302 摩擦伝動ベルトの伝達性能予測 (DWによる張力付与方式)

Prediction Method of Performance for a Frictional Power Transmission Belt (in case of DW).

正 ○大倉 清 (三ツ星ベルト) 橋本康弘 (三ツ星ベルト)

Kiyoshi OKURA, Mitsuboshi Belting Ltd, 1-21, 4-Chome, Hamazoe-dori, Nagata-ku, Kobe
Yasuhiro HASHIMOTO, Mitsuboshi Belting Ltd

Performance for a frictional power transmission belt such as flat or V-ribbed belts is usually obtained by experiments using two pulleys system for instance and expressed as torque or horsepower of driven axis at the 2 % slip ratio. On the other hand few theoretical studies on the performance have been reported. We have already reported theoretical prediction method of the performance in which tension is set up by fixed pulley. In this paper, a formula to predict the performance in case of tension set up by dead weight (DW) is introduced. Then, validities of the formula are verified by experiments and finally comparison of the performance between fixed pulley system and DW system is described.

Key Words : Transmission Performance, Effective Tension, Friction Coefficient, Slip Ratio, Pulley Layout

1. まえがき

平ベルト、Vリブドベルト等の円筒プーリを介して動力を伝達する摩擦伝動ベルトの伝達性能は図1に示すような2軸システム等を用いた試験により求められ、例えば2%スリップ時における従動軸トルク、従動軸馬力等により表現されるのが一般的であり⁽¹⁾、伝達性能に関する理論面での検討は殆ど為されていない。筆者等は既にプーリ軸固定による張力付与方式の場合について、初期設定張力と走行時の各スパン張力の関係式をベースに伝達性能予測式を誘導すると共に、その妥当性について検討済みである^{(2), (3)}。本稿ではデッドウェイト (DW) による張力付与方式の場合の伝達性能について、理論と実験の両面での検討結果について述べる。更に、プーリ固定方式とDW方式の伝達性能の比較検討結果についても報告する。

Fig.1 Two axis model of belt driving system

2. 伝達性能の理論と特徴

2.1 DWを緩み側に配置した場合

図2に示すレイアウトに置いてアイドラプーリ Id 軸をフリーにし、これに錘 W を掛けて張力を付与するDW方式の場合の伝達性能について検討する。図2において、停止時に対する走行時のベルト伸び、これに伴う巻き付け角等の変化

Fig.2 Experimental layout (in case of DW)

率は非常に小さく無視出来ることから、レイアウトは不変と見なせる。図2において、駆動軸を時計回り (CW) に回転させるとDWは緩み側配置となるが、この時、張り側、緩み側の張力比は次式で与えられる。

$$T_i/T_0 = e^{\mu\phi} \quad (1)$$

ここで、 T_i は張り側張力、 T_0 はDWによって決まる緩み側張力 (一定) であり、 μ は摩擦係数、 ϕ は滑り角である。また、プーリに作用する有効張力 T_e は次式で定義される。

$$T_e = T_i - T_0 \quad (2)$$

ここで、 $\theta_r \geq \theta_n$ として負荷トルクを徐々に上げていく時、先ず従動プーリ上で全滑りに至ることから $\phi = \theta_n$ となる。この時、従動プーリ上で全滑りに至った時点の有効張力で定義する最大有効張力が式(1)、式(2)により次式のように求められる。既報告で述べたように、この最大有効張力が試験で得られる伝達性能に対応する。

$$T_e^* = (e^{\mu\theta_n} - 1)T_0 \quad (3)$$

式(3)による最大有効張力を巻き付け角、摩擦係数をパラメータに取り計算した結果を図3に示すが、式(3)からも明らかなように最大有効張力は巻き付け角、摩擦係数に対して指数関数的に増加する。

Fig.3 Calculated results of maximum effective tension in case of DW located at the slack side.

2.2 DWを張り側に配置した場合

図2において、駆動軸を反時計回り (CCW) に回転させるとDWは張り側配置となるが、この時、張り側、緩み側の

張力比は次式で与えられる。

$$T_0/T_s = e^{\mu\phi} \quad (4)$$

また、この場合の有効張力は次式ようになる。

$$T_e = T_0 - T_s \quad (5)$$

ここで、 T_s は緩み側張力、 T_0 はDWによって決まる張り側張力（一定）である。最大有効張力を記述のDW緩み側配置の場合と同様にして式(4)、式(5)より求めると次式のようになる。

$$T_e^* = (1 - e^{-\mu\theta_n})T_0 \quad (6)$$

式(6)による最大有効張力を巻き付け角、摩擦係数をパラメータに取り計算した結果を図4に示すが、式(6)からも明らかのように最大有効張力は巻き付け角、摩擦係数を幾ら大きくしても設定張力 T_0 を越えることはない。

Fig.4 Calculated results of maximum effective tension in case of DW located at the tight side.

3. 実験検証

3.1 DWを緩み側に配置した場合

試験装置のレイアウトは図2に示す通りであり、供試ベルトは表1に示すベルトを用いた。

Table 1 Experimental layout and calculation parameters

Belts for experiment	Contact angle (°)		Span length (m)		Idler pulley diameter (mm)
	θ_r	θ_n	L_1	L_2	
A (5PK1430)	158	158	0.507	0.593	120

Fig.5 Results of transmission performance experiments in case of DW located at the slack side.

DW緩み側配置の荷重 W （緩み側張力 T_0 ）は8.7Kgf(91.0N)、13.7Kgf(143.0N)、18.7Kgf(195.0N)、23.7Kgf(247.5N)の4条件とした。試験結果を図5に示すが、スリップ率は有効張力に対してほぼ直線に近い形で増加しており、固定の場合のように1%~2%辺りを境にスリップ率が急上昇する様な傾向は見られない。試験に対応した条件で式(3)により計算した最大有効張力と試験結果の比較を図6に示す。図中の実験値は図5のデータの二次式による近似曲線より2%、及び6%スリップ時の有効張力を内、外挿したものである。

Fig.6 Comparison of experimental and calculated results.

プーリ固定の場合の最大有効張力計算値が2%スリップ時の実験値と良く対応したのに対して、DWを緩み側に配置した場合の計算値は6%スリップ時の実験値と比較的良好に対応している。全滑りに至った時点、換言すれば弾性滑り限界のスリップ率 S はベルトの引張り強さ EA を用いて $S = T_e^*/EA$ で与えられ、有効張力に比例する。このことから、DWを緩み側に配置した場合の全滑りに至る有効張力、即ち伝達性能はプーリ固定の場合の約3倍であると推定される。なお、図6から明らかのように、緩み側DW配置における2%スリップ時の伝達性能は計算値（或いは6%スリップ時）の約1/2となっている。従って、上記のことから2%スリップ時の伝達性能で比較すると、DW緩み側配置の場合はプーリ固定の場合の約1.5倍とも言える。

3.2 DWを張り側に配置した場合

DW張り側配置の荷重 W （緩み側張力 T_0 ）は28.7Kgf(299.5N)としたが、この場合の試験結果を図7に示す。有効

Fig.7 Results of transmission performance experiments in case of DW located at the tight side.

張力はスリップ率 2% 程度以上ではほぼ飽和状態を示し一定値に漸近している。
試験に対応した条件で式(6)により計算した最大有効張力と試験における飽和状態の一定値との比較を図 8 に示すが、両者は非常に良く一致している。但し、図 8 中には記述の試験結果以外の類似試験の結果も併せて表示してある。

Fig.8 Comparison of experimental and calculated results.

4. プーリ固定と緩み側DWの伝達性能比較

図 2 に示すアイドラプーリ固定の場合の最大有効張力は次式で与えられる⁽³⁾。

$$T_e^* = \frac{(L_s + R_n \theta_n + L_t + R_r \theta_r)}{\left\{ \frac{L_s + [L_t + R_r(\theta_r - \theta_n)]e^{\mu\theta_n}}{e^{\mu\theta_n} - 1} + \frac{R_r + R_n}{\mu} \right\}} T_0 \quad (7)$$

また、図 2 のアイドラ軸に DW を緩み側に配置した場合の最大有効張力は式(3)で与えられる為、固定に対する DW の伝達性能比である最大有効張力比は次式のようにになる。

$$\frac{T_e^D}{T_e^F} = (e^{\mu\theta_n} - 1) \frac{\left\{ \frac{L_s + [L_t + R_r(\theta_r - \theta_n)]e^{\mu\theta_n}}{e^{\mu\theta_n} - 1} + \frac{R_r + R_n}{\mu} \right\}}{(L_s + R_n \theta_n + L_t + R_r \theta_r)} \frac{T_0^D}{T_0^F} \quad (8)$$

ここで、 T_e^F 、 T_e^D は固定、及び DW の場合の最大有効張力であり、 T_0^F 、 T_0^D は固定、及び DW の場合の設定張力である。固定と DW の場合の伝達性能を一般的に比較するには式(8)は少し複雑すぎる。そこで $R_r = R_n \equiv R$ 、 $\theta_r = \theta_n \equiv \theta$ 、 $L_t = L_s \equiv L$ とし、更に $R/L = 0$ を仮定すると式(8)は次式の

Fig.9 Transmission performance of DW system located at the slack side versus pulley fixed system.

ようになる。

$$\frac{T_e^D}{T_e^F} = \frac{(e^{\mu\theta} + 1)}{2} \frac{T_0^D}{T_0^F} \quad (9)$$

式(9)を $\mu\theta$ に対して図示すると図 9 のようになる。具体的な例としてエンジン補機駆動用 V リッドベルトについて考えると、DW の場合の設定張力はプーリ固定の場合の略 1/2 であり、 $T_0^D/T_0^F = 0.5$ となる。また、摩擦係数は 1.0 前後であり、補機プーリの巻き付け角を $90^\circ \sim 180^\circ$ とすると $\mu\theta$ は 1.5 ~ 3.0 となる。従って、図 9 より DW 緩み側配置の場合の伝達性能はプーリ固定の場合に比し概略 1.5 ~ 5.0 倍、平均的に見ると 3 倍程度向上することになるが、この結果は記述の実験結果とも対応している。因みに、図 2、表 1 に示すプーリ径、巻き付け角、スパン長等のレイアウトパラメータ、及び $\mu = 0.9$ 、 $T_0^D/T_0^F = 0.5$ の値を用いて式(8)を計算すると $T_e^D/T_e^F = 2.84$ となる。

5. まとめ

- (1) DW による張力付与方式の場合の伝達性能に対応する最大有効張力の計算式を誘導すると共に、その妥当性を実験との比較で検証した。
- (2) DW は伝達性能上、張り側でなく緩み側に配置すべきことが理論的に明らかになった。
- (3) 緩み側 DW 配置の場合の伝達性能はプーリ固定に比し約 3 倍となり、同じ 2% スリップで比較すると約 1.5 倍となることが分かった。

参考文献

- (1) ベルト伝動技術懇話会；新版 ベルト伝動・精密搬送の実用設計，養賢堂，東京，(2006)，pp. 92
- (2) 大倉 清，龍巳良彦；摩擦伝動ベルトの初期設定張力と走行時張力の関係について，[No.06-1] 日本機械学会 2006 年度年次大会講演論文集 (4) [2006.9]，pp.175
- (3) 大倉 清，橋本康弘；摩擦伝動ベルトの伝達性能予測について，[No.07-1] 日本機械学会 2007 年度年次大会講演論文集 (4) [2007.9]，pp.81