

CVT のベルト挟圧力最適化に向けた瞬時安全率推定法

Method of Estimating Instantaneous Safety Factor for Self-optimizing Control of Clamping Force in CVT

坂 上 恭 平¹

Kyohei SAKAGAMI

要 旨

駆動プーリで発生する回転変動は、金属 V ベルトを介して従動プーリへと伝達される。その際、回転変動はベルト滑りの大きさに応じて減衰する。この回転数変化に着目して、ベルト挟圧力の瞬時安全率を推定する手法を提案した。駆動および従動プーリは弾性体を介して接続される 1 次元振動系とみなし、振動モデルを構築した。この振動モデルに基づき、駆動および従動プーリの回転数変化を入力とした状態推定をおこない、瞬時安全率を推定した。また、実験車両のドライブシャフトトルクとベルト挟圧力を測定することで実際の安全率を求めた。さらに、実際の安全率と提案手法による推定値とを比較し、提案手法の有効性を検証した。車両状態としては、車両質量の変化と、左右輪の差動を与えた。また、経年変化の影響を想定し、摩擦係数の異なる二種類の供試体を用いて検証をおこなった。その結果、安全率 1.25 以下の推定精度が要求される範囲において、2% の誤差範囲で瞬時安全率の推定が可能であることが確かめられた。提案手法を用いることで、従来未知であった摩擦係数の変化に対しても、ベルト挟圧力を適合させることができる。

ABSTRACT

When fluctuations in the drive pulley speed are transmitted to the driven pulley via the metal V-belt, the transmitted fluctuations are attenuated according to the belt slippage. The research discussed in this paper focused on these fluctuations in the pulley speeds and developed a method for estimating the instantaneous safety factor for belt clamping force. First, a vibration model was built by regarding the drive and driven pulleys as a one-dimensional vibrating system connected by elastic bodies. Based on this vibration model, the instantaneous safety factor was then estimated from changes in the pulley speeds. In order to verify the method's validity, the actual safety factor was calculated by measuring the driveshaft torque and belt clamping force in a test vehicle and compared with the value estimated using the proposed method. In verification testing, changes in vehicle body weight and left-right wheel differential were applied to the test vehicle. With the assumption that aging may affect the results, verifications were also performed with two test pulleys with different coefficients of friction.

The results verify that, in the required estimation accuracy range of a safety factor of 1.25 or lower, instantaneous safety factor can be estimated to within an error range of 2%. Using the proposed method, belt clamping force can be adapted even for changes in friction coefficient, a traditionally unknown variable.

1. ま え が き

近年、燃費向上への要求がさらなる高まりをみせ、トランスミッション領域においては動力伝達効率の向上が重要となっている。自動車用トランスミッションには多様な形式が存在するが、エンジンの Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) を最適化できる Continuously Variable Transmission (CVT) が近年急速に普及した⁽¹⁾。CVT の構造としては、金属 V ベルトを用いた金属 V ベルト式 CVT (以下、単に CVT という) が主流である。この

CVT は、一対のプーリに対して、ベルトの巻き付き半径を任意に変更することで無段階に変速をおこなうことができる。CVT の動力損失内訳を Fig. 1 に示す。内訳は、燃費測定モードの一つである JC08 を走行した場合の一例である。CVT の動力損失要因としては、油圧ポンプ仕事と金属 V ベルト内部の摩擦損失が大半を占める。

CVT は、油圧によりベルト挟圧力を発生させ、このベルト挟圧力による金属 V ベルトとプーリとの摩擦で動力を伝達する。したがって、油圧を発生させるための油圧ポンプが必要である。

¹ オートモービルセンター、博士 (工学)

金属Vベルトは、複数のエレメントを二対の積層リングで保持する構造となっている (Fig. 2)。エレメントおよびリングは自由に相互運動できる構造のため、車両走行中の金属Vベルトには、エレメントとリングとの間に滑りが生じる。これが金属Vベルト内部に生じる摩擦損失の主たる要因である。

CVTの動力伝達効率を向上するためには、ベルト挟圧力を低減することが効果的である。ベルト挟圧力を低減するとリングに作用する張力が減少し、金属Vベルト内部の摩擦損失を低減することができる。ベルト挟圧力の低減は、同時に、油圧ポンプ仕事の低減にもつながる。

ここで、ベルト挟圧力を過度に低減するとプーリに対するベルト滑りが大きくなるため、限界のベルト挟圧力を把握することが重要である。Fig. 3に金属Vベルトの摩擦特性を示す⁽²⁾。ベルトは、自身の弾性変形により常に微小な滑り (弾性滑り) をともなうが、部分的にはプーリと固着した領域が存在する [Fig. 3 (A) の領域]。ベルト挟圧力が不足すると、ベルトはプーリの全域で滑り (移動滑り)、このとき固着領域は存在しない [Fig. 3 (B) の領域]。移動滑りが生じると動力伝達効率はかえって低下し、ベルトの損傷を招くおそれもある。したがって、動力伝達効率と耐摩耗性の観点から、弾性滑りの範囲内でベルト挟圧力を低減することが望ましい。ここで、摩擦係数の変化が課題となる。

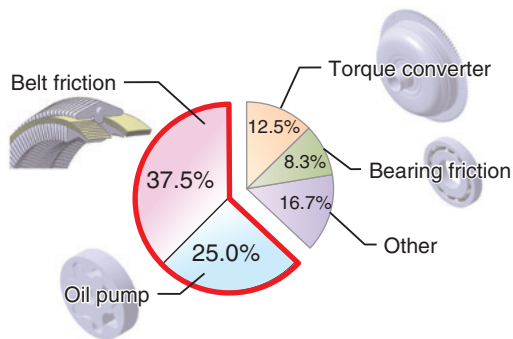


Fig. 1 Breakdown of power consumed in CVT (during operation in JC08 mode)

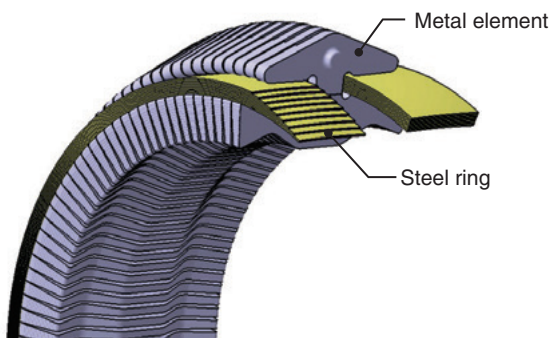


Fig. 2 Structure of metal V-belt

金属Vベルトとプーリ間の摩擦形態は境界摩擦である。摩擦係数は、摩擦面の表面粗さや、潤滑油により形成される境界潤滑膜のせん断強度の影響を受ける⁽³⁾。さらに、これらは運転負荷により変化するため、摩擦係数の経年変化を考慮に入れなければならない。したがって、考えられるユースケースのなかで最低の摩擦係数を想定し、狭圧力余裕を加えたベルト挟圧力を設定する。走行距離の少ない場合、この狭圧力余裕は余剰となる。

この課題に対し、車両走行中に限界のベルト挟圧力を学習する手法が研究されてきた⁽⁴⁾⁻⁽⁷⁾。しかし、いずれも、ベルト滑りの急速な増加によって限界のベルト挟圧力を判定するものである。これは短時間ながら移動滑りが生じることになり、アブレシブ摩耗の進展に対する懸念がある。また、油圧の脈動や応答遅れにより、ベルトの凝着摩耗といった事象も招くおそれがある。

動力伝達効率は弾性滑り限界 [Fig. 3 (A)-(B) の境界] において最大となる。しかし、実際の制御においては、油圧の脈動や応答遅れを許容する必要がある。挟圧力余裕を完全に排除することはできない。この挟圧力余裕を可能な限り低減するためには、弾性滑り限界に対する、その瞬間の安全率が把握できればよい。このような実際の挟圧力余裕をあらわす安全率を、瞬時安全率と呼ぶことにする。本研究では、移動滑りをともなうことなく、瞬時安全率を推定することを目的とする。これまでの研究において、弾性滑り限界を予測する手法を提案した⁽⁸⁾。本稿では、予測した弾性滑り限界をもとに瞬時安全率を推定することを考える。また、提案手法を実車両に適用し、その有効性を検証する。

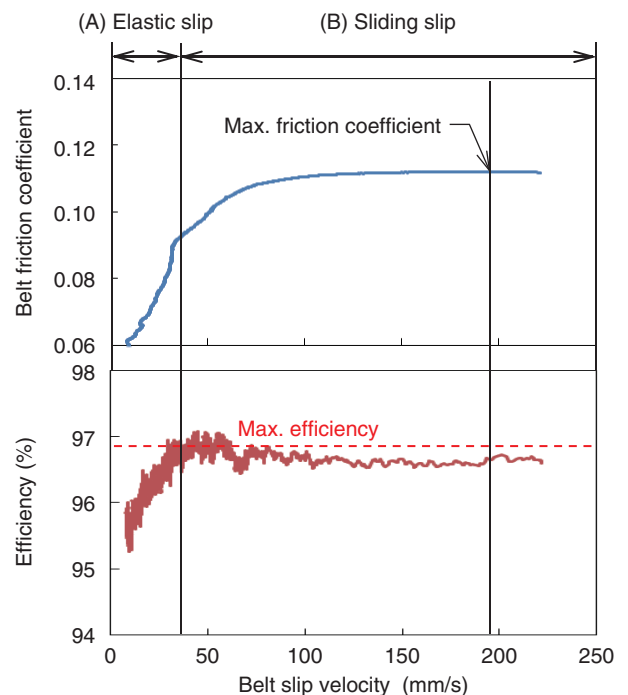


Fig. 3 Characteristics of belt friction

2. 滑りのモデル化と安全率推定式の提案

2.1. 前提条件と仮定

本研究では、クルーズ走行時（定常状態）における動力伝達効率の向上を目指す。対象とする車両は、動力源をエンジンとする車両であって、CVT にはエンジンの筒内圧変動が入力されるものとする。車両状態としては、タイヤと路面とは滑ることなく直進している状態を前提とする。CVT の変速状態としては、速度比 $i \leq 1$ （増速側、 $i = N_{DR}/N_{DN}$ ）であり、なおかつ、 $i = \text{const.}$ とみなせる定常状態を前提とする。

この前提条件のもと、安全率の定式化にあたっては下記の仮定を導入した。

(i) ベルト滑りは従動側で生じる

ベルト滑りの発生要因として、ベルトの弾性変形による滑り（弾性滑り）が支配的である⁽²⁾。プーリの回転にともなう、ベルトの弾性エネルギー変化を模式的にあらわすと Fig. 4 のようになる⁽⁹⁾。 $\beta_{DR,DN}$ のベルト巻き付き範囲に対して、 $\alpha_{DR,DN}$ の範囲に摩擦力が作用する。駆動プーリはベルトを押し出すことで従動プーリを回転させる。その際の圧縮力により、ベルトには圧縮ひずみが生じる。エネルギー観点では、駆動プーリからのトルク入力を受けて、ベルトには E_1 の弾性エネルギーが蓄えられる。一方、従動プーリでは、トルク伝達に際して圧縮ひずみが解放され、 E_2 の弾性エネルギーが散逸する。CVT 全体の系で捉えると、ベルト 1 回転あたりに E_2 だけ損失が生じることになる。この損失は、ベルト－プーリ間での摩擦損失と同義である。プーリ内での摩擦力分布が一樣であるとする、 $\alpha_{DN} \leq \beta_{DN}$ において、 E_2 は α_{DN} に比例する。トルク入力が増加すると、必要な摩擦力を得るために α_{DN} も拡大し、 $\alpha_{DN} = \beta_{DN}$ となったとき移動滑りが生じる。以上より、エネルギー的に等価な平均滑り速度 V のベルト滑りが従動側で生じるという等価変換が可能であり、

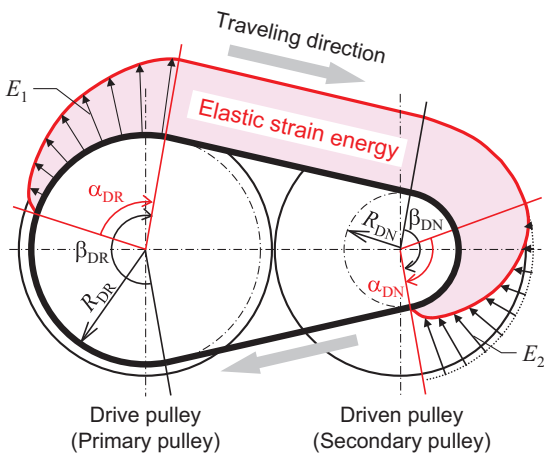


Fig. 4 Schematic diagram of transmitting power

$$\begin{aligned} V &\propto E_2 \\ &\propto \alpha_{DN}/\beta_{DN} = T_{DN}/T_{\max,DN} \end{aligned} \quad (1)$$

であると仮定した。 $T_{\max,DN}$ は従動側の最大伝達可能トルクであり、 $T_{DN}/T_{\max,DN}$ はトルク容量の使用率をあらわす。

(ii) 左右のドライブシャフトは等価剛性で代表できる

タイヤと路面とは滑ることなく直進していることから、左右ドライブシャフトのねじり剛性 k_{2L} , k_{2R} は、次式の等価剛性 k_2 であらわすことができると仮定した。

$$k_2 = k_{2L} + k_{2R} \quad (2)$$

(iii) 振動伝達経路として、車輪は固定端とみなせる

一般に、回転系の質量に比べ、車両質量は十分大きいことから、車輪の回転変動は無視できると仮定した。

2.2. 弾性滑り限界の予測

瞬時安全率を求めるためには、滑り状態の推定はもとより、弾性滑り限界を予測しなければならない。著者のこれまでの研究にて、プーリの回転変動情報のみを用いて弾性滑り限界を予測する手法を提案した⁽⁸⁾。この手法では、滑りによる摩擦減衰を考慮した振動モデルを用意し、測定された回転変動データに基づき減衰パラメータの推定をおこなう。すなわち、プラントの適切な振動モデルが必要となる。しかし、これまでの研究ではベルト試験機での検証にとどまり、提案手法を実車両に適用するためには、振動モデルの再考が必要となる。

Fig. 5 に実車両のパワートレインを構成する機械要素のねじり剛性を示す。Fig. 5 では、ねじり剛性を各機械要素

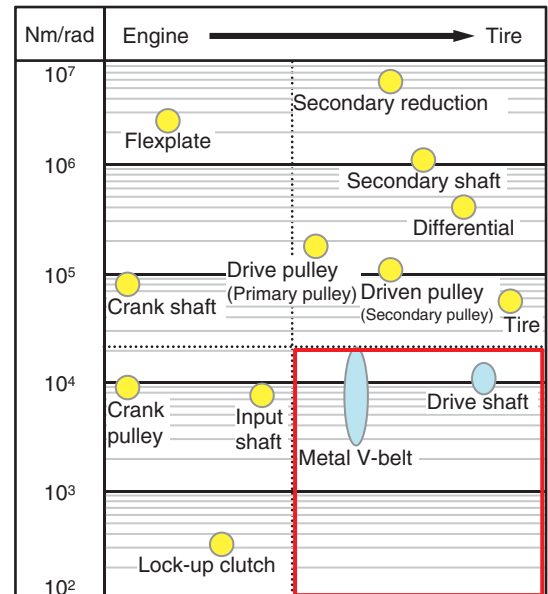


Fig. 5 Torsional rigidity of powertrain

素の接続順にしたがって、エンジンからタイヤに向かう順で左から右に示した。提案手法では、後述するように駆動プーリの回転変動を境界条件として与えるため、モデル化する範囲は駆動プーリからタイヤまでの間となる。

一般に、慣性モーメントに比べて相対的にねじり剛性が低い要素ほど固有振動数への寄与が大きい。弾性滑り限界を予測する観点においては、少なくともベルト剛性を考慮する必要がある。

したがって、振動モデルを設定するにあたって重点を置くべき要素は以下ようになる (Fig. 5 赤枠部)。

- (i) 駆動プーリからタイヤまでの要素
- (ii) ねじり剛性が、ベルト剛性と同等かそれ以下の要素

ベルトとドライブシャフトをねじりばね要素とし、そのほかの要素を剛体として扱った。設定した振動モデルを Fig. 6 に示す。

前節の仮定のもと、動作点まわりの回転摂動を θ とすると、変分方程式は次式となる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\rho_1^2 \omega_1^2 & -2v_1 \rho_1^2 \omega_1 \zeta_1 & 0 & 2v_1 \rho_1^2 \omega_1 \zeta_1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 2v_1 \omega_1 \zeta_1 & -\omega_2^2 & -2v_1 \omega_1 \zeta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \\ x_3 \\ x_3 \end{bmatrix} + \frac{\rho_1^2 \omega_1^2}{\Omega} \begin{bmatrix} 0 \\ a_1 \sin \Omega t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

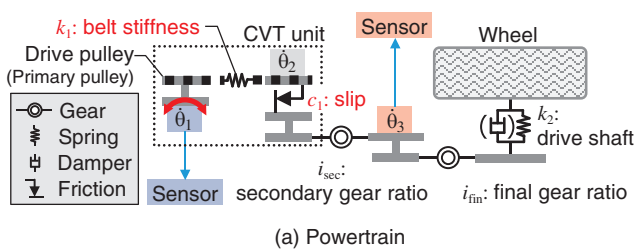
ただし、

$$x_2 = i\theta_2, x_3 = i\theta_3, i = R_{DN}/R_{DR}, i_a = i_{sec} i_{fin}$$

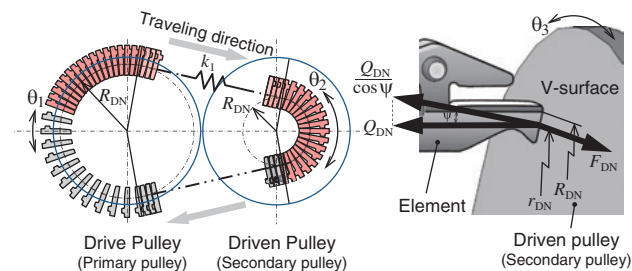
$$I_2 = WR_{DN}^3 \beta_{DN}, I_3 = I_{DN} + \frac{1}{i_{sec}^2} \left(I_{sec} + \frac{I_{fin}^2}{i_{fin}^2} \right)$$

$$v_1 = r_{DN}/R_{DN}, \rho_1 = \sqrt{I_3/I_2}$$

$$\omega_1 = R_{DN} \sqrt{\frac{k_1}{I_3}}, \omega_2 = \frac{1}{i_a} \sqrt{\frac{k_2}{I_3}}, \zeta_1 = \frac{c_1 Q_{DN} R_{DN}}{\sqrt{I_3 k_1} \cos \psi}$$



(a) Powertrain



(b) Variator

Fig. 6 Simple model of transmitting power

とおいた。ここでの動作点とは、全周波数成分における周期解 $x = (x_2, \dot{x}_2, x_3, \dot{x}_3)$ の平均値 (期待値) を指す (厳密な導出は参考文献⁽⁸⁾を参照されたい)。

式 (3) において、未知数は (ω_1, ζ_1) の二つである。そのほかのパラメータは、定数であるか算出可能であって既知である。ベルト滑りの影響は ζ_1 にあらわれることから、未知数 ζ_1 を推定できれば、滑り状態を評価できることになる。ここで、駆動プーリにはエンジンの筒内圧変動に起因した周期的な回転速度の変動が生じる。この回転変動が、振幅 a_1 、角振動数 Ω であったとすると、 $\dot{x}_1 = \dot{\theta}_1 = a_1 \cos \Omega t$ であらわされる。式 (3) の右辺第 2 項は、この回転変動入力をあらわしている。いま、従動プーリに $\dot{x}_3 = a_3 \cos(\Omega t - \phi)$ なる回転変動が伝達され、 $a_3/a_1 = m$ であったとする。 $\dot{x}_3 = a_3 \cos(\Omega t - \phi)$ を式 (3) に代入し、 (ω_1, ζ_1) について解くと、 (ω_1, ζ_1) を (m, ϕ) であらわすことができる。

$$\omega_1(m, \phi) = \Omega \sqrt{\frac{\left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 \left(1 + \frac{1}{\rho_1^2} \right) - 1 \right] \left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right]}{\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 \left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right] \left(1 - \frac{\cos \phi}{m} \right)}} \quad (4)$$

$$\zeta_1(m, \phi) = \frac{1}{2v_1} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right] \left[1 - \frac{1}{\rho_1^2} \left(\frac{\Omega}{\omega_1} \right)^2 \right]}{\frac{\sin \phi}{m} \cdot \frac{\Omega}{\omega_2}} \quad (5)$$

すなわち、式 (5) より、観測された駆動および従動プーリの回転変動から振幅比 m 、位相遅れ ϕ を評価することで、現在の滑り状態量 ζ_1 を推定することができる。また、式 (4) は未知のベルト剛性 k_1 を同時に推定できることを示している。

以上より、現在の滑り状態量 ζ_1 を推定する手法を示した。一方で、弾性滑り限界における ζ_1 の値 ζ_c は一義的にあらわすことができる。

$$\zeta_c = \frac{\rho_1}{v_1} \left[\frac{\rho_1^4 + 20\rho_1^2 - 8 + \rho_1(\rho_1^2 - 8)^{\frac{3}{2}}}{32(\rho_1^2 + 1)^3} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

これは、式 (3) の Jacobian が実数となる最大の ζ_1 を求めることで得られる。式 (6) より、弾性滑り限界のしきい値 ζ_c は既知数のみから得られる。したがって、現在の滑り状態量 ζ_1 が推定できれば、弾性滑り限界までの余裕度を予測することができる。

2.3. 瞬時安全率の推定

ベルトが滑ることなく動力を伝達するためには、入力トルクを伝達可能なベルト狭圧力が必要である。実車両では、プーリのピストン室に油圧を供給し、ベルト狭圧力を作用させる。制御力が油圧であることから、油圧の脈動や

応答遅れを考慮した制御系設計が必要である。このような観点から、狭圧力余裕を見込んだ制御が必要であり、安全率 s_f は次式で定義される。

$$s_f = \frac{T_{\max}}{T} = \frac{Q}{Q_{\min}} \quad (7)$$

$T_{\max}$ は現在付与しているベルト狭圧力 (プーリの軸方向推力) Q に対して伝達可能な最大トルクである。一方, $Q_{\min}$ は現在の入力トルク T を伝達可能な最小のベルト狭圧力である。ここで、伝達可能とは弾性滑り領域内での動力伝達をいう。本稿の条件では、従動プーリで移動滑りが発生するため、安全率 s_f は従動側について求めた。

前節より, ζ_1 と ζ_c を比較することによって、滑り速度観点で弾性滑り限界を判定することはできる。しかし、弾性滑り限界に対する狭圧力余裕を直接的に求めることはできない。そこで、安全率 s_f を、既知の特性を利用して ζ_1 の関数であらわすことを考える。ここでいう既知の特性とは、

- (i) $\zeta_1 = \zeta_c$ のとき, $s_f = 1$ (弾性滑り限界)
- (ii) $\zeta_1 \propto T_{\text{DN}}/T_{\text{max,DN}} = 1/s_f$ (ζ_1 が滑り速度に相関することと、式 (1) の仮定より)

上記の関係性を図示すると Fig. 7 のようになる。Fig. 7 には試験結果の一例をプロットで併記してある。 ζ_c は式 (6) より既知であるから、Fig. 7 の関係は ζ_1 を用いて次の形であらわされる。

$$s_f(\zeta_1) = \frac{1}{K_\tau(\zeta_1 - \zeta_c) + 1} \quad (8)$$

K_τ は係数である。無負荷時の滑り速度はベルトの構造に依存するため、使用するベルト (諸元違い) に対して式 (8) より、あらかじめ K_τ を求めておくことで安全率を推定した。

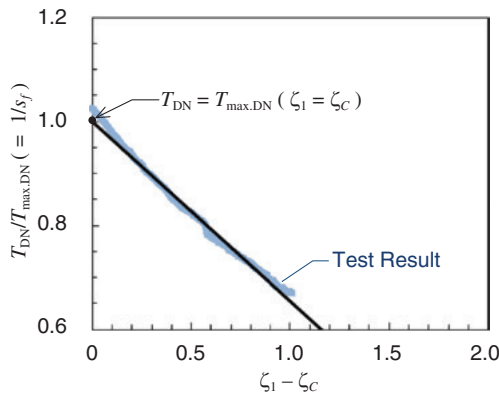


Fig. 7 Relationship between torque capacity and ζ_1

3. 実験方法

前章では、駆動および従動プーリの回転変動を用いて瞬時安全率を推定する手法について述べた。この手法の有効性を検証するため、実験車両を走行させた状態で瞬時安全率を測定し、推定値との比較をおこなった。実験車両の構成を Fig. 8 に示す。実験車両は、前輪駆動の FF 車両を用いた。エンジンから CVT への動力伝達経路としてトルクコンバータ、遊星歯車機構を備え、これにより動力の切断や前後進の切り替えをおこなう。CVT から出力された動力は、セカンダリ、ファイナルの二段階の減速機構を経て、タイヤに伝達される。

CVT の作動状態として、従動プーリにベルト挟圧力 Q_{DN} が与えられたとき、従動プーリ側の最大伝達可能トルク $T_{\text{max,DN}}$ は次式であらわされる。

$$T_{\text{max,DN}} = \frac{2\mu_c Q_{\text{DN}} r_{\text{DN}}}{\cos\psi} \quad (9)$$

ここで、 μ_c は弾性滑り限界における摩擦係数、 r_{DN} はベルト巻き付き位置に対する摩擦有効半径、 ψ は V 溝の半頂角である。安全率の定義より、式 (9) を式 (7) に代入して、

$$s_f = \frac{2\mu_c Q_{\text{DN}} r_{\text{DN}}}{T_{\text{DN}} \cos\psi} \quad (10)$$

を得る。従動プーリに対する、現在の負荷トルク T_{DN} 、ベルト挟圧力 Q_{DN} を測定し、式 (10) に代入して求めた s_f を瞬時安全率の測定値とした。摩擦有効半径 r_{DN} は、現在の速度比 $i (= N_{\text{DR}}/N_{\text{DN}})$ より幾何学的に求まる。従動プーリの負荷トルク T_{DN} を直接測定するのは容易ではないため、左右のドライブシャフトに作用するトルク $T_{\text{L,R}}$ を測定した。トルクの測定にはひずみゲージを用い、次式により、従動プーリの負荷トルク T_{DN} に変換した。

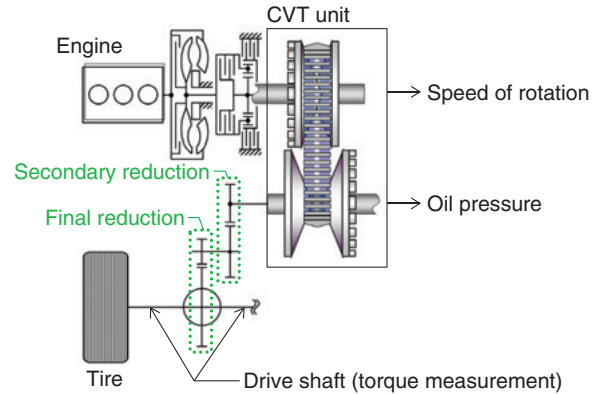


Fig. 8 Schematic view of test vehicle

Table 1 Test conditions

Vehicle speed	70, 80, 90, 100 km/h
Speed ratio, i	0.468
Vehicle body weight	1440, 1651 kg
Differential diameter rate, ε_{LR}	0.9-1.1 (used chassis dynamometer)
Oil temperature	85-105 degC

$$T_{DN} = \frac{T_L + T_R}{i_{sec,fin} \eta_{sec} \eta_{fin}} \quad (11)$$

$i_{sec,fin}$ は減速機構の減速比, $\eta_{sec,fin}$ は歯車の伝動効率である。 $\eta_{sec,fin}$ は, とともに 0.99 とした。ベルト挟圧力 Q_{DN} は, ピストン室への供給油圧を測定し, 回転による遠心油圧成分を加えることにより求めた。あらかじめ摩擦係数 μ_c を測定したベルトおよびプーリを実験車両に搭載した。

実験条件を Table 1 に示す。車速は 70-100 km/h とし, クルーズ走行をおこなった。そのため, 速度比は増速側で略一定となる。車両質量は, 空車状態 (1440 kg) と定員乗車相当 (1651 kg) の二通りとした。暖機後の走行とした。

また, 本研究では直進状態を前提としているが, 左右輪に異なる動半径のタイヤを装着した場合, 直進状態にもかかわらず左右輪の差動が生じる。このことは, 推定精度に影響を与える可能性がある。そこで, 実験車両の駆動輪をシャシダイナモメータに固定し, 左右輪の回転数を変化させた。左右輪の動半径を R_{LR} として, 左右の異径率 ε_{LR} を次式で定義する。

$$\varepsilon_{LR} = \frac{R_R}{R_L} \quad (12)$$

このとき, 異径率 ε_{LR} に応じて左右輪の回転数 $N_{L,R}$ は次のように変化する。

$$N_L = \frac{2\varepsilon_{LR}}{1 + \varepsilon_{LR}} \cdot \frac{N_{DN}}{i_{sec} i_{fin}} \quad (13)$$

$$N_R = \frac{2}{1 + \varepsilon_{LR}} \cdot \frac{N_{DN}}{i_{sec} i_{fin}}$$

N_{DN} は従動プーリの回転数である。パンク時など, テンパタイヤ装着時を想定し, $\varepsilon_{LR} = 0.9-1.1$ を模擬した左右輪の差動を与えた。

4. 実験結果および考察

車速 70-100 km/h にてクルーズ走行をおこない, 式 (5) に基づいて滑り状態量 ζ_1 を算出した。 ζ_1 と, このときの安全率 (測定値) との関係を図 9 に示す。実験条件は, Table 1 に示す条件のうち, 基準条件 (空車状態: 1440 kg, 左右輪の差動なし: $\varepsilon_{LR} = 1$) である。Fig. 9 の結果に対して, 式

(8) の K_τ を最小二乗法により決定した。式 (8) での近似結果を, Fig. 9 に実線で重ね描きしてある。この K_τ と, 走行中の回転変動より算出した ζ_1 とに基づき瞬時安全率を推定した。

上記基準条件において, 提案手法による安全率の推定誤差を図 10 に示す。安全率の推定誤差 ε_{sf} は次式で定義した。

$$\varepsilon_{sf} = \frac{s_{fest} - s_f}{s_f} \quad (14)$$

s_{fest} は安全率の推定値, s_f は測定値である。Fig. 10 (a) は車速に対して, Fig. 10 (b) は安全率の大きさ (測定値) に対する推定誤差を整理した。Fig. 10 (a) より, 最大で 30% 程度の推定誤差が見受けられるが, 推定誤差と車速との相関は認められなかった。一方, Fig. 10 (b) より, 安全率が 1 に近づくほど推定誤差は減少する傾向がみられた。これは, 安全率が減少するほどベルト滑り (回転変動の減衰) が増加し, 推定が容易になるためと考えられる。推定誤差は, $s_f \leq 1.67$ の範囲で 15% 以下 ($1.50 \leq s_{fest} \leq 1.93$), $s_f \leq 1.25$ の範囲で 2% 以下 ($1.22 \leq s_{fest} \leq 1.24$) となった。少なくとも, $s_f \leq 1.67$ の範囲では, 移動滑りをともなうことなく, 弾性滑り限界までの安全率を推定できることが確認できた。

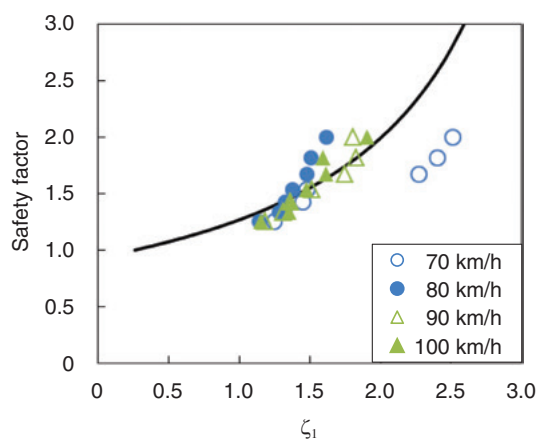
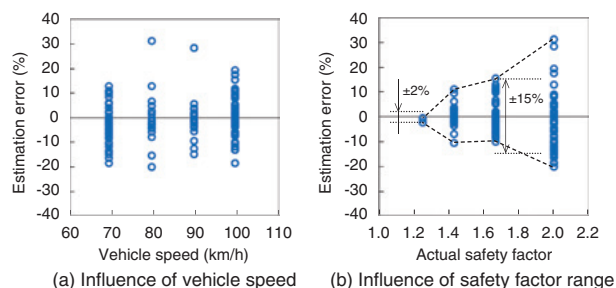
Fig. 9 Relationship between safety factor and ζ_1 

Fig. 10 Accuracy of estimating instantaneous safety factor

しかし、上述の推定精度は基準条件に対して K_t を同定した結果である。提案手法の有効性を検証するためには、車両条件の変化に対して上述の推定精度が保たれるかどうかを確認する必要がある。提案手法の導出過程において、車両条件の変化に関連した仮定を以下に再記する。

- (i) 左右のドライブシャフトは等価剛性で代表できる
- (ii) 振動伝達経路として、車輪は固定端とみなせる

(i) は左右輪が差動していない場合、(ii) は車両質量が十分大きい場合に成立する。

(i) に関して、一般的な FF 車両のドライブシャフト剛性は左右で異なる（左右が不等長）。そのため、左右輪が差動すると、等価剛性 k_2 に変化が生じる (Fig. 11)。Fig. 11 の上段は異径率 ε_{LR} に対する等価剛性 k_2 の変化率、下段は誤差伝播により求めた推定誤差の予測値である。 $\varepsilon_{LR} = 0.9$ -1.1 の範囲において、見込まれる推定誤差は 4% 以下であり、無視できる程度と予想した。(ii) に関して同様に、推定誤差の予測値を求めた (Fig. 12)。Fig. 12 は、車両質量を変化させた場合における推定誤差の予測値を示す。車両質量が 400 kg 以上であれば、見込まれる推定誤差は (i) と同様に 4% 以下であることがわかった。実験車両の車両質量は、少なくとも 1440 kg (空車状態) 以上である。したがって、車体質量の変化が及ぼす推定誤差への影響は無視できるものと予想した。また、車輪が路面に対して滑った状態（ホイールスピン）とは、回転振動系からみると車両質量が減少したことに同義である。Fig. 12 より、車両質量が 400 kg から車輪の単体質量に近づくにつれ、推定誤差が急峻に増加することがわかった。ホイールスピン時にベルト挟圧力を低減する意義はないが、制御を構築するにあたっては誤作動を防止するために注意を要する。

Fig. 13 に (i) (ii) の仮定に対する実験結果を示す。Fig. 13 (a) は、車両質量を定員乗車相当 (1651 kg) とした場合の推定誤差を示す。Fig. 13 (b) は、異径率を $\varepsilon_{LR} = 0.9, 1.1$ とした場合の推定誤差を示す。図中、破線は、基準条件 [Fig. 10 (b)] における推定誤差の最大、最小値（線形補間）

である。車両質量と異径率の変化に対して、いずれの場合も推定誤差は破線内に収まっており、基準条件と同等の推定精度が保たれていることが確認できた。特に、移動滑りが生じる危険性が増大する $s_f \leq 1.25$ の範囲では、高い推定精度が保たれることがわかった（誤差範囲 2% 以下）。また、左右輪の動半径が等しい場合、 $\varepsilon_{LR} = 0.9, 1.1$ の差動に相当する（旋回）横加速度は 23.5 m/s^2 (2.4 g) となった。このことから、基準条件において一般的な旋回であれば、旋回中も瞬時安全率の推定が可能であると考えられる。

これまでは、検証の観点として、車両状態の変化について述べた。もう一つの観点は、摩擦係数の変化についてである。経年変化により、摩擦係数 μ_c が低下した場合を模擬し、プーリ V 面を鏡面加工した供試体を準備した。この供試体を実験車両に搭載し、同様の実験をおこなった結果を Fig. 14 に示す。Fig. 14 (a) は供試体の摩擦係数 μ_c を示す。鏡面加工により、摩擦係数 μ_c は約 8% 低下した。Fig. 14 (b) に、摩擦係数 μ_c が低下した場合の推定誤差を示す。図中、破線は、基準条件の推定誤差範囲である。 $s_f = 1.67$ において、一部の結果で推定誤差が基準条件に対して増加したものの、この領域では十分な狭圧力余裕がある。移動滑りの危険性が高まる $s_f = 1.43$ においては、基準条件と同等の推定精度が保たれることが確認できた。推定誤差範囲の正負

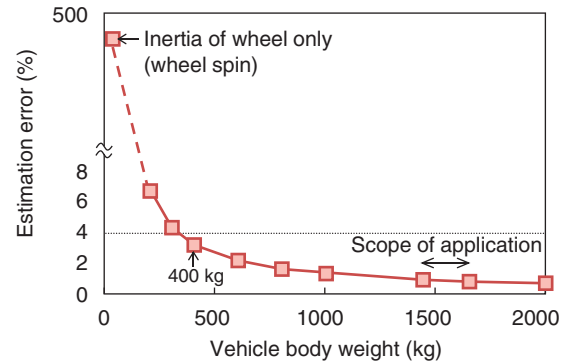


Fig. 12 Predicted influence of vehicle body weight

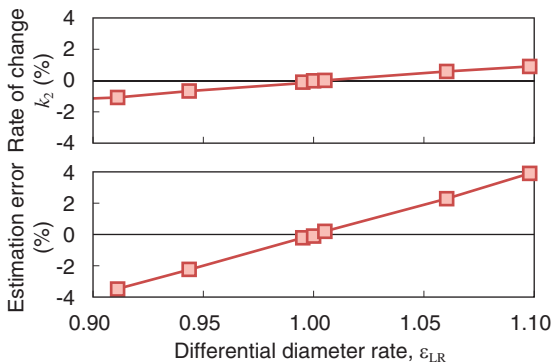


Fig. 11 Predicted influence of equivalent torsional rigidity of drive shaft

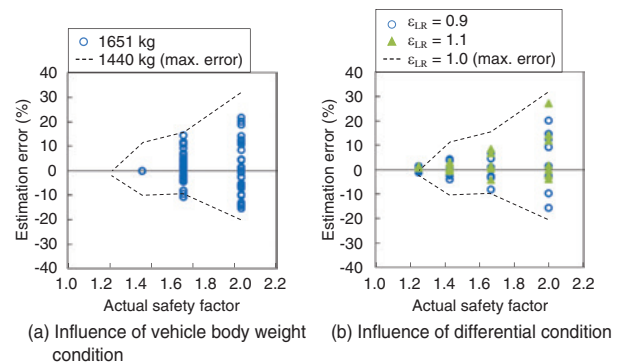


Fig. 13 Verification test results of estimating instantaneous safety factor

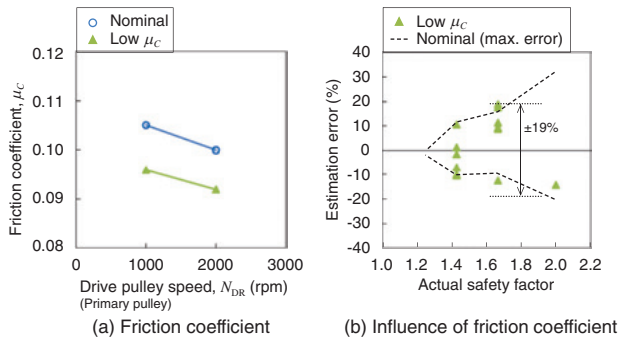


Fig. 14 Changes in estimated instantaneous safety factor over time

へのオフセットもみられなかった。

以上より、車両状態や摩擦係数の変化によらず、一定の推定精度が保たれていることが確認できた。推定精度が要求される $s_f \leq 1.25$ の範囲においては、2%の誤差範囲で瞬時安全率の推定が可能であることが確かめられた。

5. まとめ

駆動および従動プーリの回転変動情報のみを用いて、瞬時安全率を推定する手法を提案した。クルーズ走行時において提案手法の有効性を検証し、次の結果が得られた。

- (1) 車両状態（車両質量の変化、左右輪の差動）や摩擦係数の変化によらず、瞬時安全率を推定することができた。
- (2) 推定精度が要求される $s_f \leq 1.25$ の範囲においては、2%以下の誤差範囲で推定が可能であった。

今後は、急変速をはじめとした過渡状態における瞬時安全率の推定を目指す。その際に重要となる応答性の検証とあわせ、推定理論の拡張を進めていく。

参考文献

- (1) van der Sluis, F., Yildiz, S., Brandsma, A., Veltmans, P., Kunze, M.: The CVT Pushbelt Reinvented for Future Compact and Efficient Powertrains, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, p. 245-252, (2017)
- (2) 坂上恭平: 金属ベルト式 CVT の滑り発生メカニズム, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, p. 290-295, (2018)
- (3) Luengo, G., Israelachivili, J., Granick, S.: Generalized effects in confined fluids: new friction map for boundary lubrication, Wear 200(1-2): p. 328-335, (1996)

- (4) van der Sluis, F., van Dongen, T., van Spijk, G., van der Velde, A., van Heeswijk, A.: Efficiency Optimization of the Pushbelt CVT, SAE Technical Paper, 2007-01-1457, (2007)
- (5) van der Noll, E., van der Sluis, F., van Dongen, T., van der Velde, A.: Innovative Self-optimising Clamping Force Strategy for the Pushbelt CVT, SAE Int. J. Engines 2(1), p. 1489-1498, (2009)
- (6) 駕海恭弘, 岩月邦裕, 西澤博幸, 山口裕之: 金属ベルト式 CVT のベルト挟圧力最適化制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 8-05, p. 11-14, (2005)
- (7) Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M., Iwatsuki, K., Oshiumi, Y.: Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-Belt Type CVT, SAE Technical Paper, 2005-01-1462, (2005)
- (8) Sakagami, K.: Prediction of Friction Drive Limit of Metal V-Belt, SAE Int. J. Engines 8(3), p. 1408-1416, (2015)
- (9) 坂上恭平: 金属 V ベルト式 CVT の摩擦伝動限界の予測に関する研究, 同志社大学博士学位論文, p. 70-73, (2018)

List of Symbols

$a_{1,3}$	Amplitude of speed fluctuation (1: drive pulley; 3: driven pulley)
c_1	Damping factor with belt slippage
$F_{DR,DN}$	Tangential friction force on the V-surface (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
i	Speed ratio, N_{DR}/N_{DN}
i_{fin}	Gear ratio of final reduction
i_{sec}	Gear ratio of secondary reduction
$I_{2,3}$	Moment of inertia
I_{DN}	Moment of inertia of driven pulley
I_{fin}	Moment of inertia of differential
I_{sec}	Moment of inertia of secondary shaft
k_1	Compression stiffness of belt
k_2	Equivalent torsional rigidity of drive shaft
$k_{2L,R}$	Torsional rigidity of drive shaft (L: left side; R: right side)
m	Amplitude ratio, a_3/a_1
$N_{DR,DN}$	Speed of rotation of pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$N_{L,R}$	Speed of rotation of wheel (L: left wheel; R: right wheel)
$P_{DR,DN}$	Applied oil pressure for pulley thrust (DR: drive pulley; DN: driven pulley)

$Q_{DR,DN}$	Pulley thrust (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$Q_{min,DR,DN}$	Minimum pulley thrust for transmitting load torque on pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$r_{DR,DN}$	Effective radius of friction (DR: drive side; DN: driven side)
$R_{DR,DN}$	Belt pitch radius (DR: drive side; DN: driven side)
$R_{L,R}$	Effective rolling radius (L: left wheel; R: right wheel)
$T_{DR,DN}$	Load torque on pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$T_{max,DR,DN}$	Maximum transmittable torque on pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
s_f	Safety factor
V	Mean slip velocity between belt and pulley
W	Linear density of belt
$\alpha_{DR,DN}$	Active arc (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$\beta_{DR,DN}$	Belt wrap angle (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
ε_{LR}	Differential diameter rate
ε_{sf}	Relative error of estimating safety factor
ϕ	Phase lag
η	Power transmission efficiency
μ_c	Mean friction coefficient on the V-surface of pulley
θ_1	Degree of perturbation of angle of rotation of drive pulley
θ_2	Degree of perturbation of angle of rotation of elements wrapped around driven pulley
θ_3	Degree of perturbation of angle of rotation of driven pulley
$\omega_{1,2}$	Natural angular frequency
Ω	Excitation angular frequency
Ψ	1/2 the V angle
ζ_1	Quantity of slip state
ζ_c	Critical state quantity (elastic slip limit)

■ 著 者 ■



坂上 恭平