透気性を異にする搬送ウェブとローラ間の浮上特性と摩擦特性*

(第2報, 摩擦係数の理論モデルとその実験的検証)

橋本 巨^{*1}, 石川 稔^{*2}, 黄 強^{*3}Spacing and Friction Characteristics between Roller
and Transporting Web with Different Permeabilities
(2nd Report, Theoretical Model for Friction Coefficient
and Its Experimental Verifications)Hiromu HASHIMOTO^{*4}, Minoru ISHIKAWA and Huang Qiang^{**} Department of Mechanical Engineering, Tokai University,
1117 Kitakaname, Hiratsuka-shi, Kanagawa, 259-1292 Japan

In this second paper, the friction characteristics between roller and thin flexible web with different permeabilities is studied theoretically and experimentally. At first step, the standard test is carried out for three kinds of webs, PET (polyethylene terephthalate), coated paper and newsprint, for better understanding the friction characteristics between roller and web. Then, two types of power law model for the averaged contact pressure due to asperities of web and roller surfaces is presented, in which the unknown parameters involved in the models are determined by the inverse analysis to the standard test results of friction coefficient. Combining the contact pressure models developed here with the closed-form formula for air film thickness derived in the first paper, the prediction method of friction coefficient between web and roller is formulated. The air film thickness and friction coefficient are measured by changing the web width for three kinds of webs, and good agreements are obtained between the measured results and the predicted results. Moreover, based on these results, the effects of many design parameters on the friction characteristics are clarified.

Key Words: Tribology, Web Transportation System, Friction Characteristics, Theoretical Model, Experiment

1. 緒 言

紙, プラスチックフィルム, 金属薄膜などの製造現場や輪転機, 印刷機械などの機械類, 磁気テープの送り機構などに広く導入されているウェブ搬送系においては, 多数のドラッグローラ(drag roller)やアイドルローラ(idler roller)を用いてローラからウェブへ, あるいはウェブからローラへと摩擦駆動力が伝達されてウェブ搬送を円滑に行うようになっている⁽¹⁾.

さて, このような搬送系においては, 第1報⁽¹⁾で報告したようにウェブとローラ間にソフトEHL空気膜が必然的に形成される. このような空気膜の厚さ(以後ウェブ浮上量と呼ぶ)がウェブとローラの表面粗さのオーダを超えて増大するとウェブとローラ間の摩擦駆動力が急激に低下し, スリップ, しわ, 蛇行運動などの原因となってウェブの搬送に深刻な影響を及ぼすこととなる. したがって, かかる問題を解決するためには, ウェブとローラ間の浮上特性と摩擦特性との関連を明らかにすることが重要な鍵となる. しかしながら, このような問題に取り組んだ研究は現在までのところ極めて乏しく, Ducoteyら⁽²⁾及びHashimotoら⁽³⁾の論文のみといってよい. DucoteyらはEshelら⁽⁴⁾が導いた無限幅ウェブの浮上量に関する数値実験公式に透気性の影

響を加えた修正式を提案し, これに基づいて新聞印刷用紙とローラ間の摩擦係数を求め, 実験値との比較を行っている. その際, ウェブとローラの表面粗さの分布としてガウス分布を仮定している. 一方, HashimotoらはDucoteyらと同様に表面粗さの分布としてガウス分布を仮定することにより非透気性ウェブと円周方向溝付きローラ間の摩擦係数を算出している. しかしながら, ウェブとローラの表面粗さの分布は一般に非ガウス分布と考えられ, これをガウス分布として扱うことは実際上かなり無理があるように思われる. このように, ウェブとローラ間の摩擦特性に関する研究は, その重要性にも拘わらず現在のところほとんど未着手の状態である. 今後ウェブ搬送系はますます高速化, 高性能化, 高信頼化の傾向にあり, このような要求に応えるにはウェブとローラ間の摩擦特性に関する研究の一層の強化が望まれるところである.

そこで本研究では, まずウェブとローラ間の摩擦特性に関する標準試験を透気性の異なる3種類の代表的なウェブ(PET, コート紙, 新聞印刷用紙)について実施し, ウェブの種類の違いが摩擦特性に及ぼす影響を調査したのち, 得られた試験結果に逆解析手法を適用して表面粗さによる荷重分担割合の推定を行った. さらに, この推定モデルに基づいてウェブ幅を変化させた場合の摩擦係数を算出し, 実験値との比較・検討を行った. これにより本モデルがウェブとローラ間の摩擦係数を定量的に予測・評価する上で有効な手法であることを実証したので, 以上の結果について

* 原稿受付 2001年8月1日.

^{*1} 正員, 東海大学工学部(〒259-1292 平塚市北金目1117).^{*2} 学生員, 東海大学大学院.^{*3} 東海大学大学院.

E-mail: hiromu@keyaki.cc.u-tokai.ac.jp

報告する。

2. 摩擦特性に関する標準試験

緒言でも述べたようにウェブとローラ間の摩擦特性に関する研究成果の蓄積は極めて乏しく、不明な点が多い。そこでウェブとローラ間の摩擦係数に関する理論モデルを構築するに際して、まず摩擦係数についての標準試験を行い、その特性を実験的に調査することから始める。

2.1 試験装置 図1は測定に用いた装置の概観で、ウェブとローラ間の浮上量と摩擦係数を同時に計測できるようになっている。浮上量の測定の詳細については既に第1報¹⁾で報告しているので、ここでは主に摩擦係数の測定方法について述べる。同図にみられるようにウェブの一端にはおもりが取り付けられており、これにより張力を与えるようになっている。一方、ウェブの他端はロードセルに直結しており、ウェブとローラ間に生じる摩擦力による張力の増分を計測できるようになっている。

図2は摩擦係数の測定の原理を示したものである。まずおもりによってウェブに張力を与え、さらにローラの回転速度を徐々に上げていくとウェブとローラ間に摩擦力が生じ、その結果はウェブ張力の増分 ΔT としてロードセルにより検出される。このデータは直ちにA/D変換されてコンピュータに送られ、次に示すオイラーのベルト理論に基づ

いてウェブとローラ間の有効摩擦係数が算出される。

$$\mu = \ln(1 + \Delta T / T) / B \quad (1)$$

ここに、 μ : 有効摩擦係数、 T (N/m): ウェブ張力、 ΔT (N/m): 摩擦力によるウェブ張力の増分、 B (rad): ウェブ巻き角である。摩擦係数の測定はローラ速度 $U_r=0\sim 13$ m/sの範囲で実施され、ウェブ中央位置における浮上量 h_0 も同時に計測される。なお、測定は各回転数ごとに10回行ない、その都度ウェブを新しいものに交換する。また、周囲温度と湿度を合わせて記録する。

表1は本標準試験の設定条件を示したものである。使用するウェブは後に述べる3種類であり、ウェブ幅は $L=0.035$ mに、ウェブ巻き角は $B=60$ degに設定する。ウェブ張力は $T=80$ N/mとするが、一部 $T=100$ N/mの場合についても実施する。

2.2 標準試験に使用するウェブの表面トポグラフィ

標準試験用のウェブとして、生産現場で一般に広く用いられているPET(ポリエチレン・テレフタレート)、コート紙及び新聞印刷用紙の3種類を使用する。ウェブとローラ間の摩擦特性を検討する場合、ウェブとローラの表面トポグラフィ、とりわけ表面粗さに関する情報を得ておくことが極めて重要である。そこでローラについては触針式粗さ計を用いて表面粗さの測定を行い、表1に示す $R_{r,q}$ 、 $R_{r,max}$ の値を得ている。一方、新聞印刷用紙については第1報に示したSEM写真¹⁾からもわかるように複数の方向性を持った繊維組織から成り立っているため、触針法により表面粗さを測定しようとした場合、表面を破壊し、正確な値が得られない可能性が高いと思われる。そこで、紙類を含むウェブについては共焦点レーザ顕微鏡を用いて表面粗さを非接触で測定することとした。なお使用した顕微鏡の高さ方向の分解能は10nmである。

図3に3種類のウェブに対して得られた顕微鏡写真を示す。同図(a)に示すPETについては表面は極めて滑らかで、多孔性もなく非透気性であることがわかる。同図(b)に示すコート紙については、表面に多数の細かい孔やくぼみが観察される。また同図(c)に示す新聞印刷用紙においては、表面は多数の繊維がからまった複雑な構造をしていることがわかる。これら3種のウェブに対する表面粗さの分析結果並びに他の物性値をまとめて表2に示しておく。

2.3 標準試験結果と検討

前述の3種類のウェブに対して実施された標準試験の結果を図4に示す。ウェブ幅

Fig.1 Overview of test rig

Fig.2 Measurement of friction coefficient

Table1 Standard test conditions

Item	Specification	
Material of roller	SCM440	
Roller radius	R m	0.035
Roller velocity	U_r m/s	0~13.0
Web width	L m	0.035
Tension for PET and newsprint	T N/m	80
Tension for coated paper	T N/m	80, 100
Web wrap angle	B deg	60
RMS roughness of roller	$R_{r,q}$ μ m	0.6
R_{MAX} roughness of roller	$R_{r,max}$ μ m	3.51

Fig.3 Surface topography of tested web by laser beam scanning type microscope

はいずれも $L=0.035\text{m}$ である。またウェブ張力については PET と新聞印刷用紙では $T=80\text{N/m}$ 、コート紙については張力の影響も調べるため $T=80, 100\text{N/m}$ としている。

図4(a)はウェブ中央部における浮上量 h_0 とローラ速度 U_r の関係を、同図(b)はウェブとローラ間の有効摩擦係数 μ とローラ速度 U_r の関係をそれぞれ示している。なお、煩雑さを避けるために各測定値のばらつきを示すエラーバーを省略しているが、ばらつきの程度は後に示す図8～11の結果と同じである。同図(a)において PET は非透気性であるため同一のローラ速度に対する浮上量は他のウェブよりも大きい。一方、新聞印刷用紙の場合には透気性の影響が顕著に現れるためにウェブとローラ間に形成される空気膜の大部分がウェブ表面を通して流出し、浮上し難いことがわかる。コート紙はわずかな透気性を有しているためにローラの低速領域では浮上しないが、ローラ速度が増すにつれて急激に浮上し始め、PET の示す傾向に近づく。なお、同一のローラ速度に対してウェブ張力が大きいほうが浮上量は減少する。

図4(b)に示す摩擦係数はウェブ浮上量と表面粗さに応じて大きく変化している。PET においては浮上量がウェブとローラ表面の rms 合成粗さ ($\sigma=0.6\mu\text{m}$) 以下となる極く狭いローラ速度領域で摩擦係数は $\mu=0.15$ 程度であるが、ローラ速度が増すと浮上量が表面粗さを上回るために境界・混合潤滑状態から流体潤滑状態へと速やかに移行し、最終的に有効摩擦係数は $\mu=0.02$ 程度の極めて小さな値となる。これに対して $T=80\text{N/m}$ としたときのコート紙では、ローラ速度が $U_r=0\sim 2\text{m/s}$ の領域で有効摩擦係数の値はほぼ一定 ($\mu\approx 0.35$) であり、境界潤滑状態にあると考えられる。一方、ローラ速度が 2m/s を越えると境界潤滑状態から混合潤滑状態へと移行し、有効摩擦係数 μ はローラ速度の増加とともに急激に減少する。しかしながら、ローラ速度が 3m/s 以上になると有効摩擦係数の値は再び一定 ($\mu\approx 0.12$) となり、以後この状態が持続する。図からわかるように、有効摩擦係数の示す傾向はストライベック曲線に酷似しているが、ローラの高速回転領域における摩擦係数 ($\mu\approx 0.12$) は同じ速度領域における PET とローラ間の摩擦係数 ($\mu=0.02$) に比べてはるかに大きいことから、このような速度領域においても完全な流体潤滑状態には移行せず、一部境界潤滑の影響が残存しているものと思われる。ウェブ張力を $T=100\text{N/m}$ とした場合、境界潤滑領域並びに混合潤滑領域が $T=80\text{N/m}$ の場合に比べて拡大するが、有効摩擦係数の示す傾向はほ

Table2 Physical properties of tested webs

Properties	Material	PET	Coated paper	Newsprint
Permeability	$k \text{ m}^2$	0	1.83×10^{-17}	4.93×10^{-15}
RMS roughness	$R_{w,q} \text{ } \mu\text{m}$	0.07	1.8	3.2
R_{MAX} roughness	$R_{w,max} \text{ } \mu\text{m}$	0.36	6.06	12.64
Thickness	$t_f \text{ } \mu\text{m}$	23.0	62.3	71.7
Young's modulus	$E_1 \text{ GPa}$	5.78	9.67	4.66
	$E_2 \text{ GPa}$	6.01	4.24	1.66

(a) Variation of air film thickness with roller velocity

(b) Variation of friction coefficient with roller velocity

Fig.4 Standard test results

ぼ同様である。ローラの高速回転領域においては有効摩擦係数の値はほぼ一定 ($\mu\approx 0.09$) となり、 $T=80\text{N/m}$ の場合における値 ($\mu\approx 0.12$) と大差がないことがわかる。 $T=100\text{N/m}$ における境界摩擦係数の値は $\mu\approx 0.23$ で $T=80\text{N/m}$ の場合に比べて小さいが、これは湿度の違いによるものと考えられる。なお、湿度と摩擦係数の関係についてはこれまでほとんど解明されておらず、現在著者らによって別途検討が進

められているところである。新聞印刷用紙についてはこれら2種類のウェブとは異なり摩擦係数の値は広範囲のローラ速度領域においてほぼ一定($\mu \approx 0.32$)である。なおローラの低速領域において摩擦係数が速度とともに増加傾向を示す点は興味深い。ウェブとローラが接触して表面粗さ(繊維層)がつぶれた状態から徐々に弾性回復する過程において若干滑りやすい状態から滑り難い状態へ、すなわち摩擦係数の比較的小さい状態から大きい状態へと推移したものと考えられるが、このメカニズムについては今後さらに検討を加える必要があろう。

以上に示した標準試験結果に基づき、次章において摩擦係数の理論モデルについて検討する。

3. 摩擦係数の理論モデル

摩擦係数の理論モデルを構築するに当たって、まずウェブとローラのインターフェース部分における接触状態について検討する。標準試験の結果から、ウェブとローラ間の接触状態はウェブとローラの合成速度 $U(=U_r+U_w; U_r$: ローラ速度, U_w : ウェブ速度)の増加に伴い境界潤滑状態から混合潤滑状態を経て、流体潤滑状態へと移行すると考えられる。いま見かけの微小接触面積 δA 内においてウェブに作用する荷重とこれを支持する表面粗さ間の平均接触圧力並びに空気膜反力の釣り合いを考えると、最も一般的な接触状態である混合潤滑状態の場合に対して、次式が成立する。

$$\int_{\delta A} p_c dA + \int_{\delta A} p_f dA = \frac{T}{R} \delta A \quad (2)$$

ここに、 $p_c(\text{Pa})$: 見かけの微小接触面積 δA 内におけるウェブとローラ間の平均接触圧力, $p_f(\text{Pa})$: 空気膜圧力, $T(\text{N/m})$: ウェブ張力, $R(\text{m})$: ローラ半径である。

いまウェブを介して作用する荷重のうちウェブとローラの表面粗さの接触によって分担支持される荷重の割合を χ_c , 空気膜反力によって分担支持される荷重の割合を χ_f とすると、これらはそれぞれ次式で定義される。

$$\chi_c = \frac{\int_{\delta A} p_c dA}{\frac{T}{R} \delta A} \quad (3. a)$$

$$\chi_f = \frac{\int_{\delta A} p_f dA}{\frac{T}{R} \delta A} \quad (3. b)$$

式(2), (3)より次式が得られる。

$$\chi_c + \chi_f = 1 \quad (4)$$

いま、ウェブとローラ間の境界摩擦係数を μ_c , 流体摩擦係数を μ_f とし、式(4)の関係を考慮すれば、有効摩擦係数 μ は次のように表すことができる。⁽⁵⁾

$$\mu = \mu_c \chi_c + \mu_f (1 - \chi_c) \quad (5)$$

なお、ウェブとローラ間の境界摩擦係数 μ_c については、例えば、ASTM(GI43-96)などの規格に基づいて測定された値を用いることとする。一方、ウェブとローラ間に発生する空気膜圧力はほぼ一定で、空気膜の流れは主にせん断流れによって支配されることから、流体摩擦係数 μ_f は次式によって与えられる。

$$\mu_f \equiv \frac{\eta R |U_r - U_w|}{hT} \quad (6)$$

ここに $\eta(\text{Pa}\cdot\text{s})$: 空気の粘度, $h(\text{m})$: 空気膜厚さ(ウェブ浮上量)である。ただし、後に示すように有効摩擦係数 μ に対する流体摩擦係数 μ_f の寄与は極めて小さいので、実質的には有効摩擦係数は式(5)の右辺第2項を省略した次式で与えられると考えて差し支えないであろう。

$$\mu \equiv \mu_c \chi_c \quad (7)$$

次にウェブとローラの表面粗さの接触による荷重分担割合 χ_c を具体的に求めるために、まず平均接触圧力 p_c について検討する。二面の粗さの接触による圧力は、通常次に示すGreenwood-Williamsonモデル(G-Wモデル)⁽⁶⁾によって求められる場合が多い。

$$p_c = K \int_{h/\sigma}^{\infty} \left(s - \frac{h}{\sigma} \right)^{3/2} \phi^*(s) ds \quad (8)$$

ただし σ はウェブとローラのrms合成粗さで $\sigma = (R_{wy}^2 + R_{ry}^2)^{1/2}$ によって定義される。また、 $\phi^*(s)$ は正規化された粗さ高さの確率密度関数、 K はウェブのヤング率、表面粗さ形状、荷重などの関数である。G-Wモデルでは粗さの突起モデルとして等方性粗さを仮定し、突起の真実接触面積は円形と考えている。また粗さの分布としてガウス分布を仮定する場合が多い。しかしながら、ウェブの表面粗さは図3及び表2に示したように非ガウス分布をしており、突起の真実接触面も円形とは限らない。したがって、本研究の対象とするウェブとローラの接触部分に式(8)を適用することは困難であり、モデルの修正が必要である。そこで、本論文では表面粗さの接触圧力モデルとして式(8)の代わりに図5に示すべき乗モデルを適用することとする。このモデルは磁気テープとヘッドの接触圧力に関する Wu ら⁽⁷⁾の実験結果などを参考に著者らが新たに提案するものである。まず標準試験に用いた3種類のウェブのうちPETについては次式を適用する。なお、このモデルを以後モデルIと称する。

$$p_c = \begin{cases} p_{c0} (1 - h/\gamma\sigma)^{\gamma} & (h \leq \gamma\sigma) \\ 0 & (h > \gamma\sigma) \end{cases} \quad (9)$$

一方、コート紙については次式を適用し、このモデルを以後モデルIIと称する。

$$p_c = \begin{cases} p_{c0} (1 - h/\gamma\sigma)^{\gamma} & (h \leq \beta\sigma) \\ p_{c0} (1 - \beta/\gamma)^{\gamma} & (h > \beta\sigma) \end{cases} \quad (10)$$

ただし、式(9), (10)において $p_{c0}(\text{Pa})$: ウェブとローラ間のすきまが零 ($h=0$) のときの接触圧力とする。

図5に示すように、モデルIではウェブとローラ間のすきま $h=0$ の状態から $h=\gamma\sigma$ の状態に至るまで h の増加にしたがって接触圧力 p_c は単調に減少し、 $h>\gamma\sigma$ では粗さ間の接触が起こらず $p_c=0$ となることを仮定している。表面粗さが正規分布をなしている場合には $\gamma=3$ とみなせる。一方、モデルIIではすきま $h=0$ の状態から $h=\beta\sigma$ の状態に至るまでは接触圧力 p_c はモデルIと同様に h の増加にしたがって単調に減少するが、 $h=\beta\sigma$ に至って p_c は一定となり、その後 h が

さらに増加しても一定のまま推移すると仮定している。ただし、これらのモデル式に含まれるパラメータ β , γ , n の値については後に述べる方法によって決定する。

新聞印刷用紙については、本標準試験の範囲でウェブとローラ間の有効摩擦係数はほぼ一定で常に境界潤滑状態にあると考えられるので、摩擦係数のモデル化は特に行わないこととする。なお今後ローラ速度を増大させて実験を行い、摩擦特性に関してさらに詳しい情報を得た後、摩擦係数のモデル化を進める予定である。

さて、式(9)あるいは式(10)を式(3.a)へ代入して荷重分担割合 χ_c を求める場合、ウェブとローラ間のすきま h が完全に零になる前に、すきま h があるレベル(ここでは $h=\alpha\sigma$ とする)に達した時点で空気膜反力による荷重分担割合 χ_r は実質上零となり、 $0 \leq h \leq \alpha\sigma$ の範囲では $\chi_c \approx 1$ として扱えるものとする。そこで、見かけの微小接触面積 δA 内で h を一定としてこのような考え方を導入すると、式(3.a)と式(9)あるいは式(10)より $h=0$ のときの接触圧力 p_{c0} が次のように得られる。

$$p_{c0} = \frac{T}{R} \left(\frac{\gamma}{\gamma - \alpha} \right)^n \quad (11)$$

式(3.a), (9), (10) 及び式(11)より、PET及びコート紙における荷重分担割合 χ_c がそれぞれ次のように求められる。

PETに対して:

$$\chi_c = \begin{cases} 1 & (h \leq \alpha\sigma) \\ \left(\frac{\gamma}{\gamma - \alpha} \right)^n \left(1 - \frac{h}{\gamma\sigma} \right)^n & (\alpha\sigma < h < \gamma\sigma) \\ 0 & (h \geq \gamma\sigma) \end{cases} \quad (12)$$

コート紙に対して:

$$\chi_c = \begin{cases} 1 & (h \leq \alpha\sigma) \\ \left(\frac{\gamma}{\gamma - \alpha} \right)^n \left(1 - \frac{h}{\gamma\sigma} \right)^n & (\alpha\sigma < h < \beta\sigma) \\ \left(\frac{\gamma - \beta}{\gamma - \alpha} \right)^n & (h \geq \beta\sigma) \end{cases} \quad (13)$$

なお、式(12)及び(13)に含まれるすきま h の計算には、第1報⁽¹⁾で提示したウェブ浮上量に関する次の数値実験公式を利用する。

$$h = R\varepsilon^{2/3} \{0.589 + f(\lambda)g(x)\} - R\kappa(1 + 2x/RB) \quad (14)$$

ただし、 $f(\lambda)$, $g(x)$, ε , κ はそれぞれ次の定義による。

$$f(\lambda) = -1.614/\lambda + 1.764/\lambda^2, \quad \lambda = L/(2R\varepsilon^{1/3}),$$

$$g(x) = \begin{cases} (1 + 2x/RB)/(1-a) & (-RB/2 \leq x \leq -aRB/2) \\ 1 & (-aRB/2 < x \leq RB/2) \end{cases}$$

$$\varepsilon = 6\eta U/T, \quad \kappa = kTB/(\eta RU), \quad a = 0.9 \quad (15)$$

ここに、 $x(m)$:ウェブ中心位置からウェブ送行方向に取った座標、 $k(m^2)$:ウェブの透気率である。

ウェブ巻き角領域全体にわたる有効摩擦係数 μ は、式(7)で与えられる局所的な摩擦係数を次のように積分して求め

Fig.5 Relation between contact pressure and air film thickness

Fig.6 Relation between load ratio supported by asperities and air film thickness

られる。

$$\mu = \frac{\mu_c}{RB} \int_{RB/2}^{RH/2} \chi_c(x) dx \quad (16)$$

図6は式(12)及び式(13)で与えられる表面粗さの接触による荷重分担割合 χ_c の分布の様子を示したものである。これらの式に含まれるパラメータ α , β , γ , n はいずれも粗さの分布密度、ウェブの物性、表面粗さ高さ、荷重などの関数となるが、これらの値を実験あるいは理論によって直接決定することは現在のところ困難である。そこで、本論文では前述の標準試験結果に対して逆解析手法を適用することによりこれらのパラメータの値を推定する。すなわち、下記の評価関数 $f(X)$ を最小化するようなベクトル $X = (\alpha, \beta, \gamma, n)$ を見出すことにより、 α , β , γ , n の値を決定する。

$$f(X) = \sum_{i=1}^N \{ \mu_{ei} - \mu_{mi}(X) \}^2 \quad (17)$$

ただし、 μ_{ei} は標準試験による測定値を、 μ_{mi} は式(16)による計算値を、 N はデータ総数を示す。なお、ベクトル X の具体的な探索法として広域探索に適したGA法⁽⁸⁾を用いる。

表3にこのような方法によって推定した各パラメータの値を、図7に荷重分担割合 χ_c の推定結果を示す。なお、図中のガウス分布はDucoteyら⁽²⁾及びHashimotoら⁽³⁾の論文において用いられたモデルである。図から、PETとコート紙

の荷重分担割合 χ_c はいずれも非ガウスの分布をすることがわかる。また新聞印刷用紙については標準試験の範囲で $\chi_c=1$ である。

以上のような方法によりローラ径 R 、ウェブ張力 T 、ウェブ巻き角 B が与えられたとき、様々な送り速度 U 並びにウェブ幅 L についてウェブとローラ間の有効摩擦係数 μ を推定することが可能となる。

4. 結果と検討

第3章で述べた摩擦係数の理論モデルを用いてウェブ幅及びウェブ張力を変えたときの摩擦係数を計算し、測定結果との比較・検討を行ってその妥当性を検証する。また、ウェブ中央部における浮上量を計測し、浮上量と摩擦係数の関連を明らかにする。さらにウェブとローラ間の摩擦特性に及ぼす様々なパラメータの影響についても検討する。

図8はPETにおける結果である。ウェブ張力を $T=80\text{N/m}$ 、ウェブ巻き角を $B=60\text{deg}$ に固定し、ウェブ幅を $L=0.012\text{m}$ 、 0.020m 、 0.035m と変えたときの浮上量並びに摩擦係数とローラ速度の関係を示している。同図(c)はパラメータ α 、 γ 、 n の推定に用いた標準試験の結果であり、同図(a)及び(b)は図(c)のパラメータと同一の値を用いて新たに求めた結果である。いずれのウェブ幅についても計算値と測定値は良く一致しており、パラメータ α 、 γ 、 n の値はウェブ幅の影響をほとんど受けないことがわかる。なお、浮上量の図中に示した破線は前述のモデルIにおける $\alpha\sigma$ 並びに $\gamma\sigma$ の値である。 $h_0>\gamma\sigma$ の領域では完全な流体潤滑領域(図中の領域III)となり、摩擦係数は実質上零とみなせることがわかる。 $\alpha\sigma<h_0<\gamma\sigma$ の領域(図中の領域II)では摩擦係数の値は大きく変化し、混合潤滑状態となる。ウェブ幅が狭くなるほどこの領域が拡大し、ウェブ搬送上有利である。

図9及び図10はコート紙に対する結果である。図9はウェブ張力 $T=80\text{N/m}$ 、巻き角 $B=60\text{deg}$ の場合で、図(c)が標準試験結果である。同図(a)で $U>5\text{m/s}$ の速度領域において計

算値が測定値を上回っているが、この点を除けばすべてのウェブ幅に対して両者は良く一致していることがわかる。一方、図10はウェブ張力を $T=100\text{N/m}$ としたときの結果であり、同図(b)が標準試験結果を示している。この場合にはすべてのウェブ幅に対して計算値と測定値は良く一致している。これらの結果から、パラメータ α 、 β 、 γ 、 n の値はウェブ幅の影響をほとんど受けないことがわかる。コート紙の場合にはPETと異なり、境界潤滑領域(領域I)が比較的広く、またPETでは流体潤滑領域となる領域IIIでコート紙の摩擦係数の値は $\mu=0.1$ 前後となり、PETにおける流体摩擦係数($\mu\approx 0.02$)に比べてかなり大きな値となる。ローラ速度が増すにつれて張力により押しつぶされていた紙表面の繊維層が弾性回復し、PETでは完全な流体潤滑領域になるような大きな速度領域でも繊維の一部がローラ表面にか

Table3 Parameter's values determined by inverse analysis

Web material	Tension T N/m	α	β	γ	n
PET	80	0.99	—	10.01	3.01
Coated paper	80	0.99	2.21	4.02	1.99
Coated paper	100	1.61	3.71	5.78	1.52

Fig.7 Estimated distribution of load ratio supported by asperities based on the inverse analysis to standard tests

Fig.8 Variation of air film thickness and friction coefficient with roller velocity for PET ($T=80\text{ N/m}$, $B=60\text{ deg}$)

らまることにより、このように比較的大きな摩擦係数の値が維持されるものと思われる。一方、境界潤滑領域がPETに比べてかなり拡大する理由として、コート紙の透気性の影響が挙げられる。表2に示したようにコート紙の透気性は小さいが、ローラ速度が極めて遅い場合にはその影響が顕著に現れて図にみられるようにウェブが浮上し難いため境界潤滑領域がPETのような非透気性ウェブに比べて拡大することがわかる。また、ウェブ幅が狭くなるほど浮上量が減少し、かつウェブの透気性の影響もあいまって境界・混合潤滑領域(図中の領域Ⅰ・Ⅱ)が拡大する。ウェブ張力を大きくした $T=100\text{N/m}$ の場合にこの傾向が一層顕著に現れる。なお、図9と図10を比べた場合、境界摩擦係数 μ_c の値にかなり違いが現れており、図10に示す結果の値が図9に示す値よりも低い、これは湿度の違いによるものと解釈される。以上に示したように透気性を有するコート紙の摩擦特性は非透気性のPETとはかなり異っており、PETで

は完全な流体潤滑領域に属するようなローラ速度においてもコート紙では有効摩擦係数の値は $\mu=0.1$ 前後とかなり大きくなり、広範囲のローラ速度領域においてウェブ搬送が可能と考えられる。

図11は透気性の大きい新聞印刷用紙に対する結果で、ウェブ張力を $T=80\text{N/m}$ 、巻き角 $B=60\text{deg}$ とし、ウェブ幅を $L=0.012\text{m}$ 、 0.020m 、 0.035m と変化させている。同図(c)は標準試験における結果を示している。新聞印刷用紙では透気性が大きいためにウェブ面からの空気の流出が激しく、ローラ速度が増してもウェブはあまり浮上せず、高々ウェブとローラ表面の合成粗さ($\sigma=3.3\mu\text{m}$)程度である。したがってウェブとローラ間の摩擦状態は実験を行ったローラ速度範囲内で常に境界潤滑状態にあるため、摩擦係数の値はほぼ一定($\mu\approx 0.32$)となる。ウェブ幅を変えた同図(a)、(b)の場合についても全く同じ傾向がみられる。なお、ローラの低速域で摩擦係数が増加する傾向がみられるが、これは

Fig.9 Variation of air film thickness and friction coefficient with roller velocity for coated paper ($T=80\text{ N/m}$, $B=60\text{ deg}$)

Fig.10 Variation of air film thickness and friction coefficient with roller velocity for coated paper ($T=100\text{ N/m}$, $B=60\text{ deg}$)

Fig.11 Variation of air film thickness and friction coefficient with roller velocity for newsprint ($T=80$ N/m, $B=60$ deg)

前述の標準試験結果の図4(b)に対する説明と同じ理由によるものと考えられる。

以上に示したように、ウェブとローラ間の摩擦特性はウェブの種類や運転条件によって多様に変化するが、本報で提示した標準試験法とモデルⅠあるいはモデルⅡを組み合わせることにより、その変化を適確に捕まえることができるものと思われる。本モデルによれば、ウェブとローラ間の摩擦係数は、一般にローラ速度、ウェブ張力、ウェブ幅、ウェブとローラの合成表面粗さ、ウェブ透気率、接触圧力モデルに含まれる3~4個のパラメータ、ウェブとローラ間の境界摩擦係数などによって支配される。このうち、ローラ速度、ウェブ張力、ウェブ幅及びウェブとローラの合成表面粗さは能動的に変化させ得る設計パラメータであり、本モデルに基づいてこれらの値を最適に設計することにより、ウェブとローラ間で伝達される摩擦駆動力を効果的に制御することが可能と考えられる。また、ウェブの運動方程式に本モデルを組み込むことにより、ウェブの蛇行運動の解析やしわの発生限界の予測にも利用できるものと思われる。その詳細については続報において報告の予定である。

5. 結 言

本論文では、透気性の異なる3種類の代表的なウェブについて摩擦特性に関する標準試験を実施し、その結果に逆解析手法を適用してウェブとローラの表面粗さの接触によって支持される荷重分担割合を推定した。次に、これに基づいて摩擦係数を算出する方法を新たに提案し、計算結果と測定結果の比較・検討を行った。その結果得られた主な結論は以下のとおりである。

(1) PETにおける荷重分担割合 χ_c は本文のモデルⅠで、一方コート紙における荷重分担割合 χ_c はモデルⅡによって求められる。なお新聞印刷用紙については、本論文で扱ったローラ速度範囲内で常に境界潤滑状態にあり、荷重分担

割合 χ_c は1.0とみなせる。

(2) 標準試験結果に対して逆解析手法を適用することにより、モデルⅠ、Ⅱに含まれるパラメータの値を推定した。これに基づいて計算されたウェブとローラ間の有効摩擦係数はウェブ幅を変化させて行った実験値と良く一致することから、ウェブ幅がこれらのパラメータに及ぼす影響は小さいと考えられる。

(3) ウェブ幅を変化させた場合の計算結果と実験結果の比較から、本文で提示した標準試験法と理論モデルを組み合わせることにより、ウェブとローラ間の摩擦係数を定量的に予測・評価することが可能と考えられる。

(4) ウェブ幅、ウェブ張力、ローラ速度、ウェブとローラの合成表面粗さがウェブとローラ間の摩擦係数に及ぼす影響は大きい。したがって、これらの値を最適設計することにより、ウェブとローラ間で伝達される摩擦駆動力を能動的に制御することが可能と考えられる。

最後に本研究は科学研究費(基盤研究(c))(2), No. 11650156)並びに柔軟媒体搬送技術と学理に関する研究協力分科会(精密工学会)の研究補助金の補助の下に実施されたことを附記し、ここに謝意を表します。

文 献

- (1) 橋本・石川・中川, 本論文集(第1報)。
- (2) Ducotey, K. S. and Good, J. K., Trans. ASME, J. Tribology, 121-3(1999), 61.
- (3) Hashimoto, H. and Nakagawa, H., Trans. ASME, J. Tribology, 123-3(2001), 509.
- (4) Eshel, A. and Elrod, H.G., Trans. ASME, D, 87-4(1965), 831.
- (5) 曾田, 潤滑, 31-9(1986), 637.
- (6) Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P., Proc. Roy. Soc., London, A295(1966), 300.
- (7) Wu, Y. and Talke, F., Trans. ASME, J. Tribology, 118-2(1996), 376.
- (8) Hashimoto, H., Proc. Leeds/Lyon Symp. Tribology, (1998), 205.