はすば歯付ベルトの片寄りに関する研究* (無負荷の場合)

上 田 博 之^{*1}, 籠 谷 正 則^{*1}
小 山 富 夫^{*2}, 西 岡 正 雄^{*3}

Side Tracking of Helical Synchronous Belt Drives (In Case of No Load)

Hiroyuki UEDA, Masanori KAGOTANI,
Tomio KOYAMA and Masao NISHIOKA

Belt side tracking caused by the helix angle of the tooth trace of a helical synchronous belt under no load was investigated in the present study. Belt side tracking is an important problem because it influences the transmission characteristics, belt life and noise characteristics. Experimental results of belt side tracking were correlated the force on the belt tooth when the belt tooth began to mesh with the pulley tooth. It was confirmed that the amount of belt side tracking is proportional to the magnitude of the installation tension and the helix angle, and is inversely proportional to the belt width.

Key Words: Machine Element, Helical Synchronous Belt, No Load, Belt Side Tracking, Helix Angle, Installation Tension, Load Distribution

1. 緒 言

歯付ベルト伝動装置の運転騒音の低減を目的に開発されたはすば歯付ベルトは、はすじにねじれ角をもつために走行中に軸方向へ移動し、ベルトの片寄りを生じる。はすば歯付ベルトにおけるベルトの片寄りは、騒音やベルト寿命、回転伝達精度などに影響を与えることが考えられ、その挙動や特性などを明確にしておく必要がある^{(1)~(3)}。

本研究では、はすば歯付ベルトの片寄りは、ベルトとプーリとのかみあい始めにおいて作用する歯面荷重のために、ベルトが軸方向へせん断変形を起こすことによって生じると仮定し、無負荷時における解析を行った。また、取付張力、ベルト幅、ねじれ角などの片寄りに及ぼす影響について実験を行い、計算結果と比較検討するとともに片寄りの低減対策について検討したので報告する。

2. 供試ベルトとプーリ

図1に、実験に使用したベルトとプーリの歯直角方向から見た形状と寸法を示す。図1(a)のベルトの歯形はYUと呼ばれる円弧歯形で、材質はクロロプレンゴムであり、心線にはガラス繊維コードを使用している。YUHベルトはYUベルトの歯すじにねじれ角 γ を与えたもので、ねじれ方向は軸に対して右向きである。公称正面ピッチ t_b は各ベルトとも8.000mmで、歯直角ピッチ t_h はねじれ角によって異なる。ベルト歯数 z_b は100で、ベルト長さを800mm一定とし、ベルト幅 W_b は10mmから35mmとした。

図1(b)のプーリは、歯形およびねじれ角をベルトと一致させている。プーリの材質は炭素鋼鋼材で、歯数 z_p は32でホブ切りである。プーリ幅は40mm一定とし、ベルト幅より広くした。これはベルトを軸方向へ自由に移動させるためである。

プーリとベルトを二軸に組合わせた軸間距離は約272mmである。

3. 実験装置と実験方法

図2に、歯付ベルトの片寄り実験装置を示す。供試ベルトは、減速機を介してモータで回転される駆動プ

* 原稿受付 1997年8月14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} 正員、大阪工業大学(〒535-0002 大阪市旭区大宮5-16-1)。

^{*3} ユニッタ(株)(〒639-1032 和歌山県山田池沢町172)。

ーりに、もう一方を従動プーリに取付けて走行させる。駆動部および実験装置の振動、ベルトの共振の影響を少なくするために、プーリの回転はインバータモータと減速機の組合せによって1回転を約8s(約 0.125 s^{-1})と低速度にした。ベルトの取付張力は、従動軸受台を駆動軸と平行に移動して作用させる。このとき、ベルト走行中の軸受台は固定して、軸間距離を一定とした。取付張力は、ロードセルにより軸荷重として検出した。ベルトの片寄りは、駆動プーリのかみあい始め近傍で、ベルト側面にダイヤルゲージを接触させて走行中のベルトの軸方向への移動量を検出した。このとき、ベルト1周上での測定点は、ベルトの歯幅誤差を考慮してベルト側面の同一位置で行った。

4. 実験結果と計算結果の比較検討

4.1 片寄りの解析 図3に、ベルトを駆動プーリと従動プーリに二軸で巻き掛け、取付張力のみが作用した状態を示す。ねじれ角 γ を持ったベルトは、かみあい始め不完全かみあい部において作用する歯面荷重の最大値 Q_m によって軸方向分力 $Q_s = Q_m \sin \gamma$ を生じる。ここで、 Q_m は γ の大きさに影響されないものとする。

Q_s は、ベルトにせん断ひずみ ϕ_s を生じさせ、片寄りを発生する。完全かみあいに移行した後の軸方向の

ベルトの位置は、ベルト歯底面がプーリ歯先面との間の摩擦力によって固定され、かみあい終わりに至る。無負荷でベルトを走行させた場合、駆動プーリと従動プーリのかみあい状態は同一になり、ベルトの片寄りは両プーリで同方向へ同じ量だけ生じるために、ベルトが軸方向へ平行移動する。ベルトの片寄り方向の正負は、はすじが右ねじれとなっているので、その方向へ移動する場合を正、その逆を負とする。

図4に、ベルトの変形モデルを示す。 ϕ_s には、ベルト歯部の軸方向へのせん断ひずみ ϕ_a と、心線を含んだ歯部を除くベルトの軸方向へのせん断ひずみ ϕ_b が含まれる。

図4(a)にベルト歯部の変形モデルを示す。心線から h_a の距離に軸方向から力 Q_s が作用することによって、断面 $A_a = cw_b$ にせん断ひずみ $\phi_a = \Delta y_a / h_a$ を生じるとして、ベルト歯部の変形 Δy_a を求める。

図4(b)に心線を含む歯部を除いたベルトの変形モデルを示す。既にかみあったベルト歯面Aからベルトピッチ t_b の距離(図中のAB間)に軸方向から力 Q_s

(a) Form and dimensions of test belts

(b) Form and dimensions of test pulleys

Fig. 1 Forms and dimensions of test belts and pulleys

Fig. 2 Test apparatus of belt side tracking

Fig. 3 Meshing condition of belt and pulley

が作用し、断面 $A_b = dw_b$ にせん断ひずみ $\phi_b = \Delta y_b / t_b$ を生じるとして、歯部を除いたベルトの変形 Δy_b を求める。AB間で均一にひずみを生じ、ベルト歯底面とプーリ歯先面との間の摩擦力による抵抗は考慮しないものとする。

ベルトの軸方向への変形 Δy は、これら Δy_a と Δy_b の和として、次式により与えられる。

$$\Delta y = \Delta y_a + \Delta y_b = \left(\frac{h_a}{cG_a} + \frac{t_b}{dG_b} \right) \frac{Q_m \sin \gamma}{w_b} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 G_a はベルト歯部の剛性係数、 G_b は歯部を除いたベルトの剛性係数を示し、それぞれ実験により求めた。 Q_m は荷重分担計算を行い、かみあい始めの完全かみあいに至る最大値より求めた⁽⁴⁾。

ベルトの片寄りをピッチ当たりの軸方向への変形で表し、これを片寄り率 κ とすると、 κ は次式により与えられる。

$$\kappa = \Delta y / t_b \dots\dots\dots (2)$$

Table 1 Numerical values used in calculation

Pitch difference Δt	$-1 \mu\text{m}$
Factor on belt elongation per width SE	17kN/mm
Compliance per width f_R	$2.75 \mu\text{m}/(\text{N} \cdot \text{mm})$
Coefficient of friction μ	0.35
Modulus of rigidity at belt tooth G_a	20MPa
Modulus of rigidity at belt except for tooth G_b	50MPa

(a) Deformation model of tooth portion

(b) Deformation model of backing portion

Fig. 4 Deformation model of belt

4.2 実験結果と考察 表1に、計算に使用した各種係数を示す。ここで、ピッチ差 Δt はベルトピッチ t_b とプーリピッチ t_p の差であり、 t_b よりも t_p がわずかに長く、負の値を示す。ベルトの伸びに関する係数 SE とベルト歯のコンプライアンス f_R は、ベルトの単位幅当たりの値を示す。

図5に、取付張力とベルトの片寄りの関係を示す。ベルトは幅20mmのYUH10ベルトである。○印と実線はそれぞれ実験結果と計算結果を示す。図中に示すように、歯すじのねじれ方向に片寄りが生じる場合を正、その逆を負の値とした。図5から明らかなように、計算結果は実験結果とほぼ一致しており、かみあい始めのベルト歯面荷重により軸方向にせん断ひずみを生じることにより片寄りを生じるとした式(2)は、妥当であることが確認できた。

計算結果において、 κ は取付張力 T_i を高くすれば増加している。これは、 T_i が高くなるほど Q_m が大きくなり、 Q_s が増すためである。ベルトの片寄りを小さくするには、本実験条件では取付張力を低く設定するとよい。

Fig. 5 Relationship between side tracking and installation tension

Fig. 6 Relationship between side tracking and helix angle

図6に、ねじれ角とベルトの片寄りの関係を示す。ベルト幅を一定にして、ねじれ角を変化させた。実験には幅20mmのYUH3, YUH5, YUH10, YUH15ベルトを使用した。片寄り率 κ はねじれ角 γ に比例している。このことより、 Q_m が γ に影響されず一定とすれば、ベルトの片寄りは歯面荷重の軸方向分力に比例していることがわかる。

$\gamma=10^\circ$ 以下のねじれ角の場合、計算結果と実験結果はほぼ一致しているが、 $\gamma=15^\circ$ の実験結果は計算結果を上回り、その差は取付張力が低い場合に大きくなっている。これは、ねじれ角が増すと摩擦角に近づく、かみあい中のプーリとの間でベルトがわずかながら滑り移動を起こすためと考えられる。とくに、取付張力が低くなると、ベルトの曲げ剛性によって、かみあいが不完全となり、摩擦力が低下し、滑りが大きくなったためと考えられる。

ねじれ角を増すことによって騒音に対する効果は大きくなるが⁽¹⁾、片寄りが増すため極端に大きいねじれ角のベルトの使用は避けるべきである。

図7に、ベルト幅と片寄りの関係を示す。 γ は一定

Fig.7 Relationship between side tracking and belt width

Fig.8 Computed result of relationship between side tracking and pitch difference

とし、ベルト幅 w_b を変化させた。計算結果と実験結果は、各取付張力においてほぼ一致している。 κ は w_b が広いほど減少する傾向を示している。とくに、 w_b が極めて細い場合、 κ の変化が増している。ベルト幅の減少は、ベルト断面積の減少とコンプライアンスの増加の両方に影響して Q_m をより大きくし、ベルトのひずみ ϕ_s を大きくする。したがって、 w_b を細くして使用することは、ベルトの片寄りを極端に大きくすることになる。また、 $w_b=10$ mm以上の場合、 T_i を低く設定するほど、 w_b による κ の変化が緩慢となり、 w_b の影響を受けにくい。

式(1)において、ベルトの剛性と形状を含めた定数 H に置換えると、ベルトの軸方向変形は、

$$\Delta y = HQ_m \sin \gamma / w_b$$

となる。すなわち、片寄りは歯面荷重 Q_m とねじれ角 γ に比例し、ベルト幅 w_b に反比例することがわかる。このことから、ベルト幅を広く設定することに加えて取付張力を低く設定することによって、ベルトの片寄りを小さくできることがわかる。

4.3 各種係数の影響

4.3節では、数値計算により、かみあいに及ぼす各種係数の片寄りへの影響について述べる。

図8に、ベルトの片寄りに及ぼすピッチ差の影響の計算結果を示す。 $\gamma=10^\circ$ で $w_b=20$ mmとし、各種係数は図中に示すとおりとした。 κ は $\Delta t=-14.1$ μm近傍で不連続になり、ベルトの片寄りの方向が逆転する。この Δt を境にかみあい始めにおけるベルト歯とプーリ歯との接触歯面は入れ替わり⁽⁴⁾、 Q_s の生じる方向が逆転することにより、片寄りの方向が入れ替わる。また、 Δt がこの値から増大もしくは減少すると、 Q_m が増大して、 κ は正方向あるいは負方向に大きくなる。このことより、駆動プーリおよび従動プーリで

Fig.9 Computed result of relationship between side tracking and factor on belt elongation

Fig. 10 Computed result of relationship between side tracking and compliance

片寄りがそれぞれ正と負になるようにピッチを調整することにより、ベルトの片寄りをなくすることができる。また、ベルトとプーリのピッチ差をこの歯面荷重の入れ替わる近傍に設定することによって、ベルトの片寄りは小さくできる。

図9に、ベルトの片寄りに及ぼす伸びに関する係数の影響を示す。 κ は、単位幅当たりのベルトの伸びに関する係数 SE の増加に伴い、漸次減少する傾向を示す。 SE を高くしてベルトの伸びを少なくすることにより、 Q_m は小さくなる。したがって、ベルトの片寄りは、伸びに関する係数を高く設定することにより小さくできる。

図10に、ベルトの片寄りに及ぼすコンプライアンスの影響を示す。図9と同様に、 κ は f_R の増加に伴い漸次減少する。 f_R が大きくなりベルト歯のたわみが増すことによって歯面荷重の分担歯数を多くすることができ、 Q_m は小さくなる。したがって、ベルトの片寄りは、コンプライアンスを大きく設定することにより小さくできる。

図11に、ベルトの片寄りに及ぼす摩擦係数の影響を示す。 κ は μ の増加に伴い漸次増加する傾向を示す。これは、 μ を小さく設定するとかみあい中の摩擦力が少なくなり、 Q_m が減少することによる。ただし、 μ の最小値は γ で制限される。例えば、 $\gamma=10^\circ$ のベルトは、 $\mu=0.174$ まで減少すると摩擦角がねじれ角を超えてかみあった歯がすべての歯面で滑りを起こすために、式(1)の片寄りの考え方は適用できなくなる。

以上のように、ベルトのかみあいに関わる各種係数を変化させたところ、ベルトの片寄りは、かみあい始

Fig. 11 Computed result of relationship between side tracking and coefficient of friction

めの歯面荷重が小さくなるように設定すると低減に効果的であり、ベルトとプーリにピッチ差がある場合、最適な取付張力が存在することがわかった。

5. 結 言

はすば歯付ベルトの無負荷時の片寄りについて実験を行い、せん断応力によるベルトの変形を考慮した計算結果と比較検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) ベルトの片寄りの実験結果の傾向は、かみあい始めの歯面荷重から得られた計算結果とほぼ一致しており、解析の有効性が確認できた。
- (2) ベルトの片寄りは、ねじれ角を小さく、ベルト幅を広くすることによって小さくできる。
- (3) 取付張力は、かみあい始めにおいて伸ばされたベルトピッチとプーリピッチが等しくなる近傍に設定すれば、ベルトの片寄りを最も小さくできる。
- (4) 摩擦係数を小さく、ベルトの伸びに関する係数とコンプライアンスを大きくすると、ベルトの片寄りを小さくできる。

文 献

- (1) 小山富夫・ほか3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.
- (2) 上田博之・ほか3名、はすば歯付ベルトの寿命に関する研究(ねじれ角の影響)、機論, **62**-593, C(1996), 250-255.
- (3) 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.
- (4) 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.