

回転する巻糸体周りの流れと動力損失

(第4報) 巻糸体の動力損失に及ぼす巻糸体形状の効果

金沢大学工学部	新	宅	救	徳
”	尾	田	十	八
”	山	崎	裕	之
”	伴	場	秀	樹

The Flow Around the Rotating Pirn and Power Loss

Part 4 : Effect of Pirn Shape on Power Loss of Rotating Pirn

Sukenori Shintaku, Juhachi Oda,

Hiroyuki Yamazaki, Hideki Banba

Faculty of Engineering, Kanazawa University, Kanazawa

Abstract

We have studied the relationship between the pirn shapes and the power loss of rotating pirn, and also have discussed the application of this study to high-speed winders which are frequently used for high-speed wining and large package.

The results obtained are as follows :

- 1) When the volume of pirn is constant, the power loss decreases as the outside diameter and the taper angle of a pirn decreases.
- 2) A triangle cover with the base angle of 20 degrees is better than one with the base angle of 40 degrees from the viewpoint of power loss.
- 3) When we use the Reynolds number defined and the relationship between the Reynolds number and friction-factor in this study, we are able to estimate the power loss for any pirn shapes.

(Received September 26, 1990)

(Accepted for Publication November 11, 1991)

摘 要

目的 巻糸体を回転させる際に生ずる動力損失と巻糸体形状の関係を調べる。また、現在の高速化、ラージパッケージ化の巻糸体形状の例として高速ワインダによる巻糸体を取り上げ、高速ワインダへの本実験結果の適用性および応用性について考察と検討を行う。

成果 本研究によって得られた結果を以下に示す。

- 1) 巻糸体の体積を一定とすれば、最外径並びにテーパ角が小さいほど巻糸体の消費動力値は小さくなる。
- 2) 巻糸体周りに設置するカバーは、巻糸体の形状を問わず底角 20 deg の三角カバーの方が 40 deg の場合より消費動力値は小さくなる。
- 3) 本報で定義したレイノルズ数を用いることによって、任意形状の巻糸体の消費動力値を求めることができる。

(平成2年9月26日受付)

(平成3年11月11日審査終了)

1. 緒言

著者らは、既に巻糸体周りの流れ状態を実験および数値解析により明らかにし^{1,2)}、動力損失を改善する目的から巻糸体に設置する種々の形状のカバーに対して流れ状態を考察、検討して、最良のカバー形状を提案した³⁾。そこで本報では、巻糸体の円柱部高さを一定としてテーパ角を変化させた場合や巻糸体体積を一定として形状を変化させた場合、巻糸体の形状が動力損失に及ぼす影響を実験および数値解析により明らかにする。また円柱部高さ一定の場合には、これら巻糸体に底角の違う2種類の三角カバーを設置した場合に対し巻糸体テーパ角と三角カバー底角の関係について考察する。

さらに、本研究で得られた結果が高速化およびラージパッケージ化として注目を浴びている高速ワインダへ適用できるように高速回転域まで研究範囲を拡張し、これまでの研究も含めて摩擦係数を新たなレイノルズ数を用いて評価することによって、任意形状の回転体の動力損失を算出する手法を提案する。

なお、本研究で用いた試料は、表面が十分に滑らかな巻糸体の代用となり試作が容易なナイロン樹脂の模型である。この模型による実験値は、同形の巻糸体によるものとほぼ同一になることを確認した。

2. 動力損失に及ぼす巻糸体形状の効果

2.1 巻糸体の円柱部高さを一定としてテーパ角を変化させた場合

2.1.1 実験および解析モデル

巻糸体は図1に示すような通常の3kg巻(全長420mm、円柱部高さ200mm、最外径116mm、テーパ20deg)の巻糸体形状を基本形状として、ここでは円柱部高さおよび最外径を一定とし、テーパ角 $\theta_p = 20, 40, 60, 90 \text{ deg}$ ($\theta_p = 90 \text{ deg}$ は円柱形)の4種類について巻糸体周りの流れ状態の数値解析や動力測定を行う。また以上の条件について、図2に示すような $\theta = 20, 40 \text{ deg}$ の三角カバーを設置した場合について動力測定も行い、それから θ_p と三角カバー底角 θ の関係を考察した。なお、本節および2.2節の巻糸体の回転数は7,000rpmで一定であり、この回転数を維持するための巻糸体の重量による機械的な動力損失増加分は、ここでは考慮しないものとする。またボビンのみを7,000rpmで回転させた

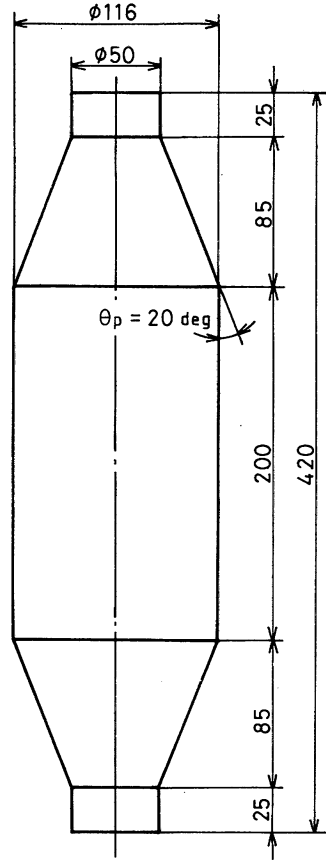


図1 巻糸体基本形状

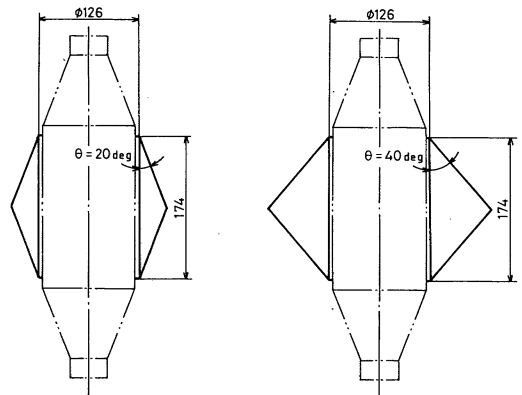


図2 三角カバー

ときの測定からボビンによる最大の消費動力値は約1Wになり、全体の動力値に比してこの値は小さいことから、ボビンの動力値への影響は特別に考慮しないものとする。

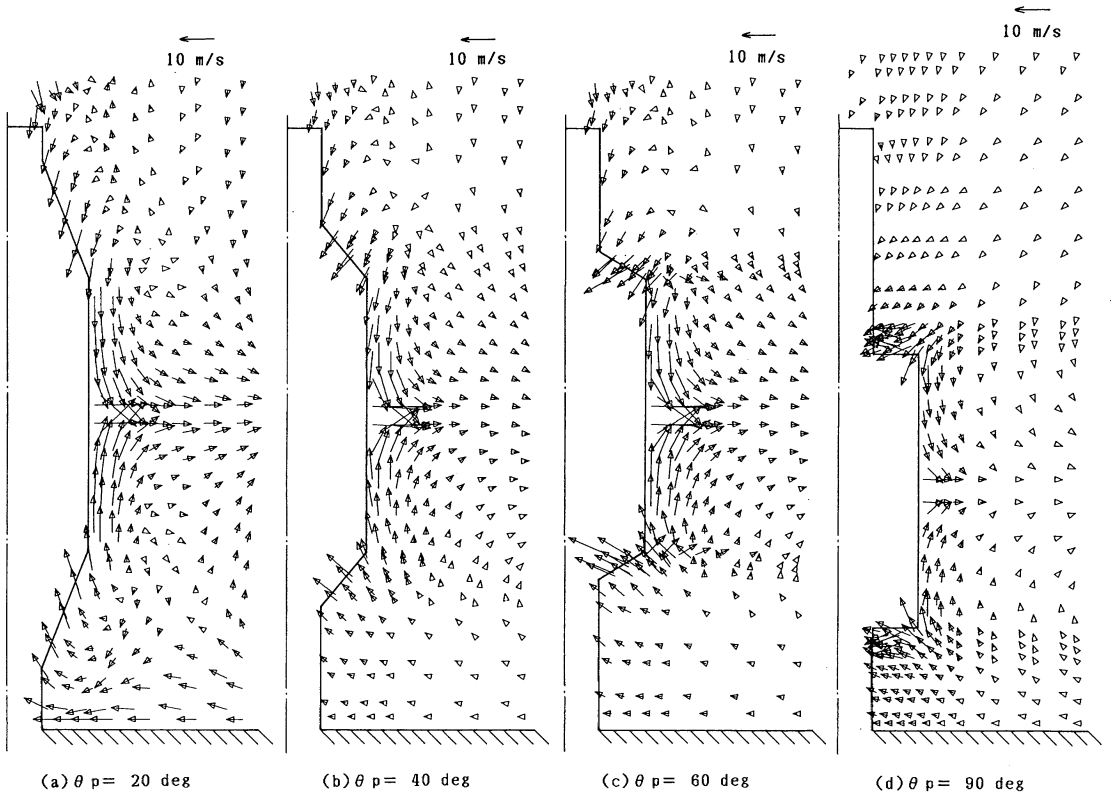


図3 巻糸体の円柱部高さを一定とした場合の数値解析結果による速度ベクトル図

2.1.2 結果と考察

巻糸体の円柱部高さを一定としてテーパ角 θ_p を変化させた場合の流れ状態の有限要素法による解析（解析手法は本報の第2報²⁾に準ずる）結果を図3に示す。ここで巻糸体が底板に接近し過ぎると流れ状態に違いが生じてくるが、この高さの違いによる流れ状態の違いはここでは生じなかった。なお、ごく小さな速度ベクトルは、 $r-z$ 平面の流れ関数の等値線と一致しない。これは、第2報²⁾の解析手法において θ 方向の流れ解析が $r-z$ 平面の流れ解析の後に行われているため、 θ 方向の流れが優先されるからである。図をみても分かるように、 θ_p に関係なく巻糸体の上下部から吸い込まれ中央部に集まり、ここから半径方向へと吹き出している流れ状態が観察できる。しかしながら $\theta_p = 60 \text{ deg}$ となると、テーパ部と円柱部の境界において、流れが吸い込みから吹き出しに極端に変化するような流れの変化が認められる。そして $\theta_p = 90 \text{ deg}$ で、この境界部でテーパ部方向の流れと円柱部方向の流れといったように流れが2分されている。ここで、テーパ方向に流れた流体

は巻糸体表面に接すると流体が遠心力を受けるため、テーパ部のごく表面で回転しながら吹き出して流れの連続性が保たれていると考えられる。この巻糸体付近の流れについてはタフト法による流れの可視化実験により確認を行った。次に、これらの動力値 L を θ_p によって整理した実験および数値解析結果を図4に示す。図中には、これらの巻糸体に底角の違う2種類の三角カバーを設置した場合の実測値も同時に示した。図4より、数値解析結果は実験結果にほぼ一致しているといえる。そしてカバーの有無にかかわらず θ_p の全範囲において θ_p が小さいほど L は大きくなる。このような θ_p と L の関係は、円柱部高さが一定のもとで θ_p が増大すると巻糸体自体の表面積が減少するために生ずるものと考えられるので、この点についてもう少し考察を加える。各 θ_p における巻糸体の表面積および単位表面積当りの L を表1に示す。巻糸体の円柱部高さを一定としてテーパ角を変化させたとき、 $L/\text{表面積}$ の値は $\theta_p = 20 \text{ deg}$ の場合に最小となっていることから、消費動力を減少させる目的に対して $\theta_p = 20 \text{ deg}$ の巻

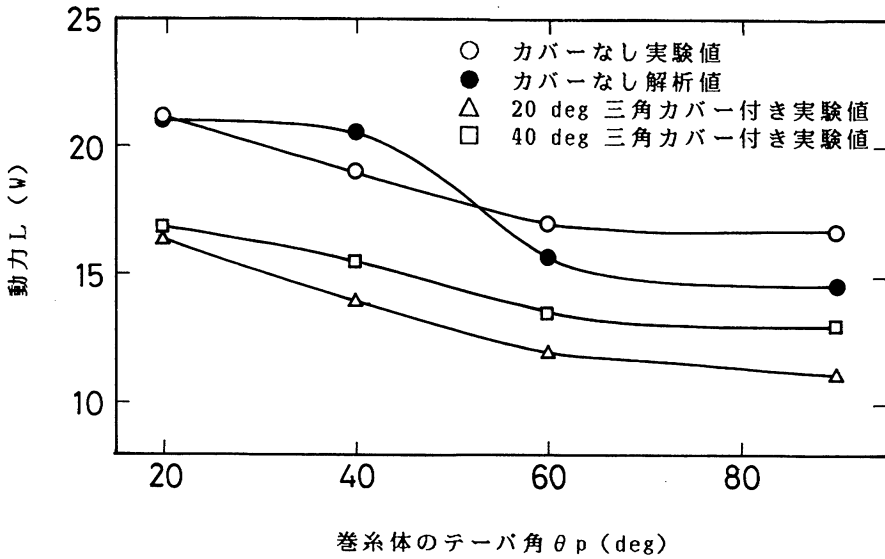


図4 巻糸体の円柱部高さを一定としてテーパ角 θ_p を変化させた場合の消費動力 L

糸体が形的によいといえる。次にカバー設置の結果から、カバーを設置することによって L は小さくなり、しかも巻糸体のテーパ角に関係なく $\theta = 20$ degの三角カバーを設置した方が $\theta = 40$ degの場合よりも L は小さくなっていることが分かる。このことは、数多くの巻糸体を並べて設置するに当たって、 $\theta = 20$ degの三角カバーが $\theta = 40$ degのそれよりも外径が小さく場所をとらずにすむことも考えると好都合であるといえる。

2.2 巻糸体の体積を一定としてテーパ角を変化させた場合

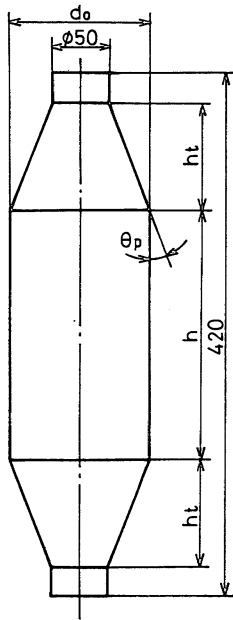
2.2.1 実験および解析モデル

巻糸体の体積と最外径を一定としてテーパ角 θ_p を2.1節と同様に变化させた場合の巻糸体周りの流れ状態の数値解析や動力測定を行う。また巻糸体の体積を一定として、最外径を基本形状より20 mm大きくした場合の動力測定も行う。ここで巻糸体の体積を一定とすることは、ポピンに糸を巻き取った量を同じにするという点で円柱部高さが変化することになるため、先の2.1節でのモデルとは異なる。ここでの巻糸体の詳細寸法は図5のようである。ここでポピンの軸方向の長さが大きくなると、実際の巻取工程において解じょ時の張力変動が大きくなるので、本研究では既存のポピンを用いてこれを巻き付け高さの限界とした。さらに、動力と巻糸体外径

の関係を明らかにするために、外径200 mm、高さ10 mmおよび150 mmの円柱形巻糸体の動力測定を行った。

2.2.2 結果と考察

巻糸体の体積を一定としてテーパ角 θ_p を変化させた場合の流れ状態の数値解析結果を図6に示す。また、前節と同様に動力値 L を θ_p によって整理した実験および数値解析結果を図7に示す。図7より、実験結果と解析結果はここでもほぼ一致しているが、前節の円柱部高さを一定にした場合の結果と異なり、実験結果において θ_p が大きくなるほど L はわずかながらではあるが大きくなる傾向を示している。これに対して、解析結果は必ずしも θ_p が大きくなるに従って L が大きくなっているわけではないが、このことを図6の流れ状態図において巻糸体中央部の吹き出し流れに注目して考察すると、 $\theta_p = 20 \sim 60$ degまでは吹き出し流れにそれほど変化がないのに対して、 $\theta_p = 90$ degで $r-z$ 平面における吹き出し流れは小さくなっている。しかしながら、 $\theta_p = 90$ degにおいて L が他の θ_p の L に対してほぼ同じ値となるのは、ポンプの動力理論より r 方向への吹き出し流量 Q が小さくても、吹き出しの速度ヘッド H が θ 方向に大であるので、結果的にこれらを乗算した動力 L は他の θ_p の L に対してほぼ同じ値となるためである。これより、回転流れの次の動作として吹き出し流れが生じていることから、実際では流



d_o (mm)	θ_p (deg)	h (mm)	h_t (mm)
116	20	200	85
116	40	244	40
116	60	262	20
116	90	279	0
136	20	90	118

図5 体積を一定とした巻糸体形状寸法

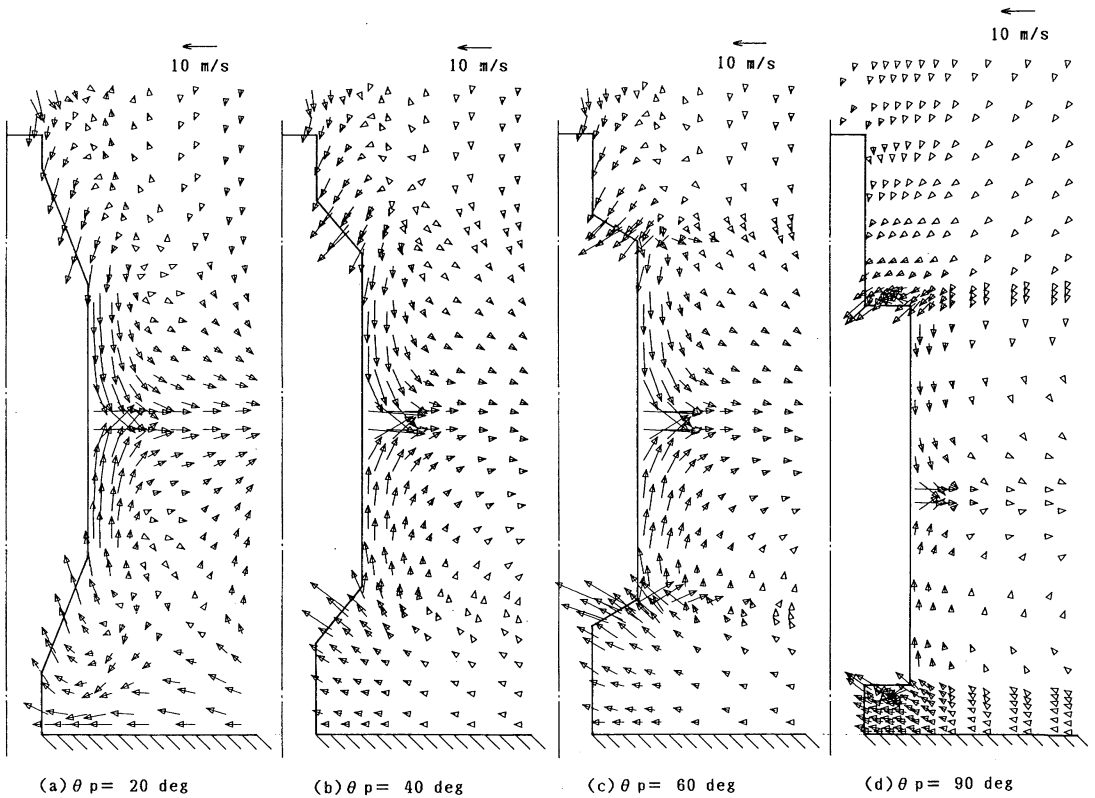


図6 巻糸体の体積を一定とした場合の数値解析結果による速度ベクトル図

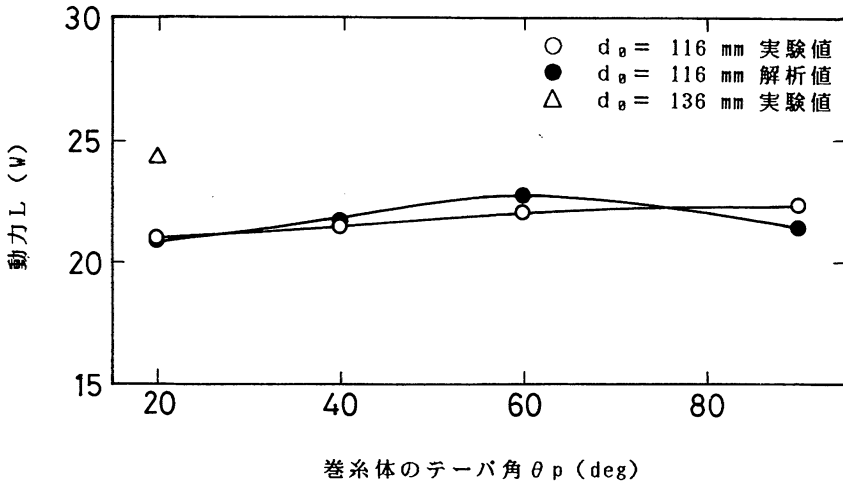


図7 巻糸体の体積を一定としてテーパ角 θ_p を変化させた場合の消費動力 L

れの主流が回転方向に近いものほどエネルギー的に高いものと考えられる。また、外径 200 mm、高さ 100 mm の円柱形巻糸体を、7,000 rpm で回転させたとき、 $L = 78.0$ W を示し、この高さが 150 mm となると $L = 102.6$ W を示したこれらの円柱形巻糸体も上述した理由により、吹き出し流れの速度ヘッド H が大きいため L が大きくなるものと考えられる。また、 $\theta_p = 20$ deg の巻糸体において、 L と巻糸体半径の関係⁹⁾より、半径の 4 乗に比例して L は大きくなることから、最外径 136 mm の巻糸体の場合、巻

糸体最外径をわずかに 20 mm 大きくすることが、体積を一定にしているにもかかわらず、他のいずれの L の値よりも大きくなるのが明らかになる。これらの結果を数値で示すと表 2 のようになる。このように、巻取量が一定である巻糸体体積一定の条件下で L /体積の値を比較すると、巻糸体最外径は小さい方が圧倒的に有利である。しかも巻糸体最外径を一定とすると θ_p が小さいほどこの値が小さくなっている。よって、基本形状の $\theta_p = 20$ deg の巻糸体は消費動力を減少させる目的に対してよい形状である

表 1 巻糸体の表面積と測定動力値 (巻糸体円柱部高さ一定)

テーパ角 θ_p (deg)	20	40	60	90
表面積 ($\times 10^{-1}$ m ²)	1.23	1.01	0.94	0.91
動力 L (W)	21.05	18.85	17.06	16.69
L /表面積	171	187	182	184

表 2 巻糸体の体積と表面積および測定動力値 (巻糸体体積一定)

テーパ角 θ_p (deg)	20	40	60	90	20
巻糸体最外径 (mm)	116				136
体積 ($\times 10^{-3}$ m ³)	2.40				
表面積 ($\times 10^{-1}$ m ²)	1.23	1.16	1.16	1.19	1.12
動力 L (W)	21.05	21.55	22.14	22.45	24.36
L /体積	8780	8993	9236	9351	10201
L /表面積	171	186	192	189	218

といえる。以上より、巻糸体の巻き取り終了の最終の形状は、巻き取る量を同じとすれば、なるべく最外径を小さくし、 θ_p を小さくする形状がよいといえる。また最外径が小さく θ_p が小さい巻糸体形状は、巻糸体最外部とポビン間の半径方向距離差が小さくなるから、巻糸体から糸を解除するときの張力変動も小さくなると考えられる。

ここで前節の巻糸体円柱部高さを一定としたときの結果である表1と巻糸体体積を一定としたときの結果である表2を併せて考えると、 $L/\text{表面積}$ の値は巻糸体最外径 $d_0=116\text{ mm}$ で $\theta_p=20\text{ deg}$ の巻糸体の場合最小となる。

以上のことから、巻糸体の最高周速度が動力的に大きく影響するとともに、表面積も大きく影響するといえる。従って種々の巻糸体形状を L によって評価するときは、最高周速度を考慮しながらも巻糸体の表面積を何らかの形で統一して評価することが必要だと思われる。このことについては次の章で考察を与える。

3. 高速回転する巻糸体の動力損失の概算方法

巻糸体の回転数や形状を変化させて測定した消費動力値 L を摩擦係数 C_f なる無次元数で整理することを試みた。 L と C_f の関係を以下に示す。

$$L = C_f \cdot \rho \cdot \int V^3 \cdot dA / 2 \quad (1)$$

ここで、 ρ は流体の密度、 dA は模型表面の微小面積、 V はその微小部での周速度を示す。また、 C_f を次に示すようなレイノルズ数 R_{es} を用いて整理する。

$$R_{es} = \frac{V_s \cdot r_s}{\nu} \quad (2)$$

ここで、 V_s はもとの模型の最高周速度、 r_s は図8に示したように、この模型を表面積および高さ h_0 が同じ円柱模型と置き換えた場合の円柱の半径、 ν は流体の動粘度である。代表長さとして r_s をこのように置いたのは、2.2節でも考察したように C_f が巻糸体表面と流体との摩擦より消費される L を評価する無次元数であるから、模型を表面積を一定とした円柱模型に置き換えることで、その評価の統一化を図ったためである。

本実験で用いた模型および比較のために従来の実験^{4,5)}に用いた種々の模型の形状を図9に示す。同図には生産ラインでの L を評価するために、帝人製機の高速ワインダによって製造した巻糸体の形状も同

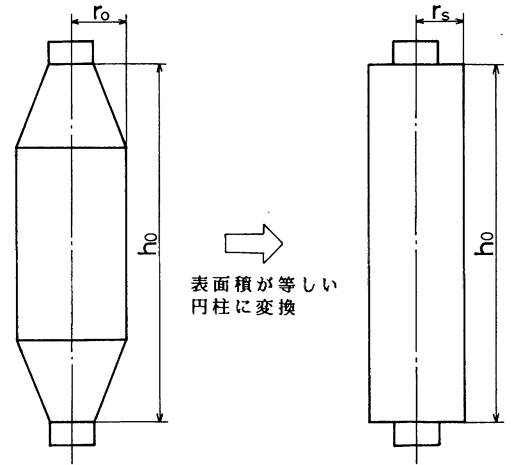


図8 レイノルズ数 R_{es} の代表長さ r_s の説明図

時に示した。ここで過去の実験においては、模型3について流体を空気から水に置き換えた高いレイノルズ数の範囲においての実験も同時に行っている。以上より、(1)、(2)式で定義した R_{es} と C_f の関係を両対数上でプロットした結果を図10に示す。図より、本実験により得られたデータ(図中の白塗のデータ)および過去のデータ(図中の黒塗のデータ)は、この R_{es} がほぼ 7.2×10^4 の位置で層流から乱流へと流れが遷移していることが分かる。また、半径50 mm、高さ300 mmの表面が滑らかな円柱(模型5)についての結果^{4,5)}を層流と乱流の2領域に分けて、以下のような近似式を与える。

$$\left. \begin{array}{l} \text{層流域では、} C_f = 375 \cdot R_{es}^{-1} \quad (R_{es} < 7.2 \times 10^4) \\ \text{乱流域では、} C_f = 0.049 \cdot R_{es}^{-0.2} \quad (R_{es} \geq 7.2 \times 10^4) \end{array} \right\} (3)$$

この(3)式を、他のデータと比較しやすいように図10において直線で示した。このように、遷移領域においてデータに多少のばらつきはあるもののこの2領域において、流体を空気から水に置き換えて実験を行ったデータも含めて種々の模型の C_f が本実験で用いた R_{es} で整理することによって、(3)式でほぼ近似できることが分かる。ここで、先の2章における各データもこの近似式にほぼ一致していることが分かる。また図10に破線で書き加えられているように、本実験の典型的な例として流体中で回転する円板を考察すると、流体中の円板の C_f は層流域ではレイノルズ数の -0.5 乗に比例し⁶⁾、乱流域ではレイノルズ数の -0.2 乗に比例する⁷⁾ことより、これら種々の模型がこの両対数上で乱流域において円板のデータと値は一致していないが、傾きが一致してい

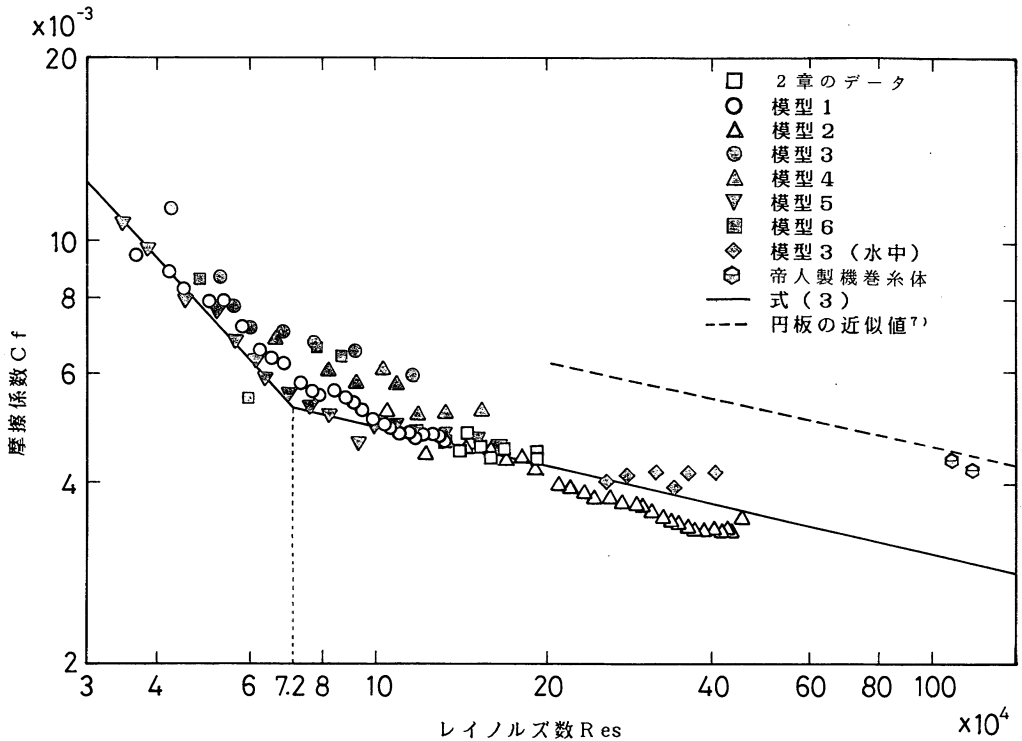


図10 図9の模型の摩擦係数 C_f とレイノルズ数 Re_s の関係

ら、巻糸体形状とその回転数が分かれば、図10を用いることによって簡単に L が概算できることを意味している。

4. 結 言

本研究より以下の結果を得た。

1) 巻糸体の円柱部高さおよび最外径を一定とすれば、テーパ角が大きいくほど消費動力値は小さくなり、また巻糸体の体積を一定とすれば最外径が小さくテーパ角が小さいほど消費動力値は小さくなった。

2) 巻糸体周りの流れおよび動力損失を改善するためにカバーを設置した場合、巻糸体形状によらず底角 20 deg の三角カバーが 40 deg の場合より消費動力値は小さいことが分かった。

3) 任意形状の巻糸体の摩擦係数を円柱のモデルに置き換え、本報で定義したレイノルズ数を用いることによって、摩擦係数を算出し、これより動力値を概算することができた。

なお参考データとして、実際の作業現場でのデータを提供して頂いた帝人製機(株)に、ここに記して感謝の意を表したい。

参考文献

- 1) 新宅ら; 織機誌, 43, T 1 (1990)
- 2) 新宅ら; 織機誌, 43, T 34 (1990)
- 3) 新宅ら; 織機誌, 43, T 68 (1990)
- 4) 新宅ら; 織学誌, 39, T 423 (1983)
- 5) 新宅ら; 織学誌, 42, T 39 (1986)
- 6) 藤本武助; “流体力学”, p. 199, 養賢堂 (1967)
- 7) 藤本武助; “流体力学”, p. 247, 養賢堂 (1967)