

Der zweiachsige Dehnungsverlauf in einer Materialbahn bei ihrem Durchlauf durch eine Rollenrotationsdruckmaschine und die Rückwirkungen auf das Druckerzeugnis

Neuser, J.; Hars, Christoph
(1993)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00014083>

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/14083>

**Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren
der Technischen Hochschule Darmstadt**

Institutsdirektor: Professor Dr.-Ing. Chr. Hars

**Der zweiachsige Dehnungsverlauf in einer
Materialbahn bei ihrem Durchlauf durch eine
Rollenrotationsdruckmaschine und die
Rückwirkungen auf das Druckerzeugnis**

von

J. Neuser, Chr. Hars

Darmstadt 1993

Institutsbericht 1 / 1993

Vorwort

Der vorliegende Bericht stellt die Ergebnisse der 1990 begonnenen Forschungsarbeiten über den "Zweiachsigen Dehnungsverlauf in einer Materialbahn bei ihrem Durchlauf durch eine Rollenrotationsdruckmaschine und die Rückwirkungen auf das Druckerzeugnis" vor, wobei der Schwerpunkt der Arbeiten auf das Materialverhalten von Papier und der meßtechnischen Erfassung der Materialparameter geeigneter Materialgesetze für die gängigen Bedruckstoffmaterialien gelegt wurde.

Finanzielle Träger des Forschungsvorhabens waren die FORSCHUNGSGESELLSCHAFT DRUCKMASCHINEN e. V. (FGD) sowie die ARBEITSGEMEINSCHAFT INDUSTRIELLER FORSCHUNGSVEREINIGUNGEN (AIF), die dieses AIF-Vorhaben Nr. 8104 aus Mitteln des Bundesministers für Wirtschaft gefördert haben.

Der Ausbau des Versuchsstandes zur Untersuchung von Bahndehnungseigenschaften wurde durch zahlreiche Spenden verschiedener Firmen gefördert. Besondere Erwähnung verdient hier die Maschinenfabrik GOEBEL GmbH, Darmstadt, die mehrere Bauteile fertigte und eine Vielzahl an Halbzeugen zur Verfügung stellte. Die HEIDELBERGER DRUCKMASCHINEN AG lieferte Zahnräder für die Überlagerungsgetriebe und stellte Teile für ein Eindruckwerk zur Verfügung. Für die Überlagerungsgetriebe wurden von der Firma KOENIG & BAUER AG, Würzburg die Zahnräder für die Wechselradstufen gefertigt, und die Firma MAN ROLAND AG, Offenbach, übernahm die Fertigung der Getriebegehäuse und einer weiteren Verzahnungsstufe. Im Bereich der Meßtechnik wurde in Zusammenarbeit mit der Firma ERHARDT + LEIMER GMBH, Augsburg, das Bahnbreitenmeßsystem entwickelt. Weiterhin stellte die Firma ERHARDT + LEIMER GMBH eine Seitenkantensteuerung und eine Bahnzugkraftregelung für ein Einzugswerk zur Verfügung. Die Farbwerke für die Eindruckwerke wurden von der Firma WINDMÖLLER & HÖLSCHER, Lengerich, konstruiert und gefertigt. Die Firma ZWECKFORM ETIKETTIERTECHNIK GmbH, Holzkirchen, stellte zwei Wickelsysteme als Ersatz für die veralteten Wickeleinheiten zur Verfügung.

Alle Mitarbeiter des Instituts für Druckmaschinen und Druckverfahren sowie die über Studien- und Diplomarbeiten beteiligten Studenten leisteten wesentliche Beiträge zur erfolgreichen Durchführung des Forschungsvorhabens.

Darüber hinaus fand das Forschungsvorhaben besondere Unterstützung durch den Arbeitskreis "Bahndehnung". Durch den engen Kontakt zu den beteiligten Firmen sind viele Anregungen in das Forschungsvorhaben mit eingeflossen.

Allen genannten Organisationen, Firmen und Personen gilt unser besonderer Dank für die geleistete Unterstützung.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
2	Auswahl des Materialgesetzes	5
2.1	Betrachtung der Längsdehnung	5
2.2	Querkontraktion von Bedruckstoffen	13
2.3	Ergebnis der Betrachtungen	14
3	Meßtechnische Voraussetzungen	16
3.1	Ansatz zur Bestimmung der Materialparameter	16
3.2	Anforderungen an den Versuchsstand	20
3.3	Versuchsstand	22
3.4	Meßwerterfassung	26
4	Eichversuche	35
5	Ansatz zur Faltenbildung	51
6	Einfluß der Tänzerwalzengeometrie	55
7	Zusammenfassung	60

Formelzeichen

Die folgende Tabelle enthält eine Liste der häufig wiederkehrenden Symbole mit ihren Einheiten und ihren Bedeutungen. Nicht enthalten sind Symbole, die nur einmal vorkommen und deren Bedeutung direkt im Text erläutert wird.

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	$[m]$	Querschnittsfläche
b	$[m]$	Materialbahnbreite
d		Verlustfaktor
E	$[N/m^2]$	Elastizitätsmodul
$E_{i,j}$	$[N/m^2]$	berechneter Elastizitätsmodul aus Meßwerten
f	$[1/s]$	Frequenz
F_i	$[N]$	Kraft
G_{xy}	$[N/mm^2]$	Gleitmodul
i		Übersetzungsverhältnis
l	$[m]$	feste Länge (z. B. eines Bahnführungsabschnittes)
n_i	$[1/s]$	Drehzahl
r_i	$[m]$	Radius
s	$[m]$	Materialbahnstärke
t	$[t]$	Zeit
v_i	$[m/s]$	Geschwindigkeit
x	$[m]$	Ortskoordinate
\dot{x}, \ddot{x}	$[m/s], [m/s^2]$	zeitliche Ableitungen der Ortskoordinate
y	$[m]$	Ortskoordinate
z	$[m]$	Ortskoordinate

griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\varepsilon^{(i,j)}$		Dehnung
Θ	$[kg\ m^2]$	Trägheitsmoment
$\kappa_{i,j}$		relative Geschwindigkeitszunahme
ν		Querkontraktionszahl
$\phi_{i,j}$		relative Kraftzunahme
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
σ	$[N/m^2]$	Spannung
τ_σ	$[s]$	Spannungszeitkonstante
τ_ε	$[s]$	Dehnungszeitkonstante
ω	$[1/s]$	Frequenz
$\dot{\omega}$	$[1/s^2]$	zeitliche Ableitung der Drehfrequenz

1 Einleitung

In Rollenrotationsdruckmaschinen werden "endlose" Materialbahnen verarbeitet. Ein ordnungsgemäßer Bearbeitungsverlauf, d. h. die korrekte geometrische Zuordnung der nacheinander aufgetragenen Einzelaufdrucke bzw. der nacheinander erfolgten Bearbeitungsschritte setzt einen genauen Bahntransport mit einer stabilen Bahnführung voraus. Dabei ist das zu bearbeitende, flächige Werkstück zugleich Transportmittel. Diese Doppelfunktion führt vielfach zu Problemen, die größtenteils bedruckstoffmaterialbedingt sind, aber auch durch die Bearbeitungsstationen der Druckmaschinen hervorgerufen werden.

Aufgrund der inhomogenen Materialeigenschaften von Bedruckstoffbahnen ist es zur Steigerung der Druckqualität notwendig, das Materialverhalten unter extremen aber maschinennahen Bedingungen zu untersuchen. Zu dieser Untersuchung wird ein Konzept erarbeitet, für das die in der Literatur beschriebenen, vorwiegend einachsigen Materialgesetze für Papier, dem am meisten verwendeten Bedruckstoff, auf ihre Eignung für das Meßkonzept unter mechanischen, druckmaschinenspezifischen Belastungen untersucht werden. Die gewonnenen Ergebnisse werden zu einem zweiachsigen Materialgesetz für die gängigen Bedruckstoffbahnmaterialien zusammengefaßt. Zur Bestimmung der Materialparameter werden die maschinentechnischen Voraussetzungen geklärt, und deren Realisierung mit der notwendigen Meßtechnik vorgestellt. In Versuchen wird die Funktion zur Bestimmung von Materialparametern gezeigt.

Zu dem Gebiet der möglichen maschinenbedingten Probleme wird ein Ansatz zu Faltenbildung in Materialbahnen durch schiefstehende Leitwalzen und die Auswirkungen von Bahnführungselementen mit zwei Freiheitsgraden am Beispiel von Tänzerwalzen auf den Bahntransport und eine mögliche Verbesserung vorgestellt.

2 Auswahl des Materialgesetzes

Zur Erstellung des Meßkonzeptes ist der Ansatz eines Materialgesetzes der Bedruckstoffbahn notwendig. Ausgehend von den vorwiegend für die einachsige Beschreibungsweise dokumentierten Materialgesetzen für Papier wird ein zweiachsiges Materialgesetz für die gängigen Bedruckstoffbahnmaterien, das die Belastungssituation von Druckmaschinen berücksichtigt, ausgewählt. Weiterhin wird bei der Auswahl auf die meßtechnische Bestimmung der Materialparameter geachtet.

2.1 Betrachtung der Längsdehnung

In den meisten Arbeiten wird das einachsige Materialverhalten mit Hilfe von mechanischen Ersatzmodellen beschrieben. Das einfachste mechanische Ersatzmodell ist eine Feder ohne Stoßdämpfer. Entsprechend dem HOOKE'schen Gesetz

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.1)$$

beinhaltet dieses Modell den Elastizitätsmodul als Parameter. Aufgrund der einfachen Beschreibung wird dieses Materialgesetz häufig verwendet und bringt auch für die im Bereich von Druckmaschinen üblichen Dehnungen gute Ergebnisse (s. a. [1], [2]).

PAETOW und GÖTTSCHING [3] definieren den initialen Elastizitätsmodul als Teil eines Materialgesetzes, das den gesamten Spannungs-Dehnungsverlauf bis zum Probenbruch beschreibt.

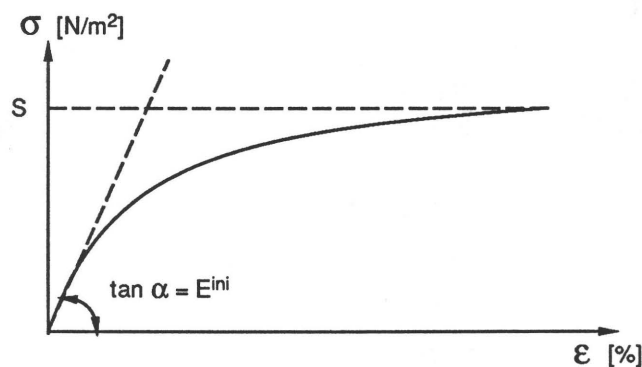


Abb. 1: Spannungs-Dehnungsdiagramm (qualitativ)

Für den gesamten Verlauf der Kurve im Spannungs-Dehnungsdiagramm wird folgende Gesetzmäßigkeit formuliert:

$$\sigma = E^{ini} \left(\frac{1}{1 + \frac{E^{ini}}{S} \cdot \varepsilon} \right) \cdot \varepsilon \quad (2.2)$$

Wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, ist der initiale Elastizitätsmodul als die Anfangssteigung definiert. Weiterhin sieht man, daß im Bereich von kleinen Dehnungen sich der Spannungs-Dehnungszusammenhang durchaus linear darstellt.

In einer neueren Veröffentlichung versuchten PAETOW, RAUHUT und GÖTTSCHING [4], durch zyklische Zugversuche die Anteile von elastischer, viskoelastischer und plastischer Dehnung an der Gesamtdehnung zu ermitteln. Es konnte gezeigt werden, daß entgegen der weitverbreiteten Ansicht, Papier verhalte sich bei kleinen Dehnungen ideal elastisch, schon bei geringen Dehnungen viskoelastische und plastische Dehnungsanteile auftreten. Bei der Ermittlung der einzelnen Dehnungsanteile wurde festgestellt, daß der elastische Dehnungsanteil linear mit der aufgebrachten Spannung wächst. Infolgedessen konnte auch ein Verhältnis zwischen dem initialen Elastizitätsmodul und im zyklischen Zugversuch ermittelten Elastizitätsmodul (zyklischer E-Modul) gefunden werden.

$$\frac{E^{ini}}{E^{cyc}} = 1,61 \quad (2.3)$$

Des weiteren wird das Verhältnis der viskoelastischen Dehnung (Messung nach vollständiger Relaxation) mit 20% der Gesamtdehnung angegeben. Mißt man jedoch in der Abb. 8 der Veröffentlichung [4] die Steigung der Summe aus viskoelastischer und plastischer Dehnung nach, erhält man für den aufgezeigten Dehnungsbereich (bis 0,3%) ein Verhältnis von 10%. Dieser Wert erscheint für die Dehnungsbereiche der Materialbahn in Rollenrotationsdruckmaschinen eher zuzutreffen. Setzt man diese Ergebnisse in das allgemeine Materialgesetz (Gl. 2.2) ein, so erhält man nach Einführung einer elastischen Grenzdehnung, die man anschaulich als die maximal mögliche elastische Verformbarkeit von Papier, das sich unbegrenzt dehnen läßt, interpretieren kann, folgende Gleichung zur Berechnung der plastischen Dehnung von Papier.

$$\varepsilon^{pl} = \left((1 - k) - \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{Grenz}^{el}}} \right) \varepsilon \quad (2.4)$$

$$\text{mit } k = 0,2 \text{ bzw. } 0,1$$

Eine Abhängigkeit von der Belastungsgeschwindigkeit der einzelnen Anteile der Gesamtdehnung konnte nicht gefunden werden, obwohl die Abhängigkeit der Gesamtdehnung von der Belastungsgeschwindigkeit aus früheren Untersuchungen ([5], [11]) bekannt ist.

Zur Erfassung der Abhängigkeit von der Belastungsgeschwindigkeit werden in anderen Veröffentlichungen die mechanischen Ersatzmodelle um Stoßdämpfer, Reibkörper und eigens definierte mechanische Modellelemente erweitert. Damit soll das viskoelastische und plastische Verhalten von Papier beschrieben werden können.

UNGER und PÖTSCHKE [7] geben in einem Aufsatz eine umfangreiche Übersicht über die üblichen mechanischen Modellelemente und untersuchten diese auf ihre Eignung, das Materialverhalten von Papier zu beschreiben. Nach theoretischen Vorüberlegungen und der Diskussion von weiteren Modellvorschlägen wurde ein Sieben-Parameter-Modell abgeleitet, mit dem auch das sekundäre Fließen von Papier beschrieben werden kann. Die ermittelten Parameterwerte aus dem einachsigen Zug- und Entlastungsversuch sind nur bedingt aussagekräftig, da die Papierdehnung in den beschriebenen Versuchen $4 \div 5$ % beträgt.

TRÖNDLE [8] setzte in seinen theoretischen Untersuchungen zum Dehnungsverhalten einer Stoffbahn in einem Bahnführungsabschnitt ein Drei-Parameter-Modell bestehend aus einer Reihenschaltung von einer Feder und einem KELVIN-VOIGT-MODELL (Feder und Dämpfer parallelgeschaltet) an. Für dieses Modell gilt die Differentialgleichung in der folgenden Form:

$$\sigma + \tau_{\sigma} \cdot \dot{\sigma} = E \cdot (\varepsilon + \tau_{\varepsilon} \cdot \dot{\varepsilon}) \quad (2.5)$$

Mit diesem Modell lassen sich viskoelastische Vorgänge auf einfache Art beschreiben, wenn es gelingt, die drei Materialparameter (E , τ_{σ} , τ_{ε}) zu bestimmen.

SCHEUTER und PFEIFFER [9] führten an einem Versuchsstand zur Ermittlung der viskoelastischen Eigenschaften von Presseurbezügen auch dynamische Versuche an Papierstreifen durch. Sie lösten sich von den mechanischen Grundelementen und definierten einen komplexen Elastizitätsmodul im HOOKE'schen Gesetz:

$$\sigma = E^* \cdot \varepsilon \quad (2.6)$$

Die Untersuchungen ergaben, daß mit zunehmender Frequenz der komplexe Elastizitätsmodul ansteigt und der Verlustwinkel d abnimmt. Aus den experimentellen Werten leiteten SCHEUTER und PFEIFFER das Materialgesetz in der folgenden Form ab:

$$E^* = E_1^* \cdot \left(\frac{f}{f_1}\right)^x \quad (2.7)$$

$$d = d_1 \cdot \left(\frac{f}{f_1}\right)^y \quad (2.8)$$

mit x, y = experimentell zu bestimmende Parameter

Eine vom Aufbau ähnliche Versuchseinrichtung wird auch von der FOGRA benutzt, um die mechanischen Eigenschaften von Papier im dynamischen Bereich zu untersuchen. In dem Bericht 4.205 [10] wird der Aufbau beschrieben, und es wurden erste Messungen mit dem Ziel durchgeführt, Dubliereffekte an Bogenoffsetmaschinen zu untersuchen. Diese Dubliereffekte werden durch das unterschiedliche Dehnungsverhalten von hintereinanderliegenden Papierbögen erklärt. In dem Bericht 4.307 [11] wurden Tiefdruckpapiere auf die gleiche Weise untersucht. Für die oben erwähnte Versuchsmaschine wurden einige Verbesserungen dokumentiert; u. a. auch die meßtechnische Erfassung der Querkontraktion bei den Messungen. Bei den beschriebenen Untersuchungen von Tiefdruckpapieren wurden die Papierproben mit unterschiedlichen Dehnungsgeschwindigkeiten bis zum Bruch gedehnt. Die Bestimmung des Elastizitätsmoduls wurde hier aus dem Quotienten aus Bruchspannung und Bruchdehnung vorgenommen. Es zeigte sich, daß der Elastizitätsmodul bei höheren Belastungsgeschwindigkeiten zunahm. Die Bestimmung von dissipativen Anteilen wurde in dieser Veröffentlichung nicht mit angegeben.

In den FOGRA-Berichten 4.027 [12] und 4.031 [13] werden die Untersuchungen zur Bestimmung der dissipativen Anteile beschrieben. In dem Bericht 4.027 wird neben einer theoretischen Einleitung auch qualitativ das Entspannverhalten in Abhängigkeit von der Vorbelastungszeit aufgeführt. In dem Bericht 4.031 wird versucht, das Materialverhalten von Papier mit einem Relaxationsmodell zu beschreiben, da aus den bisherigen Untersuchungen die Frequenzabhängigkeit der Materialparameter bekannt war, diese aber mit den üblicherweise eingesetzten mechanischen Modellelementen nur unzureichend beschrieben werden können. Das Relaxationsmodell benutzt zur Beschreibung die Gleichung in der folgenden Form:

$$J^*(\omega) = \frac{\Delta J}{1 + i\omega\tau_0} \quad (2.9)$$

Die oben angegebene Beschreibungsweise entspricht der eines MAXWELL-ELEMENTES (Feder und Dämpfer in Reihe geschaltet). Hier tritt nach STOCKHAUSEN [13] wieder das Problem auf, daß ungeordnete, amorphe Systeme sich nur mit einer Vielzahl an Parametern, in diesem Fall einer Vielzahl von MAXWELL-KÖRPERN, beschreiben lassen. Durch Einführen eines weiteren Parameters läßt sich die Anzahl der MAXWELL-KÖRPER verringern. Somit gewinnt man die Gleichung, die als COLE-COLE-GLEICHUNG bezeichnet wird.

$$J^*(\omega) = \frac{\Delta J}{1 + (i\omega\tau_0)^{1-b}} \quad (2.10)$$

Die Auswertung der Versuchsergebnisse hat gezeigt, daß im Papier keine diskreten COLE-COLE-PROZESSE zu erkennen sind. Die Meßergebnisse in der spektralen Beschreibungsweise ließen sich durch zwei COLE-COLE-PROZESSE pro Frequenzdekade

annähern. Des weiteren wurden keine Zahlenwerte aus den Parameterbestimmungen angegeben, da die Versuchsbedingungen genauer festgelegt werden müssen. Die einzelnen Parameter der Versuchsbedingungen werden aber ausführlich diskutiert. Die qualitativen Aussagen dieser Diskussion sollen hier kurz aufgeführt werden:

- Papier besitzt schon bei geringsten Dehnungen viskoelastisches Verhalten, d. h., es gibt keinen rein elastischen Bereich.
- Der Verlustwinkel liegt im Bereich von $1,6^\circ \leq \delta \leq 10^\circ$
- Das Umgebungsklima (Temperatur, relative Luftfeuchtigkeit) hat einen großen Einfluß auf die Messung. So wird für reproduzierbare Messungen die Forderung erhoben, die Temperatur auf 1° K und die relative Luftfeuchtigkeit auf 0,1 % genau einzustellen und konstant zu halten.

Von den hier beschriebenen Materialgesetzen ist das von TRÖNDLE benutzte Drei-Parameter-Modell im Zeitbereich formuliert, während die experimentellen Untersuchungen von SCHEUTER, PFEIFFER und der FOGRA im Frequenzbereich das Materialverhalten beschreiben. Das HOOKE'sche Gesetz gilt sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich. Um dem Ziel der Untersuchungen gerecht zu werden, wurde nun geprüft, ob das HOOKE'sche Gesetz und das Drei-Parameter-Modell bei harmonischer Erregung die gemessenen Kurven annähern kann. Für den Verlauf der Steifigkeit und des Verlustwinkels des Drei-Parameter-Modells über der Erregerfrequenz erhält man folgende Formulierungen

$$E_{dyn} = E_{st} * \sqrt{\frac{1 + (\omega\tau_\epsilon)^2}{1 + (\omega\tau_\sigma)^2}} \quad (2.11)$$

$$\varphi = \arctan \frac{\omega(\tau_\sigma\tau_\epsilon)}{1 + \omega^2\tau_\sigma\tau_\epsilon} \quad (2.12)$$

TRÖNDLE schlägt in seiner Dissertation folgende Werte für die Zeitkonstanten τ_σ und τ_ϵ vor:

$$\tau_\sigma = 4 \text{ sec} \quad \tau_\epsilon = 5 \text{ sec}$$

Der Wert für den statischen Elastizitätsmodul wurde auf $E_{st} = 4000 \text{ N/m}^2$ festgelegt. Die Werte zur Bestimmung der Kurve nach dem Ansatz von SCHEUTER und PFEIFFER wurde mit angegebenen Nachgiebigkeitswerten aus dem FOGRA-Bericht 4.031 errechnet (s. Abb. 2, 3).

$$E_1^* = E_{st} \quad x = 0,02$$

$$f_1 = 1 \text{ Hz} \quad y = 0,04$$

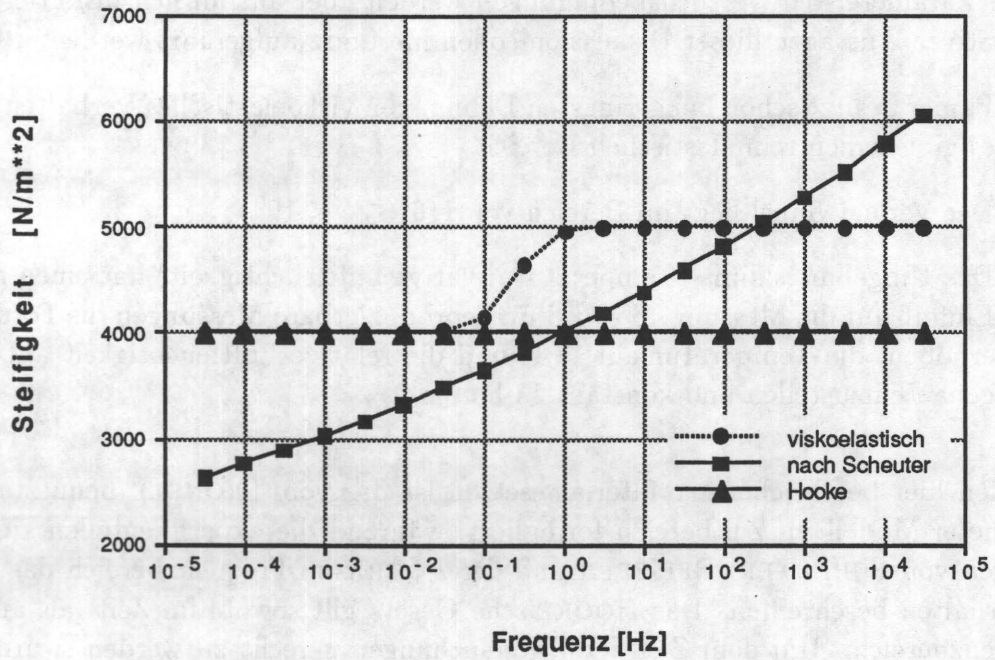


Abb. 2: Verlauf der Steifigkeit über der Frequenz

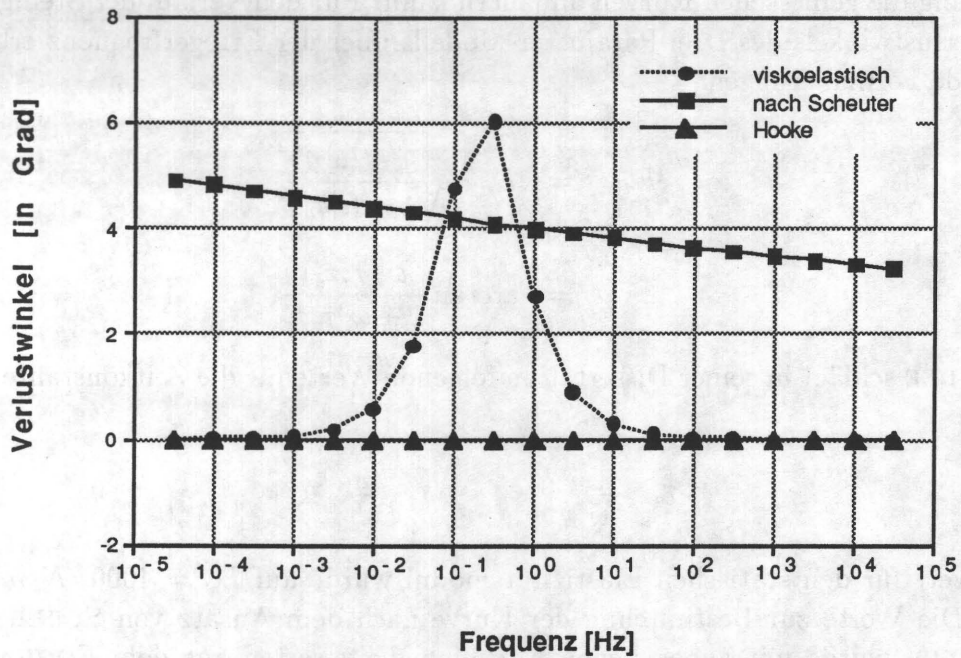


Abb. 3: Verlauf des Verlustwinkels über der Frequenz

In den Abbildungen 2 und 3 ist zu erkennen, daß das HOOKE'sche Gesetz erwartungsgemäß die schlechteste Annäherung an die experimentell ermittelten Kurven darstellt. Bei dem Drei-Parameter-Modell lassen sich die viskoelastischen Vorgänge nur in einem begrenzten Frequenzbereich beschreiben. In den anderen Frequenzbereichen entspricht das Verhalten dem des HOOKE'schen Gesetzes, nur daß bei Frequenzen oberhalb der ersten Eigenfrequenz die Steifigkeit auf einem höheren Niveau liegt.

Nachdem gezeigt wurde, wie sich die mechanischen Modelle mit Parameterwerten von Papier bei harmonischer Erregung verhalten, ist die Frage zu klären, welche Kraftamplituden bei welchen Frequenzen von den Zugwerken und Bahnführungselementen aufgebracht werden. Zu diesem Zweck wird die Krafteinleitung von einem Zugwerk in die Bedruckstoffbahn betrachtet. Der Bahnzugskraftzuwachs erfolgt über COULOMB'sche Reibung, die man mit der EYTELWEIN'schen Gleichung berechnet. Für die in Druckmaschinen üblichen Bahnzugkraftzunahmen wird die Exponentialfunktion in guter Näherung linearisiert, so daß für ein Bahnelement, das zunächst ein Zugwerk umschlingt und danach einen freien Bahnabschnitt durchläuft, folgenden Verlauf der Belastung über der Zeit qualitativ angesetzt wird:

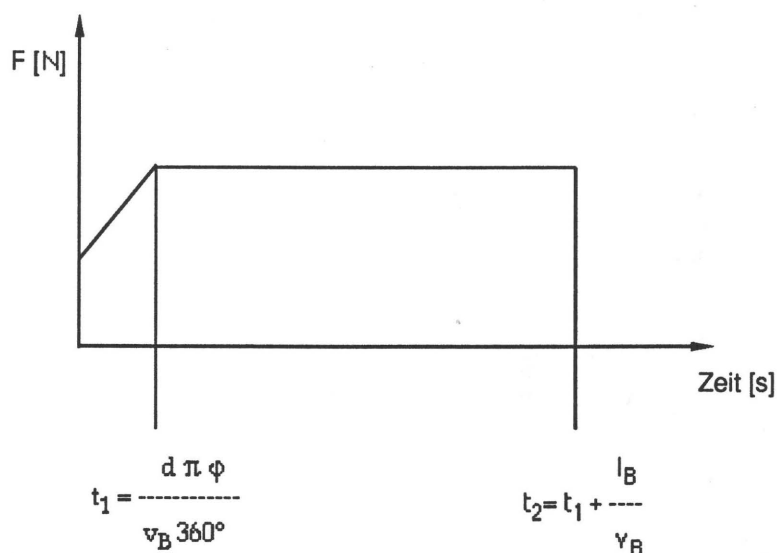


Abb. 4: Zeitlicher Verlauf der Belastung eines Bahnelementes

Diese dargestellte Funktion lässt sich folgendermaßen beschreiben:

$$f(t) = \begin{cases} \frac{a}{t_1} t & \text{für } 0 \leq t \leq t_1 \\ a & \text{für } t_1 \leq t \leq t_2 \end{cases} \quad (2.13)$$

Führt man die Laplace-Transformation für die angegebene Funktion nach der Transformationsvorschrift

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(t) e^{-st} dt \quad (2.14)$$

durch, so erhält man folgenden Ausdruck:

$$F(s) = \underbrace{\frac{a}{t_1 s^2} [1 - e^{-st} (t_1 s + 1)]}_{\text{Rampenfunktion}} + \underbrace{\frac{a}{s} e^{-st_1}}_{\text{Sprungfunktion}} \quad (2.15)$$

In der Gleichung erkennt man die Anteile der Rampenfunktion und der Sprungfunktion. Setzt man für die Variable $s = \sigma + j\omega$, kann man den Verlauf der Belastung in Abhängigkeit von der Frequenz angeben.

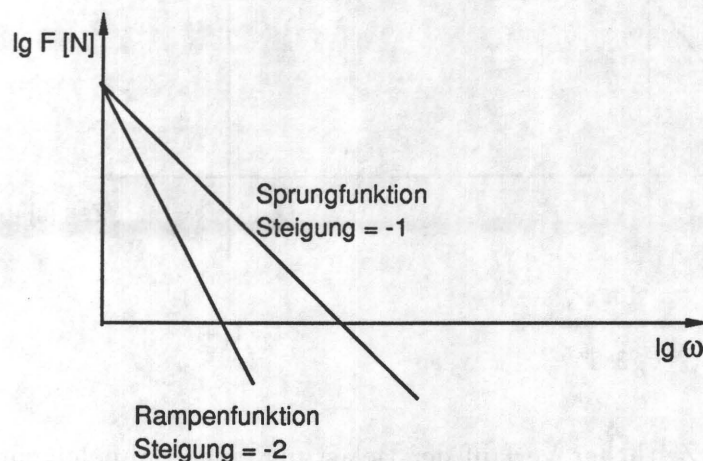


Abb. 5: Qualitativer Verlauf der Belastung über der Frequenz

Aus den qualitativen Kurvenverläufen ist ersichtlich, daß die größten Kraftamplituden bei sehr kleinen Frequenzen wirken, deren Perioden wesentlich größer sind, als die Durchlaufzeit durch einen Bahnführungsabschnitt. Höherfrequente Anregungen werden entweder durch Stöße, die z. B. bei Kanalschlägen oder Anlaufkanten im Flexodruck auftreten, oder durch unrunde Bahnführungselemente mit ihrer Drehfrequenz erreicht. In der umzubauenden Versuchsmaschine werden die Bahnführungselemente mit sehr engen Toleranzen gefertigt, so daß diese Anregungsmechanismen auszugrenzen sind.

Von den vorgestellten, im Zeitbereich formulierten Materialgesetzen liefert das von TRÖNDLE benutzte 3-Parameter-Modell nur in einem kleinen Frequenzbereich nennenswerte Verlustwinkel, die in Proberechnungen an dem gesamten Modell nicht berechnet werden konnten. Die berechneten Abweichungen zwischen den Rechnungen mit dem HOOKE'schen Gesetz und dem 3-Parameter-Modell ergaben wesentlich geringe Beträge in den berechneten Ergebnissen, so daß der modellierte viskoelastische Einfluß gegenüber den Schwankungen in den Materialparametern vernachlässigt wird. Diese Schwankungen liegen nach unveröffentlichten Angaben des Instituts für Papierfabrikation der TECHNISCHEN HOCHSCHULE DARMSTADT in der Größenordnung von $\pm 7\%$. Aufgrund der diskutierten Einflüsse wird zum Aufbau des Meßkonzeptes das HOOKE'sche Gesetz zur Beschreibung des Längsspannungs-Dehnungszusammenhanges angesetzt.

2.2 Querkontraktion von Bedruckstoffen

Die Querkontraktion von Bedruckstoffen, d. h. die Dehnung in Querrichtung infolge einer Belastung in Längsrichtung, ist über die Querkontraktionszahl definiert:

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{quer}}{\varepsilon_{längs}} \quad (2.16)$$

PAETOW und GÖTTSCHING [6] geben zunächst in ihrer Untersuchung zur Querkontraktion von Papier einen kurzen Überblick über die bisher durchgeführten Arbeiten mit Angabe des Meßverfahrens und der ermittelten Parameter. Sie benutzen zur Ermittlung der Querkontraktion im Zugversuch ein optisches Meßverfahren, in dem die beiden Papierkanten während des gesamten Versuchs optisch abgetastet und vermessen werden.

PAETOW und GÖTTSCHING geben folgende Ergebnisse ihrer Untersuchung an:

- Die Querkontraktionszahl ist unabhängig von der Belastungsart im Zugversuch (dehnungs- oder kraftgesteuert).
- Die Querkontraktionszahl ist abhängig von der Belastungsrichtung. Sie hat ein Minimum bei einem Winkel von 45^0 zwischen Belastungsrichtung und Faser-richtung.
- Die Querkontraktionszahl beträgt für graphische Papiere bei Belastung in Faser-richtung (Laufrichtung): $\nu_x \approx 0,3$.

2.3 Ergebnis der Betrachtungen

Faßt man die Ergebnisse über das Materialverhalten von Papier in Längs- und in Querrichtung zusammen, muß das anzusetzende Materialgesetz belastungsrichtungs-abhängige linearelastische Eigenschaften haben. Die Forderung erfüllt das zweiachsige orthotrope HOOKE'sche Gesetz in der folgenden Form [16]:

$$\sigma_{xx} = \frac{E_x}{1 - \nu_x \nu_y} (\varepsilon_{xx} + \nu_y \varepsilon_{yy}) \quad (2.17)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{E_y}{1 - \nu_x \nu_y} (\varepsilon_{yy} + \nu_x \varepsilon_{xx}) \quad (2.18)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{E_x E_y}{E_x + (1 + 2\nu_{xy}) E_y} \varepsilon_{xy} = G_{xy} \varepsilon_{xy} \quad (2.19)$$

In dieser Formulierung des Materialgesetzes sind fünf Materialgrößen enthalten, von denen vier experimentell bestimmt werden müssen. Im einzelnen sind dies: Die Elastizitätsmoduli in Längs- und in Querrichtung (E_x, E_y), eine Querkontraktionszahl (z. B. ν_x , die andere kann berechnet werden) und der Gleitmodul (G_{xy}).

Die größte Spannung in Rollenrotationsdruckmaschinen ist die Längsspannung. Über die Größe von Querspannungen gibt es keine Aussagen. Es wird angenommen, daß die Querkräfte bei genauer Fertigung und Montage der Bahnführungselemente in der Versuchsmaschine klein sind, und im Gegensatz zu den Längsspannungen zu vernachlässigen sind. Setzt man in das zweiachsige orthotrope HOOKE'sche Gesetz die Spannungen $\sigma_{yy}, \sigma_{xy} = 0$ so bleibt nach Auflösen des Materialgleichungssystems nur das einachsige HOOKE'sche Gesetz stehen. Aufgrund der zu erwartenden vorwiegend einachsigen Belastung der Bedruckstoffbahn sind nur noch die beiden Materialparameter E_x, ν_x meßbar, so daß das zweiachsige isotrope HOOKE'sche Gesetz für das Meßkonzept festgelegt wird. Das zweiachsige isotrope HOOKE'sche Gesetz hat folgende Form:

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_{xx} + \nu \varepsilon_{yy}) \quad (2.20)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_{yy} + \nu \varepsilon_{xx}) \quad (2.21)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \varepsilon_{xy} \quad (2.22)$$

3 Meßtechnische Voraussetzungen

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Voraussetzung geschaffen, die Materialparameter unter variablen Lasten an laufenden Materialbahnen zu bestimmen. BELAU und SCHEUTER [1] haben an einer Versuchsdruckmaschine gezeigt, daß es möglich ist, den Elastizitätsmodul einer laufenden Papierbahn zu bestimmen. Auf der Grundlage der Erkenntnisse aus diesem Forschungsvorhaben und den erarbeiteten Anforderungen an den Versuchsstand wurde dieser grundlegend modifiziert, um die Materialparameter einer Bedruckstoffbahn unter verschiedenen Belastungen beim Durchlauf durch die Versuchsmaschine zu bestimmen.

3.1 Ansatz zur Bestimmung der Materialparameter

Der Auswertung der Meßdaten, d. h. der Bestimmung der Materialparameter, liegt der nachfolgend beschriebene Ansatz zu Grunde. Bei dem zu betrachtenden Problem handelt es sich um eine Strömung eines elastischen Festkörperbandes. In der umgebauten Versuchsdruckmaschine ist es möglich, mit Hilfe von kombinierten Bahnzugs- und Bahngeschwindigkeitsmeßwalzen an bestimmten Stellen Meßgrößen zu ermitteln, mit denen man die Veränderung der Strömung zwischen diesen beiden Meßstellen beschreiben kann. Der Stromfadentheorie liegt die Annahme zu Grunde, daß man das gesamte Strömungsgebiet als eine einzige Stromröhre darstellen kann, und daß das Verhalten der Strömung durch ihr Verhalten auf einer mittleren Stromlinie charakterisiert ist. Die Strömungsgrößen sind in dieser Beschreibungsweise nur Funktionen der Weglänge s und der Zeit t . Diese Annahme muß aber nicht für die gesamte Stromröhre erfüllt sein, sondern nur für die Abschnitte der Strömung, die man als quasi-eindimensionale Strömung berechnen will. Diese Voraussetzung ist in der Versuchsdruckmaschine an den kombinierten Bahnzugs- und Bahngeschwindigkeitsmeßwalzen erfüllt. Unter diesen Voraussetzungen lautet die Kontinuitätsgleichung [18]:

$$\int_0^l \frac{\partial \rho}{\partial t} A ds + \int_0^l \rho \frac{\partial A}{\partial t} ds - \rho_0 v_0 A_0 + \rho_1 v_1 A_1 = 0 \quad (3.1)$$

Die beiden Integrale beschreiben die zeitliche Änderung der Dichte und der Querschnittsfläche integriert über die Wegstrecke l zwischen den beiden Meßstellen "0" und "1". Da für die Messung angenommen wird, daß es sich um quasistationäre Vorgänge handelt, und die absolute Änderung der Dichte und der Querschnittsfläche klein ist, sind folglich die zeitlichen Änderungen klein, und diese Integrale werden vernachlässigt. Damit bleibt zur Auswertung der Meßergebnisse die Kontinuitätsgleichung in

der folgenden Form stehen:

$$\rho_0 v_0 A_0 = \rho_1 v_1 A_1 \quad (3.2)$$

Im weiteren kann man das Verhältnis der Dichten und der Querschnittsflächen über die Dehnungen berechnen. Betrachtet man sich ein Volumenelement, das von einem Dehnungszustand "0" in einen Dehnungszustand "1" gedehnt wird, so kann man aus dem Verhältnis der Volumina unter der Voraussetzung der Massenkonstanz auf das Dichteverhältnis schließen:

$$\begin{aligned} \frac{\rho_0}{\rho_1} &= \frac{dV_1}{dV_0} = \frac{dx_1 dy_1 dz_1}{dx_0 dy_0 dz_0} \\ &= \frac{(1 + \varepsilon_{x1})(1 + \varepsilon_{y1})(1 + \varepsilon_{z1})}{(1 + \varepsilon_{x0})(1 + \varepsilon_{y0})(1 + \varepsilon_{z0})} \cdot \frac{dx dy dz}{dx dy dz} \end{aligned} \quad (3.3)$$

entsprechend kann das Verhältnis der Querschnittsflächen berechnet werden:

$$\frac{dA_0}{dA_1} = \frac{(1 + \varepsilon_{y0})(1 + \varepsilon_{z0})}{(1 + \varepsilon_{y1})(1 + \varepsilon_{z1})} \cdot \frac{dy dz}{dy dz} \quad (3.4)$$

Einsetzen dieser Beziehungen in die Kontinuitätsgleichung (3.2) liefert die bekannte Beziehung

$$\frac{v_0}{(1 + \varepsilon_{x0})} = \frac{v_1}{(1 + \varepsilon_{x1})} \quad (3.5)$$

oder umgeformt

$$\frac{v_0}{v_1} = \frac{(1 + \varepsilon_{x0})}{(1 + \varepsilon_{x1})} \quad (3.6)$$

Entsprechend der Ergebnisse aus dem Kapitel 2.3 wird das zweiachsige isotrope HOOKE'sche Gesetz für die Längsspannung angesetzt:

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_{xx} + \nu \varepsilon_{yy}) \quad (3.7)$$

In dieser Gleichung ist die Längsspannung über die Bahnzugkraftmessung und die Längsdehnungsänderung über die Bahngeschwindigkeitsmessung bestimmbar. Die Querdehnung infolge der Längsspannung wird durch die Vermessung der Bahnbreite

mittels CCD-Kameras ermittelt. Somit bleiben in dieser Gleichung die beiden unbekannt Materialparameter, zu deren eindeutiger Bestimmung eine weitere Gleichung benötigt wird. Setzt man die Definitionsgleichung der Querkontraktionszahl ν mit

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{yy}}{\varepsilon_{xx}} \quad (3.8)$$

an, so folgt durch Einsetzen das einachsige HOOKE'sche Gesetz:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\sigma_{xx}}{E} \quad (3.9)$$

Es zeigt sich, daß zur Ermittlung der Materialparameter in der Versuchsdruckmaschine durch den vorwiegend einachsig wirkenden und meßbaren Bahnzug der Elastizitätsmodul in Längsrichtung und die Querkontraktionszahl entsprechend der oben angeführten Definitionsgleichung getrennt voneinander bestimmt werden. Unter der Voraussetzung, daß sich der Elastizitätsmodul zwischen zwei Meßstellen nicht ändert, kann man das HOOKE'sche Gesetz in die Kontinuitätsgleichung (3.6) einsetzen.

Die Annahme des konstanten Elastizitätsmoduls wird aufgrund der kurzen Abstände zwischen den Meßstellen und der sich daraus ergebenden kurzen Laufzeit der Bahnelemente zwischen diesen beiden zu betrachtenden Meßstellen getroffen. Zur Begründung dieser Annahme betrachtet man das Verhalten von viskoelastischen Materialien. Der bei der mathematischen Beschreibung von viskoelastischen Materialien häufig verwendete komplexe Elastizitätsmodul läßt sich in der komplexen Zahlenebene durch Betrag und Phasenlage beschreiben. Sollten die zu untersuchenden Materialbahnen viskoelastisches Verhalten zeigen, so wird man zwischen zwei Meßstellen nur den Betrag des komplexen Elastizitätsmoduls messen, während die Phasenlage nicht bestimmbar ist. Dementsprechend wird dieser gemessene Elastizitätsmodul als rein elastischer Elastizitätsmodul angesehen. Rückschlüsse auf viskoelastische Anteile wird man aus der Auswertung des Verlaufs der als rein elastisch angesehenen Elastizitätsmoduli in Maschinenlaufrichtung gewinnen.

Aus den Meßwerten Bahnzugskraft und Bahngeschwindigkeit an zwei Meßstellen i , j läßt sich unter Berücksichtigung der unverformten Querschnittsfläche der Materialbahn der Elastizitätsmodul $E_{i,j}$ bestimmen:

$$E_{i,j} = \frac{1}{A} \cdot \frac{F_j - F_i \frac{v_j}{v_i}}{\frac{v_j - v_i}{v_i}} \quad (3.10)$$

Durch Einführen von dimensionslosen Kenngrößen für die Geschwindigkeiten und die Kräfte in den folgenden Formen:

$$v_j = v_i(1 + \kappa_{i,j}) \quad (3.11)$$

$$F_j = F_i(1 + \phi_{i,j}) \quad (3.12)$$

erhält man folgende Bestimmungsgleichung des Elastizitätsmoduls:

$$E_{i,j} = \frac{F_i}{A} \cdot \frac{\phi_{i,j} - \kappa_{i,j}}{\kappa_{i,j}} \quad (3.13)$$

Die Querkontraktionzahl ν wird aus den Dehnungsänderungen bestimmt.

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{yy}}{\varepsilon_{xx}} = -\frac{\Delta\varepsilon_{yy}}{\Delta\varepsilon_{xx}} \quad (3.14)$$

Entsprechend dem Elastizitätsmodul wird die Querdehnungsänderung mit der unverformten Querschnittsfläche berechnet:

$$\Delta\varepsilon_{yy} = \frac{b_i - b_j}{A/s} \quad (3.15)$$

Die Längsdehnungsänderung gewinnt man aus der Potenzreihenentwicklung der stationären Kontinuitätsgleichung (3.6) unter Vernachlässigung der Glieder höherer Ordnung:

$$\Delta\varepsilon_{xx} = \varepsilon_i - \varepsilon_j = -\kappa_{i,j} \quad (3.16)$$

Somit lautet die Bestimmungsgleichung der Querkontraktionzahl $\nu_{i,j}$ aus den Meßwerten der Stellen i , j :

$$\nu_{i,j} = \frac{s(b_i - b_j)}{A \kappa_{i,j}} \quad (3.17)$$

3.2 Anforderungen an den Versuchsstand

Aus den abgeleiteten Bestimmungsgleichungen resultieren Forderungen, die den Aufbau des Versuchsstandes bestimmen. Zur Bestimmung des Elastizitätsmoduls nach Gleichung (3.13) ist es notwendig, in dem Versuchsstand eine relative Kraftzunahme und eine relative Geschwindigkeitszunahme zu erzeugen, wobei entweder die relative Kraftzunahme oder die relative Geschwindigkeitszunahme vorgegeben wird. Die Vorgabe richtet sich nach der Arbeitsweise der Zugwerke. Ein kraftbetont arbeitendes Zugwerk richtet seine Geschwindigkeit nach der in dem Bahnführungsabschnitt eingestellten Bahnzugskraft. Typische Beispiele für kraftbetonte Zugwerke in Rollenrotationsdruckmaschinen sind Auf- und Abwickler und bahnzugskraftgeregelte Einzugswerke. Bearbeitungsstationen in Rollenrotationsdruckmaschinen arbeiten mit gleichen Umfangsgeschwindigkeiten durch einen taktgleichen Antrieb. Somit liegt die bildhafte Vorstellung nahe, taktgleich arbeitende Zugstationen als schrittbetont arbeitende Zugwerke zu bezeichnen. Entsprechend der stationären Kontinuitätsgleichung (3.6) wird der Bedruckstoffbahn durch eine relative Geschwindigkeitszunahme eine zusätzliche Dehnung aufgeprägt. Die aus der Dehnungszunahme resultierende Bahnzugkraftzunahme wird sich entsprechend der Materialparameter einstellen.

Für den Versuchsstand wurde die schrittbetonte Arbeitsweise der Zugwerke gewählt, um typische Belastungen der Bearbeitungsstationen von Rollenrotationsdruckmaschinen zu erzeugen. Zu dem läßt sich eine relative Geschwindigkeitszunahme von Zugwerk zu Zugwerk direkt einstellen, während die einzustellende relative Bahnzugkraftzunahme eine Regelung der Zugwerksgeschwindigkeiten benötigt, die immer gewisse Regelabweichungen besitzt, und somit nicht die Voraussetzungen für einen stationären Bahntransport erfüllt.

Zur Bestimmung der Materialparameter sind mindestens zwei schrittbetont arbeitende Zugwerke erforderlich. Um die Änderung der Materialparameter bei variablen relativen Geschwindigkeitszunahmen zu bestimmen, sind mehr als zwei schrittbetont arbeitende Zugwerke notwendig. Maximal sind fünf Zugwerke in dem Versuchsstand integrierbar, mit denen variable und fein abgestufte relative Geschwindigkeitszunahmen vorgegeben werden sollen. Der Bereich der einzustellenden relativen Geschwindigkeitszunahmen liegt je nach Bedruckstoffmaterial bei Papier bis 3‰ und bei Kunststoffolien bis 2,5%. Dementsprechend wurde ein Antriebskonzept erarbeitet. Die Kraftübertragung von dem angetriebenen Zugwerk auf die Bedruckstoffbahn wurde aufgrund der Schwierigkeiten, die BELAU und SCHEUTER [1] mit den verschiedenen Klemmstellen beschrieben, mittels COULOMB'scher Reibung an den mit 180° umschlungenen Zugwerken vorgesehen.

Die Bestimmung der Meßwerte hat in den Bahnführungsabschnitten zwischen den Zugwerken und in dem Bahnführungsabschnitt vor dem ersten Zugwerk zu erfolgen, da in den Bahnführungsabschnitten aufgrund der Bahnzugskraftkonstanz eine ausgeglichene Strömung vorliegt, was eine Voraussetzung zur Anwendung der Stromfadentheorie ist. Zu klären ist, ob die Meßwerte an zwei nacheinander folgenden Meßorten, wie bei BELAU und SCHEUTER aufgezeigt, oder an einer Position innerhalb des Bahnführungsabschnittes gemessen werden soll. Die Stromfadentheorie setzt die Kenntnis der Strömungsgrößen an einer Ein- und einer Austrittsfläche des Kontrollvolumens voraus. Somit ist anzustreben, an einer Position innerhalb eines Bahnführungsabschnittes die Meßwerte zu ermitteln. Um die vorhandenen Meßaufnehmer und die von BELAU und SCHEUTER gewonnenen Erkenntnisse mit zu nutzen, wurden kombinierte Bahnzugskraft- und Bahngeschwindigkeitsmeßwalzen entwickelt, die derart aufgebaut sind, daß eine möglichst hohe Flexibilität in der Bahnführung erhalten bleibt, um die Meßpunkte entsprechend sich eventuell ändernden Anforderungen versetzen zu können.

3.3 Versuchsstand

Zu den experimentellen Untersuchungen wird ein Versuchsstand verwendet, dessen prinzipieller Aufbau Rollenrotationsdruckmaschinen ähnlich ist. In Maschinenlauf-richtung besteht der Versuchsstand aus folgenden Komponenten:

1. Rollenabwickleinheit mit Bahnzugkraftregelung
2. Seitenkantensteuerung und Dämpfungseinheit zur Minimierung einlaufender Störungen
3. Meßstrecke bestehend aus fünf Zugwerken und fünf kombinierten Bahnzugs- und Bahngeschwindigkeitsmeßwalzen
4. Aufwickleinheit mit Bahnzugkraftregelung

Einen Überblick vermittelt die folgende Abbildung.

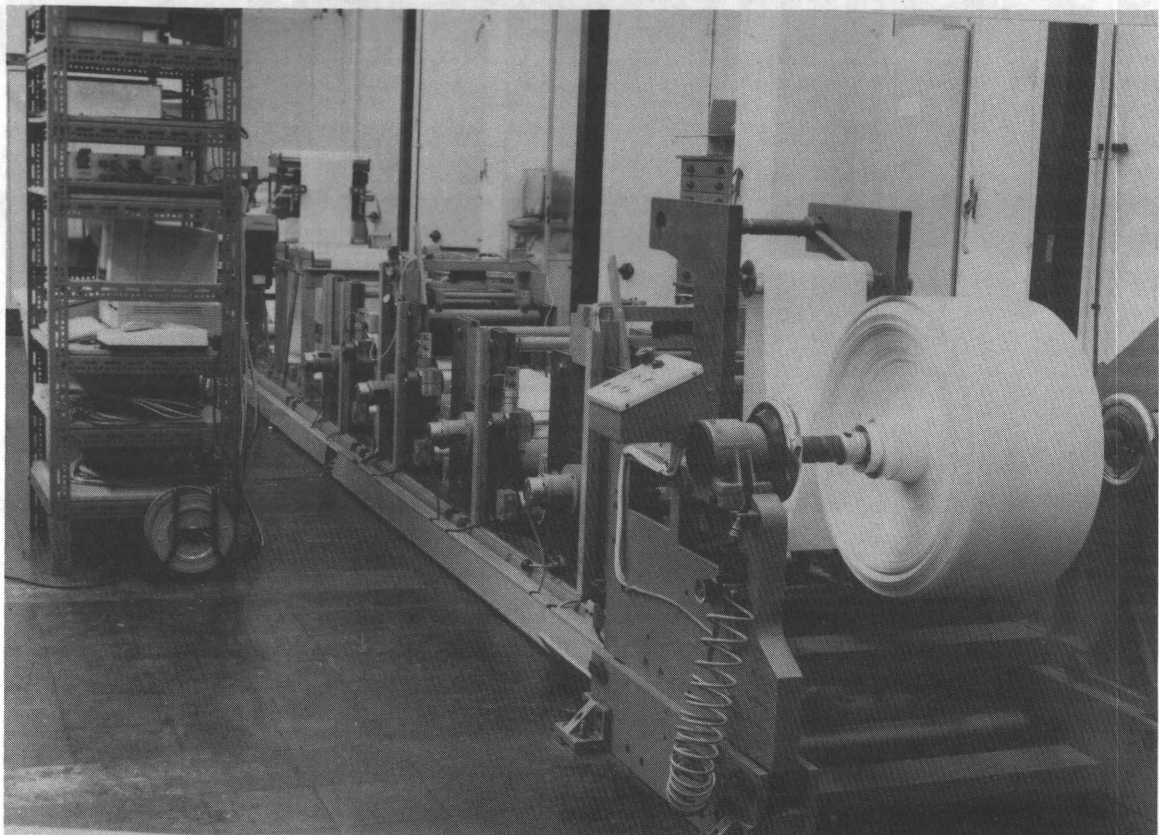


Abb. 6: Ansicht des Versuchsstandes vom Aufwickler

Zur weiteren Beschreibung des Meßaufbaus ist es notwendig, die verwendete Nomenklatur darzustellen. Diese ist der folgenden Zeichnung zu entnehmen:

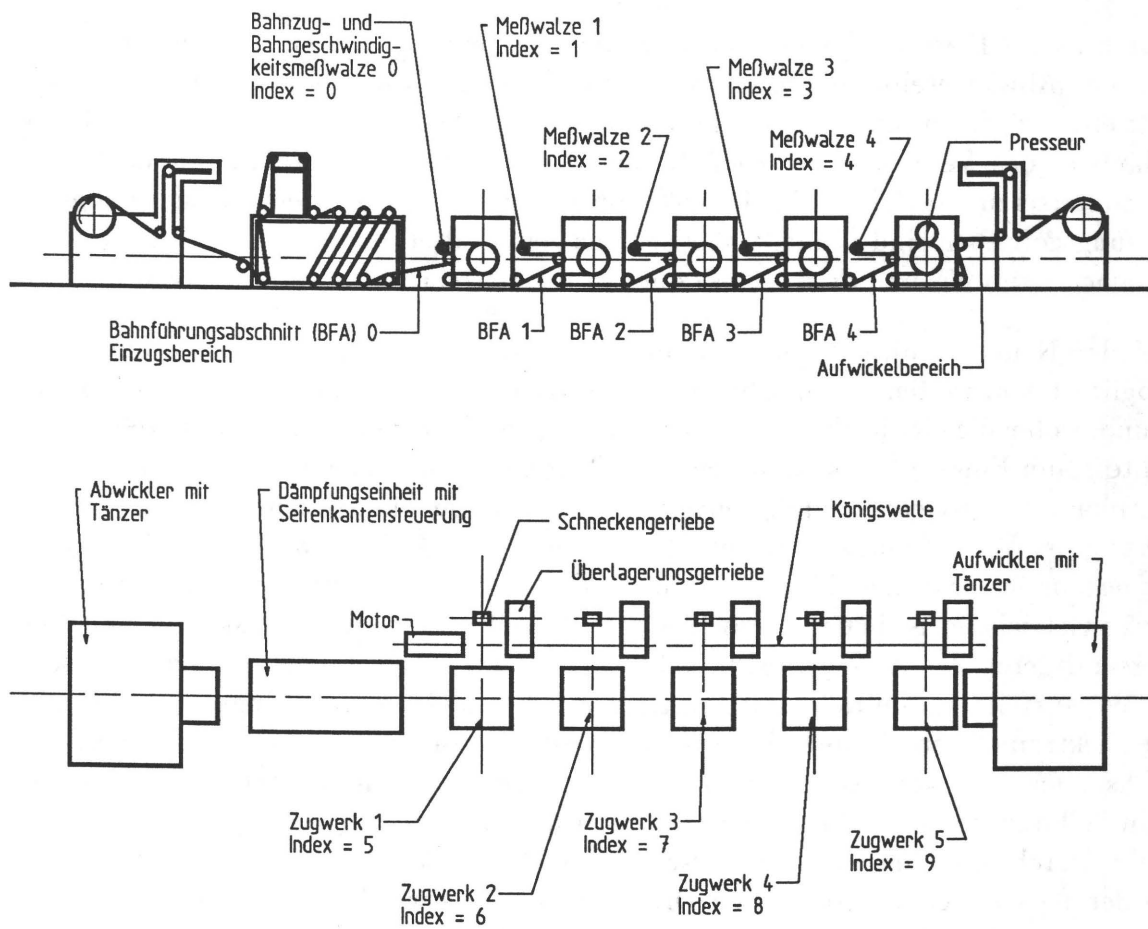


Abb. 7: Gewählte Nomenklatur zur Meßwerterfassung

Die Erweiterung der Aufgabenstellung gegenüber dem Forschungsvorhaben "Längsdehnung und Elastizitätsmodul einer laufenden Bedruckstoffbahn" erforderte einen Umbau des Versuchsstandes. Zur Aufbringung von wechselnden Lasten in die Materialbahn ist bei schrittbetont arbeitenden Zugwerken die Einstellung von relativen Geschwindigkeitszunahmen zwischen den Zugwerken notwendig. Die relativen Geschwindigkeitszunahmen müssen aufgrund des oben aufgezeigten Zusammenhanges im Promillebereich einstellbar sein und über die Versuchsdauer konstant gehalten werden.

Das zentrale Element des erarbeiteten Antriebskonzeptes ist eine Königswelle, die von der Abwickelseite der Versuchsdruckmaschine aus von einem Elektromotor angetrieben wird. In die Königswelle sind Feinuntersetzungsgetriebe eingebaut, die es erlauben, das Verhältnis zwischen Königswelldrehzahl und Abtriebsdrehzahl des Feinuntersetzungsgetriebes im Bereich von $0 \div 2,5\%$ zu verändern. Den Feinuntersetzungsgetrieben sind Schneckengetriebe nachgeschaltet, die für die Verlagerung der Drehachse um 90° und die Untersetzung zu den einzelnen Zugwerken sorgen.

Bei der Neukonstruktion der Feinuntersetzungsgetriebe stand die Forderung nach möglichst konstanten Drehzahlverhältnissen zwischen An- und Abtrieb im Vordergrund, wobei die Möglichkeit der feinen Stufung der Drehzahlverhältnisse gegeben sein sollte. Zum Einsatz kommen als zentrale Bauteile in den Feinuntersetzungsgetrieben Harmonic-Drive-Getriebe, mit denen man sehr geringe Untersetzungen durch Veränderung der Wave-Generator-Drehzahl erreichen kann. Üblicherweise wird der Wave-Generator in Druckmaschinen von einem Elektromotor angetrieben, da Harmonic-Drive-Getriebe meist in einem geschlossenen Regelkreis eingebunden sind (z. B. bahnzugskraftgeregeltes Einzugswerk). Neben dem motorischen Antrieb werden auch stufenlos verstellbare Getriebe zum Antrieb des Wave-Generators eingesetzt. Sowohl die Elektromotoren als auch die stufenlos verstellbaren Getriebe liefern über die Versuchsdauer keine konstanten Drehzahlverhältnisse. Zwar sind die Abweichungen von dem Soll-drehzahlverhältnis sehr gering, aber das zeitliche Integral der Abweichungen zur Soll-drehzahl kann eine den Versuch störende Größe ergeben. Zur Erfüllung der Forderung nach einem konstanten Drehzahlverhältnis wurde der Antrieb des Wave-Generators über eine Zahnradstufe vorgesehen. Mit einem Satz von Wechselrädern läßt sich die Wave-Generator-Drehzahl entsprechend der eingesetzten Zahnradpaarung einstellen. Durch die feste getriebliche Kopplung zwischen An- und Abtrieb besteht immer ein festes Drehzahlverhältnis zwischen den einzelnen Zugwerken.

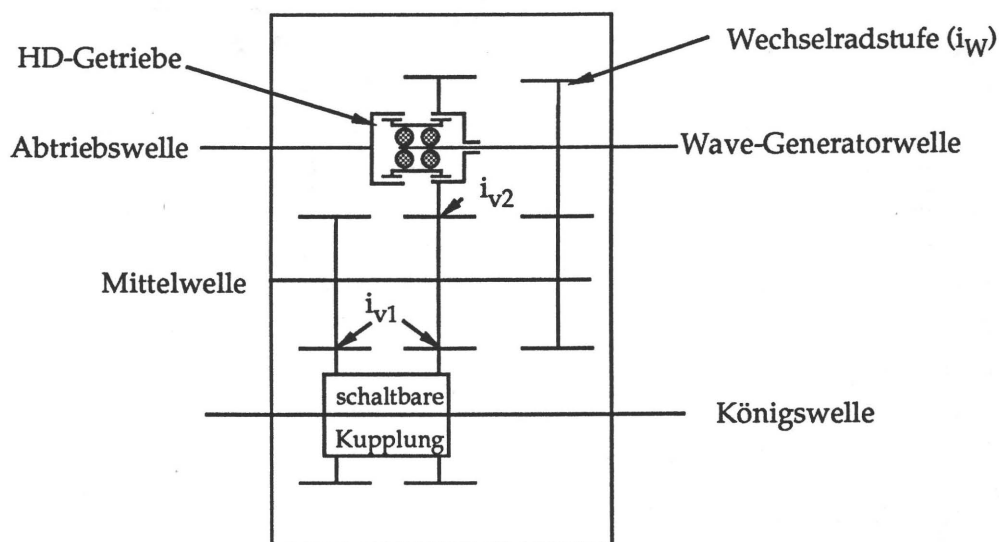


Abb. 8: Schemazeichnung des Feinuntersetzungsgetriebes

An Hand der Schemazeichnung kann man das Drehzahlverhältnis zwischen der Königswellendrehzahl und der Abtriebsdrehzahl in Abhängigkeit der Vorsatzstufe (i_{v1}) und der Wechselladstufenübersetzung (i_w) berechnen [20], die in Abbildung 9 aufgetragen sind

$$\frac{\Delta}{1000} = \frac{n_{ab} - n_{Kw}}{n_{Kw}} = \frac{i_{v1} i_{v2} i_{HD}}{i_{HD} + 1} + \frac{i_{v1} i_w}{i_{HD} + 1} - 1 \quad (3.18)$$

$$\text{mit } i_{v1} = \frac{83}{100} \quad \text{bzw.} \quad \frac{111}{132}$$

$$i_{v2} = \frac{100}{83}$$

$$i_{HD} = 80$$

**Geschwindigkeitsrelation zwischen der Abtriebswelle und der Königswelle
in Abhängigkeit von dem Zähnezahsverhältnis der Wechselradstufe**

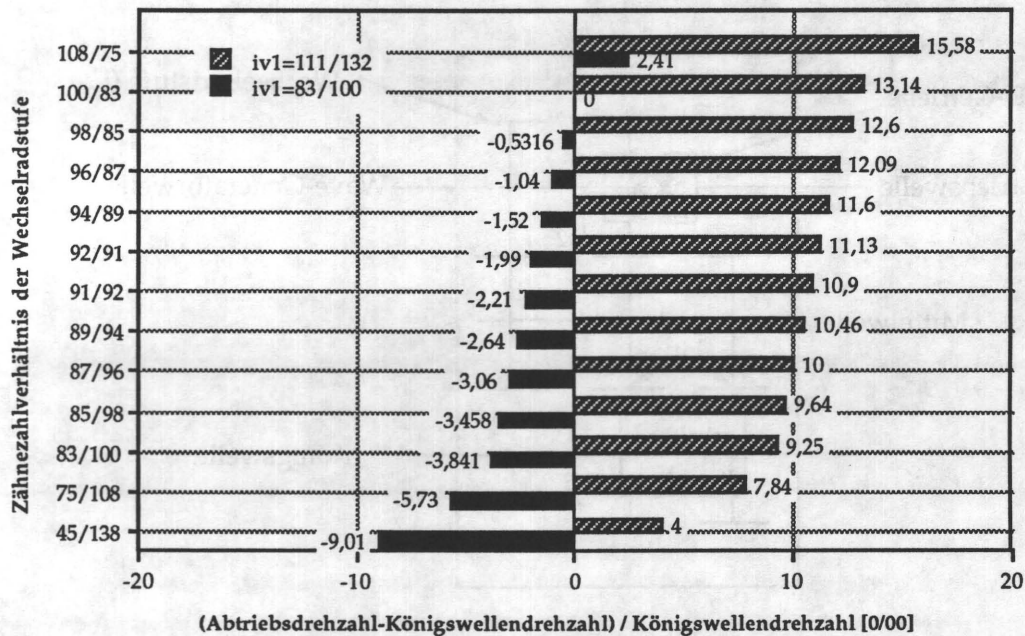


Abb. 9: Übersetzungsverhältnisse der Überlagerungsgetriebe

Neben der Änderung an den Getrieben wurden feinfühligere Tänzer- und Wickelheiten installiert. Bei der Anpassung wurde das Ziel verfolgt, daß diese Systeme eine möglichst gleichmäßige Bahnzugkraft bei konstanter Bahngeschwindigkeit zur Verfügung stellen. Im Aufwickelbereich ist die Möglichkeit geschaffen, durch entsprechende Wickelparameter das Wickelerggebnis zu beeinflussen, so daß der Einfluß der Wicklung für weitere Versuche untersucht werden kann bzw. im weiteren bekannt ist. Die Forderung ist durch eine spezielle Gestaltung der Tänzerwalze erfüllt worden (siehe auch Kapitel 6).

3.4 Meßwerterfassung

Entsprechend den oben abgeleiteten Beziehungen sind zur Bestimmung der Materialparameter im Einlaufbereich und in den vier Bahnführungsabschnitten sowohl die Bahnzugkräfte als auch die Bahngeschwindigkeiten zu bestimmen. Diese Aufgabe wird von hierfür entwickelten kombinierten Bahnzugkraft- und Bahngeschwindigkeitsmeßwalzen, von denen eine in Abbildung 10 dargestellt ist, ausgeführt.

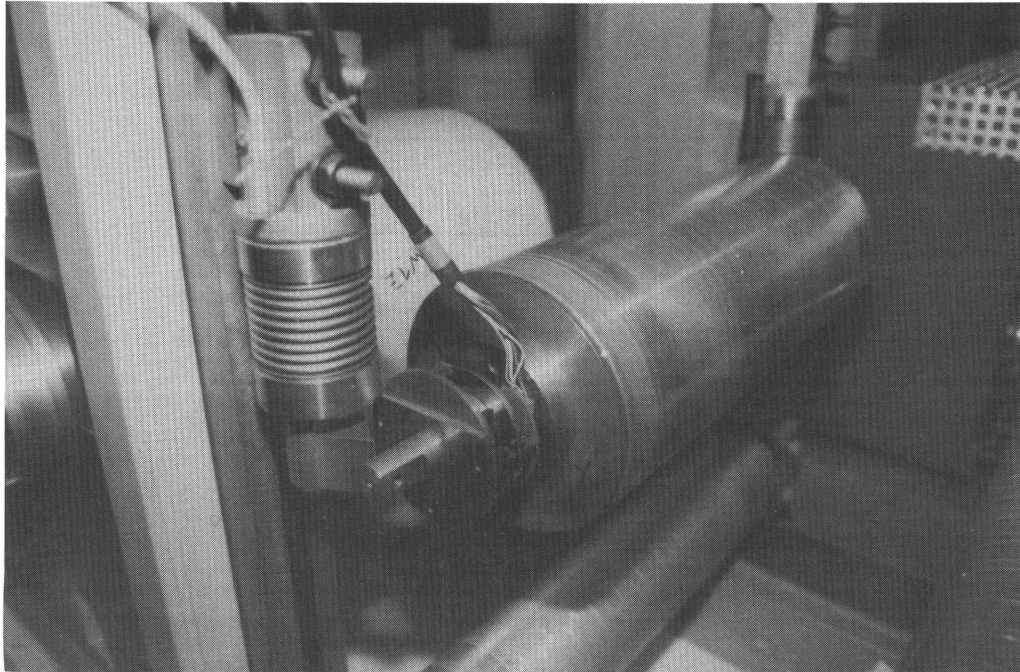


Abb. 10: Kombinierte Bahnzugkraft- und Bahngeschwindigkeitsmeßwalze

Die Bahnzugkraftmessung erfolgt über Wägezellen. Zum Einsatz kommen Wägezellen der Firma HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK mit einer Nennlast von 1t. Die aus der hohen Nennlast resultierende Steifigkeit ermöglicht bei den auftretenden Bahnzügen bis $300N (\hat{=} 1000N/m)$ und einer Umschlingung von 180° eine quasiwegfreie Bahnzugkraftmessung. Obwohl der Meßbereich nur bis maximal 3% ausgenutzt wird, erhält man ein gut auswertbares lineares Signal. Neben der Linearität der Eichkurve wurde das Ziel verfolgt, auch ungleichförmig über die Bahnbreite sich ändernde Lasten bestimmen zu können.

Die Wägezellen werden im Versuchsstand geeicht, um die Einbaubedingungen zu berücksichtigen. Entsprechend der Bahnführung wird ein Gurtband um die Meßwalze gelegt und zur Eichung werden an das freie Ende Gewichte mit bekannten Massen gehängt. Um die ungleichförmigen Lasten in den Eichversuchen zu simulieren, wird der Eichvorgang dreimal mit wechselnden Kraftangriffspunkten (s. Skizze Abb. 11) durchgeführt. Die Belastung wird mit folgender Formel berechnet:

$$B = \frac{F \cdot x}{l} \quad (3.19)$$

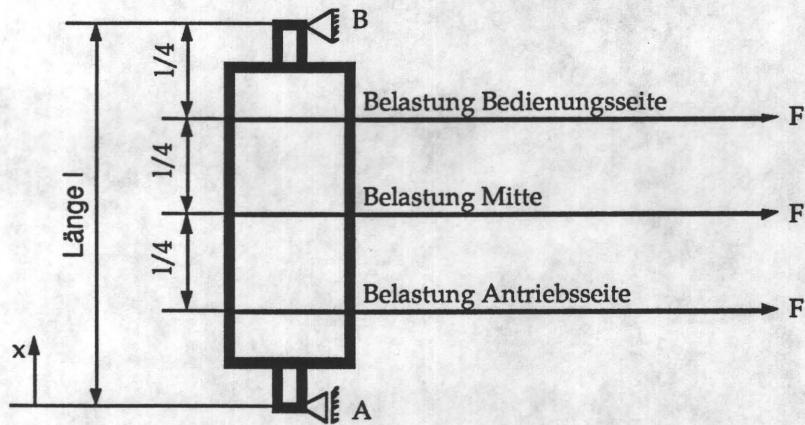


Abb. 11: Auflagestellen des Gurtbandes

Zunächst wurden die Achsen der Meßwalzen direkt an die Wägezelle montiert, wobei sich eine flächige Berührzone bildete (Abb. 13). Die Auswertung der Eichversuche ergab Eichkurven, von denen eine in Abbildung 12 aufgezeigt ist:

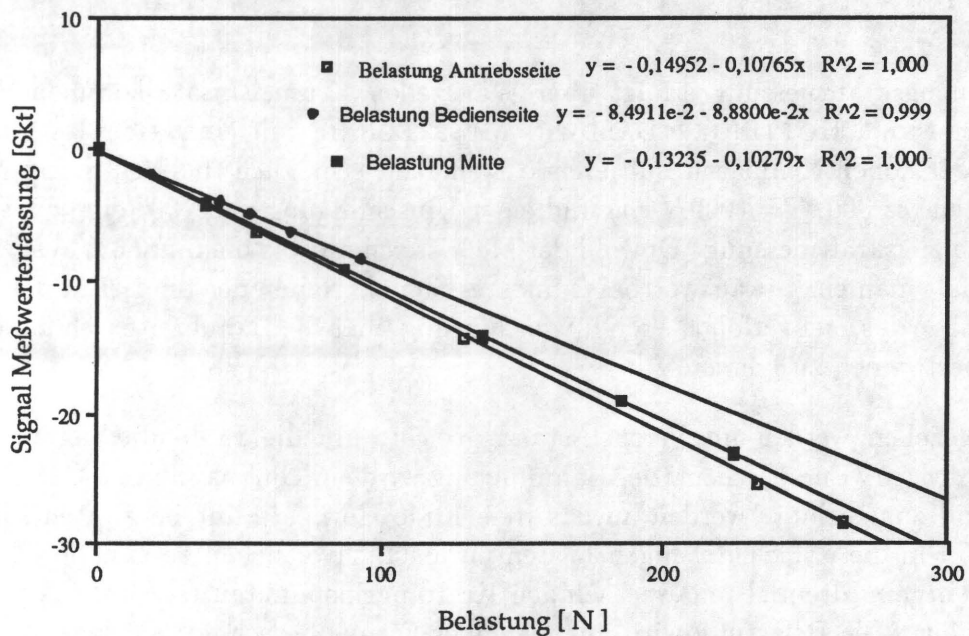


Abb. 12: Eichkurve einer Wägezelle an der Lagerstelle A

Die starke Abweichung der Eichkurven in Abhängigkeit der drei Kraftangriffspunkte konnte nicht mit Meßfehlern begründet werden, so daß als systematische Fehlerquelle die Befestigung der Meßwalze an der Wägezelle untersucht wurde. Bei der mechanischen Modellierung wurde von einer gelenkigen Lagerung ausgegangen, die bei der vorliegenden Montage nicht gegeben war. Es wurde untersucht, welchen Einfluß eine angenommene Einspannung auf die Berechnung der Lagerreaktion hat. Nach der Biegelinientafel (z. B. DUBBEL [19]) berechnen sich die Lagerreaktionen einer beidseitig eingespannten Achse zu ($a = 0,75 l$, $b = 0,25 l$):

$$F_A = F \left(\frac{b}{l} \right)^2 \left(1 + 2 \frac{a}{l} \right) \quad (3.20)$$

$$= 0,15625 F$$

$$F_B = F \left(\frac{a}{l} \right)^2 \left(1 + 2 \frac{b}{l} \right) \quad (3.21)$$

$$= 0,84375 F$$

Vergleicht man die gemessenen Steigungen mit den aus den mechanischen Modellen berechneten Lagerreaktionen, so liegt in diesem Fall eine Mischung aus beidseitiger Einspannung und gelenkiger Lagerung vor. Eine Anpassung der Eichkurven war nicht sicher möglich, so daß die Forderung nach einer gelenkigen Lagerung der Meßwalze zur Wägezelle erhoben wurde. Dieses wurde durch Dreiecksklötzchen (siehe Abb. 13) erreicht, so daß die Meßwalze nur noch eine linienförmige Auflagefläche auf der Wägezelle hat. Durch die Änderung der Befestigung ist es möglich, einen sich über die Bahnbreite ändernden Bahnzug zu messen, wie aus der Eichkurve (Abb. 14) ersichtlich ist.

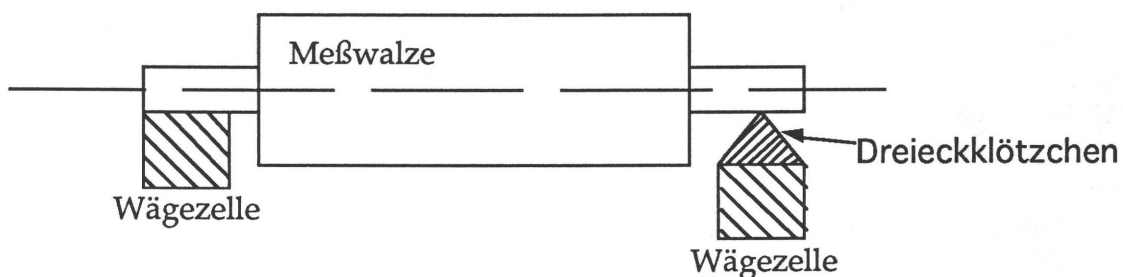


Abb. 13: Meßwalze ohne (linke Seite) und mit Dreieckklötzchen (rechte Seite)

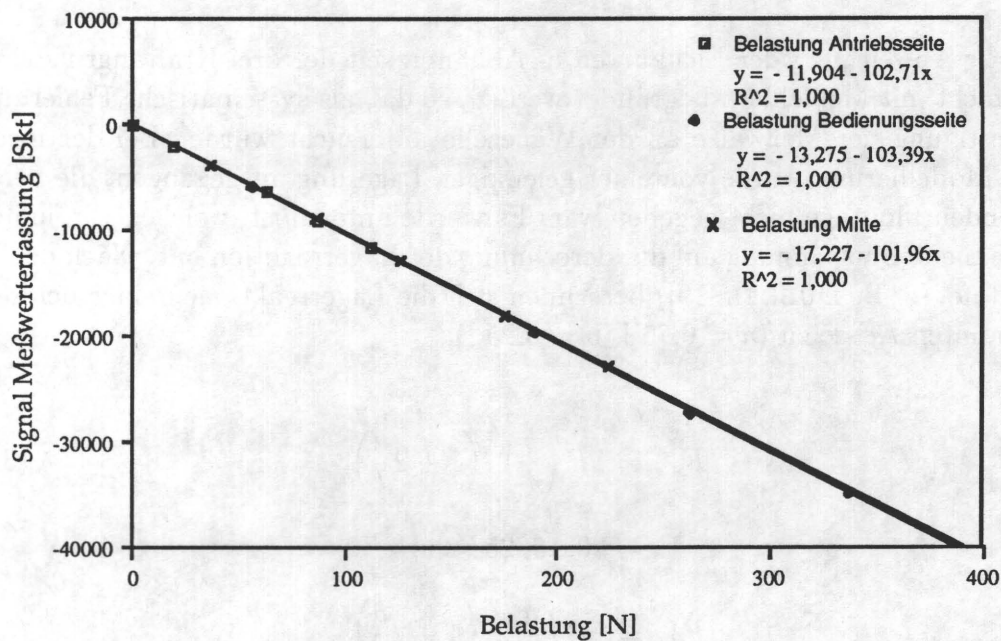


Abb. 14: Eichkurve einer Wägezelle

Zur Spannungsversorgung und zur Meßwertverstärkung wird ein digital arbeitendes Vielstellenmeßverstärkersystem (UPM 100 von HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK) eingesetzt. Dieses Meßverstärkersystem legt die Meßwerte in einem internen Speicher ab, der von dem Meßwertverfasserrechner zu bestimmten Zeiten ausgelesen wird.

Die Bahngeschwindigkeit wird indirekt über die Drehgeschwindigkeit der Meßwalzen bestimmt. Bedingung dafür ist, daß die Materialbahn auf der Meßwalze haftet. Hierzu müssen die nicht vermeidbaren Drehwiderstände dieser Meßwalzen so gering wie möglich gehalten werden. Daher wurden extrem leichtgängige Meßwalzen mit einem berührungslos arbeitenden inkrementalen Drehwinkelgeber entwickelt. Vorversuche mit handelsüblichen Bahnführungswalzen mit Anbaudrehwinkelgebern ergaben zu hohe Drehwiderstände, so daß Schlupf zwischen der Materialbahn und der Meßwalze auftrat.

Unter der Voraussetzung, daß die Materialbahn haftet, berechnet sich die Bahngeschwindigkeit der neutralen Faser (d. h. der Bereich der halben Materialbahnstärke) aus:

$$v_{\text{Bahn}} = n_{\text{Meßwalze}} \cdot 2\pi \cdot \left(r + \frac{s}{2}\right) \quad (3.22)$$

Da nach Gleichung (3.13) nur die relative Geschwindigkeitszunahme zur Bestimmung des Elastizitätsmoduls relevant ist, ergibt sich für die Meßwertauswertung folgende Gleichung:

$$\begin{aligned}\kappa_{i,j} &= \frac{v_j}{v_i} - 1 & (3.23) \\ &= \left(\frac{n_j \cdot r_j + \frac{s}{2}}{n_i \cdot r_i + \frac{s}{2}} \right) - 1\end{aligned}$$

Das Verhältnis der Drehzahlen wird aus den Signalen der inkrementalen Drehwinkelgeber bestimmt. Die Radienverhältnisse sind vor den Versuchen zu bestimmen. Die genaueste Methode zur Bestimmung der Radienverhältnisse bietet der Abrollversuch. Nach SPIEGEL [17] erzielt man Auflösungsgenauigkeiten in der Größenordnung von 10^{-6} . Aus der stationären Lösung der Kontinuitätsgleichung kann man zur Abschätzung der geforderten Genauigkeit die folgende Beziehung ansetzen (siehe Gleichung (3.16)):

$$\Delta\kappa_{i,j} = \Delta\varepsilon_{i,j} \quad (3.24)$$

Aufgrund des oben aufgezeigten Zusammenhanges ist die zu untersuchende Dehnungsdifferenz gleich der von den Feinuntersetzungsgetrieben vorgegebenen relativen Geschwindigkeitszunahmen. Die Größenordnung der relativen Geschwindigkeitszunahmen beträgt $4 \cdot 10^{-4}$, wie aus der Abbildung 9 ersichtlich ist. Dementsprechend sind die Radienverhältnisse zur Minimierung der Meßfehler so genau wie möglich zu bestimmen. Bei dem Einsatz von inkrementalen Drehwinkelgebern ergibt sich eine minimale Strichanzahl, um die oben genannte Auflösung von 10^{-6} zu erreichen. Diese beträgt bei der kleinsten möglichen Strichdifferenz von einem Strich:

$$\begin{aligned}\text{minimale Strichzahl} &= \frac{\text{Differenzstriche}}{\text{Auflösung}} & (3.25) \\ &= \frac{1}{10^{-6}} \\ &= 10^6 \text{ Striche}\end{aligned}$$

Um den Einfluß eventueller Meßfehler zu verringern, wurde die zu zählende Strichzahl mit 10^7 Strichen ($\hat{=}$ 2000 Umdrehungen der Meßwalze bei 5000 Strichen am

Umfang) festgelegt. Die Auswertung erfolgte durch Differenzbildung, die von SPIEGEL vorgestellt wurde. Es zeigte sich aber, daß trotz der hohen gewählten Strichbasis aufgrund von systembedingten Fehlern (z. B. Unrundheit der aufeinander ablaufenden Walzen) sich die Radienverhältnisse im Versuchsstand nur mit einer Genauigkeit von 10^{-5} bestimmen lassen. Eine weitere Ungenauigkeit bekommt man durch die Vernachlässigung der Materialbahnstärke im Abrollversuch. Den auftretenden Fehler kann man mit folgendem Ansatz abschätzen:

$$\frac{r_2 + s}{r_1 + s} = \frac{r_2}{r_1} \cdot (1 + \Delta) \quad (3.26)$$

Auflösen nach der Fehlergröße Δ und einsetzen von Werten ($s = 0,1$ mm; $\min(r_i/r_j) = 0,9988$; $r_0 = 75$ mm) ergibt folgenden Fehler:

$$\begin{aligned} \Delta &= \frac{s \left(1 - \frac{r_i}{r_j}\right)}{s + r_0} \\ &= 1,6 \cdot 10^{-6} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Nach Auswertung der Abrollversuche unter Vernachlässigung der Materialbahnstärke ergaben sich die folgenden Umfangersverhältnisse:

Walze	1	2	3	4	5
1	1	0,999475	0,999494	0,998794	0,999632
2		1	1,000022	0,999316	1,00015
3			1	0,999296	1,00013
4				1	1,00083
5					1

Tabelle 1: Umfangersverhältnisse der Meßwalzen

Die Auswertung der Signale der inkrementalen Drehwinkelgeber erfolgt in einem vom Meßwerterfassungsrechner gesteuertem Zählerinterface. Mit diesem entwickelten Zählerinterface ist es möglich, ohne Verluste an gezählten Strichen zeitgleich alle Zählerstände und die zur Geschwindigkeitsbestimmung notwendige Zeitbasis zu erfassen, und zu gewissen Zeiten in den Meßwerterfassungsrechner einzulesen. Die auf dem Markt erhältlichen Zähler-systeme konnten die gestellten Anforderungen (Zähleranzahl, Anzahl der zählbaren Ereignisse, gleichzeitiges Auslesen) nicht erfüllen.

Zur Bestimmung der Querkontraktionszahl entsprechend der Gleichung (3.17) wird die Bahnbreitendifferenz über die Vermessung der Bahnkanten an zwei Maschinenpositionen ermittelt. In Zusammenarbeit mit einer Mitgliedsfirma der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V. wurde auf der Basis von Standardbauteilen ein CCD-Kamerasystem entwickelt. Das in den Kameras eingebaute CCD-Linienelement besitzt auf einer Länge von 22mm 1728 Pixel. Zur Ausnutzung der maximalen Lichtmenge in den Kameras wurde als Beleuchtungsart das Durchlichtverfahren gewählt. Beim Durchlichtverfahren wird die Bedruckstoffbahn zwischen der Lichtquelle und der Kamera hindurchgeführt. Der Meßpunkt zur Breitenmessung wurde hinter die Meßwalzen gelegt, da auf der Meßwalze nur im Auflichtverfahren gemessen werden kann. Die Kameraanordnung ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

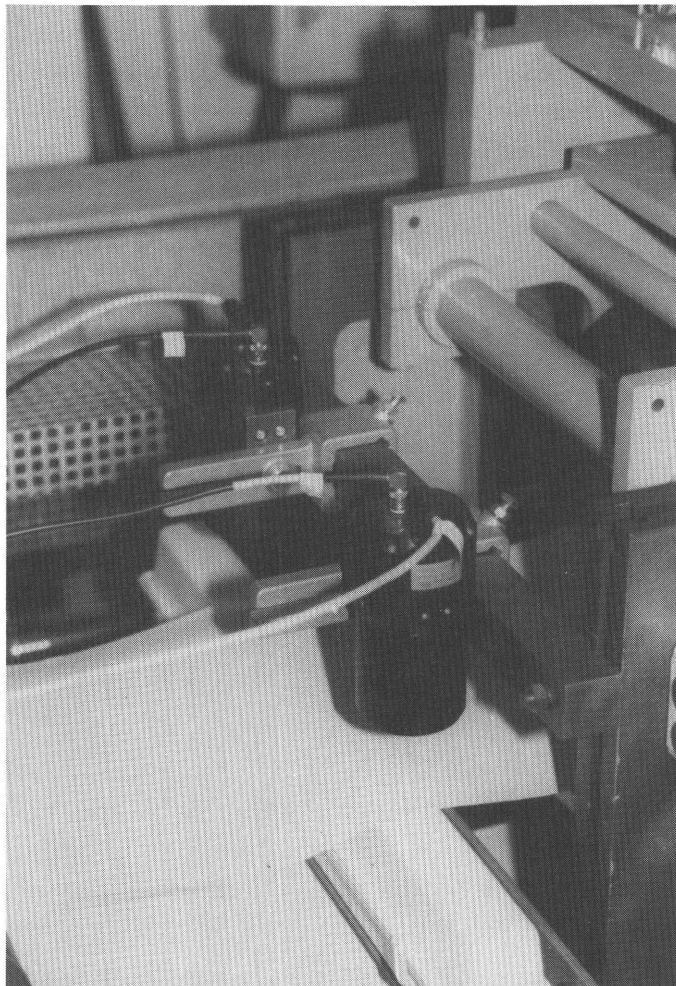


Abb. 15: Bahnbreitenmessung mittels CCD-Kameras

Zur Auslegung der Kameras bezüglich der erforderlichen Auflösung erhält man mit folgender Abschätzung die zu erwartenden Bahnweitenänderungen. Diese berechnet sich unter der Annahme folgender Werte (Bahnbreite 300 mm; Längsdehnungsänderung $\Delta\varepsilon_{xx} = 2\text{‰}$ und einer Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$) zu:

$$\begin{aligned}\Delta b &= \Delta\varepsilon_{yy}b_0 & (3.28) \\ &= -\nu\Delta\varepsilon_{xx}b_0 \\ &= 0,188 \text{ mm}\end{aligned}$$

Zur sicheren Messung der Bahnbreitendifferenz an einer laufenden Bedruckstoffbahn wurde das Kamerasystem aufgrund unzureichender Ergebnisse aus Vorversuchen sowohl von den optischen Eigenschaften sowie den das System steuernden internen Rechner mit der notwendigen Systemsoftware verbessert. Somit ist es möglich, eine Bahnbreitendifferenz von 0,01mm aufzulösen. Neben der Bahnbreite wird mit dem Kamerasystem auch die Position der Bedruckstoffbahn quer zur Maschinenlaufrichtung erfaßt.

4 Eichversuche

Neben der Eichung und der Funktionsprüfungen der einzelnen Meßaufnehmer und deren Meßwerterfassung, die in dem vorhergehenden Kapitel beschrieben wurde, ist es zur Messung der Materialparameter notwendig, das einwandfreie Arbeiten des gesamten Meßaufbaus zu untersuchen. Zur Überprüfung des Meßaufbaus werden in den Überlagerungsgetrieben die gleiche Übersetzung in den Wechselradstufen eingebaut, so daß zwischen den Zugwerken keine Relativgeschwindigkeit auftritt. Diese Annahme ist zulässig, da die Zugwerkszylinder nur im μm -Bereich im Durchmesser differieren. Die Genauigkeit des Antriebes läßt sich durch Bestimmung der relativen Geschwindigkeitszunahmen nach Gleichung (3.11) angeben. Im folgenden Diagramm sind die Mittelwerte der relativen Geschwindigkeitszunahmen bezogen auf die Geschwindigkeit des 1. Zugwerks (Index = 5) aufgetragen, aus denen die geforderte Genauigkeit des Antriebes ersichtlich ist (Indizierung siehe Abb. 7).

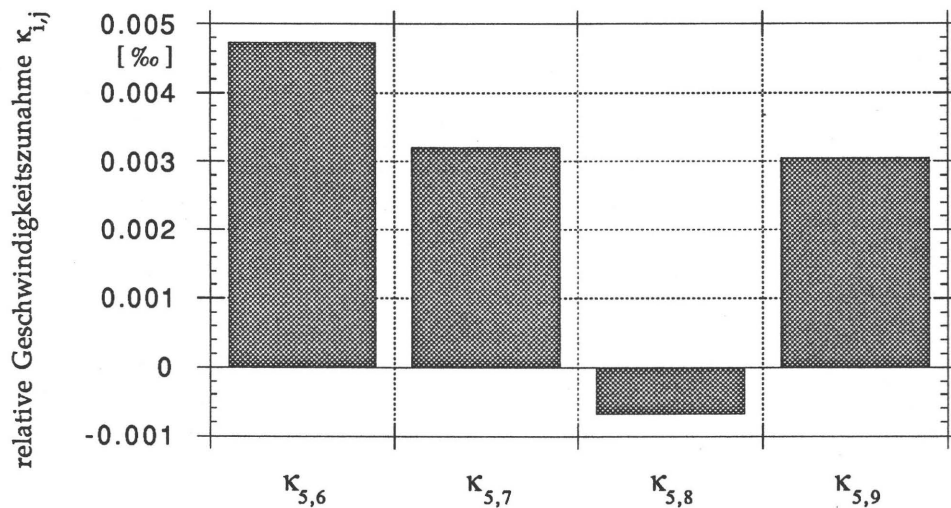


Abb. 16: Mittelwerte der relativen Geschwindigkeitszunahmen der Zugwerke

Entsprechend der gewählten Getriebeübersetzung ist zu erwarten, daß in dem Versuchsstand an allen Meßwalzen die gleiche Bahngeschwindigkeit zu messen ist. Unter der Annahme der stationären Kontinuitätsgleichung ändert sich demnach die Dehnung nicht, so daß bei gleicher Bahnführung und geringen Drehwiderständen der Leitwalzen und Meßwalzen die Bahnzugkräfte gleich sein müssen. Es wurde bei der Grundeinstellung reproduzierbar folgender Verlauf der bezogenen Geschwindigkeiten und der Bahnzugkräfte gemessen.

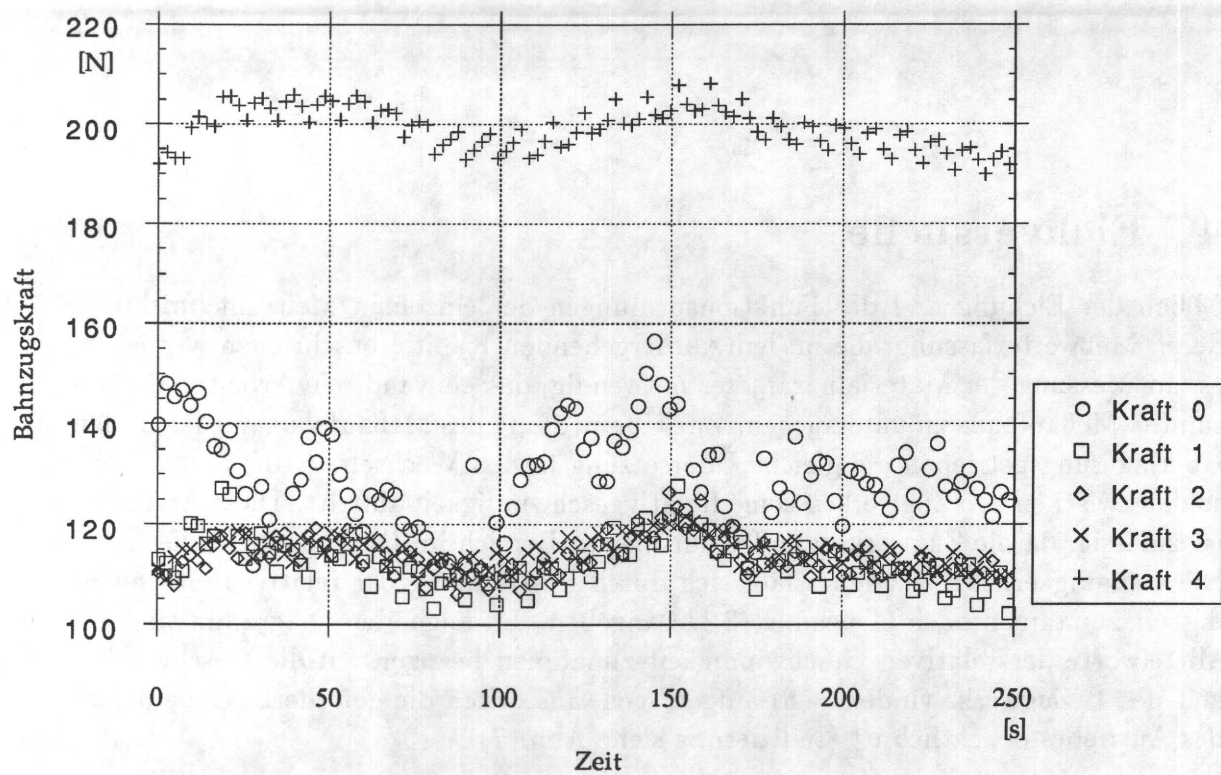


Abb. 17: Verlauf der Bahnzugkräfte über der Zeit

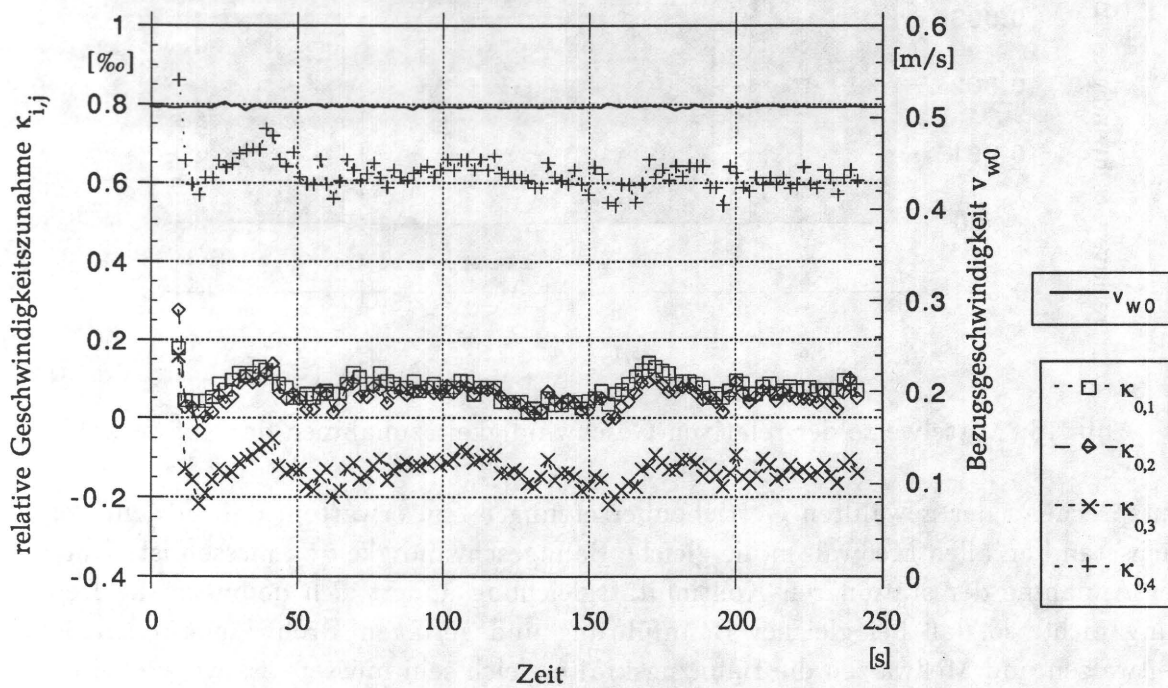


Abb. 18: Verlauf der relativen Geschwindigkeitszunahmen über der Zeit

Wie man in den Diagrammen (Abb. 17, 18) sieht, sind die Bahnzugkräfte und die relativen Geschwindigkeitszunahmen in den Bahnführungsabschnitten 1, 2, 3 annähernd gleich. Im Bahnführungsabschnitt 4 ist eine Erhöhung der Bahnzugkraft und der relativen Geschwindigkeitszunahme zu erkennen. Die Erhöhung der Bahnzugkraft und der relativen Geschwindigkeitszunahme wird von dem Presseur verursacht, der auf dem letzten Zugwerk aufgesetzt ist und pneumatisch angestellt wird, um die schrittbetont arbeitende Meßstrecke von dem kraftbetonten Aufwickelbereich zu trennen. Durch Abheben des Presseurs trat dieser Effekt nicht mehr auf. Die Geschwindigkeitserhöhung durch den angestellten Presseur erfordert eine genauere Betrachtung der Vorgänge. Trägt man das Geschwindigkeitsverhältnis (Abb. 19) zwischen den Zugwerken und den vorgeschalteten kombinierten Bahnzugs- und Bahngeschwindigkeitsmeßwalzen auf, so sieht man, daß im letzten Bahnführungsabschnitt ($\kappa_{4,9}$) die Zugwerksgeschwindigkeit um $0,55 \div 0,6$ Promille kleiner ist als die der Meßwalze.

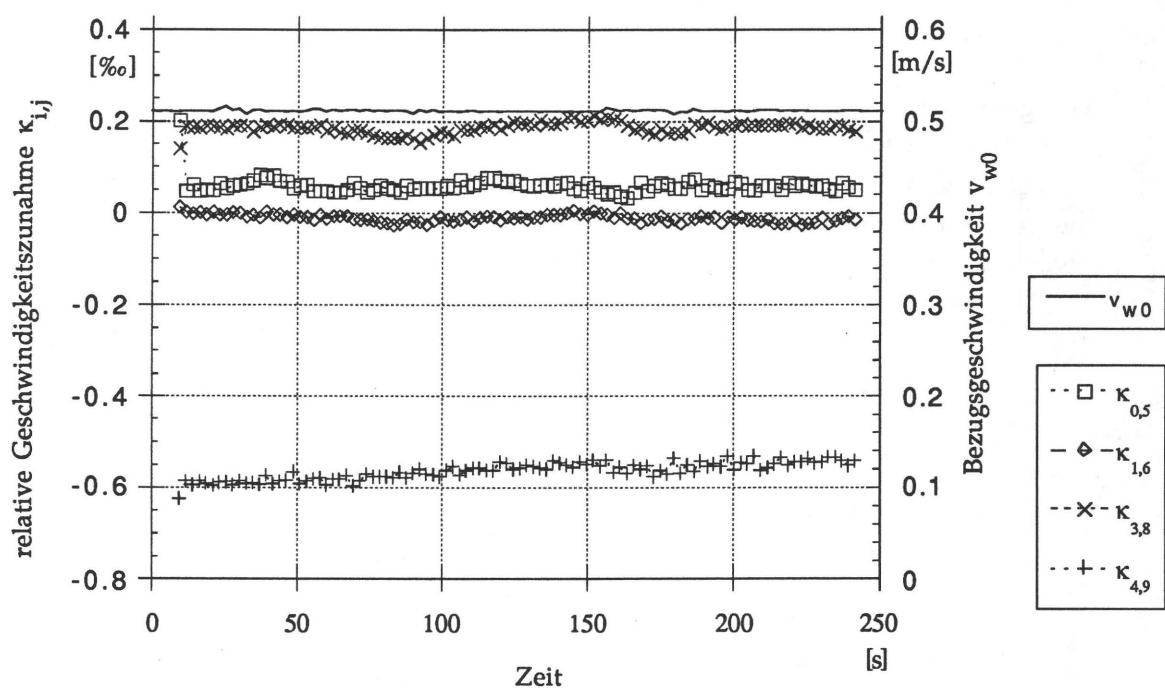


Abb. 19: Relative Geschwindigkeitszunahme Meßwalze \Leftrightarrow Zugwerk über der Zeit

Die Bahnführung wurde wie folgt gewählt:

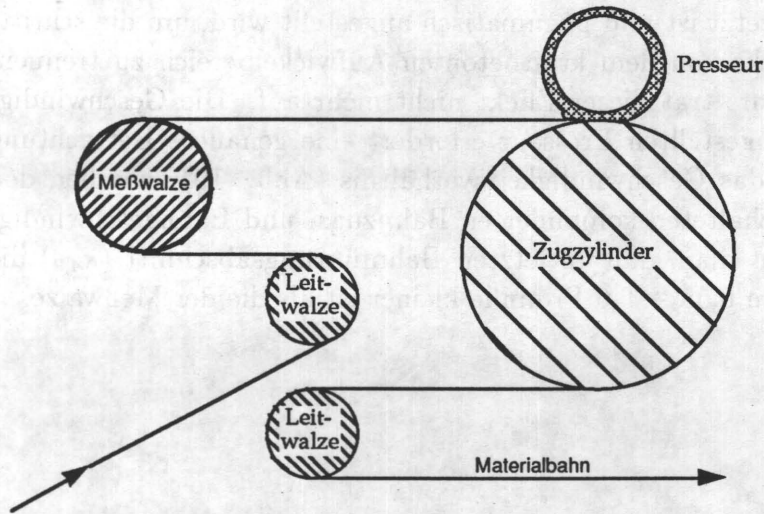


Abb. 20: Bahnführung im Bereich des Zugwerkes

Die gemessene relative Geschwindigkeitszunahme steht im Gegensatz zu den bisherigen Untersuchungen über das Zugverhalten von Presseuren im Tiefdruck, die von SCHEUTER, MEISSNER und SUTANTO [23] und JÖRG [24] durchgeführt wurden. In diesen Untersuchungen wird der Verlauf der Tangentialdehnung der Presseuroberfläche, wie in dem folgenden Diagramm aufgetragen, qualitativ angegeben.

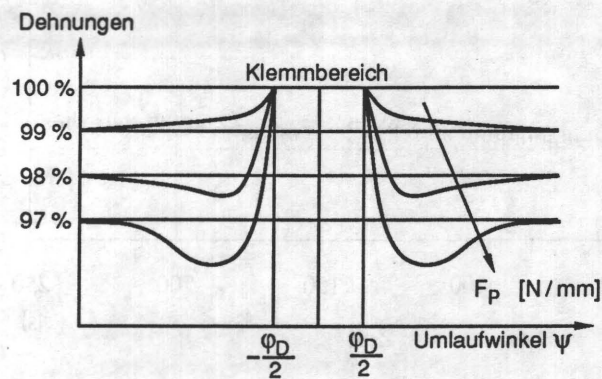


Abb. 21: Qualitativer Verlauf der Tangentialdehnung der Presseuroberfläche

Die Oberflächengeschwindigkeit des Presseurs wird mit folgender Gleichung [25] bestimmt:

$$v_P = \omega_P \cdot r_{P0} (1 + \varepsilon_{tP}) (1 - \varepsilon_{rP}) \quad (4.1)$$

Vernachlässigt man die kleine radiale Dehnung ist die Oberflächengeschwindigkeit nur von der Tangentialdehnung abhängig. Durch Einsetzen des qualitativen Tangentialdehnungsverlaufes (Abb. 21) sieht man, daß die Oberflächengeschwindigkeit zur Klemmstelle des Presseurs mit dem Zugwerkszylinder zunimmt und dort am größten ist. An Hand der sich ergebenden Geschwindigkeitsverläufe wird der Umschlingungsbereich der Materialbahn um einen Tiefdruckpresseur üblicherweise in fünf Bereiche entsprechend der Abb. 22 aufgeteilt:

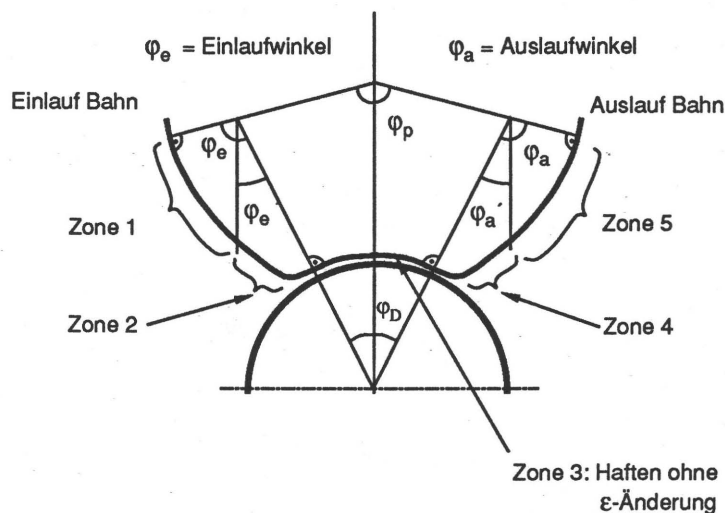


Abb. 22: Zonale Aufteilung des Umschlingungsbereiches des Presseurs

Zone 1: Einlaufbereich mit Gleitreibung

Zone 2: Haften der Bahn mit Dehnungszunahme

Zone 3: Klemmbereich ohne Dehnungsänderung

Zone 4: Haften der Bahn mit Dehnungsabnahme

Zone 5: Auslaufbereich mit Gleitreibung

Im Widerspruch zu den bisherigen Annahmen steht die in den Versuchen gemessene über der Zugwerksgeschwindigkeit liegende Bahngeschwindigkeit. Die gemessene höhere Bahngeschwindigkeit kann nur durch eine gegenüber der Klemmstelle größere Tangentialdehnung der Presseuroberfläche am Bahnauflaufpunkt erreicht werden. Nimmt man Haften der Bahn an der Presseuroberfläche an, so wird die Bahngeschwindigkeit entsprechend der Oberflächengeschwindigkeit des Presseurs von dem Bahnauflaufpunkt bis zur Klemmstelle auf die Zugwerksgeschwindigkeit abnehmen. Die Längsdehnung der Bedruckstoffbahn wird sich aufgrund der Haftbedingung genauso ändern wie die Tangentialdehnung der Presseuroberfläche. Für Zuguntersuchungen an Tiefdruckpresseuren sind entsprechend der Meßergebnisse, die Aufteilung des Umschlingungsbereiches in der Zone 2 um einen Haftbereich mit Dehnungsabnahme zu erweitern.

Durch Abheben des Presseurs trat die Geschwindigkeitserhöhung nicht mehr auf. In den folgenden Diagrammen sind die Bahnzugkräfte und die bezogenen Bahngeschwindigkeiten für einen Versuch ohne Presseur aufgetragen.

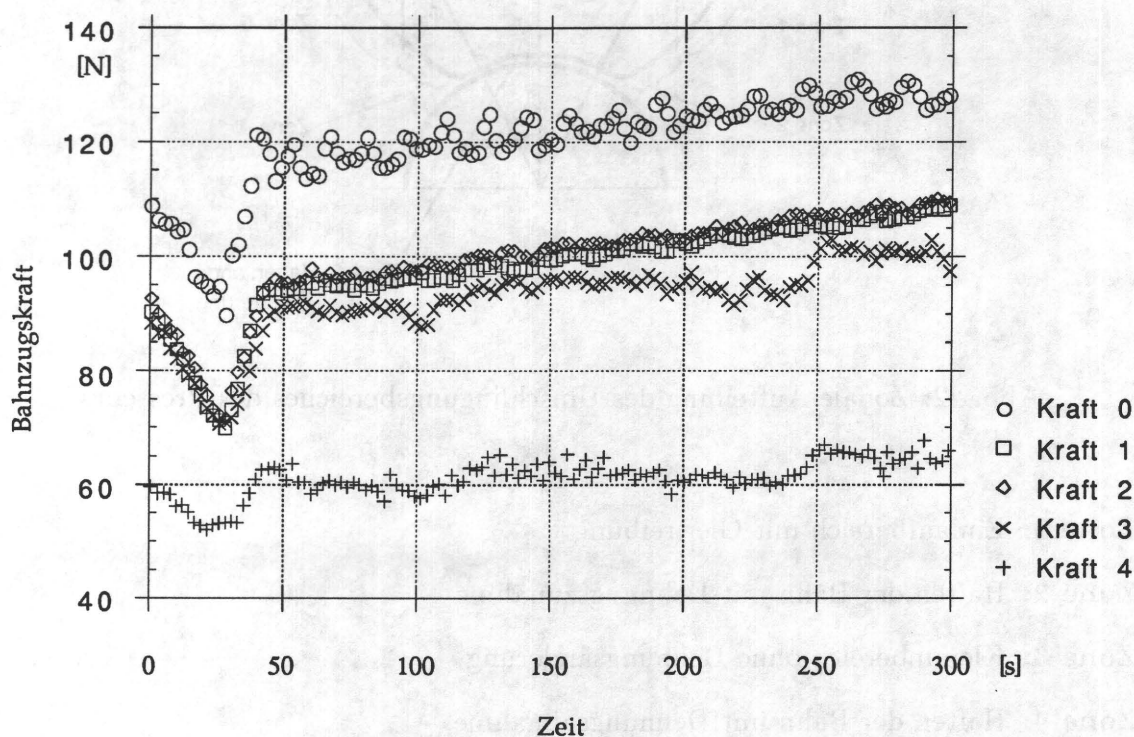


Abb. 23: Verlauf der Bahnzugkräfte über der Zeit

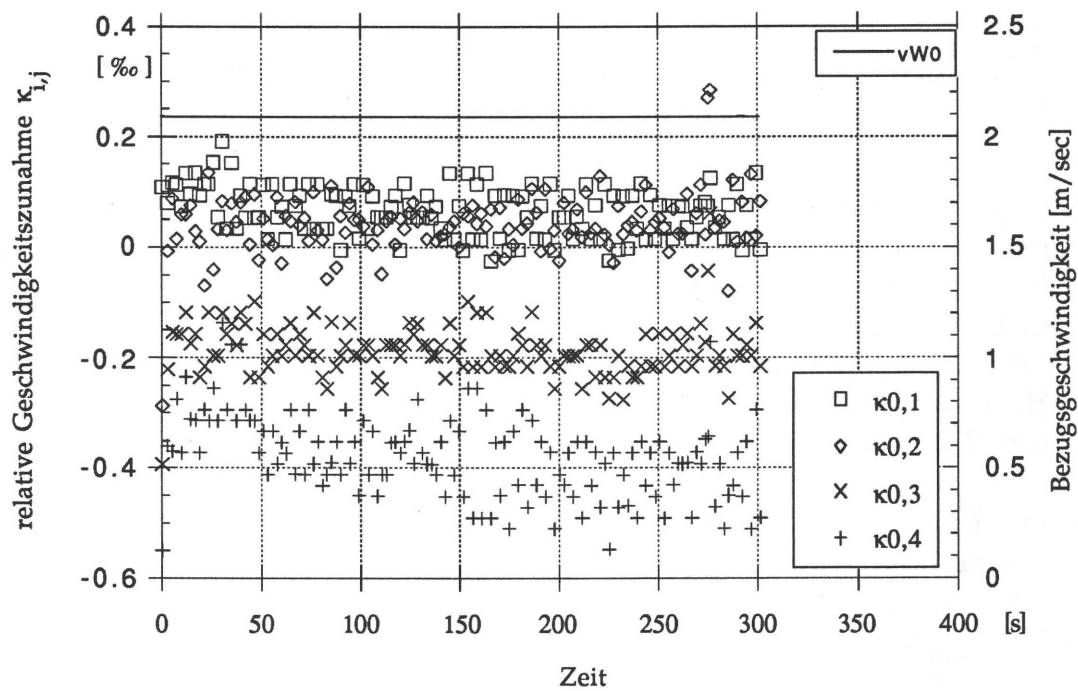


Abb. 24: Verlauf der relativen Geschwindigkeitszunahmen über der Zeit

In den Diagrammen ist eindeutig zu erkennen, daß der kraftbetont arbeitende Aufwickelbereich mit seiner niedrig eingestellten Bahnzugkraft in die Bahnführungsabschnitte 3 und 4 zurückwirkt. Durch die niedrige Bahnzugkraft im Aufwickelbereich tritt entweder Schlupf an den Meßwalzen und/oder an den umschlungenen Zugwerken auf. Es ist anzunehmen, daß der Schlupf an den Zugwerken auftritt, da die Bahngeschwindigkeitsmeßwalzen wegen ihrer Leichtgängigkeit von der Bahn schlupffrei mitgenommen werden. Des weiteren wächst der Luftspalt zwischen der Materialbahn und dem umschlungenen Bahnführungselement linear mit dem Radius, das in dem Forschungsvorhaben "Wärme- und Stofftransport an Trocknern und Kühlwalzen von Offset-Rollenrotationsdruckmaschinen" [26] mit folgender Bestimmungsgleichung zur Berechnung der Luftspalthöhe gezeigt wurde.

$$h_0 = 0,643 \cdot r_0 \left(\frac{6\eta U}{T} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (4.2)$$

mit η = Viskosität der Luft [Ns/m^2]

U = Summe der Umfangsgeschwindigkeiten [m/s]

T = Bahnzugkraft [N/m]

Setzt man in die Gleichung die gemessenen Werte ein, so erhält man berechnete Luftspalthöhen von $3 \div 15 \mu m$. Den größten Luftspalt errechnet man für das letzte Zugwerk, dessen Zylinder über eine feinstgeschliffene Oberfläche mit $R_z \leq 1 \mu m$

verfügt. Somit ist anzunehmen, daß kein Haften des Materials an dem Zugwerkszylinder auftritt. An Hand der beiden beschriebenen Versuche sieht man, daß es ohne weiteres nicht möglich ist, den Dehnungszustand der Materialbahn über die relative Geschwindigkeitszunahme der einzelnen Zugwerke entsprechend der einachsigen stationären Kontinuitätsgleichung einzustellen. Im weiteren wird untersucht, ob Haften der Bahn auf den Zugwerken gefordert werden muß, oder ob Schlupf an den Zugwerken zur Elastizitätsmodulbestimmung zulässig ist. Zur Beantwortung dieser Frage und zur Untersuchung der gesamten Versuchsstrecke ist im folgenden Diagramm der nach Gleichung (3.13) berechnete Elastizitätsmodul aus den Daten des Versuches mit dem pneumatisch angestellten Presseur aufgetragen.

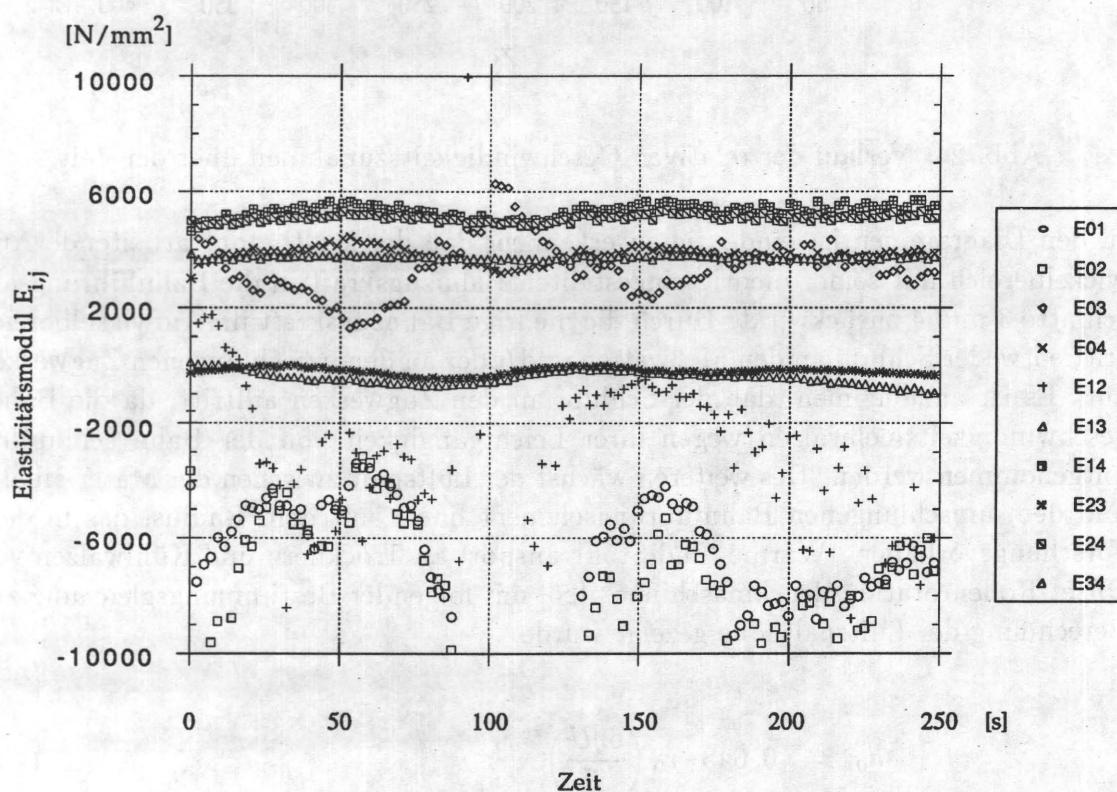


Abb. 25: Verlauf des berechneten Elastizitätsmoduls über der Zeit

Als erstes fällt auf, daß die berechneten Elastizitätsmodulwerte stark streuen und vor allem negative Werte annehmen. Untersucht man die Kurven genauer, so stellt man fest, daß die aus den Meßwerten der Meßwalze 4 berechneten Werte sehr nahe zusammenliegen und in der Größenordnung von Elastizitätsmoduli von Naturpapieren liegen. Das gute Ergebnis ist mit der gemessenen größeren relativen Geschwindigkeits-

und der größeren relativen Kraftzunahme zu erklären. Zur Bestätigung dieser Aussage ist eine Fehlerabschätzung zu der Bestimmungsgleichung der Elastizitätsmoduli durchzuführen. Die Ausgangsgleichung (3.11)

$$E_{i,j} = \frac{F_i}{A} \cdot \frac{\phi_{i,j} - \kappa_{i,j}}{\kappa_{i,j}}$$

wird zur Fehlerbetrachtung vereinfacht, in dem die relative Geschwindigkeitszunahme in dem Zähler der Bestimmungsgleichung gegenüber der relativen Kraftzunahme vernachlässigt wird. Somit ergibt sich:

$$E_{i,j} = \frac{F_i}{A} \cdot \frac{\phi_{i,j}}{\kappa_{i,j}} \quad (4.3)$$

Die Bestimmung des relativen Fehlers wird entsprechend der Rechenvorschrift [27]

$$\Delta E_{i,j} = \left| \frac{\partial E_{i,j}}{\partial F_i} \right| \Delta F_i + \left| \frac{\partial E_{i,j}}{\partial A} \right| \Delta A + \left| \frac{\partial E_{i,j}}{\partial \phi_{i,j}} \right| \Delta \phi_{i,j} + \left| \frac{\partial E_{i,j}}{\partial \kappa_{i,j}} \right| \Delta \kappa_{i,j} \quad (4.4)$$

durchgeführt. Nach Ausführen der partiellen Differentiation und anschließender Division durch den Elastizitätsmodul erhält man folgende Fehlerabschätzungsgleichung:

$$\frac{\Delta E_{i,j}}{E_{i,j}} = \frac{\Delta F_i}{F_i} + \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta \phi_{i,j}}{\phi_{i,j}} + \frac{\Delta \kappa_{i,j}}{\kappa_{i,j}} \quad (4.5)$$

Aus der Fehlerabschätzbeziehung sieht man, daß für kleine $\kappa_{i,j}$ und $\phi_{i,j}$ der relative Fehler stark ansteigt, da der Meßfehler aufgrund der Meßverfahren als nahezu konstant angenommen werden muß. Für den nächsten Versuch wurden die relativen Geschwindigkeitszunahmen durch die Übersetzung in den Wechselradstufen der Überlagerungsgetriebe so eingestellt, daß eine kontinuierliche Erhöhung der Zugwerksgeschwindigkeiten erreicht wird. Es wurden folgende Zahnradstufen zur Erzielung der dazugehörigen relativen Geschwindigkeitszunahmen eingebaut:

Zugwerk	Übersetzung	relative Geschwindigkeitszunahme
1	89 / 94	0,00 ‰
2	91 / 92	0,43 ‰
3	92 / 91	0,65 ‰
4	96 / 87	1,60 ‰
5	100 / 83	2,64 ‰

Tabelle 2: Übersetzung der Wechselradstufe mit relativen Geschwindigkeitszunahmen

Die Geschwindigkeitsrelationen wurden bewußt bis zu dieser Größenordnung gewählt, um die aufgezeigten Einflüsse von zu kleinen relativen Geschwindigkeitszunahmen zu verringern. In den folgenden Diagrammen sind die Verläufe der Meßwerte und der berechneten Elastizitätsmoduli aufgetragen.

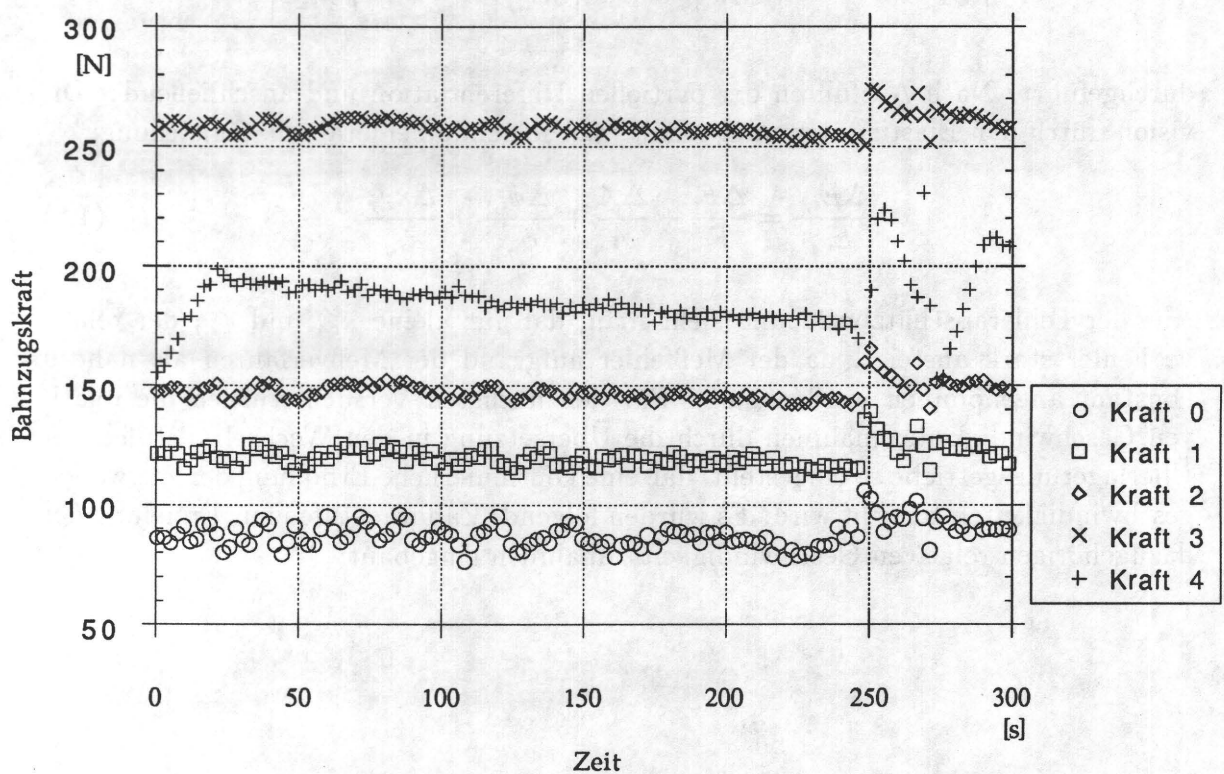


Abb. 26: Verlauf der Bahnzugkräfte über der Zeit

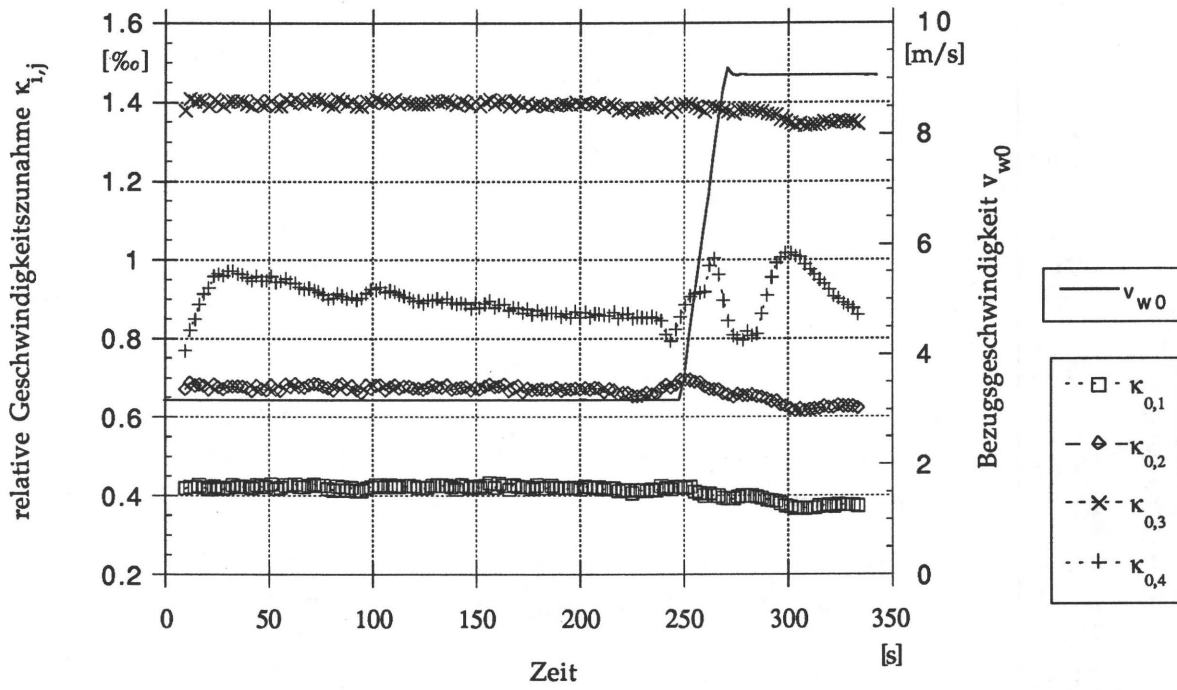


Abb. 27: Verlauf der relativen Geschwindigkeitszunahmen über der Zeit

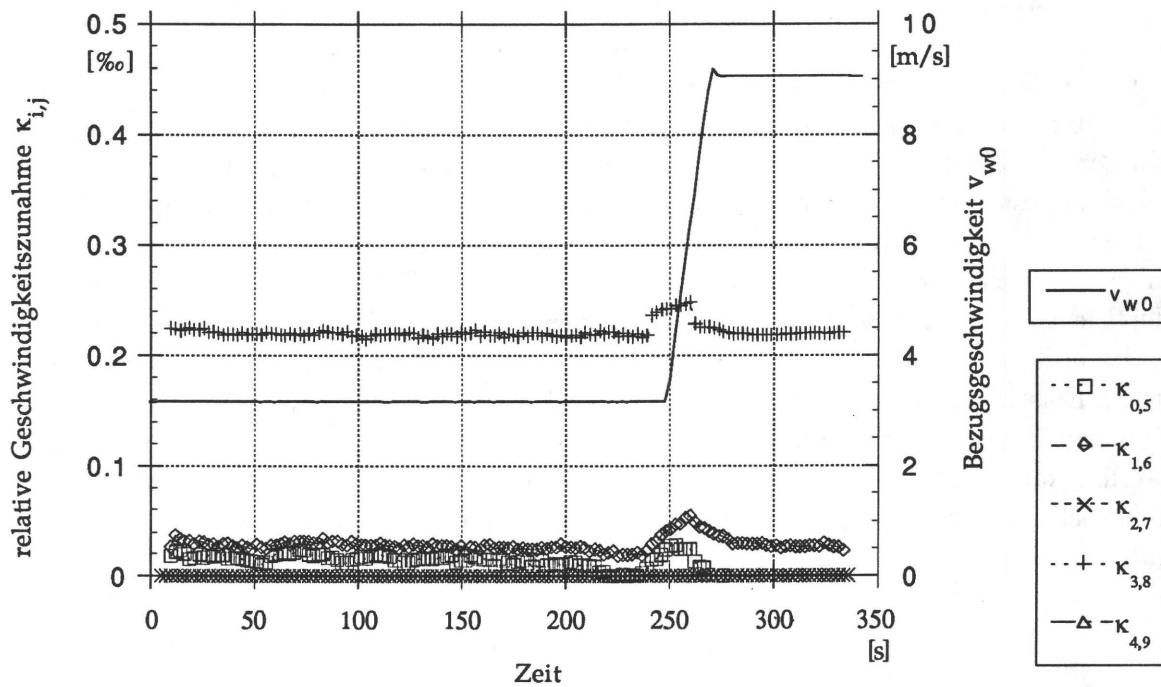


Abb. 28: Relative Geschwindigkeitszunahme Meßwalze \Leftrightarrow Zugwerk über der Zeit

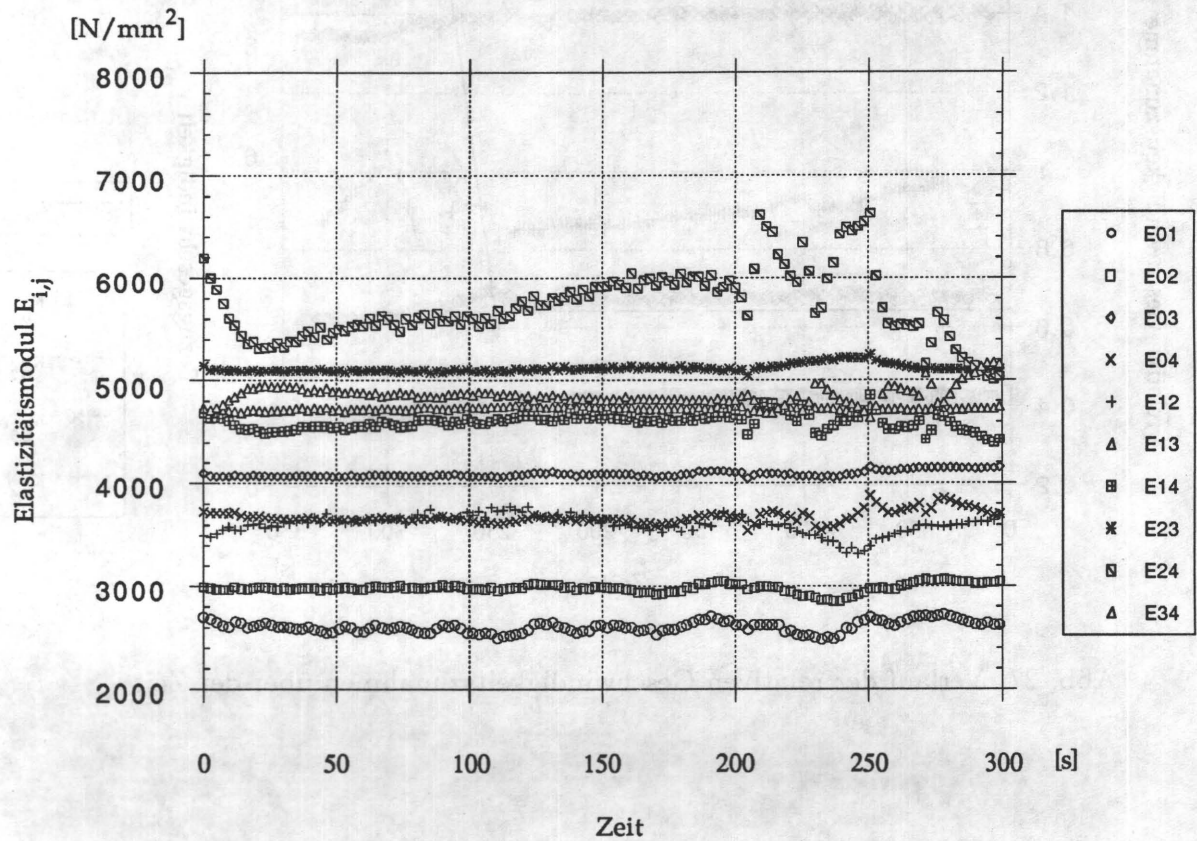


Abb. 29: Verlauf des berechneten Elastizitätsmoduls über der Zeit

Aus den Diagrammen sieht man, daß die Materialbahn der relativen Geschwindigkeitszunahme der Zugwerke 1, 2 und 3 folgen konnte, während an dem Zugwerk 4 nur ein geringer Schlupf festzustellen ist. Am letzten Zugwerk, an dem der Presseur nur leicht angestellt wurde, trat merklicher Schlupf zwischen der Materialbahn und dem Zugzylinder auf. In diesem Fall hat der Aufwickelbereich trotz angestelltem Presseur in den letzten Bahnführungsabschnitt zurückgewirkt. Der Einfluß auf das Ergebnis der Elastizitätsmodulberechnung ist aber gering, so daß die Bestimmung des Elastizitätsmoduls möglich ist. Obwohl die absoluten Werte der aus den Meßwerten berechneten Elastizitätsmoduli stark streuen, sind diese in der Größenordnung des in einer Papierprüfmaschine gemessenen Elastizitätsmodul $E_{\text{Prüfmaschine}} = 4750 \text{ N/mm}^2$. Zusätzlich kann man erkennen, daß die im Versuch durchgeführte Erhöhung der Maschinengeschwindigkeit keinen sichtbaren Einfluß auf die Elastizitätsmodulberechnung hat.

Neben der Bestimmung der Elastizitätsmoduli wurden Eichversuche zur Bestimmung der Querkontraktionszahl durchgeführt. Die Übersetzung in den Wechselradstufen der Überlagerungsgetriebe entspricht den in der Tabelle 2 aufgeführten Übersetzungsverhältnissen mit den sich daraus ergebenden relativen Geschwindigkeitszunahmen der Zugwerke.

Es zeigt sich, daß die Summensignale der Kameras gut auswertbar sind, wobei im Kamerapaar 1 noch Streuungen sichtbar sind, die ihre Ursache in Kamerasystemstörungen haben oder durch die flatternden Bahnkanten bei geringerer Bahnzugkraft ausgelöst werden.

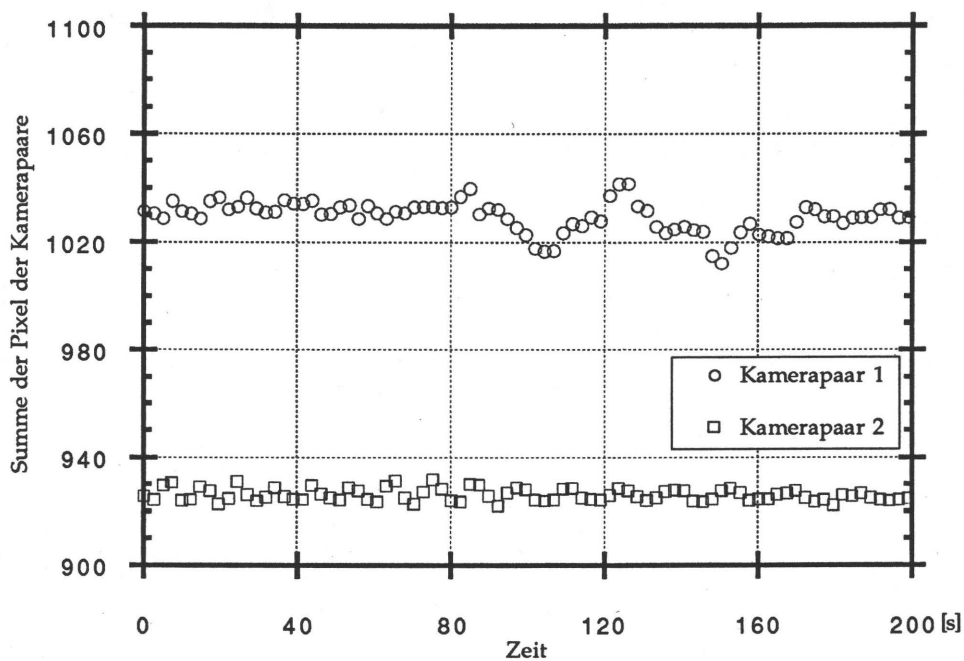


Abb. 30: Verlauf der Kamerasignale über der Zeit

Die relative Geschwindigkeitszunahme $\kappa_{2,4}$ zeigt deutlich den Anfahrvorgang, der sich aufgrund der geringen Maschinengeschwindigkeit von $v_{w0} = 0,5 \text{ m/s}$ über diesen Zeitraum erstreckt.

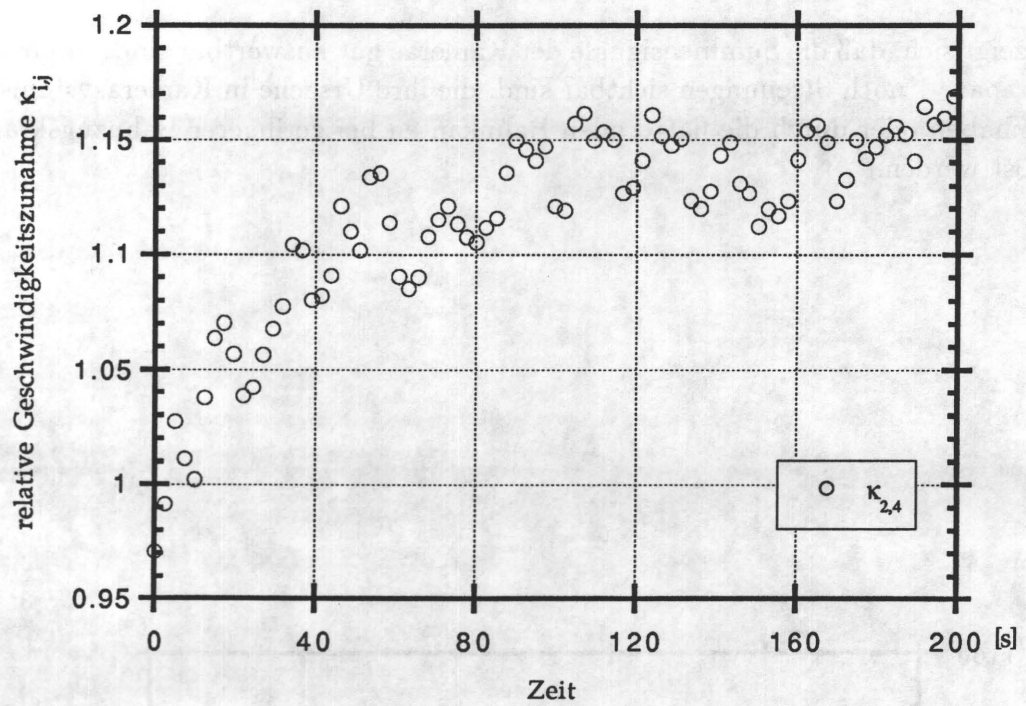


Abb. 31: Verlauf der relativen Geschwindigkeitszunahme über der Zeit

Aus den aufgezeigten Meßgrößen wird entsprechend der Gleichung (3.17) die Querkontraktionszahl errechnet:

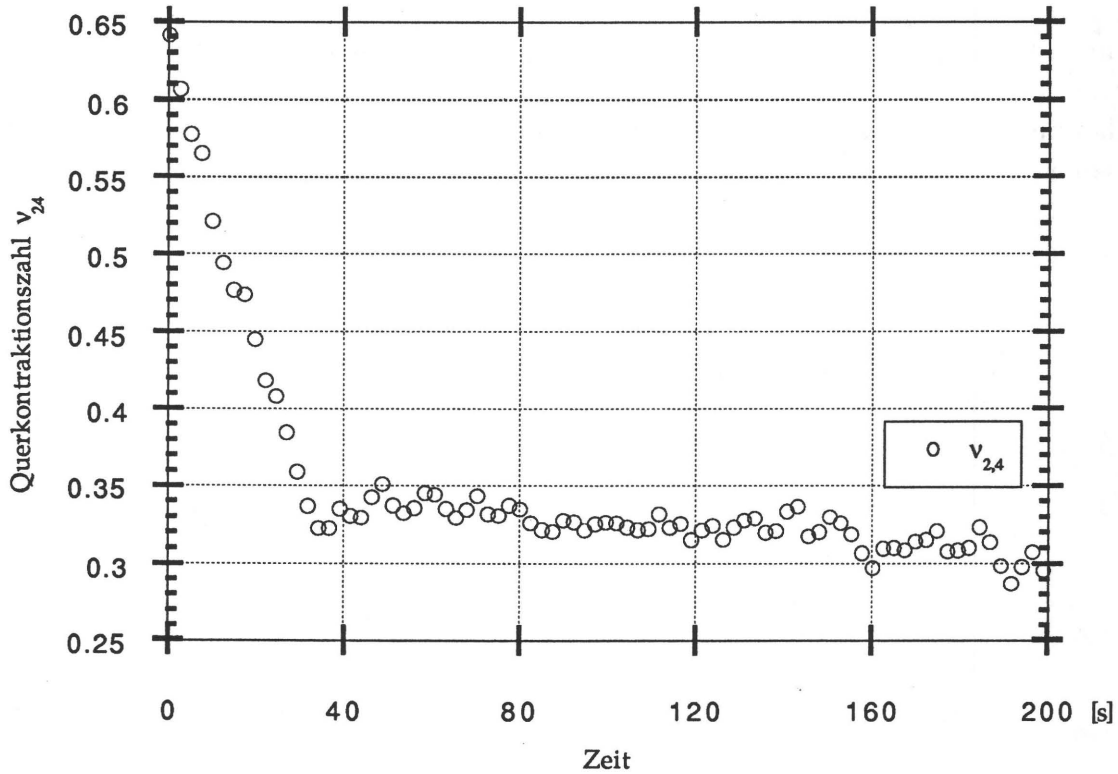


Abb. 32: Verlauf der errechneten Querkontraktionszahl über der Zeit

Es zeigt sich, daß die aus den Meßwerten errechnete Querkontraktionszahl in der Größe der in der Literatur genannten Querkontraktionszahlen liegt. Um die Aussagefähigkeit des gefundenen Ergebnisses zu bewerten, ist eine Fehlerabschätzung für die Berechnung der Querkontraktionszahl durchzuführen. Anwenden der Rechenvorschrift [27] auf die Bestimmungsgleichung der Querkontraktionszahl (3.17) ergibt:

$$\Delta \nu_{i,j} = \left| \frac{\partial \nu_{i,j}}{\partial s} \right| \Delta s + \left| \frac{\partial \nu_{i,j}}{\partial A} \right| \Delta A + \left| \frac{\partial \nu_{i,j}}{\partial (b_i - b_j)} \right| \Delta (b_i - b_j) + \left| \frac{\partial \nu_{i,j}}{\partial \kappa_{i,j}} \right| \Delta \kappa_{i,j} \quad (4.6)$$

Nach Ausführen der partiellen Differentiation und anschließender Division durch die Querkontraktionszahl erhält man folgende Fehlerabschätzung:

$$\frac{\Delta \nu_{i,j}}{\nu_{i,j}} = \frac{\Delta s}{s} + \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta (b_i - b_j)}{(b_i - b_j)} + \frac{\Delta \kappa_{i,j}}{\kappa_{i,j}} \quad (4.7)$$

Anhand dieser Fehlerabschätzgleichung ist ersichtlich, daß auch zur sicheren Bestimmung der Querkontraktionszahl eine ausreichende relative Geschwindigkeitszunahme notwendig ist. Der auftretende Fehler bei der Bahnbreitenmessung beträgt, bedingt durch das digitale Meßverfahren, 10%. In dieser Größenordnung wird auch der relative Fehler in der Bestimmung der relativen Geschwindigkeitszunahme angesetzt, so daß unter der Annahme, daß die Geometriegrößen Materialbahnbreite und Materialbahnstärke genau gemessen sind, berechnet sich der Meßfehler auf insgesamt 20%.

5 Ansatz zur Faltenbildung

Ausgehend von einem Artikel von GEHLBACH, KEDL und GOOD [22], die Untersuchungen über die Faltenbildung durch eine schiefstehende Leitwalze durchführten, wurde die Bestimmungsgleichung über einen anderen Weg abgeleitet.

Aus Erfahrung weiß man, daß die Materialbahnen Zugkräfte gut übertragen können, jedoch Druckkräften nur im begrenzten Rahmen standhalten können. Übersteigen die Druckkräfte ein gewisses Maß, so werden Teile der Materialbahn sich aus der Bahnebene bewegen, was makroskopisch als Falte zu sehen ist. Dieses ist mathematisch mit der Theorie des Plattenbeulens zu beschreiben.

Unter folgenden Annahmen:

- Vernachlässigung der Trägheitskräfte
- linearelastisches isotropes Materialverhalten

wird die von SZABÓ [21] angegebene Differentialgleichung des Plattenbeulens (5.1) angesetzt, mit der der kritische Spannungszustand abgeschätzt werden kann, ab dem Faltenbildung auftreten wird. Die äußeren Kräfte werden als Druckkräfte entsprechend der Skizze definiert:

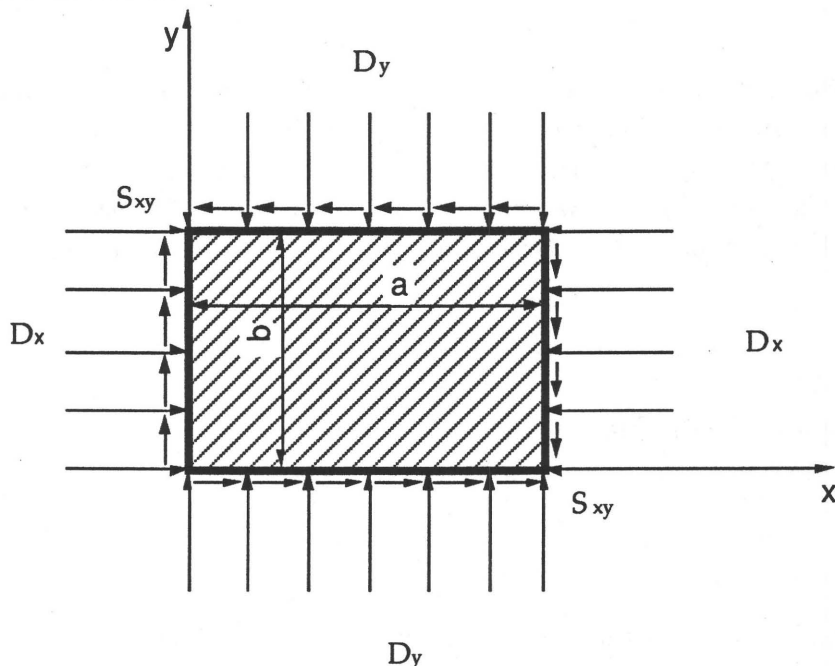


Abb. 33: Definition der Spannungen

$$N\Delta\Delta w + D_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + S_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + D_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0 \quad (5.1)$$

$$\text{mit } N = \text{Plattensteifigkeit} = \frac{Eh^2}{12(1-\nu^2)}$$

$$\Delta\Delta w = \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}$$

Für eine Rechteckplatte unter allseitigem Druck ($D_x, D_y \neq 0; S_{xy} = 0$) erhält man mit folgendem Ansatz für die senkrecht zur Bahnebene gezählte Verschiebung $w(x, y)$:

$$w(x, y) = c_{jk} \sin\left(\frac{j\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{k\pi y}{b}\right) \quad (5.2)$$

Die Variablen j, k sind als Halbwellenzahlen in x- bzw. y-Richtung definiert. Unter der Annahme, daß die Rechteckplatte frei gelagert ist, erhält man durch Einsetzen des Verschiebungsansatzes in die Differentialgleichung folgende Bestimmungsgleichung:

$$\pi^2 N \left(\frac{j^2}{a^2} + \frac{k^2}{b^2} \right) = D_x \frac{j^2}{a^2} + D_y \frac{k^2}{b^2} \quad (5.3)$$

Nach GEHLBACH, KEDL und GOOD [22] kann die gewonnene Gleichung für die Anwendung in Rollenrotationsdruckmaschinen weiter vereinfacht werden. Aufgrund des Bahnzuges in Maschinenlaufrichtung werden sich keine Falten quer zur Laufrichtung bilden, so daß man die Halbwellenzahl j in Maschinenlaufrichtung konstant auf den Wert $j = 1$ setzen kann. Mit der Rechengröße

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 N}{a^2 h} \quad (5.4)$$

und Division durch die Materialbahnstärke h erhält man:

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_e} = \frac{b^2}{k^2 a^2} \left[\left(1 + \frac{k^2 a^2}{b^2} \right)^2 - \frac{\sigma_x}{\sigma_e} \right] \quad (5.5)$$

In Abhängigkeit der Längenverhältnisse und der Halbwellenzahl k lassen sich die kritischen Druckspannungen berechnen, die für das Verhältnis $a/b = 1$ in dem folgenden Diagramm (Abb. 34) aufgetragen sind.

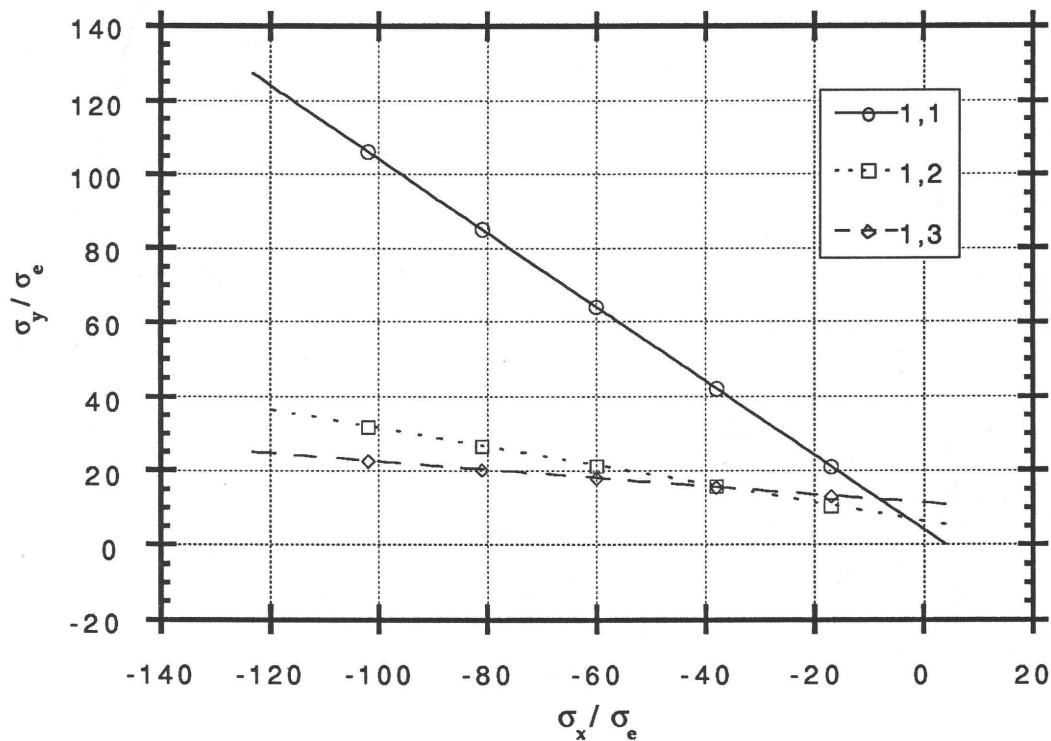


Abb. 34: Kritische Spannungen

Aus den Kurvenverläufen sieht man, daß mit zunehmender Bahnzugskraft (abnehmender Druckspannung!) die kritische Querspannung abnimmt, da mit zunehmender Bahnzugskraft sich ein neues Gleichgewicht bei einer höheren Halbwellenzahl k einstellt. Dementsprechend muß zur Berechnung der zulässigen Querspannung zunächst die Halbwellenzahl k ermittelt werden, die der auftretenden Längsspannung zugeordnet ist. Mit Kenntnis der Halbwellenzahl kann die kritische Querspannung aus Gleichung (5.5) berechnet werden.

Mit Gleichung (5.5) ist ein Kriterium zur Vorhersage von Faltenbildung abgeleitet. Im weiteren sind die möglichen Spannungszustände in der Materialbahn während des Durchlaufes durch eine Rollenrotationsdruckmaschine zu untersuchen.

GEHLBACH, KEDL und GOOD [22] haben die Gültigkeit dieser Gleichung an einer schiefstehenden Leitwalze untersucht. Durch die Schiefstellung der Leitwalze wird die Materialbahn, in dieser Untersuchung Polyester- und Polypropylenfolie, von der vorgegebenen Bahnführung abweichen. Die die Abweichung bewirkenden Schubspannungen wurden genau wie die wirkende Bahnzugkraft konstant über die Breite angenommen und über die Biegung eines eingespannten Balkens modelliert und dementsprechend bestimmt. Es wird eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse mit den experimentellen Untersuchungen aufgezeigt, die man qualitativ in folgendem Diagramm (Abb. 35) zusammenfassen kann:

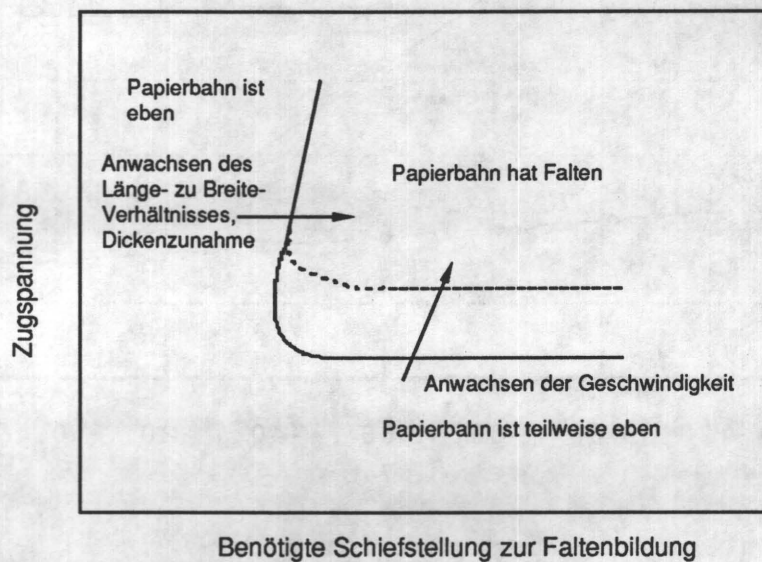


Abb. 35: Qualitativer Verlauf der Faltenbildung über der Schiefstellung der Leitwalze

Aus dem Diagramm kann man erkennen, daß die Faltenbildung verursacht durch schiefstehende Leitwalzen bei größeren Längen- zu Breitenverhältnissen abnimmt. Im Gültigkeitsbereich ist dieser Effekt geschwindigkeitsunabhängig. Bei geringen Bahnzügen zeigt sich, daß die Materialbahn einseitig Falten hat. Die Tendenz einseitiger Faltenbildung ist geschwindigkeitsabhängig, so daß man zur mathematischen Beschreibung dieser Effekte die Trägheitskräfte nicht mehr vernachlässigen darf.

6 Einfluß der Tänzerwalzengeometrie

Im Rahmen der Konstruktion der Tänzersysteme für die zwischenzeitlich für den Versuchsstand bereitgestellten Zentrumswickler ist eine Untersuchung zur geometrischen Gestaltung der Tänzerwalze durchgeführt worden.

Die Tänzerwalze in einer Druckmaschine soll eine konstante, definierte und von ihrer Stellung und Bewegung unabhängige Bahnspannung erzeugen. Wie man aus Erfahrung weiß, ist die oben aufgestellte Forderung bei üblichen Tänzerwalzen und -systemen nicht zu erfüllen. Man ist aber bestrebt, die instationären Anteile, die sich den konstanten Kraftanteilen überlagern, zu vermindern. Neben den bekannten Tatsachen, daß der Tänzer möglichst wenig Masse, keine Federelemente und keine Dämpfer haben soll, kann man auch durch eine geometrische Gestaltung der Tänzerwalze die Bahnzugkräfte in gewissen Grenzen beeinflussen. Aufbauend auf einen Aufsatz von FALKNER [14] sollen die Bahnzugkräfte eines Lineartänzers aufgrund der geometrischen Gestaltung der Tänzerwalze untersucht werden. Für die Ableitung wird angenommen, daß das bahnkraftaufbringende Element (vgl. Abb. 36; F_B) ideal arbeitet ($F_B = \text{const}$).

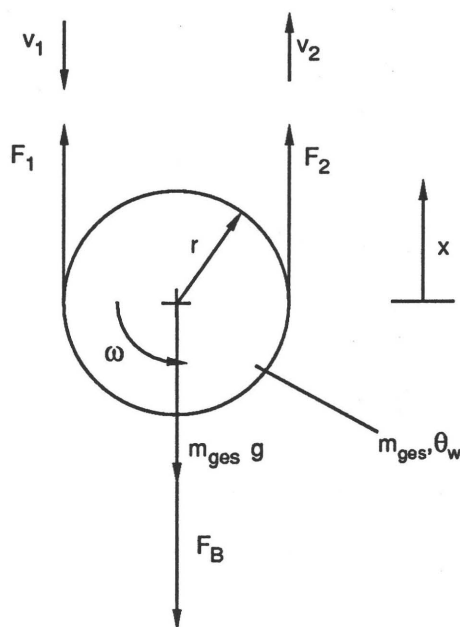


Abb. 36: Schnittbild der Tänzerwalze eines Lineartänzers

Entsprechend lassen sich Kräfte- und Momentensatz angeben:

$$m_{ges} \cdot \ddot{x} = F_1 + F_2 - m_{ges} \cdot g - F_B \quad (6.1)$$

$$\Theta \cdot \dot{\omega} = r \cdot (F_2 - F_1) \quad (6.2)$$

Formt man die Gleichungen um und löst nach den Bahnzugkräften auf, so erhält man:

$$F_1 = \frac{1}{2} \left[m_{ges} \cdot g + F_B + m_{ges} \cdot \ddot{x} - \frac{\Theta \cdot \dot{\omega}}{r} \right] \quad (6.3)$$

$$F_2 = \frac{1}{2} \left[m_{ges} \cdot g + F_B + m_{ges} \cdot \ddot{x} + \frac{\Theta \cdot \dot{\omega}}{r} \right] \quad (6.4)$$

Die kinematischen Zusammenhänge zwischen den Geschwindigkeiten und den Bewegungsfreiheitsgraden lauten wie folgt:

$$v_1 = \omega \cdot r - \dot{x} \quad (6.5)$$

$$v_2 = \omega \cdot r + \dot{x} \quad (6.6)$$

Aus den Geschwindigkeiten lassen sich die tangentialen Beschleunigungen an den Bahnaufstellungen bestimmen:

$$\dot{v}_1 = \dot{\omega} \cdot r - \ddot{x} \quad (6.7)$$

$$\dot{v}_2 = \dot{\omega} \cdot r + \ddot{x} \quad (6.8)$$

$$\dot{\omega} \cdot r = \frac{\dot{v}_2 + \dot{v}_1}{2} \quad (6.9)$$

Setzt man die Tangentialbeschleunigungen in die Gleichungen (6.3) und (6.4) ein, so erhält man nach einigen Umformungen:

$$F_1 = \frac{1}{2} \left[F_B + m_{ges} \cdot \left[g - \frac{\dot{v}_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{\Theta}{m_{ges} \cdot r^2} \right) + \frac{\dot{v}_2}{2} \cdot \left(1 - \frac{\Theta}{m_{ges} \cdot r^2} \right) \right] \right] \quad (6.10)$$

$$F_2 = \frac{1}{2} \left[F_B + m_{ges} \cdot \left[g + \frac{\dot{v}_2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\Theta}{m_{ges} \cdot r^2} \right) - \frac{\dot{v}_1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\Theta}{m_{ges} \cdot r^2} \right) \right] \right] \quad (6.11)$$

Aus den Gleichungen (6.10) und (6.11) sieht man, daß der Einfluß der Geschwindigkeitsänderung an einer Stelle auch eine Kraftänderung in der gegenüberliegenden Bahnzugkraft zur Folge hat. Diesen unerwünschten Effekt könnte man umgehen, sofern es gelingt, die Bedingung

$$1 - \frac{\Theta}{m_{ges} \cdot r^2} = 0 \quad (6.12)$$

zu erfüllen. Die oben aufgestellte Bedingung ist eine geometrische Bedingung, die durch geeignete Wahl der Tänzerwalzengeometrie erfüllt werden kann.

FALKNER [14] kam in seinem Aufsatz zu dem Schluß, daß die oben aufgestellte Bedingung für Tänzerwalzen, die aus dünnwandigen Rohren aufgebaut sind, fast erfüllt ist. Jedoch blieben bei FALKNER die Stirnscheiben, Lagezapfen und die Aufnahmen zur Längsführung unberücksichtigt. Um den Einfluß dieser Größen auf den Term $1 - \Theta/(m_{ges} \cdot r^2)$ zu untersuchen, soll an Hand von Bahnführungswalzen mit Achszapfen der Firma SNR [15] der Term berechnet werden.

Durchmesser Walze [mm]	Masse Länge 1m [kg]	Θ [kgmm ² 10 ³]	$1 - \frac{\Theta}{m \cdot r^2}$
60	4,80	1,78	0,588
80	5,65	4,49	0,503
100	7,25	10,61	0,415
120	9,18	21,50	0,349
160	12,78	59,74	0,270

Tabelle 3: Berechnung des Ausdruckes $1 - \Theta/(m_{ges} \cdot r^2)$ für verschiedene Leitwalzen

Aus der Tabelle ist ersichtlich, daß die aufgestellte geometrische Bedingung bei den angebotenen Bahnführungswalzen nicht erfüllt ist. FALKNER schlug in seinem Aufsatz vor, die geometrische Bedingung durch Anbringen von seitlichen Scheiben zu erfüllen.

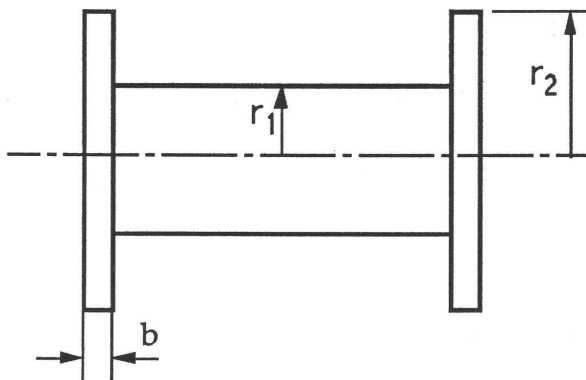


Abb. 37: Tänzerwalze mit seitlichen Scheiben

Es soll nun die Massenzunahme durch das seitliche Anbringen der Scheiben berechnet werden.

$$m_{ges} = m_{Walze} + m_{Führung} + 2 \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot b \cdot \rho_{Alu} \quad (6.13)$$

$$\Theta_{ges} = \Theta_{Walze} + \pi \cdot (r_2^4 - r_1^4) \cdot b \cdot \rho_{Alu} \quad (6.14)$$

aus Bedingung (Gl. 6.12) folgt für den Scheibenradius r_2 :

$$r_2 = \sqrt{r_1^2 + \sqrt{\frac{(m_{Walze} + m_{Führung}) \cdot r_1^2}{\rho_{Alu} \cdot b \cdot \pi} \cdot \left(1 - \frac{\Theta}{(m_{Walze} + m_{Führung}) \cdot r_1^2}\right)}} \quad (6.15)$$

Setzt man folgende Werte in die Gleichung ein,

$$\begin{aligned} b &= 5 \text{ mm} \\ r_1 &= 50 \text{ mm} \\ \rho_{Alu} &= 2,710^{-6} \text{ kg/mm}^3 \\ m_{Walze} &= 7,25 \text{ kg} \\ m_{Führung} &= 0,75 \text{ kg} \\ \Theta_{Walze} &= 10610 \text{ kg mm}^2 \end{aligned}$$

berechnet sich der Scheibenradius zu folgendem Wert:

$$\begin{aligned} r_2 &= 131,8 \text{ mm} \\ m_{ges} &= 9,26 \text{ kg} \\ &= 1,1625 \cdot (m_{Walze} + m_{Führung}) \end{aligned}$$

Durch Erfüllen der geometrischen Bedingung berechnen sich die Bahnzugkräfte zu:

$$F_1^* = \frac{1}{2} [F_B + 1,1625 \cdot m_{Walze} \cdot [g - \dot{v}_1]] \quad (6.16)$$

$$F_2^* = \frac{1}{2} [F_B + 1,1625 \cdot m_{Walze} \cdot [g + \dot{v}_2]] \quad (6.17)$$

Vergleicht man beide Ausdrücke der Bahnzugkräfte miteinander, so stellt man fest, daß durch die verbesserte geometrische Gestaltung der Bahnführungswalzen die Bahnzugkräfte nur noch von der Geschwindigkeitsänderung in dem betrachteten Bahnteil abhängig sind. Jedoch bedeutet diese Entkopplung der Bahnzugkräfte sowohl eine

Massenzunahme als auch eine Zunahme der Bahnzugskraft durch die volle Wirkung des instationären Anteils in dem entsprechenden Trum. Dieser Effekt kann aber in gewissen Einsatzgebieten durchaus in Kauf genommen werden, sofern für den gegenüberliegenden Trum eine möglichst gleichmäßige Bahnzugskraft bei konstanter Geschwindigkeit erforderlich ist.

In der Versuchsdruckmaschine laufen durch die vorgestellte geometrische Gestaltung die Schwankungen aus dem Abwickelbereich nicht oder nur in abgeschwächter Form in die Meßstrecke ein, wodurch die Voraussetzungen für aussagekräftige Meßergebnisse geschaffen sind.

7 Zusammenfassung

Ein sehr sensibles Gebiet in Rollenrotationsdruckmaschinen ist die Bahnführung, die die Voraussetzung für ein einwandfreies Druckergebnis schafft. Die Ursachen für auftretende Probleme liegt häufig an den Materialeigenschaften der Bedruckstoffmaterialien. Zur Steigerung der Druckqualität ist es notwendig, tiefere Einblicke in das Materialverhalten von laufenden Bedruckstoffbahnen zu gewinnen. Dazu wurde die Möglichkeit geschaffen, die Materialparameter und deren Veränderung beim Durchlauf durch einen Versuchsstand zu bestimmen. Zur Bestimmung der Materialparameter ist ein aus dem Forschungsvorhaben "Längsdehnung und Elastizitätsmodul einer laufenden Bedruckstoffbahn" vorhandener Versuchsstand stark umgebaut worden. Für den Umbau wurde ein Meßkonzept erarbeitet, in das eine Literaturrecherche über bisherige Materialuntersuchungen von Papier, dem am meisten verwendeten Bedruckstoff, eingearbeitet wurde. Nach Klärung der zu erwartenden Belastungen wurde die Art des Materialgesetzes festgelegt. Entsprechend dem festgelegten zweiachsigen HOOKE'schen Gesetzes wird die zur Messung verwendete maschinentechnische und meßtechnische Ausrüstung aufgezeigt.

In den durchgeführten Versuchen wird gezeigt, daß es möglich ist, die Materialparameter aus den Meßwerten zu berechnen. In den dokumentierten Eichversuchen trat ein Effekt auf, der im Gegensatz zu den bisherigen Untersuchungen steht. Von einem pneumatisch angestelltem Presseur wird eine Erhöhung der Bahngeschwindigkeit in dem Bahnführungsabschnitt vor dem Presseurzugwerk verursacht, die um 0,5 bis 0,6% höher ist als die Zugwerksgeschwindigkeit. Entsprechend der Meßwerte muß die Tangentialdehnung des Presseurs von der Anlaufstelle der Materialbahn bis zum Nip mit dem Zugzylinder abnehmen.

Zu dem Entstehen von Falten in Materialbahnen wird ein Ansatz mit Hilfe der Theorie des Plattenbeulens vorgestellt. Dieser Ansatz wird entsprechend den Randbedingungen von Rollenrotationsdruckmaschinen umgeformt, und die erhaltenen Ergebnisse werden qualitativ diskutiert.

Im Rahmen der Konstruktionsarbeiten zu den Auf- und Abwickeleinheiten ist eine Ableitung zur Bestimmung von zusätzlichen Bahnzugkräften, die von Bahnführungselementen mit zwei Freiheitsgraden (z. B. Tänzerwalzen) in die Bedruckstoffbahn eingeleitet werden, durchgeführt worden. Neben der Bestimmung der zusätzlichen Kräfte wurde ein Lösungsvorschlag zur Entkopplung der Bahnzugkraftzunahme durch instationäre Geschwindigkeitsverläufe vorgestellt.

Literatur

- [1] Belau, L; Scheuter, K. R.:
Längsdehnung und Elastizitätsmodul einer laufenden Bedruckstoffbahn;
Institutsbericht 1/1985; Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren
TH Darmstadt

- [2] Brandenburg, G.:
Über das dynamische Verhalten durchlaufender elastischer Stoffbahnen bei
Kraftübertragung durch Coulomb'sche Reibung in einem System angetriebener,
umschlungener Walzen; Dissertation TU München 1971

- [3] Paetow, R.; Götttsching, L.:
Spannungs- Dehnungs- Verhalten von Papier – ein neues Materialmodell;
Das Papier Heft 10A/1990, S. V75 - V83

- [4] Paetow, R.; Rauhut, M.; Götttsching, L.:
Dehnungs-Eigenschaften von Papier
Das Papier Heft 6/1991, S. 287 - 296

- [5] Paetow, R.; Götttsching, L.:
Papier als berechenbarer Werkstoff
Das Papier Heft 7/1989, S. 323 - 332

- [6] Paetow, R.; Götttsching, L.:
Querkontraktionszahl von Papier
Das Papier Heft 6/1990, S. 229 - 237

- [7] Unger, E.-W.; Pötschke, P.:
Rheologisch – mechanischer Modellansatz für das Verhalten von Papier bei ein-
achsiger Zugbeanspruchung I + II; Papier und Druck Heft 3/1988, 4/1988

- [8] Tröndle, H.-P.:
Zum dynamischen Verhalten transportierter elastischer und viskoelastischer
Stoffbahnen zwischen aufeinanderfolgenden Klemmstellen;
Dissertation TU München 1973

- [9] Scheuter, K. R.; Pfeiffer, G:
Dynamische Untersuchungen an Papier; Druck-Print Heft 7/1971; S. 433 - 440
- [10] Falter, K.-A.; Obst, G.:
Dynamische und drucktechnische Eigenschaften von Offsetpapieren unter besonderer Berücksichtigung der Kurzzeitbelastung;
Forschungsbericht 4.205; Deutsche Forschungsgesellschaft für Druck- und Reproduktionstechnik e.V. (FOGRA); 1982
- [11] Falter, K.-A.; Obst, G.; Stockhausen, N.:
Einfluß von Kurzzeitbelastungen auf die Dimensionsveränderung der Papierbahn beim Durchlauf durch die Tiefdruckmaschine;
Forschungsbericht 4.307; Deutsche Forschungsgesellschaft für Druck- und Reproduktionstechnik e.V. (FOGRA); 1984
- [12] Osterrieder, G.; Stockhausen, N.:
Mechanische Eigenschaften und rheologisches Verhalten von Endlospapieren;
Forschungsbericht 4.027; Deutsche Forschungsgesellschaft für Druck- und Reproduktionstechnik e.V. (FOGRA); 1985
- [13] Stockhausen, N.:
Anwendung von schwingungsanalytischen Methoden auf die Beschreibung der mechanischen Eigenschaften von Papier als Werkstoff;
Forschungsbericht 4.031; Deutsche Forschungsgesellschaft für Druck- und Reproduktionstechnik e.V. (FOGRA); 1989
- [14] Falkner, W:
Mechanik der Tänzerwalze; IPM - Mitteilung 10. Jg. 1968, Heft 2
- [15] SNR Wälzlager Deutschland GmbH:
Bahnführungswalzen; Katalog Juli 1986
- [16] Eschenauer, H.; Schnell, W.:
Elastizitätstheorie I;
Bibliographisches Institut Mannheim/Wien/Zürich, 2. Auflage 1986, S. 195
- [17] Spiegel, N:
Form- und reibschlüssige Antriebe in Druckwerken und ihr Zusammenwirken;
Dissertation TH Darmstadt 1983

- [18] Spurk, J. H.:
Strömungslehre;
Springer Verlag 1987, S. 233 ff
- [19] Dubbel:
Taschenbuch für den Maschinenbau;
Springer Verlag 1990, 17. Auflage, S. C23
- [20] Harmonic-Drive:
Gesamtkatalog;
Ausgabe 5/1989, S. 2.5
- [21] Szabó, I:
Höhere Technische Mechanik;
4. Auflage, Springer Verlag 1964, S. 323 ff.
- [22] Gehlbach, L. S.; Kedl, D. M.; Good, J. K.:
Predicting shear wrinkles in web spans;
Tappi Journal 8/1989, S. 129 - 134
- [23] Scheuter, K. R.; Meißner, E.; Sutanto, J.:
Untersuchung von Papierzugvorrichtungen von Rollenrotationsmaschinen bei
stationärem Bahntransport
Institutsbericht 2/1976; Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren
TH Darmstadt
- [24] Jörg, J.:
Über den Rollvorgang in einem Walzenpaar und die Kraftübertragung auf eine
durchlaufende Stoffbahn
Dissertation TU München 1979
- [25] Hars, Chr.:
Vorlesung Druckmaschinen I + II

- [26] Kühlmeyer, L.; Hars, Chr.; Schuster, C.; Kast, W.:
Wärme- und Stofftransport an Trocknern und Kühlwalzen von Offset-Rollen-
rotationsdruckmaschinen
Institutsbericht 1/1992; Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren
TH Darmstadt; Teil B S. 14
- [27] Bronstein-Semendjajew:
Taschenbuch der Mathematik; Verlag Harri Deutsch; 22. Auflage 1985, S. 100