

# Untersuchung von Papierzugvorrichtungen von Rollenrotationsmaschinen bei stationärem Bahntransport

Scheuter, Karl R.; Meißner, Eberhard; Sutanto, Judi

(1976)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00014145>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Report

Division: 16 Department of Mechanical Engineering

16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/14145>

---

Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren  
der Technischen Hochschule Darmstadt

Institutsdirektor: o. Prof. Dipl.-Ing. Karl R. Scheuter

Untersuchung von Papierzugvorrichtungen  
von Rollenrotationsmaschinen  
bei stationärem Bahntransport

von

Karl R. Scheuter, Eberhard Meißner und Judi Sutanto

Darmstadt 1976

Institutsbericht 2/1976

## Vorwort

Beim mehrfarbigen Rollenrotationsdruck wird Farbe um Farbe in zeitlichem und örtlichem Abstand auf die unter Spannung stehende laufende Papierbahn aufgebracht. Für den Passer ist der örtliche Dehnzustand der Bahn von ausschlaggebender Bedeutung. Der Dehnzustand hängt von den Eigenschaften der Papierzugeinrichtungen ab. Als solche wirken die am Druck beteiligten Zylinder wie auch die Zugwalzen. Im Folgenden wird über die Verhaltensweise der Systeme Zugwalze-Gegendruckwalze anhand des Beispielen Formzylinder-Presser und des Systemen Zugwalze-Zugrollen berichtet.

In (1) wurden bereits Angaben über die benutzte Meßeinrichtung veröffentlicht. Im vorliegenden Bericht sind alle diesbezüglichen für das Verständnis notwendigen Angaben eingearbeitet.

Finanzieller Träger des Forschungsvorhabens war die Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V. mit Zuwendungen des Bundeswirtschaftministeriums über die Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen (AIF).

## 1. Theoretischer Ansatz

Die aus der Mechanik bekannten Grundgesetze - Bewegungsgleichung, Kontinuitätsgleichung, Coulomb'sches Reibungsgesetz und Hooke'scher Ansatz - sind notwendig und hinreichend zur Beschreibung des Transportverhaltens einer elastischen Stoffbahn in einem System angetriebener, umschlungener Walzen (3). Mit Hilfe einiger Vereinfachungen, die im wesentlichen aus folgenden Annahmen bestehen

- 1) keine Querkontraktion der gespannten Stoffbahn ( $\nu \approx 0$ )
- 2) trockene Coulomb'sche Reibung zwischen Stoffbahn und treibender Oberfläche,

ist es möglich, eindimensional und anschaulich zu rechnen. Betrachtet man eine stationär durch die Druckmaschine laufende Papierbahn als ein strömendes Fluid, so fließt durch den Querschnitt  $A_1$  in der Zeiteinheit die Masse  $\rho_1 \cdot V_1 \cdot A_1$  und durch den Querschnitt  $A_x$  die Masse  $\rho_x \cdot V_x \cdot A_x$  (Abb. 1).

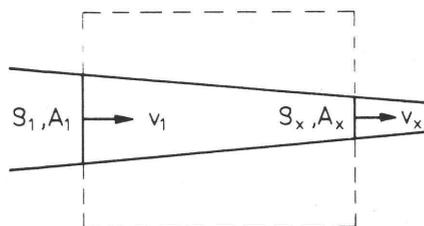


Abb. 1

Zur Kontinuitätsgleichung

Bei stationärer Bewegung der Bahn ändert sich der Massestrom nicht, so daß die Kontinuitätsgleichung

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_x V_x A_x \quad (1)$$

gilt. Die Dichten  $\rho_i$  hängen vom Dehnzustand ab.

Wegen Annahme  $\nu \approx 0$  gilt

$$\rho_i = \rho_0 \frac{1}{1+\varepsilon_i} \quad (2)$$

und

$$A_i = \text{konst.} = A_1 = A_x$$

Damit vereinfacht sich die Kontinuitäts-Gl. 1 auf

$$\frac{V_1}{1+\varepsilon_1} = \frac{V_x}{1+\varepsilon_x}$$

oder

$$\frac{1+\varepsilon_x}{1+\varepsilon_1} = \frac{V_x}{V_1} \quad (3)$$

Über den Hooke'schen Ansatz

$$\sigma_i = \varepsilon_i \cdot E \quad (4)$$

sind die Dehnungen mit den Spannungen verknüpft. Es gilt deshalb unter der Bedingung  $E = \text{konst}$

$$\frac{1 + \frac{\sigma_x}{E}}{1 + \frac{\sigma_1}{E}} = \frac{V_x}{V_1} = \frac{1 + \varepsilon_x}{1 + \varepsilon_1} \quad (5)$$

Diese Gleichung verknüpft die Dehnung bzw. die Spannung und die Laufgeschwindigkeit an einer beliebigen Stelle der Stoffbahn mit der Dehnung bzw. der Spannung und der Laufgeschwindigkeit an einer beliebigen anderen Stelle der Stoffbahn unter der vereinfachenden Voraussetzung, daß die Dehnungen quer zur Laufrichtung und der Querschnitt der Stoffbahn sich nicht ändern.

Die Gleichung zeigt, daß in der freien Bahn, in welche außer den vernachlässigbaren Luftkräften keine äußeren Kräfte eingeleitet werden, keine Zustandsänderung auftritt. In diesem Bahnbereich ist  $\varepsilon_1 = \varepsilon_x = \text{konst}$ ,  $\sigma_1 = \sigma_x = \text{konst}$  und  $V_1 = V_x = \text{konst}$ .

Änderungen dieser Größen können nur auftreten, wenn innerhalb eines Bahnabschnittes Klemmstellen auftreten, welche durch eine Anpreßkraft gekennzeichnet sind. In Druckmaschinen treten die in Abb. 2 dargestellten Grundtypen von Klemmstellen auf [2] .

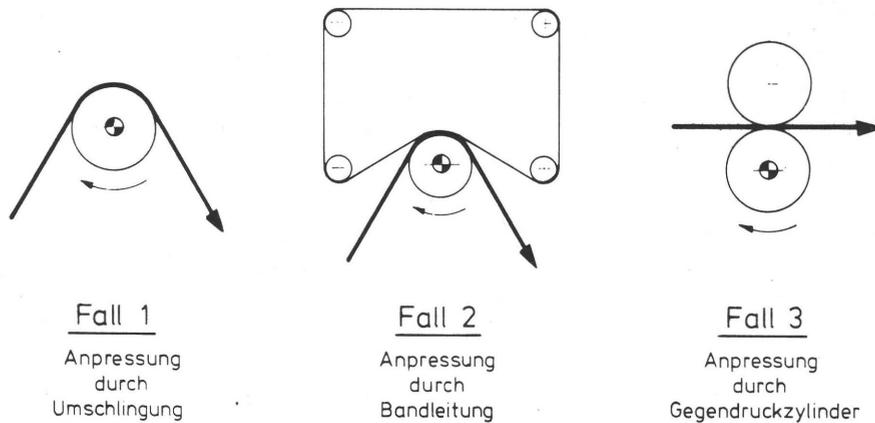


Abb. 2 Die Grundtypen der Klemmstellen

Angetriebene Kühlwalzen und oft auch noch Ein- und Auszugswerke sind dem Fall 1 zuzuordnen, Bandleitungen in Falzapparaten dem Fall 2. Der letzte Fall tritt in reiner Form nur selten auf, nämlich bei Gummi-gegen-Gummi-Druckwerken mit geradem Papierlauf. Alle übrigen Druckwerke, aber auch neuere Einzugswerke, sind als Kombinationen der Fälle 1 und 3 aufzufassen.

Mit der für die Funktion der Papierzugvorrichtungen notwendigen Voraussetzung, daß die Papierbahn nicht durchrutscht, läßt sich theoretisch beweisen, daß - unabhängig von der Art der Klemmstelle - beim stationären Bahntransport in Bewegungsrichtung gesehen am Eingang der Klemmstelle eine "Haftzone ohne Kraftänderung" auftritt, an die sich eine "Gleitzone mit Kraftänderung" anschließt, wenn unterschiedliche Bahnspannungen am Ein- und Ausgang vorliegen [2] . Die Verhältnisse sind in Abb. 3 für den Fall 1, Anpressung durch Umschlingung, dargestellt.

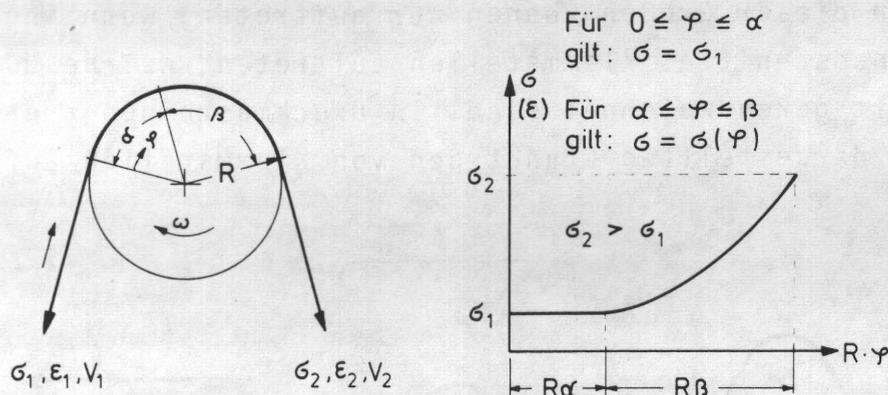


Abb. 3 Haftzone  $R \cdot \alpha$  und Gleitzzone  $R \cdot \beta$  bei stationärer Bewegung

Da in der Haftzone die Bahn sich auf der Oberfläche nicht verschiebt, gilt hier  $\varepsilon_x = \varepsilon_1$  und damit  $\sigma_x = \sigma_1$  und  $V_x = V_1$ .

Im Umschlingungsbereich, und in besonderem Maße wenn die Anpressung durch einen Gegendruckzylinder geschieht, wirkt eine zur Bahnoberfläche senkrechte Kraft, welche auf die Bahn zusammendrückt. Die Bahndicke sei im Bereiche der Umschlingung  $a \cdot \delta$ , wobei  $a \leq 1$ . Unter der Annahme, daß dann die Papierbahn sich wie ein homogener elastischer Körper verhält, gilt

$$V_x = V_1 = \omega \left( R + \frac{a \cdot \delta}{2} \right) = \omega R \left( 1 + \frac{a \cdot \delta}{2R} \right) \quad (6)$$

Zur theoretischen Erkenntnis gleicher Geschwindigkeit von Walzenoberfläche und Bahnoberfläche bei nicht im ganzen Klemmbereich rutschender Bahn liegen zwei Literaturstellen vor, die diese Probleme ansprechen. Tröndle [3] behauptet in seiner Dissertation, daß diese Annahme mit durchgeführten Messungen recht gut übereinstimmt. Allerdings macht er keine Aussagen über Versuchsbedingungen und -ergebnisse. Kornmann [4] weist experimentell an einer Paarung Polystyrolfolie - geschliffene Stahlwalze nach, daß im Umschlingungsbereich eine

Haftzone existiert, die jedoch nur in einem Fall (bei 120° Umschlingung) am Eingang festgestellt wurde. Sonst war die Haftzone von Gleitbereichen am Ein- und Ausgang der Umschlingung eingeschlossen. Diese Feststellung widerspricht jedoch den in [2] dargelegten energetischen Betrachtungen.

Die Tatsache, daß randscharf, d.h. schmitzfrei, gedruckt werden kann, ist eine praktische Bestätigung für das Haften. Gleichfalls zeigten Vorversuche mit Hilfe der in [1] beschriebenen Meßeinrichtung, daß die Bahnspannung vor dem Zugorgan von Variationen der Spannung nach dem Zugorgan nicht beeinflusst wird. Dies kann jedoch nur dann der Fall sein, wenn wirklich Haften auftritt.

Im Gleitbereich gilt die Eytelwein'sche Beziehung, und es ist:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x(\varphi) = \varepsilon_1 e^{\pm \mu(\varphi - \alpha)} \quad (7)$$

Am Ablaufpunkt hat die Bahn die Geschwindigkeit  $V_2$ , die ihr durch ein nachgeschaltetes Transportelement aufgezwungen wird.

Mit dem Gleitwinkel  $\beta$  gilt daher am Ablaufpunkt

$$\frac{1 + \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1} = \frac{1 + \varepsilon_1 e^{\pm \mu \beta}}{1 + \varepsilon_1} = \frac{V_2}{V_1} \quad (8)$$

## 2. Der Sonderfall Formzylinder - Presseur

Bei den für die Registerhaltigkeit ausschlaggebenden Druckwerken wird im allgemeinen der den Aufzug tragende Druckzylinder vor und nach der durch Anpressung erzeugten Klemmstelle umschlungen. Dieser Fall erfordert eine gesonderte Betrachtung, weil durch die erzwungene Verformung des Aufzuges dessen Oberflächengeschwindigkeit ausserhalb der Berührungszone von der Umfangsgeschwindigkeit des Formzylinders abweicht. Für den Fall des Tiefdruckwerkes, das im folgenden stellvertretend behandelt werden soll, liegen spezielle Untersuchungen vor (Abb. 4), die diesen Sachverhalt für den Fall eines inkompressiblen Aufzuges darstellen [5].

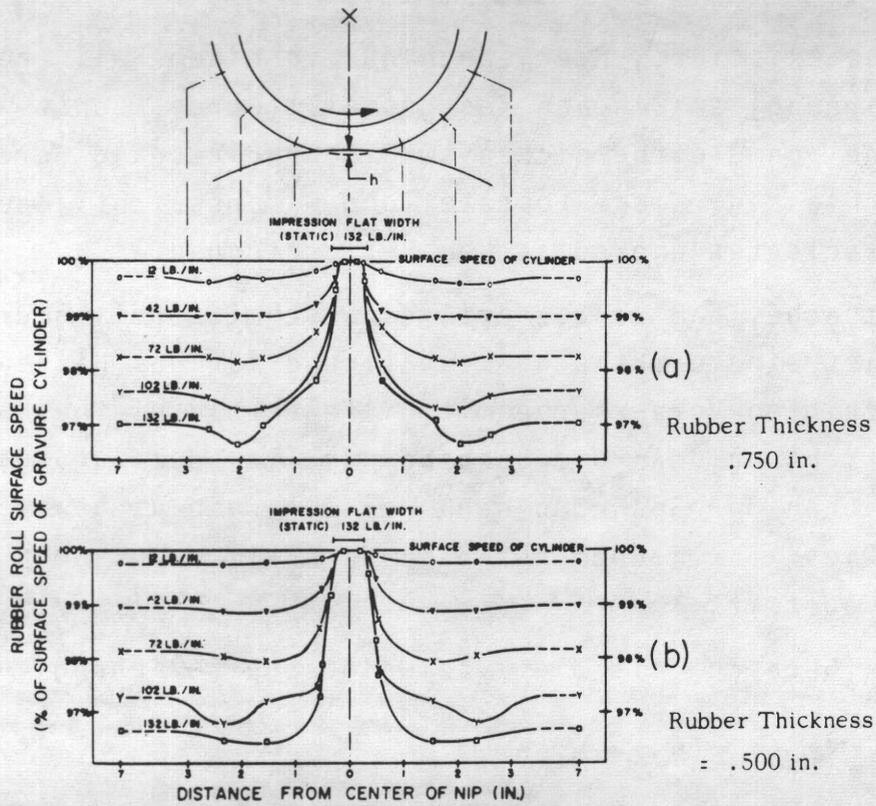


Abb. 4 Oberflächengeschwindigkeit von Presseuren (nach (5))

Die umschlingende Bahn durchläuft drei Winkelbereiche (Abb. 5) . Im Bereiche des Winkels  $\alpha$  bzw.  $\alpha'$ , der den Walzenspalt einschliesst, tritt Haftung auf. Die Bahngeschwindigkeit stimmt mit den Oberflächengeschwindigkeiten von Formzylinder und Presseur überein.

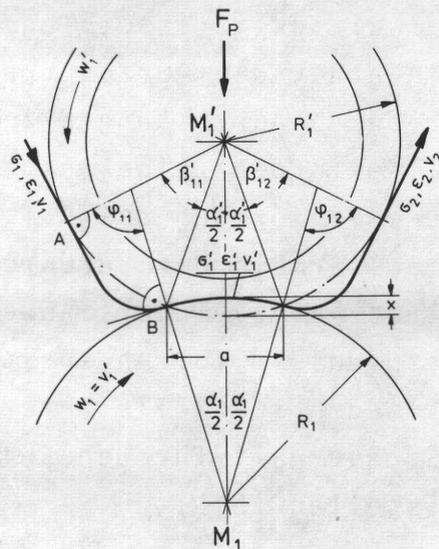


Abb. 5 Die Winkelverhältnisse im System Formzylinder-Presseur

Von besonderem Interesse ist der Winkelbereich  $\beta'_{11}$  am Einlauf. In diesem Bereiche beschleunigt sich die ungestörte Presseoberflächengeschwindigkeit  $W'_1 < W_1 = V'_1$  auf Geschwindigkeitsgleichheit im Spalt. In diesem Bereiche muß die Papierbahn gleiten. Dabei tritt eine Kraftänderung auf, welche sich in einer Dehnungsänderung der Bahn niederschlägt. Die Wirkung der Kraftänderung entspricht der Beschleunigungsrichtung der Presseoberflächengeschwindigkeit. Es wird also  $V'_1 > V_1$  und damit  $\epsilon'_1 > \epsilon_1$ . Im Winkelbereich  $\beta'_{12}$  dagegen verzögert sich die Oberflächengeschwindigkeit des Presseurs. Auch hier tritt eine Kraftänderung auf, die jedoch entgegen der Papierlaufrichtung wirkt. Es wird somit  $\epsilon_2 < \epsilon'_1$ .

Maßgeblich für die Dehnungsänderung ist neben dem Reibbeiwert  $\mu$  der Reibwinkel  $\varphi_{11} = \int \frac{ds}{\rho}$ . Dieser Reibwinkel ist definiert durch den Radius  $M_1A$  des Presseurs und dem Radius  $M_1B$  des Formzylinders. Die Punkte A und B sind der Auflaufpunkt der Bahn auf den Presseur und der Anfangspunkt der Spaltstelle. Analoges gilt für  $\varphi_{12}$ .

Der Zusammenhang zwischen der Dehnung  $\epsilon_1$  in der freien Bahn und der Dehnung in der Spaltstelle lautet damit

$$\epsilon'_1 = \epsilon_1 e^{\mu \varphi_{11}} \quad (9)$$

Der Zusammenhang mit der Bahngeschwindigkeit ist nach Gl. 4.1 gegeben durch

$$\frac{1+\epsilon'_1}{1+\epsilon_1} = \frac{1+\epsilon_1 e^{\mu \varphi_{11}}}{1+\epsilon_1} = \frac{V'_1}{V_1} = \frac{W_1}{V_1} \quad (10)$$

oder umgeformt

$$\phi = \frac{V_1 - W_1}{W_1} = \frac{1+\epsilon_1}{1+\epsilon_1 e^{\mu \varphi_{11}}} - 1 \quad (11)$$

Die Größe  $\phi$  wird oft als Förderabweichung, gelegentlich auch als Schlupf bezeichnet. Die letztere Bezeichnung ist irreführend und deshalb abzulehnen.

Die Förderabweichung bzw. die Geschwindigkeit der freien Bahn vor dem Druckwerk ist gegeben durch die - beim ersten Druckwerk vom Rollenabwickler aufgeprägten - Dehnung  $\epsilon_1$  der freien Bahn, dem Reibbeiwert  $\mu$  zwischen Papier und Presseurbezug und dem Reibwinkel  $\varphi_{11}$ . Letzterer ist abhängig von dem Winkel  $(\frac{\alpha_1'}{2} + \beta_{11}')$ , der von der Maschinengeometrie festgelegt ist, und der Zustellung  $x$ . Die Förderabweichung hängt deshalb grundsätzlich auch vom Presseurdruck  $F_p$  ab.

Für den betrachteten Fall des inkompressiblen Presseurs ist  $\phi < 0$ .

Die Förderabweichung als Folge der Umschlingung ist auch ein Maß für die bedruckte Länge  $L_0$  im spannungsfreien Zustand. Es gilt

$$\epsilon_1' = \frac{L_1' - L_0}{L_0} = \epsilon_1 e^{\mu \varphi_{11}} \quad (12)$$

Aus Gl. 11 gewinnt man durch Umformung

$$\epsilon_1 e^{\mu \varphi_{11}} = \frac{1 + \epsilon_1}{1 + \phi} - 1 \quad (11.1)$$

Durch Gleichsetzen ergibt sich schließlich mit  $L_1' = \pi R_1$  bei zwei Exemplaren auf dem Zylinderumfang

$$L_0 = \pi \cdot R \frac{1 + \phi}{1 + \epsilon_1} \quad (13)$$

Weil bei inkompressiblen Presseuren  $\phi < 0$  gilt, ist  $L_0 < \pi \cdot R$ .

Sind Förderabweichung  $\phi$ , Dehnung der freien Bahn  $\epsilon_1$ , und der Reibwinkel  $\varphi_{11}$  bekannt, dann kann mittels Gl. 11 der Reibbeiwert  $\mu$  zwischen Bedruckstoff und Presseuroberfläche bestimmt werden. Über Gl. 11.1 erhält man

$$\mu = \frac{1}{\varphi_{11}} \cdot \ln \cdot \frac{1}{\epsilon_1} \left( \frac{1 + \epsilon_1}{1 + \phi} - 1 \right) \quad (11.2)$$

$$= \frac{1}{\varphi_{11}} \cdot \ln \frac{W_1 / V_1 (1 + \epsilon_1) - 1}{\epsilon_1} \quad (11.3)$$

### 3. Messungen

Die Versuchsdruckmaschine mit ihren Meßeinrichtungen und deren Wirkungsweise wurde schon an anderer Stelle [1] beschrieben. Eine Skizze der Walzenanordnung soll zur Erläuterung der verwendeten Formelzeichen dienen (Abb. 6).

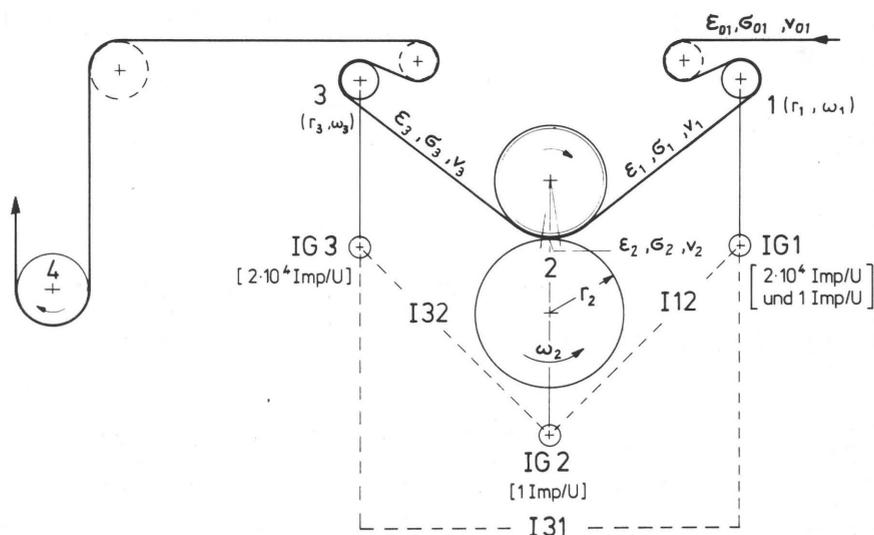


Abb. 6 Die Walzenanordnung der Versuchseinrichtung

Eine Voraussetzung zur Anwendung von Bahngleichung 5 ist die Bestimmung der Bahngeschwindigkeiten  $v_i$  ( $i=1,2,3$ ) in den jeweiligen Bahnabschnitten. Meßwalze 1 und 3 sind von der Stoffbahn mit  $180^\circ$  umschlungen. Da die Spannungsdifferenzen zwischen Ein- und Auslauf wegen der zu überwindenden Lagerreibung klein gegenüber den herrschenden Bahnspannungen sind, ist mit Sicherheit Haftreibung zwischen Papier und Walzenoberfläche vorhanden. Es erhebt sich aber die Frage, ob die Walzenumfangsgeschwindigkeit gleich der Bahngeschwindigkeit ist, also  $v = r \cdot \omega$ , oder ob zur Berechnung der Bahngeschwindigkeit noch der Abstand der neutralen Faser der Papierbahn von der Walzenoberfläche unter Berücksichtigung der Kompression als Folge der Anpreßkräfte hinzugezogen werden muß, also  $v = (r + \frac{a \cdot \delta}{2}) \omega$  gesetzt werden muß.

Mit der Annahme  $\frac{\delta}{R} \ll 1$ , die Brandenburg [2] voraussetzt, um die Bahn als "biegeschlaff" ansehen zu können, wird dieses Problem

zugunsten der Gleichheit von Bahn- und Walzenumfangsgeschwindigkeit beantwortet. Es bleibt aber offen, welche Größenordnung  $\frac{\delta}{R}$  haben sollte, um als sehr klein gegen Eins gelten zu können. Es ist sicher korrekter, wenn grundsätzlich auf jede Vereinfachung verzichtet wird. Dann gilt

$$V_1 = \left( r_1 + \frac{a_1 \delta}{2} \right) \omega_1 \quad (14.1)$$

$$V_2 = \left( r_2 + \frac{a_2 \delta}{2} \right) \omega_2 \quad (14.2)$$

$$V_3 = \left( r_3 + \frac{a_3 \delta}{2} \right) \omega_3 \quad (14.3)$$

In der Versuchsmaschine sind am Transport der Papierbahn nicht nur die Zugorgane (Walzen 2 und 4), sondern auch Leit- und Meßwalzen beteiligt. Wegen der zu überwindenden Lagerreibung wirken Kräfte auf die Papierbahn ein, die eine Spannungsdifferenz in der Bahn zwischen Ein- und Auslauf zur Folge haben. Die Berechnung dieser Differenz zeigt, daß die gegenüber dem in den Versuchen eingestellten Bahnspannungsniveau als vernachlässigbar klein betrachtet werden kann. Daher ist

$$\epsilon_{01} = \epsilon_1$$

$$\sigma_{01} = \sigma_1$$

$$V_{01} = V_1$$

Die Ausgänge der an den Walzen 1 - 3 angebrachten Impulsgeber IG 1 - 3 steuern drei Impulszähler in der Weise, daß ihre Anzeigenwerte I folgende Bedeutung haben:

$$I_{12} = 2 \cdot 10^4 \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (15.1)$$

$$I_{32} = 2 \cdot 10^4 \frac{\omega_3}{\omega_2} \quad (15.2)$$

$$I_{31} = 2 \cdot 10^4 \frac{\omega_3}{\omega_1} \quad (15.3)$$

Es lassen sich nun folgende Beziehungen zusammenstellen.

Aus den Gl. 14.1, 14.2 und 15.1 ergibt sich

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}}{r_2 + \frac{a_2 \delta}{2}} \cdot \frac{I_{12}}{2 \cdot 10^4} \quad (16)$$

und daraus für die Förderabweichung

$$\phi = \frac{V_1 - V_2}{V_2} = \frac{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}}{r_2 + \frac{a_2 \delta}{2}} \cdot \frac{I_{12}}{2 \cdot 10^4} - 1 \quad (17)$$

Gl. 11.3 liefert den Reibbeiwert

$$\mu = \frac{1}{\varphi_{11}} \ln \frac{1}{\varepsilon_1} \left[ \frac{r_2 + \frac{a_2 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \cdot \frac{2 \cdot 10^4}{I_{12}} (1 + \varepsilon_1) - 1 \right] \quad (18)$$

Aus den Gl. 14.1, 14.3, 15.1, 15.2, 15.3 und 4.1 kann abgeleitet werden

$$\begin{aligned} \frac{V_3}{V_1} &= \frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \frac{\omega_3}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \\ &= \frac{1 + \varepsilon_3}{1 + \varepsilon_1} = \frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \cdot \frac{I_{31}}{2 \cdot 10^4} = \frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \cdot \frac{I_{32}}{I_{12}} \end{aligned}$$

Mit dem Hooke'schen Ansatz  $\sigma = E\varepsilon$  ergeben sich daraus zwei Ausdrücke für den E-Modul, nämlich

$$E_{(1)} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1 \frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \frac{I_{32}}{I_{12}}}{\frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \frac{I_{32}}{I_{12}} - 1} \quad (19)$$

und

$$E_{(2)} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1 \frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \frac{I_{31}}{2 \cdot 10^4}}{\frac{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}}{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}} \frac{I_{31}}{2 \cdot 10^4} - 1} \quad (20)$$

Da alle zur Berechnung des E-Moduls benötigten Größen an der Versuchsmaschine gemessen werden konnten, ist es unter der Voraussetzung, daß die Größen  $a_1$ ,  $a_2$  und  $a_3$  bekannt sind, möglich, den E-Modul von Druckpapier unter Praxisbeanspruchung zu ermitteln. Der Vergleich zwischen den nach Gl. (19) und (20) berechneten Werten und einem E-Modul, der mit einer üblichen Meßmethode bestimmt wird, erlaubt Rückschlüsse auf die Anwendbarkeit der theoretischen Ansätze.

#### 4. Meßergebnisse

Da nur der Einfluß der mechanischen Elemente auf den Bahntransport untersucht werden sollte, wurden die Versuche ohne Farbe und ohne gravierten Formzylinder durchgeführt. Der Formzylinder war mit einer Chromschicht überzogen und hatte einen Durchmesser von 389,90 mm. Es wurde ein Presseur von 296 mm Durchmesser mit der Shore-Härte 85 verwendet. Zunächst wurde vor jedem Versuch die Achsenparallelität von Presseur und

Formzylinder überprüft. Dann erfolgte die Eichung der induktiven Wegmeßgeber und der beiden Bahnspannungsmeßgeräte. Danach wurde die Druckmaschine unter Versuchsbedingungen in Betrieb genommen, um die Funktionsfähigkeit der Meßgeräte zu überprüfen und um das Presseurmaterial und die Schmiermittel auf Betriebstemperatur zu bringen. Nach einer nochmaligen Überprüfung der Bahnspannungsmeßgeräte wurden dann die Versuche mit einer ungebrauchten Papierrolle durchgeführt. Verwendet wurde Offsetpapier von  $70 \text{ g/m}^2$  und Tiefdruckpapier von  $60 \text{ g/m}^2$  und  $70 \text{ g/m}^2$  Flächengewicht, das mehrere Monate im klimatisierten Versuchsraum ( $20^\circ\text{C}$ , 65% rel. Luftfeuchte) lagerte. Die Meßdaten wurden auf einem Schnelldrucker ausgegeben und zur weiteren Auswertung auf dem Fachbereichsrechner der TH auf Lochkarten übertragen.

Die kontinuierliche Aufzeichnung von Bahnspannungsmeßwerten mit Hilfe eines Lichtstrahl-Oszillographen zeigt, daß die Bahnspannung vor und hinter dem Tiefdruckwerk der Versuchsmaschine periodisch schwankt. Frequenz und Amplitude sind abhängig von der Maschinengeschwindigkeit, dem Presseurdruck und der mittleren Bahnspannung. Vergleicht man die digitalisierten mit den analogen Meßwerten, so kann zweierlei festgestellt werden:

1. Die Mittelwerte stimmen gut überein.
2. Die Extrema der digitalisierten Meßwerte erreichen nicht die Größenordnung der Extrema der analogen Werte.

Aus den aufgezeichneten, analogen Meßsignalen geht hervor, daß die Bahnspannung vor und hinter dem Druckwerk meistens phasenverschoben ist. In vielen Fällen steht einem Maximum in der Einlaufseite ein Minimum in der Auslaufseite und umgekehrt gegenüber. Dieses Verhalten hat Auswirkungen auf die Messungen der Geschwindigkeitsverhältnisse.

Betrachtet man die Änderungen der Bahnspannungen als quasi-stationär, so lassen sich die Gleichungen für den stationären Bahntransport anwenden. Es ist mit Gl. 14.1, 14.3 und 15.3

$$I_{31} = 2 \cdot 10^4 \cdot \frac{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}}{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}} \cdot \frac{E + \sigma_3}{E + \sigma_1} \quad (21)$$

Sieht man die Abweichung der Bahnspannung vom Mittelwert als Fehler an, so kann mit Hilfe der Fehlerrechnung die Auswirkung dieser Schwankungen auf das Geschwindigkeitsverhältnis bestimmt werden. Mit der Gleichung

$$|\Delta y| \leq \sum_{v=1}^n |\Delta x_v| \left| \frac{\partial f}{\partial x_v} \right| \quad (22)$$

wobei  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$  ist, wird der maximale Fehler  $\Delta y$  des berechneten Wertes ermittelt, der infolge der eingegebenen, unabhängigen Werte  $\Delta x_v$  entstehen kann.

Die Spannweite (= maximaler Fehler) von  $I_{31}$  als Folge der Bahnspannungsschwankungen ist demnach

$$\Delta I_{31} = \frac{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}}{r_3 + \frac{a_3 \delta}{2}} \cdot \frac{2 \cdot 10^4}{E + \sigma_1} (\Delta \sigma_3 + \frac{E + \sigma_3}{E + \sigma_1} \cdot \Delta \sigma_1) \quad (23)$$

Eine Überprüfung zwischen gemessenen und berechneten  $\Delta I_{31}$ -Werten ergab eine sehr gute Übereinstimmung bei Versuchen mit Papierbahnen von 0,4 m Breite, während bei doppelt so breiten Bahnen Abweichungen bis zu  $\Delta I_{31}$  gemessen  $\approx 3 \Delta I_{31}$  berechnet auftreten. Weiterhin war zwischen den Amplituden der Bahnspannungen und der Spannweite  $\Delta I_{31}$  kein eindeutiger Zusammenhang festzustellen. Größere Bahnspannungsschwankungen hätten größere  $\Delta I_{31}$  zur Folge haben müssen. Das war aber noch nicht einmal in der Tendenz zu beobachten.

Da entsprechend der Konzeption der Meßanlage die Meßwerte zeitlich nacheinander abgefragt und ausgedruckt wurden, war es nicht möglich, momentane, einander zugeordnete Zustandsgrößen der Bahn zu erfassen. Dadurch ergab die Auswertung von Einzelmessungen völlig unübersichtliche Verhältnisse.

Zur Verbesserung dieser Situation wurden die Meßwerte statistisch zusammengefaßt und ausgewertet. Dazu sind folgende Bemerkungen notwendig:

- a) Der berechnete Parameter einer Stichprobe, den man in der Statistik als geschätzten Parameter bezeichnet, ist dem wahren Werte des Parameters der Grundgesamtheit umso besser angenähert, je größer der Stichprobenumfang ist.
- b) Beim Durchlauf einer Rolle lassen sich wegen der begrenzten Papierlänge je nach Bahngeschwindigkeit entweder nur eine bestimmte Anzahl von Meßwerten ermitteln oder nur eine bestimmte Anzahl von Versuchsparametern variieren.
- c) Die Werte der einzelnen Meßgrößen streuen nicht immer exakt nach einer Gauß'schen Verteilungsfunktion. Dennoch wird angenommen, daß eine solche Verteilung vorliegt.

Der beste Schätzwert für die zentrale Lage einer solchen Verteilung ist der arithmetische Mittelwert, der zur Berechnung der interessierenden Größen, wie E-Modul, Reibungsbeiwert und Förderabweichung herangezogen wurde. Der Stichprobenumfang betrug für jeden eingestellten Versuchsparameter ca. 100 Meßwerte. Der aus den statistisch zusammengefaßten Werten, nach Gleichung (19) und (20) ermittelte E-Modul wurde u. a. für das verwendete Tiefdruckpapier von  $60 \text{ g/m}^2$  zu  $29300 \text{ kp/m}$  bestimmt. Zur Überprüfung dieses Wertes wurden Proben des verwendeten Papiers am Institut für Papierfabrikation der TH Darmstadt mit herkömmlichen Meßmethoden untersucht. Für das  $60 \text{ g}$ -Tiefdruckpapier stellte man nach der Kodak-Pathé-Methode (einer Art Biegesteifigkeitsmessung) einen E-Modul von ca.  $26300 \text{ kp/m}$  fest, während der durch Anlegen einer Tangente an die Kraft-Dehnungs-Kurve, die beim Zugversuch bis zur Bruchlast gewonnen wurde, bestimmte E-Modul ca.  $28000 \text{ kp/m}$  betrug.

Wie aus diesen Werten zu ersehen ist, stimmen die nach verschiedenen Methoden gewonnenen E-Module recht gut überein. Der an unserer Versuchsmaschine bestimmte, gegenüber den anderen Meßprinzipien etwas höhere E-Modul läßt sich aus der

Tatsache erklären, daß Papier sich viskoelastisch verhält, d. h. die Beanspruchungsgeschwindigkeit spielt eine wesentliche Rolle im Kraft-Dehnungsverhalten. Die höherfrequenten Bahnspannungsschwingungen in der Versuchsmaschine sind sicherlich die Ursache für das gegenüber einer statischen Beanspruchung steifere Verhalten von Papier. Bei der Messung nach der Kodak-Pathé-Methode wird das Papier durch eine rein statische Kraft gedehnt, so daß hier der niedrigste E-Modul gemessen wird. Zum anderen ändert sich der E-Modul über der abgewickelten Papierlänge.

Da es nicht möglich war, bei laufendem Versuch regelmäßig Proben für die Vergleichsmessungen zu entnehmen, sind die Vergleichswerte nicht für die gesamte Papierbahn repräsentativ.

Der nach Gl. (19) und Gl. (22) bestimmte maximale relative Fehler richtet sich wesentlich nach der eingestellten Bahnspannungsdifferenz  $\sigma_3 - \sigma_1$ , wie aus Abb. 7 zu ersehen ist.

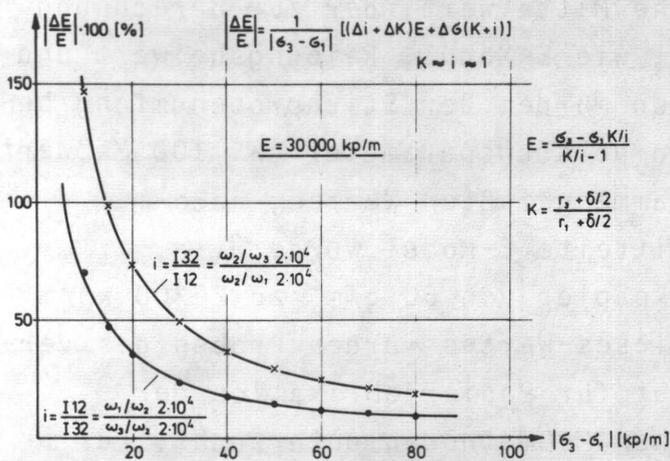


Abb. 7

Der maximale relative Fehler in Abhängigkeit von der eingestellten Spannungsdifferenz  $\sigma_3 - \sigma_1$

Die Werte für beide Kurven wurden mit der Annahme errechnet, daß die Durchmesser der Meßwalzen und die Papierdicke auf  $\pm 0,01 \text{ mm}$  (Meßgenauigkeit einer Mikrometerschraube) und die Bahnspannung auf  $\pm 0,5 \text{ kp/m}$  genau festgestellt werden konnte. Der Fehler eines Impulzählers wird mit  $\pm 1 \text{ Digit}$  angegeben.

Interessant ist der Einfluß der Einzelfehler auf den Gesamtfehler. Z.B. ergibt sich für die Anordnung nach Abb. 6 bei  $\sigma_3 - \sigma_1 = 37 \text{ kp/m}$  ein Gesamtfehler von 19,0%, der sich zusammensetzt aus 13,5% Fehler, also ca. 2/3 des Gesamtfehlers, durch

die Messung der Walzendurchmesser und der Papierdicke, aus 2,8% Fehler durch die Meßgenauigkeit des Impulsmeßgerätes und 2,7% Anteil durch Ungenauigkeiten der Bahnspannungsmessung. Die Relation der einzelnen Fehleranteile zueinander verändert sich bei unterschiedlichen Bahnspannungsdifferenzen  $\sigma_3 - \sigma_1$  nicht.

Der E-Modul des 60 g-Tiefdruckpapiers wurde mit Bahnspannungsdifferenzen zwischen 30 und 40 kp/m ermittelt. In Anbetracht des für diesen Spannungsbereich geltenden maximalen relativen Fehlers der Meßanlage von ca. 20% und den oben genannten Bemerkungen in Bezug auf den Einfluß der Beanspruchungsgeschwindigkeit ist eine sehr gute Übereinstimmung mit den nach anderen Meßmethoden bestimmten E-Moduli festzustellen. Damit darf auch der experimentelle Nachweis als erbracht gelten, daß die zur Herleitung der Theorie des Papierbahntransportes getroffenen Annahmen und Vereinfachungen für praktische Berechnungen brauchbar sind.

Der Einfluß des Transportelementes Presseur auf den Dehnungs- und Geschwindigkeitszustand der Papierbahn wurde bisher mit der Überlegung berücksichtigt, daß durch Gleitreibung in der Einlaufumschlingungszone am Presseur die Bahn eine Veränderung ihrer Zustandswerte  $\epsilon$  und  $v$  erfährt, d.h. eine Förderabweichung auftritt.

Es ist aber weiterhin anzunehmen, daß auch durch Vorgänge in der Klemmzone die Zustandswerte sich ändern. Einmal wird dort durch den aufgebrauchten Presseurdruck die Papierdicke vermindert, was, außer Auswirkungen auf die Geschwindigkeitsmessung, wie es in Gl.(14.2) durch den Faktor  $a_2$  berücksichtigt wird, u.U. auch eine zusätzliche Dehnung in Längsrichtung zur Folge haben kann. Weiterhin ist nach theoretischen Untersuchungen von Bental und Johnson [6] und experimentellen Ergebnissen von Kornmann [4] damit zu rechnen, daß nicht in der gesamten Klemmzone Haftung zwischen Papier und Formzylinder vorhanden ist, sondern daß an den Rändern der Klemmzone Schlupf auftreten kann. Die dort wirkenden Tangentialkräfte würden den Dehnungszustand der Papierbahn beeinflussen.

Um die durch Gleitreibung in der Presseurumschlingungszone bedingten Vorgänge auszuschalten und nur den Einfluß am Rande der Klemmzone zu untersuchen, wurden Versuche unter Variation von Presseurdruck und Einlaufspannung  $\sigma_1$  durchgeführt, bei denen der Formzylinder am Ein- und Auslauf mit je  $30^\circ$  von der Papierbahn umschlungen war.

Die Förderabweichung war definiert als

$$\Phi = \frac{v_1 - v_2}{v_2} = \frac{v_1}{v_2} - 1$$

Mit den Gl. (14.1), (15) und (16.1) ergibt sich daraus

$$\Phi = \frac{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}}{r_2 + \frac{a_2 \delta}{2}} \cdot \frac{112}{2 \cdot 10^4} - 1 \quad (24)$$

In dieser Gleichung treten die relativen Kompressibilitäten in Form der Größen  $a_1$  und  $a_2$  auf. Zu ihrer Festlegung wurde auf Untersuchungsergebnisse der Fogra [7] zurückgegriffen. Tiefdruckpapiere weisen bei einer Pressung von  $50 \text{ kp/cm}^2$  eine relative Kompressibilität von ca. 20%, welche nicht linear von der Pressung abhängt, auf. Der größte Anteil der Verformung wird schon bei geringer Pressung erzielt. Zur Auswertung der Messungen nach Gl. (24) wurde  $a_1 = 0,94$  bei Pressung ausschließlich durch Umschlingung und  $a_2 = 0,85$  für Pressung durch Gegendruckkörper gewählt. Zu dieser Wahl muß bemerkt werden, daß ihr Einfluß auf den Fehler erheblich geringer ist als die begrenzte Genauigkeit der Durchmesserbestimmung der beteiligten Walzen.

Die Auswertung ergibt folgendes Bild.

Mit steigender Druckspannung  $F_p$ , d.h. mit steigender Zustellung  $x$ , wird die im ganzen Bereiche negative Förderabweichung immer stärker, die Geschwindigkeit  $v_1$  der freien Bahn vor dem Zugorgan also immer kleiner (Abb. 8) Der in Abb. 4 erkennbare scharfe

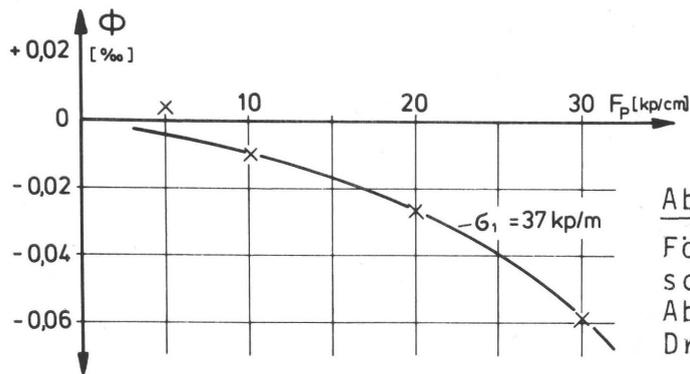


Abb. 8

Förderabweichung  $\phi$  bei umschlungenem Formzylinder in Abhängigkeit von der Druckspannung  $F_p$

Geschwindigkeitsanstieg der Presseoberfläche in der Randzone unmittelbar vor der Haftzone (Abb. 9) wirkt sich - wenn auch nur in dem kleinen Bereich, in welchem das Papier die Kompression erfährt - spürbar aus.

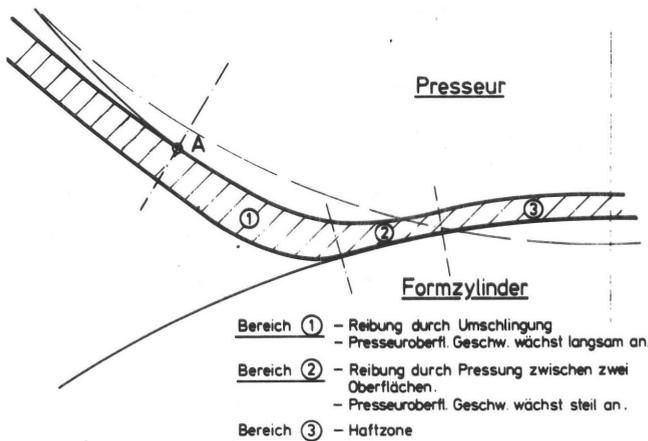


Abb. 9

Gleit-, Rand- und Haftzone

Wird die Bahnspannung  $\sigma_1$  variiert (Abb. 10), dann strebt die negative Förderabweichung  $\phi$  mit steigender Bahnspannung gegen den Wert  $\phi = 0$ . Erklärlich ist diese Verhaltensweise, wenn beachtet wird, daß die Reibung auf dem Zylinder mit steigender Bahnspannung steigt und schließlich den Einfluß der Reibung am Presseur überwiegen wird. Es ist eine - zwar nicht bewiesene - Grenz-Bahnspannung zu erwarten, bei deren weiterer Erhöhung und solange kein Durchrutschen der Bahn auftritt, keine Förderabweichung mehr auftritt.

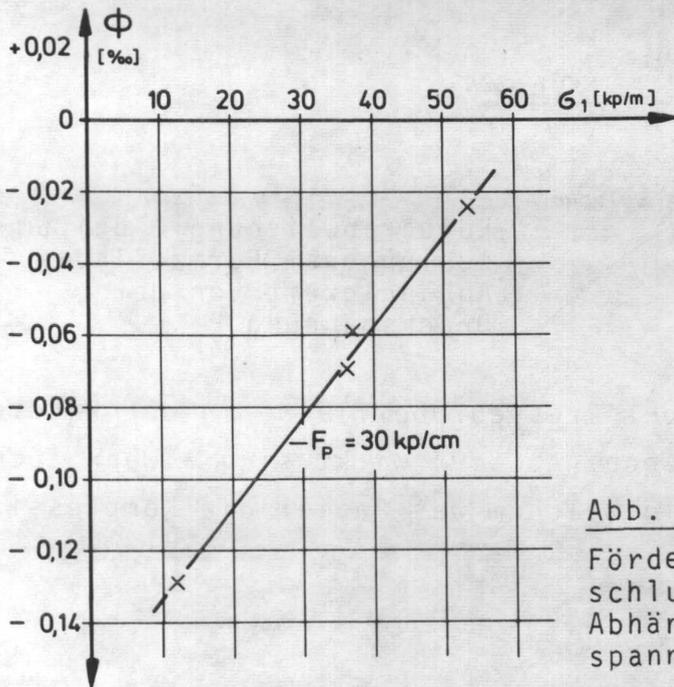


Abb. 10

Förderabweichung  $\phi$  bei umschlungenem Formzylinder in Abhängigkeit von der Bahnspannung  $\sigma_1$

Wird der Presseur umschlungen, wie das in der Druckmaschine üblich ist, dann ist die Abhängigkeit der Förderabweichung von der Druckspannung  $F_p$  bzw. von der Zustellung  $x$  die gleiche wie bei umschlungenem Formzylinder, jedoch ist die negative Förderabweichung erheblich stärker (Abb. 11).

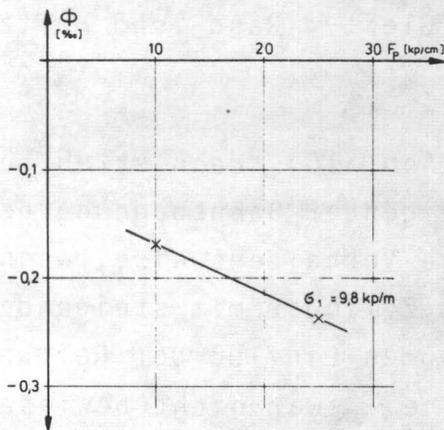


Abb. 11

Förderabweichung  $\phi$  bei umschlungenem Presseur in Abhängigkeit von der Druckspannung  $F_p$

Die Abhängigkeit der Förderabweichung von der Bahnspannung  $\sigma_1$  hingegen ist qualitativ völlig anders als beim umschlungenen Formzylinder.

Die Messungen des GRI [5] (Abb. 4) zeigen, daß die Papierbahngeschwindigkeit in der Umschlingungszone größer als die Oberflächen- geschwindigkeit des Presseurs ist. Daher wirken die Gleitreibungskräfte, ebenso wie auch die durch Presseurverformung bedingten Tangentialkräfte in der Randzone vor der Haftzone entgegen der Bewegungsrichtung, sodaß sich beide Kräfte summieren. Eine Erhöhung der Einlaufspannung führt daher durch die ansteigenden Gleitreibungskräfte, die in diesem Fall die Bahndehnung vergrößern, zu einer wachsenden Geschwindigkeitsdifferenz. Die negative Förderabweichung wird also immer stärker (Abb. 12).

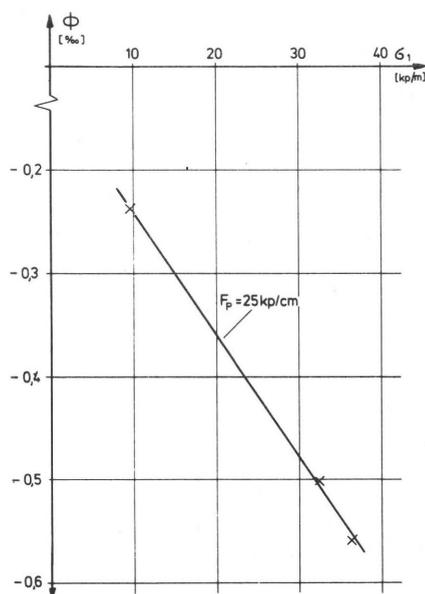


Abb. 12

Förderabweichung  $\Phi$  bei umschlungenem Presseur in Abhängigkeit von der Bahnspannung  $\sigma_1$

Allgemein ist festzustellen, daß in keinem der beschriebenen Fälle eine signifikante Abhängigkeit der Meßwerte von der Laufgeschwindigkeit, welche im Bereich von 1 m/sec bis 6 m/sec variiert wurde, festgestellt werden konnte.

Es wurde dargelegt, daß die Randzone vor der eigentlichen Haftzone einen merklichen Einfluß hat auf die Größe der Förderabweichung. Dies läßt sich auch ableiten, wenn man die Gl. (11.2)

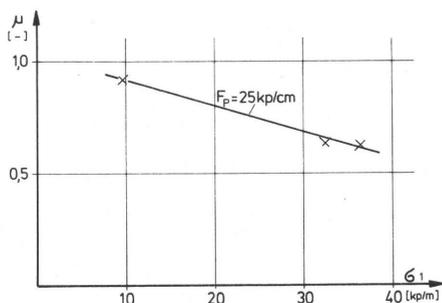


Abb. 13

Scheinbarer Reibungsbeiwert  $\mu$  (Papier-Presseur) in Abhängigkeit von der Bahnspannung  $\sigma_1$

bzw. (11.3) ausgewertet, also den Reibbeiwert  $\mu$  bestimmt. Es zeigt sich, daß dieser Wert mit steigender Bahnspannung  $\sigma_1$  sinkt (Abb. 13), mit steigender Druckspannung jedoch zunimmt (Abb. 14).

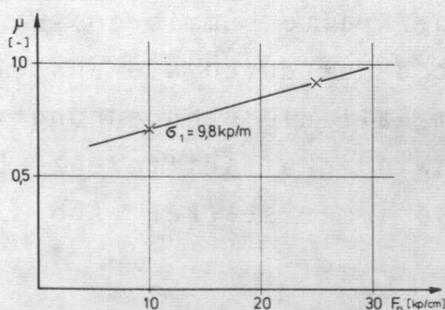


Abb. 14

Scheinbarer Reibungsbeiwert  $\mu$  (Papier-Presser) in Abhängigkeit von der Druckspannung  $F_p$

Der Reibbeiwert, der durch Auswertung der Gl. (11.2) bzw. (11.3) gewonnen wurde, beinhaltet auch den Einfluß der Randzone. Nimmt man vereinfachend an, daß dieser Einfluß unabhängig vom Einfluß der Gleitzone sei, so findet man leicht einen neuen Ansatz für die Förderabweichung, nämlich

$$\Phi = \frac{V_1 - W_1}{W_1} = \frac{1 + \epsilon_1}{1 + \epsilon_1 e^{\mu \varphi_{11}}} (\Phi_0 + 1) - 1 \quad (11.4)$$

und für den Reibbeiwert

$$\mu = \frac{1}{\varphi_{11}} \ln \frac{1}{\epsilon_1} \left[ (1 + \epsilon_1) \frac{\Phi_0 + 1}{\Phi + 1} - 1 \right] \quad (11.5)$$

In diesen Gleichungen ist  $\Phi_0$  die Förderabweichung, welche allein auf den Einfluß der Randzone zurückzuführen ist. Sie kann aus den Abb. 8 und 10 durch Interpolation näherungsweise gewonnen werden. Die Auswertung führt dann zu Reibbeiwerten, welche in der Größenordnung  $\mu \approx 0,6$  liegen und weder von der Bahnspannung  $\sigma_1$  noch von der Druckspannung  $F_p$  stark beeinflußt werden. Sie wären im Gegensatz zu den scheinbaren Reibbeiwerten, welche in den Abb. 13 und 14 dargestellt sind, als wahre Reibbeiwerte zu bezeichnen. Über Reibbeiwerte zwischen Papier und Elastomeren liegt kein gesichertes Wissen vor. Reibungsuntersuchungen wurden vorwiegend an den Stoff-

paarungen Papier-Stahl durchgeführt (4), (8). Der Vergleich der aus den Messungen am Zugorgan gewonnenen Werte mit den publizierten Werten läßt jedoch die Annahme zu, daß der gefundene wahre Reibbeiwert den wirklichen Verhältnisse im Zugorgan etwa gerecht wird.

Für die Vorausberechnung der Förderabweichung  $\Phi$  kann also Gl. (11) dienen, wobei der aus den Abb. 13 und 14 gewonnene scheinbare Reibbeiwert einzusetzen ist, oder es kann die Gl. (11.4) herangezogen werden, wobei der wahre Reibbeiwert  $\mu \approx 0,6$  und die aus den Abb. 8 und 10 gewonnene Förderabweichung  $\Phi_0$  einzusetzen sind.

#### 5. Sonderfall Zugwalze - Zugrollen

Zugorgane, bestehend aus einer meist schwach umschlungenen Zugwalze mit wenigen über die Breite  $b$  verteilten Zugrollen, finden sich in Druckmaschinen häufig. Wegen der geringen Umschlingung ist ihr Transportvermögen bestimmt durch das Produkt der Anpreßkraft  $F_R$  der Einzelrolle und der Zahl  $n$  der Rollen. Es gilt also solange kein Gleiten unter den Rollen stattfindet

$$(\sigma_1 - \sigma_3)b \leq n F_R \cdot \mu_0 \quad (25)$$

Es tritt keine über die Bahnbreite definierte Haftzone auf. Wegen der geringen Umschlingung kann zwischen den Rollen Gleiten auftreten. Aus dem Kräftespiel in den diskreten Klemmzonen kann kein Rückschluß auf die Förderabweichung  $\Phi$  gezogen werden.

Im Ausdruck für die Förderabweichung muß die Geschwindigkeit  $v_2$ , die für die haftende Bahngalt, ersetzt werden durch die Umfangsgeschwindigkeit  $w$  der treibenden Zugwalze. Damit wird die Förderabweichung zu

$$\Phi = \frac{v_1 - w}{w} \quad (26)$$

Abb. 15 zeigt, daß mit zunehmender Spannungsdifferenz  $\sigma_1 - \sigma_3$  die negative Förderabweichung immer größer wird, d.h. daß die Geschwindigkeit  $v_1$  der freien Bahn vor dem Zugelement stark abnimmt. Die

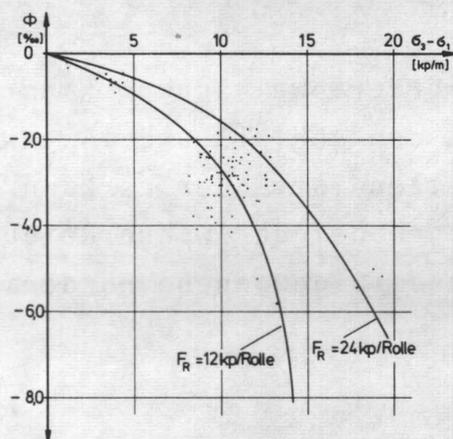


Abb. 15

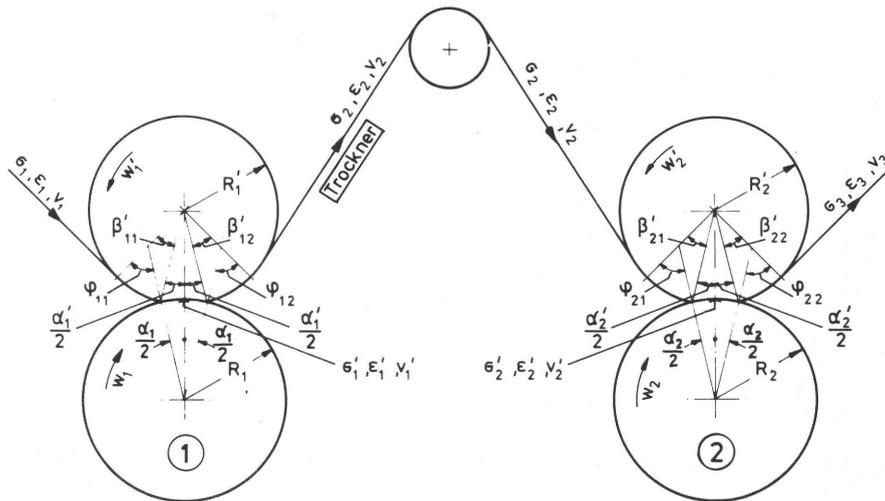
Förderabweichung  $\Phi$  des Systems Zugwalze-Zugrollen (Bahnbreite 0,89 m, 3 Zugrollen, Umschlingungswinkel  $\alpha_1 = \alpha_3 = 15^\circ$ ) in Abhängigkeit von der Spannungsdifferenz  $\sigma_3 - \sigma_1$

Förderabweichungen sind um ein vielfaches größer als beim vergleichbaren System Formzylinder-Pressueur mit umschlungenem Formzylinder. Es zeigt sich gleichfalls, daß eine höhere Rollenkraft  $F_R$  zu einer geringeren Förderabweichung führt, was im Gegensatz steht zur Verhaltensweise des Systems Formzylinder-Pressueur (Abb. 8). Bei diesem System vergrößert sich die negative Förderabweichung mit zunehmender Druckspannung. Diese Abweichung entbehrt einer verbindlichen Erklärung. Sie mag damit im Zusammenhang stehen, daß eine schmale Rolle sicher keine als zweidimensional zu betrachtende Druckspannung erzeugt, sodaß bei unterschiedlichen Rollenkräften die Ausgleichvorgänge mit den gleitenden Bereichen der Bahn zwischen den Rollen unterschiedlich ablaufen können.

Jedenfalls bestätigt sich, daß das Zusammenspiel von Systemen Zugwalze-Zugrolle und Systemen Formzylinder-Pressueur - wie die Erfahrung längst gezeigt hat - mit Schwierigkeiten verbunden sein kann.

## 6. Erweiterung der theoretischen Ansätze

Es soll im folgenden eine aus mehreren Druckwerken bestehende Tiefdruck-Rotationsmaschine betrachtet werden, von welcher in Abb. 16 zwei Druckwerke schematisch dargestellt sind. Es stellt



Ab.. 16 Schema einer Mehrfarben-Tiefdruck-Rollenrotationsmaschine

sich die Frage nach den Formzylinderradien  $R_i$ , die notwendig sind, um passierhaltig drucken zu können. Der Begriff passierhaltig bezieht sich dabei auf die im ungespannten Zustand gemessene Bildlänge  $B_0$  der einzelnen Teilbilder eines Mehrfarbendruckes bzw. auf die entsprechenden Bildlängen von Schön- und Widerdruck. Der Begriff umfasst also nicht mögliche gegenseitige Verschiebungen der Teilbilder, die als Registerfehler gekennzeichnet sein mögen.

Damit Passierhaltigkeit gegeben ist, muß

$$B_{01} = B_{02} = \dots = B_{0i} = \dots = B_{0n} \quad (27)$$

sein.

Verfolgt man den Lauf des Papiere durch die Tiefdruckmaschine, dann stellt man fest, daß nach jedem Druckwerk ein Trockner folgt, in welchem der Lösemittelanteil der Druckfarbe bis auf

einen geringfügigen Restbestand mittels Warmluft zum Verdunsten gebracht wird. Dabei muß - wenn keine Zwischenfeuchtung vorgesehen ist - mit Schrumpfen der Bahn gerechnet werden. Die ungestreckte Länge  $L_0$  ist keine Konstante mehr, sondern nimmt von Druckwerk zu Druckwerk ab, d.h.

$$L_{01} \neq L_{02} \neq \dots \neq L_{0i} \neq \dots L_{0n}$$

Das Schrumpfen sei definiert zu

$$\Delta \varepsilon_{0i} = \frac{L_{0,i+1} - L_{0i}}{L_{0i}} \quad (28)$$

Zwischen der ungestreckten Bildlänge  $B_{0i}$  und der ungestreckten Länge  $L_{0i}$  gilt dann die Beziehung

$$B_{0i} = L_{0i}(1 + \Delta \varepsilon_{0i}) \quad (29)$$

Die Dichte im ungespannten Zustand ist ebenfalls keine Konstante mehr. Für sie gilt

$$\rho_{01} \cdot L_{01} = \rho_{02} \cdot L_{02} = \dots = \rho_{0i} \cdot L_{0i} = \dots = \rho_{0n} \cdot L_{0n} \quad (30)$$

Die Dichte im gespannten Zustand war

$$\rho_i = \frac{\rho_{0i}}{1 + \varepsilon_i} \quad (2)$$

Mit Gl. 4 wird nun

$$\rho_{i+1} = \frac{\rho_{0,i+1}}{1 + \varepsilon_{i+1}} = \frac{\rho_{0,i}}{1 + \varepsilon_{i+1}} \frac{L_{0i}}{L_{0,i+1}}$$

Unter Benutzung von Gl. 28 folgt schließlich

$$\rho_{i+1} = \frac{\rho_{0i}}{(1 + \varepsilon_{i+1})(1 + \Delta \varepsilon_{0i})} \quad (31)$$

Die Kontinuitätsgleichung läßt sich nun neu anschreiben, dabei ist die Querschnittsfläche  $A_i = \text{konst}$  angenommen. Dann gilt schließlich

$$\frac{(1 + \varepsilon_{i+1})(1 + \Delta \varepsilon_{0i})}{1 + \varepsilon_i} = \frac{V_{i+1}}{V_i} \quad (32)$$

Für die Haftzonen zweier sich folgender Druckwerke folgt daraus mit  $\omega = \text{konst}$

$$\frac{R_{i+1}}{R_i} = \frac{(1 + \varepsilon'_{i+1}) (1 + \Delta \varepsilon_{0i})}{1 + \varepsilon'_i} \quad (33)$$

Es müssen nun die Dehnungen in den beiden Haftzonen bestimmt werden und zwar unter Berücksichtigung der Umschlingung. Zur Vereinfachung der Indizierung wird im folgenden  $i=1$  gesetzt. Damit kann zu weiteren Ableitungen die Abb. 16 direkt benutzt werden. Es gilt

$$\varepsilon'_1 = \varepsilon_1 \cdot e^{\mu \varphi_{11}} \quad (34.1)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon'_1 \cdot e^{-\mu \varphi_{12}} \quad (34.2)$$

$$\varepsilon'_2 = \varepsilon_2 \cdot e^{\mu \varphi_{21}} = \varepsilon_1 \cdot e^{\mu(\varphi_{11} - \varphi_{12} + \varphi_{21})} \quad (34.3)$$

Aus Gl. 8 entsteht dann

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{(1 + \varepsilon_1 \cdot e^{\mu(\varphi_{11} - \varphi_{12} + \varphi_{21})}) (1 + \Delta \varepsilon_{01})}{1 + \varepsilon_1 \cdot e^{\mu \varphi_{11}}} \quad (35)$$

Damit sind alle Radienverhältnisse unter der Berücksichtigung der Umschlingungen und der Schrumpfung in den Trocknern gegeben. Das folgende Beispiel soll zeigen, daß Gl. 35 praxismgerechte Aussagen liefert.

Aus den in Abb. 17 gegebenen Daten folgen vorerst die Reibwinkel, nämlich  $\varphi_{11} = \varphi_{21} = 26,2^\circ$  und  $\varphi_{1,2} = 8,7^\circ$ . Der scheinbare Reibwert zwischen Papier und Presseur möge entsprechend den Meßresultaten zu  $\mu = 0,7$  festgesetzt werden. In Gl. 35 eingesetzt folgt

$$\frac{R_2}{R_1} = 1,000\ 328 (1 + \Delta \varepsilon_{01})$$

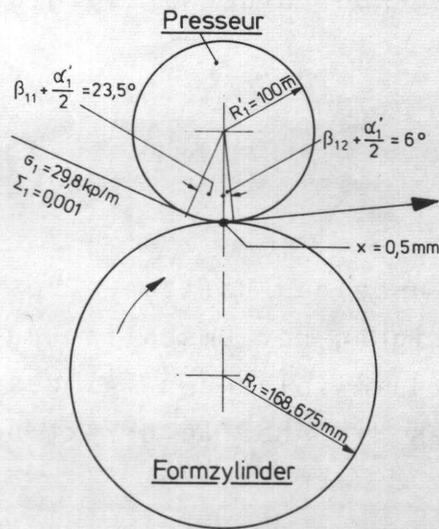


Abb. 17  
Schema eines Druckwerkes

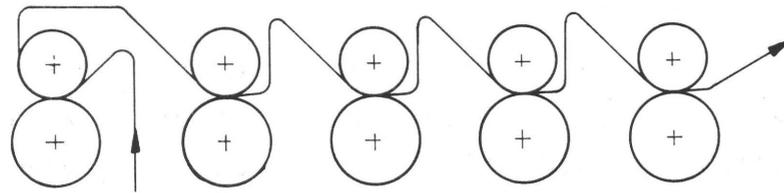
Die Schrumpfung  $\Delta \epsilon_{01}$  hängt von der Intensität der Trocknung ab. Im Falle eines reinen Textdruckes wird praktisch mit Raumtemperatur getrocknet und deshalb der Wasserhaushalt des Papiers kaum gestört. Die Schrumpfung kann näherungsweise zu  $\Delta \epsilon_{01} = 0$  gesetzt werden. Es wird dann

$$\frac{R_2}{R_1} = 1,000\ 328$$

Im Falle des Farbendruckes kann die Schrumpfung nicht mehr vernachlässigt werden. Verbindliche Schrumpfdaten sind nicht bekannt, doch bietet [9] Anhaltspunkte. Es scheint möglich zu sein, daß die Schrumpfung während der kurzen Trockendauer ein Drittel eines Promilles erreichen kann. Mit  $\Delta \epsilon = 0,000\ 328$  wird jedoch

$$\frac{R_2}{R_1} = 1$$

Im Falle eines Druckes mit Text-Schöndruck und 4-Farben-Widerdruck ergäben sich die Radienverhältnisse, wie sie in Abb. 18 darge-



$R_{\text{gerechnet}}$ 168,675	168,73	168,73	168,73	168,73 [mm]
$R_{\text{Praxis}}$ 168,675	168,74	168,74	168,74	168,74 [mm]

Abb. 18 Gerechnete und praxisgemäße Zylinderradien

stellt sind. Es finden sich darin auch die Radien, die in der Praxis tatsächlich angewendet werden. Die gute Übereinstimmung zeigt, daß Ansätze und Meßresultate zumindest qualitative Aussagen ermöglichen.

## Zusammenfassung

Anhand einer besonderen Versuchseinrichtung wurde das Transportverhalten von Papierzugvorrichtungen untersucht und mit einfachen theoretischen Ansätzen verglichen. Untersucht wurden zwei Zugvorrichtungen, nämlich das System bestehend aus einer angetriebenen Zugwalze und einer über die ganze Breite laufende Gegendruckwalze mit viscoelastischem Belag und das System mit angetriebener Zugwalze und einzelnen Preßrollen. Es zeigte sich, daß in jedem Falle eine negative Förderabweichung auftritt, d.h., daß die Geschwindigkeit der freien Bahn vor dem Zugorgan immer kleiner ist als die Umfangsgeschwindigkeit der angetriebenen Zugwalze.

Beim System Zugwalze-Gegendruckwalze sind zwei Fälle zu unterscheiden. Bei umschlungener Zugwalze tritt eine vergleichsweise geringe Förderabweichung auf, welche vermutlich durch den scharfen Geschwindigkeitsanstieg der Oberfläche der Gegendruckwalze in der Randzone, in welcher das Papier die Kompression erfährt, bedingt ist. Wird die Gegendruckwalze umschlungen, dann bildet sich vor der Randzone zusätzlich eine Gleitzzone aus, welche die negative Förderabweichung vergrößert.

Beim System Zugwalze-Zugrollen ergibt sich eine erheblich größere negative Förderabweichung, weil die Zugrollen nun örtlich wirksam sind und zwischen ihnen wegen der üblicherweise geringen Umschlingung Gleiten auftritt. Im Gegensatz zum System umschlungene Zugwalze-Gegendruckwalze verringert sich hier die Förderabweichung bei steigender Anpreßkraft.

Anhand eines Rechenbeispielles wird gezeigt, daß die Versuchsergebnisse auch für praktische Aussagen herangezogen werden können.

Literaturhinweise

- (1) Krippner, N. Beitrag zur Untersuchung von Papierzugvorrichtungen an Rollenrotationsmaschinen. Druck-Print 5, Mai 1974, 111 Jg., S. 282-288
- (2) Brandenburg, G. Über das dynamische Verhalten durchlaufender elastischer Stoffbahnen bei Kraftübertragung durch Coulomb'sche Reibung in einem System angetriebener umschlungener Walzen. Dissertation T.U. München, 1971
- (3) Tröndle, H.-P. Zum dynamischen Verhalten transportierter elastischer und visko-elastischer Stoffbahnen zwischen aufeinanderfolgenden Klemmstellen. Dissertation T.U. München, 1971
- (4) Kornmann, P. Untersuchungen zur Ermittlung verarbeitungstechnischer Kennwerte des kontinuierlichen Flachformstofftransportes in Verarbeitungsmaschinen. Dissertation T.H. Karl-Marx-Stadt, 1969
- (5) George, H.F.,  
Oppenheimer, R.H.  
and Kimball, J.J. Gravure Nip Mechanics.  
TAGA Proceedings, Rochester N.Y., 1964,  
S. 151 - 160
- (6) Bental, R.H.,  
Johnson, K.L. An Elastic Strip in Plane Rolling Contact.  
Int.J.Mech.Sci., 1968, Vol. 10, S. 637-663

- (7) Falter, K.A.  
Haller, K.  
Brune, M.      Einfluß von Zusammendrückbarkeit,  
Kontaktanteil und Kontaktstellenver-  
teilung auf die Bedruckbarkeit.  
FOGRA-Forschungsbericht 4.013, München,  
1974
- (8) Graf, E.      Papierlauf um Wendestangen.  
Information Wifag/Polytype, Nr. 2,  
Bern, Februar 1967
- (9) Brecht, W. und  
Räderer, P.      Wie schnell ändern Papiere ihre Ab-  
messungen?  
Das Papier, Oktober 10a, Darmstadt, 1964,  
S. 652-657