Research and Development of Cone To Cone Type CVT

○非 山崎 孝之 (山形大院)
正 渡辺 克巳 (山形大)

正 小松原 英範 (山形大)
正 栗林 定友 (栗林商船)

Takayuki YAMAZAKI, Yamagata University, 4-3-16 Jounan Yonezawa-shi, Yamagata
Hidenori KOMATSUBARA, Yamagata University.
Katsumi WATANABE, Yamagata University.
Sadatomo KURIBAYASHI, Kuribayashi Steamship Co.Ltd.

Key Words: Machine Element, Tribology, Lubrication, CVT, Traction Drive, Contact Force

1. 緒 言

トラクションドライブは二つの回転体間に油膜を介して動力を伝達する技術である。回転体間に介在したトラクションオイルが強い押付力を受けると油膜を形成し、その油膜のせん断力(トラクション力)によって動力を伝達する。また、トラクションドライブは低振動、低騒音であり無段変速機(CVT)を構成できる等の特徴を持つ。

トラクションオイルの発達に伴い、様々なトラクションドライブ CVT が開発され^{(1)~(4)}産業用、自動車用⁽⁵⁾に実用化され始めている。また、簡素な構造かつトラクション部分の効率の高い等の特徴をもつ CVT として Cone To Cone Type CVT (CTC-CVT) が考案されている⁽⁶⁾。この CTC-CVT は実際に試作機が製作され、試運転されていた。その結果、CTC-CVT はベアリングの保持器が損傷するなどの問題が発生しながらも伝達効率約 83% を達成している。

本研究は先述の問題を克服し、より効率の高い CTC-CVT の本格的実用化を目的としている。今回は、CTC-CVT の基礎研究として構造や動力伝達部の接触面圧について検討する。

2. 基本原理

2.1 CTC-CVT の構造 図 1 に CTC-CVT の断面図を示す。動力伝達部は入力軸、出力軸、その間に内接している中間回転体で構成されている。入力軸、出力軸端は内円すいの形状が成されており、中間回転体の両側には外円すいの形状が成されている。また、入力軸と出力軸との間にはオフセットが与えられている。それぞれの軸端の内円すいと中間回転体の外円すいの間にはトラクションオイルが介在されており、入力軸側から押付力を与えることにより油膜が形成される。油膜からトラクション力が発生され、そのトラクション力により入力軸の回転が中間回転体を通して出力軸に伝えられる。

Fig.1 Sectional view of cone to cone type CVT

2.2 変速原理 CTC-CVT は中間回転体が斜め方向に並進する事によって滑らかに変速する。図 2 に動力伝達部の断面図を示す。入力軸回転半径を r_1 、入力側外円すい回転半径を r_2 、入力軸角速度を ω_1 、回転体角速度 ω_2 とすると入力側では次式のような関係が得られる。

$$r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2 \quad (1)$$

出力側外円すい回転半径 r_3 、出力軸回転半径 r_4 、出力軸角速度 ω_3 とすると出力側では次式のような関係が得られる。

$$r_3 \omega_2 = r_4 \omega_3 \quad (2)$$

変速比 e は入力軸と出力軸の角速度の比であり、式 (1)、(2) を用いて次式で与えられる

$$e = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_2 r_4}{r_3 r_1} \quad (3)$$

入力軸と出力軸の回転半径 r_1 と r_4 が等しい場合は次式で与えられる。

$$e = r_2 / r_3 \quad (4)$$

外円すいが並進する事により入力軸、出力軸と中間回転体の外円すいとの接触部の回転半径 r_2, r_3 がそれぞれ変化する。回転半径が変化することにより式 (3)、(4) から変速比が得られる。

Fig.2 Schematic view of CTC-CVT

3. 試作モデルの設計・製作

CTC-CVT の変速動作の確認等をするために試作モデルの設計・製作を行った。図 3 に試作モデルの外観を示す。

Fig.3 Model of CTC-CVT

図4に变速部の機構を示す。中間転動体を支持しているケースにスライダが取り付けられており、フレームには外円すいと同じ角度に溝が掘られている。ケースの上部に取り付けられたハンドルを回すことによってケースが溝に沿って並進するため無段变速が可能となる。

Fig.4 Schematic view of ratio changing mechanism

4. 面圧解析

4.1 接触面の圧力 図5に入力軸と外円すいの接触部の様子を示す。接触部Pの面圧とその接触楕円形状はヘルツの弾性接触理論によって求めることができる。入力軸に押付力 F_a が与えられると、法線力が式(5)となる。また、軸側の接触部にはクラウニング r'_1 が施されている。図6に入力軸および中間転動体の外円すいの曲率半径を示す。また、図中のそれぞれの曲率半径は式(6)～(9)によって与えられる。

$$F_c = F_a / \sin \theta \quad (5)$$

$$R_1 = -r_1 / \cos \theta \quad (6)$$

$$R'_1 = r'_1 \quad (7)$$

$$R_2 = r_2 / \cos \theta \quad (8)$$

$$R'_2 = \infty \quad (9)$$

法線力および曲率半径からヘルツの接触楕円の長半径 a 、短半径 b およびヘルツの接触圧力 P_H は次式で与えられる。接触楕円の長半径は転がり方向に伸びる。

$$a = M \sqrt{\frac{3}{4} \frac{F_c}{H} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} - \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (10)$$

$$b = N \sqrt{\frac{3}{4} \frac{F_c}{H} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} - \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (11)$$

$$P_H = 3F_c / 2\pi ab \quad (12)$$

また、入力側での伝達トルク T はトラクション力 μF_c と外円すいの接触部の回転半径 r_2 によって与えられる。また式(5)より法線力 F_c は押付力 F_a により与えられるので伝達トルク T は次式で与えられる。

$$T = \mu F_c r_2 = \mu F_a r_2 / \sin \theta \quad (13)$$

μ はトラクション係数である。以上のことから楕円形状、面圧および伝達トルクは円すいの角度 θ によって変化することがわかる。

Fig.5 Schematic view of input shaft and intermediate cone

Fig.6 Principal normal radii of curvature of both input shaft and intermediate cone

4.2 円すいの角度による接触楕円形状と伝達トルクの変化

变速比 $e=1.0$ における接触楕円形状および伝達トルクの円すいの角度による変化について解析を行った。また、今回は面圧一定下において解析を行っている。図7に接触楕円形状の解析結果を示す。外円すいの角度が大きいほど楕円の長半径が伸びている。また、図8に伝達トルクの解析結果を示す。外円すいの角度が大きいほど大きな伝達トルクを得られることが確認できる。

Fig.7 Relation between Hertzian Contact Ellipse and cone angle

Fig.8 Influence of cone angle on Transmission torque

5. 結 言

本研究では CTC-CVT の本格的実用化のための基礎研究として試作モデルの設計・製作を行った。その結果、構造を把握できたとともに無段变速することが実証できた。

また、動力伝達部の接触面圧や伝達トルクについて検討を行った。その結果、面圧一定下では外円すいの角度が大きい方がより大きな伝達トルクを発生できるという解析結果が得られた。

文 献

- (1) 田中裕久, トロイダル CVT, (2000), コロナ社.
- (2) 山中・猪狩・井上, 機論, 70-692, C(2004), 1182-1189.
- (3) 牧野智昭, 機論, 66-645, C(2000), 1694-1699.
- (4) 岡村・柏原, 機論, 57-538, C(1991), 288-293.
- (5) 町田・畑・中野・田中, 機論, 59-560, C(1993), 1154-1160.
- (6) 栗林定友, 無段变速機, 特許公開 2001-173745, 日本国特許庁.