シャフトドライブ式無段変速機の研究*
(第2報, 低スピン形ディスクの効果)山中 将^{*1}, 成田 幸仁^{*1}
猪狩 源宗^{*2}, 井上 克己^{*1}Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission
(2nd Report, Effect of Low Spin Disk)Masashi YAMANAKA^{*3}, Yukihito NARITA,
Genso IGARI and Katsumi INOUE^{*3} Graduate School of Engineering, Tohoku University,
01 Aramaki Aoba, Aoba-ku, Sendai shi, Miyagi, 980-8579 Japan

The novel mechanism CVT (Shaft Drive CVT) was developed by the authors. The input and output shafts with conical disks are parallel and an idler shaft having conical rollers at both ends is placed perpendicular to the input/output shafts. This idler shaft transmits torque from the input shaft to the output shaft and its linear motion produces the speed variation by changing the contact point between the input/output disk and the idler roller. The purpose of this report is to design a curved shape of disk to decrease an amount of spin caused by the changing of contact point, because the spin has an adverse effect on traction contact performance and is responsible for an increase of power loss. The design procedure of novel concave disk and roller is shown and their effect is evaluated by using the prototype CVT. The speed-transmitted efficiency of 1.5% was improved in case of transmitted power 0.7 kW.

Key Words: Machine Element, CVT, Traction Drive, Crossed Axle, Transmission, Spin, Efficiency

1. 緒言

二つの回転要素間に介在する弾性流体潤滑油膜のせん断力によって動力を伝達するトラクションドライブは、歯車による動力伝達機構に較べて、振動や騒音が少なく、無段変速機(CVT)を構成できる等の利点を持っている。これまでに多くのトラクションドライブを用いたCVTが提案されており⁽¹⁾⁽²⁾, リングコーン型やコップ型などは産業機械用CVTとして実用化されている。また最近では、ハーフトロイダル型自動車用CVTが実用化された⁽³⁾⁽⁴⁾。

著者らは、円すいローラを用いて交差軸間の動力伝達を行うトラクションドライブ変速機を開発し、その性能評価を行った⁽⁵⁾。そこでは変速比を固定としたが、円すいローラ間の接触点を移動させることで変速比を可変とする無段変速機構(シャフトドライブCVT)を提案し⁽⁶⁾, 前報⁽⁷⁾にて幾何学的解析を行った。さらに動作確認のために試験機を製作して、動力

伝達効率を測定し最大効率75%を得た。動力損失の原因はスピンと軸受損失によるものであるが、前報にてこれらの影響を定量的に明らかにした。

本CVTではベルト式CVTの高出力化において強度的に問題となるベルトの代わりに、ハーフトロイダル型CVTで採用されている剛なローラとディスクを用いたトラクションドライブによる動力伝達を行うため、高出力化の可能性があると考えており、大型自動車への適用を念頭に置いている。トロイダル型CVTと比較すると、本CVTは入出力軸が平行な用途に向いており、中間軸の長さを調整して軸間距離を伸ばすことは容易である。自動車用を考えると、動力伝達効率の向上は必須であり、そのための基礎研究としてスピン発生の抑制と軸受損失の低減に取り組んでいる。本報では前者に着目し、スピンの発生を低減させるために考案したディスク形状について述べ、さらにその効果を実験により評価する。

2. シャフトドライブCVTの機構

2.1 構成 提案したCVTの機構を図1に示す。

入出力軸は平行であり、円すい形の入出力ディスクはそれぞれ入出力軸の回転方向に固定され、軸方向にのみ移動できる。入出力ディスクの反対側にはバック

* 原稿受付 2004年1月5日。

^{*1} 正員, 東北大学大学院工学研究科(〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉01)。^{*2} 准員, (株)本田技術研究所(〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630) [元: 東北大学大学院]。

E-mail: yamanaka@elm.mech.tohoku.ac.jp

い、接平面と入力軸中心の交点Pから交点Oまでの距離 p は変化する。したがって交点Pが交点Oに一致する場合を除いて、入力ディスクが移動する全範囲でスピンの発生する。スピン発生量は式(7)に示したスピン角速度を入力角速度で除したスピン角速度比 ω_{sp} / ω_1 を用いて評価する。前報にて試作した $2\theta = 80^\circ$ の円すいディスクにおいて $e = 0.5$ の場合には、スピン角速度比は27%となった(図6)。これはハーフトロイダル型CVTより、少し大きい値である(2)。

次にスピンを含む場合のトラクション係数より η_s を求める。スピンを含む場合のトラクション係数の算出方法はいくつか提案されており、本研究では加藤の近似式(8)を用いて計算した。本式ではスピンによる油膜温度上昇は考慮されていない。スピンを含むトラクション係数を μ_{sp} とすれば

$$\mu_{sp} = \mu \frac{\dot{\gamma}^3}{\dot{\gamma}^3 + \left(\frac{0.3|\omega_{sp}|a}{h_{cen}} \right)^3} \dots\dots\dots (9)$$

と表される。 μ はスピンが無い場合のトラクション係数、 a は接触だ円の長半径である。 $\dot{\gamma}$ はせん断ひずみ速度であり、油膜厚さ h_{cen} を用いて、

$$\dot{\gamma} = \frac{u_1 - u_2}{h_{cen}} \dots\dots\dots (10)$$

と定義される。 μ_{sp} は s の関数であるので、運転時の μ_{sp} の値から滑り率を求めることができる。入出力側それぞれのスピン発生量からそれぞれの滑り率 s_i, s_o を計算し、次式より η_s を求める。

$$\eta_s = (1 - s_i)(1 - s_o) \dots\dots\dots (11)$$

図3は実験に用いたトラクション油のトラクション係数を二円筒試験機(9)を用いて測定した結果を曲線近似したものである。本CVTにおけるスピンの影響を簡易的に評価するために、式(9)の μ の値としてモデルを用いた計算結果ではなく図3に示した測定値を用いて μ_{sp} を算出し、上述の手順を用いて油温とスピンによる速度伝達効率低下の関係と伝達トルクの大きさとスピンによる速度伝達効率低下の関係を求めた。 μ に乘じる係数部分の計算には前報(7)で試作したディスク、ローラの寸法を用いた。 $e = 1$ (等速)のときスピンの発生が最も少なくなるように設計されている。計算結果を図4に示す。油温が高くなる場合(図4(a))や、伝達トルクを大きくするために推力が大きくなる場合(図4(b))には、変速比が減速・増速側に变化しスピンの発生量が大きくなるに従い、速度伝達効率 η_s が低下することがわかる。(a)については油温が高くなると h_{cen} が小さくなるが、式(9)において μ に乘じる係数部分の値はほとんど変化しない。図3に示したように

Fig. 3 Traction curves at various oil temperature measured by using 2-disk testing machine

(a) Influence of oil temperature

(b) Influence of magnitude of transmitted torque

Fig. 4 Relation between speed ratio and calculated speed-transmitted efficiency

μ が低下することにより μ_{sp} が低下し、それによりすべり率が大きくなって η_s が低下した。(b)については、伝達トルクを増すために押付力を大きくすると、おもに a が大きくなることで式(9)において μ_{sp} が低下

し、これによりすべり率が大きくなって η_S が低下した。推力が大きくなるとディスクとローラ間の面圧が高くなり μ の値も変化すると思われるが、ここでは図3に示した1.2 GPaの場合の一定の値を用いた。また式(9)を入力回転速度1500~15000 min⁻¹の範囲で変化させて計算したところ μ に乘じる係数部分の値はほとんど変わらず、この範囲では μ がローラ周速によって変化することにより、 η_S が変化すると考えられる。スピンに起因する速度伝達効率低下を防ぐには、スピンの発生自体を減らすことが最も重要である。

4. スピン低減のための入出力ディスク形状

図5に示す曲面ディスクと角部に半径 r_{2c} のクラウニングを施した中間ローラの組合せを考える。 x_a, y_a 軸はそれぞれディスクとローラの回転軸である。ディスクの最小半径を r_s 、最大半径を r_f 、ディスクの厚さを t とする。ディスク外端点QB($y_a = r_f$)でローラと接触するときのディスク位置OAの長さを d とする。任意の接触点Q(x, y)における接線が常に点Oを通るディスク形状 $f(x)$ を求める。 (x, y) は点Aを原点とするディスクに固定した座標を示す。ここでは、解法を容易にするために r_2 が一定の場合を考える。このときQにおける接線の傾きは

$$f'(x) = \frac{1}{\tan \theta} = \frac{f(x)}{r_2} \quad (12)$$

と表される。式(12)の両辺を積分して

$$\int \frac{f'(x)}{f(x)} dx = \frac{1}{r_2} \int dx \quad (13)$$

$$f(x) = C \exp \frac{x}{r_2} \quad (14)$$

$f(0) = r_s$ より $C = r_s$ となり、 $x = t$ のとき図5から $r_2 = d + t$ と表される。これより断面曲線

$$f(x) = r_s \exp \left(\frac{x}{d+t} \right) \quad (15)$$

を得る。

ディスクとローラの接触圧力を低減するために、クラウニングを施す必要があるが、これにより中間ローラ上の接触点は変速によって移動し r_2 の長さも変化する。このため式(15)に示した曲線を用いる場合、クラウニングが大きくなるほど接線が点Oを通らなくなり、スピンが発生することになる。図6にクラウニング半径 r_{2c} の大きさを変えた場合の変速比とスピン角速度比の関係を示す。滑り率 s は0.1%と仮定して計算した。 $r_{2c} = 30$ mm, $e = 0.5$ のとき、曲面ディスクにおけるスピン角速度比は16.5%であり、 $\theta = 40^\circ$ の円すいディスクの場合に較べて35%減少する。図7は接

Fig. 5 Profile and design flowchart of low-spin concave disk and roller

Fig. 6 Relation between speed ratio and spin angular velocity ratio

Fig. 7 Relation between speed ratio and maximum contact pressure ($F_a = 3$ kN)

触点での最大接触圧力を示している。押付力を発生させるために中間軸方向に加える推力 F_a を3 kNとして計算した。図6, 7は一对のディスクとローラ間のスピン角速度, 接触圧力を求めているが, 図の横軸は式(1)の $e_{12}(=r_1/r_2)$ でなく, CVT入出力軸間の変速比 e で整理した。曲面ディスクでは r_{2c} が小さいほど圧力が高いことがわかる。スピン低減のためには r_{2c} は小さい方が望ましいが, ディスクとローラの接触圧力を下げて破損防止を図るためには, r_{2c} を大きくする必要がある。

実際のディスクとローラの形状パラメータの設計手順を図5に合わせて示す。変速範囲が与えられたら, 円すいディスクの場合の設計値を参考に, $r_s, r_t, d+t$ の値を仮定する。さらに r_{2c} の値を仮定して, 与えられた変速範囲を満足しているかを確認する。次に $f(t)=r_t$ より

$$r_t = r_s \exp \frac{t}{d+t} \quad (16)$$

と表されるので d, t それぞれの値を求め, ディスクの厚さが正であること, y_d 軸にディスクが最も近づいた時に軸に対してすきまがあること, すなわち $d, t > 0$ であることを確認する。さらに接触圧力 P_H を計算して許容応力以下であることを確認して, 各パラメータを決定する。条件を満たさない場合は, 図に示したように値を変更して再計算を行う。

5. 試験機による低スピン形ディスクの評価

5.1 試験方法と条件 前報⁽⁷⁾で製作した図8に示す試験機に, 4章で示した曲面ディスクと比較のために円すいディスクをそれぞれ装着して効率測定を行う。図6, 7より曲面ディスク用の中間ローラのクラウニング半径 r_{2c} は面圧が多少大きくてもスピンを小さくすることを優先して15 mmとした。接触部での中間ローラの半頂角 θ は $30.7 \sim 53.6^\circ$ の範囲で変化する。 $e=1$ (等速)のとき円すいディスクの場合と同じ $\theta=40^\circ$ となるように設計した。

曲面部は式(15)の $y(=f(x))$ を0.1 mmきざみに変化させて求めた (x, y) の点群データを滑らかに補間して工具軌跡を生成し, NC旋盤で加工した。さらに熱処理後にディスク曲面部より曲率半径の小さい工具と同上の曲面データを用いて, 超仕上げを行った。尚, 加工後の形状測定は行っていない。曲面部はディスク外周を基準に加工したので, ディスク外周の振れが最も小さくなるように組付けを行った。曲面上の半径方向の振れは約5 μm である。図9に曲面ディスクを装着した状態のCVT試験機を示す。円すいディスク用の中

Fig. 8 Apparatus of prototype Shaft Drive CVT

Fig. 9 Photograph of prototype CVT with concave disks

間ローラは図7に示した $2\theta=80^\circ$, クラウニング半径350 mmのものをを用いた。

試験機の入力側にサーボモータとトルク計, 出力側に電磁パウダーブレーキとトルク計を接続し, ブレーキにより負荷を与えて入出力の回転速度とトルクを測定して式(3)より動力伝達効率 η を求めた。使用したトラクション油は前報と同じものである。

5.2 効率測定結果と考察 増速($e=2$), 等速($e=1$), 減速($e=0.5$)の3通りの場合について, 出力回転

速度が 700 min^{-1} になるように入力回転速度を設定した。曲面、円すいの各ディスクの場合とも 3 kN の一定推力を与え、負荷トルクを増加させながら効率を測定した。測定時の油温は 313 K である。測定結果を図10に示す。負荷トルクを大きくすると効率が上昇し、最大値を示したのちに低下する。図には示していないが、さらに負荷を大きくするとグロススリップが発生する。3通りの中では、等速状態での効率が最も高く、最高効率率は80%である。続いて増速、減速の順番となった。実験範囲の最大負荷トルクで2時間の連続運転を行った後に、円すい・曲面ディスク表面を目視で観察したところ、摩耗等の変化は見られなかった。現在のところ、これ以上の耐久試験は実施していない。

図10の(a)(b)を比較すると、曲面ディスクの方が伝達できるトルク容量が小さい。これは中間ローラの頂角の大きさと面圧の増加に起因する温度上昇によるトラクション係数低下の影響と考えられる。トラクション力発生に必要な押付力 N は $N = F_a / 2 \sin \theta$ で与えられるので、特に出力側で θ が大きくなる減速状態の時に前者の影響が大きく、発生するトラクション力が小さくなる。等速状態では円すいと曲面の場合の頂角は等しく設計されており、推力も等しいために軸受損失もほぼ等しい。この場合は後者のみが影響すると考えられる。実験結果では曲面の方が20%程度低い値となった。曲面ディスクの場合の面圧は円すいの場合に較べて2.6倍高いため、伝達容量は低下すると考えられるが、20%という値は予想よりもかなり大きい。面圧を下げるための形状の工夫と、接触点で発生するトラクション力の定量的な解析が必要である。

各変速状態ごとに円すいディスクと曲面ディスクを用いた場合の効率をそれぞれ比較したところ、最高効率はほぼ等しい値を示した。実験範囲では、最高効率による曲面ディスクの効果は確認できなかった。 η は式(6)に示した入力トルクの大きさによって変化する。トルク伝達効率 η_T の影響を含んでいるためである。そこで滑り率の測定結果から曲面ディスクの効果が期待される η_S の改善を評価する。円すいディスクでは、図4に示したようにスピンの無い $e=1$ の場合に較べて $e=0.5, 2$ の場合はトラクション係数が低下して、滑り率が大きくなるために η_S が低下する。一方、曲面ディスクの場合はスピンの発生が少ないので、滑りの増加が少ないと考えられる。そこで入出力回転速度の測定値から求めた実際の変速比 $e_m (= N_o / N_i)$ の負荷トルク増大に従う変化から滑りの率の変化を調べた。各測定において最も負荷トルク

Fig. 10 Relation among efficiency, decreasing rate e_m/e_{m0} and output torque ($N_o = 700 \text{ min}^{-1}$, $F_a = 3 \text{ kN}$)

の小さい場合の e_m の測定値を e_{m0} として、負荷トルクを増したときの e_m の測定値を e_{m0} で除したものを図10に合せて示した。値が1より減少していくのは滑りが増加することを意味する。(a)の円すいディスクの場合は等速に較べて増・減速状態での滑りが増加しているが、(b)の曲面ディスクの場合はスピンの減少により増・減速状態での滑りの増加が(a)より少なく、スピン低減の効果が認められる。最も負荷トルクの小さい場合の e_{m0} は、ほとんど滑りがなく式(2)に示したディスクの回転半径より求まる e と等しいと考

えれば、式(4)より

$$\eta_s = \frac{N_o}{N_i} \cdot \frac{1}{e} = \frac{e_m}{e_{m0}} \dots\dots\dots (17)$$

となる。そこで図10にて最高効率を示したときの $\eta_s (=e_m/e_{m0})$ の値と実験の運転条件と3章に示した手順により計算した η_s の値を比較したものを図11に示す。絶対値の差はあるが、増減速状態では、計算値、実験値ともに曲面ディスクの方が円すいディスクに較べて、効率が1.5%程度改善されており両者の改善度合が一致した。これより曲面ディスクの効果と η_s の計算の妥当性が確認された。

試験機の許容トルクは10 Nmであるため、この程度の実験範囲における円すいディスクのスピンのによる効率低減は1.5%程度であり、20%程度の軸受損失に較べてわずかである。上述したように、変速比幅、伝達トルクを大きくした場合には、この曲面ディスクによる大きな効率改善効果が期待できる。

6. 結 言

シャフトドライブCVTの動力伝達効率を高めるためにスピンの影響を検討し、さらにスピン発生が少ないディスク形状を提案した。得られた結果を要約すると以下ようになる。

- (1) 円すいディスクを用いた場合に、スピンの発生量が多くなるに従い速度伝達効率が低下する割合を定量的に求めた。油温が高くなる場合と伝達トルクが大きくなる場合に、その割合は大きくなるが、ディスク周速の影響はほとんど無い。
- (2) スピン発生が少ないディスク断面形状を提案し、実験により効果を評価した。滑り率の測定結果から速度伝達効率の改善を確認し、計算結果とも一致した。円すいディスクに較べて面圧が高くなるため、同じ推力の場合で最大20%程度伝達トルク容量が減少した。この点は今後の改良が必要である。

Fig. 11 Comparison between calculated and experimental speed transmitted efficiency

謝 辞

本研究はNEDOの平成12-14年度産業技術研究助成事業として行われ、トラクション油の提供と特性値の測定は出光興産(株)の畑一志氏のご協力を頂いた。これらを記して、深甚なる謝意を表す。

文 献

- (1) Heilich, F. W. and Shube, E. E., *Traction Drive*, (1983), 30-31, Marcel Dekker.
- (2) 田中裕久, トロイダルCVT, (2000), コロナ社.
- (3) 町田尚・村上保夫, *NSK Technical Journal*, 669 (2000), 9-20.
- (4) Nakao, M., Kumura, M., Sugihara, H., Mori, J. and Maruyama, N., Development of a Large Torque Capacity Half-Toroidal CVT, *SAE Paper*, 2000-01-825 (2000), pp. 1-9.
- (5) 山中将・大滝亮一・柴田勝久・井上克己・町田尚, 交差軸トラクションドライブの研究, *機論*, 67-656, C (2001), 1151-1156.
- (6) 公開特許公報, 特開2002-206607, (2002).
- (7) 山中将・猪狩源宗・井上克己, シャフトドライブ式無段変速機の研究(第1報, 機構の提案と試作), *機論*, 70-692, C (2004), 1182-1189.
- (8) 加藤康志郎・鄧鋼・加藤正名・井上克己, 限界せん断応力を有する潤滑油のスピン・スキュー特性, *機論*, 61-589, C (1995), 3657-3664.
- (9) 山中将・井上克己・大滝亮一・町田尚, トラクショングリースの特性評価のための二円筒試験機の設計, *設計工学*, (2003), 38, 6 (2003), 310-317.