

動的挙動解析によるハーフトロイダルバリエータの スリップ安全率設計

Design of Safety Factor for Slip of Half-toroidal Variator by Dynamic Behavior Analysis

田 中 優 洋*
Masahiro TANAKA

齋 藤 俊 博*
Toshihiro SAITO

宮 本 浩 二**
Koji MIYAMOTO

要 旨

ハーフトロイダルバリエータの動力伝達特性を把握するために、動的挙動解析によってそのトラクション係数を予測する技術を開発した。本手法において、バリエータのモデル化には実動中の各部の弾性変形を再現できるように有限要素法を採用した。トラクション面におけるトラクションフルードのせん断特性を反映するため、4円筒試験を基に摩擦力を同定して挙動解析モデルの接触面に用いた。レシオ制御にはトロイダルバリエータの変速原理に基づいたフィードバック制御を適用した。この技術を用いてハーフトロイダルバリエータのトラクション係数に対するスリップ率の変化を定量的に予測することで、その安全率を設定することが可能となった。

ABSTRACT

In order to determine the power transmission characteristics of half-toroidal variators, a dynamic behavior analysis technique was developed to predict the traction coefficient. The approach uses the finite element method so that the elastic deformation of the parts in actual operation can be reproduced in variator modeling. As the technique reflects the shear characteristics of the traction fluid on the traction surface, frictional force was identified based on a four-roller test and used for the contact surface in the behavior analysis model. To control ratios, feedback control was applied based on the shifting mechanism of the toroidal variator. Using this technique to quantitatively predict the change in slip rate for the traction coefficient of the half-toroidal variator allows for the corresponding safety factor to be established.

1. まえがき

昨今、地球温暖化を始めとする環境問題への対応要求が高まり続けている。この要求の中、自動車開発においてもエンジンの効率向上やパワートレインの電動化などにより、環境性能の向上がなされている。トランスミッションにおいては、発進時の必要駆動力を維持しつつ巡航時の燃費を抑えるためにレシオカバレッジの拡大が求められる。有段ATでは例えば9速といった多段化によりレシオカバレッジ9.823を実現している⁽¹⁾。金属ベルト式CVTでも、副変速機を組み合わせることにより8.7のレシオカバレッジのもの⁽²⁾が実用化されている。

より一層のレシオカバレッジ拡大を可能とするトランス

ミッションとして変速比無限大変速機 (Infinitely Variable Transmission: IVT)⁽³⁾が考えられる。IVTはエンジン入力回転数に対してトランスミッション出力回転数をゼロにレシオ設定することができる。この時のレシオがGeared Neutral (GN)点であり、この点近傍では深い発進変速比を得ることができる。そのためトルクコンバータや発進用クラッチを必要とせず、滑り損失の低減や部品点数の削減が期待できる。

著者らは、変速機構部にハーフトロイダルバリエータを用いたIVTの開発をおこなった。トロイダル式が金属ベルト式に対して優位な点として、変速速度が速いことが挙げられる。バリエータ変速比を最大増速側から最大減速側まで変化させるために、金属ベルト式はプーリを20 mm程

* 四輪 R&D センター

** 株式会社アイティーオー

度ストロークさせる必要があるがトロイダル式ではパワーローラを1 mm 程度オフセットさせれば良いためである。この特長により、例えばキックダウン時の応答性を向上させることができ、加速時のタイムラグを短縮することが可能となる。また、高速回転域での使用時の伝達効率が高いという報告もされている⁽⁴⁾。

トロイダルバリエータはトラクションドライブにより動力伝達をおこなう変速機である。トラクションドライブとは二つの物体間に介在するトラクションフルードのせん断力によって動力を伝達する機構である。この時、二面間を高圧で押し付けることで、トラクションフルードは固体相にガラス転移する⁽⁵⁾。このせん断力と押付力の比であるトラクション係数を把握し、運転中に使用する値を適切に設定することは伝達効率およびスリップ信頼性の向上に繋がる。高いトラクション係数での運転は伝達効率向上に繋がるが、限界値を超えるとグロススリップ(過大滑り)状態となり動力伝達ができなくなる。

トラクション係数の予測⁽⁶⁾や実測⁽⁷⁾はこれまでもおこなわれているが、これらの研究ではその限界値に着目されており、スリップ率との関係については詳細には言及されていない。そこで本稿ではハーフトロイダルバリエータの動的挙動解析技術を開発し、実動中のトラクション係数予測をおこなった。その結果、使用するトラクション係数に対する伝達効率およびスリップ率の関係を定量的に予測することが可能となった。またその安全率の設定手法についても報告する。

2. 横置き型ハーフトロイダル IVT

2.1. IVT の構成

Fig. 1 に試作した前輪駆動車用 IVT の断面図を、Fig. 2 に IVT 増速比とバリエータ増速比の関係を示す。ダブルキャビティ式のハーフトロイダルバリエータを入力軸に配置し、動力分割用のプラネタリギヤおよびモード切替用の Low モードクラッチと High モードクラッチをカウンタ軸に配置した。ここで、Low モードとは主に発進や後退時に使用するモードであり、GN 点を含むレシオ幅に設定した。High モードはクルーズ条件を含むいわゆる CVT モードである。

2.2. ハーフトロイダルバリエータの動力伝達機構

Fig. 3 にダブルキャビティ式ハーフトロイダルバリエータの外観を、Fig. 4 に断面図を示す。車両への横向き搭載を可能とするため、縦置き型⁽⁸⁾と比較して、前後キャビティの出力ディスクおよび出力ギヤの一体化⁽⁹⁾、入力軸と入力ディスクのはめあいのインボリュートスプライン化などの変更をすることで全長の短縮をおこなっている。パワーローラはスラスト軸受を介してトラニオンによって支

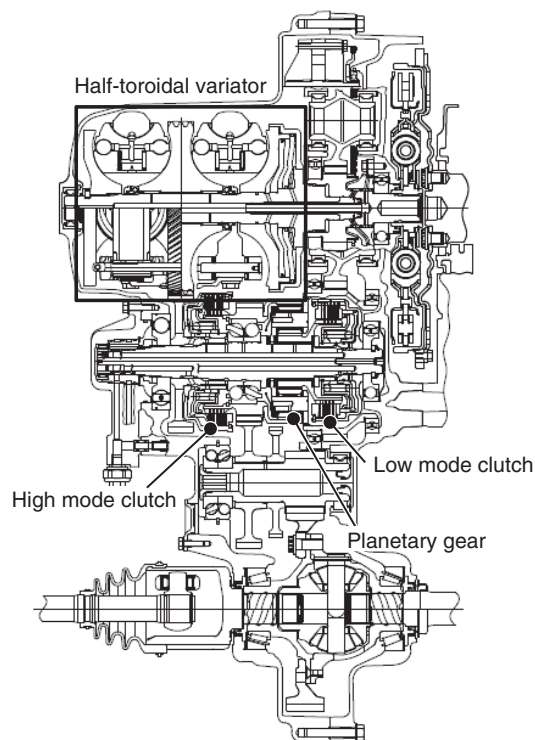


Fig. 1 Cross section of half-toroidal IVT

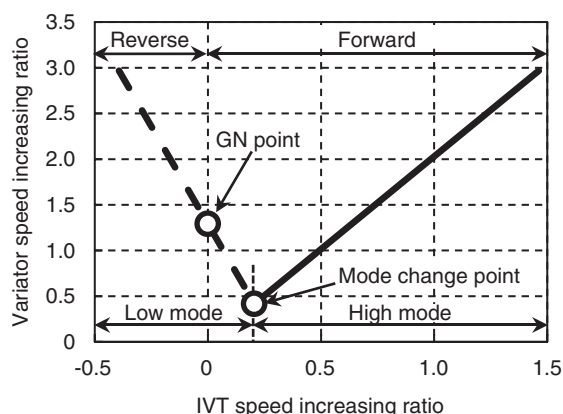


Fig. 2 Relationship between variator and IVT speed increasing ratio



Fig. 3 Double-cavity half-toroidal variator

持される。油圧ローディングピストンによって発生される軸力により、パワーローラが入力ディスクと出力ディスクに挟まれながら回転することで、Fig. 5 に示すようなトルクフローで駆動力が伝達される。

トロイダルバリエータのレシオは、パワーローラを傾転させて r_1 と r_2 の比を変更することで変化させる (Fig. 6)。 r_1 は入力ディスク上のパワーローラとの接触点半径、 r_2 は出力ディスク上のパワーローラとの接触点半径である。

2.3. 変速原理

Fig. 7 にトロイダルバリエータの変速原理を示す。ここ

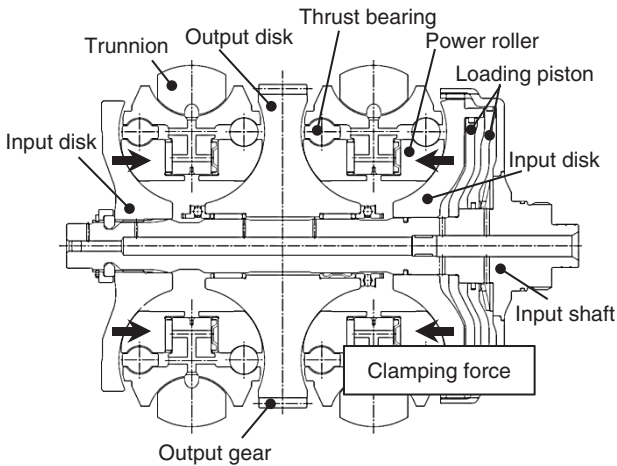


Fig. 4 Cross section of double-cavity half-toroidal variator

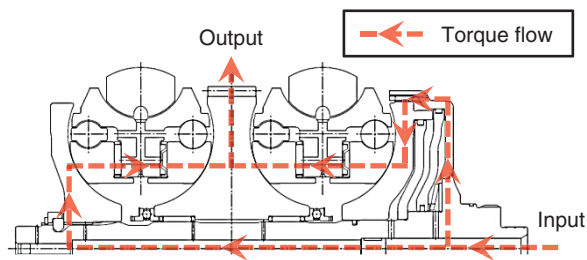


Fig. 5 Torque flow of double-cavity half-toroidal variator

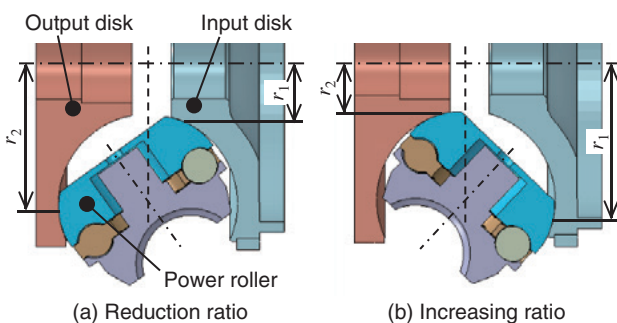


Fig. 6 Relationship between ratio and contact radius

で V_{id} は入力ディスク、 V_{od} は出力ディスク、 V_{pr} はパワーローラの各接点における周方向速度である。Fig. 7(a) のようにパワーローラの自転軸が入出力ディスクの回転軸を含む xz 平面上にあるとき、 V_{id} と V_{pr} の向きは一致し、パワーローラは傾転せずレシオは定常状態となる。Fig. 7(b) のようにパワーローラを y 軸方向へわずかにオフセットさせると、 V_{id} と V_{pr} の方向に差が生じる。この差により傾転方向の摩擦力が生じることでパワーローラが傾転運動をし始め、変速状態に移る。オフセットをもとに戻すと、傾転運動はそこで止まり定常レシオの状態になる。逆の方向に変速させたい場合は反対方向にパワーローラをオフセットさせる。

パワーローラのオフセットは、トラニオン下部に設けた油圧ピストンによっておこなう (Fig. 8)。ピストンの上部および下部にそれぞれ油圧 P_{high} 、 P_{low} を与え、増速側に変速させるときは P_{high} を、減速側に変速させるときは P_{low} を増加させることで圧力差を与え、トラニオンを上下に動かす。

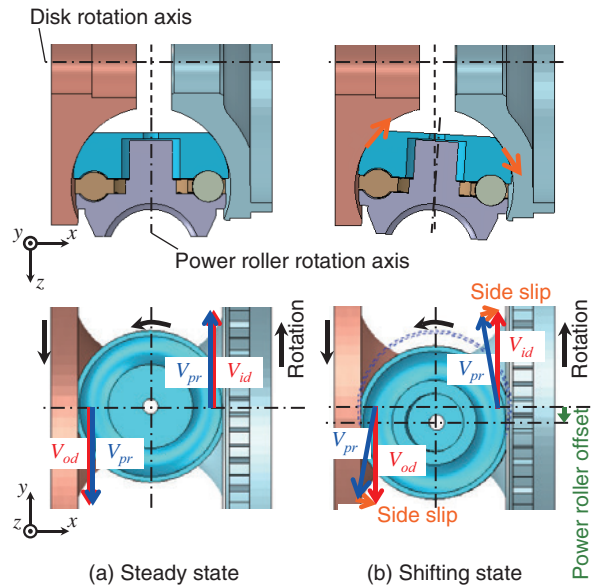


Fig. 7 Shifting mechanism

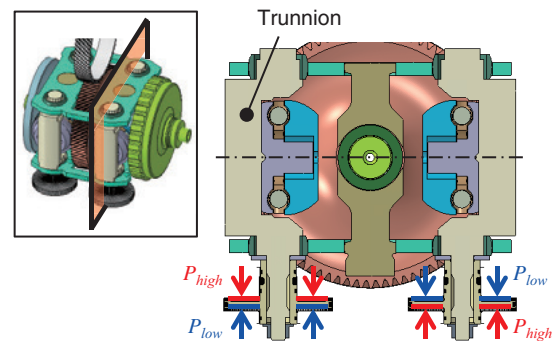


Fig. 8 Shifting piston

2.4. 動力伝達特性

Fig. 9 にハーフトロイダルバリエータの動力伝達特性 (M -Slip 特性) の概念図を示す. ハーフトロイダルバリエータのトラクション係数を M とし, 式 (1) のように定義する.

$$M = \frac{T_{cav}}{n \cdot r_1 \cdot F_c} \quad (1)$$

ここで T_{cav} はキャビティあたりの伝達トルク, n はキャビティあたりのパワーローラの個数, F_c はパワーローラと入力ディスク間の押付力である. 式 (1) の関係より, 伝達トルクに対して押付力が大きくなるほど M の値は小さくなる. この押付力 F_c は本章第2節で述べた油圧ローディング

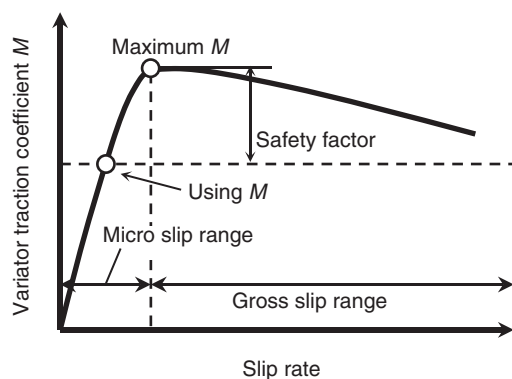


Fig. 9 Traction characteristic of variator

による軸力によって制御する. 伝達トルクに対して必要な軸力が不足するとバリエータはグロススリップ状態となりトルク伝達ができなくなる. 一方で過剰な軸力を与えることは伝達効率の低下を招くことが知られている⁽¹⁰⁾. トラクションドライブを成立させ, かつ伝達効率を低下させないためには, 運転状態に合わせて過不足なく軸力を発生させる必要がある. すなわち M の限界値をあらかじめ把握した上で, その安全率を適切に確保した状態でバリエータを運転しなければならない.

3. ねらいと目標

ハーフトロイダルバリエータの動力伝達特性を予測し, グロススリップに対する安全率をシミュレーションによって設定するため, 以下の項目を目標に開発をおこなった.

- (1) トラクションフルードのせん断特性を反映したバリエータ動的挙動解析技術の構築
- (2) トラクション係数 M と伝達効率の関係の定量化
- (3) トラクション面のスピン状態の可視化

4. ハーフトロイダルバリエータの動的挙動解析技術

4.1. トラクションフルード特性の同定

トラクションフルードのせん断特性をシミュレーションに反映するため, 実測値を基に同定をおこなった. Fig. 10 はトラクションフルードの限界せん断強度 τ_L [MPa] と圧

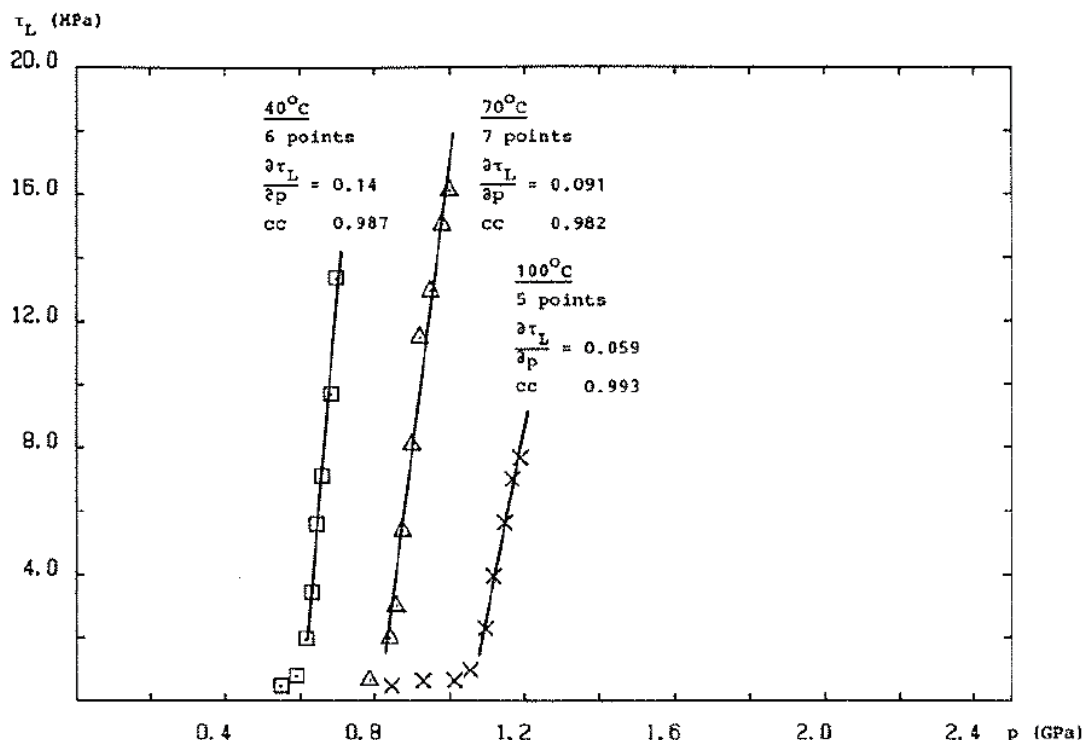


Fig. 10 Limiting shear strength for lubricant No. 9, traction fluid, as a function of pressure and temperature

力 p [GPa]の関係の例⁽¹¹⁾である。このようにトラクションフルードは高面圧条件下においてせん断強度が急激に高くなる特性をもつことが知られている。また油温およびトラクションフルードを挟む2面のすべり速度によってもせん断特性は変化する。したがって、使用するトラクションフルードのせん断力を面圧、温度、およびすべり速度をパラメータとして計測した。

トラクションフルード特性の計測には、Fig. 11 に示すような4円筒試験装置⁽¹²⁾を用いた。等速で自転する三つのアウトローラに対し、センタローラに強制的に回転速度差を与えることで相対すべり速度をコントロールすることが可能となっている。ただし4円筒試験装置では各ローラの回転軸が平行であるため、トロイダルバリエータで生じるようなトラクション面のスピンは発生しない。

挙動解析モデルではトラクションドライブ現象を摩擦伝達モデルとして扱うため、トラクションフルードのせん断力を接触面の摩擦力に置き換える必要がある。そこで、4円筒試験装置の挙動解析モデル (Fig. 12) を作成し、Fig. 13 のように計測結果と等しいトルク応答が得られるよう摩擦特性を同定した。同定モデルは弾性体とし、メッシュサイズはローラのなめらかな転動挙動が表現可能な大きさとした。

4円筒試験モデルによって同定した摩擦係数の一例として、100℃における接触面圧力ごとの値を Fig. 14 に示す。通常、計測によって得られるトラクション係数は接触面全体の平均値であるが、ここでの摩擦係数は接触面内の各計

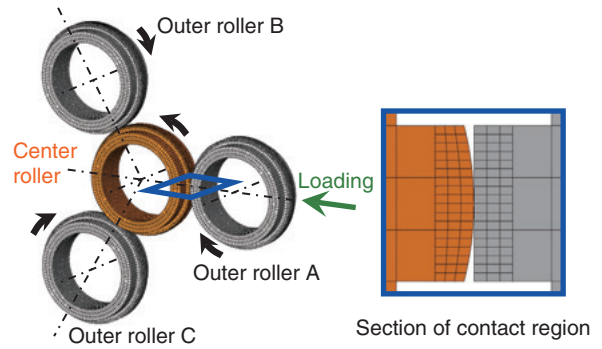


Fig. 12 Simulation model of four-roller machine

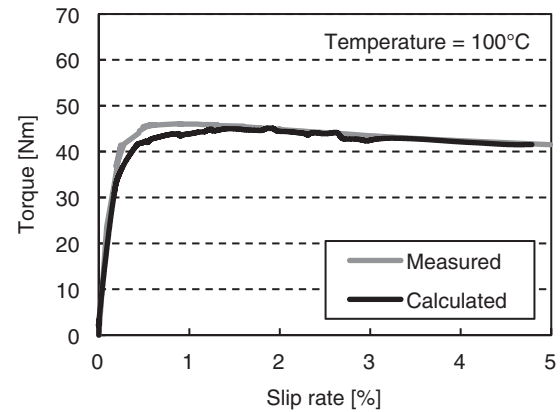


Fig. 13 Comparison between measured and calculated torque

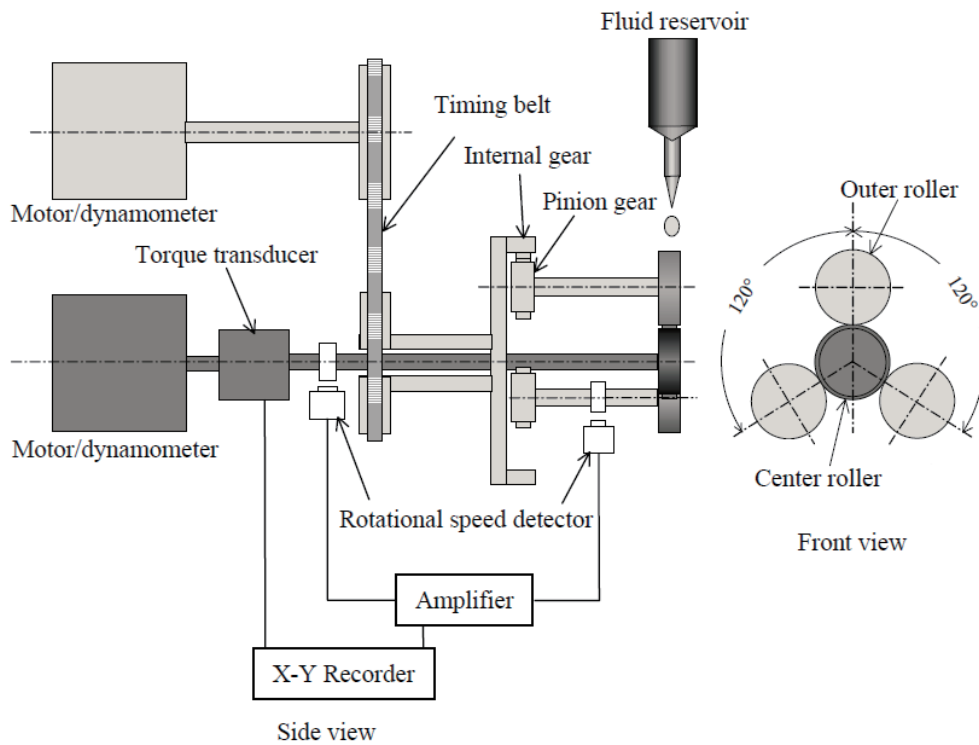


Fig. 11 Structure of the four-roller machine

算節点における値を示している。同定した摩擦係数は、高面圧条件において高い値を示すトラクションフルード特有の性質をとらえられている。

4.2. ハーフトロイダルバリエータ FEM モデル

Fig. 15 に挙動解析に用いたハーフトロイダルバリエータモデルを示す。トラクションドライブを成立させるため

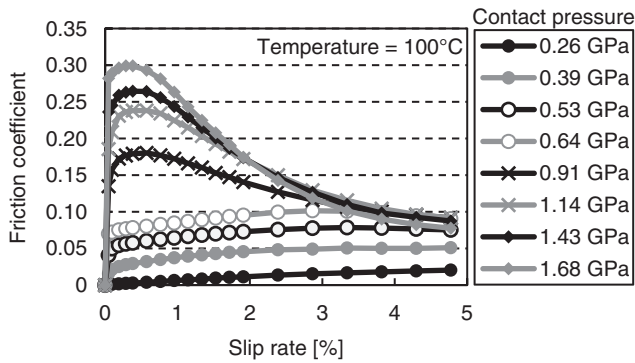


Fig. 14 Friction coefficient of traction surface for simulation model

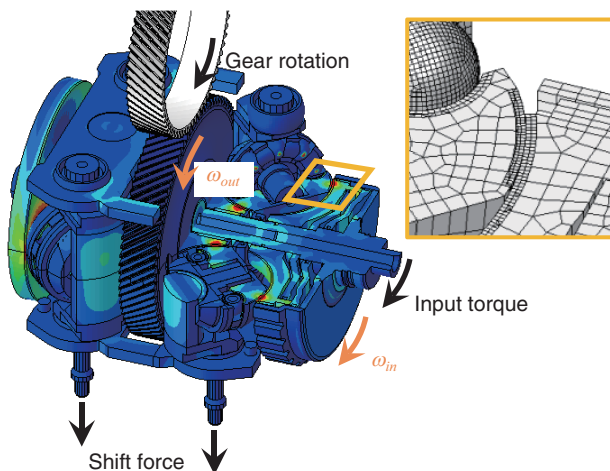


Fig. 15 Simulation model of half-toroidal variator

に必要な接触面の圧力は最大で 4 GPa 程度に達する。したがって実動中のハーフトロイダルバリエータにおいて、接触部を含む各部材は弾性変形を伴った状態で運転されている。この弾性変形を考慮するため、各部品のモデル化には有限要素法を採用した。4 円筒試験モデルによって同定したトラクションフルードのせん断特性を使用するため、トラクション面のメッシュサイズは 4 円筒試験モデルのローラ表面と等しくした。ローディングピストンに油圧を与えることで、パワーローラに所定のクランプ力を与える。また、変速ピストン油圧の代わりにトラニオン下部に軸力を直接与えることで、レシオコントロールに必要な変速力を発生させる。変速力は運転状態に基づいてフィードバック制御している。

Fig. 16 にバリエータのレシオ制御に用いたブロック線図を示す。レシオ偏差のフィードバックとオフセット変位のフィードバックから構成されている。変速比 i_v は入力ディスクの回転速度 ω_{in} と出力ディスクの回転速度 ω_{out} の比であり

$$i_v = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (2)$$

で表す。オフセット変位についてはオブザーバとして推定値を用いており、センサレスとした。

Table 1 の運転条件においてバリエータの M -Slip 特性の予測シミュレーションをおこなった。Fig. 17 のように一定の入力トルクに対してローディングピストン圧を減少させてゆくことで M の値を変化させる。Fig. 18 より、シミュレーションによる M の予測値は実験値をおおむね再現できている。

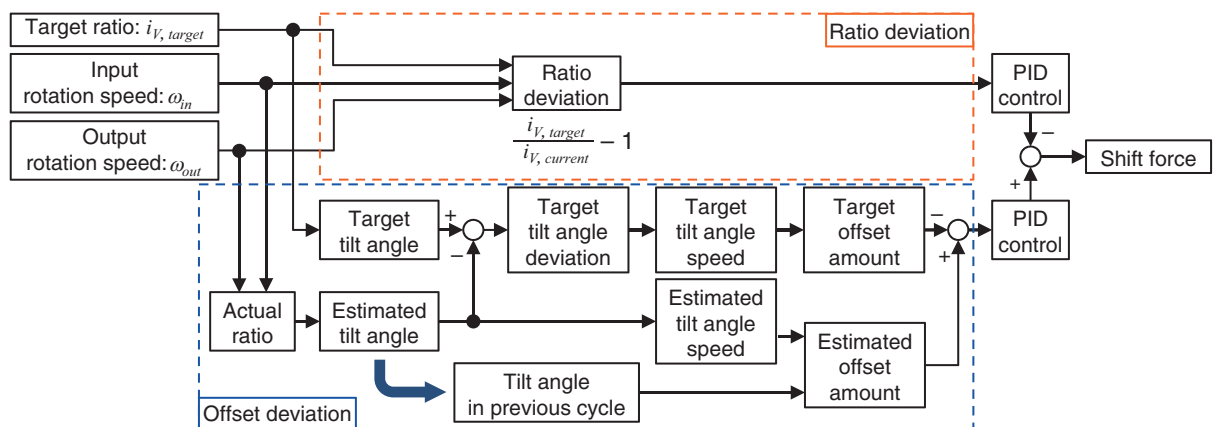


Fig. 16 Speed ratio controller

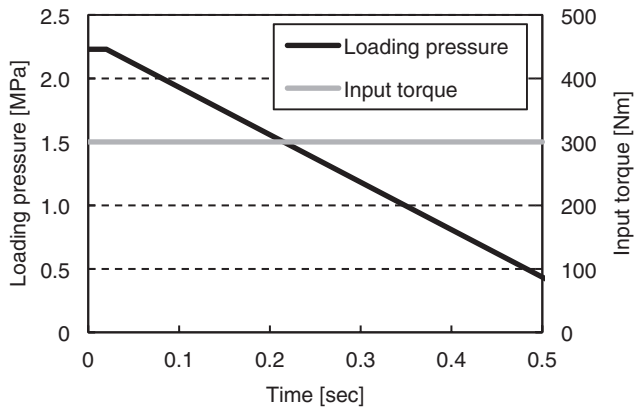
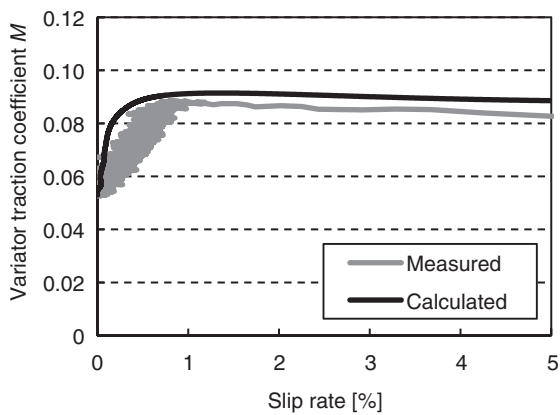
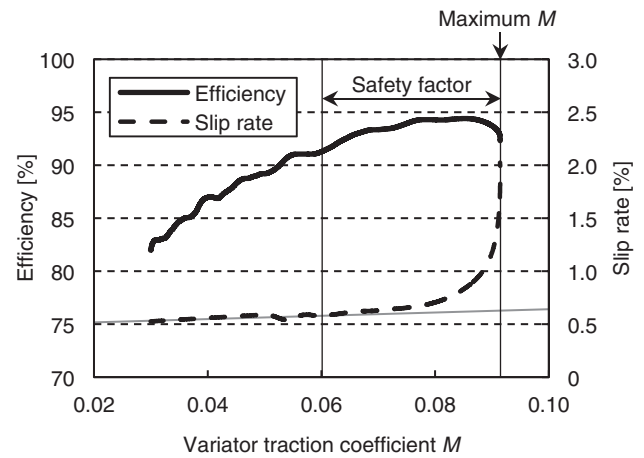
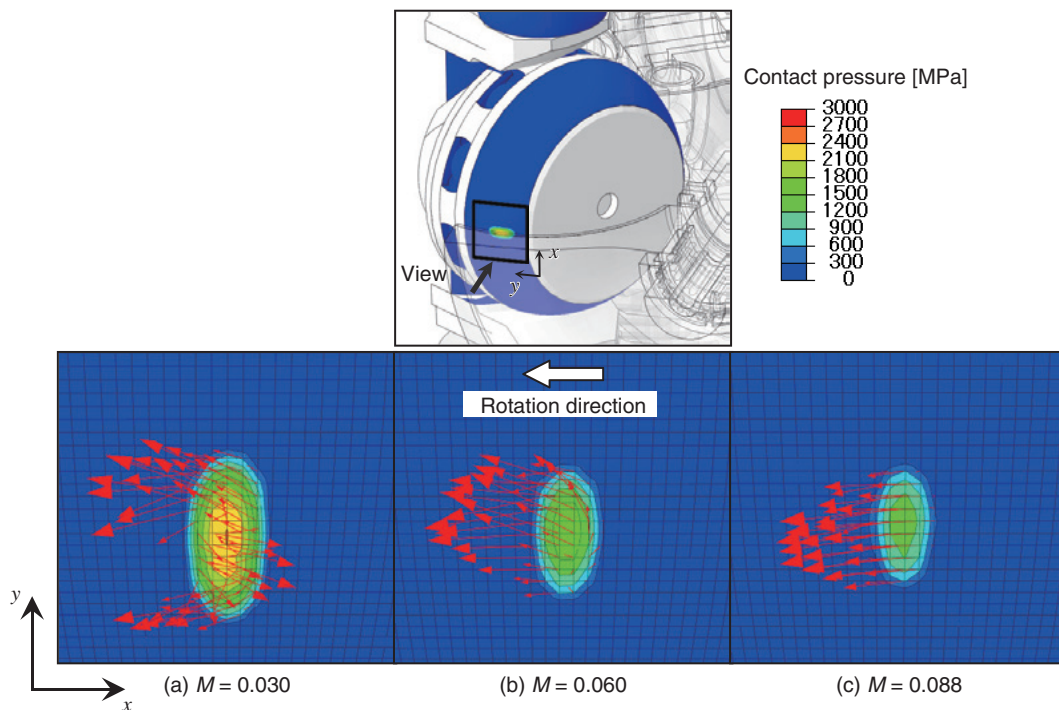


Fig. 17 Operation of loading pressure


 Fig. 18 M -Slip characteristics of variator

 Fig. 19 Relationship of efficiency and slip rate for M

 Fig. 20 Comparison of friction force vector of traction surface on power roller for difference of M

5. M の安全率と動力伝達効率

Fig. 19はシミュレーションによって得られた M に対する伝達効率とスリップ率の関係である。Fig. 9の通り、ミクロスリップ領域においては M が小さいほどグロススリップに対する安全率は大きくなる。しかし、Fig. 19に示すように M が小さい領域ではバリエータの伝達効率は低く、伝達トルクに対して過剰に押付力を加えるほど伝達効率が低下するという傾向が捉えられている。この要因の一つとして、トラクション面のスピンの増加が挙げられる。パワーローラのトラクション面の摩擦力分布 (Fig. 20) より、 M が小さいほどスピンが大きくなっていることがわかる。このよう

にトルクやレシオが一定でも押付力によってトラクション面のスピン状態は変化する。また、 M が大きい領域ではトラクション面のスピンは小さいにも関わらず、Fig. 19 の伝達効率は低くなっている。これは M の最大値 (グラフ右端) 近傍においてスリップ率が急峻に増加しており、滑りによる損失が大きくなっているためであると考えられる。

スリップ率の変化の傾向は、 $M=0.06$ 近傍までは線形的であるが、 $M=0.06$ を超えると非線形に増加している。すなわち M が大きな領域では、走行抵抗の急変等により M が増加した場合にスリップ率が急峻に増加し、グロススリップに至りやすくなる。したがってスリップ率の変化が線形的かつ、伝達効率が高い点である $M=0.06$ 程度でバリエータを運転することで、グロススリップに対する安全率を確保しつつ効率の低下を抑えることができる。

6. まとめ

以下の項目を達成し、ハーフトロイダルバリエータのグロススリップに対する安全率をシミュレーションによって設定することを可能とした。

- (1) トラクションドライブを挙動解析で表現するため、4 円筒試験モデルを用いてトラクションフルードの摩擦特性の同定をおこなった。同定した摩擦特性をバリエータの有限要素モデルに用いることで各部の弾性変形を考慮した状態での動的挙動を扱うことができた。
- (2) 動的挙動解析を用いてハーフトロイダルバリエータの動力伝達特性 (M -Slip 特性) を予測した。これによってトラクション係数 M と伝達効率の関係を定量的に捉えることが可能となった。
- (3) 運転条件ごとのトラクション面の摩擦力ベクトルの状態を定量的に捉え、実動中のスピン状態を可視化することが可能となった。

参考文献

- (1) Gaertner, L., Ebenhoch, M.: The ZF Automatic Transmission 9HP48 Transmission System, Design and Mechanical Parts, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., 2013-01-1276, (2013)
- (2) Okumura, N.: Development of New Generation CVT with Auxiliary Gear Box, SAE Technical Paper, 2016-01-1109, (2016)
- (3) 今西尚: 自動車用ハーフトロイダル形 IVT の研究, 横浜国立大学博士論文, (2008)
- (4) Ishikawa, K., Inoue, E., Imanishi, T.: Research of CVT efficiency -Comparison of a Toroidal CVT and a Belt CVT-, Review of Automotive Engineering, Vol. 29, No. 4, p. 479-483, (2008)

- (5) 畑一志, 坪内俊之: ハーフトロイダル CVT 車用トラクション油の開発, 表面科学, Vol. 24, No. 6, p. 351-358, (2003)
- (6) Sano, T., Tomita, M., Inoue, M., Takeuchi, Y., Yorinaga, M.: Study of the Prediction Method for Maximum Traction Coefficient, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., 2013-01-0366, (2013)
- (7) 岸田寛孝, 今西尚: ハーフトロイダル CVT におけるトラクションドライブ性能の研究 (第 1 報) —限界トラクション係数の実機測定—, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 133-09, p. 15-18, (2009)
- (8) Nakano, M., Kumura, H., Sugihara, J., Mori, H., Maruyama, N.: Development of a Large Torque Capacity Half-Toroidal CVT, SAE Technical Paper, 2000-01-0825, (2000)
- (9) 大石保徳, 井上英司, 西井大樹: ワイドレンジ・ハーフトロイダル CVT の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 26-12, p. 1-4, (2012)
- (10) Gecim, B. A.: Modeling and Experimental Validation of Optimized Clamp Loading in a Toroidal-CVT, SAE Technical Paper, 2004-01-0351, (2004)
- (11) Höglund, E., Jacobson, B.: Experimental Investigation of the Shear Strength of Lubricants Subjected to High Pressure and Temperature, ASME, Journal of Tribology, Vol. 108, p. 571-578, (1986)
- (12) Matsuoka, T., Ishida, N., Komatsu, S., Matsuno, M.: Development of Toroidal Traction Drive CVTF for Automobile, SAE Technical Paper, 2002-01-1696, (2002)

■ 著 者 ■



田中 優 洋



齋 藤 俊 博



宮 本 浩 二