(昭和60年4月15日受理)

合撚における巻糸体径増大に伴う 損失動力について

金沢大学工学部 新宅救徳・岩木信男・喜成年泰*

EFFECT OF DIAMETER OF PIRN IN DOUBLER TWISTER ON POWER LOSS

*By Sukenori Shintaku, Nobuo Iwaki and Toshiyasu Kinari**(Faculty of Technology, Kanazawa University,
Kodatsuno, Kanazawa 920 Japan)

In a doubler twisting process, it is a recent tendency to enlarge the yarn package and increase the rotating speed of the pirn. At the same time, the energy cost becomes a major part in the manufacturing cost of yarn. Therefore, it is important problem to save energy consumed in the operation process. In order to improve the efficiency in saving energy, we have investigated the relationship between the power and the diameter of the pirn, and the following results are obtained.

(1) The power to rotate the pirn consists of the force of stirring the air around the pirn and the tension of taking up the yarn. As the radius of the pirn was enlarged from 26mm to 66mm, the power to stir the air increased three times. On the other hand, the power taking up the yarn slightly increased with increasing the pirn radius, although the power was almost occupied by the yarn take-up, when the pirn radius was 26mm.

(2) The coefficient of friction between the rotating pirn and the air was 0.0048~0.0055.

(3) The coefficient of friction between the traveller and the ring was about 0.11.

(4) When the ring was downward, both the spinning tension and the taking up torque increased. Therefore, it was confirmed that the energy could be saved by decreasing the distance between the taking up position and guide eye.

(Received April 15, 1985)

1. はじめに

撚糸機において巻糸体を回転させるための消費電力は糸加工コスト上、大きなウェートを占めるようになった。石川県工業試験場、撚糸機メーカーと撚糸業者の三者合同による省エネルギー調査報告¹⁾では、使用電力量(kWh)の生産量(kg)に対する比(原単位電力量)が巻糸体の中層を越えた後、急激に増大することを報告している。そこで我々は、水力機械などの例にみられるように、合撚糸

機における損失動力を一つ一つ解明することにより、真の省エネルギーを考えることにした。その第一段階として、回転する円筒物体が周囲の空気をかくはんする動力について調べた²⁾。本研究では、フィラメント糸の合撚において、巻糸体の径を増加していったときの損失動力の変化について報告する。なお、本報においては、記号の説明は文末にまとめて示す。

2. 巻糸体径増加に伴う損失動力

2.1 巻糸体が周囲の空気をかくはんする動力

巻糸体の径が増加したとき、考慮すべきものは、

- (1) 巻糸体が周囲の空気をかくはんする動力(L_a とする)

*現在の所属：石川県工業試験場，石川県金沢市
Present address: Industrial Research Institute of
Ishikawa Prefecture, Tomizumachi, Kanazawa
920-02)

(2) 巻き取り張力に打ち勝って糸を巻き取るための動力 (L_t とする)

である。最初に(1)について考える。巻糸体の径が増加するにつれて巻糸体に引きずられて回転する空気領域が大きくなる。回転する空気は遠心力によって巻糸体の中央付近で外側へ吹き出し、そのあとへ両端部から空気が流れ込むという、いわゆるポンプ作用が起こる。これに消費される動力は、回転損失、あるいはかくはん損失と呼ばれるが、巻糸体と空気の摩擦に起因することから、摩擦抵抗損失であると考えられる。

図1に示すような円すい台が回転した時、摩擦抵抗によって受けるモーメント dM は次式であらわされる。

$$dM = C_f \cdot \pi \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^4 \cdot dr / \sin \theta \quad (1)$$

よって、動力 L は次式となる。

$$dL = C_f \cdot \pi \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot r^4 \cdot dr / \sin \theta \quad (2)$$

円すい台の半径を R_0 , R_1 ($R_0 > R_1$) として積分すると、

$$L = \frac{C_f \rho \omega^3}{5 \sin \theta} \pi (R_0^5 - R_1^5) \quad (3)$$

となる。また、図1の関係より、

$$\sin \theta = (R_0 - R_1) / H_1 \quad (4)$$

となる。円柱や円板の場合は、式(3)、式(4)の特別な場合と考えられる。すなわち、円板の場合、 $\theta = \pi/2$ であり、円柱の場合、式(4)を式(3)に代入し、式を簡単にした後、 $R_0 = R_1$ とすれば良い。以上より図1のような巻糸体(以後パーンと呼ぶ)の摩擦損失動力は次式となる。

$$L_a = C_f \rho \omega^3 \pi R_0^5 \left(\frac{H_0}{R_0} + \frac{2}{5 \sin \theta} \left\{ 1 - \left(\frac{R_1}{R_0} \right)^5 \right\} + \frac{1}{5} \left(\frac{R_1}{R_0} \right)^5 + \frac{2H_1}{R_1} \left(\frac{R_1}{R_0} \right)^5 \right) \quad (5)$$

2.2 糸を巻き取るために必要な動力

巻き取りに必要な動力 L_t を考える。巻き取り張力を T_b 、パーン半径を R_b とすると、

$$L_t = T_b \cdot R_b \cdot \omega \quad (6)$$

である。 T_b を決定する要因としては、次の二つが考

えられる。

- (1) トラベラを回転させるのに必要な張力
- (2) トラベラからスネルワイヤまでの間の糸のバルーン現象に起因する張力

ここでは、 T_b を決定する張力は、(1)と(2)のうち、大きい方の張力であると考えられる。

2.3 トラベラとリングの摩擦係数

リングとトラベラの摩擦については、金井³⁾、山口⁴⁾、田中⁵⁾らの研究がみられる。金井はトラベラが回転するとき、リングに与える力をリングの反力より測定し、リングとトラベラの摩擦抗力を求めている。しかし、トラベラの形状、リング等が同形でないので、本報では独自の測定をすることにした。その原理を図2に示す。トラベラを引張るのは、巻糸体から接線方向に水平に出ている糸のみとする。トラベラに作用する力は遠心力 F 、張力 T_t 、およびリングとの摩擦抗力 F_f である。重力は無視する。摩擦係数を μ とすると、次式の関係が成り立つ。

$$F_f = \mu (F - T_t \cos \alpha) \quad (7)$$

F_f に打ち勝ってトラベラを引張る力は、 T_t の円周方向成分であるから、

$$T_t \sin \alpha = \mu (F - T_t \cos \alpha) \quad (8)$$

となる。巻き取り張力 T_b と T_t は、糸に作用する遠心力を考慮すると、次式の関係となる。

$$T_b + m_y \omega^2 (R_a^2 - R_b^2) / 2 = T_t \quad (9)$$

以上より、 T_b 、 R_a 、 R_b を測定することによって、 μ を求める。

2.4 バルーン張力

巻き取り張力を決定する重要な要因としてバルーン現象がある。バルーンについては、C.Mack⁶⁾をはじめ、古くから多くの研究者によって解析が行われてきたが、ここでは簡単にするため、糸に遠心力のみが作用するバルーンを考える。すなわち本報では、回転軸を y 軸とし

Fig. 1 Shape of pirn.
 $R_0 = D_0/2$, $R_1 = D_1/2$

Fig. 2 Shape of traveller and forces acting on the rotating traveller.

Fig. 3 Tension of balloon.

た2次元でバルーンを取り扱う。

図3に示すように、糸の微小部分 ds に作用する力の釣り合いを考えると、

$$\frac{d}{ds} \left(T \frac{dx}{ds} \right) + m_y x \omega^2 = 0 \quad (10)$$

$$\frac{d}{ds} \left(T \frac{dy}{ds} \right) = 0 \quad (11)$$

となる。この問題は数学の楕円関数の例題として扱われているが⁷⁾、本報に適用しやすい形にまとめる。

式(10)、(11)の解で原点を通るものは、ヤコビの sn 関数を用いると、以下ようになる。

$$T = m_y \omega^2 (l^2 - x^2) \quad (12)$$

$$x = B \operatorname{sn}(y/c, k) \quad (13)$$

ただし、定数には次の関係がある⁷⁾。

$$\frac{1}{c} = \frac{K(k)}{H_b}, \quad B = \frac{2kc}{1-k^2} \quad (14)$$

$$\frac{H_b}{B} = \frac{(1-k^2)K(k)}{2k} \quad (15)$$

$$k^2 = \frac{m_y \omega^2 B^2}{4T_m + m_y \omega^2 B^2} \quad (16)$$

T_m は $x=B$ のときの張力であるから、任意の点での張力は、

$$T = \frac{1}{2} m_y \omega^2 B^2 \left\{ \frac{1+k^2}{2k^2} - \left(\frac{y}{B} \right)^2 \right\} \quad (17)$$

となり、 $x=0$ 、 $y=0$ の張力、いわゆる燃糸張力は、

$$T_2 = m_y \omega^2 B^2 (1+k^2)/(4k^2) \quad (18)$$

となる。

3. 実験装置及び方法

本実験のために製作した実験装置を図4に示す。図に示す合燃系機はスパンデックスとレギュラ糸の合燃もできるものである。スパンデックスはフロントローラとフィードローラ間で3倍に伸長され、他の糸と合燃される。スピンドルの回転に要する動力は電動機の反力から測定する。この方法でポビンからの解じょ張力も測定できる⁸⁾。

Fig. 4 Apparatus for measuring the power in order to rotate the pirn.

S: spandex PE: polyester F: feed roller
GE: guide eye T: traveller R: ring
B: bearing SM: shaft of motor
M: motor G: U-gage

電動機は縦形で、軸の両端をベアリングで保持されている。この電動機の外周は円柱であるので、そのまわりに糸を巻き付け、張力により反力を測定する。すなわち、張力 T_M 、電動機外周の半径 R_M 、回転角速度 ω_M とすると、 $T_M \cdot R_M \cdot \omega_M$ が動力となる。スピンドルは石川製作所製高速合燃系機 DTB形およびDTH形のものを使用し、バーンを取り付けた時と取りはずした時の動力の差から、摩擦抵抗を求める。なお、電動機回転数はインバータにより変化させる。

リングが最上部へ来た場合のスネルワイヤからの距離は205 mm、最も下に来た時は480 mmであり、リングは金井重要工業製焼結リング STH_{1-S} 形 133および140。トラベラは同 SBA 形 No. 21~36 でその寸法、重量は表1に示す。ポビンは径 $\phi 46$ 、長さ340 mm のものと、 $\phi 51$ 、長さ420 mm のものである。摩擦損失動力の測定に用いたバーンの寸法ならびに物体の形状を表2に示した。

Table 1 Weight of traveller.

Nominal No.	Weight (gf)
SBA 21	15.0×10^{-2}
24	10.5
28	6.1
30	4.7
32	3.6
34	2.8
36	2.0

Table 2 Size of the rotating body.

Sample	Shape	(mm)				note
		D_0	D_1	H_0	H_1	
I	Pirn	132	51	160	106	PE 250 d 48 f
II	Pirn	97	51	240	65	PE 75 d 36 f
III	Cylinder	100	46	300	—	Nylon Block
IV	Pirn	100	40	100	80	Nylon Block

4. 実験結果と考察

4.1 紡出張力と巻き取り張力

式(12)より, 紡出張力 T_2 と巻き取り張力 T_b の間には, トラベラと糸の摩擦を無視すれば,

$$T_2 = T_b + \frac{1}{2} m_y \omega^2 R_a^2 \quad (19)$$

の関係が成り立つ。図5に電動機反力より測定した T_b を示す。曲線は, T_2 の測定により式(19)から求めた T_b の値である。同一回転における高い方の張力は巻取位置が最下部のとき, 低い方の張力は最上部のときの値である。

この実験に用いた糸はスパンテックス70 den (東洋紡エスパ)と, ポリエステル75 den/36 fil にあらかじめ600 T/m Sのよりをかけたものである。フィードローラによる糸の送り出し速度は20 m/minの一定値である。ポピンは, $R_0=23$ mmのものを用いた。図5の結果より, 紡出張力を測定すれば, 式(19)により巻き取り張力を求められることがわかる。

4.2 実際のバーンの回転摩擦損失係数

市販の3 kg 巻きのバーンを用いて, $R_0=66$ mmと49 mmのときの摩擦損失動力を測定し, 式(5)で求めた摩擦損失係数 C_f とレイノルズ数 Re の関係についてまとめたグラフを図6に示す。図中, 破線は半径50 mm, 高さ300 mmの表面が滑らかな円筒について同様の測定をしたものである²⁾。

テーパ部分が多いバーンは, 円筒の C_f より大きな C_f の値をとる。実験に使用したバーンはテーパ部の角度が20°, 糸の巻き上げ方がワープwindであったため, $R_0=66$ mmのときに比べ, $R_0=49$ mmのときの方が円筒部分が多いので円柱の C_f 値に近い値を示すものと考えられる。

なお, 図には示していないが, 2枚の平行な板を回転しているバーンの両側にたて, かくはんされる空気領域を限定する実験も行った。このとき, バーンと板のすきま d と R_0 の比を, $d/R_0=1/10$ まで小さくしてみたが, C_f の値はほとんど変わらなかった。

実際の燃糸機では糸を巻き取るに従って R_0 およびテーパ部の長さ H_1 が変化するので, C_f-Re の図よりむしろ回転数を一定にして R_0 を変化させた図の方が実情に即している。そこで図7にバーンの回転数を7000 rpmに固定し, R_0 を変化させたときの C_f と動力 L について示した。 $R_0=49$ mmあたりまでは円

柱とみなしてさしつかえない。 $R_0=54$ mmを越えると, C_f は 5.5×10^{-3} から徐々に減少して行き, $R_0=66$ mmでは $C_f=4.6 \times 10^{-3}$ となる。また同図に動力 L も示したが, $R_0=49$ mmのとき $L=1.4$ kgf·m/sであったものが,

Fig. 5 Relation between take up tension T_b and rotational speed of traveller N_{tr} .

Curve I and II show T_b calculated from T_2 . Curve I is the case that the ring position is 205 mm from the guide eye. Curve II is the case of 480 mm. ● and × indicate T_b obtained from motor torque.

Fig. 6 Relation between C_f and Re . Dotted line is C_f of the smooth surface cylinder.

Fig. 7 Relation between C_f , L_a and radius of pin (7000rpm).

R_0 was changed in the condition that θ and $H_0 + 2H_1$ were constant. Refer to the sample I, II in Table 2.

$R_0 = 66$ mmでは $L = 3.2$ kgf · m/sと、約3倍の値まで直線的に増加している。回転数が異なる場合でもこれと同様の傾向を示すことは想像に難くない。

4.3 高レイノルズ数における摩擦損失係数

燃系機においても今後ますますラージ化、高速化が進むものと考えられるが、これに即してレイノルズ数の高い条件での摩擦損失係数はどうなるか、興味ある点である。ところが、本実験装置では糸層半径や回転数を増加させ過ぎると、不つりあいなどのため振動が大きくなり、実験ができない。そこで、他の水力機械の例にも見られるように、巻糸体の周囲流体を空気から水へと変えることによって高レイノルズ数の条件における摩擦損失係数を得る。すなわち、スピンドルの下に水槽を置き、水中での回転摩擦損失動力を測定した。水槽という限られた容器の中での実験であることや、水面でのうずなど、問題点もあるが、高速化、ラージ化した場合の損失動力を予測する目安としては有効であろう。この実験結果は図6に示してある。

水中では円柱の C_f がパーン状のものの C_f より大きい。このことは実際に高レイノルズ数ではそうなのか、あるいは水槽の大きさや自由表面の影響であるのかは明らかではない。なお、本実験以上の回転数では渦が大きくなって定常の測定値を得ることはできなかった。ともかく、高レイノルズ数における C_f の値は円柱、パーン状のもの、ともに0.004～0.0045と見積れる。

4.4 トラベラを回転させるために必要な張力と動力

リングとトラベラの摩擦係数 μ を式(9)の T_b を測定することによって求めた。ポビン半径 $R_b = 23$ mmおよ

び $R_b = 50$ mmのものを用いて得られた結果を表3に示す。 μ は0.090～0.136の間であり、平均的な値として $\mu = 0.11$ を採用する。これは田中ら⁵⁾の測定値のうち最も小さい方の値であるが、金井ら³⁾の測定におけるオイルレスリングとトラベラの摩擦抵抗値0.111～0.149に近い。

摩擦係数 $\mu = 0.11$ として、トラベラ No. 24 の場合において7000 rpmで回転するパーンの径が変化したときの、トラベラを引張る糸張力について図8に示した。また、 $T_t = T_b$ としてトラベラの回転に必要な動力も同図に示してある。これによると、 $R_0 = 26$ mmから $R_0 = 66$ mmへとパーン半径が増加すると、巻き取り張力は減少する。一方、巻き取り径が増加するため、必要なトルクは増大し、 $R_0 = 66$ mmでは、 $R_0 = 26$ mmのときの動力の約1.3倍となる。トラベラの番手が変わってもこの傾向は同様

Table 3 The coefficient of friction between traveller and ring.

Tr. No	28	30	32	34	36
μ	0.09	0.112	0.110	0.110	0.095

Radius of Pirm 23 mm, 6000 rpm

Fig. 8 Relation between T_t , L_t and radius of pin. L_t is calculated from equation (6) under the condition of $T_t = T_b$, $\mu = 0.11$ and traveller No. 24.

Table 4 The coefficient of friction between traveller and ring.

R_b rpm	5000	6000	7000
23	0.136	0.110	0.095
50	0.090	0.099	0.120

Traveller No.34

Radius of Ring is 66.5 mm

であると考えられるので、パーンの径を増加させた場合、周囲の空気をかくはんするために費やされる動力の増加に比べ、巻き取り径増大による動力の増加は少ない。

4.5 バルーン張力

バルーン張力が変わると巻き取り張力も変化するのでバルーン張力についても考察する。リング半径をバルーン最大半径、スネルワイヤからリングまでの高さをバルーン高さとして、紡出張力とバルーン高さの関係を式(15), (17)より求め、おのおの R_a , $m_y \omega^2 R_a^2 / 2$ で除して無次元化して図9に示した。

今、75den/36 fil のポリエステル糸と、70den のスパンデックスを3倍に伸長したものを合燃して、約98denの糸を製造する場合のトラベラを引張るために必要な張力を前節に従って紡出張力に換算する。スピンドル回転数を5000rpmとすると、適切なトラベラはNo.36であり、このときトラベラは約4850rpmで回転する。トラベラがNo.36のときは式(7)より $T_t = 8 \text{ gf}$ となり、糸の太さを98denとすると、 $2T_2 / (m_y \omega^2 R_a^2) \approx 13$ となる。このようにして求めた紡出張力と実際に紡出張力とリング高さを測定することによって得た実験値とを図9によって比較する。

リングが上の方にあるときはスネルワイヤを経た糸はまっすぐにトラベラへ入ってバルーン現象は見られず、実験値と計算値は一致している。バルーンがあらわれ始めるのは、 $H_b/R_a = 4.3$ のところであり、計算から得られる3.9という値に近い。これよりもリングが下降する

Fig. 9 Relation between balloon height and tension at guide eye (spinning tension). Vertical line shows the tension for rotating the traveller. Solid line shows the calculated tension of balloon. Chain line is the experimental tension. Tensions are non-dimensional because they are divided by $m_y \omega^2 R_a^2 / 2$.

と、すなわち H_b が大きくなると紡出張力は増加し始め、リング最下部では $T_2 = 15 \text{ gf}$ となった。この実験値は、バルーンの計算値の約65%であるが、これは空気抗力を無視して計算したためであると考えられる。

T_2 と T_b の間には式(19)の関係があるが、 $T_b \approx T_2$ とみなせば、リングの上下運動に対するトルクも図9に示した張力の曲線と同様になる。すなわち、リングが上の方にあるときはトラベラを回転させる動力と同じ値になり、リングが下降するに従ってバルーン張力によって損失動力が決まるようになる。

4.6 実際の燃糸機における測定結果との比較

ここで本実験結果を前述の報告書¹⁾におけるモデル合燃糸機による実験結果と比較する。モデル合燃糸機は石川製作所製DTH型で、スピンドルは28 鍾付いており、電動機出力は3.7 kWである。

スピンドル回転数が7000rpmで、150denのポリエステル連続マルチフィラメント糸に120 T/mの撚りをかける場合について図10に示す。図中実線Iは本実験から計算された、28 鍾のパーンが周囲の空気をかくはんするために費やされる動力である。破線IIはIのかくはん動力に、No.30のトラベラを回転させるために費やされる動力を加えたものである。ただし、リングとトラベラ

Fig. 10 Practical application of experimental results (7000rpm).

Machine is the doubler twister with 28 spindles made by Ishikawa seisakusho, LTD. Curve I indicates L_a , curve II, $L_a + L_t$ (No. 30), and curve III, $L_a + L_t$ (No. 24), where L_t is calculated from equation (6).

の摩擦係数 μ は0.11とした。また、実線Ⅲは同じくⅠの
かくはん動力にNo.24のトラベラを回転させるための動力
を加えたものである。図からもわかるように、パーン
半径が増大すると、周囲の空気をかくはんするために費
やされる動力は急激に増加する。一方、巻き取りに必要
な動力はほとんど増加しない。しかしこの場合、バルーン
に起因する張力と、それに起因する巻き取り張力の増
加分は考慮していないので、実際はこの分だけ、トラベ
ラのみを回転させるための動力よりは大きくなると考え
られる。

図中に示す測定値はリングがトラバースの中央、すな
わちスネルワイヤから300~320 mmの距離に位置する
ときのものである。150 den×1(単糸)では、No. 30の
トラベラによる測定値は曲線より若干大きい、No.24
によるものはよく一致している。これが150 den×2(双
糸)の場合では曲線との差は大きくなる。その原因とし
ては、双糸では線密度が大きく、バルーンによる張力が
より大きく影響するためであると考えられる。

5. 結 論

最近、撚糸機においてもラージ化、高速化の方向に進
んでいる。これにともなっています省エネルギー運転の
重要性が高まってきている。本研究ではパーン径を増大
させていった場合の損失動力について解析を行い、以下
のような結論を得た。

(1) パーン径を増加させていったとき、パーンを回転
させるために要する動力の増加は、周囲の空気をかくは
んするためのものと、糸を巻き取るためのものであるが、

(a) 前者が所要動力増加分のほとんどを占め、パーン
半径を26 mmから66 mmへと増大させた場合、損失動
力は約3倍に増大する。

(b) 巻き取り張力はパーン径の増大とともに減少する
が、一方、巻き取り半径が増加するためトルクとしては
相殺され、後者の所要動力への影響は少ない。

(2) 回転するパーンの周囲流体との摩擦損失係数は、
0.0048~0.0055である。

(3) 巻き取り張力はトラベラの遠心力および回転半径
から算出できる。この場合、トラベラとリングの摩擦係
数は0.11とする。

(4) リングが下方へ来ると紡出張力が高くなり、巻き
取りに必要なトルクも増大する。従って省エネルギーの観
点からは、巻き取り位置をスネルワイヤからあまり離さ
ないようにすることが望ましい。

なお、この研究は昭和58年および59年度の繊維学会
年次大会で発表したものである。

本報で使用した記号

本報で使用した記号について以下にまとめる。なお、
特に本文中でことわりのない場合の単位を、〔 〕内に示
す。

- B : バルーン最大半径〔m〕
- c : バルーンにおける半径に関する定数〔m〕
- C_f : 摩擦抵抗係数
- d : パーンと板のすきま〔m〕
- D_0 : パーンの大きい部分の直径(図1参照)〔m〕
- D_1 : パーンの小さい部分の直径(図1参照)〔m〕
- F : トラベラの遠心力〔kgf〕
- f : 糸の遠心力〔kgf〕
- F_f : トラベラとリングの摩擦抗力〔kgf〕
- H_0 : パーンの円筒部分の高さ(図1参照)〔m〕
- H_1 : パーンの円錐部分の高さ(図1参照)〔m〕
- H_b : バルーン高さ〔m〕
- $K(k)$: 第1種完全楕円積分(母数 k)
- L : 一般的な回転動力〔kgf・m/s〕
- l : バルーンにおいて張力が0となる仮想的な半径
〔m〕
- L_a : 周囲の空気をかくはんする動力〔kgf・m/s〕
- L_t : 巻き取りに必要な動力〔kgf・m/s〕
- M : 一般的な回転モーメント〔kgf・m〕
- m_y : 糸の線密度〔kgf・s²/m²〕
- N_{tr} : トラベラ回転数〔rpm〕
- r : 一般的な半径(図1参照)〔m〕
- R_0 : $D_0/2$ 〔m〕
- R_1 : $D_1/2$ 〔m〕
- R_a : リング半径〔m〕
- R_b : ボビン半径〔m〕
- Re : レイノルズ数 $=\omega R_0^2/\nu$
- R_M : 電動機外周半径〔m〕
- s : 糸の長さ〔m〕
- T : 一般的な張力〔kgf〕
- T_2 : 紡出張力(バルーン頂点での張力)〔kgf〕
- T_b : 巻き取り張力〔kgf〕
- T_M : 実験装置の電動機反力〔kgf〕
- T_m : バルーン最大半径における糸張力〔kgf〕
- T_T : バルーンに起因する張力〔kgf〕
- T_t : トラベラに作用する糸張力〔kgf〕
- x : バルーンの水平方向の座標(図3参照)〔m〕
- y : バルーンの垂直方向の座標(図3参照)〔m〕
- α : T_t と F のなす角〔rad〕
- θ : 円錐台の斜面と鉛直方向のなす角(図1参照)
- μ : トラベラとリングの摩擦係数〔rad〕

ν : 周囲流体の動粘度 [m^2/s]

432 (1983)

ρ : 周囲流体の密度 [$\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$]

3) 金井慶二, 金井宏之, 神原保博; 織機誌, **12**, 622 (1959)

ω : 一般的な角速度 [rad/s]

4) 山口正隆; 織機誌, **7**, 130 (1954)

ω_M : 実験装置の電動機回転角速度 [rad/s]

5) 田中英世, 伊藤和実; 織機誌, **4**, 219 (1951)

6) C. Mack; *J. Text. Inst.*, **44**, T-483 (1953)

7) 戸田盛和; 「楕円関数入門」, 日本評論社 (1976)

8) 新宅救徳, 吉村元一, 岩木信男; 織学誌, **38**, T-171 (1982)

文 献

1) 石川県工業試験場報告 No. **31**, 30 (1982)

2) 新宅救徳, 岩木信男, 喜成年泰; 織学誌, **39**, T-