

Prof. Dr.-Ing. Karl Haller

Hülsen für Papierrollen im Tiefdruck

Expertenpapier

Juli 2007

„Hülsen für Papierrollen im Tiefdruck“

Das Expertenpapier wurde gefördert vom Bundesverband Druck und Medien e. V. (bvdm)

Angeregt wurde die Erarbeitung des Expertenpapiers vom Unterausschuss Druck/Material im Fachbereich Tiefdruck des bvdm.

Herausgeber:

Bundesverband Druck und Medien e. V. (bvdm), Biebricher Allee 79, 65187 Wiesbaden,
www.bvdm-online.de

© 2007

Bundesverband Druck und Medien e. V. (bvdm), Wiesbaden

Das Werk einschließlich seiner Einzelbeiträge und Abbildungen ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Herausgebers unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Verleger:

Print & Media Forum AG, Biebricher Allee 79, 65187 Wiesbaden,
www.print-media-forum.de

Art.-Nr. 85601

Inhaltsverzeichnis

Extrakt	5
1 Aufgabenstellung und Vorbemerkungen	6
2 Entwicklung der Bahngeschwindigkeiten und Bahnbreiten im Illustrationstiefdruck	7
2.1 Zur Bahngeschwindigkeit	7
2.2 Zur Bahnbreite	7
2.3 Zum Rollengewicht	8
2.4 Zur kinetischen Energie der rotierenden Rolle	8
3 Probleme bei der Erhöhung der Bahnbreite	8
3.1 Registerprobleme	8
3.2 Biegeprobleme	9
3.3 Schwingungsprobleme bei Restrollen und Hülse	9
3.4 Sicherheitsproblematik	9
4 Elementares zu Schwingungen	11
4.1 Einfache Schwingungssysteme	11
4.2 Zur Resonanz einer Papierrolle	12
5 Erregerfrequenzen und Eigenfrequenzen bei Papierrollen und Rollenhülse.	
Resonanz. Kritische Geschwindigkeit	14
5.1 Die Erregergeschwindigkeit und die Erregerfrequenz	14
5.2 Die Eigenfrequenz und die kritische Geschwindigkeit für die nackte Hülse. Lambda-Formel I	14
5.3 Kritische Geschwindigkeit der Restrolle. Lambda-Formel II	16
5.4 Zur Hülseinspannung und zum Chuck Factor	17
5.5 Chuck Factor und Hülsebeanspruchung	18
5.6 Zum Schwingungsnullpunkt	18
5.7 Diskussion der Lambda-Formeln	19
5.7.1 Diskussion der Lambda-Formel I. Die Schwingsteifigkeit	19
5.7.2 Diskussion der Lambda-Formel II	22
6 Zur Geschwindigkeitsdelle	24
7 Bestimmung des E-Moduls einer Hülse oder Restrolle	26
8 Diskussion der früheren Hülsepublikation des Bundesverband Druck	29
9 Praktische Erfahrungen bei der Planung und Inbetriebnahme der ersten 4,32-m-Tiefdruckmaschine	31
10 Zu weiteren Breitenentwicklungen	35
11 Literaturhinweise, Internet-Adressen	39
12 Anhang	40
12.1 Allgemeines zum Elastizitätsmodul (E-Modul)	40
12.2 Zum E-Modul von Papierwerkstoffen	40
12.3 Zur Herleitung der Lambda-Formeln	42
12.4 Formel zur Berechnung des Chuck Factors k	45
12.5 Zusammenhang zwischen Chuck Factor k und Gelenkfaktor G_F	45
12.6 Formeln zur Frequenzdelle und zur Geschwindigkeitsdelle	46
12.7 Zur Methode der finiten Elemente FEM	46
12.8 Zur Berechnung des E-Moduls der Hülse nach DIN ISO 11093-8	48
12.9 Zu den Berechnungen	48

Die wichtigsten Formelzeichen und die bevorzugten Einheiten

B	mm, m	Breite der Papierbahn, Rollenbreite
D	mm, m	Durchmesser der vollen Rolle
L_H	mm, m	Länge der Hülse, $L_H = B$
L	mm, m	Freie Schwingungslänge. Bei "freier" Hülse bzw. Restrolle nach DIN ISO 11093-8: $L = L_H$ bei eingespannter Hülse / Restrolle: $L = L_H - 2 z_P L_P$
s_H	mm, m	Dicke der Hülsewand
s_R	mm, m	Lagendicke des Restpapiers auf der Hülse
$s_{R,min}$	mm, m	Minimale Lagendicke des Restpapiers beim tiefsten Punkt der Geschwindigkeitsdelle
s_P	µm, mm	Dicke des Papiers
d_I	mm, m	Innendurchmesser der Hülse
d_A	mm, m	Außendurchmesser der Hülse, $d_A = d_I + 2 s_H$
d_R	mm, m	Durchmesser der Restrolle, $d_R = d_A + 2 s_R$
E_H	N/mm ² , N/m ² = kg/ms ²	Elastizitätsmodul (E-Modul) der Hülse E-Modul in kg/ms ² = 10 ⁶ * E-Modul in N/mm ²
E_{PQ}	N/mm ²	E-Modul des Papiers quer zur Laufrichtung
E_{PL}	N/mm ²	dito in Laufrichtung
E_P	N/mm ²	Schwingungsrelevanter E-Modul des Restrollenpapiers. $E_{PL} > E_P > E_{PQ}$
ρ_H	kg/m ³	Dichte der Hülse
ρ_P	kg/m ³	Dichte des Papiers
m	kg	Masse (Gewicht) allgemein
m_A	g/m ²	Flächenbezogene Masse (Grammatur) des Papiers
m_L	kg/m	Längenbezogene Masse der Hülse
S_{SH}	m/s	Spezifische Schwingsteifigkeit der Hülse
S_{SP}	m/s	Spezifische Schwingsteifigkeit des Restrollenpapiers
v_{Bahn}	m/s	Bahngeschwindigkeit (Druckgeschwindigkeit)
v_{Er}	m/s	Erregergeschwindigkeit ≡ Bahngeschwindigkeit
v_{krit}	m/s	Allgemein: Kritische Geschwindigkeit der Hülse oder Restrolle. Forderung: $v_{krit} > v_{Er}$ oder $v_{krit} > v_{Bahn}$
$v_{krit,0}$	m/s	Kritische Geschwindigkeit der nackten Hülse
$v_{krit,min}$	m/s	Minimale kritische Geschwindigkeit
f	1/s, Hz	Frequenz allgemein
f_{Er}	1/s, Hz	Erregerfrequenz
f_E	1/s, Hz	Eigenfrequenz allgemein
f_1	1/s, Hz	Erste Eigenfrequenz
λ_1		Eigenwert, $\lambda_1 = 4,730$ für freie und feste Lagerung der Hülse oder Restrolle. Genauwert: 4,730041
k		Chuck Factor. Im Allgemeinen: $0,441 \leq k \leq 1,00$
z_P		Pinolenfaktor. Annahme: $z_P \approx 0,5$
w_M	mm	Durchbiegung oder Schwingungsamplitude der Hülse in der Mitte
H, H_0	m	Energieäquivalente Fallhöhe der Rolle, Restrolle oder Hülse

Extrakt

Bei breiten Tiefdruckmaschinen kann es unter gewissen Umständen zu Zerstörungen der Hülse kommen. Der Praktiker spricht vom „Explo-dieren“ der Hülse. In Wirklichkeit handelt es sich um einen Bruch der Hülse wegen Überschreiten der Materialfestigkeit, hervorgerufen durch zu große Amplituden der Biegeschwingungen der Hülse.

In diesem Expertenpapier werden nach einer Darstellung der technischen Entwicklungen die schwingungstechnischen Hintergründe behandelt. Ausführlich wird die Bedeutung des Hülseninnendurchmessers für die Schwingungserscheinungen dargestellt. Es wird an Hand der Werkstoff-Kenngröße *Elastizitätsmodul* und der neu eingeführten *Schwingsteifigkeit* gezeigt, dass der übliche Hartpapierwerkstoff im Vergleich mit anderen denkbaren Hülsenwerkstoffen nur noch geringes Entwicklungspotenzial besitzt. Wesentliche Verbesserungen sind bei Hartpapierhülsen nur durch Übergang auf größere Hülseninnendurchmesser, z. B. auf 200 mm, zu erzielen.

Kritisch werden die Mess- und Berechnungsmethoden behandelt; auf die Wissenslücken wird hingewiesen. Die bestehen vor allem in den zu geringen Kenntnissen über die tatsächlichen Vorgänge in der Hülsen-einspannung bei der schwingenden Hülse, in der Schwierigkeit, mit analytischen Methoden die zu erwartenden Schwingungsamplituden abzuschätzen und den zu wenigen Informationen über den schwingungs-relevanten Elastizitätsmodul des Druckpapiers.

Um 2003 hat ein Druckmaschinenhersteller eine Tiefdruckmaschine mit einer Bahnbreite von 4,32 m konzipiert. Es stellte sich die Frage, ob die Hartpapierhülse mit 150 mm Innendurchmesser auch für diese Breite geeignet ist oder größere Hülsen oder andere Werkstoffe notwendig werden. Vorrangig sind die Drucker und die Papierhersteller an der Beibehaltung der bisherigen Durchmesser interessiert. Es wird über die Tätigkeit eines Arbeitskreises berichtet, in dem alle Beteiligten die Probleme diskutiert haben. Davon ausgehend wurden Schwingungs- und Schleuderversuche mit neu entwickelten Hülsen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigten, dass die Hartpapierhülse mit 150 mm bei einer Breite von 4320 mm nahezu an der Grenze der Leistungsfähigkeit angekommen ist. Versuche mit einer GFK-Hartpapier-Verbundhülse verliefen enttäuschend; wahrscheinlich wegen nicht angepasster Einspannung.

Trotz dieser ungünstigen Ausgangssituation ist die 4,32-m-Tiefdruck-maschine problemlos in Betrieb gegangen. Nach Sachlage ist davon aus-zugehen, dass sich der Zug der Papierbahn, die bei der fraglichen Maschine vom Abrollpunkt nur durch Leitwalzen gestützt über 20 m frei durch ein Konditionierwerk geführt wird und erst dann zur ersten Klemmstelle kommt, vorteilhaft ausgewirkt hat. Die Wirkung des Papier-zuges bei laufender Bahn kann derzeit weder mit analytischen Methoden noch durch Simulation im Schleuderstand untersucht werden.

1 Aufgabenstellung und Vorbemerkungen

Im Jahre 2004 wurde die erste Illustrationstiefdruckmaschine mit einer Bahnbreite von 4,32 m in Betrieb genommen. Diesem großen Sprung in der Bahnbreite gingen umfangreichen Berechnungen und Untersuchungen voraus, nicht nur beim Maschinenhersteller, sondern auch bei den Herstellern der Hülsen für die Papierrollen. Es war der Wunsch des Unterausschusses *Material/Druck* des Fachbereiches Tiefdruck des Bundesverbandes Druck und Medien bvdM, den jetzigen Wissensstand und die wesentlichen Erkenntnisse und Erfahrungen bei der Inbetriebnahme der ersten 4,32 m breiten Tiefdruckmaschine in Form eines Expertenpapiers zu dokumentieren. Dieses Expertenpapier soll zugleich eine Aktualisierung einer früheren Publikation des Bundesverbandes aus dem Jahre 1988 darstellen.

Vorbemerkungen

Das Hülsenproblem ist ein Schwingungsproblem. Das gilt nicht nur für den breiten Tiefdruck, sondern auch für den Zeitungsdruck seit der Einführung von 6-Seiten-breiten Maschinen. Schwingungsprobleme lassen sich nicht mit Trivial-Statements beschreiben, sondern nur mit mathematischen Formeln. Der Praktiker wird gebeten, dafür Verständnis aufzubringen. Der Autor hat sich bemüht, den Hauptteil dieses Expertenpapiers von Formeln so weit wie möglich frei zu halten. Der Interessierte findet im Anhang knapp gefasste Ableitungen und weitere Informationen. Bis auf einfache und selbsterklärende Definitionen sind im Hauptteil nur zwei wesentliche Formeln enthalten: Die *Lambda-Formel I* und die *Lambda-Formel II*. Auch die technischen Führungskräfte in den angesprochenen Druckbranchen werden nicht umhin kommen, diese beiden Formeln zur Kenntnis zu nehmen. Nur dann kann es zu einer Verständigung mit den Herstellern von Druckmaschinen, Hülsen und Papieren kommen. Auf der letzten Seite dieser Publikation ist eine downloadbare Excel-Datei erwähnt, mit der Interessierte sich Einblick verschaffen können, ohne selbst die *Lambda-Formel II* berechnen zu müssen.

Es liegt in der Natur der Sache, dass manche Details noch ungelöst oder nicht befriedigend gelöst sind. Die Hersteller von Druckmaschinen und Hülsen machen eigene Untersuchungen, die zum Teil geheim und auch nur auf eine bestimmte Interessenslage abgestimmt sind. Ein offenes Forschungsprojekt hat es auf dem Gebiet der Papierrollen-

schwingungen noch nicht gegeben, wenn man vom Untersuchungsauftrag des Bundesverbandes Druck aus dem Jahre 1988 absieht. So betrachtet, ist dieses Expertenpapier der kleinste gemeinsame Nenner einer Zusammenfassung des spärlichen frei verfügbaren Wissens und dem Fundus des Autors.

Er bittet um Nachsicht, wenn bei manchen Zahlenbeispielen die Ergebnisse mit mehr Nachkommastellen angegeben sind, als für die Praxis nötig. Bei Rückwärtsrechnungen mit zu stark gerundeten Werten könnten sich kleine und unwesentliche, aber u. U. irritierende Differenzen ergeben, da manche Größen mit Potenzen bis zur Größe vier in die Rechnung eingehen.

Im Vorfeld dieser Publikation hat es Diskussionen um die eventuelle Einführung eines weiteren Hartpapier-Hülsenstandards gegeben. Als Ergänzung zu den bestehenden Standards mit 76 mm und 150 mm Innendurchmesser ist für überbreite Tiefdruckmaschinen die Hülse mit 200 mm Innendurchmesser im Gespräch. Aus rein technischer Sicht ließen sich damit die Schwingungsprobleme am einfachsten beherrschen, auch bei noch wesentlich größeren Papierbahnbreiten. Die Vorbehalte der Drucker und vor allem der Papierhersteller wegen der Kosten- und der Logistikprobleme gegen einen dritten Standard sind erheblich und verständlich. Ob andere Hülsenwerkstoffe wie faserverstärkte Kunststoffe oder Aluminium oder der Einsatz von Unterstützungssystemen an den Rollenwechslern in der Summe bessere Lösungen darstellen, kann erst die Zukunft zeigen. Ein Unterstützungssystem ist eine Krücke für Hülsen mit mangelnder Laufrkraft. Es kann festgestellt werden, dass die maßgebenden Hülsenhersteller prinzipiell mit den *Lambda-Formeln* rechnen. Im Detail gibt es immer noch bedauerliche Unterschiede. Im Vorgriff seien hier die Begriffe *Chuck Factor*, *Schwingungsnullpunkt* und *Sicherheitsabschlag* genannt. Neben Festhalten an firmeninternen Methoden scheinen auch Marketing-Gesichtspunkte eine große Rolle spielen zu spielen. Da das Hülsenproblem im Wesentlichen ein Sicherheitsproblem darstellt, könnte es eine Aufgabe für die Druckindustrie sein, die Hülsenhersteller zu Berechnungsstandards zu bewegen. Leider waren namhafte Hülsenhersteller nicht in der Lage oder nicht willens, ihre Auffassung vom Zukunftspotenzial ihrer Hülsen bezüglich größerer Breiten nachvollziehbar zu belegen.

2 Entwicklung der Bahngeschwindigkeiten und der Bahnbreiten im Illustrationstiefdruck

Die Brutto-Produktivität ist eine Ausgangsgröße für die Beurteilung des Produktionssystems. Bei Rollen-druckmaschinen errechnet sie sich unabhängig vom verwendeten Druckverfahren und von den Durch-messern von Platten- oder Formzylindern nach der simplen Formel: *maximale Bahngeschwindigkeit* mal *maximale Bahnbreite* und kann somit in der Einheit m^2/s angegeben werden. Zur Erhöhung dieser Größe stehen somit nur die beiden Parameter *Bahn-geschwindigkeit* und *Bahnbreite* zur Verfügung.

2.1 Zur Bahngeschwindigkeit

Betrachtet man die Entwicklung der Bahngeschwin-digkeit im Illustrationstiefdruck seit 1955 so ist zwar ein enormer Anstieg zu verzeichnen, Wie die Abbil-dung 1 andeutet, ist aber eine Sättigung zu erwarten.

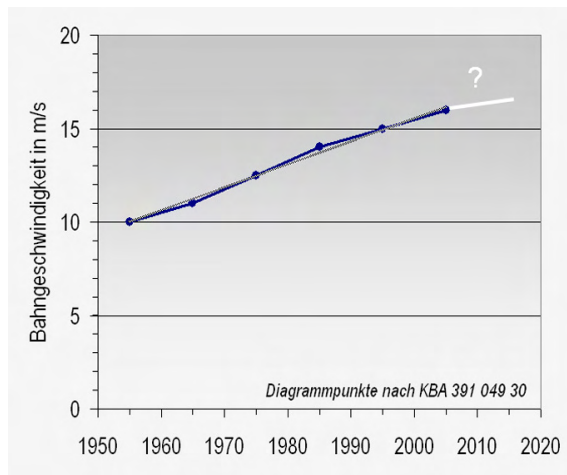


Abbildung 1: Entwicklung der Bahngeschwindigkeit

Um 1990 lagen die maximalen Bahngeschwindigkei-ten bei etwa 15 m/s. Die beiden Hersteller von Illustrationstiefdruckmaschinen, Koenig & Bauer AG, KBA, und Cerutti, Italien, geben im Jahre 2006 mit 16,0 m/s identische Höchstwerte an. Im Akzi-denz-Rollenoffsetdruck werden dank höherer Papierqualitäten maximal 17,0 m/s erreicht, im Zeitungsdruck ist man bei 14,0 m/s angekommen.

Die Gründe für die Stagnierung sind bekannt: Die diskontinuierlichen Bewegungsabläufe im Falzappa-rat und die hohen Fliehkräfte führen zu einer starken Beanspruchung des Papiers beim Falzen. Eine merkliche Erhöhung der Papiereigenschaften ist nicht zu erwarten. Den hohen Fliehkräften ist mit dem Einsatz von Falzzylindern mit hoher Sektions-zahl, wie derzeit maximal 7, bereits entgegen-

gewirkt. Die Fliehkräfte steigen quadratisch mit der Geschwindigkeit an, die Sektionszahl geht reziprok nur linear ein. Die Sektionszahl kann aus geomet-rischen Gründen nur in bestimmten Stufen erhöht werden, die nächste mögliche Stufe ergäbe unrealis-tisch große Falzzylinder.

Man kann davon ausgehen, dass die Steuerkurven im Falzapparat durch Computereinsatz rechnerisch hoch optimiert sind und die Fertigung durch num-erisch gesteuerte Werkzeugmaschinen (CNC) hochpräzise erfolgt. So betrachtet, sind allenfalls nur noch marginale Verbesserungen im Falzapparat zu erwarten. Da andererseits kein grundsätzlich ande-res Falzprinzip in Aussicht steht, sollte man eher von einer Sättigung als von einer Stagnierung der Bahngeschwindigkeit sprechen. Eine Erhöhung von derzeit 16 m/s auf z. B. 20 m/s, also um ein Viertel, ist unter den gegebenen Bedingungen nicht zu erwarten. Auch Drucker sind wegen der nachlas-senden Produktionssicherheit nicht sehr an einer weiteren Steigerung der Bahngeschwindigkeit interessiert. Man erhofft sich mehr von einer Erhö-hung der Bahnbreite.

2.2 Zur Bahnbreite

Einen qualitativ anderen Verlauf hat die Entwick-lung der maximalen Bahnbreite im Illustrationstief-druck genommen, wie die Abbildung 2 schematisch zeigt.

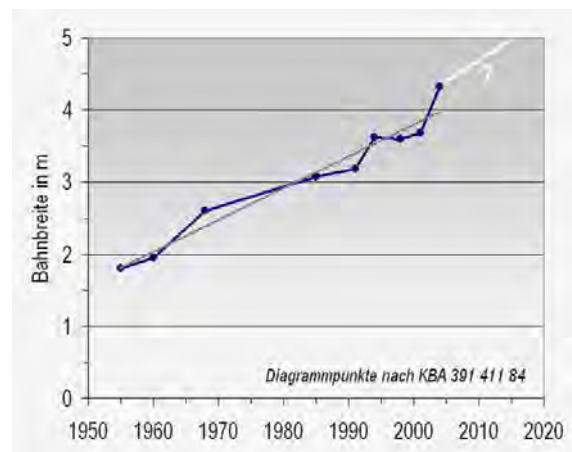


Abbildung 2: Entwicklung der maximalen Bahnbreite im Illustrationstiefdruck

Trotz gewisser Stagnierungsphasen ging die Bahn-breitenentwicklung tendenziell stärker nach oben und zeigt keine Sättigungstendenz. Der letzte und bemerkenswert große Sprung wurde mit der Inbetriebnahme der ersten 4,32-m-KBA-Tiefdruck-maschine in der zweiten Jahreshälfte 2004 erzielt.

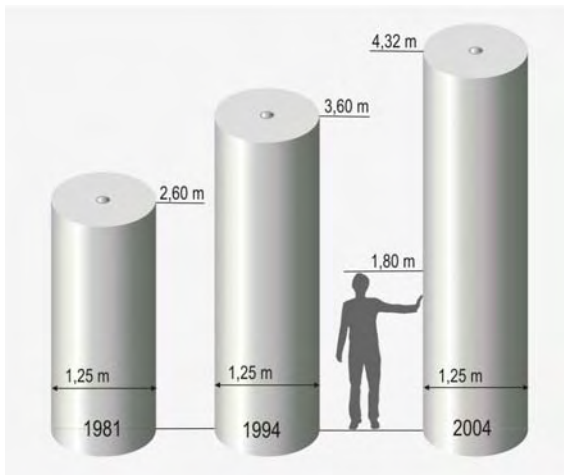


Abbildung 3: Die letzten drei großen Schritte in der Entwicklung der Bahnweite

2.3 Zum Rollengewicht

In der Abbildung 4 ist das Gewicht einer Jumbo-Rolle in Abhängigkeit von der Dichte des Papiers dargestellt.

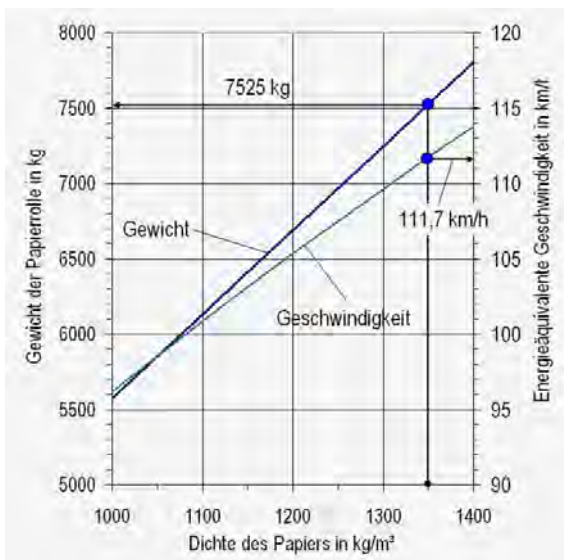


Abbildung 4: Gewicht einer Papierrolle mit 4400 mm Breite und 1270 mm Durchmesser und energieäquivalente Geschwindigkeit eines Kleinwagens mit 1000 kg Gewicht für eine Bahngeschwindigkeit von 16 m/s

Der Einfluss der Hülse ist für diese Betrachtung vernachlässigbar klein. Die Papierbahnweite wurde für die Abbildung auf 4400 mm etwas aufgerundet, da der Druckmaschinenhersteller Cerutti seit 2006 eine Tiefdruckmaschine mit 4380 mm Breite bei einer Bahngeschwindigkeit von 16 m/s im Angebot hat. Bei den angenommenen Daten in Abbildung 4 beträgt das Gewicht der Rolle etwas mehr als 7500 kg, also rund 7,5 t. Die hohen Gewichtskräfte stellen eine sehr hohe Belastung für die Pinolen (Spanndorne) dar.

2.4 Zur kinetischen Energie der rotierenden Rolle

Zusätzlich ist in der Abbildung 4 die Energie der rotierenden Rolle in Form einer energieäquivalenten Fahrgeschwindigkeit eines Kleinwagens mit 1000 kg Gewicht dargestellt. Bei den Extremdaten der Rolle hätte der Kleinwagen mit 1000 kg Gewicht bei einer Fahrgeschwindigkeit von 111,7 km/h die gleiche kinetische Energie wie die rotierende Rolle mit 16 m/s Bahngeschwindigkeit.

Die Energiebetrachtung kann man auch mit einer energieäquivalenten Fallhöhe anstellen, die bei der vollen Rolle nur von der Bahngeschwindigkeit abhängig ist. Sie errechnet sich aus $H_0 = v^2 / (4g)$ mit $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ Erdbeschleunigung zu $H_0 = 6,52 \text{ m}$. Die rotierende Rolle hat bei 16 m/s die gleiche Energie wie das Gewicht der Rolle (im Beispiel rund 7,5 t!) bei 6,52 m Fallhöhe. Da würde auch keine Sicherheitszelle Schutz bieten.

Auch wenn es in der Geschichte des Tiefdrucks schon mal einen Fall gegeben hat, bei dem sich eine volle Rolle bei voller Geschwindigkeit verselbstständigt und ihre zerstörerische Wirkung entfaltet hat ist bei den jetzigen Gegebenheiten nicht damit zu rechnen, dass die Energie der vollen Rolle ein Sicherheitsproblem darstellt. Anders verhält es sich bei Hülsen und Restrollen.

3 Probleme bei der Erhöhung der Bahnweite

Die wesentlichen Probleme bei der Erhöhung der Bahnweiten liegen in der Registerhaltigkeit, in der Durchbiegung und im Auftreten von Schwingungen.

3.1 Registerprobleme

Die hygroskopisch bedingten seitlichen Dimensionsänderungen des Papiers sind der Breite der Papierbahn proportional. Durch Vorschalten einer Papierkonditionierung vor dem ersten Druckwerk und durch Biegeleitwalzen mit verstellbarer Biegung wird versucht, die Probleme zu beherrschen; sie sind nicht Gegenstand dieser Ausarbeitung.

3.2 Biegeprobleme

Die Durchbiegungen von Formzylinder, Presseur, Leitwalzen und auch der Papierrolle sind in erster Näherung proportional zur vierten Potenz der

Bahnbreite. Erhöht man die Bahnbreite z. B. um 20 %, (trifft für den Wechsel von 3,60 m auf 4,32 m Bahnbreite zu) erhöhen sich die Durchbiegungen um $[1,2^4 - 1] \cdot 100\% = 107\%$. Beim Wechsel von 2,60 m auf 4,32 m erhöhen sich die Durchbiegungen gar um $[(4,32/2,60)^4 - 1] \cdot 100\% = 662\%$. Es ist ausschließliche Aufgabe des Druckmaschinenherstellers konstruktive Gegenmaßnahmen zu treffen. Optimierte Biegeausgleichspresseure mit mechanischer oder hydrostatischer Wirkungsweise stellen die zentrale Lösung dar.

Die Durchbiegung der Papierrollen ist ein Problem, das erst bei großen Bahnbreiten durch Einlauf von Falten augenfällig geworden ist. Mit der Verlagerung des Gurtantriebes von Oberseite der Rolle zur Unterseite ist eine wirksame Lösung gefunden worden. Sie reduziert zugleich auch die Papierbelastung und die Belastung der Pinolen und der Lager erheblich.

In der Abbildung 5 ist der starke, aber monotone Anstieg der Durchbiegung in Abhängigkeit von der Bahnbreite schematisch dargestellt. Da die Lösung der Probleme ausschließlich in der Hand des Maschinenherstellers liegt, wird an dieser Stelle nicht weiter darauf eingegangen.

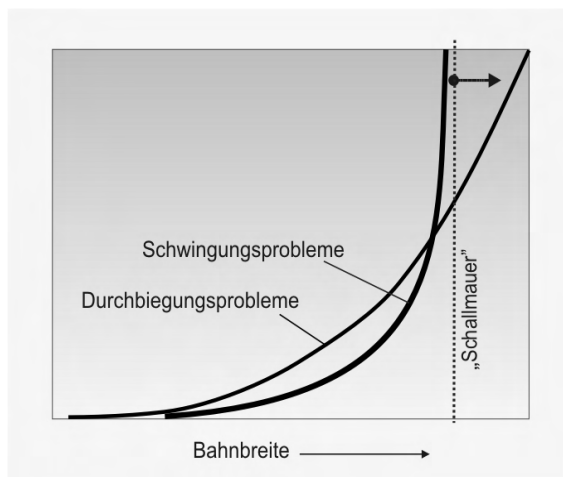


Abbildung 5: Durchbiegungs- und Schwingungsprobleme in Abhängigkeit von der Bahnbreite

Die Entwicklung der Papierrollendurchmesser im Zeitungsdruck, im Akzidenz-Rollenoffsetdruck und im Illustrationstiefdruck hat sich bei 1,25 m bzw. 1,27 m (50") eingependelt. Seit etwa 2004 werden auch Papierrollen mit 1,5 m Durchmesser eingesetzt.

Die großen Durchmesser reduzieren wegen der kleineren Anzahl der Rollenwechsler die Anzahl der Rollenklebungen einerseits die Kosten für Material

und Personal, verursachen andererseits auch höhere Kosten. Eine sorgfältige Abwägung gegenüber den Investitionskosten ist angebracht. Details siehe [10]. Im Falle der Extremdaten im Tiefdruck (Dichte $\rho_p = 1400 \text{ kg/m}^3$, und $B = 4,4 \text{ m}$) führen die Großrollen mit 1,5 m Durchmesser zu einem beachtlichen Rollengewicht von $10,88 \text{ t} \approx 11 \text{ t}$.

3.3 Schwingungsprobleme bei Restrollen und Hülsten

Die Lösung der Schwingungsprobleme von Druckmaschinenkomponenten wie Formzylinder, Presseur, Leitwalzen usw. ist ausschließliche Aufgabe des Maschinenherstellers.

Anders ist die Situation beim Problem der Papierrollenschwingungen. Hier werden nicht nur der Druckmaschinenhersteller, sondern auch der Hersteller von Rollenhülsten, der Papierhersteller und auch der Maschinenbetreiber in die Pflicht genommen.

Die Abbildung 5 zeigt schematisch, dass die Schwingungsprobleme eine ganz andere Charakteristik haben als die monoton ansteigenden Biegeprobleme. Bei einer bestimmten Situation, in die neben der Bahnbreite noch einige andere Faktoren eingehen, können die Schwingungen der Papierrolle über alle Grenzen ansteigen. Ein Bahn- und Hülstenbruch ist die Folge. Es kommt darauf an, die in der Abbildung skizzierte „Schallmauer“ so weit nach rechts zu verschieben, dass die kritische Situation nicht eintreten kann.

3.4 Sicherheitsproblematik

Die Schwingungsprobleme sind vor dem Hintergrund der Personen- und auch der Anlagen- und Betriebssicherheit zu sehen.

Breite Tiefdruckmaschinen sind heute alle mit Sicherheitszellen um die Rollenwechsler ausgestattet, so dass die Personensicherheit gewährleistet ist. Schmalere Tiefdruckmaschinen besitzen häufig keine Sicherheitszellen und gelegentlich hört man von „Hülstenexplosionen“. Die nachfolgenden Ausführungen sollen die Rechtfertigung der Sicherheitszellen unterstützen.

Zur Veranschaulichung der Sicherheitsproblematik soll die energieäquivalente Fallhöhe einer Restrolle oder Hülse dienen. Diese ist keine Konstante wie bei

der vollen Rolle, sondern hängt von den Hülsendurchmessern, dem Restrollendurchmesser und den Dichten von Hülse und Papier ab, liegt aber immer über dem konstanten Wert von $H_0 = 6,52$ m der vollen Rolle, zum Teil erheblich. Die folgende Abbildung zeigt den Zusammenhang.

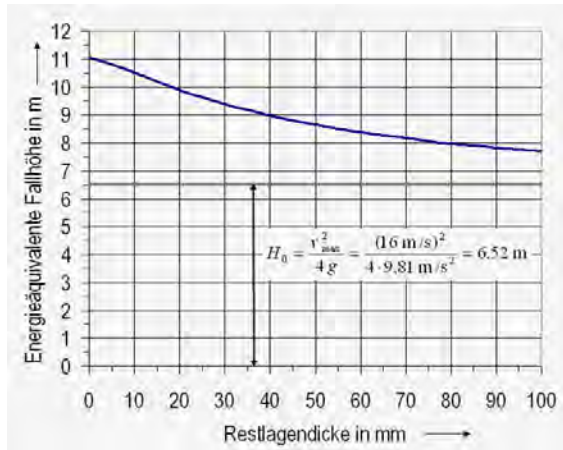


Abbildung 6: Energieäquivalente Fallhöhe der Restrolle für: Bahngeschwindigkeit 16 m/s, Hülseinnendurchmesser $d_I = 150$ mm, Hülseaußendurchmesser $d_A = 180$ mm, Dichte Hülse $\rho_H = 900$ kg/m³, Dichte Papier $\rho_P = 1400$ kg/m³. Die Hülslenlänge geht in die Fallhöhe nicht ein.

Wie später noch gezeigt wird, beginnt der schwingungskritische Bereich der Rollen mit etwa 4,4 m Breite wenn die Restlagendicke den Wert von etwa 20 mm unterschreitet. Wie die Abbildung 6 zeigt, beträgt die energieäquivalente Fallhöhe in dieser Situation¹ 9,9 m $\approx$ 10 m.

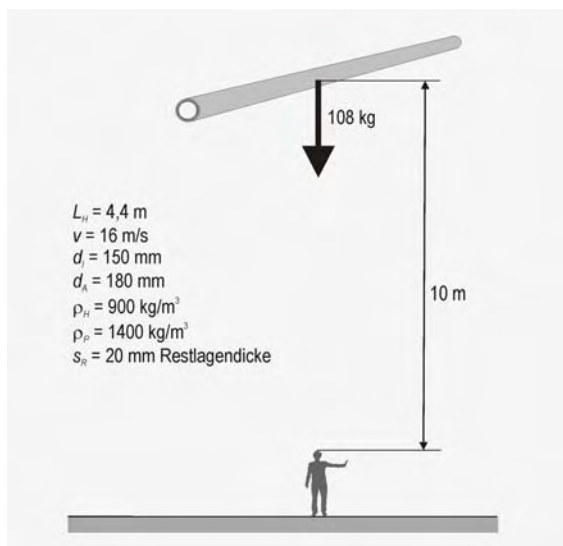


Abbildung 7: Potenzielle Energie einer Restrolle im kritischen Bereich

¹ Bei der Berechnung der energieäquivalenten Fallhöhe wurde die durch die Schwingung verursachte Durchbiegung der Restrolle nicht berücksichtigt und auch nicht die in der durchgebogenen Restrolle gespeicherten und zusätzlich von der Hülslenlänge abhängigen Federenergie. Genauere Rechnungen zeigen, dass beide Effekte vernachlässigbar klein sind.

Die Abhängigkeit von der Dichte des Papiers ist nicht sehr stark. Bei 1000 kg/m³ und sonst gleichen Daten würde die energieäquivalente Fallhöhe 9,6 m betragen. Nimmt man nun für die Restrolle eine Breite von 4,4 m an, errechnet sich das Gewicht zu 108 kg. Um die Sicherheitsproblematik beim Bruch der Restrolle bei einer Bahngeschwindigkeit von 16 m/s drastisch zu veranschaulichen, muss man sich vorstellen, dass man von einem Gewicht von 108 kg aus 10 m Fallhöhe getroffen wird, siehe Abbildung 7.

Die beschriebene Situation ist der Tiefdruckbranche schon seit der Einführung der 3-m-Tiefdruckmaschinen nach 1980 bekannt. Die Drucker sprachen damals von „explodierenden“ Hülse. Um Personen- und Anlagengefährdung auszuschließen, wurden erstmals die Rollenwechsler in Sicherheitszellen eingeschlossen. Die Ver- und Entsorgung erfolgt durch Rolltore.

Es zeigte sich damals, dass die Standard-Rollenhüllen aus Hartpapier mit 76 mm Innendurchmesser (3 Zoll = 76,2 mm) und 15 mm Wanddicke für die neuen Bahnbreiten nicht geeignet waren. Es wurde damals auch die Lösung des Problems erkannt, nämlich der Übergang auf Rollenhüllen mit größeren Innendurchmessern, laienhaft nicht sofort verständlich. Es wird von großen beschwerlichen Auseinandersetzungen zwischen den Interessensvertretern berichtet. Nach langen Diskussionen einigte man sich darauf, für die breiten Maschinen eine andere Rollenhülse festzulegen, nämlich mit einem Innendurchmesser von 150 mm (6 Zoll = 152,4 mm). Die Wanddicke wurde ursprünglich auf 13 mm festgesetzt, zwischenzeitlich werden diese Hüllen bei Rollenbreiten über 4 m auch mit 15 mm Wanddicke geliefert. Aus heutiger Sicht kann man sagen, es wäre damals besser gewesen, den Innendurchmesser auf 200 mm anzuheben. Dann hätte es 2003/04 keine Probleme bei der Einführung der Bahnbreite 4,32 m gegeben.

Zwischenzeitlich sind auch die Hersteller von Zeitungsdruckmaschinen bei der Einführung der 6-Seiten-breiten Zeitungsdruckmaschinen zum Einbau von Sicherheitszellen übergegangen, vorrangig bei großen Zeitungsformaten. Die Aufwendungen sind im Zeitungsdruck ungleich höher, weil bei den modernen Zeitungsdruckmaschinen unter jedem Druckturm ein Rollenwechsler angeordnet ist. Die Zeitungsdrucker wollen bei der Standardhülse mit

76 mm Innendurchmesser bleiben. Bei vier Seiten in der Breite (Bahnweiten bei großen Formaten um 1600 mm) reicht diese Hülse für Bahngeschwindigkeiten von 15 m/s völlig aus; bei sechs großformatigen Seiten in der Breite und Bahnweiten bis 2500 mm haben die Zeitungsdrucker mit der 76-mm-Hülse aus Hartpapier die gleichen Schwingungsprobleme wie die Tiefdrucker mit der 150-mm-Hülse bei 4400 mm Breite. In Einzelfällen werden bei diesen Maschinen bereits Aluminiumhülsen mit austauschbaren Kunststoffadaptern für 76-er Pinolen eingesetzt.

4 Elementares zu Schwingungen

4.1 Einfache Schwingungssysteme

Zum Verständnis der Schwingungsprobleme bei Erhöhung der Bahnweiten kann ein kurzer Einblick in die Schwingungslehre nützlich sein. Vorab: Jeder Gegenstand und somit auch jedes Bauteil ist schwingungsfähig. Der „starre“ Körper ist nur eine Fiktion und dient nur zur Vereinfachung. Wenn die Schwingungsamplituden genügend klein bleiben, stören die Schwingungen nicht weiter.

Die einfachsten aller Schwingungssysteme sind in der folgenden Abbildung 8 dargestellt.

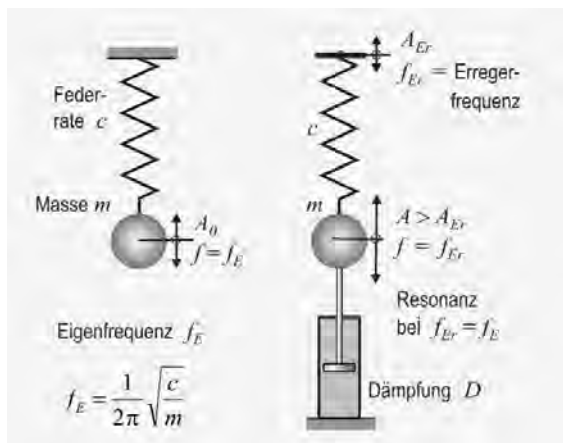


Abbildung 8: Einfachste Schwingungssysteme. Links nur Feder/Masse-System, rechts zusätzlich mit periodischer Anregung und Dämpfung

Lenkt man im linken Fall die an der Feder hängende Masse um die Strecke A_0 aus und überlässt sie ihrem Schicksal, dann schwingt sie mit dieser Amplitude theoretisch unendlich lang mit der Eigenfrequenz f_E nach der angegebenen Formel. Im rechten Fall wurde – was realistisch ist – eine Dämpfung angenommen und eine periodische Anregung durch eine

Hin- und Herbewegung des Federaufhängepunktes, gekennzeichnet durch die Erregeramplitude A_{Er} und die Erregerfrequenz f_{Er} . Kurze Zeit nach dem Einschalten der Erregung wird die Masse mit der Erregerfrequenz f_{Er} schwingen und eine Amplitude A aufweisen, die stark vom Verhältnis der Erregerfrequenz zur Eigenfrequenz abhängt. Dieser Fall ist mathematisch schon etwas komplizierter als der einfachste Fall ohne Dämpfung und ohne Erregung. Zur Visualisierung der Zusammenhänge dient die Abbildung 9.

Man erkennt die starke Abhängigkeit der Schwingungsamplituden vom Verhältnis der Erregerfrequenz zur Eigenfrequenz, besonders bei geringen Dämpfungen. Wenn gar keine Dämpfung wirkt – was in der Natur in dieser extremen Form nicht vorkommt – gehen die Schwingungsamplituden ins Unendliche, wenn die Erregerfrequenz gleich der Eigenfrequenz ist. Diese Situation bezeichnet man mit *Resonanz*.

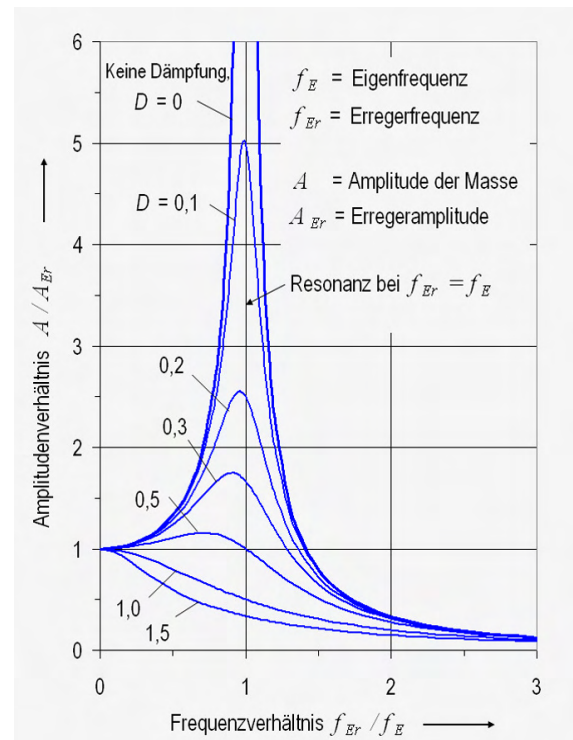


Abbildung 9: Amplitudenverhältnis bei einem Feder/-Masse-Schwingungssystem mit periodischer Anregung und Dämpfung in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis

Aber auch beim Vorhandensein einer Dämpfung können die Schwingungsamplituden in der Resonanz oder in der Nähe der Resonanz so groß werden, dass ein Bauteil, hier wahrscheinlich die Feder, bricht, die Masse irgendwo anschlägt oder ein sonstiger Schaden entsteht. Die Abbildung zeigt aber auch, dass die Schwingungsamplituden nach

der Resonanz im so genannten *überkritischen Bereich* ($f_{Er} > f_E$) wieder kleiner werden. Von diesem Effekt wird in der Technik mitunter Gebrauch gemacht, man muss aber darauf achten, dass in der Resonanz die Materialfestigkeit nicht überschritten wird.

Wie die Abbildung zeigt, können die Schwingungsamplituden bei hinreichend großer Dämpfung auch im Resonanzbereich klein gehalten werden. Im Gegensatz zum Stoßdämpfer im Pkw besitzt aber die Papierrolle keinen separaten Dämpfer. Es steht lediglich die innere Materialdämpfung der Hülse und des Restpapiers zur Verfügung und die reicht bei weitem nicht aus.

Die bisherige Betrachtung galt einem einfachen diskreten Schwingungssystem, im Wesentlichen bestehend aus einer einzigen diskreten Feder und einer einzigen diskreten Masse. Dieses System hat nur eine Eigenfrequenz. Stillschweigend wurde angenommen, dass die Feder keine Masse besitzt und die Masse starr ist, also selbst keine Feder ist. Beide idealisierenden Annahmen treffen für die meisten technischen Schwingungssysteme nicht zu, insbesondere nicht für das anstehende Problem, das Schwingungsverhalten einer Rollenhülse oder einer Papierrolle.

4.2 Zur Resonanz einer Papierrolle

Die Papierrolle ist wie ein Zylinder oder ein Balken oder andere reale Bauteile ein so genanntes *Kontinuum*, das Feder und Masse in *einem* Bauteil vereint. Die rechnerische Behandlung ist komplizierter. Es zeigt sich, dass ein Kontinuum nicht nur eine diskrete Eigenfrequenz besitzt, sondern *unendlich viele diskrete Eigenfrequenzen*. Man spricht dann von *Eigenfrequenz erster Ordnung*, *Eigenfrequenz zweiter Ordnung* oder von *Resonanz erster Ordnung*, *Resonanz zweiter Ordnung* usw. Die Ordnungen erstrecken sich bis ins Unendliche. Bei vielen technischen Schwingungsproblemen – so auch bei Papierrollen – ist die Resonanz erster Ordnung besonders gefährlich, vielfach liegen schon die Eigenfrequenzen der zweiten Ordnung weit über den aus Bahngeschwindigkeit und dem Restrollendurchmesser resultierenden *Erregerfrequenzen*.

In der Abbildung 10, die von rechts nach links zu lesen ist, sind die Verläufe von Erregerfrequenz und Eigenfrequenz in Abhängigkeit von der Restlagendicke der Rolle schematisch dargestellt.

Die Parameter der Abbildungen 10 und 11:

$d_I = 150 \text{ mm}$, $d_A = 180 \text{ mm}$, $L_H = 4320 \text{ mm}$,
 $L_P = 300 \text{ mm}$, $z_P = 0,5$, $k = 0,8$, $E_H = 6000 \text{ N/mm}^2$,
 $\rho_H = 850 \text{ kg/m}^3$, $E_P = 3500 \text{ N/mm}^2$, $\rho_P = 1350 \text{ kg/m}^3$,
 $v_{Bahn} = 16 \text{ m/s}$.

Die Abbildung zeigt auch schematisch, dass die Schwingungen schon vor der Resonanz einsetzen und sich dann schnell vergrößern. Es kann also schon vor der eigentlichen Resonanz zum Bruch der Papierbahn und/oder der Hülse kommen.

Die Erregerfrequenz nimmt bei gleich bleibender Bahngeschwindigkeit mit abnehmender Restlagendicke kontinuierlich zu und zeigt sich in der Grafik als einfache Hyperbel.

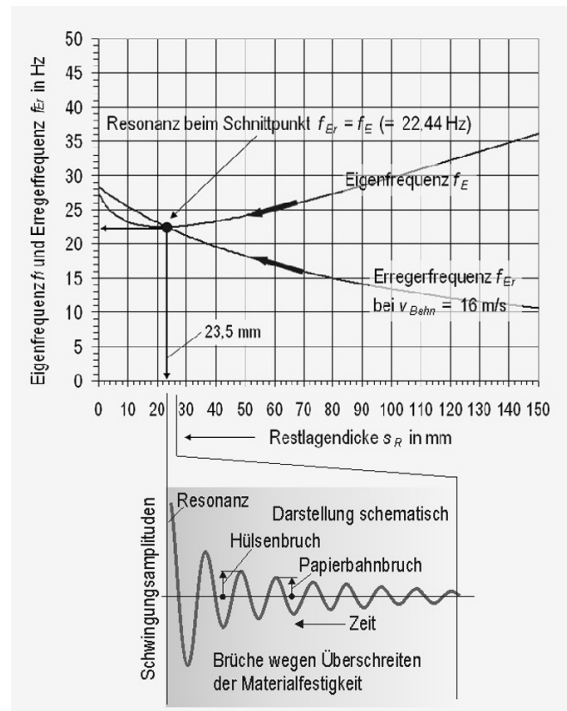


Abbildung 10: Resonanz der Papierrolle liegt vor, wenn Erregerfrequenz und Eigenfrequenz übereinstimmen

In die Eigenfrequenz gehen dagegen die Steifigkeit und die Masse der Rolle ein. Beide Größen ändern sich mit abnehmender Restlagendicke kontinuierlich und deshalb sind die Verhältnisse wesentlich komplizierter als z. B. bei einer Welle mit gleich bleibendem Durchmesser. Wenn es zum Schnittpunkt der beiden Graphen kommt, liegt die gefährliche Resonanz vor. Wie die Abbildung zeigt, wird die Erregerfrequenz nicht monoton kleiner, sondern zeigt ein Minimum um dann wieder anzusteigen. Dieser Effekt muss nicht immer vorliegen, ist aber bei Hartpapierhülsen mit 150 mm Innendurchmesser fast immer festzustellen, bei 76er Hülsen etwas

seltener. In einem späteren Kapitel wird auf die etwas komplizierten Zusammenhänge, bei denen neben den Hülsendurchmessern die E-Moduln und Dichten von Hülse und Papier die entscheidende Rolle spielen, ausführlich eingegangen.

Da Frequenzen für Praktiker nicht so anschaulich sind, wird in weiteren Darstellungen an Stelle der Eigenfrequenz die kritische Geschwindigkeit und an Stelle der Erregerfrequenz die Bahngeschwindigkeit für die Darstellung der Resonanz benutzt. Die Graphen sehen dann anders aus; die Bahngeschwindigkeit zeigt sich in einer horizontalen Linie, der Sachverhalt ist der gleiche.

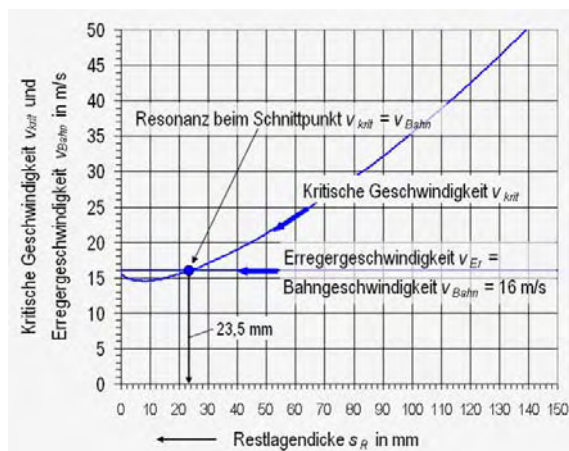


Abbildung 11: Gleiche Situation wie in Abbildung 10, jedoch Ersatz der Frequenzen durch die Geschwindigkeiten. Resonanz liegt vor, wenn es zu einem Schnittpunkt der Graphen von Bahngeschwindigkeit (in dieser Darstellung eine horizontale Linie) und kritischer Geschwindigkeit kommt.

Bei Papierrollen und Rollenhülsen interessiert praktisch nur die Eigenfrequenz erster Ordnung. Man kann zwar rechnerisch Extremfälle konstruieren, aber bei den jetzigen und auch den absehbaren künftigen Gegebenheiten im Rollendruck liegen die Eigenfrequenzen der zweiten Ordnung weit über den Erregerfrequenzen, die aus der Bahngeschwindigkeit und dem Rollen- bzw. Hülsendurchmesser resultieren. Den früheren Praktikeraussagen, wonach im Tiefdruck an den Papierrollen schon Resonanzen zweiter Ordnung beobachtet worden seien, kann man in diesem Sinne keinen Glauben schenken. Aber wie die Abbildungen 10 und 11 schon vermuten lassen, kann es unter Umständen, die von den Materialeigenschaften von Hülse und Restpapier abhängen, bei einem noch kleineren Wert der Restlagendicke nochmals zu einem Schnittpunkt und somit nochmals zu einer Resonanz erster Ordnung kommen. Dazwischen befindet man sich im so

genannten überkritischen Bereich, bei dem die Schwingungsamplituden theoretisch wieder etwas kleiner werden; wegen der Nähe zur Resonanz sollte man diesen Effekt ignorieren.

Abschließend zu diesem Kapitel sei in Abbildung 12 noch ein Beispiel mit angepassten Daten aus dem Zeitungsdruck beim Einsatz von Hülsen mit 76 mm Innendurchmesser gezeigt.

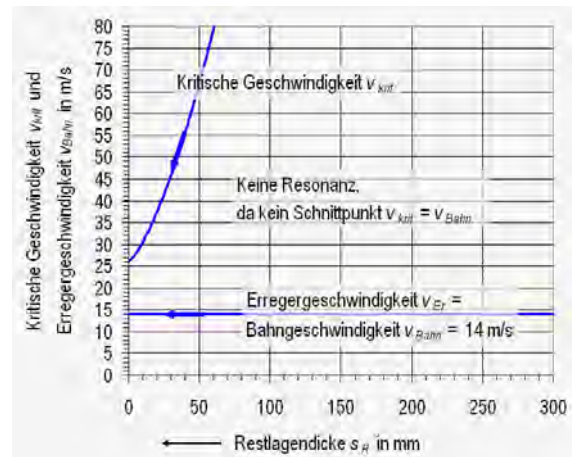


Abbildung 12: Bei Zeitungsdruckmaschinen mit Bahnbreiten bis 1600 mm kann auch mit 76er Hülsen keine Resonanz auftreten.

Die Parameter der Abbildung 12:

$$\begin{aligned} d_I &= 76 \text{ mm}, \\ d_A &= 106 \text{ mm}, L_H = 1600 \text{ mm}, L_P = 100 \text{ mm}, \\ z_P &= 0,5, k = 0,7, E_H = 4000 \text{ N/mm}^2, \\ \rho_H &= 850 \text{ kg/m}^3, E_P = 2500 \text{ N/mm}^2, \\ \rho_P &= 900 \text{ kg/m}^3, v_{\text{Bahn}} = 14 \text{ m/s}. \end{aligned}$$

Wie die Abbildung 12 zeigt, kann im Zeitungsdruck mit den genannten Daten keine Resonanz auftreten. Die Situation ändert sich schlagartig, wenn 6-Seitenbreite Zeitungsdruckmaschinen zum Einsatz kommen. Bei großen Zeitungsformaten kann die Bahnbreite über 2400 mm betragen. Bei Verwendung von Hartpapierhülsen mit 76 mm Innendurchmesser haben die Zeitungsdrucker die gleichen Schwingungsprobleme wie die Tiefdrucker bei 4,32 m Breite mit 150er Hülsen. Erschwerend kommt beim jetzigen Zeitungsdruck mit dem Ersatz des Gurtantriebs durch den Zentrumsantrieb noch hinzu, dass das gesamte Bremsmoment über die Hülse geleitet werden muss. Es ist verständlich, dass sich Zeitungsdrucker intensiv mit alternativen Hülsenwerkstoffen beschäftigen. Beim Wechsel auf Hülsen mit 150 mm Innendurchmesser könnten die Zeitungsdrucker beim Werkstoff Hartpapier bleiben.

5 Erregerfrequenzen und Eigenfrequenzen bei Papierrollen und Rollenhülsen. Resonanz. Kritische Geschwindigkeit

5.1 Die Erregergeschwindigkeit und die Erregerfrequenz

Bezüglich der Schwingungserregung von umlaufenden Teilen wie z.B. der Papierrolle, geht man von der Annahme aus, dass diese durch mehr oder weniger große Unwuchten entstehen. Die Frequenz der Erregung ist identisch mit der Drehfrequenz (Drehzahl) der Rolle. Sie errechnet sich aus der Umstellung der elementaren Formel $v = d \pi f$ (mit d = Außendurchmesser der Hülse oder Restrolle, π = Kreiszahl $\approx 3,142$, f = Frequenz). Im Falle der Rollendruckmaschine ist die Erregergeschwindigkeit v_{Er} identisch mit der Bahngeschwindigkeit v_{Bahn} . Somit kann man für die Erregerfrequenz angeben:

$$f_{Er} = \frac{v_{Er}}{d \pi} = \frac{v_{Bahn}}{d \pi} \quad (1)$$

d = Durchmesser. Je nach Situation $d = d_A$ (Hülsenaußendurchmesser) für die Hülse oder $d = d_R$ für die Restrolle, $d_R = d_A + 2s_R$. Mit s_R = Restlagendicke.

Für $d = d_A = 180$ mm erhält man bei $v = 16$ m/s die Erregerfrequenz zu $f_{Er} = 28,29 \text{ 1/s} = 28,29 \text{ Hz}$. Wenn die Hülse eine Eigenfrequenz mit etwa diesem Wert besitzt, liegt Resonanz vor! Bei einer Restlagendicke von 5 mm beträgt der Durchmesser der Restrolle 190 mm; die Erregerfrequenz der Restrolle beträgt dann 26,81 Hz. Die Tabelle 1 enthält die Erregerfrequenzen für den besonders kritischen Bereich der Restlagendicken unter 30 mm.

		Hülsendurchmesser innen/außen		
		76/106 mm	150/176 mm	150/180 mm
Restlagendicke	0 mm	48,05 Hz	28,94 Hz	28,29 Hz
	5 mm	43,90 Hz	27,38 Hz	26,81 Hz
	10 mm	40,42 Hz	25,98 Hz	25,46 Hz
	15 mm	37,45 Hz	24,72 Hz	24,25 Hz
	20 mm	34,88 Hz	23,58 Hz	23,15 Hz
	25 mm	32,65 Hz	22,54 Hz	22,14 Hz
	30 mm	30,68 Hz	21,58 Hz	21,22 Hz

Tabelle 1: Erregerfrequenzen f_{Er} für Erregergeschwindigkeit = Bahngeschwindigkeit = 16 m/s

Die Abbildung 13 zeigt die Erregerfrequenzen für verschiedene Bahngeschwindigkeiten und bis zu einer Restlagendicke von 50 mm.

Die Erregerfrequenz von Papierrollen ändert sich bei gleich bleibender Bahngeschwindigkeit wegen des

abnehmenden Rollendurchmessers ständig. Die Papierrolle wird beim Abrollen in der Drehung beschleunigt. Diese Trivialität ist erwähnenswert, weil bei anderen Stellen in der Druckmaschine, wie z. B. bei Antriebswellen – soweit diese noch vorhanden sind – die Erregerfrequenz bei gleich bleibender Bahngeschwindigkeit auch gleich bleibt.

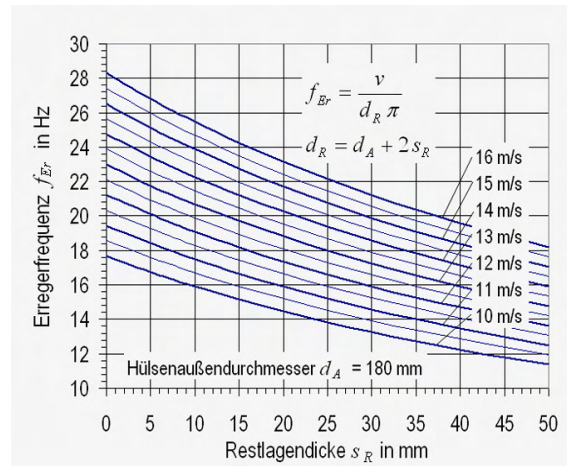


Abbildung 13: Erregerfrequenzen in Abhängigkeit von der Dicke der Restlagen und von der Bahngeschwindigkeit

5.2 Die Eigenfrequenz und die kritische Geschwindigkeit für die nackte Hülse. Lambda-Formel I

In der Vergangenheit sind verschiedene Modellvorstellungen für das Schwingungsverhalten von Papierrollen entwickelt worden und somit liegen auch unterschiedliche Formeln für die Berechnung der (ersten) Eigenfrequenz einer Papierrolle oder Papierhülse vor. Die Ergebnisse unterscheiden sich zum Teil sehr. Es hat sich dann doch die Modellvorstellung durchgesetzt, dass die Papierrolle bzw. die Hülse als schwingender Balken betrachtet werden kann. Diese Modellvorstellung findet sich bereits in einer Publikation des Bundesverbandes Druck aus dem Jahre 1988 [3]. Auch in der zwischenzeitlich erschienenen Norm DIN ISO 11093-8 für Hülsen wird von diesem Modell Gebrauch gemacht. Das Kapitel 7 enthält eine Kurzbeschreibung der Norm.

Es kann davon ausgegangen werden, dass jetzt alle relevanten Hülsenhersteller diese Modellvorstellung benutzen und somit nach den gleichen Formeln, den später gezeigten Lambda-Formeln, rechnen. Es muss aber festgehalten werden, dass die Modellvorstellung „Papierrolle = schwingender Balken“ nur eine Näherung ist, um mit analytisch hergeleiteten Formeln in relativ einfacher Weise rechnen zu können. Die Modellvorstellung berücksichtigt z. B. nicht die Rollenbelastung durch die umlaufende

Unwucht und auch nicht die beschleunigte Drehbewegung der Rolle. Dennoch kann man davon ausgehen, dass die vorrangig interessierende Eigenfrequenz durch das Modell gut wiedergegeben wird.

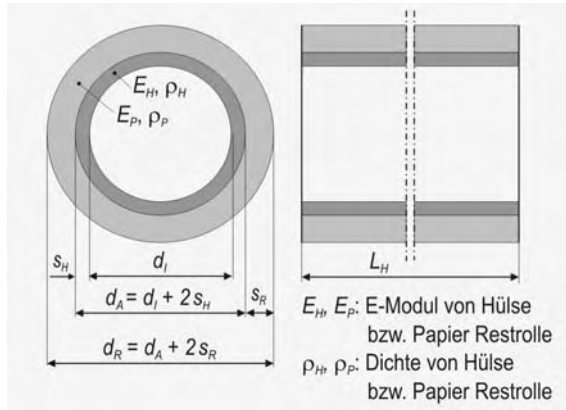


Abbildung 14: Die Geometrie- und Stoffparameter der Hülse und der Restrolle, maßgebend für die Eigenfrequenz und die kritische Geschwindigkeit

Nach früher Gesagtem besitzt die Hülse, bzw. die Restrolle, als Kontinuum endlich viele diskrete Eigenfrequenzen f_E . Für die Praxis ist nur die erste Eigenfrequenz von Wichtigkeit; sie wird mit f_1 gekennzeichnet.

In der Druckpraxis sind Frequenzen nicht so gut zu deuten wie Geschwindigkeiten. Da auch im Falle der Erregung mit $v_{Er} = v_{Bahn}$ bereits eine Geschwindigkeitsgröße vorliegt, ist es nahe liegend, aus der ersten Eigenfrequenz eine Geschwindigkeit zu berechnen; sie wird in der Technik üblicherweise mit *kritische Geschwindigkeit* v_{krit} bezeichnet.

Die Forderung $f_E > f_{Er}$ kann auch auf die Geschwindigkeit übertragen werden und lautet dann:

$$v_{krit} > v_{Bahn} \quad (2)$$

Aus der elementaren Formel $v = d \pi f$ mit d als Durchmesser, $\pi \approx 3,142$ als Kreiszahl und f als Frequenz kann man ableiten:

$$v_{krit} = d \pi f_1 \quad (3)$$

d Je nach Situation $d = d_A$ (Hülsenaußendurchmesser) oder $d = d_R$ (Restrollendurchmesser),
 $d_R = d_A + 2 s_R$, mit s_R = Restlagendicke

Im Gegensatz zur Erregerfrequenz kann die Eigenfrequenz der Hülse bzw. Restrolle nicht aus elementaren Formeln abgeleitet werden sondern setzt die Lösung einer Differenzialgleichung voraus. Der Anhang 12.3 enthält die Ansätze dazu und auch die

Formel für die Berechnung von f_1 . Das Resultat wurde nach (2) in die folgende Formel für v_{krit} der nackten Hülse eingearbeitet:

$$v_{krit} = k \frac{\lambda_1^2}{8} \cdot \frac{1}{L^2} \sqrt{d_A^2 (d_A^2 + d_I^2)} \cdot \sqrt{\frac{E_H}{\rho_H}} \quad (4)$$

Lambda-Formel I: Kritische Geschwindigkeit für die nackte Hülse

k Chuck Factor², Korrekturfaktor. Details dazu später. Für die nicht eingespannte Hülse gilt:
 $k = 1$, sonst $k < 1$

λ_1 Eigenwert Lambda. $\lambda_1 = 4,730$. Details später

L Freie Schwingungslänge.

Für die nicht eingespannte Hülse gilt:

$L = L_H$ = Hülsenlänge.

Für die eingespannte Hülse gilt:

$L = L_H - 2 z_P L_P$. Mit L_P = wirksame Eintauchtiefe der Pinole (Spanndorn) nach Abb. 15.

z_P = Pinolenfaktor. $z_P = 0,50$

Details zu L_P und z_P später.

d_I Hülseninnendurchmesser

d_A Hülsenaußendurchmesser

E_H E-Modul der Hülse

ρ_H Dichte der Hülse

Diese *Lambda-Formel I* und auch die spätere *Lambda-Formel II* sind so genannte Größengleichungen und somit ist es bei richtiger Rechnungsweise gleichgültig, welche Einheiten man benutzt. Man bekommt die Einheiten heraus, die man eingegeben hat. Dennoch wird empfohlen, alle längenbehafteten Größen in m einzugeben, den E-Modul somit nicht in N/mm² sondern bei Beachtung von $1 \text{ N} = 1 \text{ kg m/s}^2$ in kg/ms² und die Dichte in kg/m³.

Beispiel 1:

$d_I = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ m}$

$d_A = 180 \text{ mm} = 0,18 \text{ m}$

$L = 4320 \text{ mm} = 4,32 \text{ m}$ (Hülse nicht eingespannt)

$E_H = 6000 \text{ N/mm}^2 = 6000 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 6000 \cdot 10^6 \text{ kg/ms}^2$

$\rho_H = 850 \text{ kg/m}^3$

Mit $k = 1$ liefert die *Lambda-Formel I* für die nicht eingespannte Hülse das Ergebnis: $v_{krit} = 16,79 \text{ m/s}$.

Im späteren Unterpunkt 5.7 werden die *Lambda-Formeln* diskutiert.

² Der Begriff „Chuck Factor“ (chuck, engl. für Spannvorrichtung, Spanndorn, Pinole) wurde nach 1980 vom damaligen Hülsenhersteller Ahlstrom, Finnland, eingeführt. Er berücksichtigt die Abweichung der realen nachgiebigen Hülseinspannung von der ideal starren Einspannung. Man könnte den Begriff „Chuck Factor“ auch mit „Einspannfaktor“ eindeutschen.

5.3 Kritische Geschwindigkeit der Restrolle, Lambda-Formel II

Für die kritische Geschwindigkeit der Restrolle kann man ableiten:

$$v_{krit} = k \frac{\lambda_1^2}{8} \frac{d_R}{L^2} \sqrt{\frac{E_H (d_A^4 - d_I^4) + E_P (d_R^4 - d_A^4)}{\rho_H (d_A^2 - d_I^2) + \rho_P (d_R^2 - d_A^2)}} \quad (5)$$

Lambda-Formel II: Kritische Geschwindigkeit für die Restrolle

d_R Durchmesser der Restrolle

$d_R = d_A + 2 s_R$, s_R = Restlagendicke

E_P (schwingungsrelevanter) E-Modul des Restpapiers

ρ_P Dichte des Restpapiers

Alle anderen Formelgrößen wie in der *Lambda-Formel I*.

Die *Lambda-Formel II* enthält mit $d_R = d_A$ auch die *Lambda-Formel I* als Spezialfall. Somit deckt die *Lambda-Formel II* alle Anwendungen ab, und man könnte auf die *Lambda-Formel I* verzichten, was man aber wegen der leichteren Interpretierung nicht tut.

Beispiel 2:

Daten wie im Beispiel 1, jedoch Restrolle eingespannt mit wirksamer Pinoleneintauchtiefe

$L_P = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$, $z_P = 0,5$, $k = 0,8$, $s_R = 5 \text{ mm}$,
somit $d_R = 0,19 \text{ m}$,

$E_P = 3500 \text{ N/mm}^2 = 3500 \cdot 10^6 \text{ kg/ms}^2$,

$\rho_H = 1200 \text{ kg/m}^3$.

Die *Lambda-Formel II* liefert: $v_{krit} = 14,94 \text{ m/s}$.

Man sieht, dass bei diesen Bedingungen die Forderung $v_{krit} > v_{Bahn}$ bei einer gewünschten Bahngeschwindigkeit von z. B. 16 m/s nicht erfüllt wird.

Im Maschinenbau gibt es eine Faustregel, wonach die Eigenfrequenz um ca. 25 % über der Erregerfrequenz liegen soll. Würde man diese Faustregel auf das Beispiel 2 übertragen, dürfte die Bahngeschwindigkeit in der kritischen Phase vor dem Rollenwechsel nicht über $14,94 \text{ m/s} / 1,25 = 11,95 \text{ m/s} \approx 12 \text{ m/s}$ hinausgehen um Resonanznähe zu vermeiden.

Da die Daten im Beispiel 2 nicht praxisfern sind – allenfalls kann man den Chuck Factor in kleinem Umfang in Frage stellen – kann man die 25%-Regel nicht im vollen Umfang übernehmen, man muss mit

Verantwortungsbewusstsein näher an die Resonanzgrenze herangehen. Zu bedenken ist dabei, dass die Werkstoffparameter der Restrolle Schwankungen unterworfen sind und im Fall des E-Moduls der Hülsen und vor allem des Restpapiers noch keine genügend große und sichere Datenbasis vorliegt. Bei Hartpapierhülsen wurden seit 2003 bemerkenswerte Verbesserungen erzielt, Quantensprünge sind jedoch nicht zu verzeichnen und sind auch für die Zukunft nicht zu erwarten.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Hartpapierhülse mit 150 mm Innendurchmesser mit der Bahnbreite von 4,32 m praktisch ausgereizt ist. Wesentliche Steigerungen der Bahnbreite sind mit diesem Hülsentypus nicht zu erzielen, es sei denn, man baut in die Rollenwechsler Unterstützungssysteme für die Restrollen ein. Hülsenhersteller haben in dieser Richtung schon erfolgreiche Versuche gemacht. Die Patendliteratur zeigt auch Aktivitäten der Maschinenhersteller in dieser Richtung, man scheut aber den konstruktiven Aufwand und die Mehrkosten und fürchtet um die gute Zugänglichkeit.

Wie später noch gezeigt wird, könnte man alle Probleme umgehen, wenn man sich entschließen könnte, Hartpapierhülsen mit 200 mm Innendurchmesser einzuführen. Höhere Kosten sprechen dagegen. Der Hauptwiderstand gegen die 200er-Hülse kommt verständlicherweise von der Papierindustrie. Die Gründe sind zu respektieren. Dennoch: Bei der Einführung der 150er-Hülse um 1980 lag die gleiche Situation vor.

Im Zeitungsdruck werden in einem bemerkenswerten Einzelfall wieder verwendbare Aluminiumhülsen mit Kunststoffadaptoren eingesetzt. Die Adapter enthalten RFID³, in denen Informationen über die Hülse und Papierrolle gespeichert und mit Funk ausgelesen werden können. Der im Vergleich zu Hartpapierhülsen 10-mal höhere E-Modul von Aluminium wird durch die 3- bis 4-mal höhere Dichte wieder etwas kompensiert, dennoch verbleibt eine merkliche Erhöhung der kritischen Geschwindigkeit. Allgemeine Akzeptanz und Langzeiterfahrungen bleiben abzuwarten.

Verbundhülsen, bestehend aus einem Hartpapierkern und einem Mantel aus faserverstärktem Kunst-

³ RFID: Radio Frequency Identification. Bei Hartpapierhülsen im Jahre 2007 in der Einführungsphase

stoff, wurden 2004 getestet. Sie haben die Resonanz gut überstanden, zeigten aber wegen nicht angepasster Pinoleneinspannung trotz des hohen E-Moduls starke Biegeverformungen. Praktiker zeigen Skepsis beim Problem der Entsorgung von faserverstärktem Kunststoff.

In kritischen Fällen wird man beim Einsatz von Hartpapierhülsen in überbreiten Druckmaschinen nicht umhin kommen, die altbewährten Primitiv-Maßnahmen gegen Resonanzprobleme anzuwenden:

- Reduzierung der Bahngeschwindigkeit in der kritischen Schlussphase kurz vor dem Rollenwechsel,
- Rollenwechsel vorzeitig und damit bei höheren Restlagendicken vornehmen.

Beide Maßnahmen reduzieren die Produktivität und erhöhen die Kosten. Die Verluste erscheinen relativ gesehen nicht sehr tragisch, der Betriebspraktiker wird sogar eine Erhöhung der Produktionssicherheit gegenrechnen, bei großen Papiermengen kommen aber schon Jahresbeträge zusammen, über die diskutiert wird.

5.4 Zur Hülseneinspannung und zum Chuck Factor

Die Abbildung 15 zeigt verschiedene Einspannungsarten der Papierrolle bzw. Hülse im Rollenwechsler.

Oben ist eine antiquierte Einspannung mit „Konen“ zu sehen. Sie ist für die kritische Geschwindigkeit sehr ungünstig, war aber bis vor einigen Jahren bei älteren Rollendruckmaschinen noch anzutreffen. In diesem Fall ist es angebracht, in der *Lambda-Formel II* das L_p auf den Wert 0 zu setzen (das z_p ist dann belanglos) und den Chuck Factor auf den theoretischen Kleinstwert⁴ $k_{min} = 0,441$.

Nach hier nicht dargestellten Zwischenschritten hat sich die (aufwändigere) Einspannung mit radialen Spannbacken (Expansionsspannung) durchgesetzt, in der Abbildung 15 Mitte und unten.

Bei Zeitungsdruckmaschinen für Hülsen mit 76 mm Innendurchmesser dominieren im Jahre 2006 noch Einspannungen für Hartpapierhülsen mit vier Spannbacken in Umfangsrichtung und einreihiger Anordnung in Achsrichtung. Die wirksame Ein-

tauchtiefe der Pinolen liegt bei diesen Maschinen meistens unter 100 mm.

Im Tiefdruck werden aus bekannten Gründen bei breiteren Maschinen Hülsen mit 150 mm Innendurchmesser eingesetzt. Zur Reduzierung der freien Schwingungslänge oder umgekehrt zur Erhöhung der kritischen Geschwindigkeit vergrößert man die wirksame Eintauchtiefe der Pinolen auf z. B. 200 mm, bei den Maschinen über 4 m sogar auf 300 mm. Die größere Pinole gestattet es auch, in Umfangsrichtung acht Spannbacken unterzubringen und in Achsrichtung zwei Reihen. Nachteilig ist, dass sich die Baubreite des Rollenwechslers um den doppelten Betrag der größeren Eintauchtiefe der Pinolen vergrößert.

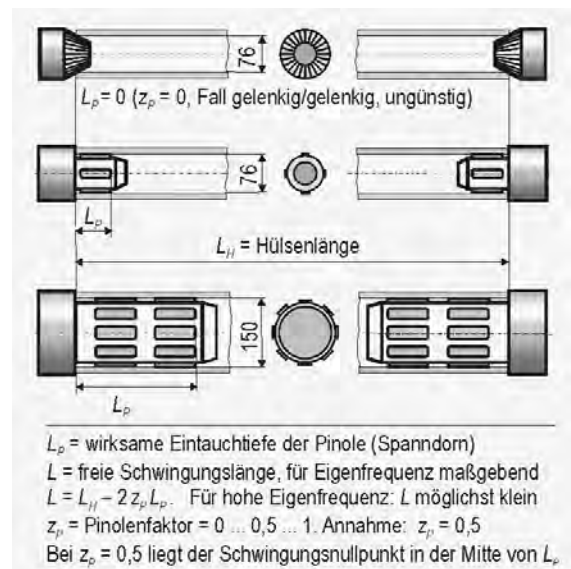


Abbildung 15: Zur Einspannung der Hülse bzw. Restrolle

Trotz der hohen konstruktiven Aufwendungen für die Rolleneinspannung ist diese nicht als „starr“ anzusehen. Die theoretischen Werte der kritischen Geschwindigkeit nach den *Lambda-Formeln* werden in der Praxis nicht erreicht. Zur Korrektur hat der damalige Hülsenhersteller Ahlstrom in den Jahren nach 1980 den *Chuck Factor* eingeführt, in den *Lambda-Formeln* mit dem Formelzeichen k bedacht.

Der Chuck Factor muss für eine gegebene Kombination von Hülse und Rollenwechsler empirisch bestimmt werden und gilt streng genommen auch nur für diese Kombination. Im Anhang 12.4 ist die Berechnungsformel mit den notwendigen Erläuterungen angegeben.

Für unverbindliche Abschätzungen und unter Beachtung eines weiteren Kriteriums kann man im

⁴ $k_{min} = (\pi / \lambda_1)^2 = (\pi / 4,730041)^2 = 0,441133 \approx 0,441$

Tiefdruck mit $k \approx 0,8$ rechnen; bei großem Sicherheitsbewusstsein und beim Fehlen von konkreten Daten sollte man mit $k \approx 0,7$ rechnen. Bei Zeitungsdruckmaschinen mit kurzen Pinolen könnte der Chuck Factor deutlich in Richtung des Kleinstwertes $k_{min} = 0,441$ abfallen. Im Idealfall hat k den Wert 1 (feste Einspannung), im ungünstigsten Fall (gelenkige Einspannung) den bereits genannten theoretischen Kleinstwert von $k_{min} = 0,441$.

Der „krumme“ Kleinstwert ist etwas unglücklich, mit einer etwas anderen Definition könnte man einen *Gelenkfaktor* G_F einführen, der zwischen 0 (ungünstige gelenkige Einspannung) und 1 (ideal, feste Einspannung) liegen würde. Da sich an der Problematik selbst nichts ändern würde, bleibt man trotz des Normierungs-Schönheitsfehlers beim schon lange eingeführten *Chuck Factor*. Dennoch sei festgehalten, dass der *Gelenkfaktor* beim Einsatz von FEM⁵ formale Vorteile besitzt, da er direkt proportional zu den Biegemomenten in der Hülse ist und damit auch zu den Biegespannungen in der Hülse ($G_F = 0$, oder $k = k_{min} = 0,441$ entspricht: keine Biegespannung an den Hülсенenden, $G_F = 1$ oder $k = k_{max} = 1$ entspricht: maximale Biegespannung an den Hülсенenden). Der formelmäßige Zusammenhang zwischen k und G_F ist im Anhang 12.5 dargestellt.

5.5 Chuck Factor und Hülsenbeanspruchung

Die mehr akademische Diskussion *Chuck Factor* versus *Gelenkfaktor* zeigt aber auch, dass die Abstimmung der Werkstoffparameter der Hülse und des Papiers auf die Konstruktionsdetails des Rollenwechslers (oder umgekehrt) eine Gratwanderung darstellt. Einerseits möchte man eine hohe Eigenfrequenz bzw. eine hohe kritische Geschwindigkeit und damit einen hohen *Chuck Factor* bzw. *Gelenkfaktor*, andererseits soll die Biegespannung in der Hülse möglichst klein sein um einen Bruch zu vermeiden; diese Gefahr ist in Resonanz oder Resonanznähe immer gegeben. Beide Forderungen sind gegenläufig.

Wenn man den Chuck Factor in der Weise rechnerisch optimiert, dass am Hülсенende und in der Hülсенmitte im Sinne einer Ausgewogenheit betragsmäßig annähernd gleiche und somit geringere Biegespannungen in der Hülse herrschen, kommt

man nach der Grafik in Abbildung 16 auf einen Chuck Factor von etwa 0,85.

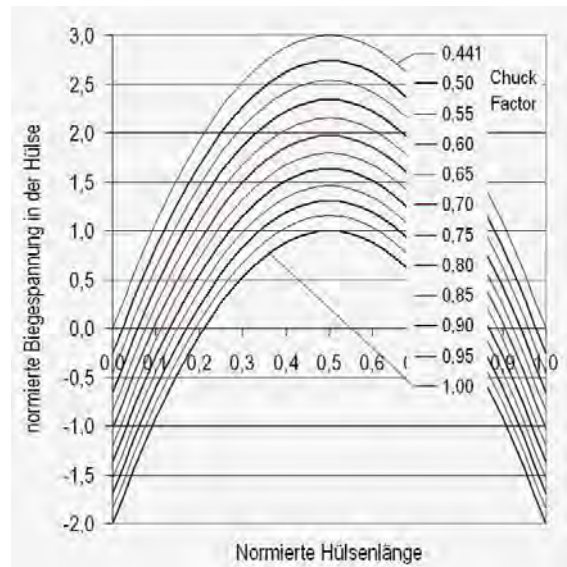


Abbildung 16: Verlauf der Biegespannungen über der Hülsenlänge

5.6 Zum Schwingungsnullpunkt

Der vom finnischen Hülsenhersteller Ahlstrom⁶ vor vielen Jahren eingeführte Chuck Factor ist ein notwendiger empirischer Korrekturfaktor um die Nachgiebigkeit der Pinolen bzw. der gesamten Einspannung zu berücksichtigen. Im *Arbeitskreis Hülсenschwingungen* (von dem noch die Rede sein wird) wurde der Chuck Factor lange Zeit kontrovers diskutiert. Widersprüchliche Ergebnisse führten dann zur Erkenntnis, dass die Handhabung des Chuck Factors offensichtlich unterschiedlich war.

Von entscheidender Bedeutung ist die Annahme des Schwingungsnullpunktes. Darüber gab es keine Festlegung, und so konnte je nach Annahme mal dieser oder jener Chuck Factor ermittelt werden. Aufwändige Versuche eines anderen Hülsenherstellers, die Lage des Schwingungsnullpunktes experimentell zu bestimmen, führten zu weiteren Widersprüchen. Im Grunde ist es egal, wo man den Schwingungsnullpunkt annimmt: Wenn man ihn ganz innen annimmt, erhält man eine kürzere freie Schwingungslänge und rechnerisch höhere Eigenfrequenzen, die aber durch den schlechteren Chuck Factor wieder kompensiert werden. Nimmt man den Schwingungsnullpunkt ganz außen an, sind die Verhältnisse genau umgekehrt. Der Chuck Factor könnte dann auch Werte größer 1 annehmen.

⁵ FEM: Methode der finiten Elemente. Mehr dazu im Anhang 12.7

⁶ Seit 2006 Sonoca-Alcore

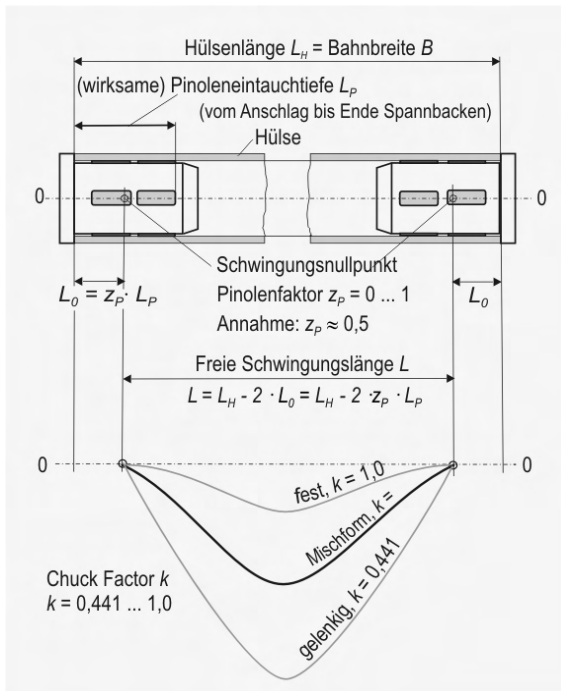


Abbildung 17: Chuck Factor, Pinolenfaktor, Schwingungsnulldpunkt und Schwingungsformen

Es ist naheliegend, den Schwingungsnulldpunkt nach Abbildung 17 in der Mitte der wirksamen Pinoleneintauchtiefe L_P anzunehmen, die wie folgt definiert ist: L_P = Abstand vom Anschlag bis zum inneren Ende der Spannbacken.

Für die mathematische Beschreibung kann man noch den *Pinolenfaktor* z_P definieren, der die relative Lage des Schwingungsnulldpunktes beschreibt: Bei $z_P = 0$, läge der Schwingungsnulldpunkt ganz außen, bei $z_P = 1$ dagegen ganz innen, bei $z_P = 0,5$ in der Mitte. Es wurde im Arbeitskreis vorgeschlagen, bis zum Vorliegen von anderen Erkenntnissen mit $z_P = 0,5$ zu rechnen. Damit ist nach längeren Bemühungen eine Vereinheitlichung der Berechnungsmethoden für den Chuck Factor erreicht worden.

Die Abbildung 17 zeigt im unteren Teil die Schwingungsformen bei der Resonanz erster Ordnung der Hülse bzw. Restrolle bei verschiedenen Chuck Faktoren. Man kann zeigen, dass diese Schwingungsformen bis auf vernachlässigbare mathematische Unterschiede qualitativ identisch sind mit den statischen Biegelinien der Hülse bzw. Restrolle, verursacht durch das Eigengewicht. Bei der gelenkigen Einspannung (Chuck Factor $k = k_{min} = 0,441$) ist die maximale Durchbiegung in der Mitte um den Faktor 5 größer als bei der festen Einspannung mit $k = k_{max} = 1$. Man weiß auch, dass die Eigenfrequenz in grober Näherung umgekehrt proportional zur Wurzel aus der Durchbiegung ist. Somit hätte die

festen Einspannung eine etwa um den Faktor $\sqrt{5} = 2,236$ höhere Eigenfrequenz als die gelenkige Einspannung. Die genaue Rechnung liefert den Faktor

$$\left(\frac{\lambda_{1,Fe}}{\lambda_{1,Ge}} \right)^2 = \left(\frac{4,730041}{\pi} \right)^2 = 2,267$$

der nur minimal über dem Näherungswert liegt. Mit diesen Faktoren soll verständlich gemacht werden, dass sich Druckmaschinenhersteller und Hülsenhersteller um eine möglichst „feste“ Einspannung bemühen. Möglicherweise wurde aber nicht immer beachtet, dass bei der festen Einspannung die Biegespannungen an den Hülsenenden doppelt so groß sind wie in der Hülsenmitte. Bei der gelenkigen Einspannung treten an den Hülsenenden keine Biegespannungen auf, dafür sehr große in der Hülsenmitte.

5.7 Diskussion der Lambda-Formeln

5.7.1 Diskussion der Lambda-Formel I Die Schwingsteifigkeit

Für die grundsätzliche Diskussion eignet sich besonders die **Lambda-Formel I**:

$$v_{krit} = k \frac{\lambda_1^2}{8} \cdot \frac{1}{L^2} \sqrt{d_A^2 (d_A^2 + d_I^2)} \cdot \sqrt{\frac{E_H}{\rho_H}} \quad (6)$$

$$\text{Geometrie-Term: } \sqrt{d_A^2 (d_A^2 + d_I^2)} \quad (7)$$

$$\text{Werkstoff-Term: } \sqrt{\frac{E_H}{\rho_H}} \quad (8)$$

Man sieht zuerst, dass für die gewünschte hohe kritische Geschwindigkeit der Chuck Factor k möglichst groß sein soll, idealerweise $k = 1$.

Der Eigenwert λ_1 ist eine Konstante und steht somit nicht zur Diskussion.

Man sieht weiter, dass die kritische Geschwindigkeit umgekehrt proportional zum Quadrat der freien Schwingungslänge L ist. Verdoppelt man diese, fällt die kritische Geschwindigkeit auf ein Viertel ab!

Die beiden folgenden Wurzelterme in (6) könnte man unter eine Wurzel schreiben. Das ist bewusst nicht gemacht worden. Der erste Wurzelterm sei *Geometrie-Term* genannt, der zweite *Werkstoff-Term*.

Am *Geometrie-Term* ist sofort ersichtlich, was zu tun ist, um die kritische Geschwindigkeit zu erhöhen: Innendurchmesser d_I erhöhen. Damit steigt zwangsläufig auch der Außendurchmesser d_A gemäß $d_A = d_I + 2 s_H$ mit s_H = Hülsenwanddicke. Es ist technisch sehr einfach, die Forderung nach höherer kritischer Geschwindigkeit über die Geometrie, konkret über die Erhöhung des Hülseninnendurchmessers d_I , zu erfüllen. So würde beim Wechsel von $d_I = 150$ mm auf $d_I = 200$ mm bei gleicher Wanddicke $s_H = 15$ mm die kritische Geschwindigkeit um den Faktor 1,66 steigen. Die wirtschaftliche Umsetzung dieser Forderung ist ein ganz anders Thema!

Die folgende Grafik veranschaulicht den Einfluss des Geometrie-Terms auf die kritische Geschwindigkeit.

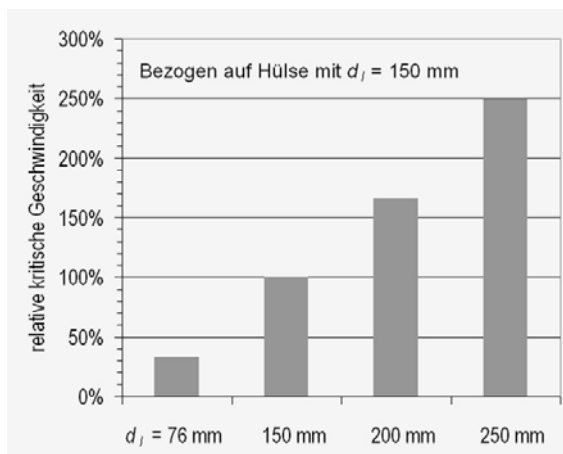


Abbildung 18: Relative kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Hülseninnendurchmesser. Die Hülsenwanddicke wurde der Einfachheit halber mit 15 mm konstant gehalten.

Die Gegner der Geometrieänderung erhoffen sich die Lösung des Schwingungsproblems von der Verbesserung des Hülsenwerkstoffes. Bleibt man beim praktikablen Hülsenwerkstoff *Hartpapier*, so werden Wunder ausbleiben! Es sind technologisch bedingt nur marginale Verbesserungen zu erwarten, trotz anerkannter Bemühungen der Hülsenhersteller.

Im *Werkstoff-Term* stehen unter der Wurzel der E-Modul und die Dichte der Hülse. Man erkennt sofort, dass der E-Modul möglichst hoch und/oder die Dichte möglichst klein sein soll um hohe kritische Geschwindigkeiten zu erzielen. Auch wenn der Kleber in einem kleinen Umfang mit eingeht, wird der E-Modul der Hülse im Wesentlichen von den zur Verfügung stehenden Hartpapiermaterialien bestimmt. Die E-Modul-Unterschiede in diesen

Materialien sind relativ klein. Erschwerend kommt hinzu, dass bei Papierwerkstoffen bei einer Steigerung des E-Moduls in der Regel auch eine Steigerung der Dichte in Kauf genommen werden muss. Würde die Dichte-Steigerung in der Relation die gleiche sein wie die E-Modul-Steigerung hätte man in Bezug auf die kritische Geschwindigkeit nichts gewonnen. Auf diesen Umstand muss besonders hingewiesen werden, weil Hülsenhersteller in der Vergangenheit häufig die E-Modul-Steigerungen erwähnt haben, aber auf die Dichte nicht immer eingegangen sind.

Ein nicht unrealistisches Zahlenbeispiel: Der E-Modul einer Hülse werde um 10 % erhöht (für Hülsenhersteller eine stolze Leistung), dadurch steige die Dichte um 5 %. Unterm Strich, d. h. bei der kritischen Geschwindigkeit, verbleibt eine Verbesserung von nur

$$\sqrt{\frac{1,1}{1,05}} - 1 = 0,0235 = 2,35\%$$

Damit liegt man schon im Streubereich der Papiereigenschaften!

Damit sollte klar sein, dass die Angabe des E-Moduls alleine keine eindeutige Beurteilung zulässt. Besonders problematisch wird die Situation, wenn man andere Hülsenwerkstoffe mit in Betracht zieht, wie Aluminium, Stahl oder faserverstärkte Kunststoffe (Verstärkung mit Glasfasern GFK, Verstärkung mit Kohlefasern = Carbonfasern CFK). Diese Werkstoffe haben zum Teil phantastische E-Moduln, die aber durch die höhere Dichte in der Auswirkung auf die kritische Geschwindigkeit zum Teil drastisch reduziert werden.

Mitunter geben Hülsenhersteller das (lineare) Verhältnis von E-Modul zu Dichte an. Dieses Verhältnis stellt Verbesserungen in einer geschönten Weise dar und ist nicht linear proportional zur kritischen Geschwindigkeit. Einzig die Wurzel aus dem Verhältnis E-Modul zur Dichte ist proportional zur kritischen Geschwindigkeit. Der Autor hat deshalb vorgeschlagen, dass die Hülsenhersteller an Stelle von E-Modul und Dichte oder zusätzlich die für den Hülsenwerkstoff spezifische Schwingsteifigkeit S_{SH} angeben nach:

$$S_{SH} = \sqrt{\frac{E_H}{\rho_H}} \quad (9)$$

E_H E-Modul der Hülse
 ρ_H Dichte der Hülse

Die so definierte Schwingsteifigkeit ist direkt proportional zur kritischen Geschwindigkeit. Eine 10 % höhere Schwingsteifigkeit bedeutet somit auch eine 10 % höhere kritische Geschwindigkeit.

Da im Bereich der Hülse und Papierrollen keine Verwechslungsgefahr besteht, kann das Wort „spezifisch“ auch weggelassen werden. Im Formelzeichen sollte der Index „S“ aber verbleiben. Der Zusatzindex „H“ steht für die Hülse, da später eine analoge Definition für das Papier folgt.

Bei korrekter Umrechnung der Einheiten und unter Beachtung von $1 \text{ N} = 1 \text{ kg m/s}^2$ ergibt sich die Einheit von S_{SH} als Geschwindigkeitseinheit m/s. Physikalisch ist S_{SH} die Schallgeschwindigkeit in einem dünnem Stab aus dem gleichen Werkstoff.

Beispiel:

$$E_H = 6000 \text{ N/mm}^2 = 6000 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 6000 \cdot 10^6 \text{ kg/m s}^2$$

$$\rho_H = 850 \text{ kg/m}^3$$

$$S_{SH} = \sqrt{\frac{6000 \cdot 10^6 \text{ kg/m s}^2}{850 \text{ kg/m}^3}} = 2659 \text{ m/s}$$

Bei der Untersuchung der Hartpapierhüllen die für die erste Installation der 4,32-m-Tiefdruckmaschine angeboten wurden, konnte man feststellen, dass die vergleichbaren Hüllen der Anbieter⁷ in dem relativ kleinen Schwingsteifigkeitsbereich von 2500 m/s und 2700 m/s lagen. Man könnte für diese Gesamtheit dieser Hartpapierhüllen auch sagen:

$$S_{SH} = 2600 \text{ m/s} \pm 4 \text{ \%}.$$

Damit sind wohl auch die Grenzen in der Entwicklung des Hülsewerkstoffes Hartpapier ersichtlich.

Nimmt man alle derzeit auf dem Markt befindlichen Hartpapierhüllen an, müsste die Untergrenze etwa auf den in der Tabelle 2 genannten Wert herabgesetzt werden.

Bei GFK und CFK liegen je nach Fasernanteil große Unterschiede bei den E-Moduln und Dichten vor. Bei Aluminium kann der E-Modul herstellungs-

bedingt variieren. Die Schwingsteifigkeiten dieser Werkstoffe können somit nur als Anhalt dienen.

Hülsewerkstoff	Schwingsteifigkeit Hülse
Hartpapier	$S_{SH} = 2300 \text{ m/s} \dots 2700 \text{ m/s}$
Aluminium mit: $E = 70.000 \text{ N/mm}^2$, $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$	$S_{SH} = 5092 \text{ m/s}$
Stahl mit: $E = 210.000 \text{ N/mm}^2$, $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$	$S_{SH} = 5172 \text{ m/s}$
GFK mit: $E = 20.000 \text{ N/mm}^2$, $\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$	$S_{SH} = 3333 \text{ m/s}$
CFK mit: $E = 100.000 \text{ N/mm}^2$, $\rho = 1500 \text{ kg/m}^3$	$S_{SH} = 8165 \text{ m/s}$

Tabelle 2: Schwingsteifigkeiten für verschiedene Hülsewerkstoffe.

Man sieht, dass Hüllen aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) zwar eine bemerkenswerte Verbesserung bringen würden, aber nicht den *großen Sprung nach vorne* darstellen, den aber ganz offensichtlich Hüllen aus kohlefaserverstärktem Kunststoff (Carbonfasern, CFK) bieten, wenn auch zu immensen Kosten.

Aluminium und Stahl bringen grob eine Verdoppelung der Schwingsteifigkeit gegenüber Hartpapieren. Aus Gewichtsgründen würde man trotz der höheren Kosten Aluminium vorziehen.

Bei der Abwägung aller Faktoren (Kosten, Logistik, Wiederverwendung, Entsorgung usw.) stellt sich schon die Frage, ob nicht die altbewährte Hartpapierhülle nach einer Erhöhung des Innendurchmessers auf 200 mm die günstigere Lösung für die absehbare Zukunft darstellt. Drucker und Papierhersteller können nicht zustimmen.

Abschließend sei noch die Bemühung des Hülseherstellers Ahlstrom (jetzt Sonoco-Alcore) dargestellt, den E-Modul der Hülse durch Verwendung von sehr breiten Hartpapierstreifen zu erhöhen.



Abbildung 19: Unterschiedliche Breiten der Hartpapierstreifen bei der Hülseherstellung. Oben 150 mm Streifenbreite, unten 450 mm.

⁷ Letztlich waren es nur zwei Produkte, da die Adapterhülse wegen der anderen Geometrie und die GFK-Verbundhülse nicht mit den „normalen“ Hartpapierhüllen vergleichbar waren.

Üblicherweise verwenden Hülsenhersteller bei Spiralwickelmaschinen Hartpapierstreifen mit einer Breite von etwa 150 mm, in der Abbildung 19 oben dargestellt.



Abbildung 20: Schema der Spiralhülsenwicklung.
Quelle: www.guschky.com



Abbildung 21: Spiralhülsenwickelmaschine.
Quelle: www.guschky.com

Ahlstrom ist es mit einer Modifikation der Wickeltechnologie gelungen, Hartpapierstreifen mit einer Breite von 450 mm zu wickeln. Hartpapiere haben wie andere Papiere auch eine Vorzugsrichtung: In Laufrichtung ist der E-Modul um Faktoren größer als in Querrichtung. Bei sehr schmalen Streifen kommt in der gewickelten Hülse praktisch nur der (kleine) E-Modul der Querrichtung zum Tragen. Bei sehr breiten Streifen, siehe Abbildung 19 unten, ergeben sich steilere Wickelwinkel. Dadurch kommt mehr der höhere E-Modul der Längsrichtung zum Tragen. Durch diesen geometrischen Trick erreicht

man bei gleichen Eigenschaften der Hartpapierstreifen eine Erhöhung des E-Moduls der Hülse.

Nach Angaben von Hülsenherstellern werden rund 90 % aller Hülsen nicht in der endgültigen Papierrollenbreite an die Papierfabriken geliefert, sondern in der Breite der Papiermaschine. Erst vor Ort werden die Hülsen auf die vom Drucker geforderten Rollenbreiten geschnitten. Dieser Umstand hat zur Nichtakzeptanz der so genannten *Adapterhülse* des Hülsenherstellers Paul & Co geführt, obwohl sie bei der Auswahl für die erste 4,32-m-Tiefdruckmaschine die besten Werte für die kritische Geschwindigkeit aufwies.

Die Adapterhülse hatte einen Innendurchmesser von 190 mm und einen Außendurchmesser von 217 mm. Durch beidseitig eingesetzte Adapter mit 450 mm Länge hätte sie auf Druckmaschinen mit den üblichen Pinolen für 150 mm Innendurchmesser eingesetzt werden können. Die folgende Abbildung zeigt das Prinzip.

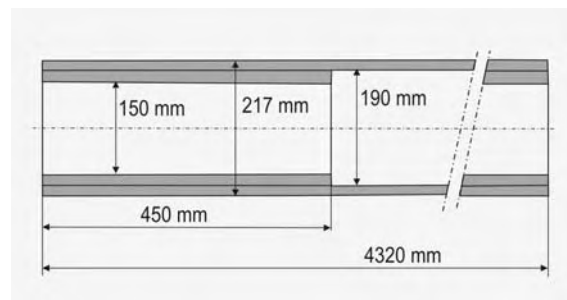


Abbildung 22: Adapterhülse von Paul & Co, 2004

5.7.2 Diskussion der Lambda-Formel II

Mit der *Lambda-Formel I* kann nur die im Wesentlichen aus *einem* Werkstoff bestehende Hülse berechnet werden. Die Restrolle ist ein Verbund aus zwei Werkstoffen mit unterschiedlichen Abmessungen, E-Moduln und Dichten. Aus der Herleitung der *Lambda-Formel II* gewinnen. Die Vorgehensweise ist im Anhang 12.3 dargestellt; hier wird nur das Ergebnis gezeigt:

$$v_{krit} = k \frac{\lambda_1^2}{8} \frac{d_R}{L^2} \sqrt{\frac{E_H (d_A^4 - d_I^4) + E_P (d_R^4 - d_A^4)}{\rho_H (d_A^2 - d_I^2) + \rho_P (d_R^2 - d_A^2)}} \quad (10)$$

Die *Lambda-Formel II* ist in ihrer mathematischen Struktur ebenso einfach wie die *Lambda-Formel I*. Erschwerend ist jedoch, dass mit dem E-Modul des

Papiers E_P , der Dichte des Papiers ρ_P und dem Restrollendurchmesser d_R drei weitere Parameter hinzugekommen sind. Von der *Lambda-Formel I* ist bereits bekannt, dass zur Erzielung einer hohen kritischen Geschwindigkeit das Verhältnis von E-Modul-Hülse zu Dichte der Hülse möglichst groß sein soll. Auch wenn es in der *Lambda-Formel II* nicht so augenfällig ist, kann man zeigen, dass diese Forderung ebenso für das Papier gilt (auch wenn es unsinnig wäre, Druckpapiere nach diesem Kriterium auszuwählen).

In ähnlicher Weise wie im Fall der Hülse kann man auch für das Papier eine Schwingsteifigkeit definieren:

$$S_{SP} = \sqrt{\frac{E_P}{\rho_P}} \quad (11)$$

Nach Gesagtem wäre ein möglichst großer Wert von S_{SP} wünschenswert.

Die *Lambda-Formel II* enthält insgesamt neun Parameter, so dass eine allgemeingültige grafische Veranschaulichung nicht möglich ist. Trotz der mathematisch einfachen Struktur ist die Auflösung z. B. nach dem Parameter d_R nur mit einigem Aufwand mit diffizilen Fallunterscheidungen möglich. Für manche Betrachtungen benötigt man nicht nur die Auflösung nach einem gewünschten Parameter, sondern auch noch Differenzialquotienten, wodurch weitere Parameter entstehen. Würde man wieder nach jedem Parameter auflösen (bei manchen ist dies aus mathematischen Gründen nicht möglich, in diesen Fällen muss man auf Iterationen ausweichen, die sinnvoll nur mit Computerprogramm realisierbar sind), ergäbe sich eine unüberschaubare Vielzahl von „Unter-Formeln“ der *Lambda-Formel II* und entsprechend vielen grafischen Darstellungen. Damit kann der Praxis nicht gedient sein; man muss eine sinnvolle Auswahl treffen.

Im Folgenden werden aus der Vielzahl der möglichen grafischen Darstellungen der *Lambda-Formel II* drei Beispiele gezeigt:

Beispiel 1: Kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Papierbahnbreite und vom Hülseninnendurchmesser.

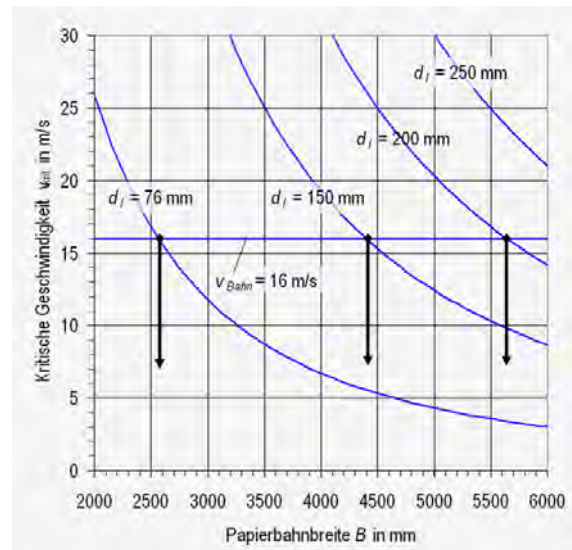


Abbildung 23: Die kritische Geschwindigkeit der Restrollen mit unterschiedlichen Hülsen (76, 150, 200 und 250 mm Innendurchmesser) aus Hartpapier

Die kritische Geschwindigkeit der Restrolle muss immer mit Sicherheit über der maximalen Bahngeschwindigkeit liegen, hier mit 16 m/s markiert. Auf das Problem Sicherheit oder Sicherheitszuschlag wird später eingegangen.

Weitere Parameter für die Abbildung 23:

$$E_H = 6500 \text{ N/mm}^2, \rho_H = 850 \text{ kg/m}^3,$$

$$E_P = 3500 \text{ N/mm}^2, \rho_P = 1250 \text{ kg/m}^3,$$

$$s_H = 15 \text{ mm (der Einfachheit halber konstant für alle Hülsen)}, s_R = 5 \text{ mm}, k = 0,85, z_P = 0,50.$$

Die Pinoleneintauchtiefe wurde linear zwischen $L_P = 100$ mm bei $L_H = 2000$ mm und $L_P = 350$ mm bei $L_H = 5000$ mm interpoliert und bis $L_H = 6000$ mm extrapoliert. Durch Variation dieser Parameter kann man die Graphen in gewissem Umfang verändern.

Nach diesen Parametern ist die Hartpapierhülse mit $d_I = 150$ mm bei einer Papierbahnbreite von 4320 mm nahezu „ausgereizt“, die Hülse mit $d_I = 200$ mm würde unter gleichen Bedingungen bis zu einer Bahnbreite von ca. 5600 mm geeignet sein. Zu beachten ist, dass die Grafik für den Chuck Factor $k = 0,85$ gilt, aber noch keine Sicherheit enthält.

Beispiel 2: Kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Restlagendicke und vom Chuck Factor.

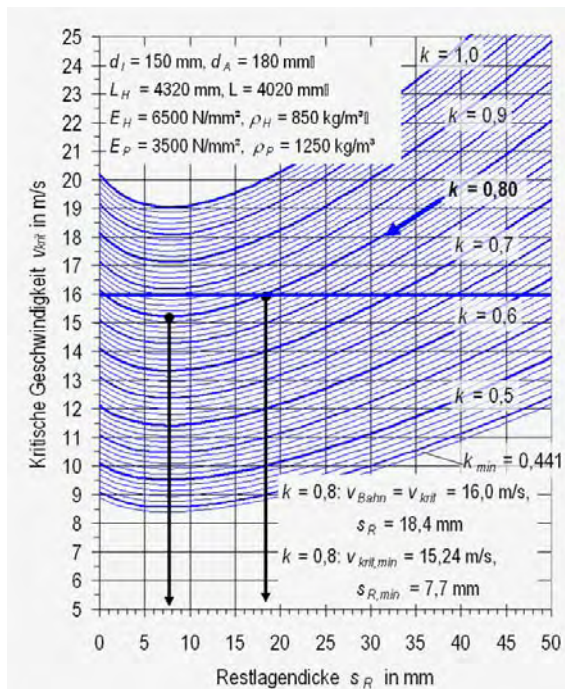


Abbildung 24: Kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Restlagendicke, dem Chuck Factor und weiteren Parametern. Zu $v_{\text{krit,min}}$ und $s_{R,min}$ siehe Kapitel 6 „Zur Geschwindigkeitsdelle“

Beispiel 3: Kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Restlagendicke und vom E-Modul der Hülse.

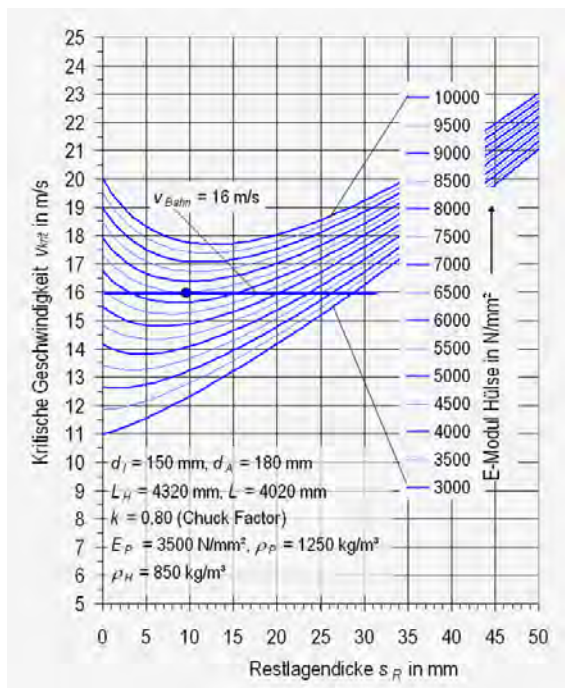


Abbildung 25: Kritische Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Restlagendicke, dem E-Modul der Hülse und anderen Parametern. Man kann aus dieser Abbildung grob abschätzen, dass unter den gegebenen Bedingungen mindestens ein E-Modul der Hülse von ca. 7500 N/mm^2 benötigt wird. Der rechnerische Wert beträgt 7470 N/mm^2 .

6 Zur Geschwindigkeitsdelle

Die beiden letzten Abbildungen zeigen, dass die Graphen bei abnehmenden Restlagendicken nicht (oder nicht immer) monoton abfallen, sondern mitunter ein ausgeprägtes Minimum aufweisen und danach wieder ansteigen. Dieses Phänomen ist laienhaft nicht sofort verständlich, es resultiert aber letztlich aus der *Lambda-Formel II*.

In Fachkreisen ist der Effekt bekannt und wird mitunter auch mit *Frequenzdelle* bezeichnet, weil man häufig in den Graphen an Stelle der kritischen Geschwindigkeit die erste Eigenfrequenz darstellt. Mit „Tal der Tränen“ gibt es von einem Hülsenhersteller eine sehr einleuchtende Umschreibung des Effektes, der dazu führt, dass bei einer Hülse mit Restlagenpapier nicht das volle Potenzial der kritischen Geschwindigkeit der nackten Hülse ausgeschöpft werden kann.

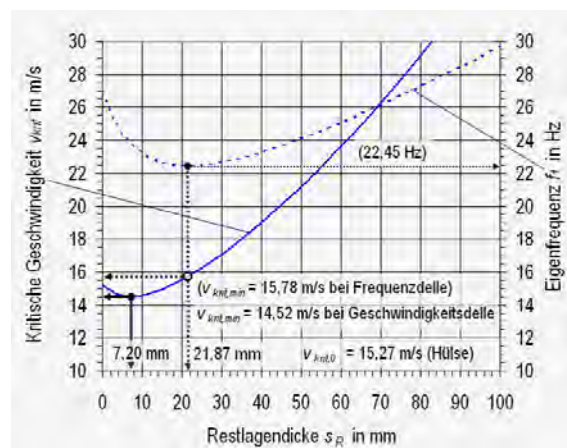


Abbildung 26: Frequenzdelle bei 21,87 mm und Geschwindigkeitsdelle bei 7,20 mm Restlagendicke. Die Parameter: $E_H = 6500 \text{ N/mm}^2$, $\rho_H = 950 \text{ kg/m}^3$, $E_P = 3500 \text{ N/mm}^2$, $\rho_P = 1350 \text{ kg/m}^3$, $d_I = 150 \text{ mm}$, $d_A = 180 \text{ mm}$, $L_H = 4320 \text{ mm}$, $L_P = 300 \text{ mm}$, $z_P = 0,5$, $k = 0,8$

Es muss präzisiert werden: Unter *Frequenzdelle* ist das Auftreten eines Minimums von $f_1(s_R)$ zu verstehen; unter *Geschwindigkeitsdelle* das Auftreten eines Minimums von $v_{\text{krit}}(s_R)$, siehe Abbildung 26. Beide Dellen sind verschieden, praktisch interessiert nur die *Geschwindigkeitsdelle*. Wenn eine *Geschwindigkeitsdelle* vorliegt, liegt auch immer eine *Frequenzdelle* vor. Die Umkehrung gilt nicht immer. Die Unterschiede wurden möglicherweise in der Vergangenheit nicht streng beachtet. Es stellt sich die praktische Frage, unter welchen Umständen Geschwindigkeitsdellen auftreten und wie groß die Auswirkung auf die kritische Geschwindigkeit ist. Die Fragen können nur mit weiterer mathematischer

Bearbeitung der *Lambda-Formel II* beantwortet werden.

Eine übersichtliche grafische Darstellung ist mit folgenden Normierungen möglich:

1. E-Modul-Verhältnis Hülse / Papier:

$$x_E = \frac{E_H}{E_P} \quad (12)$$

2. Dichteverhältnis Hülse / Papier:

$$x_D = \frac{\rho_H}{\rho_P} \quad (13)$$

Die folgende Abbildung zeigt das Ergebnis in grafischer Form:

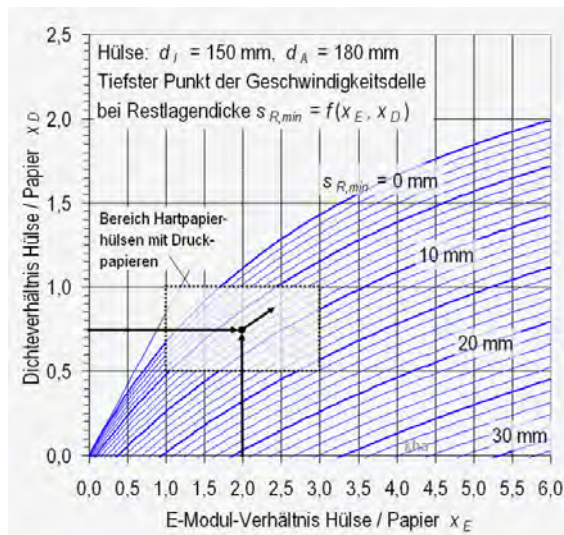


Abbildung 27: Tiefster Punkt der Geschwindigkeitsdelle bei Restlagendicke $s_{R,min}$

Beispiel 1, $x_E = 2,0$, $x_D = 0,75$: Der tiefste Punkt der Geschwindigkeitsdelle liegt bei einer Restlagendicke von $s_{R,min} = 7,20$ mm.

Beispiel 2, $x_E = 2,0$, $x_D = 1,5$: Es tritt keine Geschwindigkeitsdelle auf und das volle Potenzial der kritischen Geschwindigkeit der Hülse kann ausgeschöpft werden.

Eine Geschwindigkeitsdelle tritt dann auf, wenn der x_E/x_D -Punkt innerhalb der gekrümmten Kurvenschar liegt. In der Abbildung ist ein etwas großzügig bemessener Bereich markiert, in dem die „üblichen“ Hartpapierhülsen mit den „üblichen“ Druckpapieren liegen.

Bemerkenswert ist, dass diese Abbildung für alle Hülsen mit den angegebenen Durchmessern gilt, unabhängig von der Hülsenlänge, dem Chuck

Factor und den Einzelwerten von E-Moduln und Dichten. Somit gilt die Abbildung auch für Aluminiumhülsen mit gleichen Durchmessern, man müsste nur die Achsen verlängern.

Wenn man den markierten Hülsen/Papier-Bereich als einigermaßen zutreffend ansieht, dann kann man aus dem Schaubild entnehmen, dass bei der Hülse 150 mm / 180 mm der tiefste Punkt der Geschwindigkeitsdelle bei Restlagendicken zwischen 0 und etwa 16 mm liegt.

Die beiden folgenden Abbildungen zeigen entsprechende Schaubilder für die Hülsen 76 mm / 106 mm und 200 mm / 230 mm.

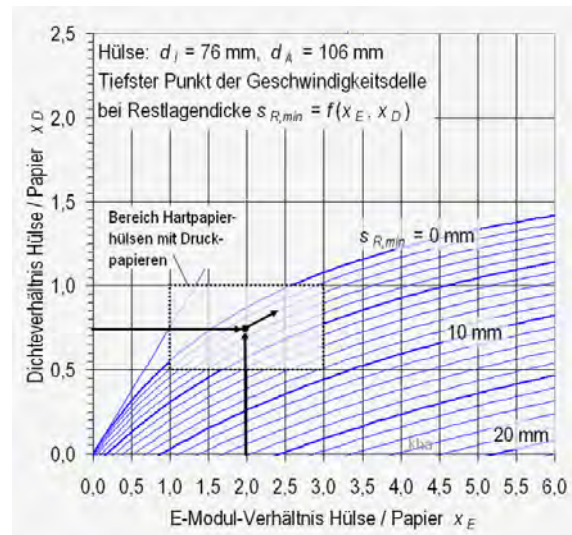


Abbildung 28: Schaubild für Hülse 76 mm / 106 mm

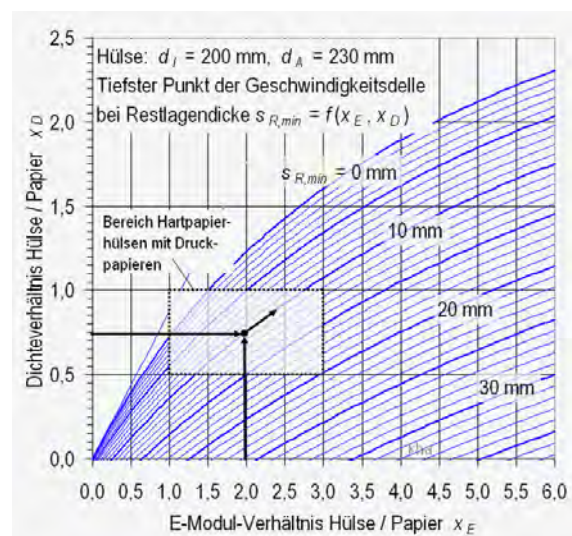


Abbildung 29: Schaubild für Hülse 200 mm / 230 mm

Leider kann die kritische Geschwindigkeit an der tiefsten Stelle der Geschwindigkeitsdelle, das $v_{krit,min}$ nicht in einem ebenso einfachen Schaubild

dargestellt werden. Hier gehen neben der freien Schwingungslänge noch mit ein: Die Einzelwerte von E-Modul und Dichte der Hülse und der Chuck Factor. Somit hätte man für jede Werte-Kombination ein eigenes Schaubild zu erstellen, was bei der Vielzahl der Parameter nicht sehr praktikabel wäre. In diesem Fall ist die formelmäßige Lösung vorzuziehen. Dennoch soll für einen Einzelfall ein Schaubild gezeigt werden.

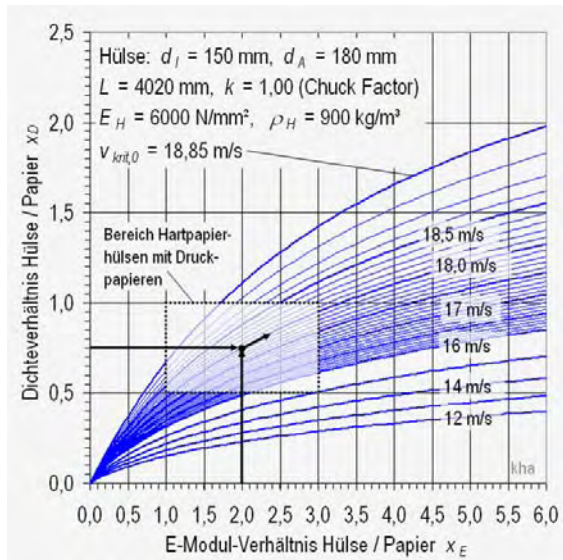


Abbildung 30: Am tiefsten Punkt der Geschwindigkeitsdelle beträgt die kritische Geschwindigkeit $v_{krit,min} = 17,99 \text{ m/s}$ $\approx 18 \text{ m/s}$

Was kann man gegen die Geschwindigkeitsdelle unternehmen? Nichts! Auch der Hülsenhersteller kann nichts unternehmen, da die Delle vom Druckpapier verursacht wird und es andererseits illusorisch wäre, die Abstimmung der Werkstoffeigenschaften von Hülse und Papier nach diesem Kriterium festzulegen. Dennoch sollte man über den Effekt *Geschwindigkeitsdelle* oder über das *Tal der Tränen* Bescheid wissen.

In diesem Beispiel hat die nackte Hülse eine kritische Geschwindigkeit von $v_{krit,0} = 18,85 \text{ m/s}$. Die Geschwindigkeitsdelle verursacht somit einen Verlust der kritischen Geschwindigkeit von rund $0,8 \text{ m/s}$, was bei einer gewünschten Bahngeschwindigkeit von z. B. 16 m/s zumindest bemerkenswert ist, vor allem, wenn man wie bei der 150er-Hartpapierhülse mit $4,32 \text{ m}$ Länge an die Grenzen der Leistungsfähigkeit der Hülse geht. Man kann durchaus Fälle konstruieren, bei denen der Verlust Δv_{krit} $1,7 \text{ m/s}$ oder mehr ausmacht, wie die Abbildung 31 mit etwas dramatisierenden Daten zeigt:

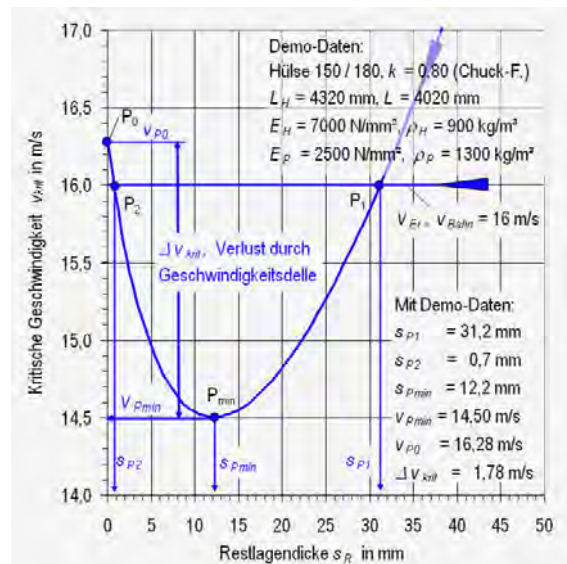


Abbildung 31: Dramatisches Beispiel für Geschwindigkeitsdelle

Im Anhang 12.6 ist die Bedingung für das Auftreten von Geschwindigkeitsdellen und der Vollständigkeit halber auch die Bedingung für das Auftreten von Frequenzdellen in Formelschreibweise angegeben.

In den Abbildungen 27 bis 29 ist die Bedingung für die Frequenzdelle grafisch dargestellt. Sie zeigt sich als Tangente an die oberste Kurve. Man kann erkennen, dass bei dieser Hülse praktisch immer Frequenzdellen auftreten, aber die verursachen nach früheren Darlegungen keine Probleme.

7 Bestimmung des E-Moduls einer Hülse oder Restrolle

Für die Bestimmung des E-Moduls einer Hülse orientieren sich alle namhaften Hülsenhersteller an der Norm DIN ISO 11093-8. Obwohl in der Norm nicht ausdrücklich erwähnt, kann man die Norm-Methode in modifizierter Form auch auf die Restrolle anwenden und so den (schwingungsrelevanten) E-Modul des Papiers bestimmen, über den kaum frei zugängliche Daten vorliegen.

Die Norm DIN ISO 11093⁸ stellt ein neunteiliges Normenwerk für die Prüfung von Hülsen aus Hartpapier dar und ist eine Übersetzung aus dem Englischen der gleichnamigen ISO-Norm. Hier interessiert vorrangig der Teil DIN ISO 11093-8 „Bestimmung der Eigenfrequenz und des Elastizitätsmoduls durch experimentelle Schwingungsanalyse“. Wie der Name kund tut, handelt es sich hier um eine

⁸ Zu beziehen vom Beuth-Verlag Berlin, www.beuth.de.

dynamische Methode. Im Teil DIN ISO 11093-7 ist unter dem Titel „Bestimmung des Elastizitätsmoduls mit dem Drei-Punkt-Verfahren“ eine statische Methode für Hülzen festgelegt. Die Norm gibt keine Empfehlung, wann welche Teil-Norm anzuwenden ist. Da Hülzen für den Rollendruck ausgesprochen dynamisch beansprucht werden, ist es nahe liegend, die Methode der DIN ISO 11093-8 einzusetzen. Es ist bekannt, dass dynamische Methoden höhere Werkstoffkennwerte liefern als statische. Aus der Praxis wird berichtet, dass der dynamisch gemessene E-Modul einer Hülse um etwa ein Drittel über dem statischen Wert liegt.

Bei der dynamischen Messung macht man in sehr praktischer Weise von dem Umstand Gebrauch, dass eine „freie“ Hülse trotz gänzlich anderer Schwingungsformen den gleichen Lambda-Wert besitzt wie die beidseitig fest eingespannte Hülse, nämlich $\lambda_1 = 4,730041$. Die „freie“ Einspannung der Hülse ist streng genommen nur im schwebefreien Feld oder im freien Fall realisierbar, nicht sehr praktikabel. Man kann dieses Problem in ganz einfacher Weise umgehen, wenn man die Hülse senkrecht aufhängt und dann waagrecht zum Schwingen anregt. Dann wirken in waagerechter Richtung keine Halterungen oder Untergründe, die mit ihrer unbekannten Elastizität das Ergebnis verfälschen könnten. Die Abbildung 32 zeigt die Messanordnung:

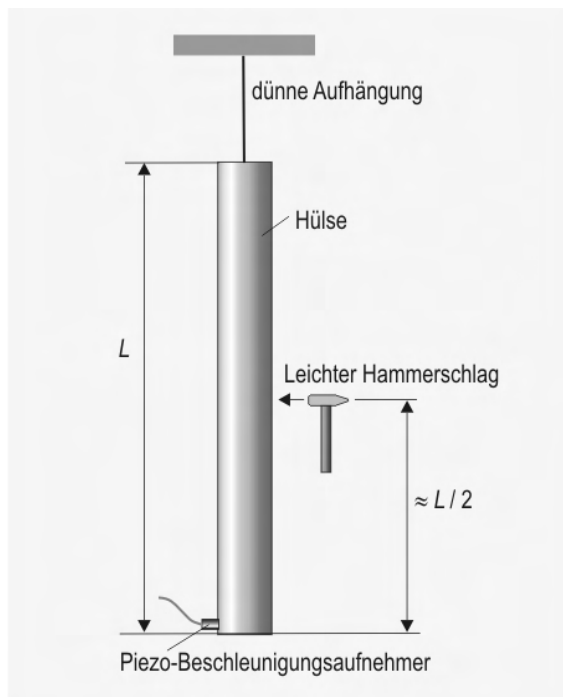


Abbildung 32: Messanordnung zur Messung der Eigenfrequenz und des E-Moduls nach DIN ISO 11093-8

Die Hülse wird in der Mitte ihrer Länge mit einem leichten Hammerschlag zum Schwingen angeregt. Die Schwingungsamplituden können so klein sein, dass sie mit dem bloßen Auge gar nicht wahr genommen werden können. Am unteren Ende der Hülse ist ein hochempfindlicher Piezo-Beschleunigungsaufnehmer appliziert. Er erfasst das gesamte angeregte Schwingungsspektrum zunächst als analoge Signale.

Nach der Digitalisierung werden die Signale einem Computerprogramm zugeführt, das mit Hilfe des Rechen-Algorithmusses *Fast Fourier Transformation (FFT)* aus dem Schwingungsspektrum das Frequenzspektrum berechnet und zur Anzeige bringt. An den Spitzen (Peaks) des Frequenzspektrums kann man die einzelnen Eigenfrequenzen erkennen. Die gesamte Signalverarbeitung läuft in einem Schwingungsanalysegerät ab. In der Regel interessiert man sich bei Hülzen nur für die erste Eigenfrequenz. Möchte man die zweite Eigenfrequenz wissen, ist es besser, die Hülse in etwa einem Viertel ihrer Länge anzuschlagen, da bei der zweiten Eigenfrequenz in der Mitte ein Schwingungsknoten liegt.

Die Norm schreibt keine Genauigkeit oder Auflösung der Messgeräte vor; wünschenswert wäre eine Auflösung von etwa 0,1 Hz.

Professionelle universelle und komfortable Schwingungsanalysegeräte sind sehr teuer. Man kann aber aus Standardkomponenten sehr preiswerte Systeme zusammen bauen (lassen), die für den alleinigen Zweck, Ermittlung der ersten Eigenfrequenz einer Hülse, völlig ausreichen. Auch soll es schon Komplettsysteme für unter 5000 Euro geben. Die fachgerechte Einweisung eines Mitarbeiters darf in keinem Fall übersehen werden.

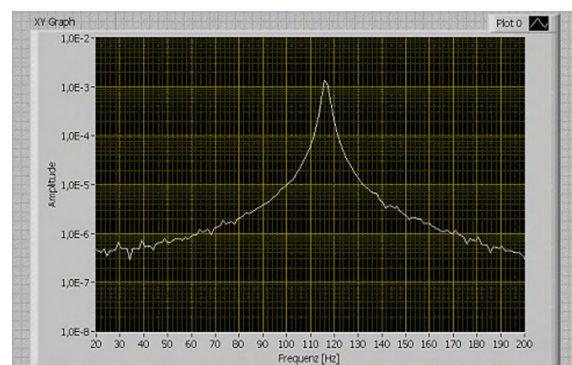


Abbildung 33: Auswertung einer Schwingungsanalyse mit dem preiswerten PC-basierten Messdatenverarbeitungssystem LabVIEW. Hier dargestellt für eine 76er Zeitungshülse mit 1400 mm Länge.

Die Lage des größten Ausschlages (Peaks) im Frequenzspektrum ist die gesuchte erste Eigenfrequenz; in der Abbildung 33: $f_1 = 116$ Hz. Von solch hohen Eigenfrequenzen können die Tiefdrucker nur träumen. Seit der Einführung der Maschinen für sechs Zeitungsseiten in der Breite haben die Zeitungsdrucker bei großen Formaten (Bahnbreiten bis 2,5 m!) mit der 76-er Hülse die gleichen Schwingungsprobleme wie die Tiefdrucker mit der 150-er Hülse bei 4,32 m Breite.

Da man sich mit der 150er Hülse bei 4,32 m Länge in den Grenzbereich der Leistungsfähigkeit der Hülse begeben hat und die durch das Papier bedingte Geschwindigkeitsdelle eine gewisse Gefahr darstellt, wäre es höchst wünschenswert, wenn nicht gar notwendig, wenn die Papierhersteller selbst mit Schwingungsanalysen den (schwingungsrelevanten) E-Modul ihrer Papiere ermitteln und in Spezifikationen angeben würden.

Da alle namhaften Hülsenhersteller nach der genannten Norm arbeiten (der Timoshenko-Faktor ist ein anders Thema), kann die Situation bei den Hülsen von der Messtechnik her als befriedigend bezeichnet werden, im Gegensatz zur Bestimmung des (schwingungsrelevanten) E-Modul des Papiers.

Bei der Schwingungsanalyse nach DIN ISO 11093-8 erhält man zunächst die erste Eigenfrequenz. Aus ihr kann man durch Umkehrung, also Auflösung der *Lambda-Formel I* nach E_H den E-Modul berechnen. Die Auflösung führt bei der „freien“ Hülse mit $k = 1$, $L = L_H$ und Ersatz von v_{krit} durch $v_{krit} = d_A \pi f_1$ zu folgender Formel zur Berechnung des E-Moduls:

$$E_H = \frac{64\pi^2}{\lambda_1^4} \cdot \frac{L_H^4 \rho_H}{d_A^2 + d_I^2} \cdot f_1^2 \quad (14)$$

λ_1	4,730041 $\approx$ 4,730, erster Eigenwert für beidseitig freie oder fest eingespannte Hülse
L_H	Hülsenlänge
ρ_H	Dichte der Hülse
d_A	Außendurchmesser
d_I	Innendurchmesser
f_1	gemessene erste Eigenfrequenz

An dieser Stelle sei eine kritische Anmerkung angebracht: Man misst nach DIN ISO die erste Eigenfrequenz, berechnet daraus den E-Modul, mit dem man bei der eingespannten Hülse unter Berücksichtigung von Einspannlänge und Chuck Factor die

erste Eigenfrequenz der eingespannten Hülse berechnet und dann die kritische Geschwindigkeit. Diese Rechenabläufe erscheinen etwas paradox. Auch wenn auf den E-Modul für bestimmte Betrachtungen nicht verzichtet werden kann, den Praktiker interessiert ausschließlich die kritische Geschwindigkeit.

Es wäre angebracht, das ganze „Berechnungswesen“ anders aufzuziehen. Der Autor hat in einer anderen Publikation mit der Definition einer „normierten kritischen Geschwindigkeit“ einen Vorschlag unterbreitet.

Aber weiter zur Auswerteprozedur nach DIN ISO 11093-8: Man findet in der Norm nicht die in (14) angegebene Formel als korrekte Größengleichung, sondern eine zunächst ziemlich unverständliche Zahlenwertgleichung mit einer so genannten *magischen Zahl* mit dem Wert $7,88 \cdot 10^{-8}$ hinter der der Laie Naturkonstanten vermuten könnte. Es zeigt sich erst nach einigen Aufwendungen, dass diese Zahlenwertgleichung bis auf den noch zu besprechenden Timoshenko-Faktor der Formel (14) entspricht. Die eben genannte magische Zahl entpuppt sich nach einiger Rechenakrobatik als der Term

$$\frac{4\pi^2}{\lambda_1^4} \cdot 10^{-6}$$

Es ist nicht verständlich, dass in einer aus dem Jahre 1988 stammenden Norm noch mit Zahlenwertgleichungen operiert wird, die ihre Herkunft allenfalls nur dem Experten verraten und die nur dann richtige Ergebnisse liefern, wenn man zwingend die vorgeschriebenen Einheiten benutzt. Es gibt sowohl im DIN- als auch im ISO-Bereich dringende Empfehlungen, Formeln dieser Art nur mit Größengleichungen darzustellen.

Zum Timoshenko-Faktor

Noch ärgerlicher ist es, dass in der besagten Norm-Formel noch zusätzlich von der so genannten Timoshenko-Theorie⁹ Gebrauch gemacht wird. *Stephen P. Timoshenko* war ein herausragender Wissenschaftler und Hochschullehrer auf dem Gebiet der Technischen Mechanik und hat eine allgemein anerkannte Zusatztheorie für die Biegung von *kurzen gedrungenen* Balken entwickelt, für die die noch von *Jakob I. Bernoulli* und *Leonhard Euler*

⁹ Stephen Prokfyevich Timoshenko, Ukraine, Russland und USA, 1879 bis 1972

(17./18. Jahrhundert) stammende klassische Theorie der Balkenbiegung nicht mehr ausreicht.

Die Betonung liegt auf *kurze gedrungene* Balken. Die schwingungsrelevanten Hülzen sind aber alles andere als kurz und gedungen, sondern ausgesprochen schlank, und dafür braucht man keine Zusatztheorie. In der Tat zeigt es sich, dass die Anwendung der Zusatztheorie bei den schwingungsrelevanten Hülzen beim E-Modul einen Effekt von kaum mehr als 2 % bewirkt. Berechnet man daraus die Eigenfrequenz oder die kritische Geschwindigkeit, wird der Effekt durch das Wurzelziehen noch mal geringer, bei grober Rechnung halbiert.

Diese Unterschiede sind angesichts der statistischen Streuungen der Papiereigenschaften völlig vernachlässigbar. Wenn bei der Schwingungsanalyse wie häufig mit Auflösungen von 0,5 Hz gearbeitet wird, ist der dadurch verursachte Fehler schon größer als der Timoshenko-Effekt. Die Norm schreibt die Anwendung der Timoshenko-Theorie zwingend vor, nicht aber die Auflösung der Schwingungsanalysegeräte, sondern den Frequenzumfang des Beschleunigungsaufnehmers mit 0,1 Hz bis 10000 Hz. Noch ärgerlicher ist der Umstand, dass die Norm-Formel wegen der Zusatztheorie nicht nach allen Parametern aufgelöst werden kann. Für spezielle Berechnungen müssen erst iterativ arbeitende Computerprogramme entwickelt werden. Will man die vom Autor zur Vereinfachung vorgeschlagene „normierte kritische Geschwindigkeit“ auf die Norm-Formel mit Timoshenko-Theorie aufsetzen, entstehen zuerst wahre Formel-Ungeheuer und am Ende zeigt es sich, dass die „normierte kritische Geschwindigkeit“ aus mathematischen Gründen gar nicht definiert werden kann.

Die Timoshenko-Theorie basiert auf bestimmten Annahmen, unter anderem geht neben dem von der Geometrie abhängigen *Schubkorrekturfaktor* auch die *Querkontraktionsziffer* von Papier mit ein. Die Problematik dieser Werkstoffkennzahl dürfte Papierherstellern bekannt sein. In der Norm-Formel sind diese Einflußgrößen auch in einer magischen Zahl verarbeitet und somit für Außenstehende nicht in eindeutiger Weise nachvollziehbar.

Es ist unverständlich, dass die für ihre eigentlichen Zwecke gute Timoshenko-Theorie in der Hülzen-norm Eingang gefunden hat, wo sie nur einen

akademischen Effekt zweiter Ordnung liefert, aber eine Menge unnützer Arbeit bereitet.

Der Autor empfiehlt statt der Anwendung der Norm-Formel die Formel (14) und verweist Interessenten auf die Originalschreibweise der Norm-Formel im Anhang 12.8. Es ist zu hoffen, dass bei der für das Jahr 2008 anstehenden Überarbeitung der Hülzen-norm DIN ISO 11093-8 die genannten Mängel behoben werden.

Zur Schwingungsanalyse der eingespannten Hülse oder Restrolle

Die Messung der freien Hülse nach DIN ISO 11093-8 ist etwas aufwändig, aber einfach, sicher und genau. Im Prinzip kann man für die eingespannte Hülse bzw. Restrolle die gleiche Apparatur einsetzen wie bei der Norm-Messung. Die Hülse liegt aber jetzt in waagerechter Anordnung in einer mehr oder weniger nachgiebigen Pinole. Dieser Umstand wird durch den Chuck Factor berücksichtigt. Die Schwingungsanalyse ist in dieser Anordnung wesentlich problematischer als bei der senkrecht hängenden Hülse, da das Schwingungsspektrum wesentlich mehr störende Frequenzen umfasst. Man braucht unter Umständen mehrere Versuche, bis man die „richtige“ erste Eigenfrequenz gefunden hat.

8 Diskussion der früheren Hülzenpublikation des Bundesverband Druck

Im Jahre 1988 hat der damalige Bundesverband Druck, Referat *Technik + Forschung, Tiefdruck*, die Publikation „Hartpapierhülzen in Papierrollen im Tiefdruck“ herausgebracht. Der Untertitel lautet „Grenzen der Verwendbarkeit der Hülse mit 76 mm Innendurchmesser“ und kennzeichnet sehr gut die damalige Situation. Die Autoren, *Dr.-Ing. Manfred König* und *Dipl.-Ing. Dirk Müller*, waren damals Mitarbeiter des Stuttgarter Fraunhofer-Instituts. Die Publikation ist vergriffen; auf der Internetseite [11] steht eine Kopie als PDF-Datei noch zur Verfügung. Der relevante Fachteil umfasst etwa sechs Seiten und enthält zehn Abbildungen.

Es ist bemerkenswert, dass die Autoren damals schon FEM eingesetzt haben, um die Schwingungsformen und die Eigenfrequenzen der eingespannten Hülse zu berechnen. Einmal ohne Berücksichtigung und einmal mit Berücksichtigung der „elastischen

Pinole“. Der Chuck Factor war damals wohl noch nicht Allgemeingut und hätte auch nicht direkt in FEM umgesetzt werden können. Über die Größe der Elastizität der „elastischen Pinole“ findet man keine Angaben.

Interessant sind die damaligen E-Moduln der Hülsen: Sie lagen zwischen 2800 und 4900 N/mm². Die Bestwerte liegen im Jahre 2007 bei 7000 N/mm², aber mit Dichten von ca. 1000 kg/m³. So betrachtet, wurden in der Zwischenzeit zwar Fortschritte erzielt, dennoch sind die Grenzen erkennbar.

Die beiden Autoren kommen nach den FEM-Untersuchungen zu dem Ergebnis, dass FEM bei den Eigenfrequenzen zu „praktisch gleichen Werten“ führen wie die analytischen Methoden¹⁰, geben aber keine konkreten Vergleichszahlen an. Es werden Formeln angegeben, leider in Zahlenwertgleichungen, die in der jetzigen Ausarbeitung mit *Lambda-Formel I* und *Lambda-Formel II* bezeichnet werden. In den damaligen Formeln ist mit dem so genannten „Erfahrungswert 0,66“ eine Zahl aufgeführt, die man aus heutiger Sicht als *Chuck Factor* für den Pinolenfaktor $z_p = 1$ nach Kapitel 5.4 und für eine Restlagendicke von etwa 10 mm interpretieren kann. Auf die Unterschiede zwischen SC- und LWC-Papieren wird nicht eingegangen.

Den E-Modul des Papiers haben die Autoren statisch über eine Durchbiegungsmessung bestimmt. Das würde man heute sicher anders machen. Die Autoren nennen für den E-Modul des Restpapiers einen Wert von 1800 N/mm² und eine Dichte von 1200 kg/m³. Es wird nicht angegeben, ob SC- oder LWC-Papiere untersucht wurden. Der sehr niedrige Wert des E-Moduls und der relativ hohe Wert der Dichte des Papiers würden eine sehr starke Geschwindigkeitsdelle zur Folge haben, die aber durch den relativ geringen E-Modul der damaligen Hülsen nicht so stark zum Tragen kommt. Die Schwingungsanalyse wird nicht ausdrücklich

erwähnt, doch kann nach Sachlage angenommen werden, dass sie gemacht wurde. Die Autoren haben mit FEM nicht nur normale Biegeschwingungen untersucht, sondern auch Schwingungen bei denen sich der Querschnitt verformt. Ob eine praktische Notwendigkeit dazu bestand, könnte man in Frage stellen. Möglicherweise wollten die Autoren die Leistungsfähigkeit von FEM demonstrieren, denn diese Fragestellung kann mit analytischen Methoden nicht behandelt werden.

Für die rechnerische Behandlung der Eigenfrequenzen von Restrollen empfehlen die Autoren, den Einfluss des Restpapiers bis zu einer Dicke von 10 mm zu vernachlässigen. Das ist aus heutiger Sicht bei den Hülsen mit 76 mm Innendurchmesser nicht für alle denkbaren Rollenpapiere bei Einschluss des Zeitungsdrucks uneingeschränkt vertretbar und erst recht nicht bei den Hülsen mit 150 mm Innendurchmesser. Die nicht ungefährlichen Geschwindigkeitsdellen würden damit unter den Tisch fallen. Das „*Tal der Tränen*“ dürfte damals noch unbekannt gewesen sein.

Die Publikation des Bundesverbandes Druck ist für die damalige Zeit als sehr wertvoll einzustufen, da es kaum andere fundierte Informationen gab. Für die jetzige Situation sind die damaligen Ergebnisse nicht mehr voll verwertbar. Positiv ist noch zu vermerken, dass die Lambda-Formeln schon damals zum Einsatz kamen. Das ist bemerkenswert, weil im Jahre 2003 zum Teil noch mit einer Formel gerechnet wurde, die auf einer anderen Modellvorstellung beruhte und die eine um 12,6 % geringere Eigenfrequenz auf der „sicheren“ Seite lieferte.

Eine Anmerkung des Autors:

Die jetzige Situation kann man wie folgt beschreiben: *Wir wissen jetzt genauer, was wir nicht wissen!* Mit einer guten Theorie kann man viele Fragestellungen bearbeiten. Die endgültige Bestätigung bedarf des Experimentes. Im Fall der Hülse liegen viel zu wenige systematische Experimente vor. Das Begleiten von Versuchen, wie im folgenden Kapitel beschrieben, und so nützlich die auch waren, kann nicht mit wissenschaftlichem Experimentieren gleichgesetzt werden. Der Versuchsumfang reicht für statistisch gesicherte Aussagen bei weitem nicht aus. Die Versuchsbedingungen waren auch nicht immer transparent und man stand bei den wenigen Experimenten immer unter Zeitdruck. Man lebt von der Hand in den Mund; wenn die Maschine läuft ist

¹⁰ Der Autor dieses Expertenpapiers hat bei einem Druckmaschinenhersteller auch FEM-Berechnungen der ersten Eigenfrequenz einer nackten Hülse machen lassen, für die man im Prinzip kein FEM bräuchte. Die Ergebnisse wichen zwar „nur“ um 0,5 bis 1 Hz von den Werten der Lambda-Formel ab. Wenn man an die Grenzen der Leistungsfähigkeit der 150er Hülse bei 4,32 m Länge gehen muss, ist die Genauigkeit nicht ganz befriedigend. Im Fall der erwähnten Adapterhülse, die wegen der unterschiedlichen Querschnitte nicht mit der Lambda-Formel berechnet werden kann, gab es im Vergleich zur gemessenen Eigenfrequenz nicht erklärbare große und nicht vertretbare Unterschiede. Man sollte FEM nicht blind vertrauen.

man zufrieden und fragt nicht warum und verdrängt die früheren Ängste. Das kann auf Dauer nicht gut gehen. Trotz des erfolgreichen Starts der 4,32-m-Tiefdruckmaschine wäre die Initiierung eines Gemeinschaftsforschungsprojektes und die Vergabe an ein geeignetes Institut angebracht.

9 Praktische Erfahrungen bei der Planung und Inbetriebnahme der ersten 4,32-m-Tiefdruckmaschine

Der Druckmaschinenhersteller KBA hat bei der Konzipierung der neuen Tiefdruckmaschine (Bahnweite 4,32m, Bahngeschwindigkeit 15,2 m/s) die maßgebenden Hülsenhersteller um eine Stellungnahme zum erforderlichen Hülseninnendurchmesser gebeten. Der Autor war damals noch nicht involviert und verlässt sich auf die mündlich zugetragenen Informationen. Danach war bei KBA zu diesem Zeitpunkt noch offen, ob 150er Hülse oder 200er Hülse. Ein Hersteller hat auf seine neu entwickelte Verbundhülse hingewiesen, bestehend aus einem Kern aus üblichem Hartpapier und einem mehrere Millimeter dicken glasfaserverstärktem Kunststoffmantel GFK, im Innendurchmesser und Außendurchmesser der herkömmlichen 150/176er Hülse entsprechend. Der Hersteller hat erklärt, mit dieser Verbundhülse sei die Breite von 4,32 m bis zu einer maximalen Geschwindigkeit von 16 m/s realisierbar, was nach dem Wissen um den E-Modul von GFK wohl auch einleuchtend war. Dann passierte das, was bei der Interessensverquickung von Marketing und Entwicklung leider immer wieder passiert: Die anderen Hülsenhersteller haben mutig ihr Herz nach vorne geworfen und erklärt, mit ihren (konventionellen) Hülsen ginge das auch; eine warnende Stimme soll es aber gegeben haben. KBA hat auf Grund dieser Statements sich endgültig für die 150er Hülse entschieden. Damit konnten viele Konstruktionsdetails beibehalten werden.

Bei weiteren Treffen ist die „Nicht-GFK-Hülsenfront“ stark ins Wanken gekommen. Es wurden Versuche gemacht, die die Bedenken verstärkten. Die Besprechungsrunde wurde erweitert; es kamen Vertreter des Erstkunden dazu, mehrere Papierhersteller und der Autor als Gast, der dann im Laufe der Sitzung gebeten wurde, für weitere Sitzungen als Moderator zur Verfügung zu stehen. Die Besprechungsrunde gab sich dann den Namen „Arbeitskreis Hülsenschwingungen“. Der Autor hält es für erwähnenswert, dass der Arbeitskreis immer offen geführt

werden konnte, es gab keine Geheimhaltungsklausel oder Ähnliches.

Dennoch war die Arbeit nicht einfach. Zu sehr prallten die Meinungen der Hülsenhersteller aufeinander; zum Teil vom Marketing geprägt. Relativ problemlos war dagegen die Festlegung auf eine einheitliche Berechnungsformel für die Eigenfrequenz, die Lambda-Formel. Das war nicht ganz selbstverständlich, denn es waren zu diesem Zeitpunkt noch zwei weitere Formeln bekannt.

Der von einem Hülsenhersteller eingeführte Chuck Factor sorgte aber für lange und kontroverse Diskussionen bei mehreren Sitzungen. Die Timoshenko-Theorie musste natürlich auch angesprochen werden und kostete Zeit, die man sich hätte sparen können, wenn die Anwendung dieser Theorie nicht in der Hülsennorm vorgeschrieben wäre.

Man konnte zu diesem Zeitpunkt aber schon vermuten, dass man mit der 150er Hartpapierhülse in den Grenzbereich der Leistungsfähigkeit gehen muss. Und da spielt es schon eine Rolle, ob der Chuck Factor bei 0,75 oder bei 0,9 liegt. In diesem Zeitraum begann bereits der Bau der Maschine und erzeugte Eifer im Arbeitskreis. Der Autor hat zum Ausdruck gebracht, dass er den Chuck Factor trotz seines Schönheitsfehlers in der Definition für grundsätzlich geeignet hält, aber die Frage des Schwingungsnullpunktes geklärt werden müsste, um die Widersprüche zu klären. Je nach Annahme konnte man mal diesen, dann mal jenen Chuck Factor berechnen. Es kam zu Feststellungen wie „Die neu konstruierte Pinole hat einen schlechteren Chuck Factor als die alte“. Ein anderer Hülsenhersteller hat versucht, den Schwingungsnullpunkt über statische Durchbiegungsmessungen zu ermitteln. Es kam zu keinem eindeutigen Ergebnis; auch Versuche des Autors über die zweite Eigenfrequenz Anhalte für den Schwingungsnullpunkt zu finden schlugen fehl. In dieser brenzigen Situation half nur noch, den Schwingungsnullpunkt so festzulegen, wie in einem früheren Kapitel beschrieben. Damit kam man wenigstens zu vergleichbaren Werten. Die zwischenzeitlich ermittelten Eigenfrequenzen der Hülsenhersteller an Prototypen der 4,32-m-Hartpapierhülsen waren alles andere als ermutigend. Über die Schwingungsamplituden in Resonanznähe – die nur mit Schleuderversuch ermittelt werden können – hielten sich alle Hülsenhersteller bedeckt.

Der Vorschlag des Autors, an einem geeigneten neutralen Institut einen Schleuderstand zu installieren, der allen Interessierten zur Verfügung stehen sollte, war in der vorgegebenen Zeitspanne nicht realisierbar.

Im Januar 2004 fanden bei Corenso in Krefeld die ersten Schleuderversuche mit nackten Hülsten statt. Mit Ausnahme der früher erwähnten Adapterhülse waren die Ergebnisse deprimierend. Das Bild verdüsterte sich noch mehr, als im August 2004, also

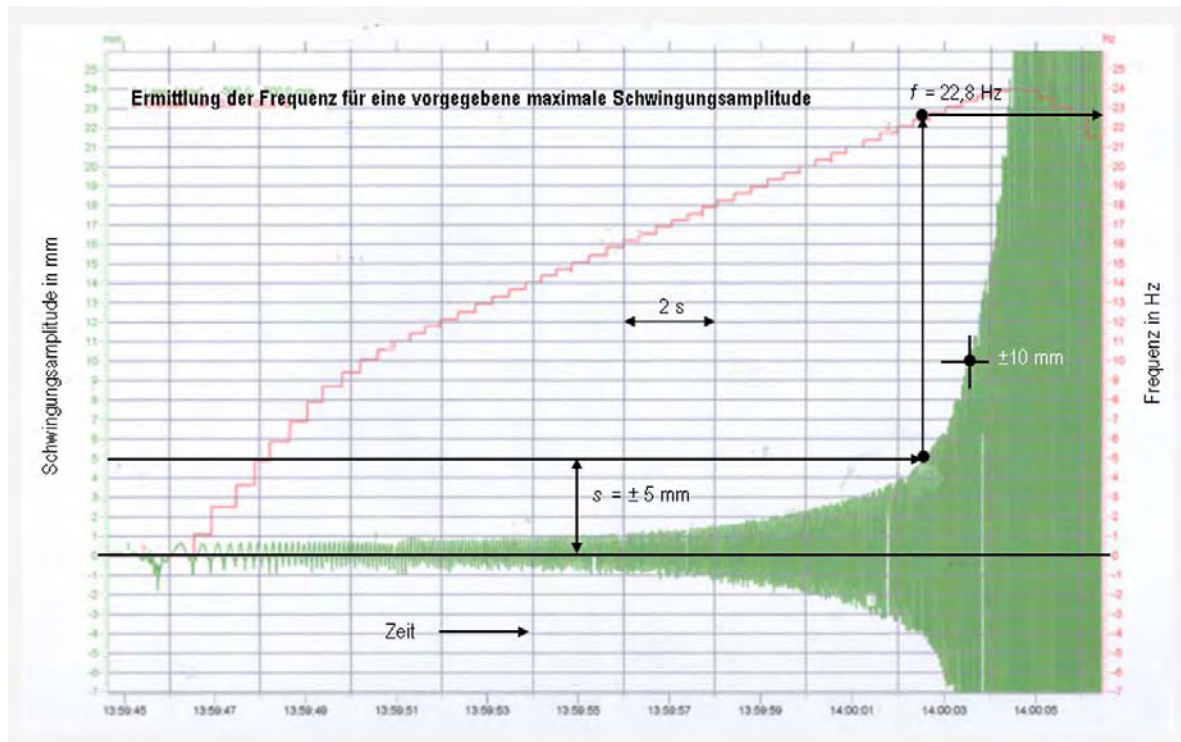


Abbildung 34: Schleuderdiagramm einer Hülse mit Restpapier auf dem Corenso-Langhülstentester. Wiedergabe mit freundlicher Genehmigung von Corenso-Elfes. Zusatzeintragungen vom Autor.

Erst durch das großzügige Angebot des Hülstenherstellers Corenso-Elfes, seinen Schleuderstand, den *Corenso-Langhülstentester*, für Vergleichsmessungen allen Mitbewerbern nach Abschluss einer Vereinbarung zur Verfügung zu stellen, wurde der Knoten durchgeschlagen. Dieses Entgegenkommen kann nicht hoch genug gewürdigt werden.

Ein Schleuderstand besteht im Wesentlichen aus zwei Lagerböcken für die Aufnahme der Pinolen, davon einen verstellbaren für unterschiedliche Hülstenlängen, einem programmgesteuerten Antrieb, einem berührunglos arbeitenden Laserabstandsmessgerät mit dem die Schwingungen in der Mitte der Hülstenlänge erfasst werden und einem Rechner für die Speicherung und Verarbeitung der Messwerte. Dazu noch Sicherungseinrichtungen, damit von den bei Bruch herumfliegenden Hülstenteilen keine Gefährdung ausgeht. Der Aufwand für einen Schleuderstand ist somit nicht unerheblich.

wenige Wochen vor dem Anlauf der neuen Maschine, Schleuderversuche mit Restrollen durchgeführt wurden.

Die GFK-Verbundhülse hat trotz hohem E-Modul nicht das erwartete Ergebnis geliefert. Sie ging zwar nicht zu Bruch, zeigte aber in Resonanznähe die größten Schwingungsamplituden. Dieses Verhalten hat große Rätsel ausgelöst, es hätte genau umgekehrt sein müssen. Der Autor hat dann folgende Arbeitshypothese aufgestellt: *Die GFK-Verbundhülse ist so steif, dass sie bei unverändertem Anpressdruck der Spannbacken an den Enden gar nicht in die waagerechte Richtung gebogen werden kann. Die GFK-Hülse verhält sich unter diesen Umständen wie eine gleichseitig gelenkig eingespannte Hülse mit entsprechend hohen Schwingungsamplituden.* Leider bestand keine Möglichkeit, die Einspannung zu modifizieren.

Man erwartete vom Moderator eine Aussage, was angesichts der Situation zu tun sei. Man stelle sich vor: Von jedem Hersteller gab es nur vier oder fünf Hülsten, alles nur Prototypen. Es kam nur ein Papier zum Einsatz, ein SC-Papier mit 56 g/m². LWC-Papiere, von denen man annehmen kann, dass sie schlechtere schwingungsrelevante E-Moduln haben,

standen nicht zur Verfügung. Die Messungen fanden auf *einem* Schleuderstand statt. Wie hätte sich ein anderer Schleuderstand verhalten? Der originale Rollenwechsler war erst im Aufbau. Auch wenn die Schleuderversuche sehr viel Aufwand verursachten, das Datenmaterial kann wegen des minimalen Versuchsumfanges und der Prototypeneigenschaft nur als Momentaufnahme gewertet werden, auf keinen Fall für eine repräsentative Stichprobe. Dennoch musste man „eine Kröte schlucken“ und aus vier oder fünf Werten einen Mittelwert und eine Standardabweichung berechnen. Kein Student darf das ungestraft tun! Aber damit konnte das bis dahin übliche Handeln mit Mittelwerten unterbunden werden, das bekanntlich bei sicherheitsrelevanten Problemen eine nur 50 %-ige Überlebenschance bietet. Man einigte sich zunächst auf die Untergrenze eines statistischen Vertrauensbereichs von 95 %. Das bedeutet, dass 2,5 % einer größeren Anzahl von gleichen Hülsen diesen Wert nicht erreichen.

Die Abbildung 34 zeigt den Schwingungsschrieb, der beim Hochfahren der Hülse im *Corenso-Langhülsentester* automatisch generiert wurde. Auf der waagerechten Achse ist die Zeit aufgetragen. Der Abstand zweier durchgehender senkrechter Teilungsstriche beträgt nur 2 Sekunden. Der Schrieb enthält in der senkrechten Achse zwei Informationen, die Schwingungsamplituden links und die Frequenz (Drehzahl) der Hülse, im Schrieb die dünne Linie mit der rechten Achsenbeschriftung. Sie zeigt, dass der Antrieb so beschaffen ist, dass die Frequenz näherungsweise linear mit der Zeit ansteigt. Die Schnelligkeit des Anstieges konnte man so einstellen, dass in etwa die gleichen Verhältnisse wie im Rollenwechsler vorliegen, wenn die Hülse bzw. Restrolle in den Resonanzbereich kommt.

Der graue Bereich stellt die Schwingungsamplituden dar, mit der Skalierung auf der rechten Achse. Eigentlich sind es schnell ansteigende Sinus-Linien, die aber trotz des Zeitmaßstabes so eng aufeinander folgen, dass man nur die Umhüllende sehen kann. Wenn man sich den Zeitmaßstab vergegenwärtigt, dann sieht man, wie rasant schnell die Schwingungsamplituden in Resonanznähe ansteigen.

Dann kam die entscheidende Frage: Welche Schwingungsamplitude lässt man zu, damit die Papierbahn mit Sicherheit nicht bricht? Bei Zeitungsdruckmaschinen ist der Abstand zwischen Abrollpunkt auf der Rolle und der ersten Klemmstelle in Einzugs-
werk

kleiner als zwei Meter; Schwingungsamplituden von weniger als 1 mm können bei Zeitungspapieren schon zum Bahnbruch führen.

Mehr beiläufig war vom Maschinenhersteller zu erfahren, dass die Papierbahn in der neuen Maschine vom Abrollpunkt bis zur ersten Klemmstelle (Einzugswerk) eine freie Strecke von über 20 m zurücklegt, da sie erst durch das aus anderen Gründen notwendige Konditionierwerk geführt wird. Über diese freie Strecke wird die Papierbahn nur durch Leitwalzen gestützt. Es kam Hoffnung auf!

Für die endgültige Festlegung der zulässigen Schwingungsamplituden der Restrolle waren zwei Kriterien maßgebend:

- Wie groß dürfen die Schwingungsamplituden sein, damit noch genügend Sicherheit gegen Bruch der Hülse besteht? Nach den Schleuderversuchen bei Corenso konnte man davon ausgehen, dass bei 4,32-m-Hülsen alle Hülsen eine Schwingungsamplitude von 25 mm, wenn nicht sogar 50 mm ohne Bruch überstehen. Damit kam es zu einer neuen Definition des Begriffes „Sicherheit“ bzw. „Sicherheitsfaktor“.

Bis dahin hat man die Sicherheit mehr oder weniger in die Unsicherheit des Chuck Factors hineingerechnet. Die Einhaltung der früher erwähnten 25 %-Abstandsklausel des üblichen Maschinenbaues gegenüber der Eigenfrequenz hätte die sofortige Einstellung aller Aktivitäten bedeutet. So konnte man unter Einhaltung einer weiteren Bedingung bei einer Festsetzung des zulässigen Schwingweges von ± 5 mm mit einer Sicherheit von mindestens $5 = 500$ % rechnen, bei einigen Hülsen sogar Faktor 10. Das sind geradezu astronomische Werte gegenüber der Maschinenbauer-Faustregel 25 %. Sicherheit, über die Materialfestigkeit definiert und nicht über den Frequenzabstand!

Die große Frage war dann, ob die Maschine im Falle eines Bahnbruches schnell genug gestoppt werden kann, damit nicht wegen des schnellen Anstiegs der Resonanzkurve nach dem Bahnbruch nicht noch ein Hülsenbruch folgt. Diese Frage wurde vom Maschinenhersteller positiv beantwortet. Bei einer Festlegung des zulässigen Schwingweges auf 10 mm wären wegen des noch rasanteren Anstieges der Schwingungs-

amplituden dagegen Bedenken gekommen. Damit war der Weg frei für die Untersuchung der zweiten Frage.

- Können übliche Tiefdruckpapiere unter den gegebenen Bedingungen eine absolute Dehnung von 5 mm ohne Bruch aushalten? Eine Abschätzung mit den üblichen Festigkeitskennwerten ergab, dass dies funktionieren würde, wobei aber der Hauptgrund in der freien Papierbahnlänge von 20 m lag. Bei 10 mm Schwingungsamplituden wären Probleme zu erwarten gewesen.

So ergab sich in mehr zufälliger Weise eine Übereinstimmung der beiden Forderungen und somit die endgültigen Festsetzung der zulässigen Schwingungsamplitude auf ± 5 mm.

Aus den Corenso-Schwingungsgraphen wurden dann unter Beachtung der Untergrenze des Vertrauensbereiches von 95 % Maximalwerte für die Druckgeschwindigkeit der Restrolle festgelegt: Die Werte reichten von 9,9 m/s bis 14,7 m/s bei einer Restlagendicke von 15 mm. Bei der Restlagendicke von 7 mm lagen die Werte allgemein etwas höher (Tal der Tränen durchschritten). Den kleinsten Wert erzielte die GFK-Verbundhülse (das Kuriosum wurde bereits erklärt), den größten Wert wegen des größeren Innendurchmessers erwartungsgemäß die Adapterhülse.

Wenn man von der Adapterhülse absieht, war man von der Zielvorgabe der maximalen Bahngeschwindigkeit weit entfernt.

Wegen der geringen statistischen Absicherung hat der Autor angeregt, zumindest für die Anlaufphase der neuen Maschine ein berührungslos arbeitendes Schwingungsmesssystem zu installieren und die Daten kontinuierlich aufzuzeichnen und zu speichern.

Die positive Wirkung des Bahnzuges war allen Teilnehmern bekannt. Man hat dieses Thema lange nicht vertieft, sondern quasi als eiserne Reserve aufgehoben. Durch die misslichen Umstände war es doch angesagt, nach der Reserve zu fragen. Es war dem Autor nicht möglich, im Arbeitskreis quantitative Aussagen darüber zu erhalten; auch Rückfragen bei alten Tiefdruckhasen brachten nichts. Die Aussagen lautete sinngemäß immer „Ja, der Bahnzug wirkt sich positiv aus, aber wie viel?“

Kurze Zeit nach dem zweiten Schleuderversuch war die Installation der ersten 4,32-m-Tiefdruckmaschine soweit fortgeschritten, dass auf dem originalen KBA-Rollenwechsler Messungen des Chuck Factors mit den früher getesteten Hülsen gemacht werden konnten. Überraschenderweise lag der Chuck Factor des Rollenwechslers der neuen KBA-Maschine merklich höher (und somit günstiger) als auf dem Schleuderstand. Bislang hatte man immer das Umgekehrte vermutet. Somit konnten die Grenzgeschwindigkeiten um etwa 10 % angehoben werden.

Ende September 2004 nahm die neue Maschine die Produktion auf, zunächst mit 3,6-m-Rollen. Wenige Wochen später wurde im Beisein des Arbeitskreises der erste Auftrag mit 4,32-m-Rollen verdruckt, mit Hülsen von einem beteiligten Hülsenhersteller. Bei aktivierter Schwingungsüberwachung tastete man sich langsam vor: Zuerst mit stark reduzierter Endgeschwindigkeit, dann bis zur auftragsbedingten Endgeschwindigkeit von 14,8 m/s, aber noch großem Restrollendurchmesser. Die Schwingungsamplituden blieben unter 1 mm. Dann ging es mit Reduzierung des Restrollendurchmessers mutig weiter. Auch keine Probleme! Allmählich wurde das Geschäft zur Routine, man freute sich und verdrängte die früheren Ängste. Es kamen später Rollen mit Hülsen von anderen Herstellern zum Einsatz. Nur einmal gab es ein kleines Problem: Bahnbruch bei einem Schwingweg von etwa 5 mm. Durch das schnelle Abschalten der Maschine ist es zu keinem Hülsenbruch gekommen. Kurze Zeit später ging beim Erstkunden eine zweite Maschine in Betrieb, drei Maschinen wurden nach Liverpool geliefert. Dem Vernehmen nach gab es keine Probleme mit Papierrollenschwingungen. Bis Ende 2006 waren nach KBA-Angaben sechs 4,32m-Tiefdruckmaschinen im Einsatz; eine weitere wird bis Ende 2007 die Druckproduktion aufnehmen.

Angesichts dieser Situation kommt mit Sicherheit die Frage auf, war das ganze Getue um die Schwingungen notwendig? Kann man nicht einfach so tun, als gäbe es keine Schwingungen? Sind Forschungs- und Entwicklungsprojekte überflüssig? Natürlich gab es im Nachhinein einige „Experten“ die schon vorher ziemlich genau gewusst haben wollen, dass die neue Maschine funktioniert, aber die großen Schwingungsamplituden und die Hülsenbrüche bei den Schleuderversuchen nicht gesehen haben.



Abbildung 35: Die 4,32-m breite Papierrolle im Rollenwechsler der KBA TR12B

Abschließend einige Statements:

1. Die Hartpapierhülse mit 150 mm Innendurchmesser ist trotz der letztgenannten Ergebnisse bei einer Bahnbreite von 4,32 m nahezu angereizt. Genauere Kenntnisse über die *Geschwindigkeitsdelle* könnten zu marginalen Verbesserungen führen. Weitere Ausführungen im Kapitel 10.
2. Die hohe Steifigkeit des KBA-Rollenwechslers für die neue 4,32-m-Maschine führte zu Chuck Faktoren, die man in dieser Höhe bei Rollenwechslern und Hülsen-Schleuderständen vorher nicht kannte.
3. Der durch die Vorkonditionierung bedingte lange freie Papierweg von über 20 m verkraftet Schwingungsamplituden von fast 5 mm ohne Bahnbruch. Die Vorkonditionierung ist bei sehr breiten Maschinen nach Ansicht des Maschinenherstellers notwendig, ansonsten zählt sie nicht zur Standardausstattung.
4. Die (positive) Wirkung des Bahnzuges lässt sich nicht mit analytischen Formeln berechnen. Man kann zwar rechnerisch zeigen, dass unter den gegebenen Bedingungen die Eigenfrequenz durch den Bahnzug etwas steigt, der Effekt ist aber so gering, dass er vernachlässigt werden kann. Schwingungsmessungen eines Hülsenherstellers an der stehenden, aber unter Bahnzug belasteten Restrolle haben diesen Sachverhalt bestätigt. Gelegentlich wird behauptet, der Bahnzug bewirke eine Dämpfung. Diese Erklärung ist nahe liegend, trifft aber im physikalisch-mathematischen Sinne der Schwingungsdifferenzialgleichung (Gleichung 16 im Anhang 12.3) nicht zu, da die Dehnungen der Papierbahn weit unterhalb der Grenze des linear-elastischen Bereiches des Papiers stattfinden. Damit liegt im Spannungs-Dehnungsdiagramm des Papiers keine nennenswerte Hysteresisfläche zwischen Be- und Entlastungskurven vor. Damit entfällt die eine Dämpfung kennzeichnende Umsetzung von mechanischer Energie in Wärme. Eine befriedigende mathematische Erklärung der Bahnzugwirkung steht aber noch aus. Nach Sachlage wirkt der Bahnzug wie ein über die ganze Breite verteiltes kontinuierliches Unterstützungssystem, das die Schwingungsamplitude der Restrolle bzw. Hülse begrenzt. Diese Einschätzung führt zur saloppen Formulierung: „Der Bahnzug wirkt wie eine gute Tapete, die ein mürbes Mauerwerk zusammen hält“. Der Autor ist der Ansicht, dass diese vorteilhafte Tapetenwirkung vorrangig auf dem langen freien Papierweg basiert.
5. Gerade wegen der zuletzt genannten Faktoren hält der Autor systematische Untersuchungen (FEM-Simulationen mit experimenteller Überprüfung) für notwendig und wiederholt seine im Arbeitskreis geäußerte Anregung zur gemeinschaftlichen Vergabe eines Forschungs- und Entwicklungsprojektes an ein geeignetes Institut.
6. Die Arbeit im „Arbeitskreis Hülsenschwingungen“ war ebenso chaotisch (freies Spiel der Kräfte) wie nützlich und im Bezug auf den Ressourceneinsatz fast optimal.
7. Der Autor hofft, dass bei künftigen Steigerungen der Tiefdruckbahnbreiten das Rad nicht noch mal erfunden werden muss und dass diese Dokumentation eine kleine Hilfe sein kann.

10 Zu weiteren Breitenentwicklungen

Die 4,32-m-Tiefdruckmaschine ist für 18 Stränge ausgelegt. Nach bisherigen Erfahrungen könnten formatbedingte kleinere Erhöhungen der Bahnbreiten folgen. Ein echter Sprung wäre erst eine Erhöhung der Strangzahl auf den nächsten geraden Wert und der wäre 20. Die Hochrechnung würde zu einer Bahnbreite von $4,32 \text{ m} \cdot 20/18 = 4,80 \text{ m}$ führen, das sind „nur“ 11,1% mehr Breite, ausgehend von 4,38 m käme man auf 4,87 m. Schlägt man noch kleinere formatbedingte Erhöhungen dazu, käme man auf etwa 5 m.

Auch wenn hier nicht der Sinn oder Unsinn der 5-m-Klasse und die technische Realisierbarkeit diskutiert werden soll, kann man von der Hülsenproblematik ausgehend die Frage stellen, wie groß der E-Modul der Hülse in Abhängigkeit der Dichte sein müsste, um diese Breiten ohne Unterstützungssysteme zu realisieren. Die Abbildungen 36 bis 39 geben mit folgenden Parametern eine klare Antwort auf die Frage.

- Bahngeschwindigkeit $v = 16,0$ m/s
- Chuck Factor $k = 0,85$
- Pinoleneintauchtiefe $L_p = 300$ mm
- Pinolenfaktor $z_p = 0,5$
- Elastizitätsmodul des Papiers $E_p = 4000$ N/mm²
- Dichte des Papiers $\rho_p = 1300$ N/mm²
- Hülswanddicke $s_H = 15$ mm

Alle Berechnungen ohne Sicherheitsabschlag!

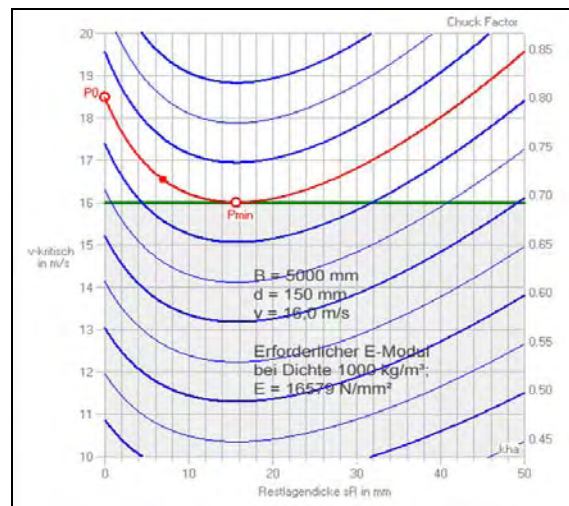
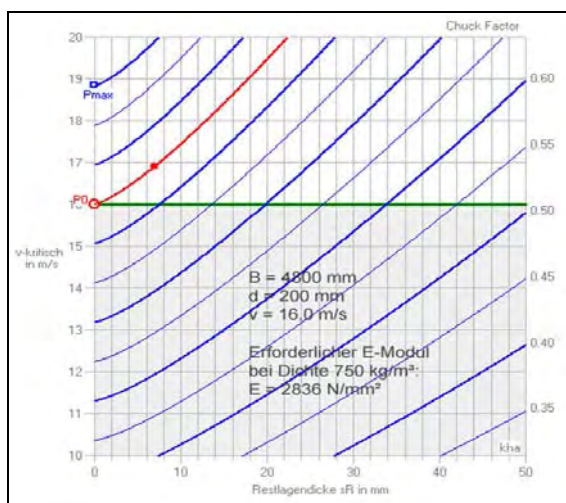
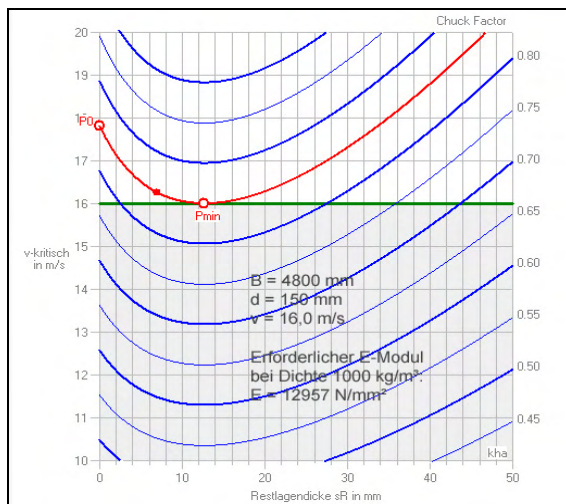


Abbildung 38: Bei einer Bahnweite von 5000 mm wird bei einer 150er Hülse mit einer Dichte von 1000 kg/m³ ein E-Modul von 16579 N/mm² benötigt. Die Geschwindigkeitsdelle bewirkt einen enormen Verlust von 2,48 m/s!

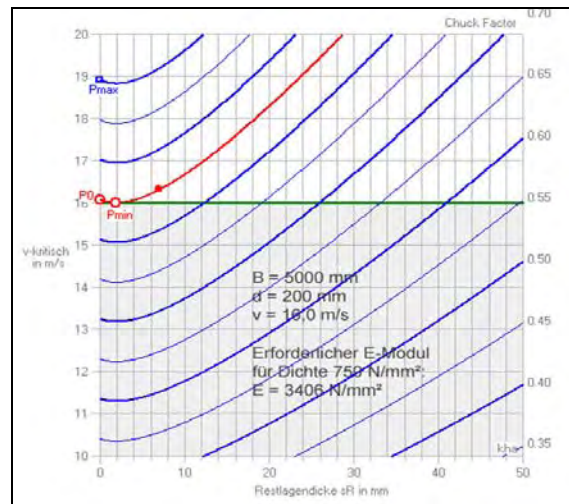


Abbildung 39: Bei Verwendung einer 200er Hülse mit einer Dichte von 750 kg/m³ genügt unter sonst gleichen Bedingungen wie in Abbildung 38 ein E-Modul von nur 3406 N/mm². Es tritt nur eine unbedeutende Geschwindigkeitsdelle von 0,08 m/s auf.

Zusammenfassenden Überblick über die Ergebnisse der Modellrechnungen zeigt folgende Tabelle:

	$d_i = 150$ mm ($\rho_H = 1000$ kg/m ³)	$d_i = 200$ mm ($\rho_H = 750$ kg/m ³)
$B = 4800$ mm	$E_H \geq 12.957$ N/mm ²	$E_H \geq 2.836$ N/mm ²
$B = 5000$ mm	$E_H \geq 16.579$ N/mm ²	$E_H \geq 3.406$ N/mm ²

Tabelle 3: Mindestwerte der E-Moduln der Hülsten für die großen Papierbahnweiten

Bei der 150er Hülse ist die Dichte mit 1000 kg/m³ der Einfachheit halber auf den momentanen Höchstwert gesetzt. Mit steigendem E-Modul erhöht sich in der Regel auch die Dichte. Durch diesen Effekt werden die Ergebnisse für die 150er Hülse noch ungünstiger als in der Modellrechnung.

Die Spitzenwerte der Hochleistungshülsen liegen im Jahre 2007 bei 7000 N/mm² bei einer Dichte von knapp 1000 kg/m³. Damit muss die lange diskutierte Frage nach der Eignung der 150er Hartpapierhülse für den eventuellen nächsten Breitensprung mit einem eindeutigen „Nein“ beantwortet werden, es sei denn, man weicht auf Unterstützungssysteme oder auf unbeliebte produktionstechnische Maßnahmen wie erhebliche Geschwindigkeitsabsenkung in der Schlussphase aus, die die Wirtschaftlichkeit der größeren Breiten wieder reduzieren. Die nach den Modellrechnungen erforderlichen E-Moduln von 12957 N/mm² bzw. 16579 N/mm² für die 150er Hülse sind mit Hartpapierwerkstoffen nicht zu erreichen.

Die Modellrechnungen zeigen weiter, dass beim Einsatz von Hülsen mit einem Innendurchmesser von 200 mm die schwingungstechnischen Anforderungen – und nur diese seien hier angesprochen – beim nächsten Breitensprung spielend abgedeckt werden könnten. Es reichen mit 2836 N/mm² bzw. 3406 N/mm² wesentliche kleinere E-Moduln aus, die zudem mit der kleinen Dichte von nur 750 kg/m³ realisiert werden können. Diese E-Moduln liegen wahrscheinlich unter den unteren Grenzwerten der im Jahre 2007 verwendeten Hülsen. Anders formuliert: Die schwingungstechnischen Anforderungen an die Hülsen für den nächsten Breitensprung könnten beim Einsatz von Hülsen mit 200 mm Innendurchmesser mit den einfachsten Hülsenqualitäten erfüllt werden. An dieser rein technisch orientierten Aussage können verständlicherweise weder Drucker noch Papierhersteller eine große Freude haben.

Die Abbildungen 40 und 41 zeigen den gleichen Sachverhalt in einer komprimierten Darstellung. Die Graphen¹¹ zeigen klar, dass bei der 150er Hülse die E-Modul-Forderungen noch höher werden, wenn die E-Modul-Steigerungen – wie in der Regel – mit einer Dichtesteigerung verbunden sind. Mit höheren E-Moduln der Hülsen steigt wiederum der Verlust durch die Geschwindigkeitsdelle. Die Katze beißt sich in den Schwanz!

Beim Einsatz von anderen Hülsenwerkstoffen wie z. B. Aluminium ist die Forderung nach hohen E-Moduln bzw. Schwingsteifigkeiten leichter erfüllbar, wie ein Blick auf die Tabelle 2, Seite 21, zeigt. Für konkrete Aussagen benötigt man neben

einer genaueren Angabe des E-Moduls die Durchmesser der Aluminiumhülse, die üblicherweise als Adapterhülse ausgeführt wird. Im Jahre 2007 wurden erste Versuche mit Aluminiumhülsen im Tiefdruck bekannt.

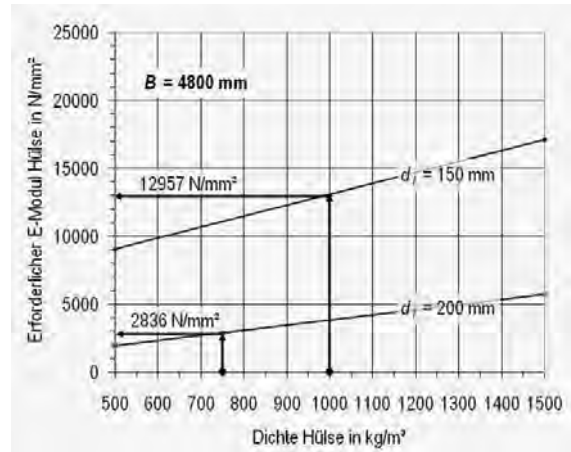


Abbildung 40: Erforderliche E-Moduln in Abhängigkeit von der Dichte für die Bahnbreite 4800 mm

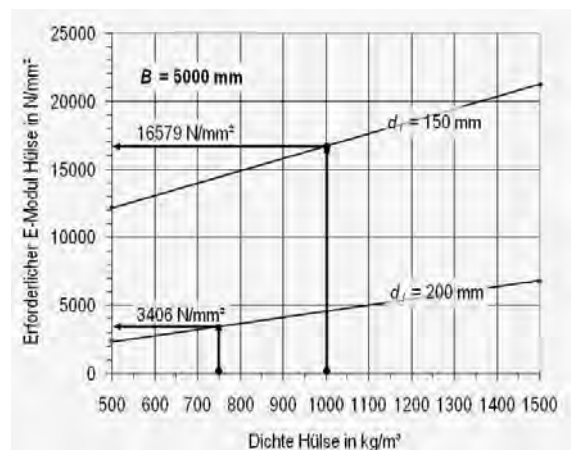


Abbildung 41: Erforderliche E-Moduln in Abhängigkeit von der Dichte für die Bahnbreite 5000 mm.

Was bringt die Erhöhung der Hülsenwanddicke?

In der Projektierungsphase der ersten 4,32-m-Tiefdruckmaschine haben einige Hülsenhersteller die Wanddicke ihrer 150er Hülse für diese Breiten vom Standardwert 13 mm auf 15 mm erhöht. Man erhoffte sich u. a. eine Erhöhung der kritischen Geschwindigkeit. Wie die Graphen in der Abbildung 42 erkennen lassen, ist der „Gewinn“ sehr bescheiden. Die genauere Rechnung nach Gleichung (7) liefert für die nackte Hülse bei Erhöhung der Wanddicke von 13 mm auf 15 mm unter sonst gleichen Bedingungen eine Steigerung der kritischen Geschwindigkeit von nur 3,6 %. Die Gewichtszunahme beträgt unter sonst gleichen Bedingungen aber immerhin 16,8 %. Insgesamt

¹¹ Im Rahmen der angegebenen Bereiche sind die Graphen praktisch Geraden. Gilt auch für die Abbildung 42.

gesehen, kann man mit der Steigerung der Hülswanddicke nur marginale Verbesserungen der kritischen Geschwindigkeit erzielen; auf keinen Fall aber den angedeuteten Quantensprung realisieren.

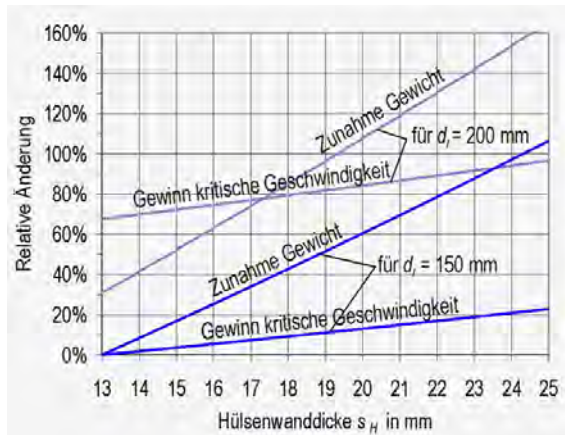


Abbildung 42: Relative Änderung der kritischen Geschwindigkeit der nackten Hülse und des Hülsgewichtes in Abhängigkeit der Hülswanddicke. Die Änderungen sind bezogen auf die nackte Hülse mit Innendurchmesser 150 mm und Wanddicke 13 mm.

Die Änderung der Hülswanddicke von 13 mm auf 15 mm für die 4,32-m-Hülsen führte zu einem unangenehmen Nebeneffekt: Die Steuerung des Klebevorgangs beim Rollenwechsel muss bei Hülsen mit anderer Wanddicke umprogrammiert werden um Fehlklebungen zu vermeiden. Durch spezielle Farbmarkierungen an den Hülsen mit 15 mm Wanddicke wird dem Bedienpersonal des Rollenwechslers nunmehr ein Hinweis gegeben. Mit den kommenden RFIDs wären elegantere Lösungen möglich.

Die Abbildung 42 zeigt weiter den bereits bekannten Sachverhalt, dass eine Änderung des Hülseinendurchmessers auf 200 mm einen enormen Anstieg der kritischen Geschwindigkeit zur Folge hat. Bei gleicher Wanddicke von 13 mm würde die kritische Geschwindigkeit der nackten Hülse um 67,6% steigen. Man muss allerdings annehmen, dass mit größerem Hülseinendurchmesser auch die Wanddicke bei gleichen Werkstoffen erhöht werden muss, um die gleiche Festigkeit gegen Beulen der Hülse und gegen Tangentialspannungen zu gewährleisten.¹² Beide Forderungen würden zu einer notwendigen Erhöhung der Wanddicke der 200er Hülse auf

¹² Nach diesbezüglichen Festigkeitsrechnungen müsste die Hülswanddicke proportional zum Hülseinendurchmesser ansteigen. Der problemlose Wechsel von der Hülse mit 76 mm Innendurchmesser und 15 mm Wanddicke auf die 150er Hülse mit 13 mm Wanddicke lässt darauf schließen, dass die 76er Hülse bei dieser Festigkeitsbetrachtung große Reserven enthält, wenn man gleiche Materialeigenschaften bei beiden Hülseentypen annimmt. Die Thematik fällt in die Zuständigkeit der Hülshersteller.

rechnerisch 17,33 mm führen. Damit stiege die kritische Geschwindigkeit auf 77,8%; das Gewicht der Hülse würde aber ebenfalls um 77,8% steigen.

Durch den größeren Hülseaußendurchmesser der 200er Hülse würden bei der gleichen Restlagendicke wie bei der 150er Hülse die Restlagen-Papierverluste steigen; bei 13 mm Wanddicke um ca. 27 %, bei 17,3 mm Wanddicke um ca. 32%. Damit zeigt sich noch ein wirtschaftlicher Nachteil der 200er Hülse.

Zu den Rollengewichten und Pinolenbelastungen bei größeren Rollendurchmessern und Rollenbreiten

Die Pinolen werden durch die Gewichtskräfte der Papierrollen belastet. Schon bei der 4,32-m-Rolle mit 1,25 m Durchmesser liegen große Beanspruchungen vor. Wenn Papierrollen mit 1,5 m Durchmesser bei Breiten bis 5 m zum Einsatz kommen sollen, werden die Belastungen noch erheblich steigen.

Die folgende Tabelle gewährt einen Überblick über die Gewichte der Papierrollen bei verschiedenen Breiten, Durchmessern und Papierdichten. Die Hülse wird bei der Gewichtsberechnung vernachlässigt.

Breite	Durchmesser	1200 kg/m ³	1300 kg/m ³	1400 kg/m ³
4320 mm	1250 mm	6362 kg	6892 kg	7422 kg
	1500 mm	9161 kg	9924 kg	10688 kg
4800 mm	1250 mm	7069 kg	7658 kg	8247 kg
	1500 mm	10179 kg	11027 kg	11875 kg
5000 mm	1250 mm	7363 kg	7977 kg	8590 kg
	1500 mm	10603 kg	11486 kg	12370 kg

Tabelle 4: Rollengewichte in Abhängigkeit von der Breite, dem Durchmesser und der Dichte der Papierrollen.

Es könnte sich auf lange Sicht die Frage stellen, ob die hohen Belastungen, im „worst case“ nach Tabelle 4 der Gewichtskraft von 12,37 t entsprechend, von den Pinolen mit 150 mm Durchmessern noch verkraftet werden können oder ob nicht aus diesem Grund ein Wechsel auf 200er Pinolen und somit auch auf 200er Hülsen notwendig wird.

In der Diskussion stehen Unterstützungssysteme, von denen man durch zwischenzeitliche Versuche der Hülshersteller an ihren Schleuderständen weiß, dass sie eine wesentliche Reduzierung der Schwingungsamplituden bewirken. An Druckmaschinen sind im Jahre 2007 noch keine Unterstützungssysteme im Einsatz. Man sollte nicht übersehen, dass Unterstützungssysteme und auch der Umstieg auf andere Hülsewerkstoffe an der eben angesprochenen Pinolenproblematik nichts ändern.

- 11 Literaturhinweise, Internet-Adressen
- [1] Dipl.-Ing. Willy Heckers, Prof. Dr.-Ing. Lothar Göttching, „Beanspruchung von Hül- sen“, Das Papier, Nr. 7/1979.
- [2] Dr.-Ing. Willy Heckers, „Beanspruchungen von Rollenhülsen beim Wickeln“, Vortrag bei der Jahrestagung 1982 des Vereins Deutscher Druckingenieure (VDD).
- [3] Dr.-Ing. Manfred König, Dipl.-Ing. Dirk Müller, „Hartpapierhülsen in Papierrollen im Tiefdruck“. Technischer Informationsdienst des Bundesverbandes Druck e.V., Wiesbaden, 1988. Vergriffen, eine PDF-Version befindet sich auf der Internetseite [11].
- [4] Niko Ruokosuo, „Spezifikationen für Rollen- hülsen und Spanndorne in der Zeitungs- industrie“, IFRA Special Report 1.8, Darm- stadt, November 1993. Eine Neufassung ist für das Jahr 2007 vorgesehen.
- [5] DIN ISO 11093-8, „Prüfung von Hülsen aus Hülsenkarton, Teil 8, Bestimmung der Eigen- frequenz und des Elastizitätsmoduls durch experimentelle Schwingungsanalyse“, Beuth Verlag, Berlin, 1998.
- [6] Roland Reffert, „Druckleistung auf höchstem Niveau – Breiten- und Geschwindigkeitsent- wicklung im Publikationstiefdruck“, KBA Report No. 12, 1/1999, Koenig & Bauer AG, Würzburg.
- [7] Dr. Michael Fejér, Marko Ilmäki, „New Challenges in Unwindung and their Impact on Core Requirements“, IPW (Internationale Papierwirtschaft) 5/2003, Seite 33 ff.
- [8] Marko Ilomäki, „Application of fracture mechanics in analyzing delamination of cyclically loaded paperboard core“, Disser- tation, Oulu University, Finland, 2004. Die Dissertation steht auf der Internet-Seite „http://herkules oulu.fi/isbn9514274008/“ als PDF-Datei mit 44,78 MB zum Download zur Verfügung.
- [9] Prof. Dr. E. G. Welp, Dipl.-Ing. A. Kleinert, „Transport und Logistik für zukünftige Großrollen im Tiefdruckbereich von der Papierherstellung bis zur Druckerei“, Lehr- stuhl für Maschinenelemente und Konstruk- tionslehre, Ruhr-Universität Bochum, 2004.
- [10] PrintCity WebLine Sonderbericht Nr 1, „Vorsicht Stufe – größere Rollendurchmesser im Rollenoffsetdruck“, Augsburg, Juli 2005.
- [11] Prof. Dr. Karl Haller, „Biegeschwingungen von Papierrollen“. Internet-Beitrag nach Vor- lesungsskriptum, „www.karl-haller.de“, Ap- ril 1993, letzte Fassung von 8.6.2007. Dort wird ein Rechenprogramm vorgestellt, mit dem sich die wichtigsten schwingungsrele- vanten Größen bestimmen lassen.
- [12] Dr.-Ing. Erhard Glöckner, „Untersuchung zum Papierverhalten in Zeitungsoffsetdruck- maschinen zur Qualitätssteigerung bei Mehr- bahnbetrieb und für Bahnspannungs- regelung“, Dissertation TU Chemnitz, 1998.
- Internet-Adressen
- | | |
|--|--|
| www.cerutti.it | Druckmaschinenhersteller |
| www.core-control.net | Aluminiumhülsenhersteller |
| www.corenso.com | Hartpapierhülsenhersteller |
| www.kba-print.de | Druckmaschinenhersteller, Koenig & Bauer AG, KBA |
| www.kunert-gruppe.de | Hartpapierhülsenhersteller, Paul & Co. |
| www.sonoco.com | Hartpapierhülsenhersteller, Sonoco-Alcore |

12 Anhang

Der Anhang enthält weiterführende und vertiefende Informationen sowie ansatzweise die Ableitung für die im Hauptteil dargestellten Lambda-Formeln.

12.1 Allgemeines zum Elastizitätsmodul (E-Modul)

Der Elastizitätsmodul, kurz E-Modul, engl. elastic modulus oder Young' modulus, Formelzeichen E , kennzeichnet den Widerstand eines Körpers gegen Zug-, Druck- und Biegeverformungen und ist eine der wichtigsten Materialkenngrößen. Im Allgemeinen und so auch beim Hülksenproblem wünscht man sich geringe Verformungen und so sollte der E-Modul möglichst hoch sein. Da der E-Modul immer einen endlichen Wert hat, gibt es keinen noch so massiven Körper der sich unter Einwirkung einer noch so kleinen Kraft nicht verformt. Wegen der Verformungen ist jeder Körper schwingungsanfällig. Der E-Modul kann nicht aus Naturkonstanten abgeleitet werden, sondern muss für jeden Werkstoff und für jede Werkstoffvariante experimentell bestimmt werden. Üblicherweise wird dazu ein Stab mit bestimmter Länge l_0 und bestimmten Querschnitt A einer kontinuierlich ansteigenden Zugkraft ausgesetzt und die dabei entstehenden Längenänderungen Δl gemessen. Aus der Kraft F berechnet man die Zugspannung σ mit $\sigma = F/A$ und aus der Längenänderung Δl die Dehnung ε mit $\varepsilon = \Delta l/l_0$. Die Dehnung wird üblicherweise in Prozent angegeben. Die beiden Größen werden im Spannungs-Dehnungs-Diagramm aufgetragen. Die Abbildung 43 zeigt ein fiktives Beispiel für zwei Stahlwerkstoffe. Aus dem Anstieg der Graphen, dem Tangens des Winkels α , kann der E-Modul berechnet werden. Leicht verformbarer Werkstoff hat einen flachen Anstieg, hohe E-Module zeigen einen steilen Anstieg.

Es ist eine Besonderheit von Stahlwerkstoffen, dass bis zu dem individuell verschiedenen Punkt P der Anstieg bis auf vernachlässigbare Unterschiede von etwa $\pm 5\%$ immer gleich ist. Somit ist der E-Modul von Stählen mit $E_{\text{Stahl}} \approx 210.000 \text{ N/mm}^2$ praktisch konstant. Daraus darf aber nicht geschlossen werden, dass jeder Stahlwerkstoff gleich belastet werden kann. Beim besseren Stahl liegt der Punkt P in der Abbildung höher und er kann entsprechend höher belastet werden.

Ergänzend ist noch festzuhalten, dass der E-Modul von Stahl in allen drei Achsrichtungen des Körpers,

von extremen Herstellungsbedingungen abgesehen, gleich ist. Bis zu einer Temperatur von ca. 300°C ist dieser E-Modul auch nicht nennenswert von der Temperatur abhängig. Unterschiedliche Belastungsgeschwindigkeiten (statisch, dynamisch) haben bei Stahl ebenfalls keinen nennenswerten Einfluss auf den E-Modul.

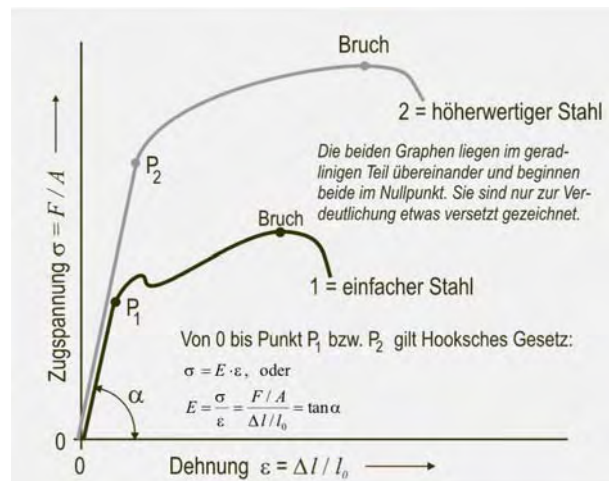


Abbildung 43: Spannungs-Dehnungs-Diagramm vereinfacht dargestellt für den Werkstoff Stahl

Der E-Modul wird üblicherweise in der anschaulichen Einheit N/mm^2 (Newton pro mm^2) angegeben. Für die Eingabe in die Lambda-Formeln ist die Einheit N/m^2 zweckmäßiger.

Es gilt: $1 \text{ N/mm}^2 = 10^6 \text{ N/m}^2 = 10^6 \text{ kg/m s}^2$.

Formal richtig ist auch die Verwendung der Druck-Einheiten Pa bzw. MPa (Mega-Pascal, das „P“ in großer Schreibweise).

Es gilt: $1 \text{ MPa} = 1 \text{ N/mm}^2$

Dennoch sollte man die Einheit MPa nicht benutzen. Es könnte den Laien schon unnötig irritieren, wenn – was leider der Fall ist – der eine Hülksenhersteller in seiner Hülksenpezifikation die Einheit N/mm^2 benutzt und der andere für die gleiche Sache MPa. In der Hülseennorm wird für den E-Modul auch die Einheit N/mm^2 benutzt.

12.2 Zum E-Modul von Papierwerkstoffen

Bei Papierwerkstoffen sind die Zusammenhänge wesentlich komplizierter. Papier hat im Gegensatz zum Stahl keinen eindeutig linearen Teil der Spannungs-Dehnungs-Kennlinie und somit keinen eindeutigen E-Modul. Durch die Orientierung der

Fasern bei der Papierherstellung vorzugsweise in der Laufrichtung des Siebes erhält man unterschiedliche Eigenschaften in Längs- und Querrichtung, die jedem Drucker durch das unterschiedliche Dehnverhalten bekannt sind. Wegen der Geschwindigkeitsabhängigen Verformungen zählt Papier zu den viskoelastischen Stoffen. Die Abhängigkeit der Papiereigenschaften vom Klima, insbesondere von der Feuchtigkeit, ist jedem Drucker bestens bekannt.

Für das Schwingungsproblem interessiert vorrangig der E-Modul des Papiers quer zur Laufrichtung, was nicht sofort verständlich ist. Man muss sich die Papierrolle als Biegebalken vorstellen, die obere Faser wird gestaucht, die untere gedehnt. Diese Beanspruchungen liegen in Richtung der Rollachse und somit quer zur Laufrichtung. Unglücklicherweise ist der E-Modul in Querrichtung um etwa den Faktor 3 bis 5 kleiner als der in Laufrichtung des Papiers.

Die Abbildung 44 zeigt das Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines SC-Papiers bei Messung in Querrichtung.

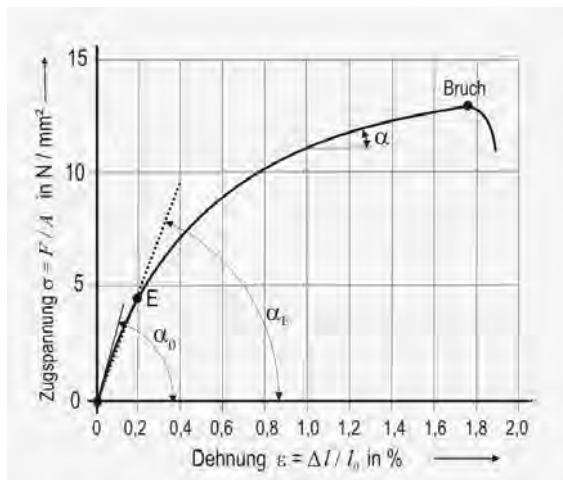


Abbildung 44: Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines SC-Papiers mit 52 g/m² in Querrichtung

Man sieht an der durchgehend gekrümmten Kennlinie, dass der E-Modul von Papier von der Belastung abhängig ist. Durch Anlegen einer Tangente an beliebigen Stellen kann man beliebige E-Moduln erhalten. Es ist bei der Papierprüfung üblich, den E-Modul wie folgt aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm zu ermitteln: Man legt eine Gerade zwischen Nullpunkt und dem Punkt E, der der Zugspannung bei einer Dehnung $\varepsilon_E = 0,002 = 0,2\%$ entspricht. Der Tangens des Winkels α_E zwischen dieser Geraden und der ε -Achse ist unter Beachtung der Zeichenmaßstäbe der gesuchte E-Modul. In

einschlägigen Normen sind weitere Details festgelegt. Mit dieser Vorgehensweise erhält man vergleichbare Werte, das grundsätzliche Problem, die Nichtlinearität, wird jedoch ausgeklammert.

Mit etwas Aufwendungen kann man statisch bestimmte E-Moduln in Quer- und Längsrichtung von Papierherstellern in Erfahrung bringen. Man ist erstaunt über die großen Unterschiede, nicht so sehr über die Unterschiede zwischen LWC- und SC-Papieren, sondern auch über die Unterschiede von gleichen Papiersorten, aber auf verschiedenen Papiermaschinen gefertigt.

Gegen die Verwendung des so ermittelten E-Moduls von Papier in Querrichtung in den Lambda-Formeln gibt es Einwendungen:

1. Die Messmethode ist ausgesprochen statisch. Die schwingende Rolle stellt eine dynamische Papierbeanspruchung dar. Man weiß von viskoelastischen Werkstoffen, dass dynamische Meßmethoden zu höheren E-Moduln führen.
2. Die Messung erfolgt an der „planen“ Probe. Im Fall der Rolle ist das Papier mit der Wickelspannung auf der Hülse aufgewickelt. Man geht davon aus, dass das gewickelte Papier einen höheren E-Modul hat als das „plane“ Papier in Querrichtung.

Man kann mit Anlehnung an die Schwingungsanalyse nach DIN ISO 11093-8 an einer Restrolle den „schwingungsrelevanten E-Modul“ E_P des Papiers aus der Auflösung der Lambda-Formel II nach E_P bestimmen. Die Formel lautet mit der Abkürzung u :

$$u = \left(\frac{8\pi f_1}{\lambda_1^2} \right)^2$$

$$E_P = \frac{u L^4 \left[\rho_H (d_A^2 - d_I^2) + \rho_P (d_R^2 - d_A^2) \right] - E_H (d_A^4 - d_I^4)}{d_R^4 - d_A^4} \quad (15)$$

Es ist anzumerken, dass nicht alle Hülshersteller diese Vorgehensweise praktizieren. Zumindest ein Hülshersteller rechnet den Einfluss des Restpapiers in den Chuck Factor „hinein“. Eine Einigung wäre wünschenswert.

Auf dem Gebiet des „schwingungsrelevanten E-Moduls“ des Papiers liegen nur sehr wenige freizugängliche Einzelergebnisse vor. Sie lassen darauf schließen, dass dieser E-Modul über dem statisch in Querrichtung gemessenen E-Modul liegt, aber deutlich unter dem Mittelwert der statischen E-Moduln

von Längs- und Querrichtung. Der höhere Wert des „schwingungsrelevanten E-Moduls“ kann zum Teil auch mit der dynamischen Belastung nach DIN ISO 11093-8 erklärt werden.

Insgesamt ist die Situation um den E-Modul des Papiers höchst unbefriedigend und auch bedenklich, da der E-Modul des Papiers neben der Dichte die gefährliche „Geschwindigkeitsdelle“ maßgebend beeinflusst.

Mit großem Vorbehalt schlägt der Autor vor, bei Ermangelung von zutreffenden Daten für Simulationsberechnungen mit der *Lambda-Formel II* für „übliche“ Papiere im Tiefdruck und Zeitungsdruck mit „üblichen“ Restlagendicken um 10 mm von folgenden „schwingungsrelevanten E-Moduln“ des Papiers auszugehen:

SC-Papier:	$E_P \approx 4500 \text{ N/mm}^2$
LWC-Papier:	$E_P \approx 3500 \text{ N/mm}^2$
Zeitungspapier:	$E_P \approx 2500 \text{ N/mm}^2$

Es bleibt der einschlägigen Papierindustrie überlassen, abgesicherte Werte für den „schwingungsrelevanten E-Modul“ in Abhängigkeit von der Restlagendicke und der Wickelspannung zur Verfügung zu stellen. Die maßgebenden Hülsenhersteller offenbaren in ihren Hülsenspezifikationen die E-Moduln und Dichten ihrer Hülsen¹³ und können als Vorbild dienen. Es sind aus Sicherheitsgründen in beiden Fällen keine Mittelwerte der E-Moduln gefragt, sondern Untergrenzen für einen statistischen Vertrauensbereich von mindestens 95 %, besser 99 % oder garantierte Mindestwerte.

12.3 Zur Herleitung der Lambda-Formeln

Nach Modellvorstellungen anderer Art hat sich durchgesetzt, die Hülse oder Restrolle als schwingenden Balken ohne Dämpfung zu betrachten. Damit kann auf die Vorarbeiten aus dem Gebiet der technischen Schwingungslehre zurückgegriffen werden. Die Praxis hat gezeigt, dass diese Modellvorstellung für die Ermittlung der vorrangig interessierenden Eigenfrequenz gut geeignet ist, auch wenn die beschleunigte Drehbewegung selbst nicht berücksichtigt wird und aus dem Ansatz die

Schwingungsamplituden nicht abgeleitet werden können.

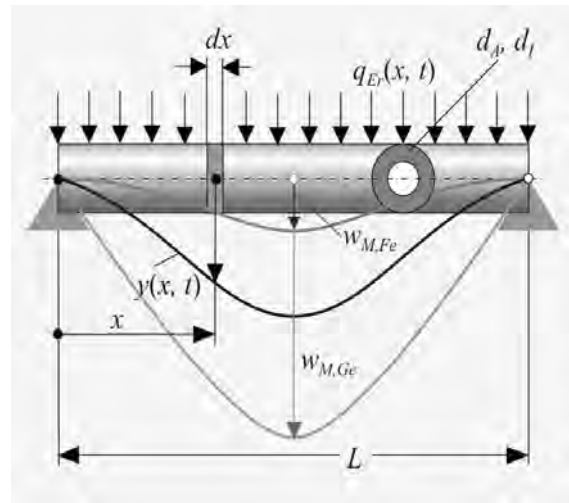


Abbildung 45: Die Rollenhülse als schwingender Balken mit Schwingungsformen für die Resonanz erster Ordnung. Die obere Schwingungsform gilt für die beidseitig „feste“ Einspannung ($\lambda_1 \approx 4,730$) an den Enden horizontale Tangente), die untere für die beidseitig „gelenkige“ Einspannung ($\lambda_1 = \pi \approx 3,142$). Die reale Schwingungsform liegt zwischen den beiden Grenzfällen.

Der Modellansatz führt zur folgenden partiellen Differenzialgleichung:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(E_H I_H(x) \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) + \rho_H A_H(x) \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = q_{Er}(x, t) \quad (16)$$

t	Zeit
x	Strecke in Richtung der Balkenachse
$y(x, t)$	Schwingweg an der Stelle x zum Zeitpunkt t
E_H	E-Modul der Hülse
ρ_H	Dichte der Hülse
$I_H(x)$	Flächenmoment zweiten Grades, bei der Hülse nicht von x abhängig.

$$I_H = \frac{\pi}{64} (d_A^4 - d_I^4) \quad (17)$$

$A(x)$	Querschnitt. Bei der Hülse nicht von x abhängig.
--------	--

$$A_H = \frac{\pi}{4} (d_A^2 - d_I^2) \quad (18)$$

q_{Er}	Erreger-Streckenkraft. Für die Ermittlung der Eigenfrequenzen kann gesetzt werden $q_{Er} = 0$.
----------	--

Die anderen Größen sind partielle Ableitungen nach der Strecke x (in Hülsenrichtung) oder der Zeit t .

Der Modellansatz (16) berücksichtigt keine Dämpfung und schon aus diesem Grund können die Schwingungsamplituden im Resonanzbereich nicht analytisch bestimmt werden.

¹³ Wünschenswert wäre die zusätzliche Angabe der Schwingsteifigkeit, da nur diese proportional zur Eigenfrequenz ist. Bei Angabe der Dichte kann man die Schwingsteifigkeit berechnen, aber das sollten besser die Hülsen- und Papierhersteller tun.

Nach einer Anzahl von hier nicht dargestellten Zwischenschritten¹⁴ erhält man für die Schwingungsform $y(x,t)$ mit den Abkürzungen

$$X = \frac{x}{L} \quad (19)$$

und

$$\omega_{Er} = 2\pi f_{Er}, f_{Er} = \text{Erregerfrequenz} \quad (20)$$

und den Integrationskonstanten C und β in Abhängigkeit der Randbedingungen wie folgt:

- a) Für den „beidseitig fest“ (aber drehbar) eingespannten Balken ($\lambda_1 = 4,730041$):

$$\text{Abkürzung} \quad a = \frac{\cos \lambda - \cosh \lambda}{\sin \lambda - \sinh \lambda} \quad (21)$$

$$y(x,t) = C \cdot [\cos X \lambda - \cosh X \lambda - a \cdot (\sin X \lambda - \sinh X \lambda)] \cdot \sin(\omega_{Er} t + \beta) \quad (22)$$

Es ist bemerkenswert, dass die Lösung mit „sin“ und „cos“ sowohl trigonometrische, als auch mit „sinh“ und „cosh“ hyperbolische Funktionen enthält.

Die folgende Abbildung zeigt den vom Weg abhängigen Teil der Schwingungsform in normierter Form.

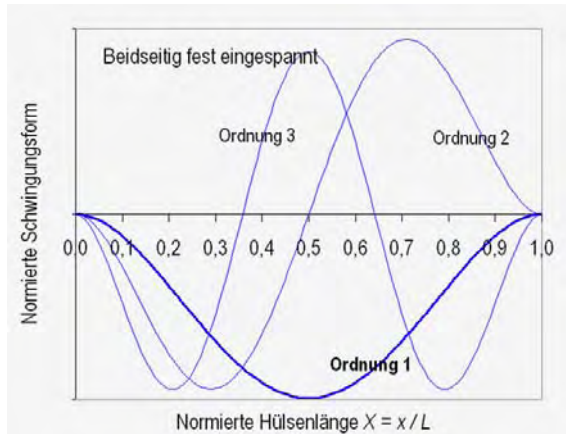


Abbildung 46: Schwingungsformen der „fest eingespannten“ Hülse bei drei Resonanzordnungen

- b) Für den „beidseitig gelenkig“ eingespannten Balken ($\lambda_1 = \pi \approx 3,142$) erhält man die ganz einfache Lösung:

$$y(x,t) = -C \cdot \sin X \lambda \cdot \sin(\omega_{Er} t + \beta) \quad (23)$$

¹⁴ Eine vollständige und ausführliche Behandlung findet man auch in der Spezialliteratur über Technische Mechanik selten. Für die speziellen Hülslbelange wird auf [11] verwiesen.

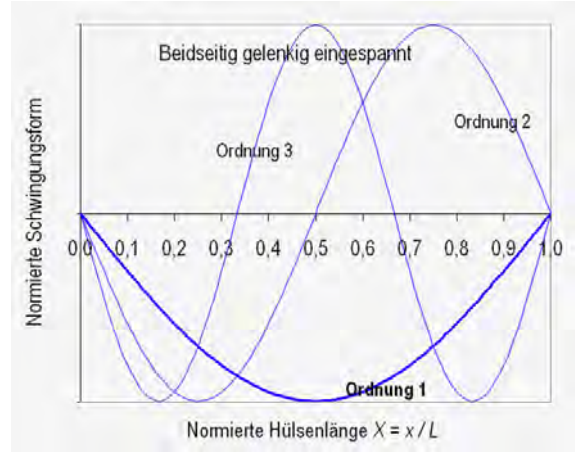


Abbildung 47: Schwingungsformen der „gelenkig eingespannten“ Hülse bei drei Resonanzordnungen

- c) Für den „beidseitig freien“ Balken ($\lambda_1 = 4,730041$, darauf basiert die Eigenfrequenzbestimmung nach DIN ISO 11093-8):

$$\text{Abkürzung} \quad a = \frac{\cos \lambda - \cosh \lambda}{\sin \lambda - \sinh \lambda} \quad (24)$$

$$y(x,t) = C \cdot [\cos X \lambda + \cosh X \lambda - a \cdot (\sin X \lambda + \sinh X \lambda)] \cdot \sin(\omega_{Er} t + \beta) \quad (25)$$

Man beachte die Vorzeichenunterschiede zwischen den Formeln (22) und (25).

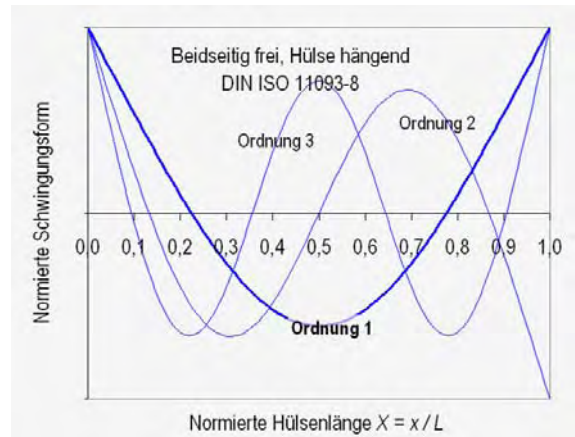


Abbildung 48: Schwingungsformen der „freien“ Hülse bei drei Resonanzordnungen

Im Falle der Resonanz ($f_{Er} = f_E$) überlagern sich die Dreh- und Schwingungsbewegungen in der Weise, dass die Hülse keine eigentlichen Schwingungen mehr macht, sondern wie eine entsprechend der Schwingungsform verbogene Hülse umläuft.

Das Zeichen λ ist zunächst eine Abkürzung.

$$\lambda^4 = \frac{\rho_H A_H L^4}{E_H I_H} \cdot \omega^2 = \frac{\rho_H A_H L^4}{E_H I_H} \cdot (2\pi f)^2 \quad (26)$$

Zu den Lambda-Eigenwerten

Die Gleichung (26) ist die Ausgangsformel für die Ableitung *aller* Formeln zur Berechnung der Eigenfrequenz oder der kritischen Geschwindigkeit. Im weiteren Verlauf des Lösungsweges erhält man die so genannten *Eigenwertgleichungen* mit denen die *Eigenwerte* λ (Lambda) bestimmt werden können.

- a) Für den *beidseitig fest* eingespannten Balken und für den *beidseitig freien* Balken erhält man:
- $$f(\lambda) = \cos \lambda \cdot \cosh \lambda - 1 = 0 \quad (27)$$

Es ist bemerkenswert, dass die beiden grundverschiedenen Balkeneinspannungen mit gänzlich anderen Schwingungsformen zur gleichen Eigenwertgleichung und somit zu gleichen Eigenwerten λ führen. Dazu später.

- b) Für den *beidseitig gelenkig* eingespannte Balken erhält man die sehr einfache Eigenwertgleichung:

$$f(\lambda) = \sin \lambda = 0 \quad (28)$$

Diese Gleichung hat die unendliche Lösungsvielfalt

$$\lambda_i = i\pi \quad (29)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots$$

Damit zeigt sich, dass ein schwingendes Kontinuum unendlich viele diskrete Eigenfrequenzen besitzt. Der Fall *beidseitig gelenkig* eingespannter Balken ist somit in einfacher Weise bereits erledigt. Bedauerlicherweise ist er für das Hülseproblem der ungünstigste Fall.

Zur Eigenwertgleichung für beidseitig fest gelagerte und beidseitig freie Balken

Die Gleichung

$$f(\lambda) = \cos \lambda \cdot \cosh \lambda - 1 = 0$$

kann nicht nach dem gesuchten λ aufgelöst werden. Man ist auf iterative Lösungen oder grafische Lösungen angewiesen, die die Nullstellen der Gleichung liefern. Diese Nullstellen sind die gesuchten Eigenwerte λ . Es zeigt sich, dass diese Eigenwertgleichung auch unendliche viele diskrete Nullstellen besitzt, typisch für ein schwingendes Kontinuum.

Die iterative Lösung setzt Programmierkenntnisse voraus¹⁵. Zum Trost braucht man das Rad nicht immer neu erfinden, die Lösungen werden noch

¹⁵ Als Lösungsverfahren eignen sich alle üblichen Verfahren wie *Regula falsi*, *Newton*, *Halbintervall* usw. Das Verfahren *Newton* bietet sich an; es braucht nur einen Startwert und dafür kann man die Näherung (30) benutzen.

genannt. Bei der grafischen Suche der Nullstellen stößt man auf das Problem, dass die Eigenwertgleichung zwischen den Nullstellen astronomisch hohe Werte annimmt. Mit einem einfachen Trick kann man das Problem umgehen: Man teilt die Eigenwertgleichung in zwei Teilformeln auf und sucht den Schnittpunkt der beiden dann bequem zu ermittelten Graphen.

Zur Aufteilung:

Der Term

$$\cos \lambda \cdot \cosh \lambda - 1 = 0$$

ist identisch mit:

$$\cos \lambda = 1 / \cosh \lambda$$

An den Schnittpunkten der beiden Graphen in der Abbildung 49 für $\cos \lambda$ und $1 / \cosh \lambda$ kann man die Eigenwerte λ_1 , λ_2 und λ_3 näherungsweise ablesen. Man sieht, dass schon ab dem zweiten Schnittpunkt das gesuchte λ mit dem Schnittpunkt des Cos-Graphen mit der waagrechten Achse fast zusammen fällt.

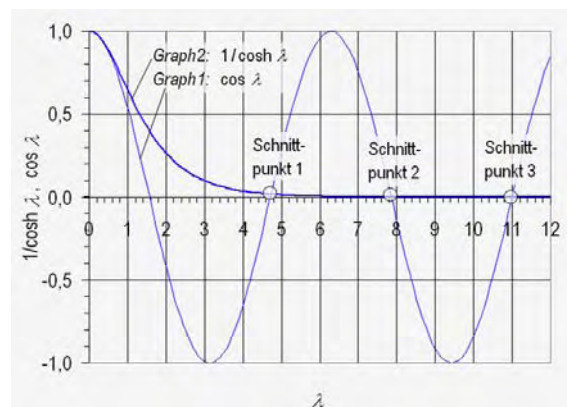


Abbildung 49: Grafische Bestimmung der Eigenwerte für die beidseitig fest eingespannte und beidseitig freie Hülse

Mit Ausnahme der ersten Resonanz kann man aus diesem Grund folgende Näherungsformel benutzen:

$$\lambda_i \approx (i + 0,5)\pi \quad (30)$$

Die folgende Tabelle zeigt die auf sechs Stellen genau iterativ berechneten Eigenwerte λ_1 und die Näherungswerte für den Fall der beidseitig fest eingespannten oder beidseitig freien Hülse.

Resonanzordnung	Iterative Lösung	Näherungsformel
1	$\lambda_1 = 4,730041 \approx 4,730$	$\lambda_1 \approx 4,712$
2	$\lambda_2 = 7,853205 \approx 7,853$	$\lambda_2 \approx 7,854$
3	$\lambda_3 = 10,995608 \approx 10,996$	$\lambda_3 \approx 10,996$

Tabelle 5: Eigenwerte λ_i für die beidseitig fest eingespannte und beidseitig freie Hülse für die ersten drei Resonanzordnungen

Durch Vergleich mit den Lambda-Werten für die beidseitig gelenkig eingespannte Hülse ($\lambda_1 = 1\pi \approx 3,142$, $\lambda_2 = 2\pi \approx 6,283$, $\lambda_3 = 3\pi \approx 9,425$) und aus der Tatsache, dass die λ -Werte quadratisch in die Eigenfrequenzen eingehen, kann man das Bemühen um eine möglichst „feste“ Einspannung verstehen.

Wie bereits mehrfach erwähnt, ist bei den Gegebenheiten im jetzigen Rollendruck nur die Resonanz erster Ordnung von Bedeutung.

Details zur Lambda-Formel I

Im weiteren Verlauf der ziemlich aufwändigen, aber hier nicht vollständig dargestellten Lösungsprozedur für die Differenzialgleichung (16) erhält man die *Lambda-Formel I* zunächst in der allgemeinen Schreibweise:

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{E_H I_H}{\rho_H A_H L^4}} \quad (31)$$

Nach Einführung von I_H nach (17) und A_H nach (18) erhält man nach einigen Umformungen (unter anderem eines Binoms) und der Beschränkung auf $i = 1$ folgende Formel für die erste Eigenfrequenz:

$$f_1 = \frac{\lambda_1^2}{8\pi} \cdot \frac{1}{L^2} \sqrt{d_A^2 + d_I^2} \cdot \sqrt{\frac{E_H}{\rho_H}} \quad (32)$$

Führt man in (31) die elementare Beziehung $v = d\pi f$ ein, mit $v = v_{krit}$ und $d = d_A$ und ergänzt die Formel noch um den empirischen Chuck Factor k erhält man die bekannte Schreibweise (4) der *Lambda-Formel I*:

$$v_{krit} = k \cdot \frac{\lambda_1^2}{8} \cdot \frac{1}{L^2} \sqrt{d_A^2 (d_A^2 + d_I^2)} \cdot \sqrt{\frac{E_H}{\rho_H}}$$

Details zur Lambda-Formel II

Die Differenzialgleichung (16) sieht nicht direkt einen Verbund von zwei Werkstoffen vor. Man kann sich aber ganz einfach behelfen, wenn man in der Gleichung (17) das $E_H I_H$ durch $\Sigma(EI)$ ersetzt, im Falle der Restrolle durch $E_H I_H + E_P I_P$ und das Produkt $\rho_H A_H$ durch die Produktsumme $\Sigma(\rho A)$ ersetzt. Im Falle der Restrolle durch $\rho_H A_H + \rho_P A_P$. Nach einigen Umformungen wie bei der *Lambda-Formel I* beschrieben und Ergänzung mit den Chuck Factor k

erhält man dann die Schreibweise (5) der *Lambda-Formel II*:

$$v_{krit} = k \cdot \frac{\lambda_1^2}{8} \cdot \frac{d_R}{L^2} \sqrt{\frac{E_H (d_A^4 - d_I^4) + E_P (d_R^4 - d_A^4)}{\rho_H (d_A^2 - d_I^2) + \rho_P (d_R^2 - d_A^2)}}$$

12.4 Formel zur Berechnung des Chuck Factors

Aus der *Lambda-Formel I* folgt, dass sich die Frequenzen unter sonst gleichen Bedingungen umgekehrt zum Quadrat der Schwingungslängen verhalten. Somit:

$$\frac{f_{RW}}{f_{ISO}} = \left(\frac{L_H}{L} \right)^2 = \left(\frac{L_H}{L_H - 2z_P L_P} \right)^2$$

Dieser Fall entspräche dem Idealfall. In Wirklichkeit ist die Frequenz f_{RW} durch die Nachgiebigkeit der Hülseinspannung geringer. Zur Korrektur wird dieses Frequenzverhältnis mit dem Chuck Factor k multipliziert, also:

$$\frac{f_{RW}}{f_{ISO}} = k \cdot \left(\frac{L_H}{L} \right)^2 = k \cdot \left(\frac{L_H}{L_H - 2z_P L_P} \right)^2$$

Die Auflösung dieser Gleichung nach Chuck Factor k ergibt schließlich:

$$k = \frac{f_{RW}}{f_{ISO}} \cdot \left(\frac{L}{L_H} \right)^2 = \frac{f_{RW}}{f_{ISO}} \cdot \left(\frac{L_H - 2z_P L_P}{L_H} \right)^2 \quad (33)$$

f_{RW}	Erste Eigenfrequenz der im Rollenwechsler eingespannten Hülse oder Restrolle
f_{ISO}	Erste Eigenfrequenz der freien hängenden Hülse oder Restrolle bei Messung nach DIN ISO 11093-8
L	Freie Schwingungslänge der eingespannten Hülse = $L_H - 2z_P L_P$
L_H	Hülsenlänge
L_P	Wirksame Pinoleneintauchtiefe
z_P	Pinolenfaktor, $z_P = 0,5$

12.5 Zusammenhang zwischen Chuck Factor k und Gelenkfaktor G_F

Für die Resonanz erster Ordnung gilt:

$$k = \left(\frac{\lambda_{1,GeGe} + (\lambda_{1,FeFe} - \lambda_{1,GeGe}) \cdot G_F}{\lambda_{1,FeFe}} \right)^2 \quad (34)$$

- $\lambda_{1,FeFe} = 4,730041$ für *beidseitig feste* oder *beidseitig freie* Einspannung
- $\lambda_{1,GeGe} = \pi$ für *beidseitig gelenkige* Einspannung

Mit dem Gelenkfaktor kann man für die beiden Lambda-Formeln ein „variables“ Lambda wie folgt definieren und auf den Chuck Factor verzichten:

$$\lambda_{1var} = G_F \cdot \lambda_{1,FeFe} + (1 - G_F) \cdot \lambda_{1,GeGe} \quad (35)$$

- Für den oberen Grenzfall $G_F = G_{Fmax} = 1$ erhält man $\lambda_{1max} = \lambda_{1,FeFe} = 4,730041$.
- Für den unteren Grenzfall $G_F = G_{Fmin} = 0$ erhält man $\lambda_{1min} = \lambda_{1,GeGe} = \pi$.

Es sei noch mal erwähnt, dass der Gelenkfaktor gegenüber dem Chuck Factor zu keinen neuen Erkenntnissen führt, aber bei der Behandlung der Biegemomente und der Biegespannungen sowie beim Einsatz von FEM trotz der etwas komplizierten Definition formale Vorteile besitzt.

12.6 Formeln zur Frequenzdelle und zur Geschwindigkeitsdelle

Für die Formeln werden die in (12) und (13) bereits eingeführten Abkürzungen x_E und x_D benutzt:

$$x_E = \frac{E_H}{E_P}$$

$$x_D = \frac{\rho_H}{\rho_P}$$

Index H für Hülse, Index P für Papier

1. Frequenzdellen treten auf, wenn:

$$x_D \leq x_E \frac{d_A^2 + d_I^2}{2d_A^2} \quad (36)$$

Andere Schreibweisen der gleichen Bedingung:

$$\left(\frac{E_P}{E_H} \frac{\rho_H}{\rho_P} \right) \cdot \left(\frac{2d_A^2}{d_A^2 + d_I^2} \right) \leq 1 \quad (37)$$

oder:

$$\frac{S_{SH}}{S_{SP}} \cdot \frac{d_A^2 + d_I^2}{2d_A^2} \geq 1 \quad (38)$$

Für die Praxis sind die Frequenzdellen nicht von Bedeutung, umso mehr die Geschwindigkeitsdellen,

die aber erst nach einigen hier nicht dargestellten mathematischen Aufwendungen formelmäßig beschrieben werden können.

2. Geschwindigkeitsdellen treten auf, wenn:

$$x_D \leq \frac{x_E d_A^2 (d_A^2 + d_I^2)}{x_E (d_A^4 - d_I^4) + 2d_A^4} \quad (39)$$

Die Berechnung der Restlagendicke $s_{R,min}$, die zum Minimalwert der kritischen Geschwindigkeit führt, ist nur mit einem Computerprogramm möglich. Die Grafiken in den Abbildung 27, 28 und 29 liefern Näherungswerte.

12.7 Zur Methode der finiten Elemente, FEM

Die Methode der finiten Elemente FEM besteht im Kern darin, durch Zerlegen einer komplexen Struktur in viele kleine einfache Elemente und durch Formulierung von Verknüpfungen für diese Elemente Näherungslösungen für Probleme zu schaffen, die mit rein analytischen Methoden nicht gelöst werden können. Die mathematischen Grundlagen wurden nach 1900 geschaffen, den Begriff FEM kannte man damals noch nicht. Erst durch die Computertechnik hat diese Methode Eingang bei mechanischen Problemen in Ingenieurbereichen gefunden, zuerst in der Luft- und Raumfahrt, dann in die Fahrzeugtechnik, im Bauwesen usw. Heute sind die Anwendungsgebiete viel umfassender: Strömungsmechanik, Thermodynamik, Simulation von Verbrennungsvorgängen, Klimasimulationen und neuerdings auch in der Biomechanik.

Bleiben wir beim Hülseproblem: Die Eigenfrequenz oder die kritische Geschwindigkeit lässt sich analytisch durch Lösen der Differenzialgleichung darstellen; nach einigen Aufwendungen erhält man die Lambda-Formeln. Aber schon bei der Frage nach dem Aufschaukeln der Schwingungsamplituden reicht die analytische Methode nicht aus. Sie versagt auch, wenn die Geometrie nur minimal komplexer wird, wie z. B. bei der Adapterhülse.

Ein Zugstab ist analytisch sehr einfach zu bearbeiten. Man hat einen geraden Stab mit konstantem Querschnitt und bei einer gegebenen Kraft kann man ganz einfach die Zugspannung berechnen und bei bekannten Werkstoffeigenschaften beurteilen, ob der Stab die Beanspruchung aushält. Auch die

Verformung des Stabes, die Längenänderung, kann man ganz einfach berechnen.

Gehen wir gleich in das andere Extrem, ein komplettes Fahrzeug. Auch hier will man wissen, ob die einzelnen Teile die Beanspruchungen aushalten und wie sich das Fahrzeug im Falle des Falles verformt. Mit analytischen Methoden ist hier nichts mehr zu erreichen. Man zerlegt das ganze Fahrzeug in einfache Flächen- oder Volumenelemente (Dreiecke, Quadrate, Tetraeder, Hexaeder usw.) und verknüpft die Knoten mit den elementaren Formeln der Elastizitätslehre. Man erhält dann ein riesiges Gleichungssystem (bei 100.000 Gleichungen mit ebenso vielen Unbekannten spricht man noch von einem kleinen System). Das Gleichungssystem ist zwar riesengroß, aber die Zusammenhänge sind von einfacher mathematischer Struktur, im Allgemeinen sind es lineare Gleichungen. Jetzt braucht man nur noch einen unermüdlichen Rechenknecht für stupide Aufgaben.

Früher war FEM eine Aufgabe für Großrechner oder Work Stations. Heute laufen leistungsfähige FEM-Programme auch auf schnellen PCs. Diese Programme generieren bei vorgegebener Geometrie auch die Netzstruktur oder übernehmen direkt CAD-Daten¹⁶. Häufig wird das Netz noch manuell überarbeitet. Die jetzigen FEM-Programme liefern nicht mehr endlose Zahlenkolonnen, sondern bereiten die Ergebnisse für anschauliche Grafiken auf.

Leistungsfähige FEM-Programme kosten hohe Jahreslizenzgebühren. Mit der Lizenzierung alleine ist es nicht getan, man braucht geschulte Mitarbeiter und möglichst viel FEM-Erfahrung. Gelegentlich gerät FEM in Misskredit, vor allem, wenn die Ergebnisse unkritisch übernommen werden. Es gibt einen sarkastischen Spruch in der FEM-Szene und der lautet: „Man bekommt mit FEM immer ein Ergebnis, weiß aber nicht, ob es stimmt“. Auf Erfahrung, Grob-Abschätzung mit analytischen Methoden wenn möglich, und experimentelle Bestätigung in Originalgröße oder Modell wird man nicht verzichten können. In den Medien werden gelegentlich Simulationen von Atombombenexplosionen und Klimaentwicklungen gezeigt. Können diese immer nachgeprüft werden?

Die Abbildung 50 zeigt als Beispiel die FEM-Modellierung eines Demonstrationskurbeltriebes.

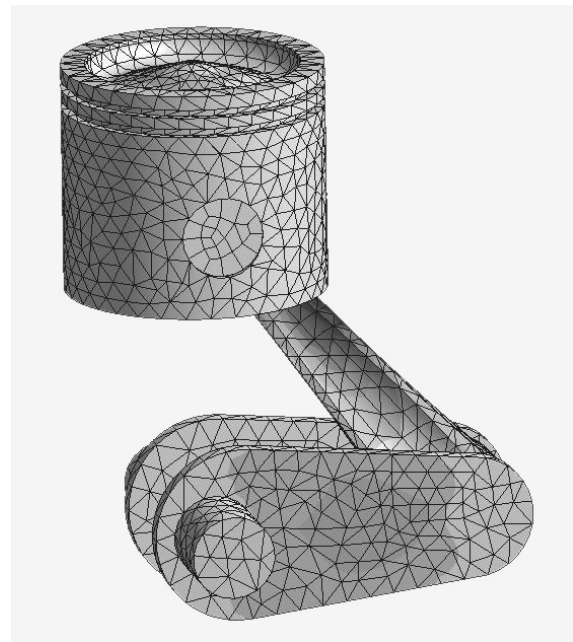


Abbildung 50: FEM-Modellierung eines Demonstrationskurbeltriebes. Im Original der Abbildung werden die mechanischen Belastungen durch unterschiedliche Färbtönen veranschaulicht. Quelle: CADFEM GmbH, Grafing.

Mit einem ausreichend hoch aufgelösten FEM-Modell kann man z. B. auf dem Computer rechnerische Crash-Tests anstellen. Aber wie allgemein bekannt ist, verzichten die Autohersteller nicht auf zusätzliche echte Crash-Tests. Die Gründe dürften nach dem oben Gesagten verständlich sein.

Im Druckmaschinenbau sind FEM-Programme seit langem im Einsatz. Im Zusammenhang mit der Entwicklung der 4,32-m-Tiefdruckmaschine hat der Maschinenhersteller KBA in Publikationen auf seine FEM-Simulationen aufmerksam gemacht.

Aus dieser Zeit stammt die in der Abbildung 51 dargestellte FEM-Modellierung der mechanisch hoch beanspruchten Pinole der 4,32-m-Tiefdruckmaschine von KBA.

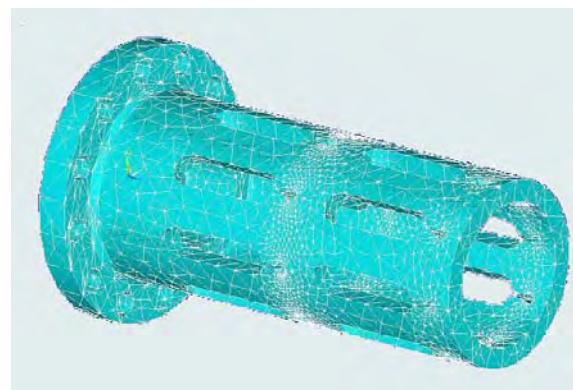


Abbildung 51: FEM-Modellierung einer Pinole. Die Netzstruktur ist etwas schwierig zu erkennen. Quelle: KBA

¹⁶ CAD: Computer aided Design, computerunterstütztes Konstruieren

Im Falle der Hülse wäre FEM vor allem für folgende Fragestellungen einzusetzen:

- Welche Wirkung hat der Zug der Papierbahn auf die Schwingungsamplituden der Restrolle?
- Wie ist die Spannungsverteilung in der Kontaktzone zwischen den Spannbacken der Pinole und der Hülse?
- Wie ist die Geometrie der Spannbacken in Abhängigkeit des Hülsenwerkstoffs zu optimieren, damit einerseits keine zu hohen Kerbspannungen entstehen und andererseits die Drehmomentenübertragung gewährleistet ist? Dieses Problem stellt sich vor allem bei Rollenwechslern mit Zentrumsantrieb.
- Wo liegt der physikalische Schwingungsnullpunkt? Möglicherweise gibt es keinen exakten Punkt, sondern nur einen schleifenden Übergangsbereich. Wie kann man diesen definieren?

12.8 Zur Berechnung des E-Moduls der Hülse nach DIN ISO 11093-8

Die Formeln werden hier in der Originalschreibweise, d. h. als zugeschnittene Zahlenwertgleichungen mit „magischen“ Zahlen angegeben. Sie liefern dann und nur dann richtige Ergebnisse, wenn die vorgeschriebenen Einheiten benutzt werden. Für die Berechnung des E-Moduls der Hülse in Newton je Quadratmillimeter (N/mm²) gibt die Norm an:

$$E = 7,88 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{f^2 \cdot m \cdot L^4 \cdot Q}{I} \quad (40)$$

- f die gemessene erste Eigenfrequenz, in Hertz
 m die Masse der Probe je Längeneinheit, in Kilogramm je Meter
 L die Länge der Probe, in Millimeter
 Q dimensionsloser (Timoshenko-) Koeffizient nach Gleichung (41)
 I Flächenmoment zweiten Grades des Hülsenquerschnittes in mm⁴ nach Gleichung (40)

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (41)$$

- D Außendurchmesser der Hülse, in Millimeter
 d Innendurchmesser der Hülse, in Millimeter

Der (Timoshenko-) Koeffizient Q wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$Q = \frac{82,66 \cdot I}{A \cdot L^2} + 1 \quad (42)$$

Dabei ist A die Fläche des Hülsenquerschnittes, in Quadratmillimeter, berechnet nach folgender Gleichung:

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (43)$$

Anmerkung: Die „magischen“ Zahlen $7,88 \cdot 10^{-8}$ und $82,66$ sind in der Norm nicht erklärt.

In der Formel (14) – hier nachstehend nochmals dargestellt – wird dagegen die Timoshenko-Zusatztheorie aus besagten Gründen nicht verwendet. Das entspräche formal $Q = 1$ in der Formel (39). Außerdem wurde die Hilfsgröße I in (39) durch die Formel (40) ersetzt und die längenbezogene Hülsenmasse durch das Produkt von Dichte und Querschnitt. Nach einfachen Umformungen erhält man letztlich eine einzige Formel zur Berechnung des E-Moduls, die frühere Formel (14):

$$E_H = \frac{64\pi^2}{\lambda_1^4} \cdot \frac{L_H^4 \rho_H}{d_A^2 + d_I^2} \cdot f_1^2$$

12.9 Zu den Berechnungen

Die notwendigen Berechnungen können außer mit Mathematikprogrammen wie *MathCad*, *Matlab*, *Mathematica* u. a. in einfachen Fällen auch mit den Funktionsformeln in Tabellenkalkulationsprogrammen wie *Microsoft Excel* oder dem *Tabellendokument* des kostenlosen *StarOffice* durchgeführt werden. Mit wenig Aufwand lassen sich in den Tabellenkalkulationen auch Grafiken erstellen. Bei der Auflösung der Lambda-Formel II nach dem Resonanzdurchmesser oder bei der Bestimmung des tiefsten Punktes der Geschwindigkeitsdelle entstehen aber Formelausdrücke, die wegen vieler und sehr diffiziler Fallunterscheidungen nicht mit den Funktionsformeln bearbeitet werden können, wohl aber mit den integrierten Programmiersprachen (*Excel-VBA*, bzw. *StarOffice BASIC*), profunde Programmierkenntnisse vorausgesetzt. Anwenderfreundlicher sind in einer höheren Programmiersprache wie C++, Delphi, Java usw. entwickelte spezielle Programme. Die Abbildungen 52 und 53 zeigen das Hauptmenü und eine Grafikausgabe des Programms *Papierrollenschwingungen* des Autors.

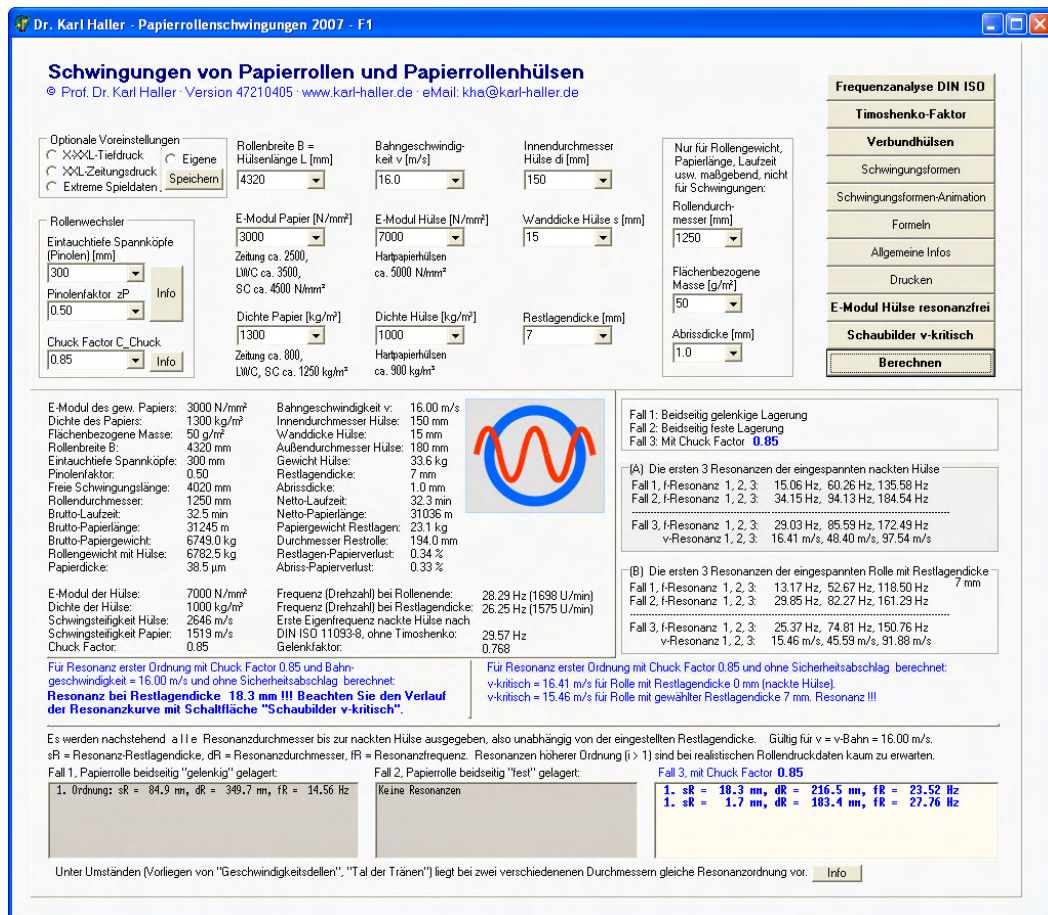


Abbildung 52: Das Hauptmenü des Programms Papierrollenschwingungen

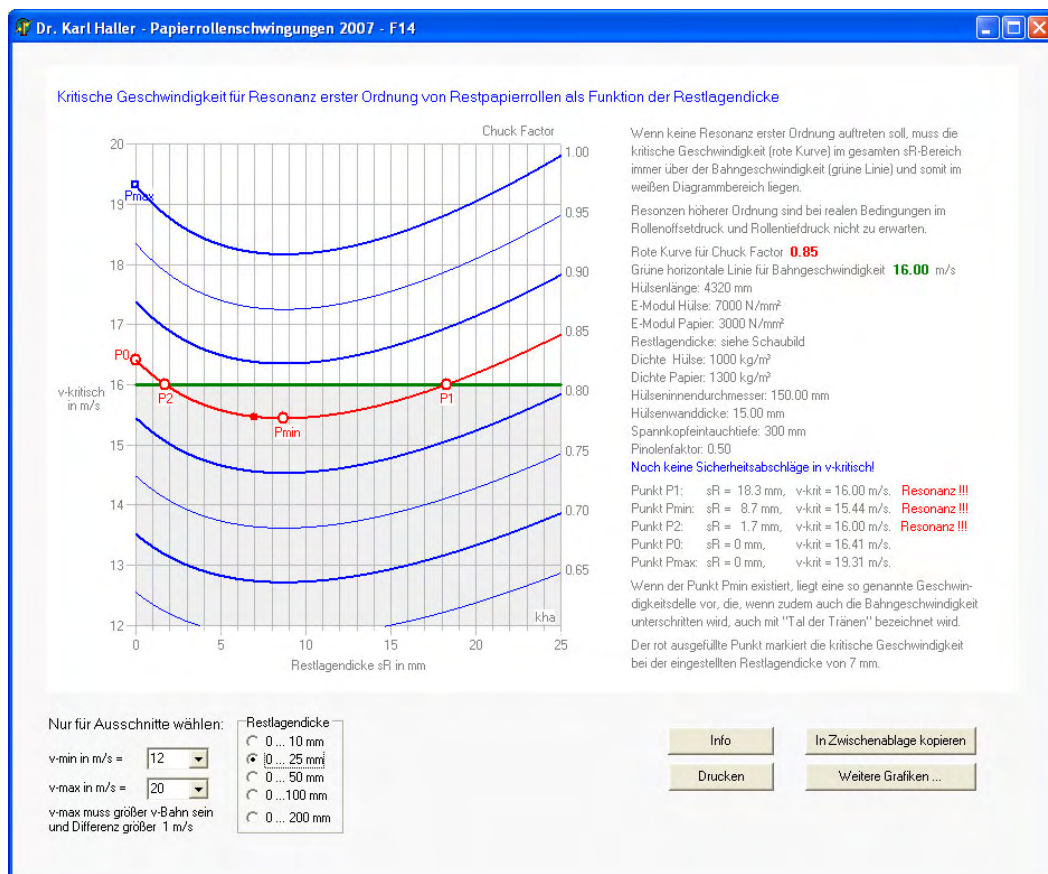


Abbildung 53: Eine Grafikausgabe des Programms

Um allgemeines Verständnis für die Schwingungsproblematik zu bekommen und für einfache Anwendungen kann die Excel-Datei „Kritische-Geschwindigkeit-Rolle.xls“ dienen in der die *Lambda-Formel II* hinterlegt ist. Bei Änderung der Eingabedaten werden automatisch die Wertetabelle und die Grafik aktualisiert. Die folgende Abbildung zeigt eine Hardcopy. Mit Ausnahme der markierten Eingabefelder sind alle anderen Felder der Tabelle und auch die Formel vor Überschreiben geschützt. In der Datei werden bewusst keine Makros verwendet; deshalb können die Eingabedaten nicht auf Plausibilität geprüft werden. Der Benutzer ist für die Korrektheit der Eingaben selbst verantwortlich. Kontrolldaten können zur Orientierung dienen.

Für beide hier vorgestellte Rechenprogramme gilt, dass die Ergebnisse nur Orientierungswert haben, da sie einerseits keine Sicherheitsabschläge enthalten und andererseits die positive Wirkung des Bahnzugs nicht berücksichtigt werden kann. Über die E-Moduln liegen häufig keine gesicherten Werte vor, insbesondere trifft das für das Papier zu. Der Chuck Factor kann streng genommen nur für eine bestimmte Kombination von Hülse und Rollenwechsler

durch Schwingungsmessungen ermittelt werden. Mitunter setzen Hülsenhersteller den gemessenen Chuck Factor zur Sicherheit mit einem auf 80% reduzierten Wert in die Rechnung ein, etwa entsprechend der alten Regel, dass man 20% bis 30% unter der Resonanz bleiben sollte. Bei den Demo-Daten müsste dann statt 0,85 der Wert $0,85 \cdot 0,8 = 0,68$ eingesetzt werden. Die Erfahrungen bei der Inbetriebnahme der ersten 4,32-m-Tiefdruckmaschine und insbesondere die Schleuderversuche haben gezeigt, dass diese Regel nicht immer sinnvoll anzuwenden ist. Bei entsprechendem Wissen um die Wirkung des Bahnzugs und mit maschinentechnischen Vorkehrungen können u. U. auch höhere Geschwindigkeiten gefahren werden als die Rechnung ergibt. Die endgültige Festlegung der maximalen Bahngeschwindigkeit verbleibt in der Verantwortung der Hülsenhersteller, in Abstimmung mit den Druckmaschinenherstellern.

Trotz aller Einschränkungen können die Programme zum Gewinnen von Verständnis und zum Einschätzen von Tendenzen dienen, siehe Problematik 5-m-Tiefdruckmaschine und/oder 200er Hülse.

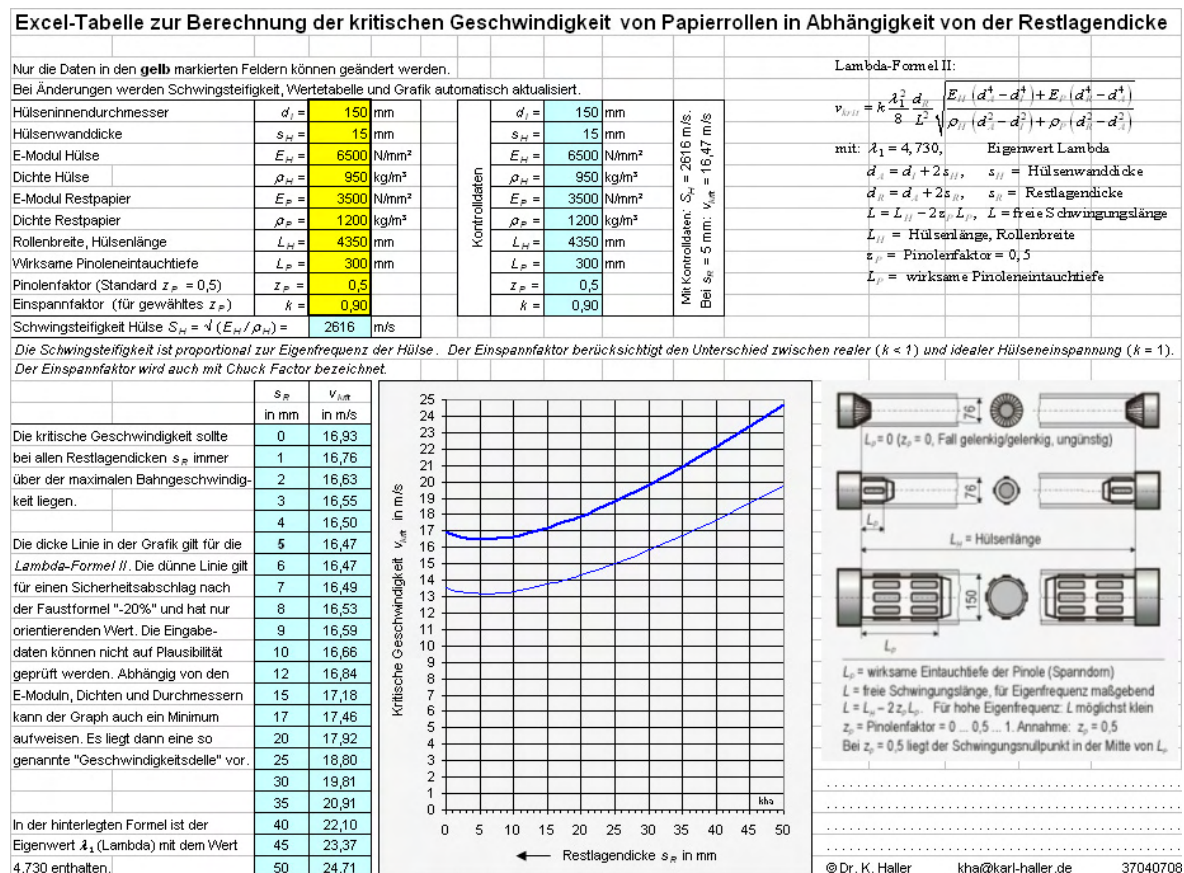


Abbildung 54: Hardcopy der Excel-Tabelle „Kritische-Geschwindigkeit-Rolle.xls“

Download-Quelle: www.karl-haller.de/Papierrolle/Papierrollen.htm