1201 負荷を受けるベルト・ローラ系の運動シミュレーション

Simulation of Motion of a Loaded Belt-Roller System.

○ 正 矢鍋 重夫 (長岡技科大)

林 大輔 (長岡技科大 院)

石原 裕行 (長岡技科大 院)

Shigeo YANABE, Nagaoka University of Technology, 1603-1, Kamitomioka, Nagaoka, Niigata

Daisuke HAYASHI, Nagaoka University of Technology

Hirokyu ISHIHARAI, Nagaoka University of Technology

Key Words: Motion of mechanism, Belt, Roller, Traveling velocities

1. 緒言

カラープリンタ、複写機、自動改札機、郵便自動区分機等においてベルト・ローラ系が広く使用されている。これらの機器では、ローラ間を走行するベルトの走行方向スリップや、直角方向のスキューや蛇行が製品の画質や高速化・信頼性といった性能に極めて大きな影響を与える。これらの問題の発生原理を明らかにするためにはベルト・ローラ系の基本特性を明確にしなければならない。

本研究では、従動ローラに負荷を与えた二つの円筒形ローラ間を走行する平ベルトのベルト速度、ベルト張力、ベルト・ローラ間の押付け力や摩擦力等が負荷によりどのように変化するかについて FEM 汎用解析ソフト MARC を用いた 2 次元シミュレーションを行ったので以下に報告する。

2. シミュレーション解析

2. 1 シミュレーションモデル

2 次元解析モデルを図 1 に示す。平行に置かれた 2 個の円筒ローラ間に張架された等方性の平ベルトが、負荷を受けながら駆動ローラで駆動される。またベルトの伸張率は 2% とした。表 1 に各要素の材料定数を示す。ローラは剛体円筒としてモデル化し、ローラ間に張られたベルトは 4 節点ソリッド要素で分割した、内周長 779.1mm、肉厚 $t=1$ mm、幅 70mm で、またローラ・ベルト間の接触部での節点数を増やすため、ベルト円周方向に 1570 分割、またベルト厚さ方向に 2 分割している(要素サイズ 0.500mm×0.496mm)。

2. 2 シミュレーション方法

シミュレーション手順は、図 1 より□所定の初期位置(ベルト円形状態)に各要素を配置する、□ローラを左右に強制変位させ、ベルトに規定の伸張率を与える、□従動ローラに負荷荷重を与える□駆動ローラを強制回転($\omega=1.57$ rad/s)させる。このとき 1 ステップを 0.01s とした。

従動ローラに与える負荷荷重を変化させ(0~500N)、シミュレーションを行った。今回、駆動ローラを定常状態 0.7 回転~3.6 回転($\theta=1.4\pi\sim7.2\pi$)させた時の任意のステップでのベルトの摩擦力、張力、すべり速度の分布などを調べた。また計算に当たっては摩擦力として修正クーロン摩擦力を指定した(式(1)参照)。今回は基準相対速度 $C=0.1$ [mm/s]として解析を行った。

3. シミュレーション結果と考察

3. 1 押付け力と摩擦力の分布 (負荷荷重 $W=0\sim500$ [N])

ベルト・ローラ系に作用する力を図 3 に示す。また、負荷荷重 0[N]、500[N]における押付け力、摩擦力をベクトル表示したものをそれぞれ図 4、図 5 に示す。図 4 の P_{sum} は各節点の押付け力を合計した値、図 5 の F_{sum} は各節点の摩擦力を合計した値を示す。

Fig.1 FEM Model (Elongation $\varepsilon=0$)

Table.1 Main parameter values of FEM model

component	Types	E [MPa]	ν	μ
Belt	Deformable	540	0.49	0.8
Drive Roller	Rigid	-	-	0.8
Driven Roller	Rigid	-	-	0.8

Fig.2 Modified Coulomb Friction Force

Fig.3 Force Relation

Fig.4 Vector plot of Contact Normal Force

3. 1. 1 押付け力の分布

駆動ローラ，従動ローラ上のベルトに加わる押付け力分布をそれぞれ図 6[A]，[B]に示す。横軸は入口側 0 [rad]から出口側 π [rad]の角位置 θ を示す。図 6 より，押付け力は入口，出口部で大きくなり，それ以外(θ^*)では押付け力はほぼ一定で，出口部に近づくにつれて駆動ローラでは押付け力が小さくなり，逆に従動ローラでは大きくなるのがわかる。

3. 1. 2 摩擦力の分布

駆動ローラ，従動ローラ上のベルトに加わる摩擦力分布をそれぞれ図 7[A]，[B]に示す。横軸は入り口側 0 [rad]から出口側 π [rad]の角位置 θ を示す。摩擦力は図 1 のベルトの進行方向に対して反対が正，逆が負を意味する。図 7 より摩擦力は，駆動ローラ，従動ローラ共に押付け力と同様に入口，出口部でスパイク状になり，出口部に近づくに従って徐々に大きくなるのがわかる。駆動ローラでは負荷が大きくなるにつれて出口部の前の広い範囲で大きな摩擦力が発生する傾向にある。(図 5 参照) また，従動ローラの負荷荷重と各節点にかかる摩擦力の合計の関係を図 8 に示す。縦軸は任意ステップでの従動ローラに加わる総摩擦力を示す(表 2 参照)。図 8 よりローラに加わる負荷荷重と摩擦力の合計はほぼ等しくなる。

$$F_{sum} \cong W \quad (2)$$

Fig.5 Vector plot of Contact Friction Force

Fig.6 Contact Normal Force distribution

Fig.7 Contact Friction Force distribution

Fig.8 Relation between load and Total Contact Friction Force on the Driven roller

3. 1. 3 張力の分布

駆動ローラ、従動ローラ上のベルトに加わる張力分布をそれぞれ図 9 に示す。横軸はそれぞれの入り口部からの距離を示す。ベルトの張力は節点にかかる引張応力とベルトの断面積 A の積式(3)で計算した。図 9 より張力変化は出口部に近づくにつれて駆動ローラでは小さくなり、従動ローラでは大きくなる。ことがわかる。

$$T = \sigma_{\max} A \quad (3)$$

また、負荷荷重による張力変化を図 10 に示す。縦軸は駆動ローラの張力 T_1 と緩み側張力 T_2 は同じ値であり、負荷荷重を増やすことにより張力 T_1 は増加し、張力 T_2 は減少する。また張力 T_1 と張力 T_2 の間には式(4)が成り立つことがわかる。

$$T_1 \cong T_2 + W \quad (4)$$

Fig.9 Tension distribution

Fig.10 Relation between load and belt tension

3. 2 その他のパラメータの負荷荷重による影響

3. 2. 1 ベルト移動距離

図 11 にベルトの移動距離と負荷荷重の関係を示す。定常状態で、駆動ローラを $1/2$ 回転($\theta=\pi$)させた時のベルトの張り側移動量 L_1 、ベルトの緩み側移動量 L_2 をベルト中心節点の移動量より求めた。また、ベルトの移動量 L は駆動ローラの回転角より求めた (式(5)参照)。図 11 より、負荷が増えることによりベルトの張り側移動量 L_1 は変化なく、ベルトの緩み側移動量 L_2 が小さくなる。ことがわかる。

$$L[\text{mm}] = (D+t)/2 \times \theta \quad (5)$$

D : ロール直径[mm] t : ベルト厚さ[mm] θ : ロールの回転角[rad]

3. 2. 2 ローラ回転速度

図 12 に各ローラの回転速度と負荷荷重の関係を示す。縦軸の回転速度は定常状態であるときの回転速度の平均を示す。図 12 より、負荷が増えるにつれて従動ローラの回転速度が小さくなる。ことがわかり、ベルトが滑っていることが予測できる。

3. 2. 3 ベルトの伸び率

図 13 にベルトの伸び率と負荷荷重の関係を示す。伸び率は定常状態であるときの張り側ベルトの伸び率 ϵ_1 、緩み側ベルトの伸び率 ϵ_2 を求めた。図 13 より、負荷が増えるにつれて伸び率 ϵ_1 は大きくなり、伸び率 ϵ_2 は小さくなる。ことがわかる。

Fig.11 Belt moving distance of Belt

Fig.12 Roller velocity

Fig.13 Belt elongation

4. すべり速度分布 (負荷荷重 $W=500[N]$)

図14に負荷荷重500Nで駆動ローラを3.6回転させたときの従動ローラ上のすべり速度 V_r の分布とベルトに加わる摩擦力 F , 押し付け力 P の分布を示す. すべり速度は1ステップ(0.01sec)間での従動ローラ上にある各ベルト節点の移動距離から求めた移動速度を従動ローラの回転速度より引いて計算した. また, 計算したすべり速度と解析より得た押し付け力の分布から(1)式を用いて摩擦力を計算した結果を図15に示す.

図14より摩擦力の分布は押し付け力が一定の値であるとき($\theta=0.13\sim 2.4[\text{rad}]$) すべり速度の影響を受け, 押し付け力が大きくなりだすとすべり速度はクーロン摩擦の修正値となり, 押し付け力の影響を受ける.

図15より, (1)式より求めた摩擦力はシミュレーション解析で得られた結果と一致することがわかる.

Fig.14 Chang of slip velocity and forces

Fig.15 Contact Friction Force distribution

5. 結言

- (1) ベルトの初期張力を T_0 , 負荷荷重を W とした場合のベルトの張り側, 緩み側張力および歪はそれぞれ,

$$T_1, T_2 = T_0 \pm W/2, \quad \varepsilon_i = \frac{T_i/A}{E}(1 - \nu^2) \quad (i = 1, 2)$$
 ここで, A, ν はベルトの断面積およびポアソン比である. W を増加させるとベルトの張り側の速度は変化せず, 緩み側のそれは直線的に減少する.
- (2) 入口, 出口近傍を除くベルト・ローラ接触部において, ベルトの張力 T , 押し付け力 P および摩擦力 F は入口からある角度 θ^* まではほぼ一定で, その後出口へ向かって急増または急減する. θ^* の値は W が大きい程小さくなる. 入口・出口近傍の押し付け力や摩擦力の鋭いピークの原因は不明である.
- (3) シミュレーションで得られた $P(\theta)$, $F(\theta)$, $V_r(\theta)$ (すべり速度), 各 θ において式(1)の関係式を満足する.

参考文献

- (1) 寺田 利邦 他, ベルト伝動の実用設計, 養賢堂, (1996, 4) pp.31~39.
- (2) M.H. Aliabadi, C.A. Brebbia, Contact mechanics, computational techniques, (c1993-c1995) pp.245~246