

ゼロスピンドISKを用いたシャフトドライブ CVT の パワーウェイトレシオ向上*

(第1報, ディスク形状の提案と最適設計)

成田 幸仁*¹, 山中 将*¹, 井上 克己*¹

Improvement of Power to Weight Ratio of Shaft Drive CVT Using Zero-Spin Disk

(1st Report, Proposal of Shape and Optimum Design)

Yukihito NARITA*², Masashi YAMANAKA and Katsumi INOUE

*² Graduate School of Engineering, Tohoku University,
6-6-01 Aramaki-Aoba, Aoba-ku, Sendai-shi, Miyagi, 980-8579 Japan

The novel mechanism CVT (Shaft Drive CVT, S-CVT) was developed by the authors. The improvement of power to weight ratio, namely the increase of transmitted power with downsizing and lightening of the transmission is important applying the S-CVT to automobiles. The concave disk/roller to reduce the slip ratio were devised and their effect to improve the efficiency was confirmed by the experiment, but the contact pressure was a little large and limited the torque capacity. The new curved disk/roller named the zero-spin disk/roller was devised in this paper. The spin decreased to less than 0.9% at all speed ratio and the contact pressure was also decreased comparing with the concave one. The optimum design of zero-spin disk/roller to satisfy the torque capacity of 150 Nm was achieved using the power to weight ratio as the evaluation function. The allowable Hertzian pressure is set as 4 GPa. The power to weight ratio of zero-spin and concave disks/rollers becomes 2.3 and 1.7 kW/kg, respectively. It is improved 36% and the effectiveness of zero-spin disk/roller is confirmed.

Key Words: Machine Element, Tribology, Optimum Design, CVT, Traction Drive, EHL, Spin

1. 緒 言

二つの転動体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には, 歯車による動力伝達機構に比べて, 振動や騒音が少なく, 無段変速機 (CVT) を構成できるという利点がある。

山中らは, ベルト式 CVT 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⁽¹⁾ で採用されている, 剛なディスクとローラを用いたトラクションドライブによる動力伝達を行なうという着眼点にもとづき, シャフトドライブ CVT (以下 S-CVT と記す) を開発した⁽²⁾⁽³⁾。さらに, バックアップローラを追加して, トルク損失を増やさずにトルク容量を2倍に増加させることにより, 最高効率を98%に向上させた⁽⁴⁾。

S-CVT は自動車への搭載を念頭に置いているので, パワーウェイトレシオの向上, すなわち伝達動力を増

大させつつ, 小型・軽量化することが要求されている。これを実現するには, 動力損失の原因となるスピンの発生を抑制する必要がある。牧野は3K型同軸 CVT について⁽⁵⁾⁽⁶⁾, Xiaolan は遊星トラクションドライブ減速機について⁽⁷⁾⁽⁸⁾, それぞれスピン低減の方法と効果を示している。S-CVT については, 曲面ディスク・ローラの考案と性能評価を行い, すべり率の低減による効率向上が確認された⁽³⁾。しかし, 転動体寸法の最適設計を行なったところ, ヘルツ圧とスピン低減が不十分なために, 十分なトルク容量が得られないことが明らかになった⁽⁹⁾。そこで, 本研究では, S-CVT のパワーウェイトレシオ向上を目的として, 全変速範囲に亘ってスピンが発生しない, 新たなディスク・ローラ形状を提案する。さらに, 与えられたトルク容量を満足し, パワーウェイトレシオを最大化するディスク・ローラ寸法の最適設計を行い, その効果を従来の円すい及び曲面ディスク・ローラと比較して確認する。

2. シャフトドライブ CVT の機構

図1に S-CVT の機構⁽⁴⁾を示す。入出力軸は平行であり, 中間軸, バックアップ軸はこれらに直交している。入出力ディスク, バックアップディスクと中間ローラ,

* 原稿受付 2006年5月17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6-6-01)。

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

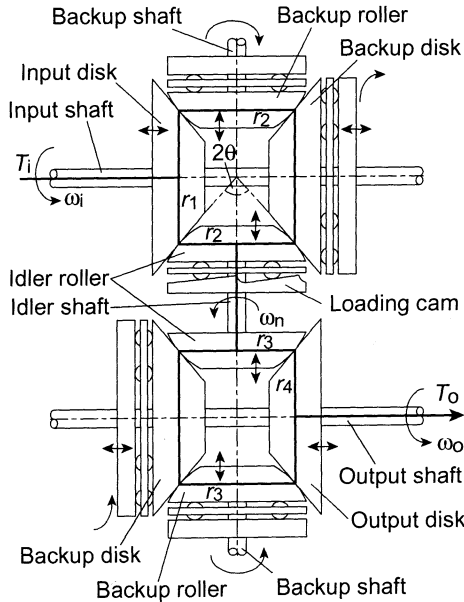


Fig.1 Schematic of Shaft Drive CVT

バックアップローラはそれぞれの軸の回転方向に固定され、軸方向にのみ移動できる。変速は、すべてのディスク、ローラをそれぞれの軸方向に移動させ、転動体の回転半径 $r_1 \sim r_4$ を変化させて行なう。変速比 e_s は以下のように表される。

$$e_s = \frac{r_1 r_3}{r_4 r_2} \quad (1)$$

ただし、 $e_s > 1$ で増速状態である。

入力ディスクに入力された動力は、中間ローラ→出力ディスクの他に、バックアップローラ→バックアップディスク→中間ローラを経由して伝達される⁽⁴⁾。ローラには、クラウニングを施した円すいローラを使用する。ディスク及びローラ形状は入出力側で同一とする。

3. 従来のディスクの問題点

S-CVT には図1に示した円すいディスクの他に、図2に示すスピン低減を図った曲面ディスク⁽³⁾が用いられる。

スピンは転動体間の接触だ円内の油膜の回転運動を表し、二つの転動体の接触点における共通接平面が両者の回転軸交点を通らない場合に生じる。これは、トラクション力の伝達に寄与しないせん断ひずみ成分を発生させるため、トラクション油が発熱し、すべり率の増加やトルク容量の低下を引き起こす。

図3に、円すいディスクと曲面ディスクについて、

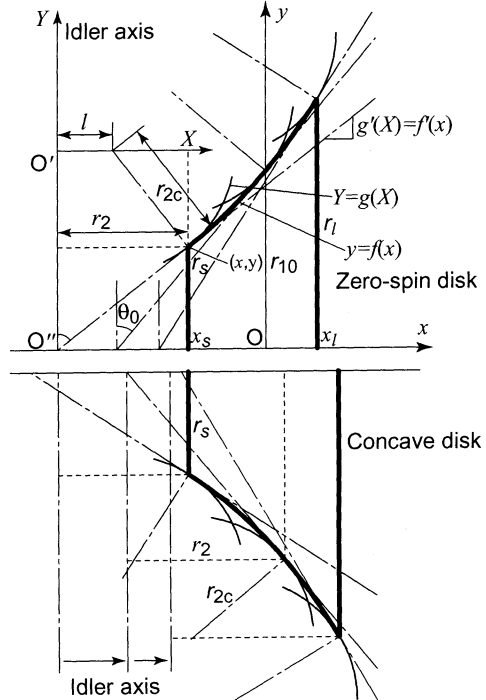


Fig.2 Profiles of concave and zero-spin disk

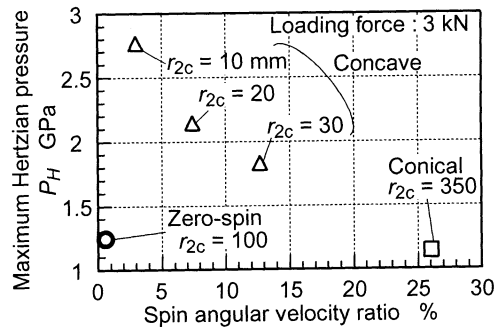


Fig.3 Relation between spin angular velocity ratio and maximum Hertzian pressure

すべり率 0.1% として求めたスピン角速度比の最大値と、推力 3 kN での最大ヘルツ圧 P_H との関係を示す⁽³⁾。円すいディスクでは、ローラクラウニング半径 r_{2c} を大きくすることができるために P_H の低減が可能であるが、接触平面と軸交点とのずれが変速に伴ない大きくなるのでスピンが大きい。一方、曲面ディスクは変速に伴ない接触平面の傾きが変化して、接触平面が回転軸交点に近い位置を通るために、円すいディスクに比べてスピンは小さいが、 P_H は大きくなる。 r_{2c} が大きいほど P_H は小さくなるが、スピンは逆に大きくなる。曲面ディスクは簡単化のためにローラ回転半径

r_2, r_3 を一定として設計したが⁽³⁾, 実際にはクラウニングによりローラ上の接触点の変速動作に伴い移動して r_2, r_3 が変化するため, スピンが増加する. また, さらに r_{2c} を大きくすると, 入出力ディスクとバックアップディスクとが干渉して機構が成立しない場合がある. 所定の変速範囲を確保するためには, r_{2c} の大きさに応じてディスク最大回転半径 r_l を大きくする必要があり, これによりディスク厚さが増加して干渉が生じる. ディスク最小回転半径 $r_s = 22$ mm, 変速範囲 0.5 ~ 2 の場合には, $r_{2c} = 30$ mm 程度で干渉が生じる. 以上の理由より, スピンとヘルツ圧を同時に低減することが困難なために, パワーウェイトレシオ向上が難しい.

4. ゼロスピンドディスクの提案

前章で示した曲面ディスクの問題点を解決するために, 新たな曲面ディスク形状 (以下, ゼロスピンドディスクと記す) を提案する.

図2に示すディスク形状 $y = f(x)$ とローラ形状 $Y = g(X)$ の組み合わせを考える. (x, y) はディスク回転軸上の点 O を原点とするディスクに固定した座標を, (X, Y) はローラ回転軸上の点 O^* を原点とするローラに固定した座標をそれぞれ示す. x 軸と y 軸の交点を O^* とする. $g(X)$ は連続, 単調増加かつ既知であるとして $f(x)$ を求める. スピンが発生しないためには, ディスクとローラの共通接線が常に点 O^* を通れば良く,

$$f'(x) = g'(X) = \frac{f(x)}{X} \quad (2)$$

が成り立つ. これを解くために, X と x の関係を求める. $Y' = g'(X)$ の逆関数を $h(Y')$ とおくと, 次式が得られる.

$$X = h(Y') = h(f'(x)) \quad (3)$$

これを式(2)に代入すると,

$$f(x) - f'(x)h(f'(x)) = 0 \quad (4)$$

となる. これを x で微分すると, 次式が得られる.

$$f'(x) - \left[h(f'(x)) + f'(x) \frac{dh(f'(x))}{df'(x)} \right] f''(x) = 0 \quad (5)$$

ここで, 媒介変数 p を次のようにおくと,

$$h(f'(x)) = p \quad (6)$$

式(5)の各項は p を用いて以下のように表される.

$$f'(x) = h^{-1}(p) = g'(p) \quad (7)$$

$$f''(x) = g''(p) \frac{dp}{dx} \quad (8)$$

$$\frac{dh(f'(x))}{df'(x)} = \frac{dp}{dg'(p)} = \frac{1}{g''(p)} \quad (9)$$

これらを式(5)に代入して,

$$\left[p \frac{g''(p)}{g'(p)} + 1 \right] dp = dx \quad (10)$$

を得る. さらに, 両辺を積分し, 左辺を $G(p)$ とおくと,

$$G(p) = x + C \quad (11)$$

となる. $G(p)$ の逆関数を式(7)に代入して,

$$f'(x) = g'(G^{-1}(x+C)) \quad (12)$$

を得る. これを x で積分すると, 次式のように $f(x)$ が得られる.

$$f(x) = \int g'(G^{-1}(x+C)) dx \quad (13)$$

次に, $g(X)$ を以下のように半径 r_{2c} の円弧として $f(x)$ を求め, 従来の曲面ディスクと形状を比較する.

$$g(X) = -\sqrt{r_{2c}^2 - (X-l)^2} \quad (14)$$

ここで, l は y 軸とローラ円弧の中心との距離であり, 次式で表される.

$$l = \frac{r_{10}}{\tan \theta_0} - r_{2c} \cos \theta_0 \quad (15)$$

θ_0 と r_{10} は, それぞれ $x=0$ における共通接線と y 軸の成す角及びその時のディスク回転半径である. 式(3)より,

$$h(f'(x)) = l + \frac{r_{2c}}{\sqrt{1+f'(x)^{-2}}} \quad (16)$$

となる. $G(p)$ は, 式(16)を用いて次のように表される.

$$G(p) = -\left\{ \frac{l}{2} \ln(f'(x)^{-2}) + \left[\ln \frac{\sqrt{1+f'(x)^{-2}} - 1}{\sqrt{1+f'(x)^{-2}} + 1} - 2 \left(\sqrt{1+f'(x)^{-2}} \right)^{-1} \right] \frac{r_{2c}}{2} \right\} \quad (17)$$

ここでは式(17)に示した $G(p)$ の逆関数が求められないため, 以下に示す方法で $f(x)$ を求める. 式(6), (11)及び(4)より,

$$\begin{cases} x = G(h(f'(x))) - C \\ f(x) = f'(x)h(f'(x)) \end{cases} \quad (18)$$

と表すことができる。これらの式に対して、 $f'(x)$ に数値を離散的に与えると、ゼロスピンドディスク断面形状を表す点群 $(x, f(x))$ を求めることができる。ここで、 $f'(0) = 1/\tan\theta_0$ であるから、 $C = G(h(1/\tan\theta_0))$ である。

変速範囲と r_{2c} を曲面ディスクと等しくし、かつディスク最小回転半径 r_s が曲面ディスクと等しくなるように r_{10} を調節して求めたゼロスピンドディスクの断面形状を図2に合せて示す。曲面ディスクと比較すると、回転軸交点と接線とのずれが見られず、かつ接線の傾きがディスク回転半径に従って大きくなるために、ディスク厚さも減少している。したがって、ゼロスピンドディスクは入出力ディスクとバックアップディスクが干渉しにくく、スピンの増加無しに r_{2c} を大きくできる。変速範囲 0.5~2 とすると、ゼロスピンドディスクでは $r_{2c} = 100$ mm まで大きくできる。図3にゼロスピンドディスクの場合の計算結果を合せて示す。スピン角速度比は 0.9% 以下となった。曲面ディスクと比較すると、スピン発生量とヘルツ圧とを同時に低減できることが分かる。

5. パワーウェイトレシオ向上のための最適設計

与えられたトルク容量を満足し、パワーウェイトレシオを最大化するゼロスピンドディスク・ローラの最適設計を行う。設計変数は図2に示した r_{2c} と θ_0 である。パワーウェイトレシオ J は以下のように表され、これが最大となる r_{2c} と θ_0 の組み合わせを求める。

$$J = \frac{\eta \omega_i T_i}{M} \tag{19}$$

ここで、 M はすべてのディスク・ローラの質量の総和、 η は動力伝達効率⁽⁴⁾⁽⁹⁾、 ω_i は入力角速度、 T_i は入力トルクである。変速範囲 $e_s = 0.45 \sim 2.35$ を満たすようにディスク最小回転半径 r_s と最大回転半径 r_l を決定し、それに基づいてディスク・ローラの体積を計算し、鋼の密度 7900 kg/m^3 を乗じて M を求めた。 η はトラクション油膜によるすべり率と軸受のトルク損失を考慮して計算した⁽⁹⁾。すべり率の決定に必要なトラクションカーブの計算は、既報⁽⁹⁾の手法で行なった。入力回転速度 5000 min^{-1} 、供給油温 80°C 、 $T_i = 150 \text{ Nm}$ とし、ヘルツ圧が大きくトラクション油膜にとって最も条件の厳しい $e_s = 0.45$ において計算を行なった。

具体的な計算手順としては、初めに r_{2c} と θ_0 の各組み合わせに対して、以下の制約条件を満たす r_s の最小値を求める。

1. すべての転動体が干渉しないこと
2. 各転動体の最大ヘルツ圧 P_H が 4 GPa 以下である

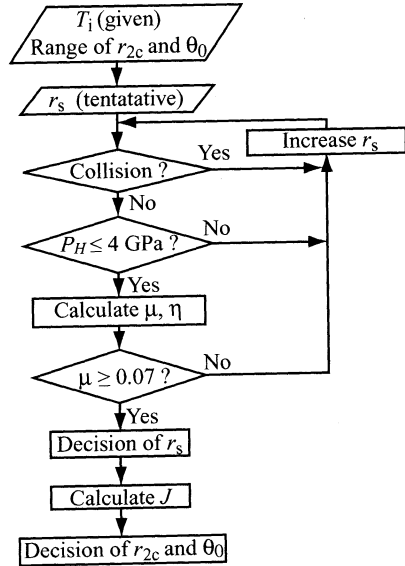


Fig.4 Flowchart of calculation

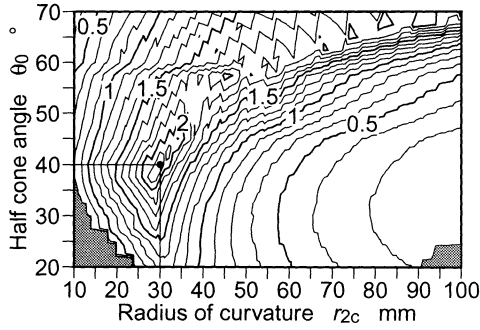
こと

3. 運転時のトラクション係数 μ が 0.07 以上であること⁽⁹⁾

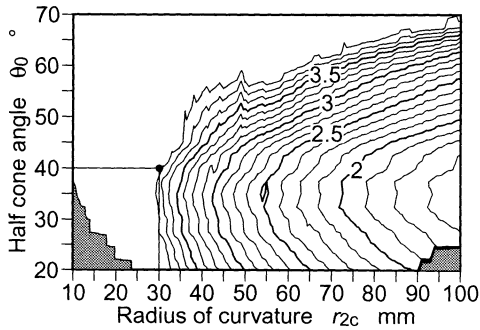
r_s の最小値は、 r_{10} を調節して 1 mm 刻みで増加させて求めた。次に、求めた r_s を用いて J を算出し、これが最大となる r_{2c} と θ_0 の組み合わせを求める。 r_{2c} と θ_0 の変域はそれぞれ $10 \sim 100$ mm、 $20 \sim 70^\circ$ 、計算の刻みはそれぞれ 1 mm、 2.5° とした。以上の手順を図4のフローチャートに示す。

J 、 P_H 及び η の計算結果を等高線表示したものを図5に示す。比較のために、曲面ディスクの場合の計算結果を図6に示す。 $r_s > 200$ mm となった場合は計算を打ち切り、解より除外して灰色の塗り潰しで示した。図5(a)、6(a)より、 J は極大値を有していることが分かる。 r_{2c} と θ_0 が小さい領域では、図5(b)、6(b)に示す P_H の増大が顕著であるために、これを打ち消そうとして r_s が大きくなり、 J が低下する。 r_{2c} が大きい領域では、変速範囲を満たすために r_s が増加して、 P_H と J が低下するが、その度合いはゼロスピンドディスクの方が少ない。 θ_0 が大きい領域においては、ディスク厚さが増加して J が低下する。図5(c)、6(c)に示す η はどちらのディスクも同程度であり、計算範囲での変化は少なく、86~92%の値を示した。 η はトルク伝達効率と速度伝達効率の積で表されるが、前者は軸受に負荷される推力の分力が θ_0 にあわせて変わるために変化し、後者は約 99% で一定である。

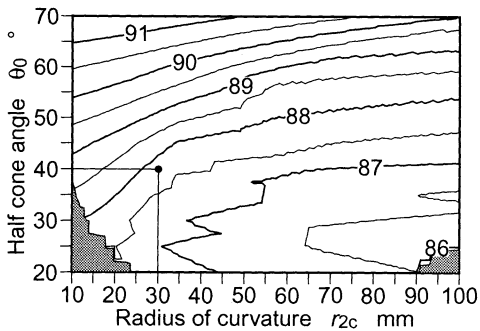
最適解は、ゼロスピンドディスク・ローラの場合、 $\theta_0 =$



(a) Power to weight ratio J kW/kg



(b) Maximum Hertzian pressure P_H GPa

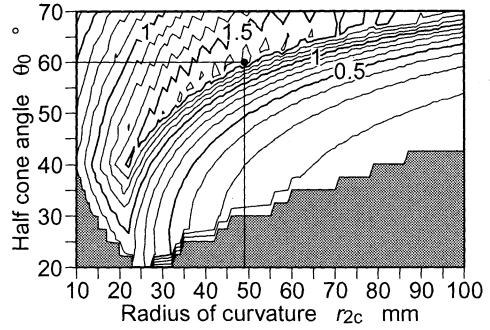


(c) Efficiency η %

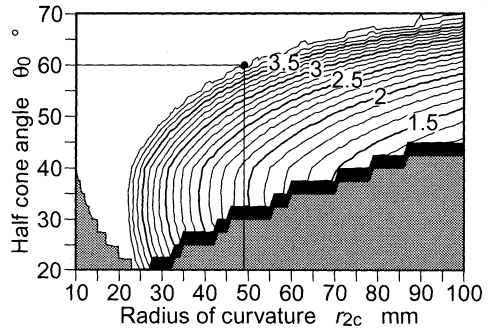
Fig.5 Result of calculations in case of zero-spin disks/rollers

40° , $r_{2c} = 30$ mm, $r_s = 36$ mm, 曲面ディスク・ローラの場合, $\theta_0 = 60^\circ$, $r_{2c} = 49$ mm, $r_s = 28$ mmであった。このときの J の値は, それぞれ 2.3 kW/kg, 1.7 kW/kg となり, ゼロスピンディスクにより 36% 向上した。円すいディスクにおいても同じ条件で最適設計を行ったところ, すべて $r_s > 200$ mm であった。図7に最適化された両ディスク・ローラの形状を示す。ゼロスピンドディスク・ローラは, 曲面ディスク・ローラと比較して r_s が大きい, θ_0 が小さいためにディスク厚さが薄くなり, J が優れるという結果となった。

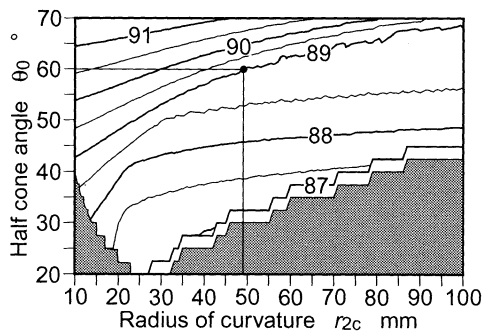
図8に, 最適化されたゼロスピンドディスク・ローラの,



(a) Power to weight ratio J kW/kg



(b) Maximum Hertzian pressure P_H GPa



(c) Efficiency η %

Fig.6 Result of calculations in case of concave disks/rollers

変速比に対する η の計算結果を示す。 T_i は 150 Nm で一定とした。計算の結果, $\eta = 87.8 \sim 93.3\%$ となった。すべり率はすべての変速比で 1% 以下でほぼ一定である。軸受によるトルク損失は, 変速動作に従って変わる共通接線の傾きにあわせて変化し, 最大増速状態で最も損失が少ない。

以上の計算より, ゼロスピンディスク・ローラはパワーウェイトレシオ向上に有効であることが明らかになった。

6. 結 言

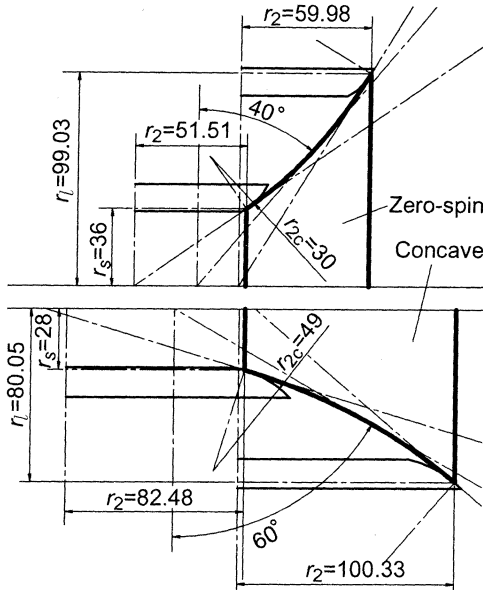


Fig.7 Profiles of optimized disks/rollers

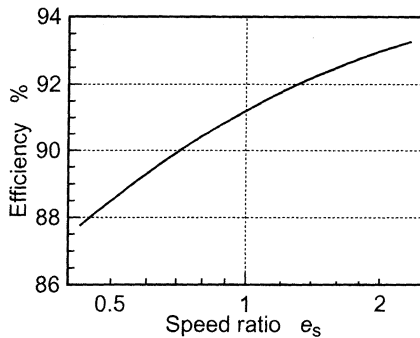


Fig.8 Relation between speed ratio and efficiency

シャフトドライブCVTのパワーウェイトレシオ向上を目的として、新たなディスク・ローラ形状の考案とその最適設計を行なった。得られた結果を要約すると、以下ようになる。

1. すべての変速比でスピンが発生しない、ゼロスピンドISK・ローラを考案した。スピン角速度比は最大でも0.9%以下である。
2. ゼロスピンドISKを用いることによって、曲面ディスクの問題点である、ヘルツ圧の上昇とディスク間の干渉が解決できることを明らかにした。
3. パワーウェイトレシオ J を評価指標として導入し、目標入力トルク容量 150 Nm としてディスク・ローラの最適設計を行なった。ゼロスピンドISK・ローラでは $J=2.3$ kW/kg となり、従来の曲面ディスクより 36% 向上した。

謝 辞

本研究の一部は、平成 17 年度科学研究費補助金 (基盤 B 16360075) により行なったものであり、これを記して謝意を表する。

文 献

- (1) Tanaka, H, *Toroidal CVT*, (2000), Corona Publishing.
- (2) Yamanaka, M., Igari, G. and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (1st Report, Analysis of Mechanism and Prototype), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No. 692 (2004), pp. 1182 - 1189.
- (3) Yamanaka, M., Narita, Y., Igari, G., and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (2nd Report, Effect of Low Spin Disk), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No. 699 (2004), pp. 3317 - 3323.
- (4) Yamanaka, M., Narita, Y. and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (3rd Report, Increase of Torque - Transmitted Efficiency by Backup Roller), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 713 (2006), pp. 228 - 234.
- (5) Makino, T., Development of 3K - Type Traction Drive CVT for High Speed Rotation (1st Report, Fundamental Structure), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 645 (2000), pp. 1694 - 1699.
- (6) Makino, T., Development of 3K - Type Traction Drive CVT for High Speed Rotation (2nd Report, Efficiency), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 648 (2000), pp. 2810 - 2817.
- (7) Xiaolan Ai, Development of Zero - Spin Planetary Traction Drive Transmission : Part 1 - Design and Principles of Performance Calculation, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 124 (2002), pp. 386 - 391.
- (8) Xiaolan Ai, Development of Zero - Spin Planetary Traction Drive Transmission : Part 2 - Performance Testing and Evaluation, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 124 (2002), pp. 392 - 397.
- (9) Narita, Y., Yamanaka, M. and Inoue, K., Optimum Design of Disk and Roller Shapes for Shaft Drive Continuously Variable Transmission, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 716 (2006), pp. 1265 - 1270.