交叉型トラクションドライブの伝達特性に関する基礎研究*

東崎 康嘉^{*1}, 林 慎之^{*1}, 松本 將^{*2}
吉田 孝文^{*1}, 矢野 昭彦^{*3}, 園部 浩之^{*4}Basic Study on Transmitted Characteristic of Crossed Axle
Type Traction DriveYasuyoshi TOZAKI^{*5}, Noriyuki HAYASHI, Susumu MATSUMOTO,
Takahumi YOSHIDA, Akihiko YANO and Hiroyuki SONOBE^{*5} Mitsubishi Heavy Industries, LTD., Nagasaki R & D Center,
5-717-1 Fukahori-machi, Nagasaki-shi, Nagasaki, 851-0392 Japan

The purpose of this study is to investigate the effect of misalignment on traction coefficient in case of crossed axle type traction drive. The measurements of traction force were performed using small size experimental apparatus (average roller diameter is 50 mm, rotational speed of driving roller is 90 rpm). And the comparison of experimental results with calculations of the two dimensional thermal non-Newtonian elasto-hydrodynamic lubrication was performed. Following conclusions were obtained (1) Maximum traction coefficient in this test is 0.1~0.13. There is no difference between the traction drives and conventional parallel type traction drives. (2) Traction coefficient becomes large by increase of either contact force or misalignment. (3) The measured results are compared to the calculation and it is confirmed that the calculation method is practical and useful.

Key Words: Machinery, Tribology, Traction Drives, Machine Element

1. 緒 言

トラクションドライブはローラ間に油膜を形成させ、その油膜のせん断力を利用して動力を伝達する機構であり、歯車方式の動力伝達機構に比べ低騒音、低振動、バックラッシュがない等の利点を持つ。現在では、自動車用自動変速機(CVT)を初めとする種々の動力伝達装置に適用が図られている⁽¹⁾。

現在では大きなトルクを伝達する風車用トラクションドライブ⁽²⁾や自転車用無段変速機を始めとする種々の動力伝達装置に適用が図られている⁽³⁾。

ヘリコプター、排水ポンプなどの装置で構造上、動力を直交して伝達させる必要がある機種では、従来かさ歯車等によって動力が伝達されてきた。

しかし、これらの装置の低騒音化、低振動化を図るためには交叉軸間で動力伝達するトラクションドライブが有効となるが、従来研究されてきたトラクション

は平行軸間の伝達機構が主体であり、交叉軸間で動力伝達するトラクションドライブの研究例^{(3), (4)}はまだ少なく、トラクション力の予測手法については示されていない。入力軸と出力軸を交叉させて動力伝達を行う時は、円錐ローラを用いる必要があるが、図1に示すように接触面内で半径差によって生ずる速度分布を持つために、両端部の油膜厚さが異なることで、通常の円筒ローラで発生するトラクション力とは異なった挙動を示す可能性がある。

Fig.1 Occurrence of spin moment at crossed axle traction drive

* 原稿受付 2002年9月30日。

^{*1} 正員、三菱重工業(株)長崎研究所(☎ 851-0392 長崎市深堀町5-717-1)。

^{*2} 正員、早稲田大学大学院(☎ 808-0135 北九州市若松区ひびきの2-7)。

^{*3} 三菱重工業(株)長崎研究所。

^{*4} 正員、三菱重工業(株)産器事業部(☎ 453-8515 名古屋市中原区岩塚町字高道1)。

E-mail: yasuyoshi_tozaki@mhi.co.jp

そこで、本研究では小型の交叉型トラクションドライブ試験機を用い、すべり率とトラクション係数の関係を求め、従来の平行軸のトラクションドライブとの伝達特性の違いを検討した。

また、交叉型トラクションドライブでは組立誤差や形状誤差が生じる可能性が高いため、それに対する敏感度を知ることを目的として、ローラ間片当たりによる伝達特性の変化についても調査を行った。

さらに、本研究では接触面内の半径差で生ずるローラ間の滑りがトラクション力に及ぼす影響を把握するために、円錐ローラ形状を考慮した非ニュートン熱的弾性流体潤滑解析によって現象を明らかにすることも行った。

2. 試験方法

2.1 試験装置 試験装置の外観写真と構造図を図2に示す。駆動ローラはモータにより 90 rpm で回転する。従動ローラはリニアガイド上に取り付けられており、荷重測定用のロードセルと、荷重変動を抑えるための板バネを介して、マイクロメータヘッドにより駆動ローラに押しつける。運転中はローラ間にトラクション油を供給し、油のせん断力により動力伝達を行う。駆動軸には回転数検出用の変位センサを、従動軸にはロータリーエンコーダ（1 回転当たり 600 パルス発生）を取り付けることにより、ブレーキによる負荷トルクをモニタしながら調整できる。他にローラの出口側に CA 熱電対を設置することにより、ローラ出口の油温を計測し、また駆動ローラを架台と絶縁板により電氣的に絶縁し、駆動、従動両軸にブラシを取り付けることにより、ローラ間の油膜形成状態を電気導通法により計測する。導通の計測には図3に示す計測回路を使用し、油膜形成状態を電圧値として求める。ローラ間の片当りは駆動ローラの支持台を傾けることにより与える。

試験に供したローラ間の形状を図4に示す。各ローラとも頂角が $\pi/2$ rad の円錐形状である。また駆動ローラには、ローラ押し付け時にエッジ部での応力集中が生じるのを避けるため、クラウニングを設けている。ローラの外周（接触部）は研削により仕上げており、図5に示すように表面あらさは $0.1 \sim 0.2 \mu\text{mRa}$ である。なお、ローラ材質は熱処理していない SNCM435 である。

2.2 試験条件 試験条件を表1に示す。ローラ間の荷重は 500 N とした。駆動ローラの回転速度は 90 rpm 一定とした。また、ローラ間の傾き角は荷重を与えない状態で駆動ローラと従動ローラのなす角が $\pi/2$ rad からずれた角度であり、0 rad から 2×10^{-3} rad の

間で 4 通り変化させて、片当たりが伝達特性に与える影響を調べた。

なお供試油は市販のトラクション油（40℃における動粘度 $108 \text{ mm}^2/\text{s}$ ）を用い、供給油温は室温（22～23℃）とした。

Fig.2 Schematic diagram of test apparatus

Fig.3 Electro-conductivity method circuit

Fig.4 Shape of roller specimens

Table 1 Test condition

Rotating speed of the drive roller	90 rpm
Load	500 N
Misalignment	0 rad, 5×10^{-4} rad 10×10^{-4} rad, 20×10^{-4} rad
Lubricant	Commerical traction oil
Temperature of lubricant	22~23 °C
Material of the rollers	JIS SNCM 435
Surface roughness of the rollers	0.1~0.2 μ mRa

2.3 試験手順 試験では、傾き角を設定した後、ローラの接触状況を確認するため、ペイントによる当たりのチェックを行い、ローラの接幅と当たり位置の平均接触半径を求めた。

試験機の軌道はまずローラを押しつけない状態で駆動ローラの回転を開始し、所定の荷重になるまで徐々に荷重を増やした。荷重が設定値になった後 1 分程度運転し、その後ブレーキによる負荷トルクを与えた。

ブレーキは電磁石を利用した摩擦ブレーキであり、電磁石に印加する電圧の大きさによりブレーキ力が変化する。試験では、ブレーキに印加する電圧を徐々に増加させ、従動ローラが瞬間的に停止するまでブレーキ力を増やした。従動ローラが停止したらブレーキ力を徐々に減少させ、負荷トルクが 0 になった時点で

レーキの印加電圧を 0 にした。その後約 1 分運転し、試験前後で従動ローラの回転速度に変化がないことを確認した。

試験データはサンプリング周期 5 Hz で記録した。

なお、試験データはローラ 1 回転当たりの回転のばらつきの影響を排除するため、駆動ローラの回転周期の倍数の時間である 2 秒で平均化した値を使用した。

3. 交叉型トラクションドライブの解析モデル

非ニュートン流体の相対粘度を η^* とすると、非ニュートン流体の場合もニュートン流体と同様に x 方向と y 方向においても流体せん断力は次式のように書ける。

$$\tau_x = \eta^* \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \quad (1)$$

$$\tau_y = \eta^* \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \quad (2)$$

ここで、 v は x 方向の流速、 u は y 方向の流速である。したがって、流体圧力と流体膜の関係を表す Reynolds 方程式は、非ニュートン流体の場合もニュートン流体の場合と同じ形となり、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta^*} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta^*} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12 \frac{U_1 + U_2}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

ここで、 U_1 は Roller1 の周速、 U_2 は Roller2 の周速を表す。図 5 に交叉型トラクションモデルの xyz 軸を示す。 x 軸は z 軸と y 軸が交差する O 点において、紙面に直交方向である。軸 $O-y$ の円すい面基準で考えると、

$$\left. \begin{aligned} \text{軸 } Y-Y \text{ まわりの角速度 } \omega_x &= \omega_1 \cdot \cos \alpha \\ \text{軸 } Y-Y \text{ からの半径 } \rho_1 &= r_1 \times \frac{1}{\cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

よって U_1 は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} U_1 &= 2\pi \rho_1 \omega_x \\ &= 2\pi \cdot \frac{r_1}{\cos \alpha} \cdot \omega_1 \cdot \cos \alpha \\ &= 2\pi \cdot r_1 \cdot \omega_1 \end{aligned} \quad (5)$$

Fig.5 x-y-z coordinate system

本解析においてはまた非ニュートン流体の場合の粘性モデルとして、筆者らが行ったトラクション油の非定常解析⁽⁵⁾で検証済みの Eyring のモデル⁽⁶⁾を用いる。

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau_x}{\tau_0}\right) \quad (6)$$

$$\frac{1}{\eta_x} = \frac{\frac{1}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau_x}{\tau_0}\right)}{\left(\frac{\tau_x}{\tau_0}\right)} \quad (7)$$

ここで、 τ_0 は特性応力と呼ばれる粘性の非ニュートン性で表す値で、 τ_0 が小さいほど小さな応力で非ニュートン性が現れる。 $\tau \ll \tau_0$ のとき、Eyring 粘性は粘度 η のニュートン粘性を表すことになる。本解析では、 τ_0 の値として 4.0 MPa を用いた。また、本解析では潤滑油の粘度と圧力の関係式に Barus⁽⁷⁾の式を用いた。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad (8)$$

接触物体に比べ接触領域は微小なので接触物体は半無限体とみなすことができる。よって、弾性変形量は次式で表される。

$$w(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \iint_A \frac{p(\bar{x}, \bar{y})}{\sqrt{(x - \bar{x})^2 + (y - \bar{y})^2}} d\bar{x} d\bar{y} \quad (9)$$

ここで

$$E' = 2 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (10)$$

式(9)を用いると、接触部の弾性変形を考慮した油膜厚さは最小すきまを h_0 とすれば、

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2\rho_x} - w(x, y) \quad (11)$$

ただし

$$\frac{1}{\rho_x} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \quad (12)$$

また、油膜負荷能力は油膜圧力を積分することで求められる。

$$W = - \iint p(x, y) dx dy \quad (13)$$

油膜内では x 方向と y 方向にすべり速度が存在するので、油膜内での単位時間・単位面積あたりに発生する熱量を、 x 方向の油膜のせん断仕事によるものと考え、発熱量は次式で表される。

$$q = \tau_x \frac{\partial v}{\partial z} \quad (14)$$

接触領域における Hertz の接触長さと油膜厚さを比較すると、接触長さは本研究の範囲内では油膜厚さの 100 倍以上の値となるので、流れ方向への伝熱は無視できる。そこで、油膜内で発生した熱量は油膜厚さ方

向への熱伝導によって放散されるので、油膜内でのエネルギー方程式は次式ようになる。

$$\lambda_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + q = 0 \quad (15)$$

また、鋼球および円板の表面は接触部を極短時間で通過するため、物体内の熱伝導は z 方向の一次元問題として取り扱うことができる。よって、接触物体内での熱伝導方程式は次式ようになる。

$$\rho_b c_b \frac{\partial T_b}{\partial y} = \lambda \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} \quad (16)$$

上述の Reynolds 方程式、弾性変形の式、エネルギー方程式および熱伝導方程式を同時に解くことにより、油膜厚さ分布および圧力分布が得られる⁽⁵⁾。なお、Reynolds 方程式では油の入側、出側での圧力を大気圧、熱伝導方程式では物体内の温度は 22℃ という境界条件を用いた。また、本報では緩和法を用いた繰返し計算にて収束を図った。

4. トルク負荷時の伝達特性及び油膜形成状態

傾き角をパラメータとして伝達特性と油膜形成状態を調べた結果を図 6 に示す。図は(a)から(d)まで各 3 個ずつあるが、上から順にすべり率が 0 から 3% までの範囲でのすべり率とトラクション係数の関係、すべり率が 0 から 100% までの範囲でのすべり率とトラクション係数の関係、また、すべり率が 0 から 100% までのすべり率と導通度の関係を示す。

なお、すべり率は負荷トルクが 0 の時の従動ローラの回転速度を基準にその回転速度からの減少をパーセント単位で表したものであり、トラクション係数は (負荷トルク) / {(荷重) * (平均接触半径)} と定義した。

また導通度は試験中に計測されるローラ間の電圧をローラが完全に分離されたときの電圧で割った値であり、油膜でローラが分離されたときが 100%，接触したときが 0% である。

各試験結果に共通して言えることとして、すべり率が 0.5～1% 程度まではすべり率の増加と比例してトラクション係数も増加するが、それ以上すべり率が増加するとトラクション係数の増加が頭打ちになること、また導通度はすべり率の増加とともに減少することが挙げられる。

すべり率とトラクション係数の関係については、これまでに得られている二円筒トラクションドライブの伝達特性と同様の傾向である。

図 6 中に 3.1 で示した交叉型トラクションドライブの解析モデルを用いた計算結果を示すが、±20% の誤差

の範囲で実験結果に対応した結果を示すことがわかった。

図7では伝達特性に与える傾き角や荷重の影響がわかりにくいので、まず伝達特性に関してはほぼ最大トラクション係数を示すすべり率の小さな領域でのトラクション係数に与える傾き角と荷重の影響を調べる。

今回はすべり率 1%時のトラクション係数の関係を図

7より抜き出して示したものである。なお、図6中に抜き出した点を矢印で示した。

この図より、傾き角の増加とともにトラクション係数は増加する傾向にある。またトラクション係数の値は 0.10~0.13 であり、二円筒型(5), (6), (7)のトラクションドライブのトラクション係数とほぼ同レベルである。

Fig.6 The relation between slip ratio and traction coefficient and oil film formation ratio

Fig.7 The relation misalignment and traction coefficient at 1% slip ratio

導通度についてはすべり率が大きくなるにしたがって減少しているが、導通度の減少とトラクション係数の変化には明確な関係が無く、大きなすべり率の領域でもトラクション係数の減少は無かった。

5. 考 察

試験においては軸受によるがたの吸収や、シャフトの弾性変形などにより傾き角が接触状態に与える影響がなくなり、試験データに差がなくなることが懸念されたが、今回の試験では傾き角が接触状態に影響を与えていることが確認された。

伝達特性の試験においては、傾き角を増加させるとトラクション係数が増加する傾向となった。当初、片当たりの影響によりスピンモーメントが生じ、それが従動ローラの回転に対する抗力となりトラクション係数が低下することが懸念されたが、今回の試験では逆の傾向が見出された。この原因として、片当たりの影響によりローラ間の接触圧力が上昇し、トラクション係数が増加することが考えられる。

そのために、3章に示した解析モデルで 0rad と 20×10^{-4} rad の場合について油膜の面圧分布の比較を行った。その結果を図8に示す。 20×10^{-4} rad では片当たり側で油膜の圧力が入口側からでも高くなっていることが分かる。この油膜圧力上昇による粘度増加でトラクション係数が増加したものと推定される。

6. ま と め

交叉型トラクシヨンドライブのすべり率とトラクション係数の関係や油膜形成状態など基礎的な伝達特性に関する検討を行い、次の結果を得た。

(1) 交叉型トラクシヨンドライブでローラ間に生じるトラクション係数は二筒型や遊星型のトラクション係数と同レベルであり、0.1~0.13 程度である。

Fig.8 The pressure distribution in a contact surface

(2) ローラ間で生じるトラクション係数は傾き角の増加とともに増加する傾向にある。

(3) スリップが微小な領域では、ローラ間に形成される油膜によって動力が伝達されており、フリクションドライブではなく、本来のトラクシヨンドライブとして機能している。

本研究によって、円錐ローラを用いて交差軸間で動力を伝達することができるトラクシヨンドライブの可能性を見出した。

文 献

- (1) 矢田, 精密工学会誌, 56-9, (1990), 1575
- (2) 東崎, 山本, 林, 松本, 岩永, 三菱重工技報, Vol.35, No.3, (1988), 162
- (3) 柴田, 宮川, 山中, 町田, 日本機械学会東北支部第33期総会・講演会講演論文集, (1998), 147
- (4) 高橋, 山中, 井上, 日本機械学会東北学生会卒業研究発表講演会前印刷集, (1999), 45
- (5) 東崎, 林, 松本, 機論, 65-632, (1999), 1684
- (6) H. EYRING, J. Chem. Phys., Vol.4, (1936), 235
- (7) C. BARUS, Am. J. Sci., Vol.45, (1893)