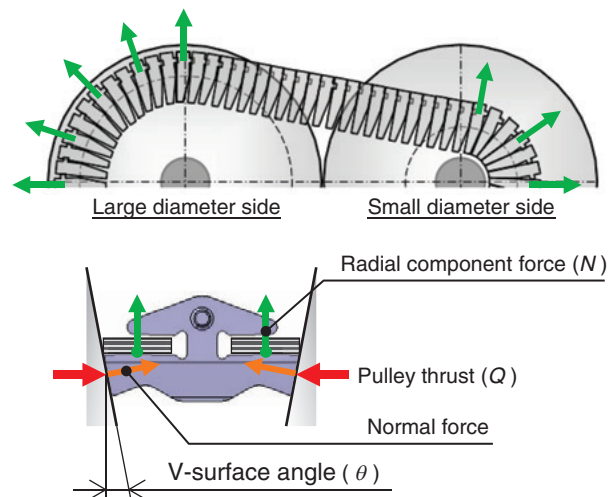


Fig. 12 Force applied to pulley and belt

Fig. 12の通り、接触荷重 N はプーリ軸推力 Q とプーリ V 面角度 θ の半径方向分力に相当する。よって、接触荷重はプーリ軸推力とプーリ V 面角度に依存し、半径方向分力を下げることでエレメントとリング間の摩擦損失を低減することができる。しかし、プーリ軸推力 Q にはトルク伝達容量を決める役割がある。そのため、各プーリのトルク伝達容量 T は巻きかけ半径 R 、ベルト摩擦係数 μ_b より式 (2) で与えられ、トルク伝達に必要なプーリ軸推力が決まる。

$$T = \frac{2\mu_b R Q}{\cos \theta} \quad (2)$$

なお、運転条件等による影響についてここでは省略し、一義的に記載している。また、プーリ軸推力には式 (2) で与えられるトルク伝達容量を決める低軸推力側と変速比を決める高軸推力側があり、変速比により駆動プーリと従動プーリのいずれかに与えられる。この時、変速比を決める高軸推力側プーリには V 面角度 θ の巻きかけ半径方向分力に必要な軸推力が加算されるためトルク伝達容量以上の推力が与えられることとなる。つまり、トルク伝達容量は V 面角度 θ が小さいほどプーリ軸推力を低くでき、変速比を決める高軸推力側は V 面角度 θ が大きいほど加算される軸推力を低くできるという相反する特性を持つ。

今回、エレメントのサドル面とリングの接触荷重を小さくするために、プーリ V 面形状を 11 度単一形状から 9 度および曲率の複合形状に変更した。これにより、接触荷重 N を決定するプーリ V 面角度 θ は、プーリの半径方向に狭角から広角と推移するように設定した (Fig. 13)。

これによって、金属ベルトの巻きかけ半径が小さいときは接触角度を小さくでき、エレメントのサドル面とリングの接触荷重を小さくすることが可能となる。また、巻きかけ半径が大きいときは接触角度を大きくすることができるため、狭角化によって上昇する高軸推力側のプーリ軸推力を低減することが可能となる。ここで、複合 V 面形状採用によるエレメントのサドル面とリングの接触荷重低減効果を各プーリ軸間に働く力 (以下、プーリ軸間力) として Fig.

14 に示す。なお、プーリ軸間力とは金属ベルトがプーリ軸推力により押し出される際にプーリ軸が受ける力である。

3.3. ミスアライメントの低減

複合 V 面形状プーリの採用にあたって、以下の三点に留意し決定した。一つ目は、可動プーリのストローク量が従来プーリ (11 度単一角) に対して増加しないようにする。二つ目は、金属ベルトのピッチ半径の小さい側で、プーリとベルトの V 面が点接触とならないようにする。最後に、可動プーリのストローク差をなくし、ミスアライメントを排除できるようにする。金属ベルト式 CVT は、駆動側および従動側の可動プーリがストロークすることで金属ベルトのピッチ半径を変更し、その半径差によって任意の変速比を決定する。このときに必要なストローク量は変速機の大

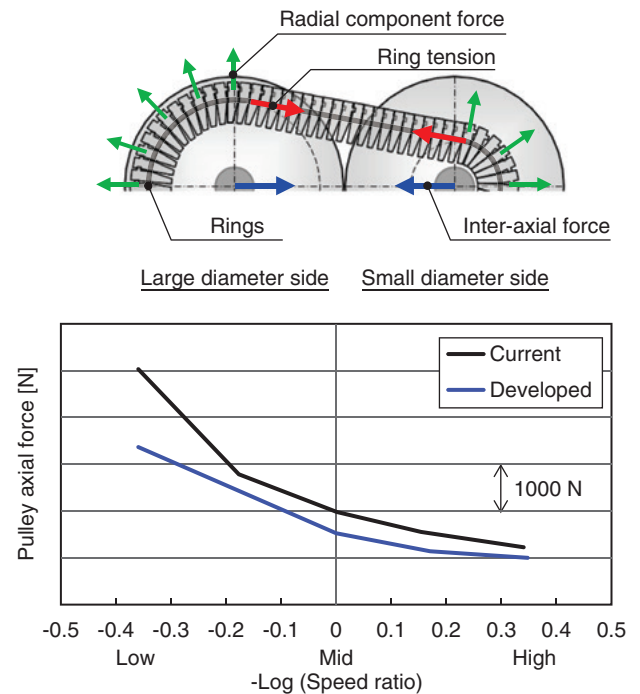


Fig. 14 Pulley inter-axial force

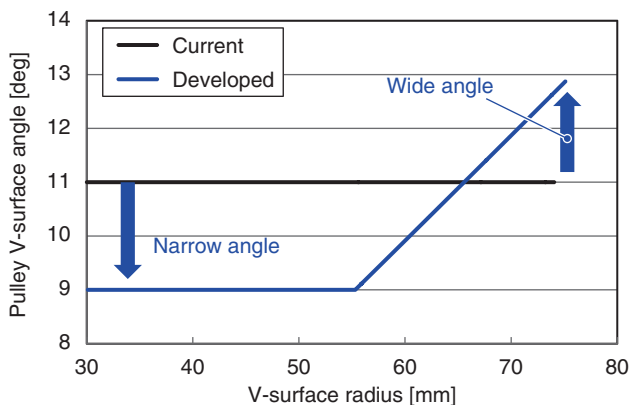


Fig. 13 Radius and angle of pulley V-surface

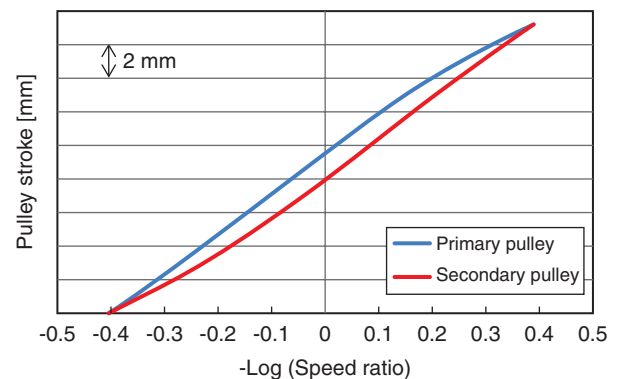


Fig. 15 Pulley stroke in 11 deg pulley

きさを決定し、プーリ軸間距離と金属ベルトの周長より各変速比を作るときの可動プーリストローク量が決定する。変速に必要な各プーリのストローク量は Fig. 15 の示すように駆動側と従動側で差を生じ、その差分の 1/2 がミスアライメントとなる。

ミスアライメント C_{MA} は、変速比 $i = 1.0$ (Mid レシオ) のときの巻きかけ径 D と駆動および従動プーリ軸間距離 s より式 (3) で与えられる。

$$C_{MA} = \frac{D^2(i-1)^2}{\pi s(i+1)^2} \tan \theta \quad (3)$$

今回、ミスアライメントをプーリ V 面形状で補正するための母線関数をプーリシャフト軸を Y, 半径軸を X として式 (4) で定義した。

$$\begin{aligned} X \leq \text{Mid ratio radius のとき} \\ \text{Pulley shape coordinates} = X \tan \theta \end{aligned} \quad (4-1)$$

$$\begin{aligned} X > \text{Mid ratio radius のとき} \\ \text{Pulley shape coordinates} = X \tan \theta + C_{MA} \end{aligned} \quad (4-2)$$

なお、実際のミスアライメント補正量はエレメント側に設けた曲率形状分多く付加する必要があるため、式 (4) は簡易式で表記した。

このように、ミスアライメント相当量をプーリ母線に付与することで、プーリストロークは各プーリでほぼ同一となる (Fig. 16)。変速比によらずミスアライメントを抑制できることは、エレメントの整列性を向上させることに寄与する。

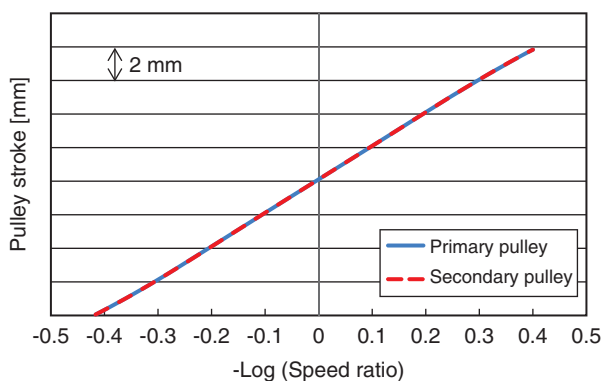


Fig. 16 Pulley stroke in developed pulley

4. 動力伝達効率の向上効果

検討した二つの動力伝達効率向上手法について、単体試験にて変速比ごとの動力伝達効率を試験した。動力伝達効

率は変速比によって駆動プーリおよび従動プーリでの巻きかけ半径が異なることなどにより変化する。そのため、動力伝達効率の評価は Low, Mid, High と各中間変速比である 1.5, Top の 5 種で実施した。その結果, Low レシオ 2.4%, High レシオ 1.6%, 平均動力伝達効率 0.9% 向上を達成した (Fig. 17)。ここでの平均動力伝達効率向上率は設定した各変速比での向上率の平均値で表した。また, Mid レシオにおいては駆動プーリと従動プーリの V 面角度が双方同一であること, かつ狭角化した影響で高軸推力側の推力が上昇したため, 動力伝達効率が低下したものと考えられる。

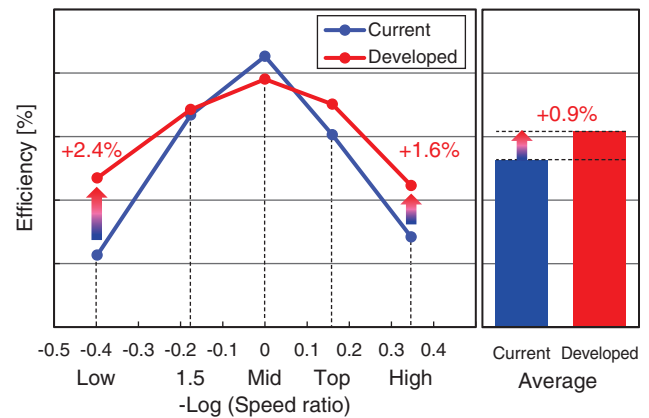


Fig. 17 Power transmission efficiency

5. まとめ

CVT の動力伝達効率向上をねらいとして、金属ベルト内部での滑りによる摩擦損失の低減を図った。

- (1) 金属ベルトのエレメントとリングにおける、プーリ巻きかけ半径差による滑りをエレメントロッキング位置の変更により小さく設定し、滑り量の低減から摩擦損失の低減を可能とした。また、課題となる耐久性についてもエレメントの相互接触を安定させることで対応した。
- (2) プーリの V 面形状を高軸推力側と低推力側の特徴を活かして複合形状に変更することで、金属ベルトエレメントとリングの接触荷重を低減し、摩擦損失の低減を可能とした。
- (3) プーリ V 面の複合形状化は、駆動および従動プーリのストローク量の差によるミスアライメントの補正が可能であり、金属ベルトの整列性を向上させた。

これら本プーリベルト機構を採用することにより、平均動力伝達効率 0.9% の向上を達成した。

参考文献

- (1) 経済産業省自動車新時代戦略会議中間整理(案)補足資料, p.18, (2018)
- (2) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 斎藤俊博, 石井和夫, 岡田善成, 有川守: CVT用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190
- (3) 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
- (4) 一條秀治, 矢ヶ崎徹, 安藤大起, 坂上恭平, 隅田聡一郎: 高効率金属ベルト式 CVT 変速機構の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.1, p.33-39
- (5) Saito, T., Miyamoto, K.: Transmission Efficiency Prediction for CVT Metal V-belt with Ratio Feedback Control, CVT-HYBRID 2010 Proceedings, p.29-34, (2010)
- (6) 守本佳郎: 無段変速機 CVT 入門, グランプリ出版社, p. 53-56, (2004)
- (7) 特許番号, 第 6094911 号, (2017)

■ 著 者 ■



隅田聡一郎



矢ヶ崎 徹



青木 亮太



浅井 光