正逆回転時におけるはすば歯付ベルトの回転伝達誤差* (無負荷の場合)

籠谷 正則^{*1}, 蒔田 健一^{*2}
上田 博之^{*1}, 小山 富夫^{*3}

Transmission Error in Helical Synchronous Belt Drives in Bidirectional Operation (No Load)

Masanori KAGOTANI^{*4}, Kenichi MAKITA,
Hiroyuki UEDA and Tomio KOYAMA

^{*4} Department of Mechanical Engineering for Transportation, Osaka Sangyo University,
3-1-1 Nakagaito, Daito-shi, Osaka, 574-8530 Japan

Synchronous belt drives are often used in bidirectional applications such as printing machines, high-performance machine tools and industrial robotics, and are required to provide high transmission and positioning accuracy. Helical synchronous belt drives, in comparison to conventional synchronous belt drives, are effective for reducing noise and transmission error over single pitches of the pulley. In the present study, the transmission error of a helical synchronous belt drive under installation tension was investigated both theoretically and experimentally for the case when the drive reverses direction. The computed transmission error agrees with the experimental results, confirming the applicability of the proposed theoretical analysis for transmission error. It is found that transmission error in this case is generated by a change in the contact state between the belt tooth flank and the pulley tooth flank, and axial displacement of the belt between the driving pulley and the driven pulley. By setting the installation tension as high as possible, the transmission error can be reduced and stabilized more quickly. In addition, when the outside diameters of both the driving and driven pulleys are equal, transmission error does not occur.

Key Words: Machine Element, Helical Synchronous Belt, Transmission Error, Bidirectional Operation, No Load, Axial Displacement of Belt, Installation Tension, Pitch Difference

1. 緒 言

歯付ベルトは、正確な同期性あるいは位置決め精度が要求される分野で広く使用されている。なかでも、歯付ベルトがシリアルプリンタの印字ヘッド駆動、工作機械のワークテーブルの位置決め、産業用ロボットのアーム駆動などに使用される場合、原動プーリの回転方向は一方方向だけではなく、正逆回転させて使用される。このため、著者らは、これまでに、従来のすぐば歯付ベルトの正逆回転時における回転伝達誤差の発生機構を明らかにし、その低減策について提案を行ってきた⁽¹⁾⁽²⁾。

近年、すぐば歯付ベルトの騒音対策を一つの目的として製品化されたはすば歯付ベルトは、騒音の低減⁽³⁾はもちろんのこと、1ピッチを周期とする回転伝達誤差の低減⁽⁴⁾についても有効であることが確認されている。しかしながら、前述したような機器にはすば歯

付ベルトが使用される場合の回転伝達特性については、いまだ解明されていない。

本研究では、はすば歯付ベルト伝動装置が準静的領域において取付張力のみが作用し、原動プーリが正回転から逆回転した場合の回転伝達誤差について理論解析を行い、取付張力やピッチ差などが回転伝達誤差に及ぼす影響について計算結果と実験結果を比較検討するとともに、正逆回転時の回転伝達誤差の低減対策について検討したので、報告する。

2. 理 論 解 析

はすば歯付ベルトは、文献(5)で述べたように、歯すじのねじれ角によりプーリの回転とともに軸方向に移動する。今、ベルトを任意にプーリに巻付けて回転させた場合、原動側と従動側のベルトの移動量が等しくなると、ベルトは軸方向に平行移動していく。そこで、正逆回転時の回転伝達誤差は、正回転時においてベルトが軸方向に平行移動している状態からプーリを逆回転させた場合について述べる。ここで、問題を単純化するため、速度比は1とし、プーリは1ピッチごとに回転していくものとする。また、プーリのピッチは外径により定まるが、原動側と従動側の外径を等しく加工することは困難であり、一般的には両プーリに

* 原稿受付 2002年5月16日。

^{*1} 正員、大阪産業大学工学部(☎574-8530 大東市中垣内3-1-1)。

^{*2} 准員、ニッタ・ムアー(株)(☎518-0494 名張市八幡1300-45)。

^{*3} 正員、大阪工業大学工学部(☎535-8585 大阪市旭区大宮5-16-1)。

E-mail: kagotani@tm.osaka-sandai.ac.jp

外径差が生じる。したがって、原動ならびに従動プーリのピッチに差異があるものとして解析を行う。

2・1 正回転時のベルト移動 図1に、プーリの回転方向を示す。正回転は時計方向に、逆回転は反時計方向にプーリが回転するものとする。図1中の記号A～Dは、それぞれかみあい始めならびにかみあい終わりの位置を示し、正回転の場合、BとDがかみあい始め、AとCがかみあい終わりである。

図2に、正回転時におけるベルトのプーリへの巻付け状態を直線的に示す。破線は原動ならびに従動プーリにベルトを同一線上に巻付けた状態を示し、太実線はプーリが m ピッチだけ回転したベルトの巻付け状態を示す。また、二点鎖線は図1に示したA～Dのプーリの歯すじを表す。

ベルトの軸方向移動は、図2に示すBとDの位置における原動側と従動側のかみあい始めにおいて、ベルトが軸方向にせん断変形を起こすことによって生じる⁽⁵⁾。Bの位置におけるせん断変形を起こす力は、歯面荷重により生じる軸方向力 $Q_{B(m)}$ からベルトスパンがBC間で $y_{BC(m)}$ だけ傾いたことにより生じる軸方向力 $F_{B(m)}$ を差し引いた値とする。

図3に、原動側かみあい始めにおけるベルト1ピッチごとの軸方向への移動を示す。プーリが1ピッチ回転したことによるベルトの移動は、破線で示したベルトが太実線で示したベルトのように、1ピッチ隣りに平行移動するものとする。ここで、ベルト歯とプーリ歯間で移動滑りは生じないものとする。

今、プーリが m ピッチだけ回転したとき、 $(m+1)$ ピッチめの原動側かみあい始めBの位置における軸方向へのベルトのせん断ひずみによる軸方向移動量 $\Delta y_{B(m+1)}$ は、ベルト歯部とそれを除いたベルト部のせん断変形として、次式で表される。

$$\Delta y_{B(m+1)} = \{c_a / (A_a G_a) + c_b / (A_b G_b)\} \times (Q_{B(m)} - F_{B(m)}) \quad \cdots (1)$$

ここで、 G は剛性率、 A はせん断応力が生じる断面積、 c はせん断が生じる2平面間の距離を示し、それらに対する添字 a はベルト歯部を、添字 b は歯部を除くベルト部を示す。

式(1)に示す $F_{B(m)}$ は、ベルトの軸方向への曲げ剛性、ベルト張力、スパン長さなどを関数とするものと考えられるが、理論的に求めることは困難である。このため、 $F_{B(m)}$ は、図2に示した $y_{BC(m)}$ を関数とする実験式として、次式で表す。

$$F_{B(m)} = f(y_{BC(m)}) \quad \cdots (2)$$

ここで、Cの位置における $F_{C(m)}$ は $F_{B(m)}$ が逆向きに作用し、その量は等しいものとする。

Fig. 1 Rotating direction of pulley

Fig. 2 Winding model at m pitch revolution

Fig. 3 Axial displacement of belt at beginning of meshing per pitch

式(2)に示すBC間での軸方向の距離 $y_{BC(m)}$ は、プーリが $(m-1)$ ピッチから m ピッチ回転したとき、原動側かみあい始めで $\Delta y_{B(m)}$ 、従動側かみあい終わりで $\Delta y_{C(m)}$ だけそれぞれ軸方向に移動したとすると、次式で表される。

$$y_{BC(m)} = y_{BC(m-1)} + \Delta y_{B(m)} - \Delta y_{C(m)} \quad \cdots (3)$$

AD間での軸方向の距離 $y_{AD(m)}$ は、式(3)の $y_{BC(m)}$ を用いて、次式で表される。

$$y_{AD(m)} = \sum_{k=m-n}^m \{\Delta y_{B(k)} + \Delta y_{D(k)}\} - y_{BC(m)} \quad \cdots (4)$$

ここで、 n はベルトの巻付け歯数である。

図3に示す m ピッチ回転時のBの位置におけるプーリピッチ $t_{pB(m)}$ は、 $\Delta y_{B(m)}$ だけ傾斜しており、次式で表される。

$$t_{pB(m)} = \{\Delta y_{B(m)}^2 + (t_{p(1)} + \Delta y_{B(m)} \tan \gamma)^2\}^{1/2} \quad \cdots (5)$$

ここで、 $t_{p(1)}$ は原動プーリの正面ピッチを示し、 γ はそのねじれ角を示す。

従動側かみあい始め D の位置におけるベルトの軸方向移動量 $\Delta y_{D(m)}$ とそのときのプリーピッチ $t_{pD(m)}$ は、式(1)と(5)中の添字 B を D に置き換えることにより求めることができる。また、かみあい終わりの A と C の位置における $\Delta y_{A(m)}$ と $\Delta y_{C(m)}$ は、それぞれ $\Delta y_{A(m)} = \Delta y_{B(m-n)}$ と $\Delta y_{C(m)} = \Delta y_{D(m-n)}$ として表される。さらに、 $F_{D(m)}$ は、式(2)中の添字 BC を AD に置き換えればよい。

正回転時のベルト移動の演算は、図2の破線で示したように、ベルトが軸直角方向に巻付いているときから行う。すなわち、原動側において $m=1$ のとき、式(5)における $\Delta y_{B(1)}=0$ として $t_{pB(1)}$ を求め、荷重分担により $Q_{B(1)}$ を計算し⁽⁶⁾、式(1)における $F_{B(1)}=0$ として $\Delta y_{B(2)}$ を求める。従動側も同様な手順で $\Delta y_{D(2)}$ を計算する。次に、 $m=2$ のとき、式(3)における $y_{BC(1)}=0$ 、 $\Delta y_{C(2)}=0$ として $y_{BC(2)}$ を得ることにより、式(2)の $F_{B(2)}$ を求めるとともに、式(5)の $t_{pB(2)}$ の変化による $Q_{B(2)}$ を求め、 $\Delta y_{B(3)}$ を計算する。同様に $\Delta y_{D(3)}$ を計算する。このことを繰り返し行い、 $\Delta y_{B(m)}$ と $\Delta y_{D(m)}$ が等しくなったとき、計算を終了する。こののち、原動側と従動側に巻付いたベルトは、プリーの回転とともに、軸方向に同量だけ移動することになる。この状態を正回転時におけるベルトの巻付け状態とする。

2.2 逆回転時のベルト移動 正回転時からプリーを逆回転させた場合、ベルトは正回転時とは逆の軸方向に移動を生じながら、ベルト歯はプリー歯との接触状態が順次変化し、当初接触していた方向とは反対側に接触していくことになる。ベルト歯が反対側へ接触したのちも、原動側と従動側のかみあい始めの軸方向移動量が等しくなるまで、ベルト歯とプリー歯の接触状態は安定しないことになる。そこで、逆回転時のベルトの移動は、ベルト歯の接触方向が入れ替わる挙動とベルトが軸方向移動する挙動を分離して考える。

まず、正回転時から M ピッチだけプリーを逆回転させた場合、ベルト歯の接触方向が入れ替わる挙動について述べる。

図4に、 $(M-1)$ ピッチだけ逆回転させたときの原動側かみあい始めの位置 A でのベルト歯とプリー歯のかみあい状態を示す。図4のかみあい状態からプリーが1ピッチ回転したとき、完全かみあい部におけるプリー歯溝中心からベルト歯中心までの距離 $\lambda_{A(M)}$ は、次式で表される。

$$\lambda_{A(M)} = t_b - t_{pA(1)} + \lambda_{A(M-1)} \cdots \cdots (6)$$

ここで、 $t_{pA(1)}$ は正回転時においてベルトが軸方向に平行移動していたプリーピッチを表し、 t_b は取付張力

Fig. 4 Meshing state in reverse revolution at beginning of meshing

T_i により伸ばされたベルトピッチを表す。また、原動側かみあい終わり B の位置における $\lambda_{B(M)}$ は、 $\lambda_{B(M)} = \lambda_{A(M-n)}$ として得られる。従動側の $\lambda_{C(M)}$ は式(6)の添字 A を C に置き換え、 $\lambda_{D(M)}$ は $\lambda_{D(M)} = \lambda_{C(M-n)}$ として得られる。

逆回転させたことによるベルト歯の接触方向の入れ替わりは、原動側では $|\lambda_{A(M)}| \geq |\lambda_{A(1)}|$ のときに、従動側では $|\lambda_{C(M)}| \geq |\lambda_{C(1)}|$ のときに終了するものとする。

次に、正回転時から M ピッチだけプリーを逆回転させたとき、原動側と従動側のベルトの軸方向移動について述べる。

ベルトの軸方向移動にかかわる $\Delta y_{A(M)} \sim \Delta y_{D(M)}$ 、 $F_{A(M)} \sim F_{D(M)}$ 、 $y_{AD(M)}$ 、 $y_{BC(M)}$ 、 $t_{pA(M)} \sim t_{pD(M)}$ は、2.1 節とまったく同様な考え方により求めることができる。また、ベルトが軸方向移動したことによる $\lambda_{A(M)}$ の変化は、式(6)中の $t_{pA(1)}$ に $t_{pA(M)}$ を代入し、プリーピッチの変化による荷重分担を計算することにより求めることができ、 $\lambda_{B(M)} \sim \lambda_{D(M)}$ も同様に行うことにより得られる。

原動側と従動側におけるベルトの軸方向移動の演算は、 $\Delta y_{A(M)}$ と $\Delta y_{C(M)}$ が等しくなったときに終了する。

2.3 回転伝達誤差 正回転時からプリーを逆回転させた場合の回転伝達誤差の発生機構と解析方法について述べる。

図5に、図1に示した A~D の位置におけるベルト1周分の巻付け状態を直線的に示す。太実線はベルトを、破線はベルトが弾性変形したことによる A~D におけるベルトの歯すじの位置を、二点鎖線は A~D のプリーのそれを示す。

図5(a)は、ベルトが取付張力 T_i で設定され、正回転している $M=1$ の状態を示す。この状態から、図5(b)のように、原動プリーが M ピッチだけ逆回転し、プリーピッチ円上で x_b だけ移動したとすると、AD 間と BC 間のスパン長さ $l_{AD(1)}$ と $l_{BC(1)}$ は、ベルト歯とプリー歯の接触方向の変化やベルトの軸方向への移動

Fig. 5 Winding model at M pitch revolution in reverse revolution

とそれによる荷重分担の変化により変化する。これらの変化により、当初設定された取付張力 T_i が変化し、AD間とBC間で張力差が生じることになる。ここで、原動プーリが準静的領域で回転し、軸受摩擦を無視すると、この張力差をなくすために、従動プーリが Δx_p だけ進むか遅れることによって、ある新たな張力 T_{ii} になろうとする。この挙動が正回転時から逆回転する場合の回転伝達誤差となって現れるものとする。

図5より、原動プーリに対する従動プーリのピッチ円上での移動誤差 Δx_p は、AD間とBC間でのかみあい始めならびにかみあい終わりのベルトの動きを $\Delta x_{AD(M)}$ と $\Delta x_{BC(M)}$ とし、ベルトスパン長さの変化を $L_{AD(M)}$ 、 $L_{BC(M)}$ とすると、次式で表される。

$$\Delta x_p = \{(\Delta x_{AD(M)} + L_{AD(M)})l_{BC0(M)} - (\Delta x_{BC(M)} + L_{BC(M)}) \times l_{AD0(M)}\} / (l_{AD0(M)} + l_{BC0(M)})$$

ここで、 $\Delta x_{AD(M)} = \lambda_{A(1)} - \lambda_{D(1)} - \lambda_{A(M)} + \lambda_{D(M)}$

$$L_{AD(M)} = (\cos \phi_{AD(1)} - \cos \phi_{AD(M)} + T_i/SE)l_{AD0(1)} + (y_{AD(1)} - y_{AD(M)})\tan \gamma \quad (7)$$

式(7)において、 $l_{AD0(1)}$ と $l_{BC0(1)}$ は正回転時の取付張力作用前のベルトスパン長さを、 $l_{AD0(M)}$ と $l_{BC0(M)}$ はプーリを M ピッチだけ逆回転させたときのそれを、 SE はベルトの伸びに関する係数をそれぞれ示す。また、 $\Delta x_{BC(M)}$ は $\Delta x_{AD(M)}$ の式中の添字 A を C に、添字 D を B に置き換え、 $L_{BC(M)}$ は $L_{AD(M)}$ の式中の添字 AD を BC に置き換えることにより得られる。

プーリが正回転時から逆回転する場合の回転伝達誤差 $\Delta \theta_R$ は、次式で表される。

$$\Delta \theta_R = 2\pi \Delta x_p / (t_p(2)z_p) \quad (8)$$

ここで、 $\Delta \theta_R$ が正のとき従動プーリは進み、負のとき

それは遅れることを示す。

3. 実験装置と実験方法

3.1 供試ベルトとプーリ 実験に使用したベルトとプーリは文献(4)で使用了のと同様で、歯形は円弧歯形、公称正面ピッチは8mm、ねじれ角 $\gamma = 10^\circ$ である。

ベルトはクロロプレンゴム製で、心線にガラス繊維コードを使用し、正面ピッチ $t_b = 7.997$ mm、歯数 $z_b = 100$ 、ベルト幅 $w_b = 20$ mm である。

このベルトとかみあうプーリは、原動および従動側とも歯数 $z_p = 32$ のS45C製で、プーリ幅はベルトが軸方向に移動するため $w_p = 50$ mm と広くした。プーリ外径は、原動側で1種類、従動側で3種類のものを使用した。これらのプーリにベルトを巻付けた場合、計算上の正面ピッチ $t_{p(j)}$ ならびにピッチ差 $\Delta t_{(j)}$ は、表1に示すとおりである。ここで、 $\Delta t_{(j)} = t_b - t_{p(j)}$ である。また、プーリ歯先丸みとベルト歯底丸み近傍でのバックラッシュはなく、軸間距離 $C \approx 272$ mm である。

3.2 回転伝達誤差 回転伝達誤差の測定は、文献(4)で使用了の実験装置を用いて行った。すなわち、原動ならびに従動軸の軸端にそれぞれ出力パルス数が360 pulse/revのロータリエンコーダを取付け、これらからのデジタル信号を位相差/電圧変換器で演算処理し、原動軸に対する従動軸の相対角度差をFFTアナライザに取込むことにより行った。

実験は、ベルトを任意にプーリに巻付け、取付張力を設定する。次に、プーリを時計方向に正回転させ、

Table 1 Pulley pitch and pitch difference

Pulley	Outside diameter	Unit: mm	
		Transverse circular pitch $t_{p(i)}$	Pitch difference $\Delta t_{(i)}$
Driving	80.10	7.998	-0.001
	80.12	8.000	-0.003
Driven	80.18	8.006	-0.009
	80.25	8.013	-0.016

Fig. 6 Measurement of relationship between axial force and quantity of belt displacement

ベルトが軸方向に平行移動しているとき、プーリの回転を停止し、その状態からプーリを逆回転させた。なお、本研究は準静的領域におけるものであるため、原動プーリの回転数は約 0.063 s^{-1} 一定と遅くした。

3.3 ベルトの軸方向荷重 図6に、ベルトに作用する軸方向荷重とベルト変位量の間係を得るための実験装置を示す。原動プーリの軸方向への移動は固定し、従動プーリは、図6のように直動軸受を取付け、軸方向に自由に移動できるようにした。

実験は、本装置に試験ベルトを巻付け、取付張力を設定したのち、従動プーリを荷重計で軸方向に押したときの移動量をダイヤルゲージで測定することにより行った。なお、押付力は、ベルトスパンAD間とBC間に作用するため、測定値の1/2とした。

4. 実験結果と計算結果の比較検討

4.1 軸方向荷重と移動量 図7に、図6の装置を用いて行った軸方向力とベルト移動量の間係の実験結果を示す。たて軸は式(2)で示したものと同様な軸方向力 $F_{A(M)}$, $F_{C(M)}$ を、横軸は式(3)と(4)で示したベルトの軸方向移動量 $y_{AD(M)}$, $y_{BC(M)}$ を表す。図7より明らかなように、取付張力 T_i が一定のとき軸方向力が増加する程ベルト移動量は増加し、取付張力の増加に伴いベルト移動量は減少する。実験結果より、各取付張力における軸方向力は、図7中の実線で示されるものとする、Aの位置における $F_{A(M)}$ は、次式で表すことができる。

$$F_{A(M)} = ay_{AD(M)}^2 + by_{AD(M)} + cy_{AD(M)} \dots \dots \dots (9)$$

ここで、 a, b, c は実験定数である。また、Cの位置に

Fig. 7 Quantity of belt displacement due to axial force

Fig. 8 Experimental result of transmission error in bidirectional operation

における $F_{C(M)}$ は、式(9)中の添字ADをBCに置き換えればよい。

逆回転時における回転伝達誤差の数値計算は、実験により得られた式(9)を用いて行った。

4.2 回転伝達誤差 図8に、取付張力 $T_i = 400 \text{ N}$ 作用時の正逆回転時の実験結果を示す。従動プーリは、表1の $\Delta t_{(2)} = -0.009 \text{ mm}$ を用いた。たて軸に回転伝達誤差を、横軸にその測定時間 t を表す。 $t = 120 \text{ s}$ までは正回転時の回転伝達誤差 $\Delta\theta_N$ で、その後、プーリを10秒間停止し、 $t = 130 \text{ s}$ 以降が逆回転時の回転伝達誤差 $\Delta\theta_R$ である。 $\Delta\theta_N$ が約 -4 mrad でほぼ一定となっているのは、原動側と従動側のエンコーダにプーリ回転前からパルス間に位相差が生じているため、この量そのものは問題ではない。プーリの回転停止時はパルスが発生しないため零となるが、プーリを逆回転させたとき、位相の時間軸が逆向きになるため、 $\Delta\theta_R$ が約 4 mrad から生じる。

図8に示す実験結果より、正回転の場合、プーリ1回転とベルト1周を周期とする回転伝達誤差⁽⁷⁾⁽⁸⁾が発生しているが、ベルトが軸方向に移動しているにもかかわらず、 $\Delta\theta_N$ そのものは安定している。これは、原動側と従動側のかみあい始め同士とかみあい終わり同

士の軸方向移動量が等しくなり、AD間とBC間のベルトスパン長さが変化しないことによる。逆回転の場合、 $\Delta\theta_R$ は約4 mradから従動プーリが遅れる方向に明りように発生し、ベルトが軸方向に平行移動する $t \approx 200$ s以降は、 $\Delta\theta_N$ とまったく同様の回転伝達誤差が生じていることがわかる。

図9に、逆回転時の回転伝達誤差の実験結果と計算結果を示す。実線は $\Delta\theta_R$ の実験結果で、図8で述べた逆回転開始時を原動プーリの回転角 $\theta_{(1)}=0$ とした。破線は $\Delta\theta_R$ の計算結果で、式(1)～(9)を用いて行った。数値計算に使用した値は、本論文で示した以外のものは文献(5)と(9)に示したとおりである。また、一点鎖線はベルト歯の接触方向が入れ替わることによる回転伝達誤差 $\Delta\theta_{Ra}$ の計算結果を示し、二点鎖線はベルトが軸方向に移動して行くことによるそれ $\Delta\theta_{Rt}$ の計算結果を示す。なお、 $\Delta\theta_{Ra}$ と $\Delta\theta_{Rt}$ の和が $\Delta\theta_R$ である。

図9より、 $\Delta\theta_{Ra}$ はいずれの張力においても負に生じている。 $\Delta\theta_{Ra}$ の正負は、ベルト歯とプーリ歯の接触方向が入れ替わる張力 $T_{c(j)}$ に関係し、原動側でのベルトの動きによる $\Delta\theta_{Ra}$ は $T_i > T_{c(1)}$ のとき負、 $T_i < T_{c(1)}$ のとき正となり、従動側での $\Delta\theta_{Ra}$ の正負はその逆となる⁽¹⁾。 $T_{c(j)}$ はピッチ差とベルトの弾性係数により定まり、本実験における原動側の $T_{c(1)}$ は約50 N、

Fig. 9 Experimental and computed results of transmission error in reverse revolution

従動側の $T_{c(2)}$ は約450 Nである。このため、 $T_i = 200$ Nと400 Nの場合では、原動側ならびに従動側ともに $\Delta\theta_{Ra}$ は負に生じることによる。 $T_i = 600$ Nの場合、従動側による $\Delta\theta_{Ra}$ は正となるが、原動側による $\Delta\theta_{Ra}$ のほうが負に大きいため、結果的に $\Delta\theta_{Ra}$ は負に生じたものである。ベルト歯の接触方向が入れ替わったのち、 $\Delta\theta_{Ra}$ は一定となる。

$\Delta\theta_{Rt}$ においても、 $\Delta\theta_{Ra}$ と同様に負に生じている。本実験におけるピッチ差は原動側の方が従動側より負に小さいため、歯面荷重による軸方向力は原動側のほうが従動側よりも大きく、ベルトが軸方向へ移動する量は図5に示したAとBの位置の方がCとDのそれより大きい。また、 $\phi_{AD(M)}$ と $\phi_{BC(M)}$ は γ と比較して十分に小さいので、ベルトスパンAD間では張力がゆるみ、BC間では張られることになるため、従動プーリは遅れることになる。その後、原動側と従動側のベルトの軸方向移動量は等しくなり、 $\Delta\theta_{Rt}$ は一定となる。

図9より明らかなように、実験結果と計算結果は、 $\Delta\theta_R$ の生じる傾向や発生した $\Delta\theta_R$ が安定する量 $\Delta\theta_{Ra}$ など、ほぼ一致しており、理論解析の有効性が確認された。

4.3 取付張力の影響 図10に、逆回転時の回転伝達誤差に及ぼす取付張力の影響を示す。横軸に取付張力、たて軸に逆回転開始時から回転伝達誤差が安定した量を表す。○印は $\Delta\theta_R$ が安定したときの量 $\Delta\theta_{Ra}$ の実験結果を、実線はその計算結果を示す。また、一点鎖線は $\Delta\theta_{Ra}$ が安定したときの量 $\Delta\theta_{Ra}$ の計算結果を、二点鎖線は $\Delta\theta_{Rt}$ が安定したときの量 $\Delta\theta_{Rt}$ のそれを示す。

いずれの計算結果においても、取付張力 $T_i \approx 450$ Nで不連続となっているのは、前述したように、従動側のベルト歯とプーリ歯の接触方向が入れ替わる張力域

Fig. 10 Influence of installation tension on transmission error

であることによる。 $T_i < 450 \text{ N}$ のとき、 $\Delta\theta_{R\lambda a}$ と $\Delta\theta_{R\lambda a}$ は負に大きくなっている。 $\Delta\theta_{R\lambda a}$ は、 $T_i < 450 \text{ N}$ のとき原動側と従動側による $\Delta\theta_{R\lambda}$ がともに負に発生するため、また、 $\Delta\theta_{R\lambda a}$ は、 $T_i < 450 \text{ N}$ のとき従動側の歯面荷重が負となり、原動側と従動側における軸方向力の差が大きくなるため、 $T_i > 450 \text{ N}$ と比較して負に大きくなる。

実験結果と計算結果を比較すると、 $T_i = 450 \text{ N}$ 付近を除いて、よく一致している。 $T_i = 450 \text{ N}$ 付近における両者の差異は、プーリの偏心⁽⁷⁾やベルト1周上での弾性係数の変化⁽⁸⁾などによりベルトスパン間の張力が変動し、理論上の入れ替わり張力がプーリ回転とともに変化しているためと考えられる。

図11に、逆回転時の回転伝達誤差が安定するまでの原動プーリの回転角 $\theta_{(1)\max}$ に及ぼす取付張力の影響の計算結果を示す。図11より明らかなように、 $T_i < 300 \text{ N}$ を除いて、取付張力 T_i が大きくなる程 $\theta_{(1)\max}$ は減少する傾向にある。これは、 T_i が大きくなる程ベルトの歯面荷重は増加し、1ピッチ回転ごとのベルトの軸方向への移動量が大きくなり、ベルトの平行移動が始まる時期が早くなるためと考えられる。

以上のことより、本実験条件でプーリを逆回転させた場合の回転伝達誤差は、取付張力を入れ替わり張力よりも低く設定することは避け、できるだけ高く設定する方が低減でき、また、早く安定することがわかった。

4・4 ピッチ差の影響 図12に、従動プーリのピッチ差を変化させた場合の逆回転時における回転伝達誤差の実験結果と計算結果を示す。実験は、取付張力 $T_i = 400 \text{ N}$ 、原動側のピッチ差 $\Delta t_{(1)} = -0.001 \text{ mm}$ を一定とし、従動側は表1に示すプーリを使用して行った。図12より、原動側と従動側のピッチ差の差異が少なくなる程、逆回転時の回転伝達誤差は減少していることがわかる。

図13に、逆回転時の回転伝達誤差に及ぼすピッチ差の影響の計算結果を示す。計算は、 $T_i = 400 \text{ N}$ 、 $\Delta t_{(1)} = -0.005 \text{ mm}$ を一定として行った。 $\Delta t_{(2)} > -0.005 \text{ mm}$ の場合、回転伝達誤差 $\Delta\theta_{Ra}$ が正に生じているのは、従動側の歯面荷重が原動側のそれより大きくなり、図9で述べた場合とは逆に、ベルトスパンAD間では張力が張られ、BC間ではゆるめられることによる。また、 $\Delta t_{(2)} = -0.009 \text{ mm}$ で $\Delta\theta_{Ra}$ が不連続となっているのは、 $T_i = 400 \text{ N}$ 一定のときベルト歯とプーリ歯の接触方向が入れ替わる領域のピッチ差であるためである。図13より明らかなように、 $\Delta t_{(2)} = -0.005 \text{ mm}$ のとき、 $\Delta\theta_{Ra} = 0$ である。これは、 $\Delta t_{(1)} =$

Fig. 11 Influence of installation tension on $\theta_{(1)}$ until stabilization of $\Delta\theta_R$

Fig. 12 Change in transmission error due to pitch difference

Fig. 13 Influence of pitch difference on transmission error

$\Delta t_{(2)}$ であるため、原動側と従動側のベルト歯とプーリ歯の接触方向が入れ替わっていく量が等しく、また、原動側と従動側のかみあい始め同士のベルトの軸方向移動量が等しくなることによる。

以上のことより、逆回転時における回転伝達誤差は、原動側と従動側のピッチ差の差異をなくすことにより、すなわち、両プーリの外径を等しくすることにより、発生しないことがわかった。

5. 結 言

無負荷時において、正逆回転した場合のはすば歯付ベルト伝動装置の回転伝達誤差について理論解析を行い、計算結果と実験結果を比較検討した結果、以下の結論を得た。

(1) 回転伝達誤差の計算結果と実験結果はよい一致をみており、理論解析の有効性が確認された。

(2) 回転伝達誤差は、逆回転開始時からプーリの回転に伴い生じるベルト歯とプーリ歯の接触方向の入れ替わりと、原動側と従動側の軸方向へのベルト移動量の差異により発生することがわかった。

(3) 取付張力をできるだけ大きく設定することにより、回転伝達誤差は低減でき、また、その量を早く安定させることができる。

(4) 原動側と従動側のプーリ外径を等しくすることにより、回転伝達誤差は発生しない。

最後に、実験に使用したベルトとプーリは、ゲイツ・ユニッタ・アジア(株)より提供いただいた。記して謝意を表する。

文 献

- (1) 籠谷正則・ほか4名, 歯付ベルトの回転伝達特性に関する研究(第4報, 初張力作用時の正逆回転時における回転伝達誤差), 機論, 50-451, C (1984), 529-536.
- (2) 籠谷正則・ほか4名, 歯付ベルトの回転伝達特性に関する研究(第5報, 初張力作用時の正逆回転時におけるベルト移動誤差), 機論, 51-466, C (1985), 1354-1361.
- (3) 小山富夫・ほか2名, はすば歯付ベルトの騒音に関する研究(ねじれ角の影響), 機論, 62-595, C (1996), 1093-1097.
- (4) Kagotani, M., ほか2名, Transmission Error in Helical Timing Belt Drives (Case of a Period of Pulley Pitch), *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 123-1 (2001), 104-110.
- (5) 上田博之・ほか3名, はすば歯付ベルトの片寄りに関する研究(無負荷の場合), 機論, 64-622, C (1998), 2178-2182.
- (6) 籠谷正則・ほか4名, 歯付ベルトの初張力作用時における荷重分担, 機論, 49-448, C (1983), 2212-2219.
- (7) 籠谷正則・ほか2名, 偏心プーリを持つ歯付ベルトの回転伝達誤差に関する研究(初張力の影響), 機論, 55-519, C (1989), 2831-2839.
- (8) Kagotani, M., ほか2名, A Study on Transmission Error in Timing Belt Drives (Effect of Production Error in Polychloroprene Rubber Belt), *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 115-4 (1993), 1038-1043.
- (9) 籠谷正則・ほか3名, はすば歯付ベルトの回転伝達誤差に関する研究(ベルトの片寄りによる影響), 機論, 63-614, C (1997), 3612-3618.