トロイダル形無段変速機の研究*

(第2報, 高出力耐久試験後のトラクション面に関する考察)

町 田 尚^{*1}

Study of Half Toroidal Continuously Variable Transmission (2nd Report, Some Findings on the Traction Surface)

Hisashi MACHIDA

Explication of the traction surface is one of the most important subjects for the traction-drive type continuously variable transmission for automotive use. We made a half-toroidal CVT which could be installed in a 1300cc motorcycle engine, and performed a life test successfully at the fixed ratio. The temperature of the traction oil was 110-120°C. The maximum contact pressure of the traction surface was 2.15 GPa and the surface velocity was 24.2 m/s. After the life test, the shape of the disc and roller was measured. The traction surface roughness of the input disc was also measured and was observed by scanning electron microscope. Oil film thickness was calculated by Hamrock's formula in a life test condition. Owing to the observation of the traction surface and oil film calculation, we estimated that a 0.3 μm oil film could exist between two rolling elements of heavy traction drive.

Key Words: Traction Drive, CVT, Oil Film

1. 緒 言

トラクションドライブによる力の伝達は、二つの回転体間に介在する弾性流体潤滑油膜のせん断力によって行われると考えられている⁽¹⁾。回転体間に存在するトラクション流体の粘度は、トラクション面内に分布する圧力の指数関数に比例して上昇し、高い接触面圧のもとでは、トラクション流体は固化し、弾塑性体として取扱えることが説明されている⁽²⁾。第1報⁽³⁾では、このような条件をトラクション面に作り出し、トラクションドライブを自動車用無段変速機に適用させるための一つの方法として、推力カムによりトラクション面に適正な押付け力を得る機構について説明し、実験によって求めた推力カムにより発生する推力の特性とトラクション面に得られる押付け力について示した。

トラクションドライブが自動車用無段変速機として本格的に適用されるためには、スピンを伴うトラクションドライブの動力伝達面の信頼性の確認が最も重要である。そのために1300ccの二輪車に搭載可能なトラクションドライブ形式のハーフトロイダル形無段変

速機を試作し、エンジンに組み込み、変速比を固定したまま実用条件下での耐久試験を行い、10⁸回トラクションドライブによる動力の伝達を行わせることに成功した。この耐久試験後の回転体表面の粗さ、形状の変化を測定し、さらに電子顕微鏡を用いて表面の性状の変化を観察した。また、この試験条件をHamrock, Dowsonの油膜厚さの式に代入し試算を行った。この計算結果と表面の観察結果とは良く一致し、高出力で運転されるトラクションドライブのトラクション面においても弾性流体潤滑油膜が形成されていることが推察され、自動車用無段変速機としてハーフトロイダル形無段変速機が適用可能であることが確認されたので、その内容について報告する。

2. 記 号

a : 接触だ円の長軸半径
 b : 接触だ円の短軸半径(転がり方向)
 E : ヤング率
 $E' = E/(1-\nu^2)$
 F_c : 押付け力
 L_c : カムリード
 m, n : だ円積分によって求められる係数
 $P_{\max}$: 最大ヘルツ圧

* 原稿受付 平成2年5月9日。

^{*1} 正員, 日本精工(株)トライボロジ研究所 (〒371 前橋市鳥羽町78番地)。

$$1/R_x = (1/R_{12}) + (1/R_{21}), R_{12} = R_{21}$$

S_p : スピン角速度比

T_e : 入力軸トルク

u : 表面周速度

α : 圧力粘性係数, カムリード角

η_0 : 常圧粘度

θ : パワーローラ開き半角

$$\Sigma_p = (1/R_{11}) + (1/R_{12}) + (1/R_{21}) + (1/R_{22})$$

ϕ_0 : パワーローラ傾転残角

ω_1 : 回転体 I の角速度

ω_2 : 回転体 II の角速度

ω_{sp} : スピン角速度

図 1 基本レイアウト

図 2 1300 cc エンジンのレイアウト

3. 実 験

3・1 実験装置と実験方法 図1に実験に用いたハーフトロイダル形無段変速機の断面を示す。入力軸①に入った動力は、それに結合する推力カム②に伝えられ、カムローラ③を介して入力ディスク④へ伝達される。このとき推力カムによって入力軸に比例した軸方向力が発生する。入力ディスクとパワーローラ⑤、およびパワーローラと出力ディスク⑥間はトラクションドライブによって動力の伝達が行われる。出力ディスクに伝達された動力は出力ギア⑦によって取り出される。本装置にはパワーローラが2個組込まれている。実際にハーフトロイダル形無段変速機を組み込み、実験を行ったエンジンを図2に示す。エンジンは水冷4気筒、4サイクル、DOHC、1294 cc、最高出力93 ps、最大トルク113 N・mであった。

実験方法としては、エンジンを台上に固定し、出力軸⑧に負荷用のダイナモメータを結合し、スロットル開度を固定することにより、負荷条件を一定に保った。ハーフトロイダル形無段変速機の変速比は1:1に固定し、同一トラクション面で連続して 10^8 回の力の伝達を行わせた。

3・2 トラクション面における諸条件 図3に変速比1:1のときの幾何学的関係を示した。点Oにおける押付け力は第1報より、

$$F_c = \{2\pi \cdot T_e / (2 \cdot L_c \cdot \sin \phi_0)\} \times \{1 - 2\mu c / (\tan \alpha + 2\mu c)\} \quad \dots\dots\dots (1)$$

トラクション面の形状はヘルツの理論に基づくだ円であり、

$$a = n \cdot \sqrt[3]{3F_c / E' \Sigma_p} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$b = m \cdot \sqrt[3]{3F_c / E' \Sigma_p} \quad \dots\dots\dots (3)$$

図 3 トロイダル部の幾何形状

であり、最大ヘルツ圧は、

$$P_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{E_c}{\pi ab} \dots\dots\dots (4)$$

となることは良く知られている。トラクション面Oにおけるスピン比は、

$$S_p = \omega_{sp}/\omega_1 = \sin\theta - (\omega_2/\omega_1)\cos\theta \dots\dots\dots (5)$$

と示される⁽⁴⁾。

これらの式に実験に用いたハーフトロイダル形無段変速機的设计諸元を代入し、トラクション面の諸条件を求め、表1に示した。ここで、入力ディスクとパワーローラ間のすべり率は約1%であることが著者らの基

表1 トラクション面の試験条件

Fc	13600 N
a	3.288 mm
b	0.917 mm
Pmax	2.15 GPa
U	24.2 m/sec
Sp	0.302

表2 トラクションオイル

Name	Daphne Oil 7074	
Temp.	Viscosity Pa.s	
40 °C	49.2 × 10 ⁻³	
100	7.13	
120	4.78	
140	3.44	
160	2.64

図4 入力ディスク

図5 パワーローラ

礎実験から確認されており⁽⁵⁾、これを用いて角速度比を求め、

$$\omega_2/\omega_1 = 1.1285 \dots\dots\dots (6)$$

とした。

実験に用いたトラクション油の諸元は表2に示した。油温は、エンジンの底部温度で110~120°Cとなるよう制御した。

4. 実験結果

表1の条件で10⁸回トラクションドライブによる力の伝達を行った後の入力ディスク、パワーローラの写真を図4、5に示した。図4の入力ディスクには、はっきりとした走行跡が見られる。この走行跡部を拡大した写真が図6である。この写真からは、走行跡中央部より両端部にはっきりとした跡が認められる。

試験後の入力ディスクとパワーローラの曲面部の形状を測定した結果を図7、図8に示す。この結果から、それぞれの走行部に2~3 μmの凹みがあることがわ

図6 走行跡部拡大写真

図7 入力ディスク母線形状

図8 パワーローラ母線形状

図9 入力ディスクの粗さ比較(上段: 走行跡部, 下段: 非走行部)

かる。次に試験条件が安定しており、走行跡がはっきりとついた入力ディスクの表面に着目して調査を行った。入力ディスクの走行跡部と非走行部の粗さを測定した結果を図9に示した。この結果からは、走行部と非走行部および走行跡端部の着色部の粗さの変化はほとんど見られなかった。入力ディスクの走行跡部分を電子顕微鏡を用いて500倍で撮影した写真を図11に示した。写真は図10に示す①～⑧の順に非走行部から走行跡部へ1mmごとに移動させて撮影したものである。

5. 考 察

5.1 観察結果に対する考察 顕微鏡写真①は完全非走行部であり、超仕上加工の跡の筋目(以後加工跡と言う)がはっきりと見られる。②は走行跡端部で、図6の写真の最も変色している部分であるが、加工跡は①に比べて弱いものの、はっきりと残っている。③、④は明らかに金属接触をして、粗さの凸起部を削り取った形跡が見られるが、加工跡の深いものについては残存している。⑤は最も加工跡の消えかけたもので、表面全体が細かくこすられたように荒れているが、やはり深い加工跡は確認できる。⑥は②に近い形で再び加工跡の筋目が現れ、⑦、⑧は①と同様の加工跡となっている。

これらの観察結果から、トラクション面中央部、幅約3mmは明らかに金属接触をした跡が認められた。また、図6にある強い変色部には強い金属接触の跡は観察されなかった。図9に示した、粗さの測定結果から非走行部の粗さは、 $0.2\mu\text{m}$ の凹凸である。図10の観察結果から最も金属接触が強く起こったと思われる写真⑤にも加工跡の筋目が残存することから、トラクション面の摩耗は粗さの突起部が削り取られた $0.2\mu\text{m}$ 程度であることが推察される。したがって図7、図8の曲面形状の凹みは、摩耗ではなく、高温で長時間、強

図10 顕微鏡写真撮影位置

い押付け力で押されたための変形ではないかと思われる。

5.2 トラクション面内の油膜厚さ 点接触での弾性流体潤滑油膜の計算としては、Hamrock-Dowson⁽⁶⁾によるものが有名である。

$$H_{c,F} = h_c/R_x = 2.69 U^{0.67} G^{0.53} W^{-0.067} \times (1 - 0.61 e^{-0.73k}) \dots\dots\dots (7)$$

$$H_{min,F} = h_{min}/R_x = 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{0.68k}) \dots\dots (8)$$

$$U = \eta_0 \cdot u / (E' \cdot R_x)$$

$$W = F / E' \cdot R_x^2$$

$$G = E' \alpha$$

$$k = a/b$$

これらの式に実際に用いた実験条件を代入し、圧力粘性係数 α と常圧粘度 η_0 を 80°C から 160°C まで 20°C ごとに変化させて計算を行い、中央膜厚と最小膜厚を求めた。結果を図12に示す。

トラクション油温度 $110\sim 120^\circ\text{C}$ であったことと、トラクション面の観察結果および油膜厚さの計算結果から今回の実験条件のもとでのトラクション面の温度は、約 140°C 、最小油膜厚さは $0.3\mu\text{m}$ 程度であったと推定される。最小油膜厚さ部分はヘルツの接触だ円の中央部であることが推察され、Evans, Snidleら⁽⁷⁾⁽⁸⁾の計算例に見るようなトラクション部の両端で油膜厚さ

図 11 オラクシオン面付近の顕微鏡写真(500 倍)

が最小になった形跡を見つけることはできなかった。

6. 結 論

自動車用トラクションドライブ式無段変速機の開発を目的とし、実際に1300 ccのエンジンを駆動させ、一定箇所での 10^8 回トラクションドライブによる力の伝達を行わせることに成功した。また、これに用いた回転体のトラクション面の測定及び観察を行い、次の結果を得た。

(1) トラクション油温度110~120°Cで運転されている時のトラクション面の温度は140°C前後と推定される。また、この時の最小油膜厚さは0.3 μm 程度である。

(2) トラクション面内における最小油膜厚さ部分は、転がり方向に対して直角な断面で考えた場合、中央部と推定された。

(3) 同一箇所での 10^8 回力の伝達を行わせた回転体の転がり接触部には、それぞれ3 μm 程度の凹みがあるが、表面の観察結果から、これらは摩耗ではなく変形であることがわかった。

以上の結果から、自動車の実用域においてもハーフトロイダル形無段変速機の転がり接触面はトラクションドライブの機能を十分に維持して動力の伝達が行えることがわかった。終わりに、トラクション表面への着目をご指摘いただき、ご指導下さった日本自動車研究所所長、東京大学、石原智男名誉教授と横浜国立大学、田中裕久教授に謝意を表す。また、本実験に際し、エンジンを供与下さったヤマハ発動機(株)、市原康志氏、トラクション油の供給とともに数々のご助言

図 12 油膜厚さの計算結果

をいただいた出光興産(株)、畑一志、青山昌二氏とエンジン試験を実施していただいた山田寿夫氏に謝意を表す。

文 献

- (1) Johnson, K. L. and Tevaawerk, J. L., *Proc. R. Soc., Ser. A*, **356**(1977), 215.
- (2) Evans, C. R. and Johnson, K. L., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **200-C 5**(1986), 313.
- (3) 町田, 倉知, 機論, **56-525, C** (1990), 1282.
- (4) Lowenthal, S. H., *Trans. ASME, J. Mech. Transm. Autom. Des.*, **108-3**(1986), 77.
- (5) Taniguchi, M., Machida, H. and Aihara, S., *Proc. JSLE Int. Trib. Conf.*, Nagoya, (1990), (To be published).
- (6) Hamrock, B. J. and Dowson, D., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, **99-1**(1977), 15.
- (7) Evans, H. P. and Snidle, R. W., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, **103-10**(1981), 547.
- (8) Kweh, C. C., Evans, H. P. and Snidle, R. W., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **203-C 2**(1989), 133.