

# **Ein auf der Schallemissionsanalyse basierendes Verfahren zur Risserkennung in Umformprozessen**

zur Erlangung des akademischen Grades

**DOKTORINGENIEUR (Dr.-Ing.)**

der Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik  
der Universität Paderborn

genehmigte Dissertation

von

**Dipl.- Ing. Hagen Haupt**

aus Freiberg

Referent: Prof. Dr.-Ing. D. Barschdorff

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. J. Wallaschek

Tag der mündlichen Prüfung: 28.11.2003

Paderborn 2003

Diss 14-194

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>I</b>
<b>1. Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2. Rissentstehung und Schallemissionsanalyse - Grundlagen und Stand der Technik .....</b>	<b>5</b>
2.1. Entstehung von Rissen bei mechanischer Belastung .....	5
2.2. Risserkennung in industriellen Umformprozessen .....	7
2.3. Grundlagen und Stand der Technik der Schallemissionsanalyse.....	10
2.3.1. Quellen akustischer Emission .....	10
2.3.2. Analysemethoden und Anwendungen.....	11
2.3.3. Schallemissionsanalyse in Umformprozessen .....	12
2.4. Methoden zur Schallemissionsmessung.....	13
2.4.1. Interferometer.....	14
2.4.2. Piezoelektrische Aufnehmer .....	14
<b>3. Ausbreitung elastischer Wellen in dünnwandigen Körpern.....</b>	<b>19</b>
3.1. Theorie elastischer Wellen in dünnwandigen Körpern.....	19
3.1.1. Wellenausbreitung in unendlich ausgedehnten Platten.....	19
3.1.2. Wellenausbreitung in begrenzten Platten.....	24
3.1.3. Wellenausbreitung in dünnwandigen Zylindern .....	25
3.1.4. Wellenausbreitung in begrenzten dünnwandigen Zylindern.....	26
3.2. Experimentelle Untersuchungen der Wellenausbreitung.....	27
3.2.1. Experimentelle Simulation von Schallemissionsereignissen .....	29
3.2.2. Wellenausbreitung in einer unbelasteten Platte .....	30
3.2.3. Wellenausbreitung in einer ebenen Platte unter Belastung.....	36
3.2.4. Wellenausbreitung in einem Metallstreifen .....	41
3.2.5. Wellenausbreitung in einem dünnwandigen Zylinder .....	42

---

3.2.6.	Dämpfung elastischer Wellen .....	46
3.2.7.	Vergleich der Methoden zur Schwingungsmessung .....	49
3.2.8.	Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse .....	49
<b>4.</b>	<b>Rissentstehung und Schallemission in Umformprozessen .....</b>	<b>51</b>
4.1.	Beschreibung der Versuchsanordnungen .....	51
4.1.1.	Verformung schmaler Metallstreifen .....	51
4.1.2.	Verformung dünnwandiger Zylinder .....	52
4.2.	Ergebnisse der Biegeversuche .....	54
4.2.1.	Analyse der aufgenommenen Signale .....	54
4.2.2.	Ableitung eines Risserkennungsverfahrens für dynamische Verformungen .....	59
4.2.3.	Zusammenfassung der Ergebnisse aus den Biegeversuchen .....	63
<b>5.</b>	<b>Ein neues Verfahren zur Risserkennung in Umformprozessen .....</b>	<b>65</b>
5.1.	Signalerfassung und Analyse .....	65
5.1.1.	Signalaufnahme und Datenerfassung .....	65
5.1.2.	Mustererkennung und Signalverarbeitung .....	72
5.2.	Einfluss von Störgeräuschen auf das Körperschallsignal .....	78
5.2.1.	Kontinuierliche Störungen .....	78
5.2.2.	Transiente Störungen .....	78
5.3.	Adaptive Störgeräuschunterdrückung .....	80
5.3.1.	Arten adaptiver Filter .....	82
5.3.2.	Adaptionsalgorithmen .....	83
5.4.	Implementierung des Verfahrens .....	83
<b>6.</b>	<b>Das Verfahren in der Anwendung .....</b>	<b>85</b>
6.1.	Der untersuchte Beispielprozess .....	85
6.2.	Anpassung des Risserkennungssystems an die Prozessbedingungen .....	86
6.2.1.	Bestimmung des risscharakteristischen Frequenzverlaufs .....	87
6.2.2.	Bestimmung der optimalen Aufnehmerpositionen .....	91
6.2.3.	Adaptive Störgeräuschunterdrückung .....	92

6.2.4.	Einfluss variabler Verformungsgeschwindigkeiten auf das Körperschallsignal .....	94
6.2.5.	Implementierung der Risserkennung in den Produktionsprozess .....	95
6.3.	Ergebnisse aus dem Beispielprozess .....	96
6.3.1.	Erkannte Risse.....	96
6.3.2.	Fehlinterpretationen durch das System.....	97
6.4.	Weitere Anwendungen innerhalb des Verformungsprozesses.....	98
6.4.1.	Überwachung von Werkstück-Verschmutzungsgrad und Oberflächenzustand .....	98
6.4.2.	Überwachung des Werkzeugzustands.....	100
<b>7.</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>103</b>
<b>8.</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>105</b>
	<b>Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen.....</b>	<b>111</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>113</b>
A 1	Lösung der Wellendifferenzialgleichung in einer unendlich ausgedehnten Platte .....	113
A 2	Lösung der Wellendifferenzialgleichung in einem unendlich ausgedehnten Zylinder .....	118
A 3	Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Plattenwellen in dünnen Platten .....	125
A 4	LMS-Algorithmus des Adaptivfilters .....	126





## 1. Einleitung

In modernen Umformprozessen werden Bauteile mit komplizierten Geometrien in großen Stückzahlen hergestellt. Wegen der günstigen Material- und Verarbeitungseigenschaften kommen dabei im Maschinen-, Automobil- und Schiffbau vor allem Metalle, in der Regel Stahl, zum Einsatz. Aus Effizienzgründen finden die Verformungen häufig im Grenzbereich der Materialbelastbarkeit statt. Durch Überschreitung lokaler Spannungsgrenzen kommt es zu strukturellen Versagensprozessen, die zu mikroskopischen und makroskopischen Materialschädigungen führen. Vor allem bei Bauteilen, die später tragende Funktionen erfüllen sollen, ist das Vorhandensein von Materialschäden ein qualitätsminderndes Merkmal.

Da die Umformprozesse in Serienfertigungen meist automatisch, ohne direkten Einfluss des Bedienpersonals erfolgen, ist es erforderlich, auch die entstandenen Materialschäden automatisch zu detektieren. In den letzten Jahren wurden verschiedene Ansätze aus der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung für dieses Anwendungsgebiet untersucht. Die vorgeschlagenen Verfahren sind aber meist sehr aufwendig oder erfüllen nicht die für die Serienfertigung notwendigen Anforderungen an Zuverlässigkeit und Robustheit, und haben sich bisher nicht durchgesetzt. Die Feststellung von Materialschäden in der industriellen Fertigung erfolgt fast immer noch über eine stichprobenartige, visuelle Kontrolle verformter Bauteile.

In dieser Arbeit wird ein neues, auf der Schallemissionsanalyse basierendes Verfahren beschrieben, Materialschäden in Umformprozessen, speziell in Tiefziehprozessen dünnwandiger Bauteile zu detektieren. Das Verfahren entstand in Zusammenarbeit mit einem Automobilzulieferer, der vor allem Fahrwerks-, Karosserie- und Sicherheitskomponenten aus Stahl fertigt. Es stellt eine mögliche Lösung zur fertigungsbegleitenden Risserkennung bei der Herstellung von Kfz-Hinterachsträgern dar, bei der ein dünnwandiger Metallzylinder in komplizierter Weise verformt wird. Die Aufgabe wurde im

Rahmen des zweijährigen Forschungsprojektes „Verfahren zur Risserkennung beim Tiefziehen nahtloser und geschweißter Rohre“ bearbeitet.

Die Schallemissionsanalyse ist ein quasi-zerstörungsfreies Prüfverfahren, bei dem die von den strukturellen Versagensprozessen durch Freisetzung mechanischer Energie emittierten akustischen Wellen untersucht werden. Die Charakteristiken der Wellen werden von den elastischen Eigenschaften des Werkstoffs und von den geometrischen Abmessungen des Bauteils bestimmt. Ihre Aufnahme und Interpretation lässt Rückschlüsse auf Schadensort, -umfang und -mechanismen zu.

Die klassischen Verfahren der Schallemissionsanalyse, die für statische und quasistatische Verformungsprozesse mit langsamen Belastungsraten in der Werkstoffprüfung entwickelt wurden, beschreiben die Schallemissionsereignisse durch deskriptive Parameter wie Impulsrate, mittlere und maximale Amplitude oder Kurzzeit-Effektivwert. Auf die meist sehr schnellen, dynamischen Umformungen in industriellen Fertigungen sind sie nicht übertragbar. Daher werden in dieser Arbeit zunächst neue Ansätze zur modalen Schallemissionsanalyse weiterverfolgt und die Ausbreitung akustischer Wellen in dünnwandigen Werkstücken verschiedener Geometrien mit simulierten Schallemissionsquellen untersucht. Im Vordergrund steht dabei der Einfluss der Umform- und Befestigungswerkzeuge auf die Ausbreitungs-, Dämpfungs- und Übertragungscharakteristiken der Wellen im Werkstück.

Im zweiten Schritt zu einem Risserkennungsverfahren werden in Biegeversuchen Proben mit einfachen geometrischen Abmessungen verformt, typische makroskopische Materialschäden provoziert und die Übertragbarkeit der mit simulierten Schallemissionsquellen erzielten Ergebnisse auf dynamische Verformungen untersucht. Es zeigt sich auch hier, dass die in statischen und quasistatischen Umformversuchen gefundenen Quellen- und Wellenbeschreibungen auf Materialschädigungen in dynamischen Verformungen nur eingeschränkt übertragbar sind.

Aufgrund der schnellen Belastungsraten und der daraus resultierenden Häufigkeit der Schallemissionsereignisse verändern sich die Eigenschaften der emittierten akustischen Wellen. Zusätzlich werden die Übertragungsverhältnisse durch die schnellen geometrischen Änderungen während der Verformung beeinflusst. Unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen kann auf der Grundlage der Überwachung von Systemeigenschwin-

gungen eine Methodik zur Erkennung makroskopischer Materialschäden in Umformprozessen abgeleitet werden.

Für einen Einsatz des Verfahrens in der industriellen Fertigung sind neben der Detektion der risscharakteristischen Signalmerkmale auch Funktionen zur zuverlässigen Stör-  
unterdrückung notwendiger Bestandteil. Störungen, hervorgerufen zum Beispiel durch Aufsetzmechanismen von Werkzeugen oder durch Reibung, sind in Körperschallsignalen von Umformprozessen stark vertreten und erschweren deren Interpretation. In den durchgeführten Untersuchungen hat sich ein Ansatz der adaptiven Störgrößenunterdrückung als besonders geeignet erwiesen.

Der dritte Schritt nach theoretischer Beschreibung und Machbarkeitsanalysen im Labor ist die Verifikation des Verfahrens und der Eignungstest für die Überwachung industrieller Fertigungsprozesse, der durch die Anwendung auf die Kfz-Achsträgerfertigung erfolgt. Nach einer Parameteranpassung in Testreihen mit vorgeschädigten Bauteilen wurde anschließend ein umfangreicher Probetrieb durchgeführt. Dabei konnten die Vorteile des Verfahrens, aber auch seine Grenzen aufgezeigt werden.



## **2. Rissentstehung und Schallemissionsanalyse - Grundlagen und Stand der Technik**

In diesem Kapitel werden der derzeitige Stand der Technik der Risserkennungsmethoden, die Grundlagen der Schallemissionsanalyse und Prinzipien zur Schallemissionsmessung behandelt.

### **2.1. Entstehung von Rissen bei mechanischer Belastung**

Ein Riss entsteht als Folge eines Bruchvorgangs, wenn ein Bauteil einer statischen, schlagartig oder schwingend aufgebrachten Last nicht mehr standhalten kann. Ursachen für einen Bruch sind meist kleinste Inhomogenitäten im Material, die als Spannungskonzentratoren wirken. Wenn nicht bereits deutliche Kerben und Oberflächenfehler bruchauslösend sind, nimmt der Bruch seinen Ursprung im atomaren Bereich mit der Bildung von Riskeimen. Danach schließt sich die Rissfortpflanzung in mikroskopischen und makroskopischen Dimensionen an [MÜL 01]. Da die Erkennung mikroskopischer Rissereignisse in den in dieser Arbeit beschriebenen Anwendungsbereichen von geringerer Bedeutung ist, wird ihre Entstehung hier nicht erläutert. Von Interesse ist dagegen die Beschreibung von Rissereignissen im makroskopischen Bereich.

In einem idealen, vollständig spröden elastischen Körper kommt es durch Spannungseinwirkung nicht zu plastischer Verformung. In der makroskopischen Betrachtungsweise breitet sich ein instabiler elastischer Riss aus, wenn an einer Vorschädigung (Anriss, Kerbe) die Zugspannung an der Rissspitze die theoretische Trennfestigkeit  $\sigma_c$  erreicht. Wenn die Spannung anhält, führt der Riss zum vollständigen Bruch des Werkstücks.

Technische Werkstoffe sind im allgemeinen nicht vollständig spröde. Bei ihnen wird in der Nähe der Rissspitze eine plastische Verformung hervorgerufen, die der Rissausbreitung entgegenwirkt, da ein zusätzlicher Betrag an Verformungsenergie aufgebracht werden muss. Bei duktilen, leicht verformungsfähigen Werkstoffen wächst der Riss aus

diesem Grund nicht instabil. Steht die zur Verformung an der Riss Spitze erforderliche Energie nicht zur Verfügung, kommt es zum Rissstop. Bei zunehmender Spannung kann ein stabiles Risswachstum auftreten, das aufgrund lokaler Inhomogenitäten meist in einzelnen Teilschritten erfolgt.

Unter einachsiger Belastung können in Abhängigkeit von der Zugachse und den wirksamen Schubspannungen Trenn-, Scher- und Normalspannungsbrüche auftreten, wobei der Riss an den Korngrenzen weicher Materialien interkristallin, sonst transkristallin durch das Korn hindurch fortschreitet. Während der Ausbreitung eines Risses kann sich die Bruchart ändern. Meist entstehen sogenannte Mischbrüche.

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit  $v_C$  eines instabilen Risses wird nach *Tetelmann* [TET 71] aus der zur Verschiebung der Volumenelemente senkrecht zur Rissebene notwendigen kinetischen Energie berechnet:

$$v_C = 0,38v_0 \sqrt{1 - \frac{4E\gamma_S}{\pi\sigma_C^2}}. \quad (2.1)$$

Dabei ist  $v_0$  die Schallgeschwindigkeit,  $E$  der Elastizitätsmodul,  $\gamma_S$  die Energie, die zur Schaffung der neuen Oberflächen an den Rissufern notwendig ist und  $\sigma_C$  die theoretische Trennfestigkeit. Für Stahl beträgt die Rissausbreitungsgeschwindigkeit  $v_C$  ca.  $2000 \text{ ms}^{-1}$ . Als Obergrenze wird die Geschwindigkeit der Raleigh-Oberflächenwellen  $v_R = 3000 \text{ ms}^{-1}$  angesetzt.

In den häufigsten Anwendungsfällen stellen bei der Herstellung eines Bauteils entstandene Risse bereits ab einer Länge von wenigen Millimetern ein Ausschusskriterium dar, da sie entweder die Stabilitätseigenschaften negativ beeinflussen oder bei späterer Belastung des Bauteils in der Anwendung als Bruchkeime wirken. Die Rissdauer der im Fokus dieser Arbeit liegenden Risslängen liegt damit im Bereich weniger Mikrosekunden, so dass Rissereignisse und die damit verbundenen lokalen Änderungen im Spannungsfeld in guter Näherung als sprungförmig angesehen werden können.

## 2.2. Risserkennung in industriellen Umformprozessen

Die wichtigste Funktion einer Qualitätskontrolle in industriellen Umformprozessen ist das automatische Erkennen von Materialschäden, die die Funktion des verformten Bauteils negativ beeinflussen. In den meisten Fällen wird dem Erkennen makroskopischer Risse die größte Bedeutung zugewiesen. Leider findet man in der Literatur nur sehr spärliche Hinweise auf die zur Risserkennung eingesetzten Prüfverfahren.

- **Abfall der Maschinenlast**

Die einfachste Methode der Risserkennung erfolgt über den Abfall der Maschinenlast. Sie führt allerdings nur bei Zugverformungen nicht duktiler Materialien zu einem Ergebnis [BOL 89]. Bei Stauchungen tritt ein messbarer Lastabfall erst ein, wenn das Bauteil durchbricht.

- **Experimentelle Modalanalyse**

Unter experimenteller Modalanalyse werden Verfahren zusammengefasst, die einen Riss auf die Verschiebung oder Dämpfung von Resonanzfrequenzen oder auf das Entstehen zusätzlicher Frequenzanteile zurückführen. Sie werden auch als akustische Prüfverfahren bezeichnet. Der Prüfling wird von außen zum Beispiel mit einem Shaker oder Impulshammer zu untypischen Schwingungen ange-regt. Die Auswertung erfolgt mittels Spektral- oder Ordnungsanalyse und anschließender Mustererkennung. Akustische Verfahren werden in industriellen Anwendungen seit mehreren Jahren eingesetzt. Ein häufig zu findendes Beispiel ist die Prüfung von Dachziegeln [MED 01]. Auf Grund des technischen Fortschritts rechnerbasierter Messsysteme nimmt die Bedeutung akustischer Prüfverfahren zu. Die erreichbare Genauigkeit hängt von vielen verschiedenen Parametern ab, denn neben dem Riss beeinflussen auch Größen wie Prüflingsform und -dimension oder das Material die Ausprägung der Resonanzfrequenzen.

- **Ultraschallverfahren**

Ultraschallverfahren sind in der Werkstoffprüfung weit verbreitet. In homogenen Körpern, besonders in Metallen, pflanzen sich hochfrequente Schallwellen geradlinig mit geringer Absorption fort. An Grenzflächen Metall/Luft (Riss) wer-



den sie zu nahezu 100% reflektiert, was den Nachweis von Fehlern verschiedener Lage und Größe ermöglicht [KRA 90]. Bei der konventionellen Ultraschallprüfung mit piezoelektrischem Prüfkopf können durch das Impuls-Echo-Verfahren bereits sehr kleine Fehler im Bereich weniger Millimeter festgestellt werden. Dazu muss aber eine ebene Fläche vorhanden sein, an der die Ultraschallwellen über ein Koppelmedium eingekoppelt werden können. Dieser Nachteil wird bei der magnetostriktiven Erzeugung des Ultraschalls umgangen, bei der kein direkter Kontakt zwischen Prüfkopf und Prüfling bestehen muss [STO 89]. Eine weitere Methode der Ultraschallanregung ist der Laserbeschuss, wobei kleine Bereiche der Oberfläche pulsierend bestrahlt werden. Die berührungslose Erfassung des Ultraschallsignals ist mit hinreichender Genauigkeit nur über eine modulierte Laserlichtwelle möglich. Berührungslose Ultraschallverfahren sind daher sehr aufwendig [LOT 90].

- **Wirbelstromverfahren**

Zur Prüfung von elektrisch leitfähigen Materialien ist das Wirbelstromverfahren geeignet. In einem im Magnetfeld befindlichen Leiter wird ein Wirbelstrom induziert, der dem erzeugenden Strom entgegengerichtet ist und das Magnetfeld und damit die Impedanz der Primärspule schwächt. Bei Fehlern im Prüfling überlagern sich Störströme, die den Wirbelstrom schwächen. Die Impedanz der Primärspule erhöht sich messbar [STE 88].

- **Potentialsondenverfahren**

Ein weiteres, auf den elektrischen Materialeigenschaften basierendes Verfahren ist das Potentialsondenverfahren (Vierspitzenverfahren) [BLU 94]. Über jeweils zwei Kontakte wird in den Prüfling ein Strom eingespeist. Über die beiden anderen Kontakte kann das Potentialgefälle abgegriffen werden. Eine Rissentstehung hat wesentlichen Einfluss auf das Potentialgefälle und kann somit gemessen werden.

- **Optische Verfahren**

Zu den optischen Verfahren zählen die Rissfeststellung durch Bruch einer auf den Prüfling aufgeklebten spröden Lichtleitfaser und die vergleichende Auswertung von Bilddaten nach der Verformung als Ersatz der manuellen Sichtprüfung

[THI 02, HEN 02]. Diese Verfahren lassen allerdings nur die Detektion von Oberflächenveränderungen zu.

- **Radioskopie**

In der Radioskopie wird der Prüfling mit Röntgenstrahlung durchstrahlt. Die Auswertung des Röntgensignals erfolgt mit einem Bildwandler und kann mit Hilfe von Bildverarbeitungsalgorithmen automatisiert werden. Mit radioskopischen Verfahren sind Auflösungen möglich, die einen Riss mit einer Größe von 0,5% des durchstrahlten Weges ermöglichen [COE 90]. Nachteilig ist der hohe sicherheitstechnische Aufwand zur Vermeidung von Strahlenunfällen.

- **Diskontinuierliches Umformen und Intervalleingrenzung**

Diskontinuierliches Umformen, bei dem der Vorgang mehrfach unterbrochen wird, um visuell eine Rissfeststellung vorzunehmen, und Intervalleingrenzung bei der Proben mit variierendem Umformgrad verformt werden, wurden für die Ermittlung des Risszeitpunktes in Stauchversuchen vorgeschlagen [ZIT 95].

Die bisher genannten Verfahren entsprechen nicht den für industrielle Anwendungen notwendigen Anforderungen. Sie besitzen entweder eine zu geringe Empfindlichkeit, sind nur mit erheblichem Kostenaufwand realisierbar oder können nur für bestimmte Materialschädigungen, zum Beispiel Oberflächenrisse, eingesetzt werden. Die Mehrzahl der Verfahren lässt sich nur in einem zusätzlichen Arbeitsschritt im Anschluss an den Umformprozess am verformten Objekt anwenden.

Im Gegensatz dazu ist die Schallemissionsanalyse eine Methode, mit der ein beginnender Riss durch Bewertung der von ihm angeregten mechanischen Wellen auch während der Verformung erkannt werden. Die Schallemissionsanalyse ist in der zerstörungsfreien Prüftechnik **statischer** und **quasistatischer** Umformprozesse etabliert, und die notwendige Sensorik ist relativ kostengünstig. Sie erscheint damit als die geeignetste Methode zur prozessbegleitenden Risserkennung auch in **dynamischen** Umformprozessen wie dem Tiefziehen.

## 2.3. Grundlagen und Stand der Technik der Schallemissionsanalyse

### 2.3.1. Quellen akustischer Emission

Als akustische Emission oder Schallemission bezeichnet man allgemein eine Klasse von Phänomenen, bei denen transiente elastische Wellen durch rasche Freisetzung von Energie an lokalen Quellen im Material generiert werden. Mit dieser allgemeinen Definition können auch die von Rissereignissen angeregten mechanischen Wellen als Schallemissionen betrachtet werden. In der Literatur zur zerstörungsfreien Werkstoffprüfung wird als Schallemission die Erscheinung bezeichnet, dass feste Körper unter mechanischer Belastung Schallsignale aussenden, schon bevor makroskopisch nachweisbare irreversible Defekte auftreten [KOL 80].

Das Phänomen der Schallemission ist zum Beispiel als "Zinnschrei" schon seit Jahrhunderten bekannt. Doch erst 1950 führte *Kaiser* erste systematische Untersuchungen im Zugversuch durch und begründete damit ihre technische Nutzung [KAI 50]. Bis heute existieren über die Ursachen der Erzeugung von Schall bei plastischer Verformung oder bei sprödem Bruch nur recht vage und teils konträre Vorstellungen. Ein physikalisch begründetes Modell, das den Zusammenhang zwischen den Werkstoffprozessen und den emittierten akustischen Wellen beschreibt, konnte noch nicht angegeben werden. Die wachsende Anerkennung der Schallemissionsanalyse ist daher auch weniger auf eine bessere Kenntnis der Ursachen als auf den wachsenden empirischen Kenntnisstand zurückzuführen.

Im Rahmen der Materialprüfung sind bei quasistatischer Belastung die Zusammenhänge zwischen Schallemission und den Verformungs- und Schädigungsprozessen für die verschiedensten Materialien untersucht worden [MIL 87, SAC 91]. Einen Überblick über den aktuellen Forschungsstand zur Schallemissionsanalyse in der Materialprüfung gibt [HUA 98].

Plastische Deformation ist die Hauptursache für Schallemissionen in belasteten metallischen Werkstoffen. Bedingt durch Versetzungsbewegungen und mikroskopische Risse an Einschlüssen ist das Schallemissionsniveau, also die Menge der einzelnen impulsförmigen Schallemissionsereignisse, in der Nähe der Fließspannung am größten. Das

Schallemissionsniveau ist materialabhängig. Stahl zeigt im Gegensatz zu Aluminium und Kupfer nur geringe Schallemissionsaktivität [BAS 76, EBE 83]. Die Anregung von Schallemission bei plastischer Verformung ist irreversibel, das heißt nach einer Entlastungsphase treten Schallemissionsimpulse erst wieder auf, wenn die Belastung den vorangegangenen Maximalwert überschritten hat (Kaiser-Effekt).

Bei der Entstehung von Spannungs- und Ermüdungsrissen wird die Schallemissionsaktivität mit dem Spannungszustand und der plastischen Deformation an der Risspitze in Verbindung gebracht. Basierend auf der linearen elastischen Bruchmechanik wurden für statische Belastungen verschiedene Modelle für den Zusammenhang zwischen Schallemissionsniveau und Risslänge aufgestellt und experimentell verfeinert [DUN 68, PAL 73/1, PAL 73/2, DUN 89].

### **2.3.2. Analysemethoden und Anwendungen**

Aufgrund der Erfahrung, dass Materialien unter Belastung schon vor der mechanischen Zerstörung Schallemissionen aussenden, mündeten die Erkenntnisse aus der Materialforschung unmittelbar in praktische Anwendungen zur Festigkeitsüberwachung von Tanks, Druckbehältern und komplexen Strukturen wie Brücken [AE 72, LOT 78]. Heute gibt es die verschiedensten Anwendungen auf unterschiedlichen Gebieten. In [CAS 97] wird zum Beispiel die Zustandsanalyse von Stahlseilen, in [HÄN 96] die Schraubenüberwachung beschrieben. [SEA 95] behandelt die Analyse überlappender Verbindungen im Flugzeugbau, [FAN 97] die Risserkennung in Schweißnähten. Anwendungen sind auch aus dem Bauwesen und der Erdbebenprognose bekannt [SAC 91]. Die in diesen Anwendungen vergleichsweise lang andauernden Messungen lassen aus Gründen der Datenreduktion für die Signalanalyse nur deskriptive Parameter wie Impulsrate oder Impulssumme, mittlere Amplitude der Impulse oder Kurzzeit-Effektivwert zu. Dabei ist die einzustellende Schwelle, die die erkannten Impulse vom Grundrauschen trennt, als kritischer Parameter anzusehen, der für jeden Prozess explizit eingestellt werden muss. Aktuelle Arbeiten beschäftigen sich in diesem Zusammenhang mit neuen Methoden der Transientenfindung im Schallemissionssignal [KRIE 99, ANG 99]. Während bei den oben angeführten Anwendungen die Überwachung statischer Belastungsprozesse ohne Umformungen und mit relativ geringen Umgebungsgeräuschen im

Vordergrund stand, gewinnt die Schallemissionsanalyse in letzter Zeit immer größere Bedeutung bei der Analyse dynamischer Herstellungsprozesse. Beispiele sind hier Werkzeug- und Prozessüberwachung in spanenden Verarbeitungen [SCH 91, MEY 91, KIR 92, DOR 93, SAX 97, DUN 00]. In diesen Arbeiten werden die im Prozess hauptsächlich durch Reibung an Kontaktflächen erzeugten Körperschallsignale durch statistische Verfahren wie gleitende Mittel- und Effektivwertbildung analysiert. Kritische Werkzeug- und Werkstückzustände werden bei Überschreitung fester oder mitlaufender Schwellen erkannt. In [KET 97] wird der Werkzeugverschleiß zusätzlich durch die statistischen Kennwerte Kurtosis und Schiefe bewertet.

### **2.3.3. Schallemissionsanalyse in Umformprozessen**

Der derzeitige Erkenntnisstand in der Schallemissionsanalyse leitet sich hauptsächlich aus Untersuchungen ab, deren Ziel das Verständnis der Vorgänge im Material vor der eigentlichen Zerstörung durch einen Riss sind. Die Ergebnisse wurden ausschließlich in Zug- und Stauchversuchen mit langsamen Umformraten oder schwingenden Belastungen gewonnen. Auf industrielle Umformprozesse mit in der Regel sehr schnellen Umformraten können diese Erkenntnisse nicht ohne weiteres übertragen werden. Trotzdem gibt es einige Autoren, die die Anwendung der Schallemissionsanalyse in der Umformtechnik vorschlagen.

Mehrere Arbeiten nutzen die Analysemethoden aus der Materialprüfung, meist die Messung der Schallemissionsimpulsrate, zur Überwachung von Umformprozessen [KIM 83, HAO 00]. Die Mehrzahl der Anwendungen greift die Verfahren der Maschinenüberwachung mit Kurzzeit-Effektivwert oder Signalhüllkurve des Körperschallsignals auf und wendet sie in Umformprozessen an [LIA 90, BRA 95, THO 98]. Speziell für Tiefziehprozesse werden zusätzliche Signalanalysen im Frequenzbereich durchgeführt [STRA 94, JÜT 95, JÜT 96]. Allerdings wird dabei nicht auf die speziellen Quellencharakteristiken und auch nicht auf den Einfluss der Übertragungsstrecke Quelle-Bauteil-Aufnehmer auf den Frequenzgang des aufgenommenen Körperschallsignals eingegangen.

Eine wichtige Aufgabe bei der Anwendung der Schallemissionsanalyse in dynamischen Umformprozessen ist die Unterdrückung der Störgeräusche, die aufgrund der starken

Reibung zwischen Umformwerkzeug und Werkstück den Hauptanteil der aufgenommenen Signale ausmachen und zum Beispiel durch Aufsetzimpulse und Stick-Slip-Effekte auch transienten Charakter haben können. In bisherigen Arbeiten wurde auf diesen Aspekt entweder nicht eingegangen oder versucht, durch ausgewählte Sensorik den erfassten Frequenzbereich einzugrenzen. Mit dieser Methode lassen sich aber meist nur niederfrequente stationäre Störanteile unterdrücken. Transiente Störanteile werden mit aufgenommen und als Schallemissionen interpretiert.

## 2.4. Methoden zur Schallemissionsmessung

Die Aufnahme eines Schallemissions (SE)-Ereignisses kann durch die in Bild 2.1 dargestellte Kausalkette beschrieben werden.

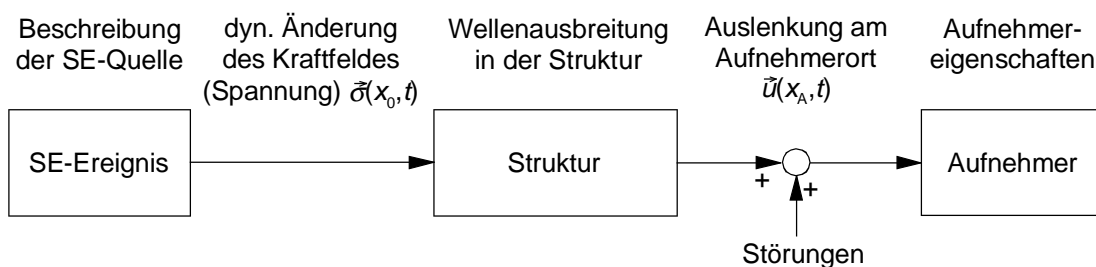


Bild 2.1: Kausalkette eines aufgenommenen Schallemissionsereignisses

Da es sich bei Schallemissionen um eine spezielle Art von Körperschall handelt, sind zur Messung prinzipiell alle Arten von Körperschallaufnehmern geeignet. Die Aufnehmer können in zwei Gruppen eingeteilt werden [CRE 95]:

- Bei gesteuerten Körperschallaufnehmern wird ein elektrisches oder optisches System von der mechanischen Bewegung angeregt, ohne dass eine Rückwirkung erfolgt. Beispiele sind Dehnungsmessstreifen und Interferometer.
- Aufnehmer der Gruppe der elektromechanischen Wandler beruhen auf dem elektrodynamischen, elektrostatischen, magnetostriktiven oder piezoelektrischen Prinzip. Sie arbeiten nicht rückwirkungsfrei.

Da in der Praxis piezoelektrische Aufnehmer die häufigste Anwendung finden, sind sich aber auch optische Verfahren in letzter Zeit immer mehr verbreiten, werden sie in dieser Arbeit hinsichtlich ihrer Eignung zur Schallemissionsmessung verglichen.

### 2.4.1. Interferometer

Beispielhaft für ein optisches Verfahren zeigt Bild 2.2 den Prinzipaufbau eines Mach-Zehnder-Interferometers. Der Messeffekt wird durch Dopplerverschiebung zwischen dem Referenzstrahl und dem vom schwingenden Objekt reflektierten Strahl erreicht. Um ein möglichst rauscharmes und driftfreies Signal zu erhalten, werden zwei Detektoren verwendet. Der Zusammenhang zwischen Messspannung und Schnelle ist

$$u_M = K \cdot \cos\left(2\pi\left(f_B + \frac{2v}{\lambda}\right)\right). \quad (2.2)$$

$K$  ... Gerätekonstante  
 $v$  ... Schnelle der bestrahlten Oberfläche  
 $f_B$  ... Bragg-Frequenz  
 $\lambda$  ... Wellenlänge des Lasers

Die gesamte Optik ist in einem Messkopf untergebracht, der berührungslos in der Nähe der schwingenden Oberfläche angebracht werden kann. Messgröße ist die Schnelldifferenz zwischen Aufnahmekopf und Messobjekt, so dass ein „ruhender Bezugspunkt“ oder eine seismische Masse zur Verfügung stehen muss.

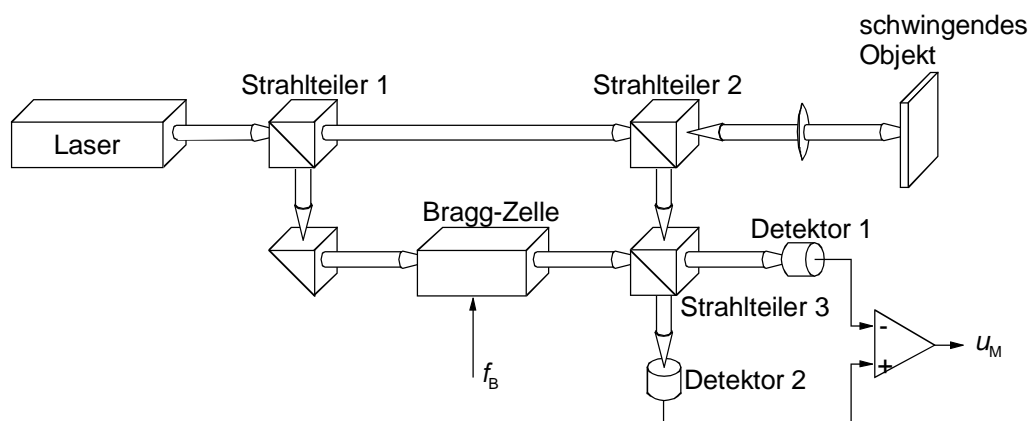


Bild 2.2: Aufbau eines Mach-Zehnder-Interferometers [POL 93]

### 2.4.2. Piezoelektrische Aufnehmer

Piezoelektrische Aufnehmer haben sich in fast allen Gebieten der Körperschallmessung durchgesetzt. Sie sind robust, leicht zu handhaben, kostengünstig und werden in sehr vielen Varianten hergestellt, so dass für den jeweiligen Anwendungsfall eine optimale

Auswahl möglich ist. Ein Nachteil der Aufnehmer ist die notwendige mechanische Ankopplung an das Prüfobjekt. Meist werden die Aufnehmer aufgeschraubt, wobei Bienenwachs oder Silikonöl als Koppelmedien für die Übertragung der Schwingungen sorgen.

Piezoelektrische Aufnehmer sind in einem weiten Frequenzbereich von wenigen Hertz bis zu mehreren Megahertz verfügbar. Je nach Arbeitsbereich unterscheiden sie sich im mechanischen Aufbau und den gemessenen physikalischen Größen Schwinggeschwindigkeit und -beschleunigung. In dieser Arbeit werden Beschleunigungs- und Schallemissionsaufnehmer eingesetzt, die einen Frequenzbereich bis 400 kHz abdecken.

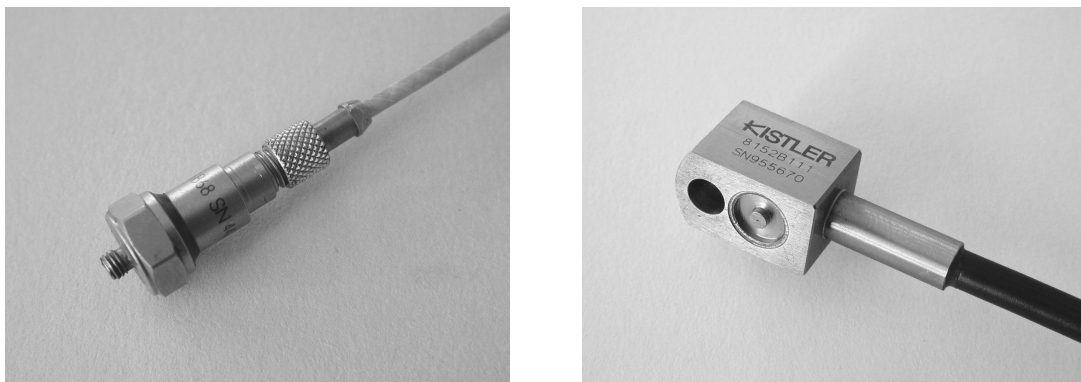
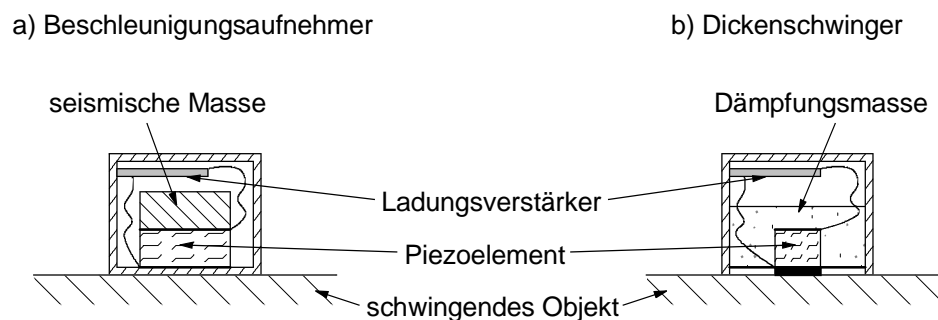


Bild 2.3: Aufbau von piezoelektrischen Aufnehmern und Bauformen kommerzieller Sensoren

- a) Beschleunigungsaufnehmer mit seismischer Masse für Frequenzen bis 30 kHz
- b) Dickenschwinger für die Schallemissionsanalyse im Frequenzbereich von 50 bis 400 kHz



Ein Beschleunigungsaufnehmer besteht üblicherweise aus einem Piezoelement zwischen zwei Elektroden und einer seismischen Masse, Bild 2.3. Bei Deformation des Piezoelements wird eine der Auslenkung direkt proportionale Ladung erzeugt. Das mechanische System wird beim Beschleunigungsaufnehmer durch das Übertragungsverhalten zwischen der Beschleunigung des schwingenden Objekts und der Deformation des Piezoelements als Feder-Masse-Dämpfer-System zweiter Ordnung beschrieben. Als Arbeitsbereich wird der konstante Bereich des Amplitudengangs unterhalb der Resonanzfrequenz angegeben. Beim verwendeten Beschleunigungsaufnehmer<sup>1</sup> liegt die Resonanzfrequenz oberhalb von 70 kHz. Der lineare Bereich des Amplitudengangs reicht bis 30 kHz.

Das elektrische Verhalten des Aufnehmers kann durch eine Stromquelle charakterisiert werden, deren innere Impedanz durch die Reaktanz einer Kapazität gegeben ist. Ein integrierter Ladungsverstärker liefert eine Spannung, die direkt proportional zur Beschleunigung der Oberfläche ist, auf der der Aufnehmer befestigt ist.

Piezoelektrische Aufnehmer für Arbeitsbereiche mit höheren Frequenzen werden ohne seismische Masse als sogenannte Dickenschwinger ausgeführt. Das Piezoelement ist über eine dünne Stahlmembran direkt mit dem schwingenden Objekt verbunden [KIR 95]. Die Deformation der Objektoberfläche regt eine Eigenschwingung des Piezoelements an, deren Frequenz von den Abmessungen, speziell von der Dicke des Elements abhängt. Durch Einguss des Piezoelements in eine Dämpfungsmasse wird die Resonanzüberhöhung vermindert und der empfindliche Spektralbereich verbreitert. Der in dieser Arbeit verwendete Dickenschwinger<sup>2</sup> wurde speziell für die Schallemissionsanalyse in statischen Prozessen entwickelt und besitzt einen Arbeitsbereich von 50 bis 400 kHz.

Die Ausgangsspannung des Schallemissionsaufnehmers ist bedingt durch die im Vergleich zum Beschleunigungsaufnehmer geänderte Bauform auf die Schnelle der schwingenden Oberfläche bezogen. Der integrierte Ladungsverstärker wird als Stromverstärker ausgeführt.

---

<sup>1</sup> PCB Piezotronics JM359B18

<sup>2</sup> Kistler Instruments 8152B1

Bild 2.4 zeigt die Amplitudenspektren der Empfindlichkeiten der verwendeten Aufnehmer, mit denen der gesamte Frequenzbereich bis 400 kHz abgedeckt wird.

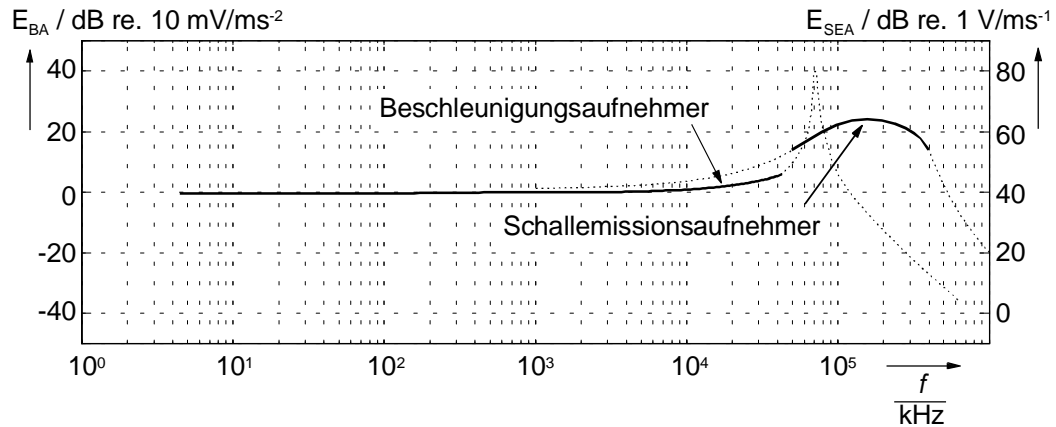


Bild 2.4: Amplitudengänge der in dieser Arbeit verwendeten piezoelektrischen Aufnehmer; die Arbeitsbereiche der Aufnehmer sind als durchgezogene Kurven dargestellt.



## 3. Ausbreitung elastischer Wellen in dünnwandigen Körpern

In diesem Kapitel werden, ausgehend von theoretischen Beschreibungen der Wellenausbreitungsvorgänge in dünnwandigen Werkstücken, die experimentell ermittelten charakteristischen Eigenschaften simulierter Schallemissionsereignisse dargestellt.

### 3.1. Theorie elastischer Wellen in dünnwandigen Körpern

Bei einem sprunghaften Rissereignis ist nach der Trennung der Rissufer der Gleichgewichtszustand im Spannungsfeld momentan gestört. Der Ausgleich erfolgt durch eine elastische Welle mit steiler Anstiegsflanke, die sich von der Quelle aus kugelförmig ausbreitet. Mit den beim Tiefziehen üblichen Werkstückabmessungen bilden sich vor allem Plattenwellen aus, die mit der Rayleigh-Lamb-Theorie beschrieben werden können und im Folgenden näher erläutert werden.

#### 3.1.1. Wellenausbreitung in unendlich ausgedehnten Platten

Läuft eine elastische Welle durch einen Körper, schwingt jeder Punkt um seine Ruhelage, wobei die Auslenkung des Punktes durch den Verschiebungsvektor  $\vec{u}$  beschrieben wird. Für einen unendlich ausgedehnten, homogenen, isotropen, elastischen Körper erfüllt  $\vec{u}$  die Differenzialgleichung [GRA 75]

$$\mu \cdot \nabla^2 \vec{u} + (\lambda + \mu) \nabla (\nabla \cdot \vec{u}) = \rho \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial t^2}. \quad (3.1)$$

Die Lamé-Konstanten  $\lambda$  und  $\mu$  beschreiben die elastischen Eigenschaften des Körpers,  $\rho$  ist seine Dichte. Zwischen den Lamé-Konstanten und den in der Praxis gebräuchlichen Materialkonstanten Elastizitätsmodul  $E$  und Querkontraktionszahl  $\nu$  besteht der Zusammenhang

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)}. \quad (3.2)$$

Gleichung (3.1) erlaubt für einfache Geometrien wie unendlich ausgedehnte Platten die Bestimmung des Verschiebungsfeldes über kinematische Randbedingungen. Aus dem Verschiebungsfeld können dann die Verzerrungen

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial j} + \frac{\partial u_j}{\partial i} \right) \quad \text{mit } i = x, y, z, j = x, y, z, \quad (3.3)$$

und über die Stoffgleichung

$$\tau_{ij} = \lambda \varepsilon_{kk} \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij}, \quad \sigma_i = \tau_{ii} \quad (3.4)$$

schließlich das Spannungsfeld gebildet werden. Dabei ist  $\varepsilon_{kk} = \varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}$  und  $\delta_{ij}$  das Kronecker-Symbol.

Der Spannungstensor beschreibt den Zustand eines würfelförmigen Körperelements, wobei jeder Seite des Würfels die entsprechenden Elemente des Spannungstensors zugeordnet sind, Bild 3.1.

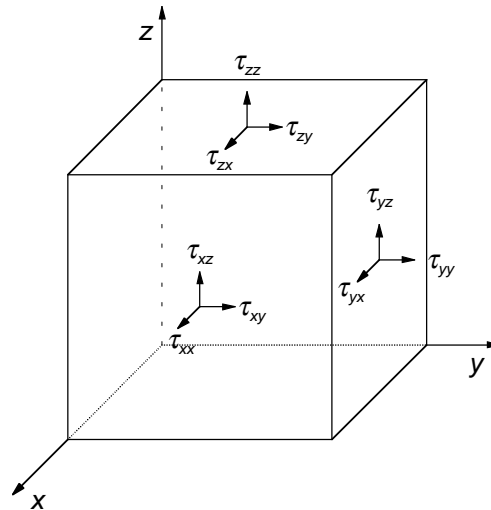


Bild 3.1: Veranschaulichung der Komponenten des Spannungstensors

Die allgemeine Lösung für die Wellendifferenzialgleichung (3.1) kann unter Berücksichtigung des Helmholtz-Theorems als Summe eines Skalarpotenzials  $\varphi$  und eines quellenfreien Vektorpotenzials  $\vec{\psi}$  angesetzt werden:

$$\vec{u} = \nabla\varphi + \nabla \times \vec{\psi}. \quad (3.5)$$

Damit ergeben sich zwei unabhängige Wellendifferenzialgleichungen

$$\nabla^2\varphi = \frac{1}{c_l^2} \frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2} \quad \text{mit} \quad c_l = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} \quad (3.6)$$

und

$$\nabla^2\vec{\psi} = \frac{1}{c_t^2} \frac{\partial^2\vec{\psi}}{\partial t^2} \quad \text{mit} \quad c_t = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}}. \quad (3.7)$$

Gleichung (3.6) beschreibt die Ausbreitung der Longitudinalwellen, Gleichung (3.7) die der Transversalwellen. Sie können unter Berücksichtigung der Randbedingungen gelöst werden, die sich aus den geometrischen Abmessungen des betrachteten Körpers ergeben. Legt man eine dünne Platte zugrunde, die in  $y$ - und  $z$ -Richtung unendlich ausgeht und in  $x$ -Richtung begrenzt ist (Bild 3.2), müssen die Spannungen an den Stellen  $x = \pm b$  in Richtung der Normalenkomponente der jeweiligen Koordinate null sein, d.h.

$$\tau_{xx}|_{x=\pm b} = \tau_{xy}|_{x=\pm b} = \tau_{xz}|_{x=\pm b} = 0. \quad (3.8)$$

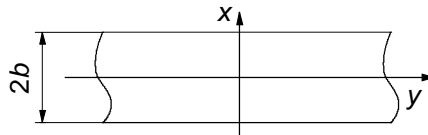


Bild 3.2: Koordinatensystem zur Lösung der Wellendifferenzialgleichung (3.1) für eine dünne Platte

Der Separationsansatz nach Bernoulli liefert für eine Wellenausbreitung in  $z$ -Richtung vier unabhängige Lösungen, deren Herleitung im Anhang A1 beschrieben wird:

$$\begin{aligned} \vec{u}_x &= 0 \\ \vec{u}_y &= (\beta G + j\gamma D) \sin(\beta x) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_y, \\ \vec{u}_z &= 0 \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\text{mit } \beta b = \left(p - \frac{1}{2}\right)\pi, \quad p = 1, 2, 3, \dots, \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned}
\vec{u}_x &= 0 \\
\vec{u}_y &= (-\beta H + j\gamma C) \cos(\beta x) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_y, \\
\vec{u}_z &= 0
\end{aligned} \tag{3.11}$$

$$\text{mit } \beta b = q\pi, \quad q = 1, 2, 3, \dots, \tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
\vec{u}_x &= (-\alpha A \sin(\alpha x) - j\gamma F \sin(\beta x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_x \\
\vec{u}_y &= 0 \\
\vec{u}_z &= (\beta F \cos(\beta x) + j\gamma A \cos(\alpha x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_z
\end{aligned} \tag{3.13}$$

und

$$\begin{aligned}
\vec{u}_x &= (\alpha B \cos(\alpha x) - j\gamma E \cos(\beta x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_x \\
\vec{u}_y &= 0 \\
\vec{u}_z &= (-\beta E \sin(\beta x) + j\gamma B \sin(\alpha x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_z
\end{aligned} \tag{3.14}$$

$$\text{mit } \frac{\tan(\beta b)}{\tan(\alpha b)} = -\frac{4(\gamma b)^2 (\alpha b)^2 (\beta b)^2}{\left((\gamma b)^2 - (\beta b)^2\right)^2} \quad \text{für (3.13)} \tag{3.15}$$

$$\text{und } \frac{\tan(\beta b)}{\tan(\alpha b)} = -\frac{\left((\gamma b)^2 - (\beta b)^2\right)^2}{4(\gamma b)^2 (\alpha b)^2 (\beta b)^2} \quad \text{für (3.14)}. \tag{3.16}$$

Die Lösungen führen auf die in Bild 3.3 dargestellten Wellenmoden. Bild 3.3 a zeigt die transversalen antisymmetrischen SH-Wellenmoden (**S**hear-**H**orizontal,) die sich aus Gleichung (3.9) ergeben, Bild 3.3 b die transversalen symmetrischen SH-Wellenmoden von Gleichung (3.11). Die Gleichungen (3.13) und (3.14) beinhalten jeweils zwei Verschiebungskomponenten und stellen eine Überlagerung aus transversalen SV- (**S**hear-**V**ertical) und longitudinalen P-Wellenmoden (**P**ressure) dar, die sich wiederum aus antisymmetrischen (Bild 3.3 c, e), und symmetrischen Bestandteilen (Bild 3.3 d, f), zusammensetzen. Da P- und SV-Verschiebungskomponenten der Wellen immer gleichzeitig vorhanden sind, findet an den spannungsfreien Oberflächen der Platte zusätzlich Modenkonzersion zwischen den P- und SV-Wellenmoden statt.

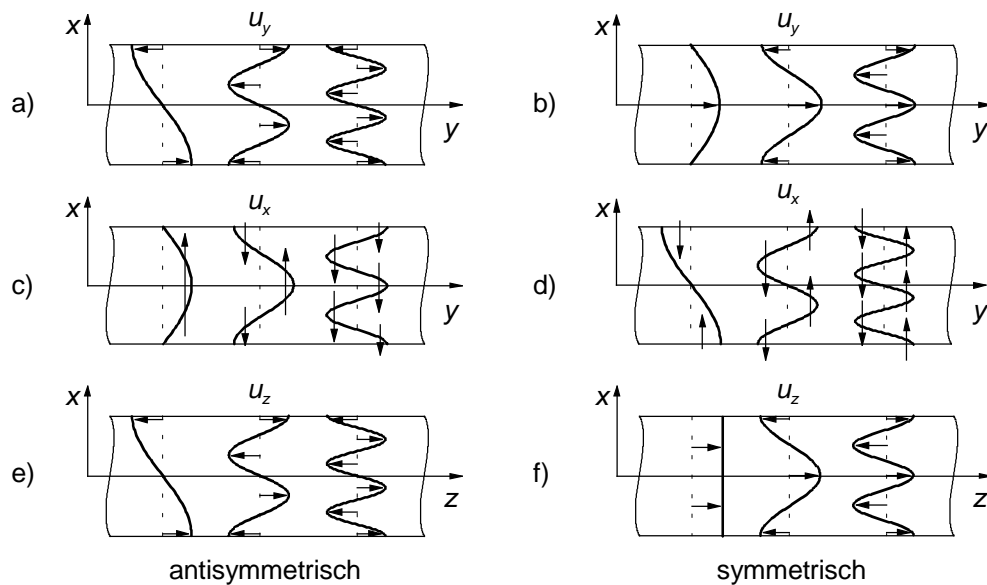


Bild 3.3: Die ersten drei Wellenmoden bei Wellenausbreitung in  $z$ -Richtung in einer Platte mit spannungsfreien Oberflächen (nach [GRA 75])

- a) antisymmetrische Shear-Horizontal-Welle (SH-Welle)
- b) symmetrische SH-Welle
- c) antisymmetrische Shear-Vertical-Welle (SV-Welle)
- d) symmetrische SV-Welle
- e) antisymmetrische Pressure-Welle (P-Welle)
- f) symmetrische P-Welle

Die resultierenden Wellen werden als Lamb-Wellen bezeichnet, Bild 3.4. Die antisymmetrischen Moden der Lamb-Wellen rufen eine sogenannte Biegewelle hervor, Bild 3.4 a. Die sich aus den symmetrischen Moden ergebende Welle wird als Dehnungswelle bezeichnet, Bild 3.4 b. Die Materialteilchen in der Platte rotieren auf elliptischen Bahnen entgegen der Wellenausbreitungsrichtung.

Aus der Lösung der Differenzialgleichungen (3.6) und (3.7) ergeben sich für SH-, SV- und P-Wellenmoden jeweils die Frequenzgleichungen (3.10), (3.12), (3.15) und (3.16). Die Moden besitzen unterschiedliche Phasengeschwindigkeiten. Sie hängen von den elastischen Konstanten des Werkstoffs, von der Plattendicke und auch von der Art und Frequenz der Anregung ab. Dadurch tritt bei der Ausbreitung von Lamb-Wellen Dispersion auf. Für Stahlplatten sind die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der symmetrischen



und antisymmetrischen Moden in der Grafik im Anhang A3 dargestellt. Für Aluminium gelten ähnliche Werte.

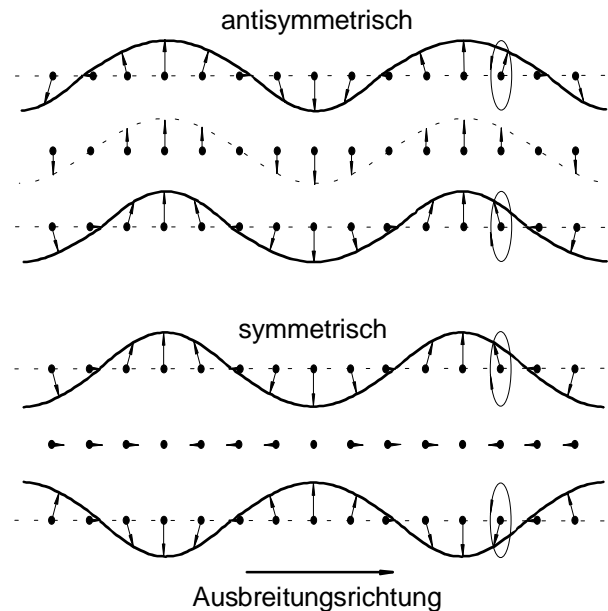


Bild 3.4: Lamb-Wellen, antisymmetrische und symmetrische Grundwelle (Mode nullter Ordnung) mit Andeutung der elliptischen Teilchenbewegungen (nach [KRA 90])

### 3.1.2. Wellenausbreitung in begrenzten Platten

Im Gegensatz zur Wellenausbreitung in unendlich ausgedehnten Platten kann für die Bestimmung der Eigenschwingungen endlicher Platten auf dem oben beschriebenen Weg keine Lösung angegeben werden. Bei diesem Problem muss auf die vereinfachte Plattentheorie nach *Mindlin* und *Reissner* zurückgegriffen werden. Unter der Voraussetzung, dass die Platte dünn, die Plattendicke  $b$  also kleiner als ein Zehntel der kleinsten Abmessung ist, kann von einer reinen Biegeverformung der Platte ausgegangen werden. Sind die Deformationen klein gegenüber der Plattendicke, können die Drehträchtigkeit und Scherverformung vernachlässigt werden. Normale auf der Fläche in Plattenmitte ohne Deformation bleiben bei Deformation normal [BLE 03].

Zur Vereinfachung werden die Materialparameter Elastizitätsmodul  $E$ , Plattendicke  $2b$  und Poissonzahl  $\nu$  in

$$D = E \frac{(2b)^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3.17)$$

konzentriert [BLE 87]. Die Verschiebung der Fläche in Plattenmitte kann dann durch

$$D\nabla^4 \bar{u}(x, y, t) + \rho 2b \frac{\partial^2 \bar{u}(x, y, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.18)$$

beschrieben werden. Die Lösungen für (3.18) ergeben sich aus dem Separationsansatz

$$\bar{u}(x, y, t) = X(x)Y(y)e^{-j\omega t}. \quad (3.19)$$

Die so berechneten Eigenfrequenzen der Platte sind

$$f_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{2\pi a^2} \sqrt{\frac{D}{\rho 2b}} \quad i = 1, 2, 3, \dots, j = 1, 2, 3, \dots \quad (3.20)$$

$\lambda_{ij}$  ist ein dimensionsloser Parameter, der von den Indizes der Moden  $i, j$ , der Poissonzahl, der Plattengeometrie und den Randbedingungen abhängt;  $a$  ist eine charakteristische Länge der Platte.

### 3.1.3. Wellenausbreitung in dünnwandigen Zylindern

Betrachtet man die Ausbreitung elastischer Wellen in einem unendlich langen dünnwandigen Zylinder, müssen die Gleichungen (3.6) und (3.7) mit dem Skalarpotenzial  $V$

$$\nabla^2 V = \frac{1}{c_1^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad \text{mit} \quad c_1 = \sqrt{\frac{(\lambda + 2\mu)}{\rho}} \quad (3.21)$$

und mit dem quellenfreien Vektorpotenzial  $\vec{H}$

$$\nabla^2 \vec{H} = \frac{1}{c_2^2} \frac{\partial^2 \vec{H}}{\partial t^2} \quad \text{mit} \quad c_2 = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \quad (3.22)$$

in Zylinderkoordinaten gelöst werden, Bild 3.5.

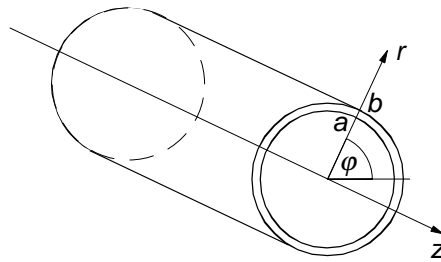


Bild 3.5: Objektmessungen und Koordinatensystem zur Wellenbeschreibung in einem dünnwandigen Zylinder

Das Ergebnis (Anhang A2) weist Ähnlichkeiten zur Wellenausbreitung in ebenen Platten auf. Torsions- und P-Wellenmoden in einem Zylinder entsprechen den SH- und P-Wellenmoden der Platte. In Analogie zu den antisymmetrischen Plattenmoden treten im Zylinder Biegemoden auf.

### 3.1.4. Wellenausbreitung in begrenzten dünnwandigen Zylindern

Die Beschreibung der Eigenschwingungen eines endlichen Zylinders ist aufwendiger als die der Schwingungen einer ebenen Platte, da sowohl Biegeverformungen als auch radial-tangentiale Ausdehnungen berücksichtigt werden müssen. Ansonsten gelten die für ebene Platten in Abschnitt 3.1.2 angegebenen Vereinfachungen. Trotzdem besteht in der Literatur keine Übereinstimmung der Differenzialgleichungen, die die Deformationen eines Zylinders beschreiben. Es gibt eine Vielzahl von Theorien, die von verschiedenen Annahmen für einzelne Terme der Gleichungen 3.1 bis 3.3 ausgehen und in Einzelfällen signifikant unterschiedliche Ergebnisse liefern [LEI 73]. Im technisch relevanten Parameterbereich sind die Unterschiede allerdings gering. Als vereinfachte Lösungen ergeben sich in Abhängigkeit der Randbedingungen die in Bild 3.6 dargestellten Schwingungsmoden. Die natürlichen Frequenzen werden nach

$$f_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{2\pi R} \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, j = 1, 2, 3, \dots \quad (3.23)$$

berechnet;  $R$  ist der Durchmesser des Zylinders.

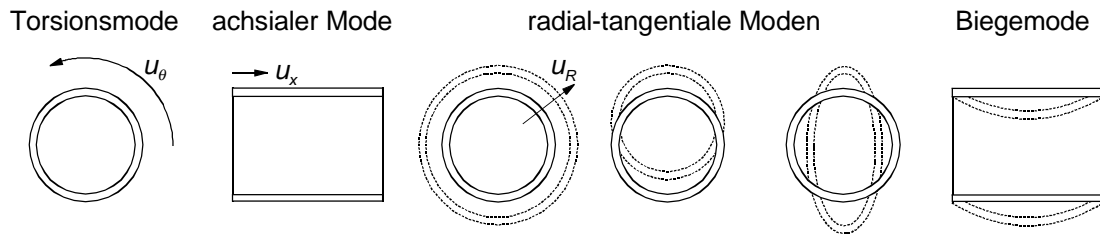


Bild 3.6: Schwingungsmoden einer dünnwandigen Zylinderfläche

### 3.2. Experimentelle Untersuchungen der Wellenausbreitung

Die theoretisch gewonnenen Beschreibungen der Wellenausbreitung sind nur unter bestimmten Voraussetzungen und Randbedingungen gültig und wurden mit vereinfachenden Annahmen gewonnen. Beim Versuch, die theoretischen Wellenbeschreibungen auf Schallemissionen in Umformprozessen zu übertragen, müssen weitere Einflussfaktoren berücksichtigt werden:

#### 1. Die Werkstückform

Reale Werkstücke sind räumlich begrenzt. Sie besitzen meist keine einfache geometrische Form und lassen sich nur bedingt mit unendlich ausgedehnten Platten oder Zylindern vergleichen. Im Umformprozess kommt erschwerend hinzu, dass sich die Form während des Prozesses ständig ändert, die beschreibenden Gleichungen also ständig angepasst werden müssen.

#### 2. Die Randbedingungen

Ein reales Werkstück ist in einem Umformprozess partiell oder vollständig in das Verformungswerkzeug eingespannt. Der Kontakt mit dem Werkzeug, der entweder direkt oder indirekt über ein Schmiermittel erfolgt, hat erheblichen Einfluss auf das Ausbreitungsverhalten elastischer Wellen. Man kann nicht mehr von spannungsfreien Oberflächen ausgehen. Dadurch werden zum einen die Ausbreitungsbedingungen im Werkstück selbst verändert, zum anderen findet auch eine Übertragung der Wellen in das angrenzende Werkzeug statt, was zu einer Erhöhung der Komplexität der beschreibenden Gleichungen und der Randbedingungen führt.

### 3. Die Quellenbeschreibung

Die theoretischen Beschreibungen der Wellenausbreitung im vorigen Abschnitt wurden für ebene Wellen gewonnen. Schallemissionen können aber nicht als Quellen ebener Wellen betrachtet werden. Im Allgemeinen werden sie als transiente, punktförmig konzentrierte Spannungsänderungen charakterisiert. Allgemeingültige theoretische Beschreibungen von Schallemissionsquellen wurden aufgrund der noch nicht ermittelten physikalischen Zusammenhänge bei ihrer Entstehung bisher nicht angegeben.

Unter Berücksichtigung dieser Einflussfaktoren ist eine vollständige Beschreibung der Wellenausbreitung bei Schallemissionen in Umformprozessen nicht möglich. Eine analytische Lösung kann damit nicht angegeben werden.

Eine weitere, auf einem theoretischen Ansatz basierende Methode der Analyse von Wellenausbreitungsvorgängen ist die Simulationen mit Finite-Elemente-Methoden. Vor allem im Hinblick auf stetig steigende Rechenleistung kommt dieser Methode eine immer größere Bedeutung zu. Allerdings kommt man auch hier mit akzeptablem Aufwand bisher nur bei einfachen geometrischen Anordnungen zu einem Ergebnis [HAM 96, ZIO 96]. Einer Anwendung auf Schallemissionen in Umformprozessen stehen auch hier die fehlende Quellenbeschreibung, die meist komplizierte Geometrie der Werkstücke und deren sich zeitlich ändernde Form entgegen.

Für eine detaillierte Untersuchung der Wellenausbreitungsvorgänge nach Schallemissionsereignissen in Umformprozessen sind aus den genannten Gründen Methoden erforderlich, die nicht auf einem theoretischen Ansatz basieren. Daher wurden in dieser Arbeit die Untersuchungen von *Gorman* und *Dunegan* aufgegriffen und die Ausbreitung elastischer Wellen mit experimentellen Methoden untersucht [GOR 91/1, GOR 91/2, DUN 98]. Mit einem geeigneten Verfahren werden transiente elastische Wellen angeregt, die den von Schallemissionen erzeugten Wellen entsprechen. Deren Ausbreitungsverhalten kann dann aufgenommen und analysiert werden. Die experimentelle Methode besitzt den Vorteil, dass sie unabhängig von der Probengeometrie angewendet werden kann. Auch die Randbedingungen lassen sich beliebig variieren. Um die Ergebnisse mit den theoretischen Beschreibungen vergleichen zu können, beschränken sich die folgenden Abschnitte auf die Untersuchung des Ausbreitungsverhaltens der Wellen in Platten

und in dünnwandigen Zylindern. Dabei ist im Hinblick auf die interessierenden Umformprozesse vor allem der Einfluss der Randbedingungen von Interesse. Speziell die Auswirkung der Auflagebedingungen des Werkstücks und der Einfluss des Kontakts des Werkstücks mit dem Werkzeug wurde untersucht.

### 3.2.1. Experimentelle Simulation von Schallemissionsereignissen

Für die experimentelle lokale Anregung transienter mechanischer Wellen werden in der Literatur mehrere Methoden vorgeschlagen. Sie können in Abhängigkeit von der Form der Krafteinprägung in zwei Gruppen eingeteilt werden:

#### 1. Impulsförmige Krafteinprägung

Zu den Anregungsmethoden mit impulsförmiger lokaler Krafteinprägung zählen zum Beispiel die Anregung mit einem Impulshammer, der Beschuss der Probe mit einem Projektil oder die Funkenanregung, bei der mechanische Wellen durch das Überspringen eines Funkens auf die Probe hervorgerufen werden. Eine impulsförmige Krafteinprägung wird auch durch die Nutzung der Reversibilität des piezoelektrischen Effekts erreicht, wenn ein piezoelektrischer Schwingungsaufnehmer mit einer impulsförmigen Spannung zu einer entsprechenden Auslenkung angeregt wird [MEY 91].

#### 2. Sprungförmige Krafteinprägung

Bei sprungförmiger Kraftanregung wird das Probenmaterial an der Anregungsstelle statisch belastet und anschließend schlagartig entlastet, was eine sprungförmige Spannungsänderung zur Folge hat. Eine derartige Anregung eignet sich für die Simulation von Schallemissionen eher, da sie die physikalischen Gegebenheiten bei deren Auftreten besser nachbildet.

Eine zuerst von *Nielsen* und *Hsu* propagierte Methode der sprungförmigen Kraftanregung hat sich auf Grund ihrer Einfachheit und Robustheit bei den meisten Untersuchungen zur Schallemissionsanalyse durchgesetzt. *Nielsen* und *Hsu* schlagen vor, transiente elastische Wellen durch den Bruch einer Bleistiftmine auf dem Versuchskörper zu erzeugen [HSU 77]. Das Aufdrücken der Bleistiftspitze vor dem Bruch kann als gerichtete statische Krafteinwirkung betrachtet werden. Der Bruch führt dann zu einer schlagartigen Entspannung, deren Anstiegszeit ca.  $0,5 \mu\text{s}$  beträgt [KIS 85]. Diese Art der Anre-

gung hat sich als Standard zur experimentellen Simulation von Schallemissionen entwickelt [ASTM 86]. Als Normquelle wurde der Bruch einer 0,5 mm starken 2H-Bleistiftmine festgelegt. Er simuliert ein einzelnes diskretes Schallemissionsereignis, wie es auch bei statischen Verformungen zu beobachten ist.

Auf der Basis dieser Methode wurde ein System zur Anregung und Messung transients elastischer Wellen aufgebaut, Bild 3.7. Die Schwingungen wurden von dem im Kapitel 2 beschriebenen Schallemissionsaufnehmer erfasst und von einem hochauflösenden, PC-basierten Datenerfassungssystem<sup>1</sup> mit einer Abtastrate von 5 MHz aufgezeichnet. Zur Triggerung der Messungen diente eine Stromkreisunterbrechung beim Bruch der Bleistiftmine.

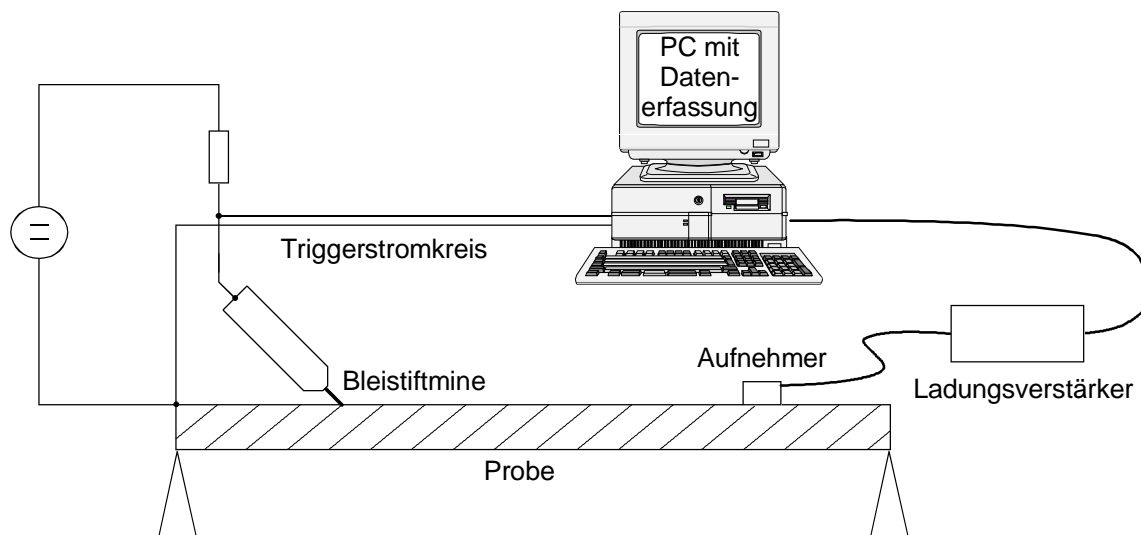


Bild 3.7: Messsystem zur experimentellen Analyse transients mechanischer Wellen

### 3.2.2. Wellenausbreitung in einer unbelasteten Platte

Die Wellenausbreitung in unbelasteten Platten wurde an quadratischen Aluminiumplatten (Abmessung:  $600 \times 600 \text{ mm}^2$ ) mit Stärken von 3 bis 8 mm untersucht. Zur Simulation von Schallemissionen an der Spitze eines Risses, die vor allem von Wellen innerhalb der Plattenebene gekennzeichnet sind, wurden die Bleistiftminen durch Druck auf die Seitenwand einer Bohrung zerbrochen. Diese Anregung wird aufgrund der Krafrich-

<sup>1</sup> National Instruments PCI 6111E

ung parallel zur Plattenebene als **In-Plane-Anregung (IP)** bezeichnet. Signale, die z.B. durch Reibung auf der Werkstückoberfläche hervorgerufen werden, können durch Bruch der Bleistiftmine auf der Plattenoberfläche simuliert werden. Da die Kraft hier senkrecht zur Plattenebene wirkt, wird diese Art der Anregung als **Out-Of-Plane-Anregung (OOP)** bezeichnet, Bild 3.8 [DUN 98].

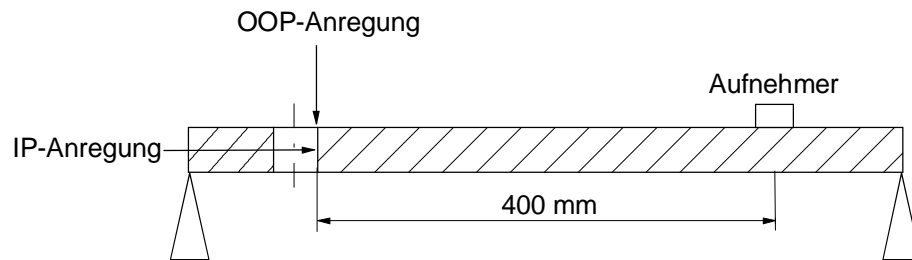


Bild 3.8: Messaufbau zur Untersuchung von Wellenausbreitungen in dünnen Platten

In Abhängigkeit von der Art der Anregung werden von einem Schallemissionsereignis unterschiedliche Wellenarten angeregt. Wie bereits von *Dunegan* nachgewiesen wurde, ruft eine OOP-Anregung auf der Plattenoberfläche eine niederfrequente antisymmetrische Biegewelle hervor, Bild 3.9 a. Eine IP-Anregung erzeugt dagegen vor allem eine symmetrische Dehnungswelle mit höherer Frequenz, Bild 3.9 b. *Dunegan* schlägt daher vor, mit diesem Verfahren die Schallemissionen von Rissen als IP-Quellen von Störgeräuschen durch Reibung als OOP-Quellen zu trennen [DUN 00]. Bild 3.10 zeigt die Aufnahmen der von beiden Quellen in einer 8 mm starken Aluminiumplatte angeregten Wellen.

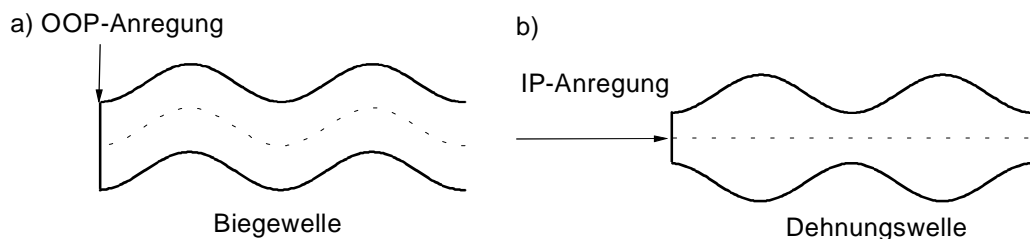


Bild 3.9: Von simulierten Schallemissionen angeregte Wellenarten

- a) Biegewelle bei OOP-Anregung
- b) Dehnungswelle bei IP-Anregung



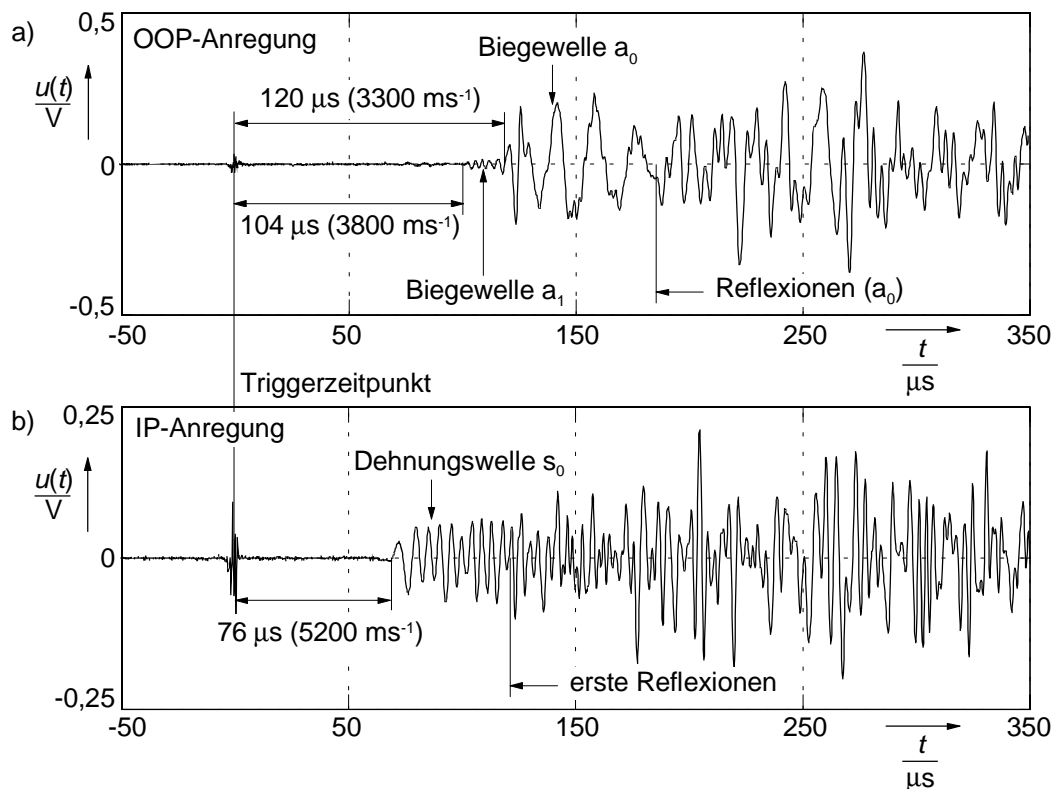


Bild 3.10: Plattenwellen in einer 8 mm starken Aluminiumplatte

a) bei OOP-Anregung auf der Plattenoberfläche

b) bei IP-Anregung in der Mitte der Plattendicke

Dass sich bei OOP-Anregung tatsächlich eine Biegewelle und bei IP-Anregung eine Dehnungswelle ausbreiten, wird beim Vergleich der Signale von gegenüberliegenden Aufnehmern deutlich, Bild 3.12. Die von den Aufnehmern gemessene Schwinggeschwindigkeit ist als Strichlinie, die daraus berechnete Auslenkung der Plattenoberflächen als durchgezogene Linie dargestellt. Der Versuch zeigt, dass eine Identifizierung der Quellencharakteristik anhand der angeregten Wellen möglich ist. Sie kann auch mit einem einzigen Aufnehmer erfolgen, wobei dann als Unterscheidungskriterium die Frequenz der am Aufnehmer eintreffenden Welle herangezogen wird. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit ist wegen des im Allgemeinen unbekanntes Zeitpunktes des Schallemissionsereignisses nicht geeignet.

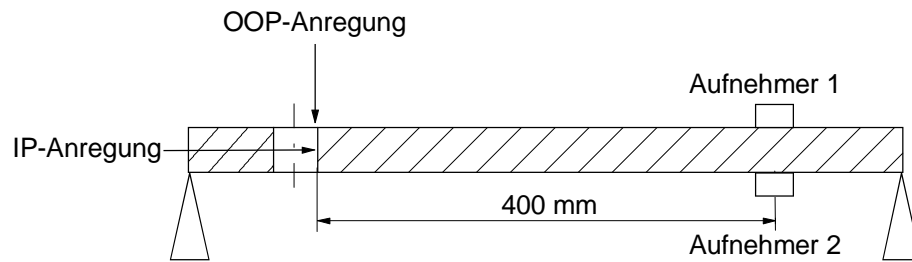


Bild 3.11: Messaufbau mit gegenüberliegenden Aufnehmern

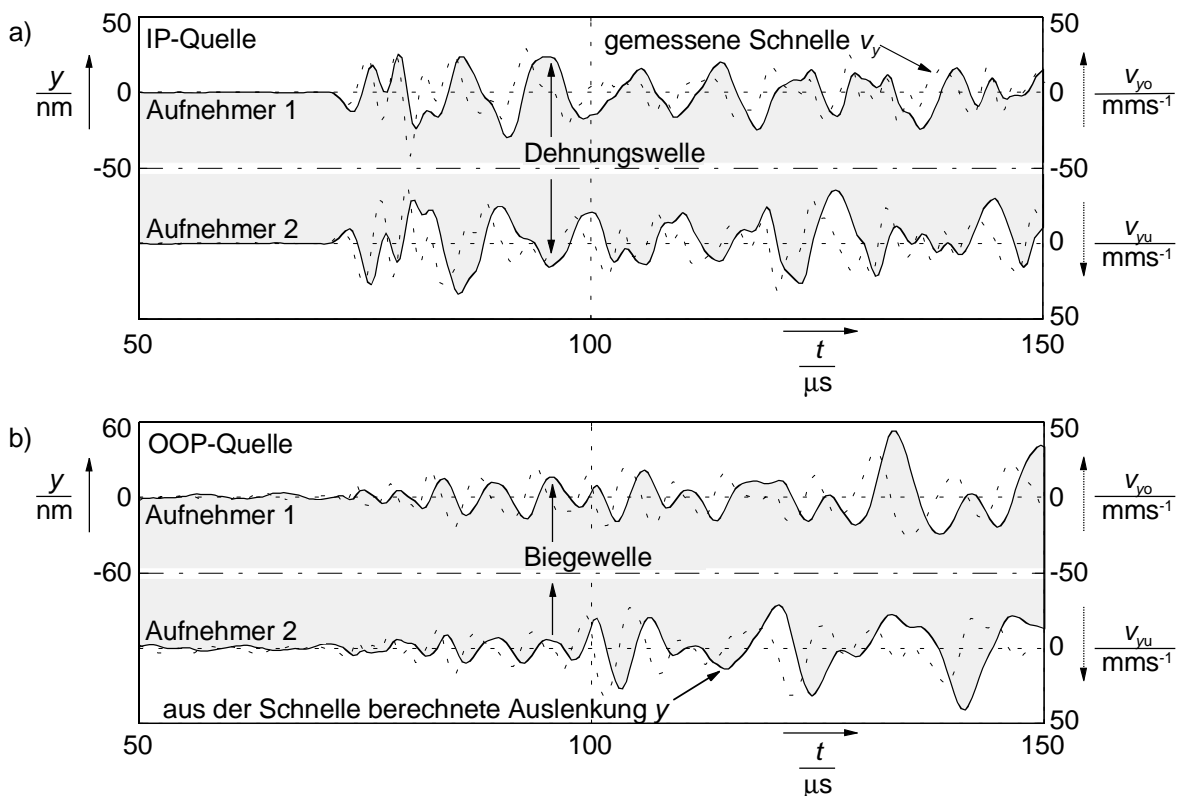


Bild 3.12: Biege- und Dehnungswelle, gemessen mit gegenüberliegenden Aufnehmern nach Bild 3.11

- a) Dehnungswelle der IP-Anregung
- b) Biegewelle der OOP-Anregung

Die gemessenen Wellenausbreitungsgeschwindigkeiten und Frequenzen können mit den theoretisch berechneten Werten verglichen werden. Bild 3.13 zeigt einen Ausschnitt aus dem Diagramm der Ausbreitungsgeschwindigkeiten (Anhang A 3) mit einer Frequenzachse für eine Plattenstärke von 8 mm. Aus dem Vergleich ergibt sich, dass sich nach

OOP-Anregung der antisymmetrische Mode nullter Ordnung  $a_0$  mit hoher Intensität, und mit geringerer Intensität der antisymmetrische Mode erster Ordnung  $a_1$  ausbreiten. Da vor allem die Biegemoden starker Dispersion unterliegen, wurden die in Bild 3.13 angegebenen Frequenzen  $f_{a0}$  und  $f_{a1}$  der gemessenen Signale durch Auswertung der ersten Nulldurchgänge abgeschätzt. Die sich aus dem Diagramm ergebende theoretische Ausbreitungsgeschwindigkeit  $c_{a0}$  stimmt gut mit der überein, die aus der Wellenlaufzeit berechnet wurde (Tabelle 3-1). Der für  $c_{a1}$  gemessene Wert weicht stärker ab, was auf die geringe Intensität des Signals und die dadurch schwerer abzuschätzende Frequenz zurückzuführen ist.

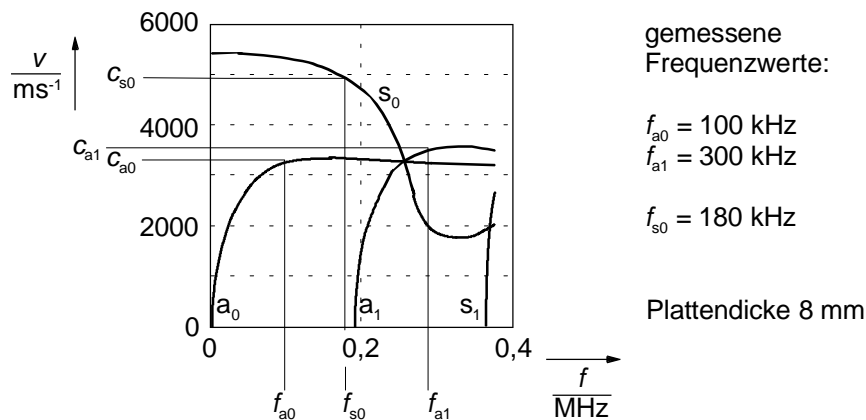


Bild 3.13: Vergleich der aus der Raleigh-Lamb-Theorie berechneten Wellenausbreitungsgeschwindigkeiten mit den gemessenen Werten (Diagramm nach [KRA 90])

Tabelle 3-1: Vergleich der gemessenen Ausbreitungsgeschwindigkeiten mit den aus der Raleigh-Lamb-Theorie berechneten

Schwingungsfrequenz	Gemessene Ausbreitungsgeschwindigkeit	Theoretische Ausbreitungsgeschwindigkeit
$f_{a0} = 100 \text{ kHz}$	$3300 \text{ ms}^{-1}$	$3250 \text{ ms}^{-1}$
$f_{a1} = 300 \text{ kHz}$	$3800 \text{ ms}^{-1}$	$3500 \text{ ms}^{-1}$
$f_{s0} = 180 \text{ kHz}$	$5200 \text{ ms}^{-1}$	$4950 \text{ ms}^{-1}$

Von einer IP-Quelle wird nur der Mode nullter Ordnung angeregt. Die Abweichung der gemessenen Ausbreitungsgeschwindigkeit  $c_{s0}$  ist ebenfalls größer, liegt aber im Bereich der Messgenauigkeit der Anordnung.

Der weitere zeitliche Verlauf der Wellenausbreitung ist wegen der Reflexionen an den Plattenkanten und der Überlagerung von hin- und rücklaufenden Wellen schwer zu beurteilen. Hier liefert das Amplitudenspektrum aussagekräftigere Ergebnisse.

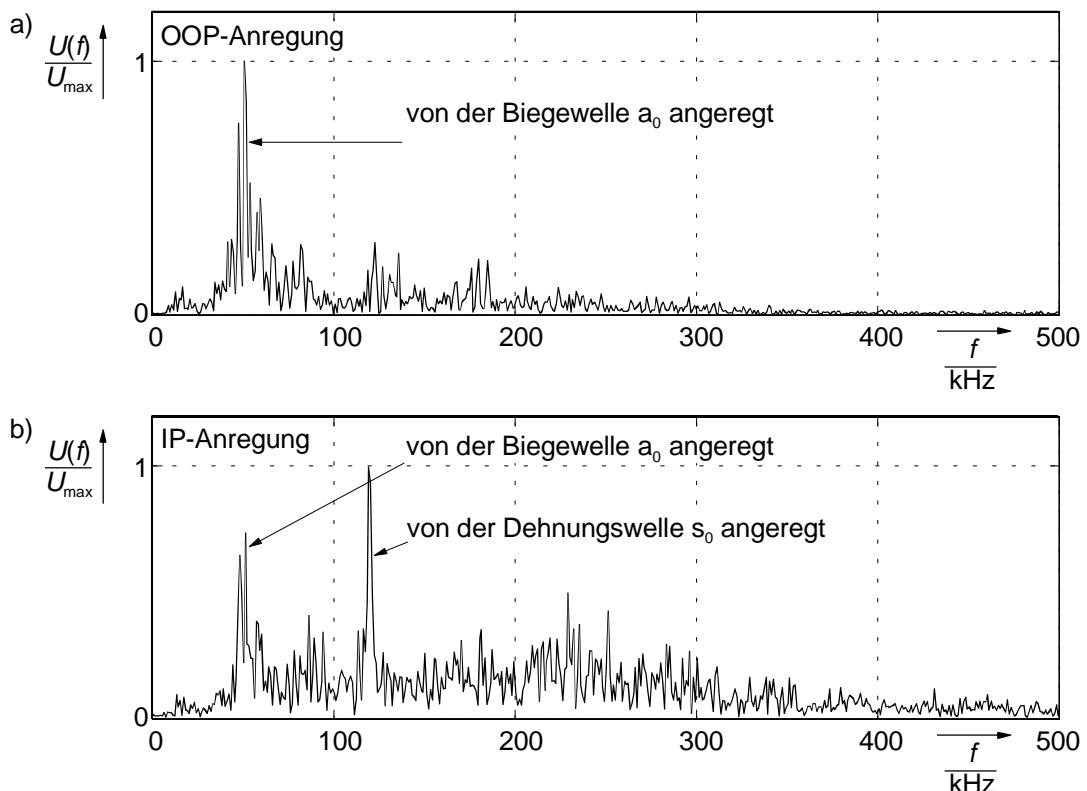


Bild 3.14: Amplitudenspektrum der Plattenschwingungen in einer 8 mm starken Platte  
 a) 4 ms nach der OOP-Anregung und  
 b) 4 ms nach der IP-Anregung

Bild 3.14 zeigt das Kurzzeit-Amplitudenspektrum der Plattenschwingungen in der 8 mm starken Platte 4 ms nach der Anregung. Die Wellen wurden zwischenzeitlich mehrfach an allen Plattenkanten reflektiert. Vom Aufnehmer wird eine durch überlagerte Wellen erzeugte Schwingung aufgenommen. Die von der OOP-Anregung und dem daraus resultierenden antisymmetrische Mode  $a_0$  hervorgerufene niederfrequente Schwingung in Bild 3.14 a und die höherfrequente Schwingung in Bild 3.14 b, die vom

symmetrische Plattenmode  $s_0$  bei IP-Anregung angeregt wird, sind gut zu unterscheiden. Es fällt aber auf, dass sich bei IP-Anregung neben der Dehnungswelle auch eine Biegewelle ausbreitet. Die Versuche haben gezeigt, dass bei IP-Anregung und abnehmender Plattenstärke eine zunehmende Überlagerung der symmetrischen und antisymmetrischen Plattenmoden auftritt. Die Biegewelle tritt in dünnen Platten stärker hervor. Die Ursachen liegen in der im Experiment schwer zu realisierenden symmetrischen Anregung. Um reine Dehnungswellen hervorzurufen, muss die Anregung genau in Plattenmitte erfolgen, was mit abnehmender Plattenstärke mit geringerem Erfolg gelingt.

Die Art der Befestigung der Platte hat auf die Ausbreitung der Lamb-Wellen keine Auswirkung. Das Experiment wurde mit fester Einspannung an den Plattenkanten und mit loser Auflage an den vier Eckpunkten wiederholt. Die gemessenen Wellenformen änderten sich nicht. Auch die Berührung mit einer ebenen Fläche durch Auflage der untersuchten Platte auf einer Unterlage ändert die Randbedingungen nicht. Bei entsprechenden Versuchen wurden keine mit dem oben beschriebenen Aufbau messbaren Wellen in eine unter dem Messobjekt liegende Platte übertragen. Eine Erklärung liefern die geringen Auslenkungen der transienten elastischen Wellen. Durch produktionsbedingte Unebenheiten der Prüfplatte liegt diese nicht flächig, sondern nur punktuell auf der Unterlage auf. Ohne Koppelmittel besteht ein Kontakt zwischen Prüfplatte und Unterlage nur an einzelnen räumlich verteilten Punkten. Die Auflagefläche der Prüfplatte insgesamt ist klein. Die gemessenen Auslenkungen der Plattenoberflächen liegen bei Anregung durch eine brechende Bleistiftspitze unterhalb von 50 nm, was nicht ausreicht, die Zwischenräume zwischen Platte und Unterlage in der Umgebung der Auflagepunkte zu überbrücken.

### **3.2.3. Wellenausbreitung in einer ebenen Platte unter Belastung**

In einem Umformprozess liegt das Werkstück mit großen Teilen seiner Oberfläche an einem Werkzeug an und wird durch den Druck einer Presse belastet. Außerdem werden zur Verminderung von Reibung zwischen Werkzeug und Werkstück ölförmige Schmierstoffe eingesetzt. Diese fördern die Übertragung von Wellen vom Werkstück in das Werkzeug, da sie als Koppelmittel wirken. Im Umformprozess ändern sich daher

die Randbedingungen für die Wellenausbreitung signifikant und es ist zu untersuchen, wie sich das auf das Ausbreitungsverhalten der Wellen auswirkt.

Im Laborversuch wurde der Kontakt mit einem Umformwerkzeug an ebenen Platten durch die Auflage von Stahlblöcken simuliert, Bild 3.15. Dabei lagen die Platten vollständig auf einem ebenen Untergrund auf.

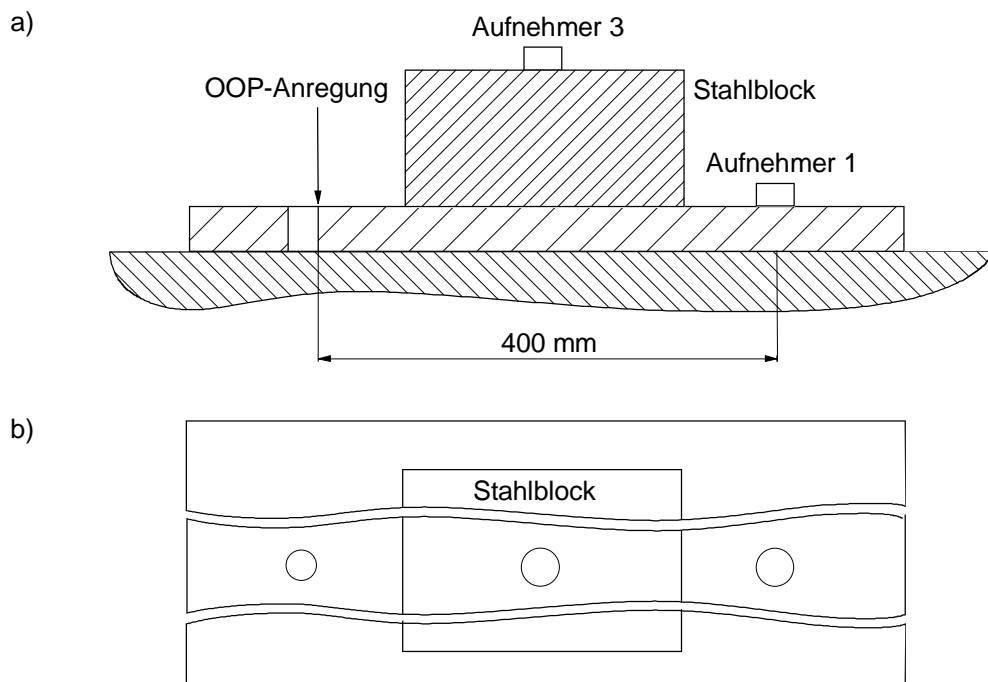


Bild 3.15: Messaufbau zur Untersuchung von Wellenausbreitungen in dünnen, belasteten Platten

a) Schnitt von der Seite

b) Draufsicht

In Bild 3.16 a und b sind die Signale nach OOP-Anregung einer 8 mm starken Platte ohne und mit Belastung in Plattenmitte durch einen Stahlblock (Abmessungen:  $196 \times 196 \times 96 \text{ mm}^3$ , Gewicht: 29,6 kg) ohne Koppelmittel dargestellt. Weder in der Amplitude noch in der Signalform sind signifikante Änderungen zu beobachten. In den Stahlblock werden kaum Signalanteile übertragen, Bild 3.16 c.

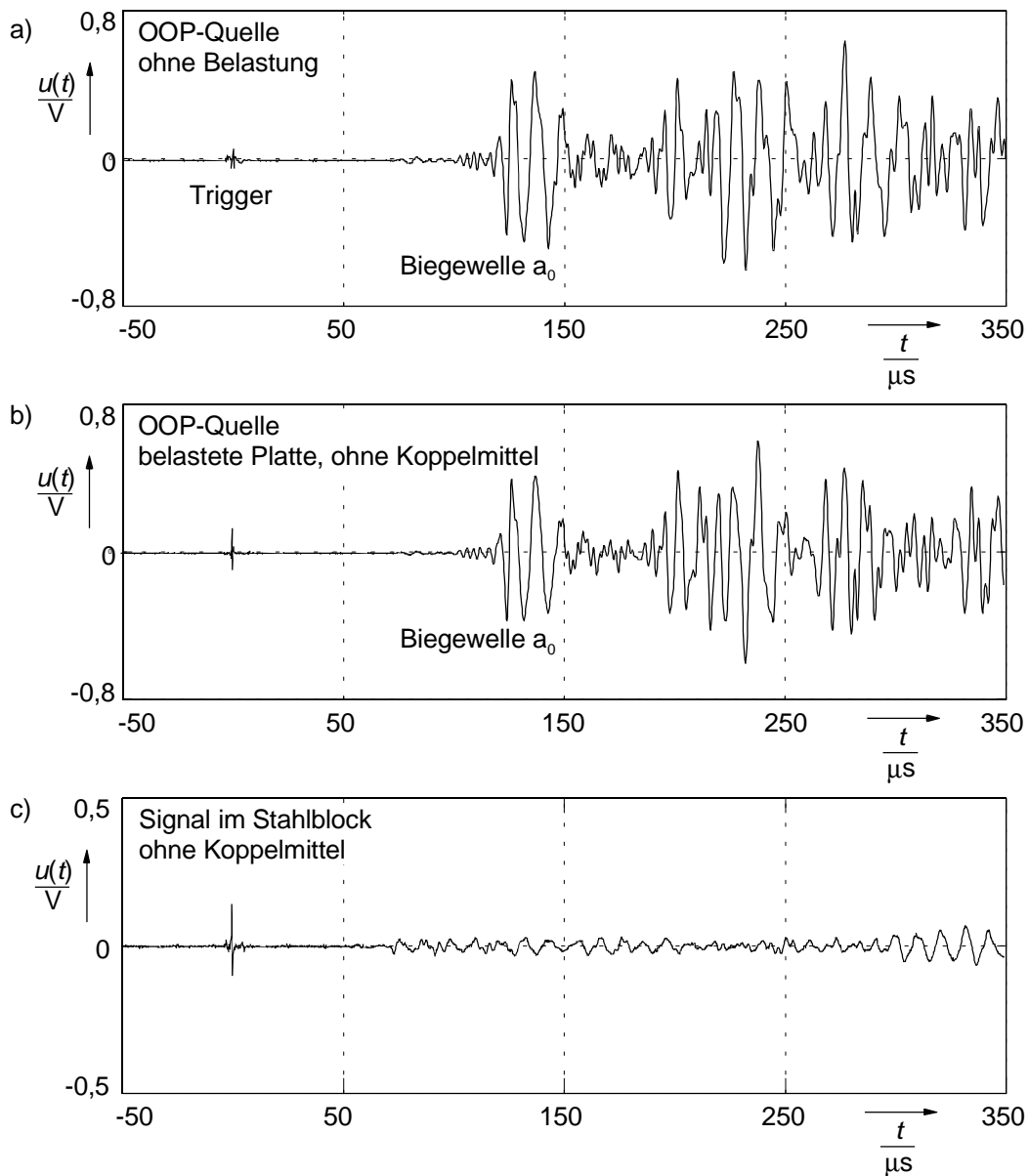


Bild 3.16: Wellenausbreitung nach OOP-Anregung in einer 8 mm starken Platte:

- a) unbelastet
- b) belastet ohne Koppelmittel, Signal in der Platte
- c) belastet ohne Koppelmittel, Signal im Stahlblock

Ohne Koppelmittel wird die Größe der Kontaktfläche, ähnlich wie in der Untersuchung der Befestigungsbedingungen, durch die Oberflächenbeschaffenheit der Kontaktpartner bestimmt. Erst bei einer starken Belastung, die zu einer mechanischen Verformung und Glättung der Oberflächenstruktur und damit zu einer Vergrößerung der Kontaktfläche

führt, kommt es zu signifikanten Änderungen im Ausbreitungsverhalten der Plattenwellen. Im Laborversuch konnte durch die Auflage von Stahlblöcken eine derartige Belastung nicht erreicht werden. In realen Tiefziehprozessen ist aber von einer Vergrößerung der Kontaktfläche durch Krafteinwirkung während der Verformung auszugehen.

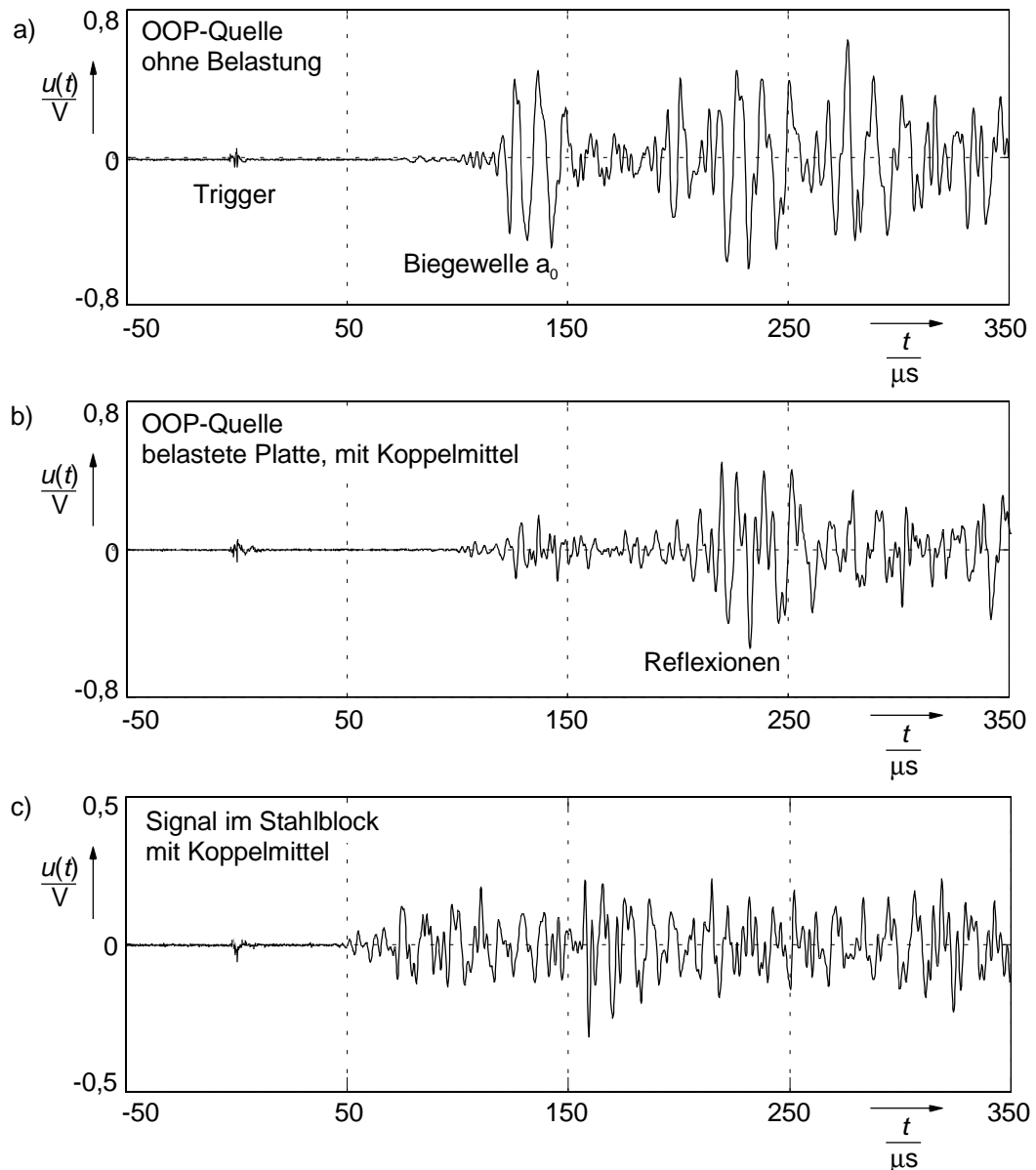


Bild 3.17: Wellenausbreitung nach OOP-Anregung in einer 8 mm starken Platte:

- a) unbelastet
- b) belastet mit Koppelmittel, Signal in der Platte
- c) belastet mit Koppelmittel, Signal im Stahlblock



Mit einem ölförmigen Koppelmittel wird die Kontaktfläche auf den gesamten Bereich zwischen Werkzeug und Werkstück ausgedehnt. Die im Werkstück laufende Welle wird in den Stahlblock übertragen, Bild 3.17c, und dadurch in der Platte gedämpft. Die Biegewelle  $a_0$  wird nahezu vollständig unterdrückt. Am Aufnehmerort treffen Signale erst nach ca. 250  $\mu\text{s}$  ein, Bild 3.17b, nachdem sie den Stahlblock durch Reflexion an den Plattenkanten seitlich umlaufen haben.

Für die in den Stahlblock übertragenen elastischen Wellen ist die Raleigh-Lamb-Theorie nicht mehr gültig. Die Kontaktfläche wirkt als Quelle für neue Longitudinal- und Transversalwellen, die sich im Stahlblock ausbreiten und aufgrund der geringen Abmessungen des Stahlblocks an den Kanten reflektiert werden. Das führt schnell zur Anregung verschiedener stehender Wellen. Schon bei der beschriebenen, relativ einfachen quaderförmigen Struktur der Last ist durch die Vielzahl der angeregten Frequenzen das Signal im Frequenzbereich nicht mehr interpretierbar. Bild 3.18 zeigt das Amplitudenspektrum der auf der Stahlblockoberfläche angeregten Schwingungen 4 ms nach der Anregung. Im Vergleich zum Amplitudenspektrum des Signals in der unbelasteten Platte tritt die Frequenz der Biegewelle  $a_0$  nicht mehr hervor, Bild 3.14. Neben der Frequenz der Dehnungswelle  $s_0$  existieren mehrere Amplitudenmaxima bei benachbarten Frequenzen, die auf stehende Longitudinal- und Transversalwellen im Stahlblock zurückzuführen sind.

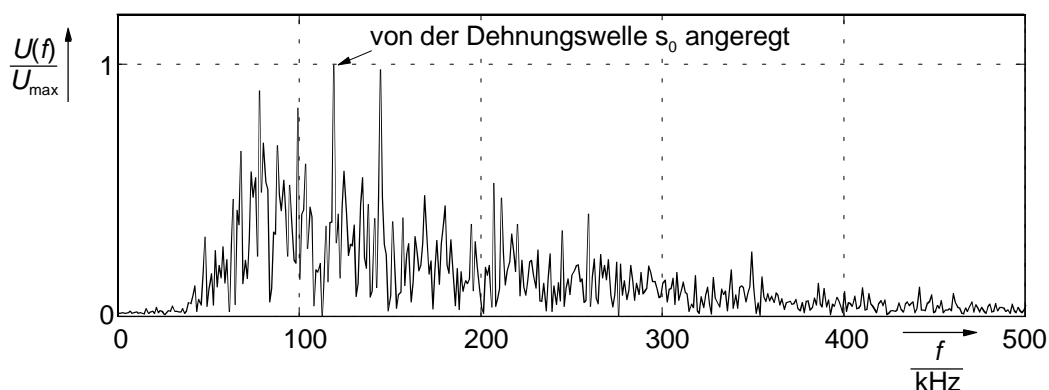


Bild 3.18: Spektrum des in den Stahlblock übertragenen Signals aus Bild 3.16c 4 ms nach der OOP-Anregung

Zusammenfassend ergaben die Versuche an belasteten Platten, dass die Übertragung der im Werkstück hervorgerufenen Wellen vor allem von der Kontaktfläche zu benachbarten Körpern beeinflusst wird. Ein vorhandenes Koppelmittel verringert den Übertragungswiderstand der Kontaktstellen in höherem Maß als die in Umformprozessen zu erwartenden großen mechanischen Kräfte auf die Kontaktpartner. Die von OOP-Anregung hervorgerufenen Biegewellen werden dabei stärker beeinflusst als die Dehnungswellen einer IP-Anregung. Für den Aufbau einer Messanordnung lässt sich schlussfolgern, dass die Aufnehmer möglichst im direkten Kontakt mit dem Werkstück angeordnet werden müssen.

### 3.2.4. Wellenausbreitung in einem Metallstreifen

Um herauszufinden, ob die beschriebenen Ausbreitungscharakteristiken der Wellen in Platten erhalten bleiben, wenn eine weitere Dimension des Werkstücks räumlich begrenzt ist, wurden auch an einem langen Aluminiumstreifen ( $600 \times 30 \times 3 \text{ mm}^3$ ) die oben beschriebenen Untersuchungen durchgeführt. Der Streifen wurde wie die ebene Platte an einer Bohrung mit brechenden Bleistiftminen angeregt. Der Abstand Bohrung – Aufnehmer betrug 400 mm, Bild 3.19.

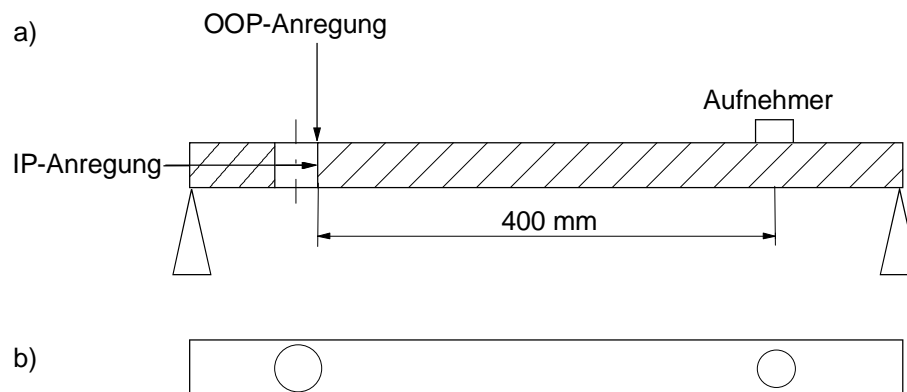


Bild 3.19: Messaufbau zur Untersuchung von Wellenausbreitungen in dünnen, schmalen Metallstreifen

a) Schnitt von der Seite

b) Draufsicht

Bild 3.20 zeigt die am Metallstreifen aufgenommenen Signale. Es ist zu erkennen, dass die charakteristischen Merkmale der elastischen Wellen auch bei endlicher Probenbreite erhalten bleiben. Dehnungs- und Biegewelle sind auch hier anhand ihrer Ausbreitungsgeschwindigkeit und Frequenz voneinander zu unterscheiden.

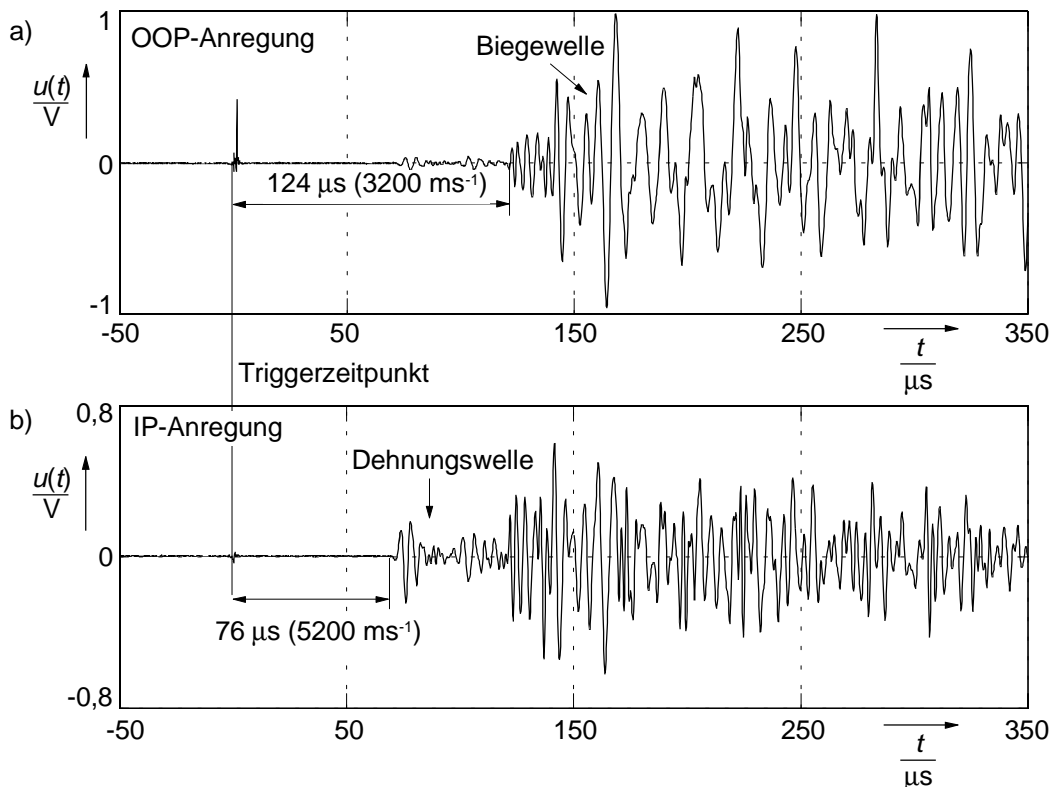


Bild 3.20: Wellenausbreitung in einem Aluminiumstreifen ( $600 \times 30 \times 3 \text{ mm}^3$ )

a) bei OOB-Anregung auf der Streifenoberfläche

b) bei IP-Anregung in der Mitte der Streifendicke

### 3.2.5. Wellenausbreitung in einem dünnwandigen Zylinder

In weiteren Versuchen wurde die Ausbreitung elastischer Wellen an dünnwandigen Zylindern untersucht. Als Probe wurde dabei das Werkstück verwendet, das in der späteren Anwendung als Ausgangshalbzeug des Verformungsprozesses dient. Bild 3.21 zeigt den Versuchsaufbau. Das aufgezeichnete Gitterraster markiert Punkte zur Aufnehmerposition. Der Aufnehmer wird in einer Halterung fixiert, die ihn mit Magneten auf das Werkstück aufdrückt. Der Anregungspunkt wurde symmetrisch in der Zylindermitte gewählt.

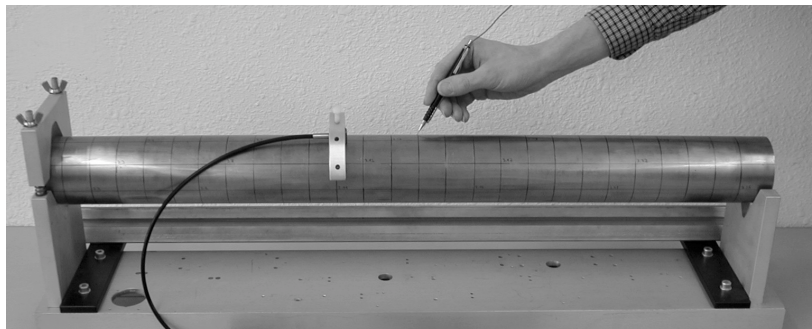


Bild 3.21: Versuchsaufbau für Messungen an einem dünnwandigen Zylinder

Bild 3.22 zeigt Signale mit einem Abstand Quelle - Aufnehmer von 500 mm. Wie bei den ebenen Platten und Metallstreifen kann auch hier bei den verschiedenen Anregungsrichtungen zwischen einer reinen Biegewelle bei OOP-Anregung und einer Kombination aus Dehnungs- und Biegewelle bei IP-Anregung unterschieden werden.

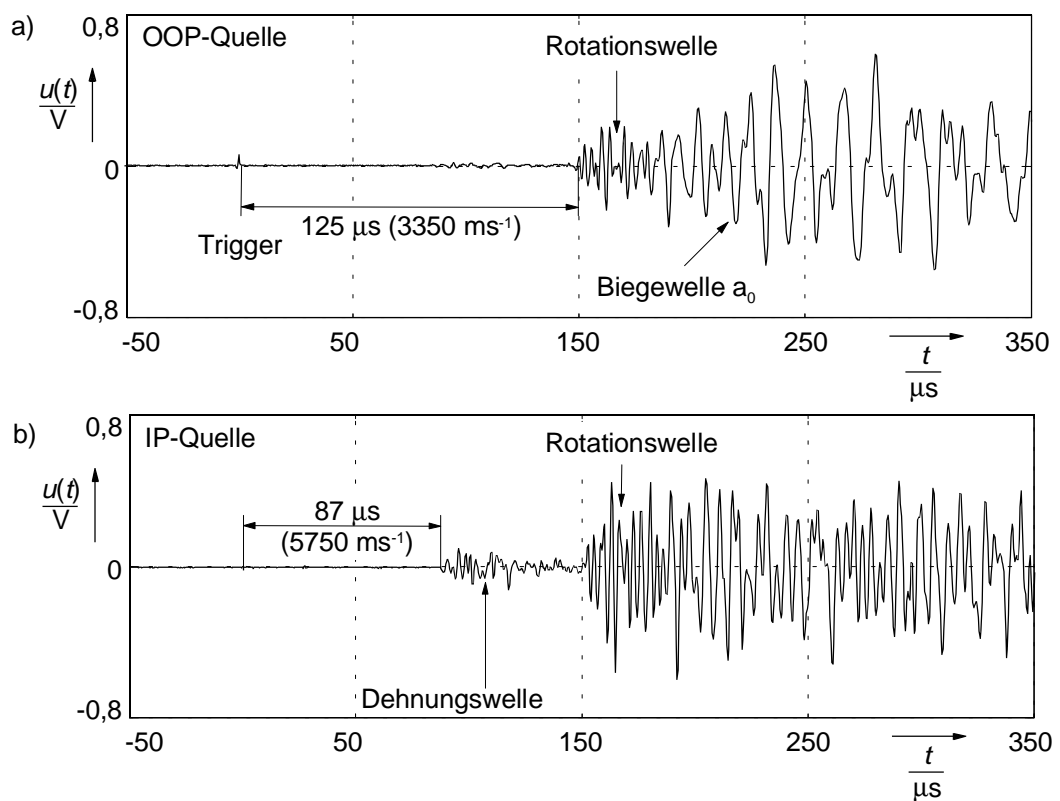


Bild 3.22: Lamb-Wellen in einem dünnwandigen Zylinder

- a) nach OOP-Anregung
- b) nach IP-Anregung

Die sich aus der Kopplung der Differentialgleichungen in  $r$ - und  $\varphi$ -Richtung ergebende Überlagerung der Plattenwellen ruft auf dem Umfang der Zylinderoberfläche Biegewellen hervor, die ausgehend von der Quelle den Zylinder in beide Richtungen umlaufen und sich dabei überlagern. Es entstehen Rotationswellen höherer Frequenz, Bild 3.22. Die Entstehung dieser Rotationswellen bei OOP-Anregung in Plattenmitte verdeutlicht Bild 3.23.

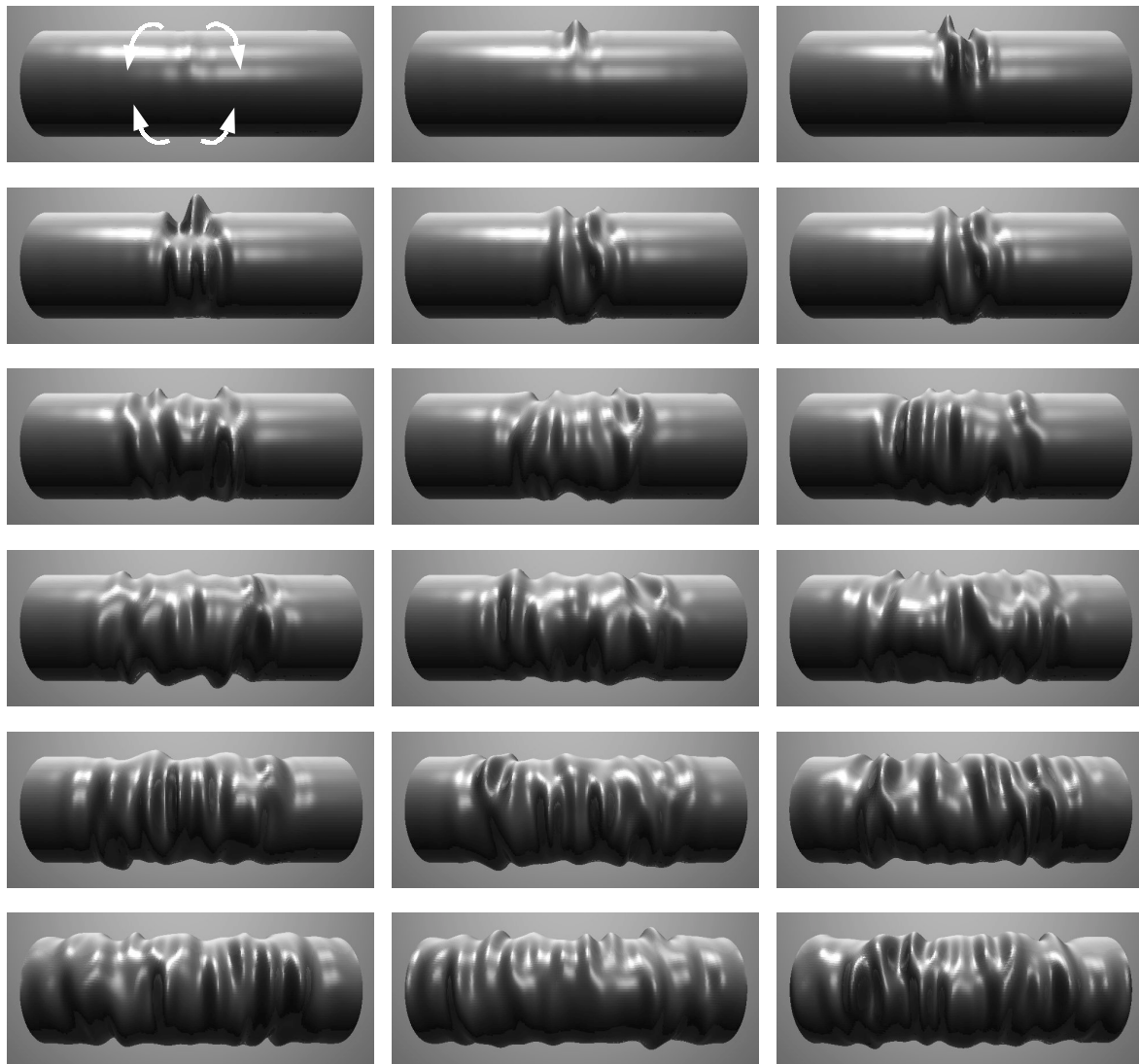


Bild 3.23: Rotationswellen auf einem dünnwandigen Zylinder bei OOP-Anregung in der Mitte (Bildabstand  $9 \mu\text{s}$ ) aus [DIE 00]

Die Schwingungen auf der Zylinderoberfläche wurden am aufgezeichneten quadratischen Gitterraster mit einer Kantenlänge von 53 mm sequenziell aufgenommen, nach einer Normierung zusammengefügt und mit einem Ray-Tracing-Algorithmus visualisiert [DIE 00]. Bild 3.23 zeigt äquidistante Momentaufnahmen in einem Abstand von jeweils 9  $\mu\text{s}$ . Die Schwingungsamplituden wurden zur besseren Anschaulichkeit mit dem Faktor  $10^5$  verstärkt.

Wie bei der Wellenausbreitung in ebenen Platten ist auch bei zylinderförmigen Proben nach erfolgten Reflexionen an den Enden die Betrachtung im Frequenzbereich besser geeignet. Bild 3.24 zeigt das Amplitudenspektrum 4ms nach der Anregung.

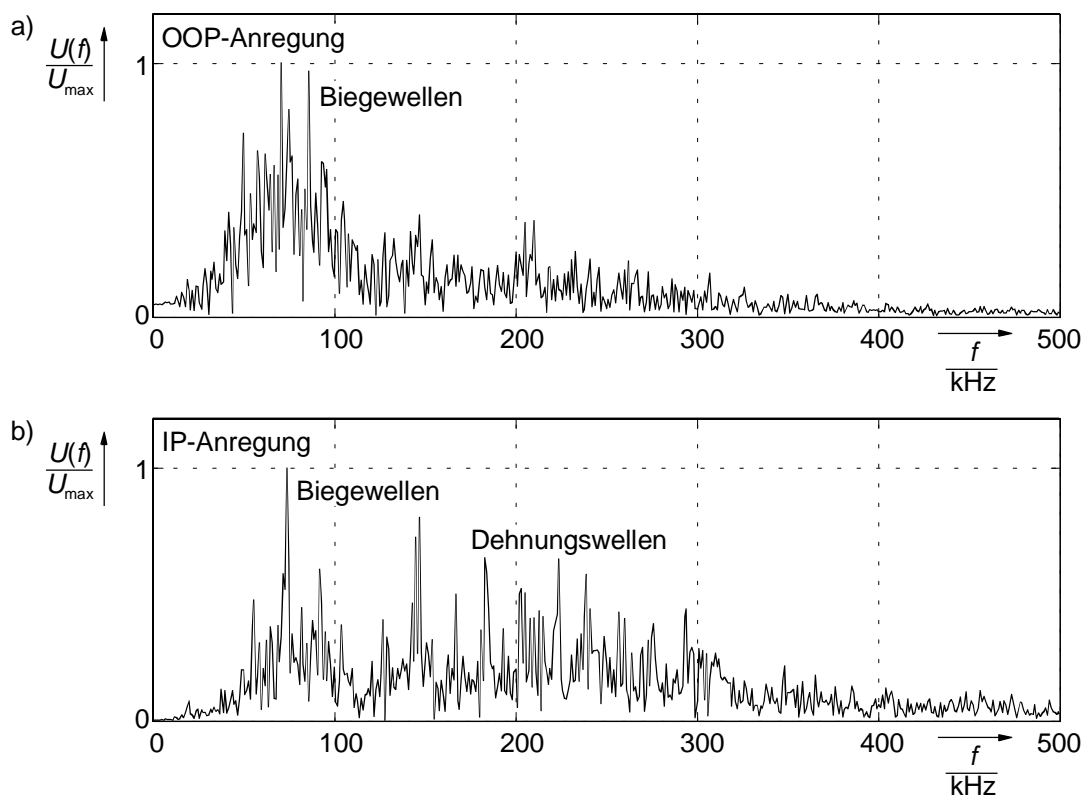


Bild 3.24: Normiertes Spektrum der Schwingungen eines dünnwandigen Zylinders

a) 4 ms nach einer OOP-Anregung

b) 4 ms nach einer IP-Anregung

Bei der Betrachtung des Amplitudenspektrums werden die Unterschiede zur Wellenausbreitung in der ebenen Platte besonders deutlich. In einem zylinderförmigen

Werkstück werden auf Grund der unsymmetrischen Anregung in  $\varphi$ -Richtung auch durch eine reine IP-Anregung signifikante BiegeWellen angeregt. Trotzdem kann die Quellencharakteristik auch an dünnwandigen Zylindern im Frequenzbereich bestimmt werden, Bild 3.24. Die höherfrequenten Dehnungswellen besitzen bei OOP-Anregung eine wesentlich geringere Intensität.

### 3.2.6. Dämpfung elastischer Wellen

Bisher wurden die Signale ausschließlich in dem Zeitbereich analysiert, in dem die Rayleigh-Lamb-Theorie gilt, das heißt bis zu den ersten Reflexionen an den Grenzflächen der Versuchskörper. Im weiteren Verlauf ist neben dem Verhalten der sich ausbildenden stehenden Wellen vor allem das Dämpfungsverhalten interessant.

Betrachtet man eine Anordnung in der Umformtechnik, ist die Dämpfung der Schwingungen einerseits von den Eigenschaften des Werkstücks, also seinen Abmessungen und Materialeigenschaften, und andererseits vom Kontakt des Werkstücks mit angrenzenden Strukturen abhängig, das heißt von den Auflage- und Einspannbedingungen und der Größe der Kontaktfläche.

#### Einfluss der Werkstückeigenschaften

Elastische Wellen werden in ihrer Ausbreitung durch Mechanismen wie geometrische Divergenz und Dispersion, durch Streuung und Beugung an Grenzflächen und Diskontinuitäten und durch Absorption im Material gedämpft [MIL 87]. Geometrische Divergenz tritt auf, wenn sich die Welle von einer lokalen Quelle in alle Richtungen ausbreitet. In räumlich ausgedehnten Körpern verteilt sich die Energie über eine immer größer werdende sphärische Fläche. Im Fernfeld verringert sich die Auslenkung der Welle proportional zum reziproken Abstand zur Quelle. Für Oberflächen- und Plattenwellen ist die Auslenkung proportional zur reziproken Wurzel des Quellenabstands.

Dispersion tritt auf, wenn die Phasengeschwindigkeit von der Frequenz abhängig ist. Bei den Plattenwellen, die in den im Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Experimenten angeregt wurden, trifft das vor allem auf die Dehnungswelle  $s_0$  zu. In Bild 3.25 wird an der Größe des Anstiegs der Tangente deutlich, dass hier bereits kleine Änderungen der Frequenz  $f_{s0}$  große Änderungen der Phasengeschwindigkeit  $c_{s0}$  zur Folge haben.

Im Material des Werkstücks werden zusätzliche Energieverluste durch thermoelastische Kopplung und plastische Deformation hervorgerufen. Mit größerer Frequenz steigt auch der Einfluss von Materialstrukturen wie z.B. Korngrenzen, an denen die elastischen Wellen zusätzlich gestreut und gebeugt werden.

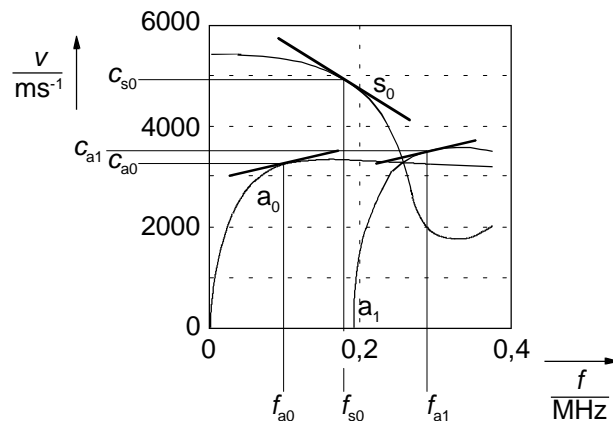


Bild 3.25: Anstieg der Tangente als Maß für die Dispersion

Vergleicht man die Wellenausbreitung in unbelasteten ebenen Platten vom Zeitpunkt der Anregung bis zum vollständigen Abklingen der Schwingungen für unterschiedliche Plattenstärken, wird deutlich, dass die Dämpfung von der Werkstückdicke abhängig ist, Bild 3.26. Da die Dämpfung innerhalb des Materials nicht von seiner Dicke abhängt, liegen die Ursachen dieser „äußeren Dämpfung“ vermutlich in verstärkter Schallabstrahlung und Anregung höherer Plattenmoden in dünneren Platten.

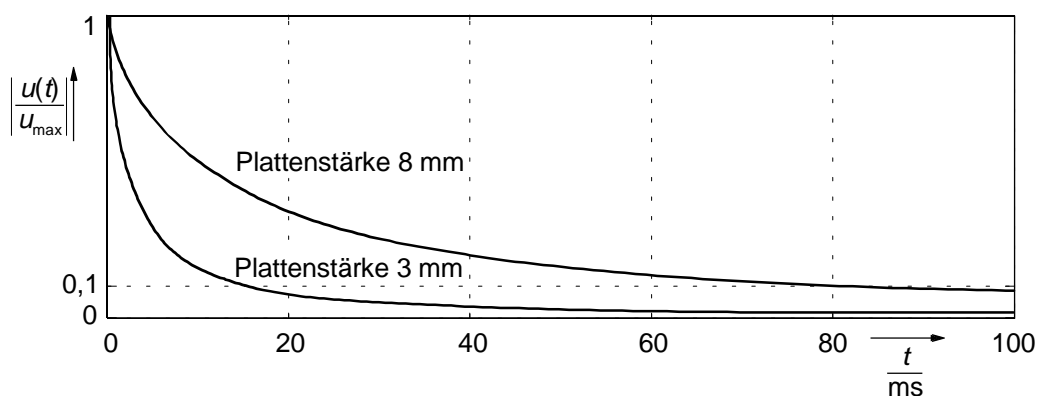


Bild 3.26: Einhüllende von Schwingungen nach IP-Anregung in Platten verschiedener Stärke



In den durchgeführten Versuchen hatte eine Verringerung der Plattendicke um 62,5% eine Verringerung der Abfallzeit  $T_{90}$  um 84% zur Folge.

### Einfluss der Randbedingungen

Wie bereits erwähnt, wird die Größe der Kontaktfläche in erster Linie vom Koppelmittel beeinflusst. In einem Umformprozess ist das der verwendete Schmierstoff, meißt ein Ziehöl. Je größer die Kontaktfläche ist, desto größer ist auch der Anteil der in die angrenzenden Strukturen übertragenen Signalenergie und damit die Signaldämpfung im Werkstück. Zur Abschätzung der Dämpfung wurden die in Bild 3.15 skizzierten Experimente zur Wellenausbreitung in belasteten Platten an einer rechteckigen Aluminiumplatte (600 x 196 x 3 mm<sup>3</sup>) wiederholt, Bild 3.27.

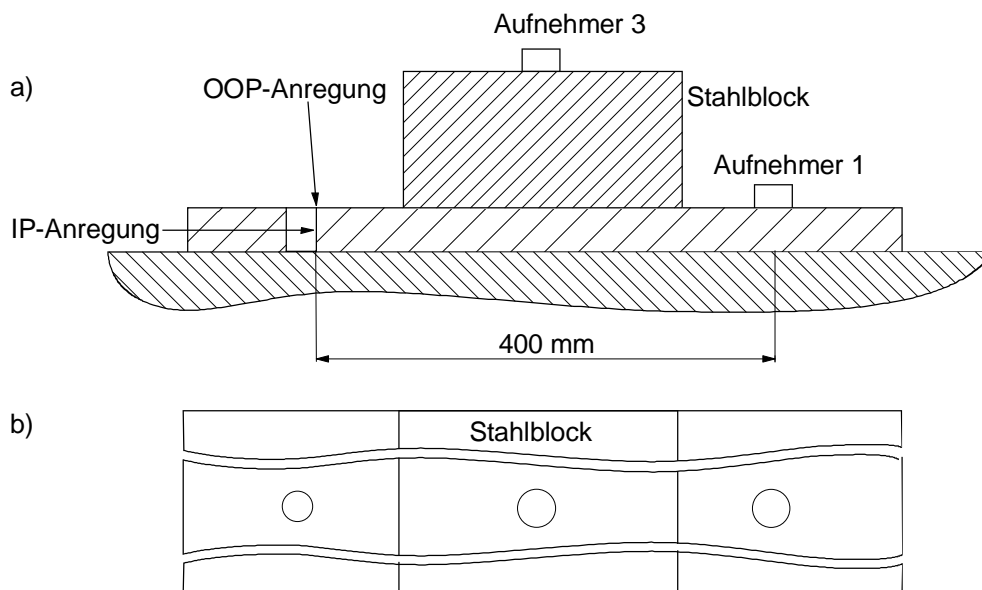


Bild 3.27: Aufbau der Versuchsanordnung zur Untersuchung der Dämpfungseigenschaften einer dünnen belasteten Platte; die Belastung erstreckt sich über die gesamte Plattenbreite

a) Schnittdarstellung von der Seite

b) Draufsicht

Aufgrund seiner Abmessungen wird das Werkstück auf seiner gesamten Breite vom Stahlblock belastet. Ein seitliches Passieren des Stahlblocks durch die Wellen ist damit

nicht mehr möglich. Der Signalvergleich mit Anregungen ohne Stahlblock ergibt bereits bei der geringen resultierenden Belastungslänge von etwa 200 Millimetern (Stahlblocklänge) eine Signaldämpfung um 15 dB.

### 3.2.7. Vergleich der Methoden zur Schwingungsmessung

Die bisher vorgestellten Ergebnisse wurden alle mit dem für Schallemissionen konzipierten Dickenschwinger aufgenommen. Im Verlauf der beschriebenen Experimente wurde auch untersucht, ob Schallemissionssignale auch mit den - ebenfalls in Kapitel 2 vorgestellten - Messverfahren entweder kontaktbehaftet mit dem Beschleunigungsaufnehmer oder berührungslos mit einem Interferometer gemessen werden können.

Der verwendete Beschleunigungsaufnehmer ist für die Signalaufnahme im konstanten Bereich seines Amplitudengangs bis 30 kHz geeignet [KIS 85]. Da die von einer brechenden Bleistiftmine angeregten Wellen höherfrequent sind und die Quelle nicht genügend Energie besitzt, um die Werkstücke zu niederfrequenten Eigenschwingungen anzuregen, sind von einem Beschleunigungsaufnehmer keine auswertbaren Signale zu bekommen.

Messungen mit einem Mach-Zehnder-Interferometer ergaben prinzipiell die gleichen Wellenzüge wie der Schallemissionsaufnehmer. Allerdings verhalten sich bei einem Interferometer Signalbandbreite und Auflösungsvermögen komplementär, und bei einer Empfindlichkeit des zur Verfügung stehenden Interferometers von  $0,04 \text{ V/mms}^{-1}$ , einer Auflösung<sup>1</sup> von  $1,5 \text{ } \mu\text{ms}^{-1}$  und Schnellen von maximal  $\pm 500 \text{ mms}^{-1}$  konnte keine befriedigende Signalqualität erreicht werden [POL 93]. Auf den Einsatz eines Interferometers wird daher auch im Hinblick auf die hohen Anforderungen an Ankopplung und Ausrichtung des Laserstrahls in den folgenden Untersuchungen verzichtet.

### 3.2.8. Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass sich simulierte In-Plane- und Out-Of-Plane-Schallemissionsquellen bei den betrachteten Werkstückgeometrien anhand der

---

<sup>1</sup> Die Auflösung ist definiert als Signalamplitude bei 0 dB Signal-/Rauschverhältnis und bei 10 Hz spektraler Auflösung.

angeregten Frequenzen unterscheiden lassen. Die Out-of-Plane-Quelle regt niederfrequente Biegemoden, die In-Plane-Quelle höherfrequente Dehnungsmoden an. In einer ebenen Platte wird mit abnehmender Objektdicke die Unterscheidung schwieriger, da bei IP-Anregung zunehmend auch Biegemoden angeregt werden. In einem dünnwandigen Zylinder werden bei IP-Anregung Biegemoden durch die Überlagerung der Rotationswellen hervorgerufen.

Die Randbedingungen der Wellenausbreitung werden in erster Linie vom Koppelmittel beeinflusst. Es hat Einfluss auf die Übertragung der Schallemissionen in angrenzende Strukturen und damit auf Wellenformen und Dämpfung. Die in die umgebende Struktur übertragenen Wellen sind nicht mehr interpretierbar. Die Signalaufnahme muss daher in direktem Kontakt zum Werkstück erfolgen, wobei Verfahren mit piezoelektrischen Aufnehmern deutliche Vorteile besitzen.

## **4. Rissentstehung und Schallemission in Umformprozessen**

Die durch die theoretischen Untersuchungen und in den Experimenten gewonnenen Erkenntnisse zur Beschreibung von Schallemissionen werden im Folgenden auf Rissereignisse in dynamischen Umformprozessen übertragen. Anhand der Charakteristiken gemessener Signale werden risstypische Merkmale identifiziert.

### **4.1. Beschreibung der Versuchsanordnungen**

Ein Großteil der in der Literatur beschriebenen Zusammenhänge zwischen Rissentstehung und Schallemission wurden in quasistatischen Verformungen mit langsam steigender oder periodisch wechselnder Belastung und mit geringen Umformraten bestimmt. Dabei war der Zugversuch die vorherrschende Verformungsart. Um nun zu untersuchen, ob die Zusammenhänge aus quasistatischen Verformungen und die oben beschriebenen, durch simulierte diskrete Schallemissionen erzielten Ergebnisse zur Wellenausbreitung auf die bei Rissen durch dynamische Verformungen hervorgerufenen Schallemissionen übertragbar sind, wurden verschiedene Biegeversuche durchgeführt. Im Verlauf zeitlich schneller Verformungen mit hohen Umformraten traten durch lokale Überschreitungen der Materialbelastungsgrenzen Rissereignisse auf, deren Schallemissionen mit dem im vorangegangenen Kapitel bereits beschriebenen Signalerfassungssystem aufgenommen und anschließend analysiert wurden.

#### **4.1.1. Verformung schmaler Metallstreifen**

Um die verformte Geometrie möglichst einfach zu gestalten, wurden im ersten Schritt schmale Metallstreifen mit einem keilförmigen Stempel in eine V-förmige Mulde gepresst. Die Streifen wurden in einem engen Bereich an der Stempelkante verbogen, was zu einer Materialverformung unterhalb des kritischen Biegeradius führte, Bild 4.1. Dadurch entstanden auf der Gegenseite des Stempels makroskopische Oberflächenrisse,

die aber nicht zum vollständigen Bruch der Proben führten. Der Versuchsaufbau ist mit dem des Kerbschlag-Biegeversuchs [DIN 90] vergleichbar. Allerdings wurde die Verformungsgeschwindigkeit mit  $10 \text{ mms}^{-1}$  hier deutlich niedriger gewählt, um die Ergebnisse auf reale industrielle Umformprozesse übertragen zu können. In diesen liegt die Dehnungsgeschwindigkeit meist in der gleichen Größenordnung vor.

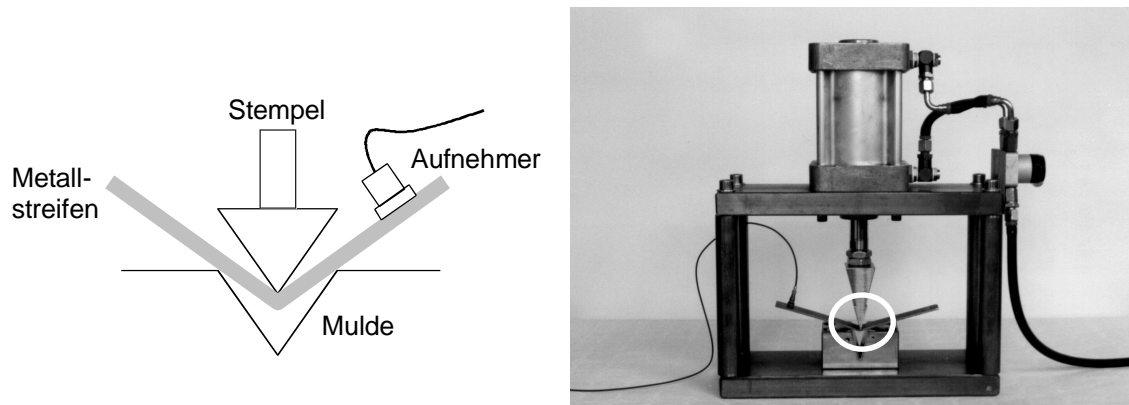


Bild 4.1: Anordnung zur dynamischen Verformung von schmalen Metallstreifen zur Provokation von Oberflächenrissen

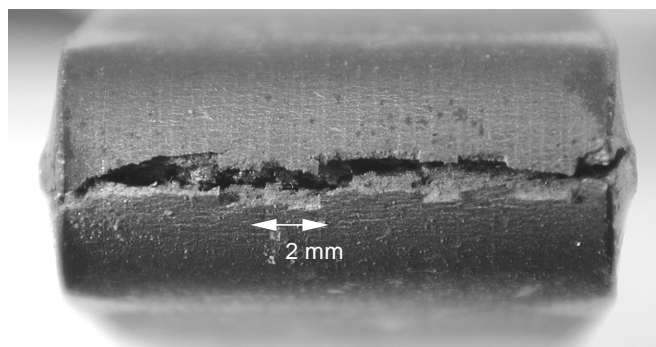


Bild 4.2: Makroskopischer Riss in einem verformten Metallstreifen, das Bild zeigt die Probe von unten nach der Entnahme aus dem Versuchsaufbau

#### 4.1.2. Verformung dünnwandiger Zylinder

Im zweiten Versuchsaufbau wurde wie in den Versuchen mit simulierter Schallemission mit dünnwandigen Zylindern eine kompliziertere Probengeometrie gewählt. Gleichzeitig erfolgte eine Anpassung an den Verformungsverlauf des später zu betrachtenden

realen Beispielprozesses zur Herstellung von Torsionsprofilen. Die Zylinder wurden in einem Teilbereich der Längsachse einseitig U-förmig zusammengedrückt, Bild 4.3.

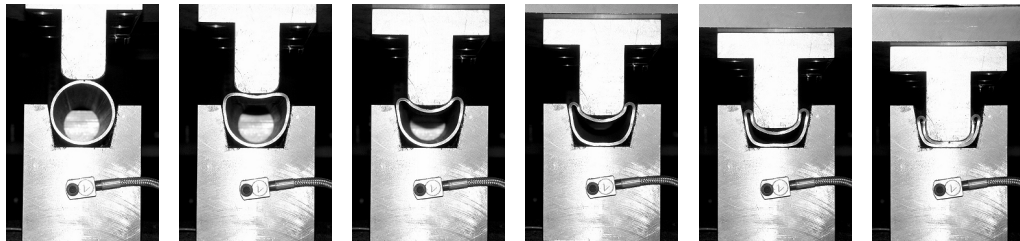
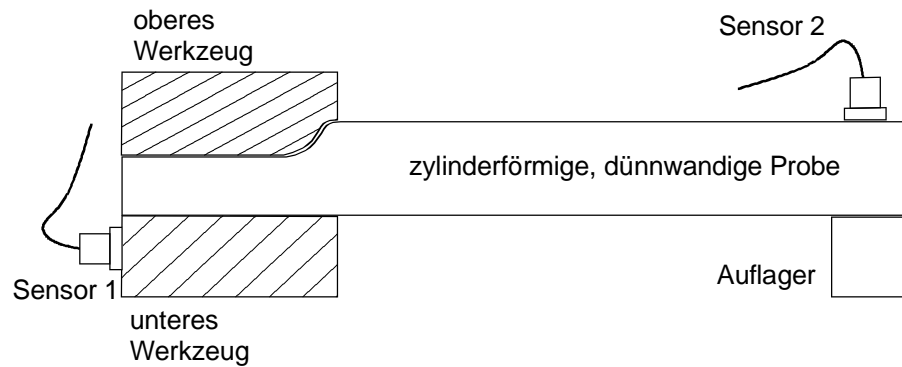


Bild 4.3: Anordnung und Verlauf der Verformung eines dünnwandigen Zylinders zur Rissprovokation

Im Verlauf der Verformung der Zylinder werden ebenfalls lokale Spannungsgrenzen überschritten. Es entstehen Oberflächenrisse, die von der Zylinderinnenwand ausgehen und zum Werkstückbruch führen können, Bild 4.4.

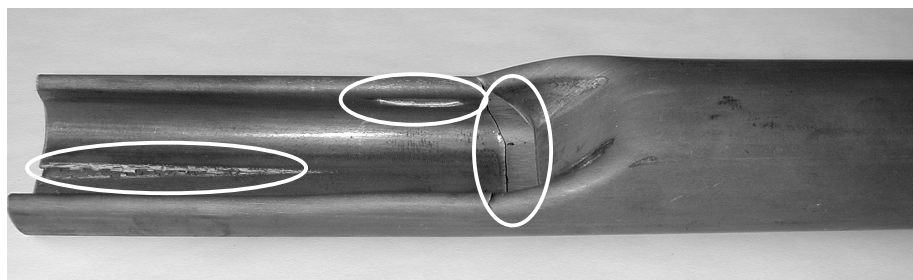


Bild 4.4: Zylinderförmige Probe nach dem Verformungsexperiment mit markierten Werkstückbrüchen

Die Auflagebedingungen der Proben entsprechen in beiden Versuchsaufbauten denen in den vorangegangenen Simulationsversuchen. Die Proben liegen punktuell oder schmalen Kanten im Werkzeug auf. Auch die Ausbreitungsbedingungen für elastische Wellen, die von Rissereignissen provoziert werden, sind ähnlich, so dass eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse gegeben ist.

## 4.2. Ergebnisse der Biegeversuche

### 4.2.1. Analyse der aufgenommenen Signale

Die in den Biegeversuchen aufgenommenen Signale wurden vor allem hinsichtlich der Vorhersagbarkeit der Rissentstehung und des Rissfortschritts untersucht. Weitere Kriterien waren die auftretenden Wellencharakteristiken und der Energieinhalt der Schallemissionen und ein Vergleich mit den im vorigen Kapitel vorgestellten simulierten Emissionen. Bild 4.5 zeigt ein für die Verformung typisches Körperschallsignal.

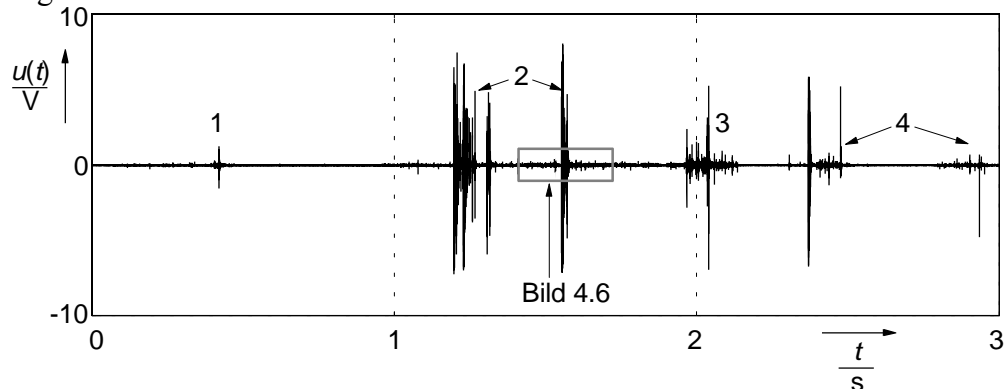


Bild 4.5: Typisches Körperschallsignal bei der Biegeverformung eines Metallstreifens, aufgenommen bis zu einer Signalfrequenz von 400 kHz

- 1 Schallemissionsaktivität zu Beginn der Verformung
- 2 Rissereignisse
- 3 Aufsetzimpuls und Reibung am Ende der Verformung
- 4 Rissereignisse durch anhaltenden Pressendruck

Der markierte Ausschnitt ist in Bild 4.6 vergrößert dargestellt.

Zu Beginn der Verformung ist leichte Schallemissionsaktivität messbar. Dieser schließt sich ein Bereich relativer Ruhe an. Die zweite Hälfte der Verformung, in Bild 4.5 der Bereich zwischen einer und zwei Sekunden Verformungsdauer, ist von kontinuierlicher Schallemission gekennzeichnet, die von mehreren Rissereignissen überlagert wird. Das Verformungsende wird durch den Aufsetzimpuls markiert, der von Reibungsgeräuschen begleitet wird. Aufgrund des anhaltenden Pressendrucks kann auch nach dem Ende der Verformung noch Rissaktivität registriert werden.

### **Rissankündigung**

In vielen Untersuchungen mit quasistatischen Verformungen wurde beobachtet, dass sich ein makroskopischer Riss vor dem eigentlichen Auftreten durch eine verstärkte Schallemissionstätigkeit aufgrund von Mikroschädigungen ankündigt. Dieser Effekt bildet die Basis der meisten Risserkennungsverfahren in statischen Anwendungen, in denen das Ansteigen der Schallemissionsrate registriert und daraus auf mikroskopische Vorschädigungen geschlossen wird.

In den hier beschriebenen dynamischen Verformungsprozessen konnten vor dem Reißen keine erhöhten Schallemissionsraten gemessen werden. Vergleichsmessungen ohne Riss, die unter den gleichen Bedingungen, aber mit anderem Stempel an der Grenze des kritischen Biegeradius durchgeführt wurden, kamen zu dem gleichen Ergebnis. Während im quasistatischen Fall die Mikroschädigungen vor dem Riss einzeln registrierbar sind, verschmelzen sie durch den vergleichsweise schnellen Spannungsaufbau bei dynamischer Verformung zu kontinuierlicher Schallemission, die während der gesamten Verformung mit gleichbleibender Intensität emittiert wird. Bild 4.6 zeigt dazu einen Ausschnitt aus dem Körperschallsignal in Bild 4.5.

Verstärkte Schallemissionstätigkeit im Vorfeld des Risses, wie sie bei statischer Verformung von vielen Autoren beobachtet wurde [DUN 68, AE 72, SAC 91], konnte in den durchgeführten dynamischen Verformungen nicht nachgewiesen werden. Der makroskopische Riss tritt schlagartig auf, wobei sich die freiwerdende mechanische Energie in einem Körperschallimpuls hoher Intensität konzentriert.



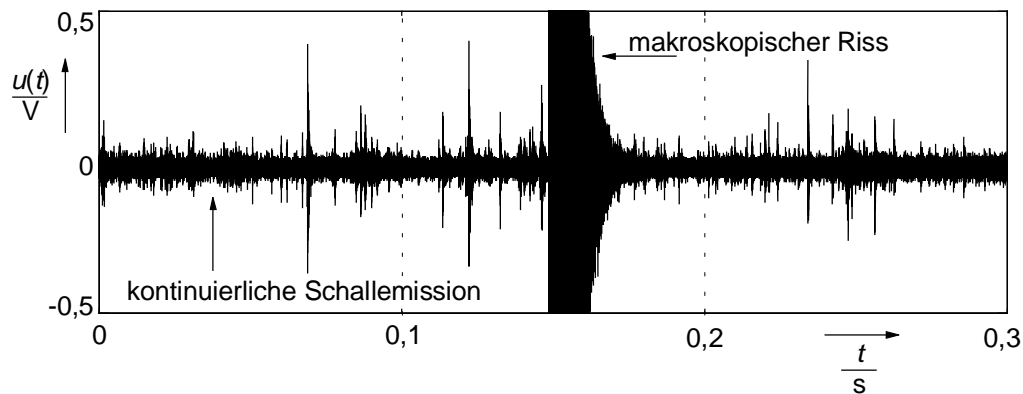


Bild 4.6: Schallemissionstätigkeit vor und nach einem makroskopischen Riss aus Bild 4.5, zur besseren Erkennbarkeit der kontinuierlichen Schallemission wurde die Ordinatenachse begrenzt

### Rissfortschritt

Wie bereits im Kapitel 2.1 beschrieben, kommt es in realen Materialien zu stabilem Risswachstum mit zwischenzeitlichen Rissstops. Verantwortlich dafür ist die partielle Duktilität des Werkstoffs, wenn die momentan aufgebrauchte Energie nicht zur Verrichtung der an der Risspitze notwendigen Verformungsarbeit ausreicht. Das Material reißt ein, es tritt aber kein vollständiger Bruch des Werkstücks ein. Im Verlauf der dynamischen Verformungen erhöht sich die eingeleitete Energie sehr schnell. Dadurch werden für einen Riss meist mehrere Schallemissionsimpulse in kurzer Folge registriert, die zum Teil auch ineinander übergehen können (vergleiche Bild 4.5, Ereignis 2).

### Energieinhalt

In einem dynamischen Verformungsprozess konzentriert sich die bei einem Riss freiwerdende mechanische Energie in einem oder in einigen wenigen Schallemissionsimpulsen. Wie bereits erwähnt sind die mikroskopischen Vorschädigungen zeitlich nicht vom makroskopischen Rissereignis trennbar. Das hat, verglichen mit einzelnen Schallemissionsereignissen bei statischer Verformung, einen hohen Energieinhalt der gemessenen Körperschallimpulse zu Folge. Auch die durch Bleistiftminenbruch simulierten

Schallemissionen sind hinsichtlich ihres Energieinhalts nicht mit denen der Rissereignisse vergleichbar.

### Wellencharakteristik

In den durchgeführten Experimenten entwickeln sich die Risse aufgrund der Verformungsart immer von Vorschädigungen an der Probenoberfläche aus. Im weiteren Verlauf bewegt sich die Schallemissionsquelle an der Risspitze in Richtung Probenmitte und darüber hinaus. Diese Rissentwicklung legt nahe, dass Schallemissionen zum Rissbeginn OOP-Charakteristik aufweisen und mit dem Rissfortschritt verstärkt Wellen mit IP-Charakteristik emittiert werden, Bild 4.7.

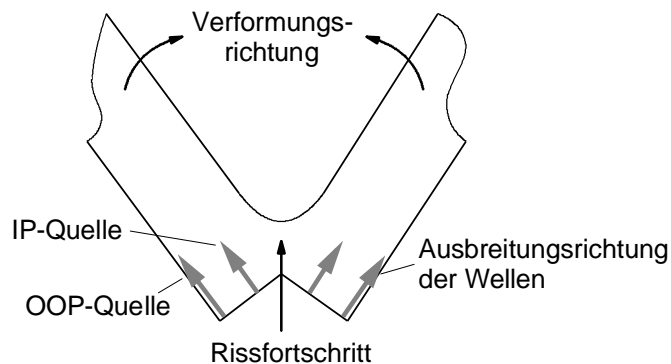


Bild 4.7: Modell der Rissentstehung unter Angabe der erwarteten Quellencharakteristik

Betrachtet man die Form und Frequenz der an den Aufnehmern eintreffenden Wellen der einzelnen Schallemissionsimpulse bei Rissentstehung und -fortschritt, dann ist festzustellen, dass diese sowohl IP- als auch OOP-Charakteristik besitzen können, Bild 4.8. Eine Korrelation der Charakteristik mit Parametern wie Risszeitpunkt, Risslänge oder Risstiefe konnte dabei nicht ermittelt werden. Üblicherweise traten Schallemissionen beider Charakteristiken in nicht vorhersehbarer Reihenfolge auf. Es wurde auch beobachtet, dass ein Riss mit Schallemissionsimpulsen mit IP-Charakteristik begann und der anschließende Rissfortschritt Impulse mit OOP-Charakteristik hervorrief.

Erklärbar ist die Diskrepanz zwischen dem Rissentstehungsmodell und den gemessenen Signalen durch die anisotrope Materialstruktur der Proben. Aus den stark strukturierten Oberflächen der Rissufer, Bild 4.2, und der hohen Geschwindigkeit der Umformung

kann geschlossen werden, dass sich der Schallemissionsimpuls aus der nicht trennbaren Wirkung vieler einzelner Quellen unterschiedlicher Richtung zusammensetzt, und die Charakteristik der entstehenden elastischen Welle stochastisch ist.

Es muss also davon ausgegangen werden, dass bei dynamischer Verformung sowohl eine Vorhersage makroskopischer Rissereignisse durch verstärkte Schallemission im Vorfeld als auch eine Bestimmung des Rissverlaufs anhand der Quellencharakteristiken der gemessenen Signale nicht möglich ist. Die zweite Erkenntnis ist wichtig, da damit auch die Möglichkeit der Unterscheidung zwischen Schallemission und Störgeräuschen z.B. durch Reibung entfällt.

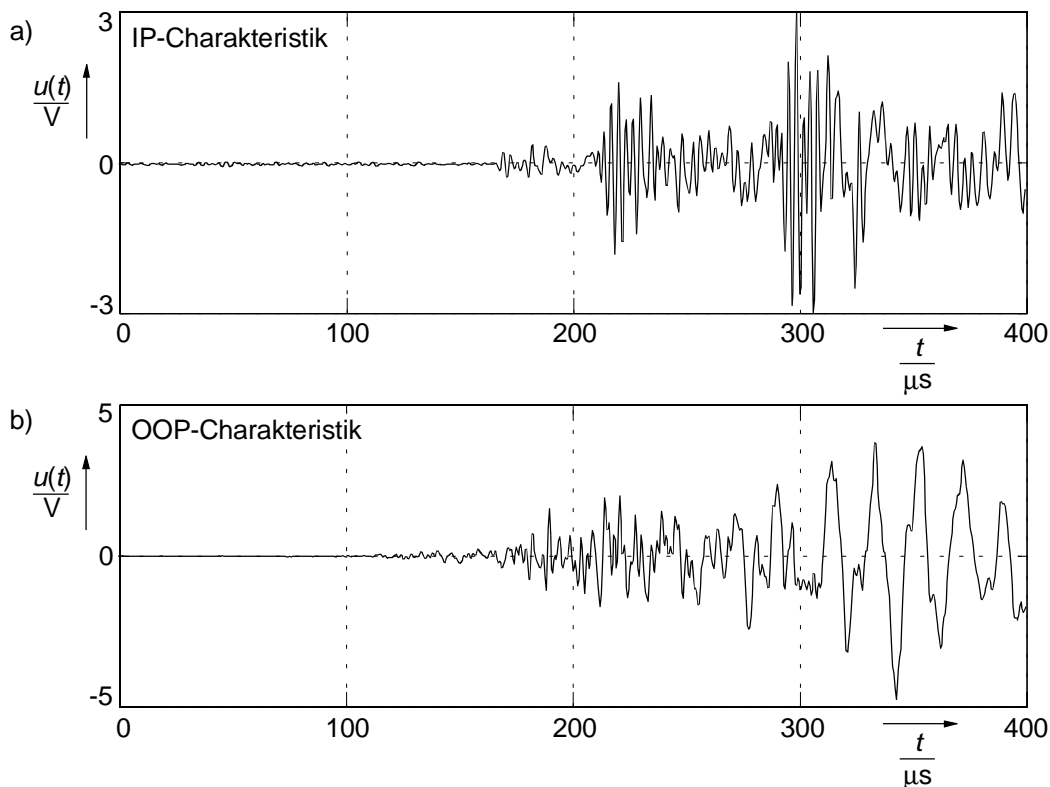


Bild 4.8: Schallemissionen von makroskopischen Rissereignissen beim Verformen eines Zylinders, gemessen mit dem auf dem Werkstück angebrachten Aufnehmer 2, Bild 4.3.

#### 4.2.2. Ableitung eines Risserkennungsverfahrens für dynamische Verformungen

In einem optimierten Verformungsprozess ohne störende äußere Einflüsse sind Rissereignisse die einzigen Quellen impulsförmiger Schallemissionen. Andere Quellen können ausgeschlossen werden. Zur Detektion aufgetretener Risse wäre es demnach ausreichend, das Auftreten von Schallimpulsen zu erfassen und als Rissindikator zu werten. Dieses Vorgehen wurde schon von mehreren Autoren auch für die industrielle Umformtechnik vorgeschlagen (vergleiche Abschnitt 2.3.3).

Andererseits ist aber auch bekannt, dass in industriellen Umgebungen Störeinflüsse existieren, die dem Ansatz widersprechen, Risse nur durch die Erfassung von Körperschallimpulsen zu erkennen. Im Verformungsverlauf werden impulsförmige Schallsignale auch von äußeren Quellen erzeugt, welche die Schallemissionsimpulse von Rissen überlagern und eine Analyse erschweren. Es müssen daher neue Ansätze verfolgt werden, um einen vom Riss erzeugten Schallemissionsimpuls zu charakterisieren und seine Unterscheidung von Störimpulsen zu ermöglichen.

Wie die Analyse der Biegeversuche gezeigt hat, kann ein Rissereignis in einem dynamischen Verformungsprozess als eine zeitlich und räumlich stark eingeschränkte Anhäufung einzelner Schallemissionsereignisse betrachtet werden, das demnach auch ein Vielfaches der Energie eines Einzelereignisses freisetzt. Im Gegensatz zu einem Einzelereignis enthalten die Schallemissionen bei einem makroskopischen Riss genug Energie, um lokale Eigenschwingungen der Struktur, bestehend aus Werkstück und Verformungswerkzeug, anzuregen.

Setzt man homogene Eigenschaften des Materials voraus, wird ein Riss während der Verformung immer im räumlich eng begrenzten Gebiet der höchsten mechanischen Belastung entstehen, so dass dabei jedes Mal die gleichen, für den jeweiligen Verformungszustand charakteristischen Eigenschwingungen der Struktur angeregt werden. Die Frequenzen der Eigenschwingungen sind abhängig von der Werkstückgeometrie im Moment des Risses, vom Messort, also vom Übertragungsweg des Schallsignals und von den Randbedingungen. Da nicht vorhergesagt werden kann, zu welchem Zeitpunkt der Verformung sich ein Riss ereignen wird, und sich sowohl die Werkstückgeometrie als auch die Randbedingungen, also die Auflage- und Einspannbedingungen des Werkstücks, während des Verformungsvorgangs kontinuierlich verändern, werden auch die

Frequenzen der vom Rissereignis angeregten Eigenschwingungen von Riss zu Riss variieren.

Bild 4.9 zeigt ein beim Verformen eines Metallstreifens im unteren Frequenzbereich bis 50 kHz aufgenommenes Körperschallsignal (Signalausschnitt aus Bild 4.5). Die ebenfalls dargestellten Kurzzeit-Spektren der Rissereignisse (a bis d, f) und des Aufsetzimpulses (e) verdeutlichen die durch Rissentstehung und Rissfortschritt angeregten Schwingungen des Metallstreifens. Während der Aufsetzimpuls nur niederfrequente Signalanteile aufweist, werden von den Rissen höherfrequente Eigenschwingungen angeregt, wobei die Frequenz der Schwingung in dieser Anordnung mit zunehmendem Verformungsgrad abnimmt. Im Amplitudenspektrogramm ist die vom Verformungsverlauf abhängige Eigenfrequenz der Schwingungen durch eine Gerade gekennzeichnet.

In gleicher Weise, wie im Amplitudenspektrogramm in Bild 4.9 die Eigenschwingungen der Risse einer Verformung durch Markierungen gekennzeichnet sind, fasst Bild 4.10 die Ergebnisse aus 15 Verformungsexperimenten zusammen. Um die verschiedenen Experimente unterscheiden zu können, ist die Lage der durch Rissereignisse angeregten Eigenschwingungen mit einzelnen, für jeden Versuch charakteristischen Zeichen markiert. Es wurden insgesamt 38 Rissereignisse registriert. Dabei zeigt sich, dass die Frequenz der angeregten Schwingungen in allen Verformungen mit zunehmendem Verformungsgrad abnimmt. Es ergibt sich ein reproduzierbarer zeitlicher Verlauf der Eigenschwingungsfrequenz, der durch eine lineare Funktion angenähert wurde. Grau unterlegt ist der Vertrauensbereich der Regression, der bei der Annahme statistisch unabhängiger normalverteilter Werte mit konstanter Varianz mindestens 50 % der Vorhersage enthält. Die Streuung der Messergebnisse ergibt sich durch nicht exakt gleiche Randbedingungen der Einzelexperimente wie Probengeometrie und -auflageverhältnisse im Werkzeug. Sie wird zum Verformungsende bei  $t = 0$  größer, da die Rissereignisse in diesem Bereich von Aufsetzimpuls und Reibungsgeräuschen überlagert werden, die zusätzliche Schwingungen anregen.

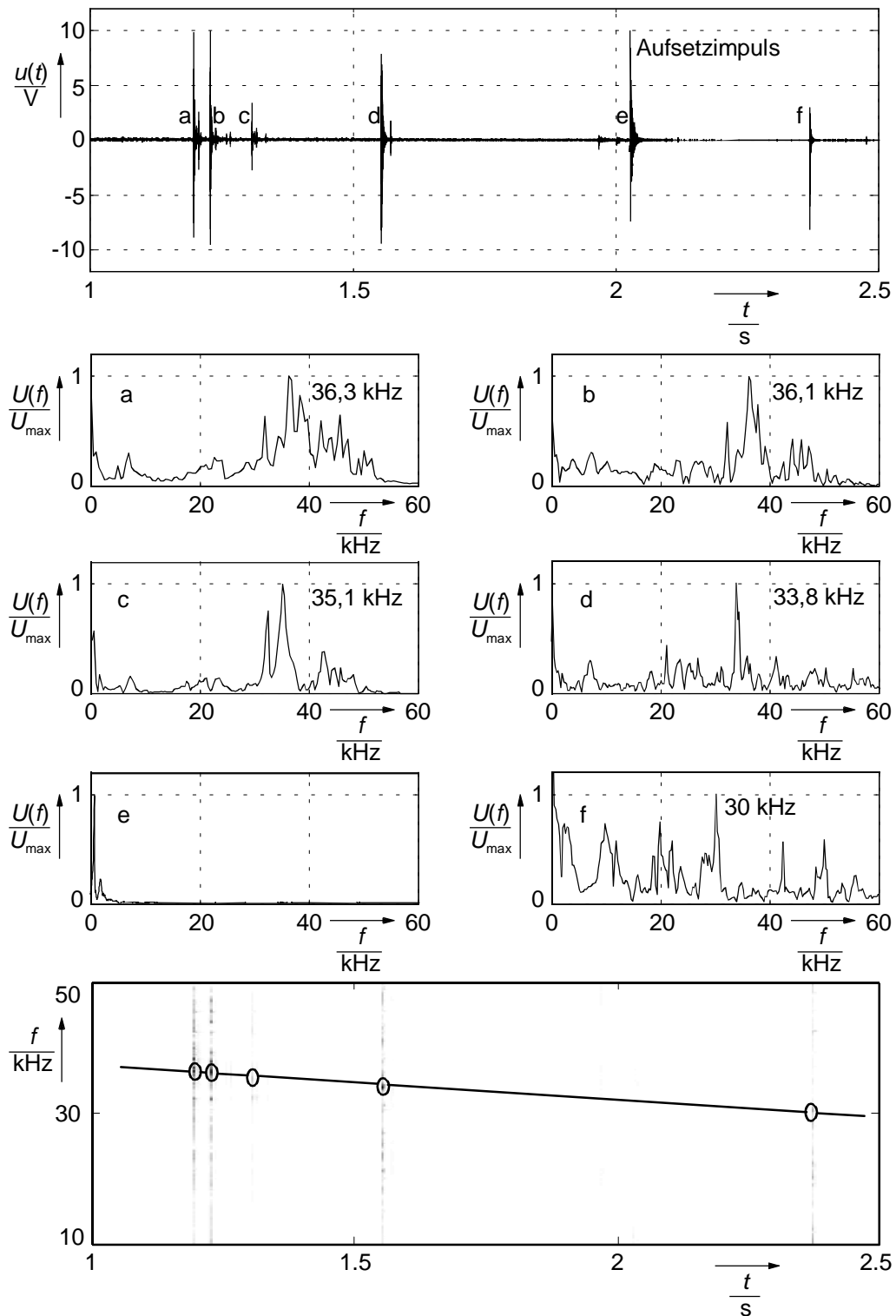


Bild 4.9: Signalausschnitt aus Bild 4.5, Kurzzeit-Spektren der Rissereignisse (a bis d, f) und des Aufsetzimpulses (e) und Amplitudenspektrogramm mit Markierungen der angeregten Eigenschwingungen der Struktur

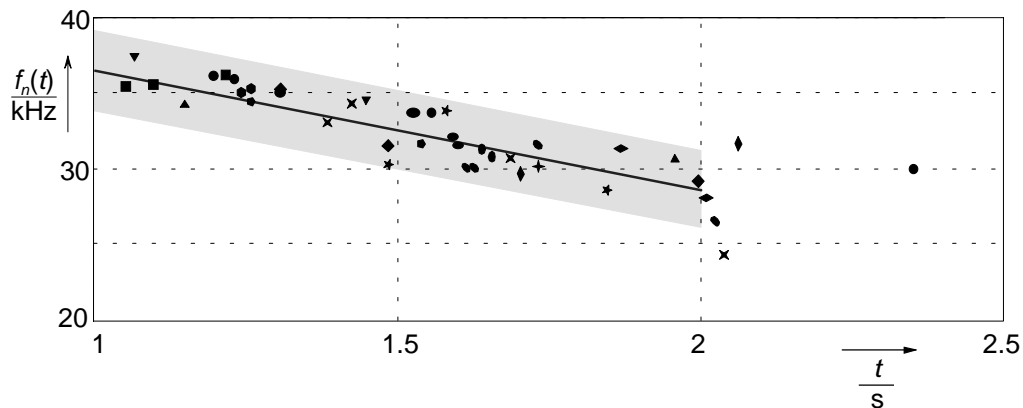


Bild 4.10: Amplitudenspektrogramm der beim Riss von Metallstreifen angeregten Schwingungen aus 15 Verformungsexperimenten; die Lage der Rissereignisse und der zugehörigen Schwingungsfrequenz ist für jedes Experiment durch ein charakteristisches Zeichen angegeben

Die Verifikation des Frequenzverlaufs erfolgte mit Hilfe der experimentellen Modalanalyse bei Schwingungsanregung durch die Impulshammermethode. Die Verformung eines Metallstreifens wurde in unterschiedlichen Stadien mehrfach unterbrochen und die Struktur mit einem Impulshammer an der Stempelspitze angeregt, Bild 4.11. Die dominante Frequenz der dabei gemessenen Schwingung zeigte das gleiche Verhalten wie Bild 4.10.

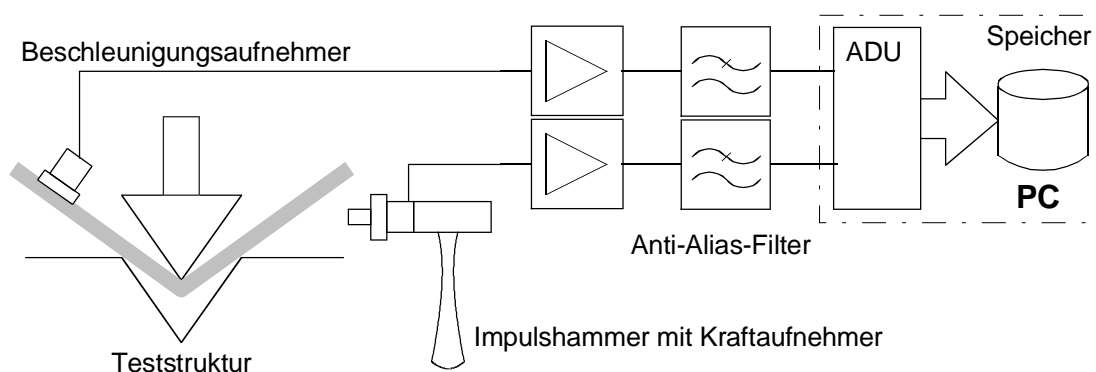


Bild 4.11: Anordnung zur Ermittlung der Strukturschwingungen mit einem Impulshammer

Die Biegeversuche mit Metallstreifen wurden unter verschiedenen Schmierungs- und Verschmutzungsbedingungen durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass die Ankoppelverhältnisse bedingt durch den Schmierungs- und Oberflächenzustand von Werkstück und Werkzeug in den durchgeführten Experimenten keinen Einfluss auf die Frequenz der angeregten Eigenschwingung haben. Diese wird im Wesentlichen durch die Werkstückgeometrie bestimmt. Allerdings war auch bei den Biegeversuchen die Intensität der in das Werkzeug übertragenen Schwingungen stark von den Ankoppelverhältnissen abhängig.

Bei Verformung der zylinderförmigen Proben beschränkte sich der Bereich starker Materialbeanspruchung nicht auf einen konzentrierten Bereich. In diesen Experimenten wurde die Materialbelastbarkeit an mehreren Stellen des Werkstücks überschritten, so dass auch innerhalb einer Verformung an verschiedenen Stellen Risse entstanden. Alle Eigenschaften der dabei freigewordenen Schallemissionen entsprachen denen, die bei den Verformungen der Metallstreifen aufgenommen wurden. Insbesondere wurden auch hier durch die Rissereignisse Eigenschwingungen der Struktur angeregt. Im Unterschied zu den Verformungen der Metallstreifen konnten allerdings im Umformverlauf keine Frequenzänderungen der Eigenschwingungen beobachtet werden. Das liegt daran, dass bedingt durch die Probengeometrie und die Auflagebedingungen das Längenverhältnis zwischen verformtem und nicht verformtem Bereich ca. 1 : 4 beträgt, so dass durch die Rissereignisse vor allem der außerhalb des Werkzeugs liegende, nicht verformte Teil der Probe zu Schwingungen angeregt wurde. Da die Geometrie dieses Teils durch die Verformung nicht geändert wurde, blieb die Frequenz der durch die Rissereignisse angeregten Eigenschwingungen konstant.

#### **4.2.3. Zusammenfassung der Ergebnisse aus den Biegeversuchen**

Aus den Experimenten zur Risserkennung in dynamischen Umformprozessen mit hoher Umformrate kann zusammenfassend festgestellt werden, dass die in quasistatischen Verformungen gewonnenen Erkenntnisse zur Schallemissionsanalyse nicht übertragbar sind. Unter statischer Belastung kündigt sich ein makroskopischer Riss durch eine stetig steigende Schallemissionstätigkeit und hervorgerufene Dehnungswellen an. Bedingt durch die hohe Umformgeschwindigkeit kann in einem dynamischen Umformprozess



im Vorfeld der makroskopischen mechanischen Zerstörung keine erhöhte Schallemissionstätigkeit gemessen werden. Aufgrund der zeitlichen Überlagerung einer Vielzahl einzelner Schallemissionsquellen im Verlauf eines makroskopischen Risses ist dieser auch nicht an der Quellencharakteristik des emittierten Schalls zu erkennen.

Es hat sich aber auch gezeigt, dass durch die Entstehung eines makroskopischen Risses aufgrund der ausreichend freigesetzten Energie Eigenschwingungen des Werkstücks in Verbindung mit seinen Widerlagern angeregt werden. Die Frequenz dieser Eigenschwingungen ist in erster Linie abhängig von der zum Risszeitpunkt vorliegenden Werkstückgeometrie und kann im Verformungsverlauf variieren.

Mit der Frequenz der angeregten Eigenschwingung steht neben dem eigentlichen Auftreten des Impulses ein weiteres, den Impuls charakterisierendes Merkmal zur Risserkennung zur Verfügung. Bei Kenntnis des Frequenzverlaufs innerhalb eines Umformvorgangs kann durch Auswertung des Körperschallsignals in einem eng begrenzten Frequenzbereich eine zuverlässige Aussage über das Auftreten von Rissereignissen getroffen werden und eine Unterscheidung zu äußeren Störungen erfolgen.

## 5. Ein neues Verfahren zur Risserkennung in Umformprozessen

In diesem Kapitel wird eine Strategie zur Signalerfassung und –analyse vorgeschlagen, um in einem dynamischen Umformprozess eine zuverlässige Risserkennung zu gewährleisten. Dabei werden Probleme aufgezeigt und Lösungen vorgeschlagen.

### 5.1. Signalerfassung und Analyse

Der Aufbau eines Systems zur fertigungsbegleitenden automatischen Risserkennung in einem Umformprozess durch Schallemissionsanalyse kann mit dem in Bild 5.1 dargestellten Blockschaltbild beschrieben werden. Das Risserkennungssystem besteht aus der Einheit zur Signalaufnahme, einem System zur Erfassung und Speicherung der Daten, der anschließenden Mustererkennung zur Detektion risstypischer Signaturen und der Anzeigeeinheit zur Ausgabe des Ergebnisses. Die einzelnen Elemente des Systems werden im folgenden näher erläutert.

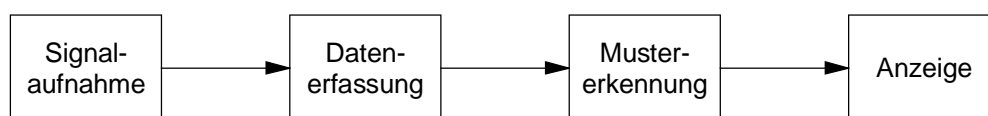


Bild 5.1: Blockschaltbild eines Systems zur Risserkennung in Umformprozessen

#### 5.1.1. Signalaufnahme und Datenerfassung

Die Signalaufnahme beinhaltet eine an den Prozess angepasste Sensorik, in der Regel einen oder mehrere Körperschallaufnehmer, gefolgt von der Datenerfassung mit den Aufgaben *Anti-Aliasing-Filterung*, *Digitalisierung* und *Zwischenspeicherung* der Daten. Die im vorigen Kapitel beschriebenen Experimente haben gezeigt, dass Rissereignisse beim dynamischen Umformen dünnwandiger Werkstücke Schallemissionssignale er-

zeugen, die nicht anhand der Quellencharakteristik identifiziert werden können. Zum einen werden aufgrund der geringen Werkstückdicke auch bei IP-Anregung sowohl symmetrische als auch antisymmetrische Moden der hochfrequenten Lamb-Wellen angeregt. Zum anderen entsteht eine Schallemission während des Risses bei dynamischer Umformung als Überlagerung vieler einzelner, gleichzeitig wirkender Quellen unterschiedlicher Richtung, so dass das Gesamtereignis sowohl IP- als auch OOP-Charakter besitzen kann.

Andererseits werden durch die Risse, die in den Zonen der höchsten Belastung entstehen, charakteristische niederfrequente Werkstückschwingungen angeregt, die zur Rissdetektion herangezogen werden können. Aus diesem Grund ist für die Auswertung der Schallemissionssignale in dynamischen Umformprozessen der Frequenzbereich bis 30 kHz sinnvoll. Diese Beschränkung erlaubt eine Verwendung herkömmlicher Beschleunigungsaufnehmer, die für den industriellen Einsatz entwickelt wurden und relativ preiswert und robust sind. Zusätzliche Vorteile ergeben sich bei der digitalen Erfassung und Weiterverarbeitung der Daten, da durch geringere Abstraten eine Verarbeitung in Echtzeit, das heißt hier innerhalb der Taktzeiten eines Fertigungsprozesses, mit geringem Hardwareaufwand möglich wird.

Die experimentellen Versuche zur Übertragung simulierter Schallemissionen in die an das Werkstück angrenzenden Strukturen haben gezeigt, dass bei einem Riss im Werkstück die in das Werkzeug übertragenen Schallemissionen stark von der Kopplung zwischen Werkstück und Werkzeug abhängig sind (vergleiche Kapitel 3.2.3, 3.2.6). Die Biegeversuche mit Metallstreifen und Metallzylindern kamen zum gleichen Ergebnis. Innerhalb eines realen Produktionsprozesses sind die Schmierverhältnisse, die diese Kopplung bewirken, starken Schwankungen unterworfen. Die Signalerfassung muss daher direkt am umgeformten Werkstück und dort in der Zone der höchsten Belastung erfolgen, um Dämpfung und Störeinflüsse so gering wie möglich zu halten.

Ein für industrielle Umgebungen gefertigter Beschleunigungsaufnehmer kann am Objekt formschlüssig mit einer Madenschraube oder kraftschlüssig mit Klebstoff oder Magnet befestigt werden. Messungen in der Serienfertigung erfordern eine spezielle Anpressvorrichtung, da kurze Rüstzeiten einzuhalten sind. Die Anpresskraft kann pneumatisch, hydraulisch oder mittels Feder aufgebracht werden [KRÄ 98]. Die Art der An-

kopplung hat merklichen Einfluss auf das Messsignal, was im folgenden am Beispiel einer Federkraftankopplung erläutert wird, Bild 5.2.

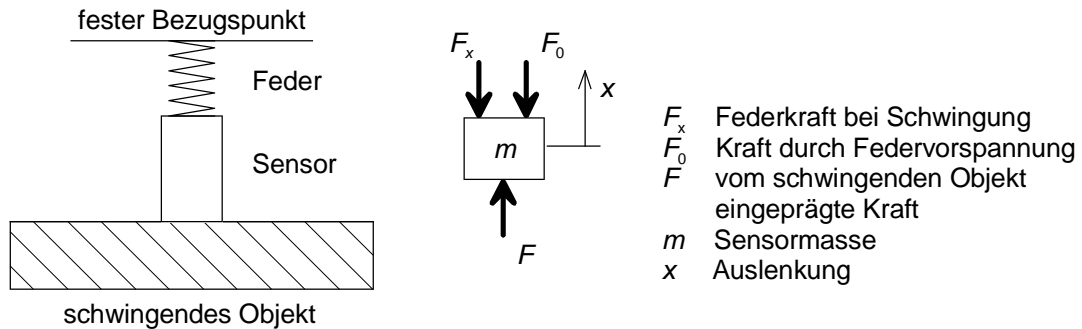


Bild 5.2: Schema des mit Federkraft aufgedrückten Aufnehmers und zugehöriger Kräftefreischnitt

Die Schwingung des Objekts, charakterisiert durch Schwingweg und Schwingbeschleunigung, kann vom Aufnehmer nur dann vollständig erfasst werden, wenn die andrückende Feder einen ablösefreien Kontakt gewährleistet. Vernachlässigt man die Gewichtskraft des Aufnehmers, erhält man das Ablösekriterium aus

$$F = m\ddot{x} + cx + F_0 > 0, \quad (5.1)$$

da die Kraft, die das Objekt auf den Aufnehmer ausübt, nicht negativ werden darf [CRE 95]. Der Übergang auf sinusförmige Vorgänge und die Einführung der Kenn-

kreisfrequenz  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$  führt zu

$$\frac{F}{m} = (\omega^2 - \omega_0^2)x + \frac{F_0}{m} > 0. \quad (5.2)$$

Aus (5.2) erhält man für den maximalen Schwingweg und die maximale Beschleunigung, bei der Ablösen stattfindet,

$$x_{\max} = \frac{F_0}{m(\omega^2 - \omega_0^2)}, \quad a_{\max} = -\frac{F_0}{m} \frac{1}{1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2}}. \quad (5.3)$$

Aus (5.3) ergeben sich zwei Forderungen:

- Zur Beschleunigungsmessung ist ein tief abgestimmtes System notwendig. Die Masse des Aufnehmers darf nicht zu klein, die Feder nicht zu steif sein.
- Die Kraft durch die Federvorspannung  $F_0$  muss so groß sein, dass der Betrag der maximalen Beschleunigung  $a_{\max}$  außerhalb des Messbereichs des Beschleunigungsaufnehmers liegt.

Für den Einsatz in einem Umformprozess wurde der Aufnehmer mit einem Taststift versehen, mit dem der direkte Kontakt durch das Verformungswerkzeug auf das Werkstück hergestellt wird. Der Aufnehmer befindet sich mit der Anpressfeder in einer Kartusche, die als abgeschlossene Einheit in das Verformungswerkzeug integriert werden kann, Bild 5.3.

Bild 5.4 zeigt die maximale Beschleunigung der Anpressvorrichtung aus Bild 5.3. Die Federsteifigkeit wurde so gewählt, dass die Eigenkreisfrequenz etwa 1 kHz beträgt und damit nicht im Bereich der zu erwartenden Eigenfrequenzen der Umformvorgänge liegt. Die Masse  $m$  setzt sich dabei aus der Masse des Aufnehmers und der Masse des Taststiftes zusammen. Die maximale Beschleunigung  $a_{\max}$  liegt mit  $40000 \text{ ms}^{-2}$  weit über der maximalen Beschleunigung des Aufnehmers von  $5000 \text{ ms}^{-2}$ .

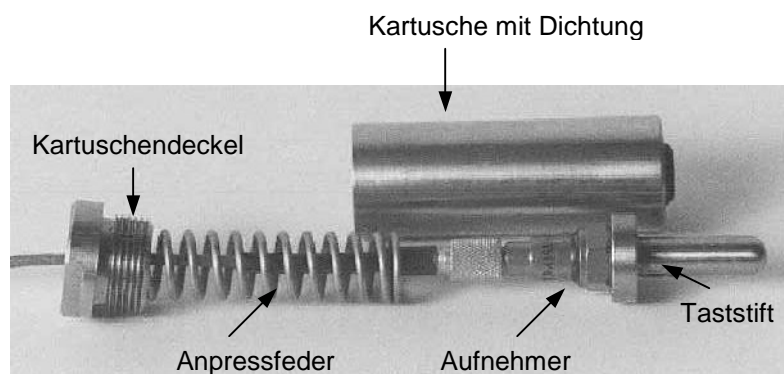


Bild 5.3: Beschleunigungsaufnehmer mit Taststift, andrückender Feder und Gehäusekartusche

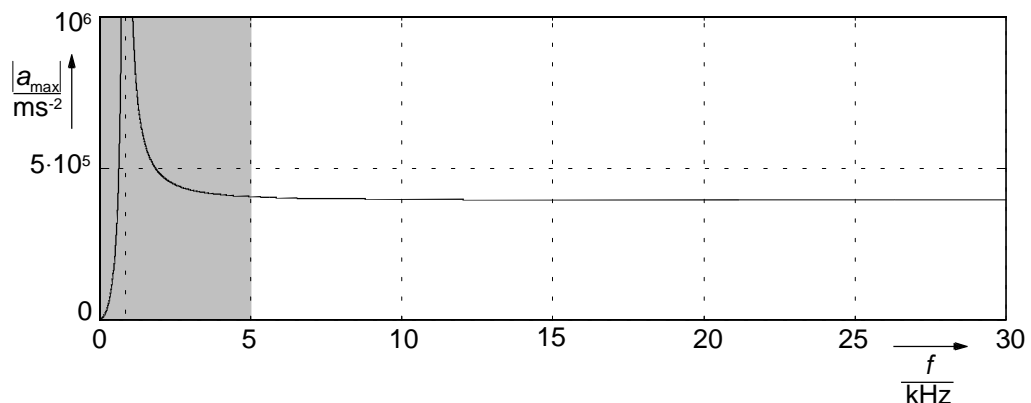


Bild 5.4: Theoretische maximale Beschleunigung des Aufnehmers mit Anpressvorrichtung, bei der Abheben vom schwingenden Objekt stattfindet; der schraffierte Bereich des Spektrums wird nicht ausgewertet.

Das Übertragungsverhalten der Anpressvorrichtung beeinflusst die Messungen. Es muss für eine Ergebniskorrektur mit einer Periodogrammanalyse ermittelt werden. Der Aufnehmer wird auf eine Metallplatte gepresst, die von einem Schwingerreger breitbandig angeregt wird. An der Andruckstelle gegenüberliegenden Seite der Metallplatte ist ein Referenzaufnehmer befestigt, Bild 5.5.

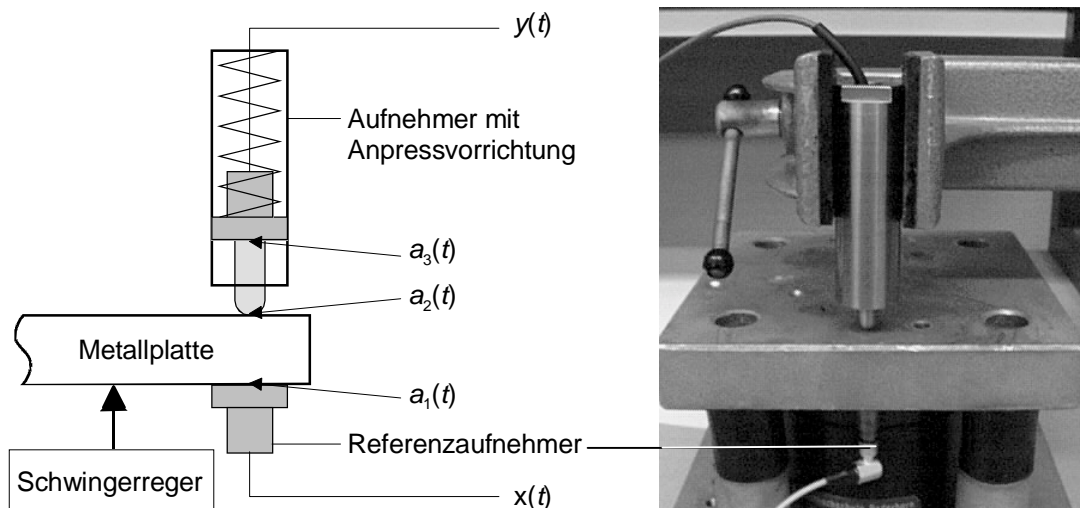


Bild 5.5: Schema und Foto des Messaufbaus zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens der Anpressvorrichtung

Für den Übertragungsweg vom Signal des Referenzaufnehmers  $x(t)$  zum Signal des Messaufnehmers  $y(t)$  kann ein Modell angegeben werden, dessen Schema in Bild 5.6 dargestellt ist. Die zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens der Anpressvorrichtung notwendige Signale  $a_2(t)$  und  $a_3(t)$  stehen an den Aufnehmern nicht direkt zur Verfügung. Sie werden vom Übertragungsverhalten der Metallplatte  $\underline{G}_M(\omega)$ , des Referenzaufnehmers  $\underline{G}_{RA}(\omega)$ , des Messaufnehmers  $\underline{G}_{MA}(\omega)$  und vom Störsignal  $n(t)$  beeinflusst.

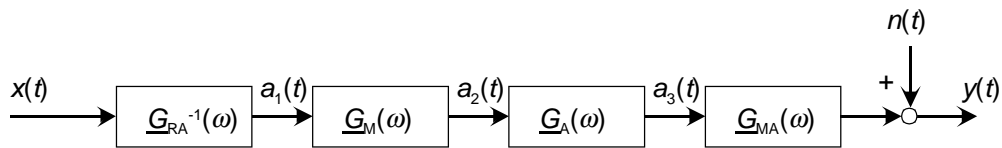


Bild 5.6: Lineares Modell der Signalübertragung des Messaufbaus

Unter der Annahme, dass die Übertragungsglieder des Modells linear sind, erhält man das folgende vereinfachte Modell.  $\underline{G}_S(\omega)$  enthält das Übertragungsverhalten der Aufnahme und der Metallplatte.

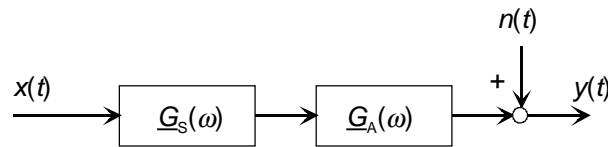


Bild 5.7: Vereinfachtes Signalmodell des Messaufbaus

Wird der Messaufnehmer ohne Anpressvorrichtung direkt auf die Metallplatte geschraubt, entfällt  $\underline{G}_A(\omega)$ . Für das Messsignal  $y(t)$  ergibt sich:

$$y(t) = F^{-1} \{ \underline{G}_S(\omega) \cdot X(\omega) \} + n(t). \quad (5.4)$$

Mit dem Kreuzleistungsdichtespektrum  $\underline{S}_{xy}(\omega)$  von  $x(t)$  und  $y(t)$

$$\underline{S}_{xy}(\omega) = \underline{G}_S(\omega) \cdot \underline{S}_{xx}(\omega) + \underline{S}_{xn}(\omega) \quad (5.5)$$

kann das Übertragungsverhalten  $\underline{G}_S(\omega)$  bestimmt werden:

$$\underline{G}_S(\omega) = \frac{\underline{S}_{xy}(\omega)}{\underline{S}_{xx}(\omega)} + \frac{\underline{S}_{xn}(\omega)}{\underline{S}_{xx}(\omega)}. \quad (5.6)$$

Unter der Annahme, dass das Signal des Referenzempfängers  $x(t)$  und das Störsignal  $n(t)$  unkorreliert und mittelwertfrei sind, ist  $\underline{s}_{xn}(\omega) = 0$ . Für die Bestimmung von Schätzwerten sind daher die Kreuz- und Autoleistungsspektren vor der Division zu mitteln:

$$\hat{\underline{G}}_S(\omega) = \frac{\overline{\hat{S}_{xy}(\omega)}}{S_{xx}(\omega)}. \quad (5.7)$$

Die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems  $\underline{G}(\omega) = \underline{G}_S(\omega) \cdot \underline{G}_A(\omega)$  wird auf gleichem Weg bestimmt. Den gesuchten Frequenzgang der Anpressvorrichtung erhält man durch eine Gewichtung des Gesamtübertragungsverhaltens mit dem inversen Übertragungsverhalten der Aufnahme und der Metallplatte:

$$\hat{\underline{G}}_A(\omega) = \hat{\underline{G}}(\omega) \cdot \hat{\underline{G}}_S^{-1}(\omega). \quad (5.8)$$

Nach mehrfacher Wiederholung dieses Experimentes werden auch Aussagen über die Reproduzierbarkeit des Anpressvorgangs möglich. Bei Justage des in Bild 5.5 dargestellten Aufbaus von Hand wurden beim Übertragungsverhalten der Anpressvorrichtung im Frequenzbereich bis 20 kHz Abweichungen von  $\pm 3$  dB festgestellt. Bei maschineller Justage durch ein Werkzeug in der Serienfertigung sind hier noch deutlich bessere Werte zu erwarten. Die Einflüsse durch den Anpressvorgang sind daher reproduzierbar und können durch spektrale Gewichtung der aufgenommenen Signale eliminiert werden.

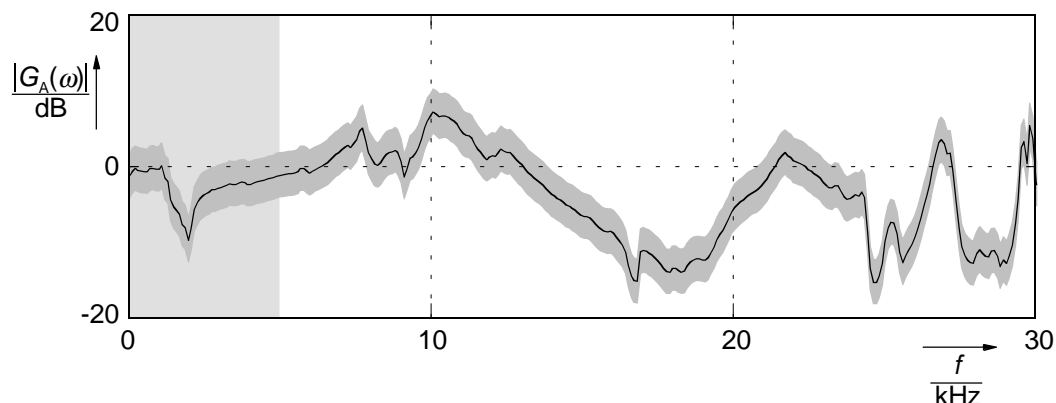


Bild 5.8: Amplitudengang der Anpressvorrichtung mit Toleranzbereich der Messung von  $\pm 3$  dB; der schraffierte Bereich bis 5 kHz wird nicht ausgewertet.



### 5.1.2. Mustererkennung und Signalverarbeitung

Die Aufgabe der Mustererkennung ist es, die Signale zu klassifizieren [BAR A]. Anhand typischer Merkmale der Messwerte ist über die Zugehörigkeit zu einer Klasse zu entscheiden. Im konkreten Anwendungsfall der Risserkennung zur Qualitätssicherung in Umformprozessen ist zwischen den beiden Klassen zu unterscheiden:

Klasse 1: Werkstück wurde qualitätsgerecht ohne Riss verformt.

Klasse 2: Werkstück ist gerissen und muss ausgesondert werden.

Die Mustererkennungsalgorithmen können entweder direkt während des Umformens oder auch in der Rüstpause zwischen zwei Umformvorgängen ablaufen in der das verformte Werkstück der Presse entnommen und ein neues, unverformtes Werkstück eingelegt wird. Das Entscheidungsergebnis ob ein Riss aufgetreten ist oder nicht, wird angezeigt und zur Weiterverarbeitung bereitgestellt. Ein aufgetretener Riss bewirkt dann ein Anhalten des Prozesses und ein Aussortieren des Fehlerteils.

Wie im Kapitel 4.2.2 erwähnt, ist zur zuverlässigen Risserkennung in einem industriellen Umformprozess die alleinige Detektion impulsförmiger Signalanteile im Körperschallsignal nicht ausreichend. Durch eine genauere Analyse der einzelnen Schallimpulse müssen die von Rissen ausgehenden Schallemissionen von Störimpulsen unterschieden werden. Ein dafür geeignetes Signalmerkmal wurde im Auftreten der vom Riss angeregten lokalen Eigenschwingungen gefunden.

Die Mustererkennung als Bestandteil des hier vorgestellten Verfahrens besteht daher im wesentlichen aus zwei Schritten:

1. Filterung des Körperschallsignals im Bereich der risstypischen Eigenschwingungsfrequenzen
2. Detektion transients Ereignisse im gefilterten Körperschallsignal.

Für die Filterung des aufgenommenen Körperschallsignals müssen die von einem Riss angeregten charakteristischen Frequenzen zu jedem möglichen Risszeitpunkt innerhalb des zu untersuchenden Umformvorgangs bekannt sein. Für ihre Ermittlung und Verifikation existieren verschiedene Verfahren, die in drei Gruppen zusammengefasst werden können.

- **Bestimmung mit Hilfe theoretischer Berechnungen:**

Die beim Riss angeregten Eigenfrequenzen sind nur in den einfachsten geometrischen Fällen analytisch bestimmbar. Sie können aber auf der Grundlage von Finite-Elemente-Methoden berechnet oder mit geeigneten Softwarewerkzeugen durch Simulation ermittelt werden.

- **Testreihen mit vorgeschädigten Werkstücken**

Eine Methode mit relativ geringem Aufwand, die sich auch für komplizierte Verformungsgeometrien eignet, ist die Bestimmung der Eigenfrequenzen durch Testreihen mit gezielt vorgeschädigten Werkstücken. Die Werkstücke werden zur Rissprovokation in der Zone der stärksten Belastung mit Marken definierter Tiefe versehen und anschließend verformt. Ab einer bestimmten Tiefe wirkt die eingebrachte Marke als Risskeim, der während der Verformung Risswachstum hervorruft.

- **Simulierte Schallemissionen durch Fremderregung**

Eine weitere zuverlässige Methode ist die experimentelle Modalanalyse, das heist die Anregung der Struktur zu Eigenschwingungen in definierten Verformungsstadien z.B. mit einem Impulshammer, wie sie bereits im Abschnitt 4.2.2 beschrieben wurde.

Kommt bei den beiden letztgenannten Methoden für die Signalerfassung bereits die vorgesehene Anpressvorrichtung zum Einsatz, kann die in Abschnitt 5.1.1 beschriebene spektrale Gewichtung des Signals entfallen. Sowohl die Ermittlung der Frequenzverläufe als auch die spätere Erfassung der auszuwertenden Körperschallsignale erfolgt dann unter dem Einfluss der gleichen Anpressvorrichtung. Erforderlich wird die Gewichtung nur, wenn die Bestimmung der Frequenzverläufe mit anderer Sensorik durchgeführt wird oder die Frequenzverläufe durch ein theoretisches Verfahren ermittelt werden.

Sind die Frequenzverläufe der Eigenschwingungen bekannt, können im nächsten Schritt die Parameter der zur Signalverarbeitung erforderlichen Filter bestimmt werden. Die Rissdetektion erfolgt durch Bandfilterung des Körperschallsignals, wobei die Filtercharakteristiken während des Umformvorgangs an die Frequenzverläufe der zu überwachenden Eigenschwingungen angepasst werden. Die erforderlichen Filter können im betrachteten Frequenzbereich sowohl als aktive analoge Filter, als auch als Digitalfilter aufgebaut werden [BES 91]. In dieser Arbeit werden ausschließlich Digitalfilter ver-

wendet. Sie können auf einem Mikroprozessor realisiert werden und sind mit relativ geringem Aufwand an verschiedene Frequenzverläufe anpassbar.

Ein Digitalfilter wird allgemein mit der Differenzgleichung

$$y_n = b_0 x_n + b_1 x_{n-1} + \dots + b_m x_{n-m} - a_1 y_{n-1} - \dots - a_k y_{n-k} \quad (5.9)$$

beschrieben. Die zugehörige Z-Übertragungsfunktion lautet

$$H(z) = \frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_m z^{-m}}{1 + a_1 z^{-1} + \dots + a_k z^{-k}}. \quad (5.10)$$

Parameter, die die Filtercharakteristik beeinflussen, sind die Filterordnungen  $m$  und  $k$ , welche die Flankensteilheit und die Einschwingzeit bestimmen und die Koeffizienten  $a_i$  und  $b_i$ , welche die Grenzfrequenzen von Sperr- und Durchlassbereichen festlegen. Die zeitliche Änderung der Filtercharakteristik wird durch Variation der  $a_i$  und  $b_i$  erreicht. Für einen gewünschten Frequenzgangverlauf werden die Filterkoeffizienten einmal berechnet und dem Mustererkennungsprozess z.B. in Form einer Tabelle zur Verfügung gestellt.

Die Wahl der Filtertopologie ist abhängig vom zu überwachenden Prozess, in erster Linie von der zur Verfügung stehenden Rechenzeit. Dem Vorteil der inhärenten Stabilität eines Transversalfilters (FIR-Filter) steht der Nachteil einer im Vergleich zu einem Rekursivfilter (IIR-Filter) höheren Filterordnung mit entsprechend erhöhter Einschwingzeit, Phasenverschiebung und Rechenaufwand gegenüber, Bild 5.9.

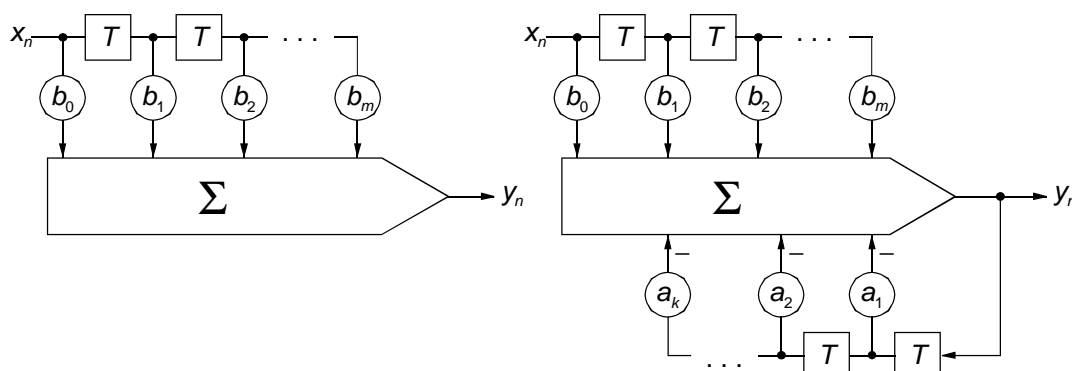


Bild 5.9: FIR- und IIR-Filter in direkter Form

Bild 5.10 zeigt in einer Spektrogrammdarstellung den sich zeitlich ändernden Amplitudengang eines FIR-Filters der Ordnung 100 zur Überwachung der Biegeversuche für Metallstreifen mit dem ermittelten linearen Frequenzverlauf, Bild 3.23. Die Filterbandbreite wurde anhand des im Biegeversuch ermittelten Vertrauensbereichs zu

$$B = 1,05 \cdot f_m - 0,95 \cdot f_m \quad (5.11)$$

gewählt, wobei  $f_m$  die Mittenfrequenz des Filters ist, die der charakteristischen Frequenz der Eigenschwingung entspricht. Das Filter wurde durch Gewichtung der begrenzten inversen Fourier-Transformierten des gewünschten idealen Filters mit einem Hamming-Fenster gebildet [MAT 00].

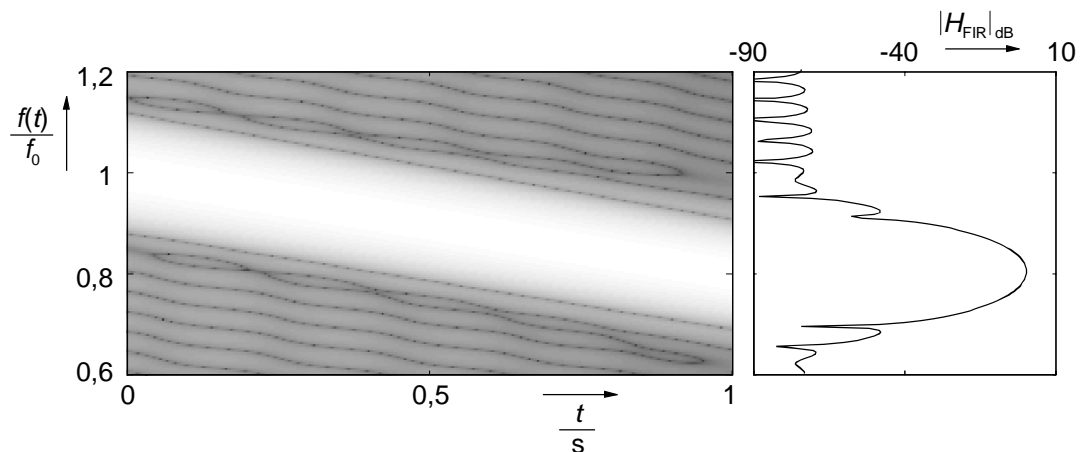


Bild 5.10: Amplitudengang eines zeitvariablen FIR-Filters der Ordnung 100 in Zeit-Frequenzdarstellung und zum Zeitpunkt  $t = 1s$  (rechts)

Im Bild 5.11 ist der zeitliche Verlauf der Filterkoeffizienten  $b_i(t)$  dargestellt. Der hier vorliegende, mit zunehmender Verformungszeit kontinuierliche Verlauf der einzelnen Koeffizienten ist nicht zwangsläufig notwendig. Wie später noch gezeigt wird, sind mit fortschreitender Verformung auch Sprünge zwischen einzelnen Frequenzbändern möglich. Demzufolge werden auch Sprungstellen im zeitlichen Verlauf der Filterkoeffizienten hervorgerufen.

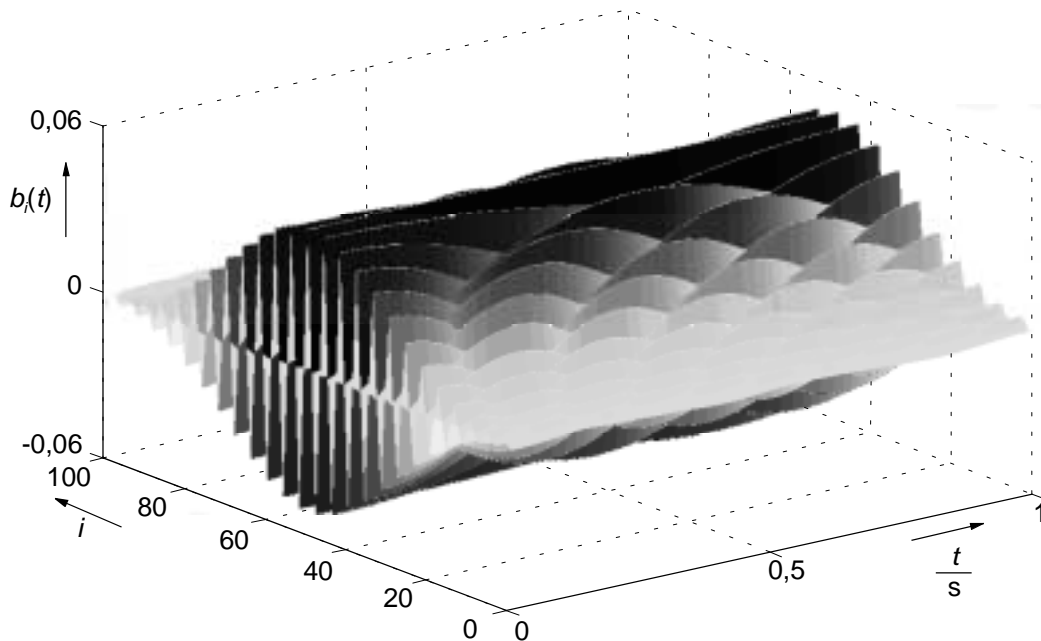


Bild 5.11: Koeffizienten des zeitvariablen FIR-Filters der Ordnung 100

Im Gegensatz zum FIR-Filter werden die gewünschten Eigenschaften von einem IIR-Filter bereits bei sehr viel kleinerer Ordnung erreicht. Das Beispiel in Bild 5.12 zeigt den Amplitudengang eines Filters sechster Ordnung (Butterworth-Filter) und den Verlauf der zugehörigen Filterkoeffizienten, Bild 5.13.

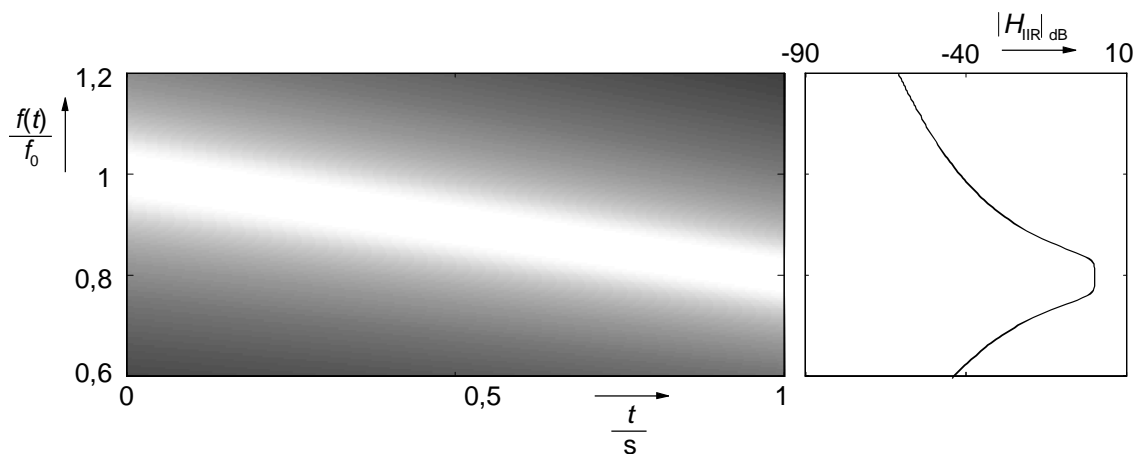


Bild 5.12: Amplitudengang eines zeitvariablen IIR-Filters sechster Ordnung in Zeit-Frequenzdarstellung und zum Zeitpunkt  $t = 1s$  (rechts)

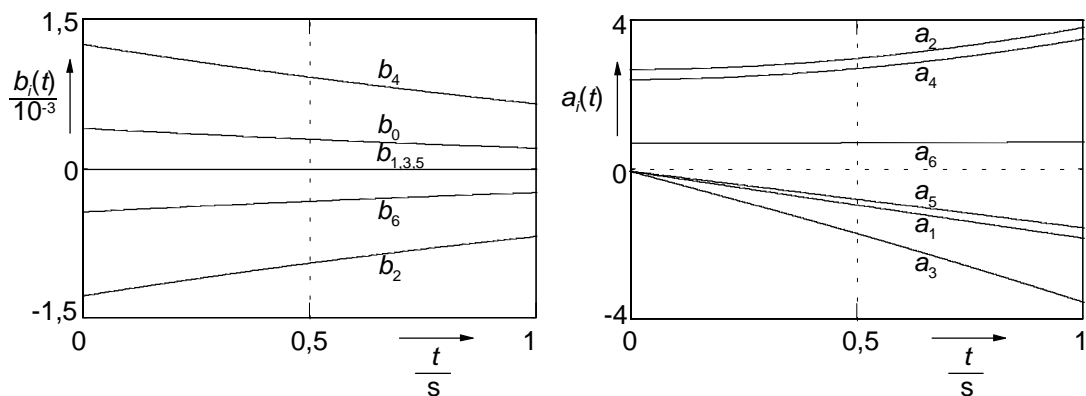


Bild 5.13: Filterkoeffizienten des zeitvariablen IIR-Filters sechster Ordnung

Im Pol-Nullstellenplan wird die von der Verformungszeit abhängige Lage der Pol- und Nullstellen in der  $z$ -Ebene dargestellt, Bild 5.14. Die Verschiebung der Polstellen im Verformungsverlauf ist in den Diagrammen durch Pfeile gekennzeichnet.

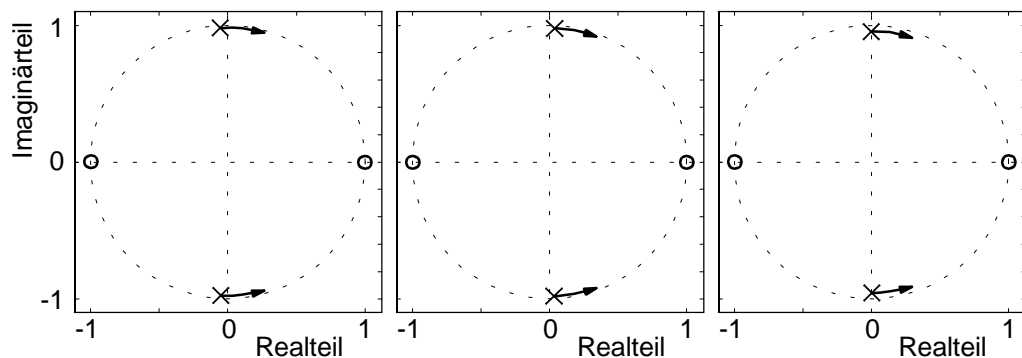


Bild 5.14: Pol- Nullstellenplan des IIR-Filters, die Lage der Nullstellen wird durch Kreise, die Lageänderung der Polstellen im Verformungsverlauf durch die Pfeile gekennzeichnet

Im weiteren Verlauf der Signalverarbeitung wird ein Riss durch eine Schwellwertuntersuchung des gefilterten Körperschallsignals identifiziert. Die Schwelle bestimmt die Amplitudenhöhe der registrierten Ereignisse und damit den Energieinhalt und näherungsweise die Schwere der detektierten Schädigungen. Sie muss für jeden zu betrachtenden Prozess explizit eingestellt werden.

## 5.2. Einfluss von Störgeräuschen auf das Körperschallsignal

Die Hauptschwierigkeit bei der Schallemissionsanalyse in Umformprozessen besteht in der Identifikation von Nutz- und Störsignal. Die Schallemissionen, die im Werkstück erzeugt werden und die hier das Nutzsignal darstellen, werden von Störungen überlagert, die sowohl kontinuierlich als auch transient sein können.

### 5.2.1. Kontinuierliche Störungen

Als kontinuierliche Störungen wirken alle Körperschallquellen, die im Verlauf des Umformprozesses Schall mit gleichbleibender Intensität aussenden. Dazu zählen vor allem Reibgeräusche, Schwingungen von Pumpen oder Antrieben, aber auch die kontinuierliche Schallemission während der plastischen Verformung des Werkstücks (vergleiche Abschnitt 4.2). Kontinuierliche Störungen wirken sich im Körperschallsignal meist mit gleichbleibender mittlerer Amplitude und Leistung aus und können als bandbegrenzt, näherungsweise weißes Rauschen betrachtet werden.

### 5.2.2. Transiente Störungen

Bei Störungen, die zu transienten Körperschallsignalen führen können, muss zwischen zwei Arten unterschieden werden:

- Aus dem Umfeld der Umformmaschine oder von der Maschine selbst in die Umformzone eingeprägte Störungen. Hierzu zählen zum Beispiel die Geräusche vom Aufsetzen beweglicher Werkzeugteile auf das Werkstück, das Erreichen von Anschlägen oder schlagartige mechanische Beanspruchungen beim automatischen Ein- und Ausspannen des Werkstücks.
- In der Umformzone erzeugte transiente Störungen, die vor allem durch Reibung zwischen Werkstück und Werkzeug hervorgerufen werden. Transiente Körperschallschwingungen werden durch kleinflächige Reibung an Schmutzpartikeln und durch Stick-Slip-Reibung erzeugt. Als Stick-Slip-Reibung oder Ruckgleiten wird der periodische Wechsel zwischen Haft- und Gleitreibung bei der Relativbewegung zweier Oberflächen bezeichnet. Sie spielt als Störsignal im Umformprozess eine besonders große Rolle.

In Bild 5.15 a ist ein simuliertes Körperschallsignal dargestellt. Das Signal besteht aus niederfrequentem Aufsetzimpuls, Rissereignissen unterschiedlicher Stärke und Stick-Slip-Reibgeräuschen. Zur besseren Übersichtlichkeit wurde der kontinuierliche Störanteil vernachlässigt.

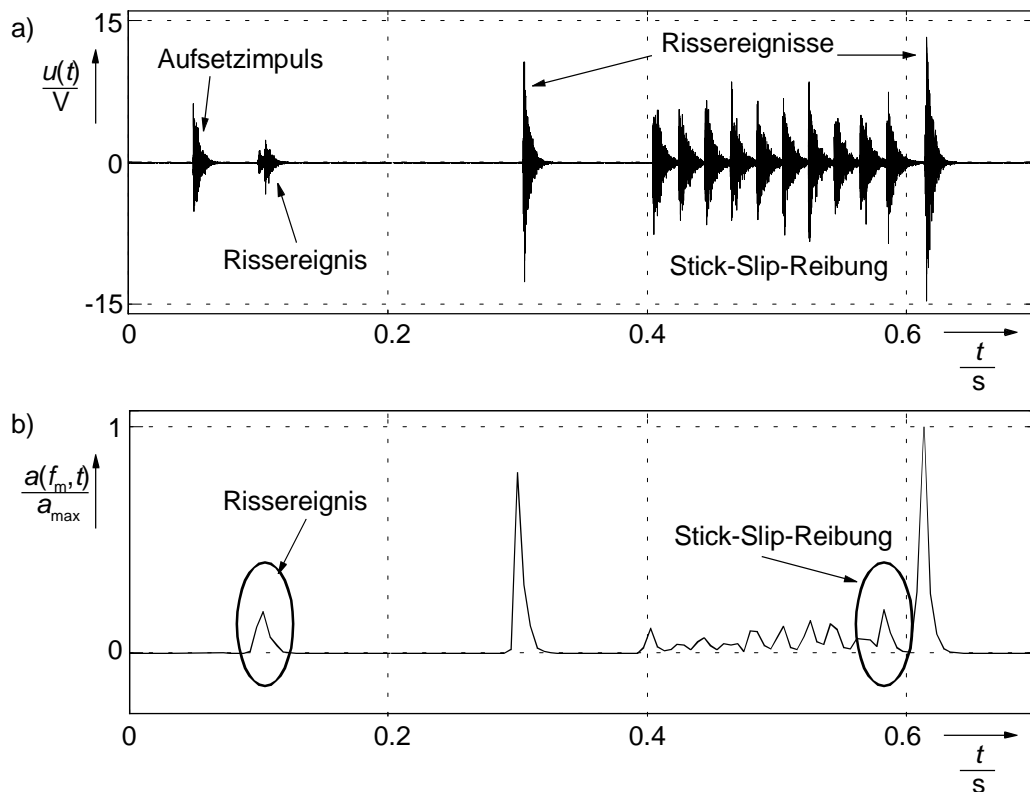


Bild 5.15: Einfluss transienter Störgeräusche

- a) Körperschallsignal mit Aufsetzimpuls, Rissereignissen und Stick-Slip-Reibung
- b) zugehöriger zeitlicher Verlauf der Signalamplitude bei der Mittenfrequenz des Filters nach der Bandfilterung [BER 01]

Die beiden Arten transienter Störungen erzeugen auch verschiedene Muster im Körperschallsignal. Während Störgeräusche aus dem Umfeld der Maschine meist niederfrequenter als die zu überwachenden Eigenschwingungen sind und damit durch die oben beschriebene Bandfilterung eliminiert werden, können die Störungen aus der Umformzone die gleichen Eigenschwingungen wie ein Rissereignis anregen und sind damit im Körperschall nicht von den Schallemissionen des Risses zu unterscheiden.



Bild 5.15 b zeigt das Ergebnis der Mustererkennung für das simulierte Körperschallsignal. Dargestellt ist der zeitliche Verlauf der Signalamplitude bei der Mittenfrequenz des Bandfilters. Während der Aufsetzimpuls durch die Filterung verschwindet, sind die markierten Ereignisse Riss und Stick-Slip-Reibung von einem an die Filterung anschließenden Schwellwertanalysator nicht voneinander zu unterscheiden [BER 01]. Um in diesen Fällen trotzdem eine zuverlässige Entscheidung über die Rissentstehung treffen zu können, muss das Nutzsignal vor der Mustererkennung von den störenden transienten Anteilen befreit werden.

### 5.3. Adaptive Störgeräuschunterdrückung

Die Hauptaufgabe der Geräuschunterdrückung ist die Trennung von Nutzsignal und überlagerten Störgeräuschen, Bild 5.16. Diese Aufgabenstellung kann als ein Zweischritt-Problem betrachtet werden [WU 84]:

1. Schätzung der unbekanntenen Störgeräusche  $n(t)$  und
2. anschließende Unterdrückung der dem Nutzsignal  $s(t)$  überlagerten Geräusche

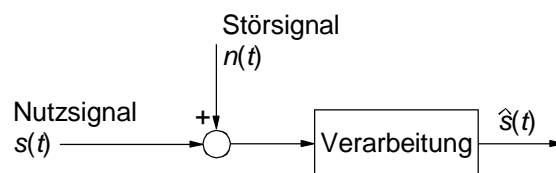


Bild 5.16: Problemstellung der Geräuschunterdrückung

Die bisher entwickelten Verfahren zur Störgeräuschunterdrückung lassen sich in drei Gruppen unterteilen, je nachdem ob sie im Autokorrelationsfunktionsbereich, im Frequenzbereich oder im Zeitbereich arbeiten.

Da die Störungen im Umformprozess stark instationär sein können, wird zur Störgeräuschunterdrückung ein Ansatz im Zeitbereich gewählt, der auf adaptiven Filtern basiert und keine a priori-Informationen über die statistischen Eigenschaften der Störgeräusche benötigt. Bild 5.17 zeigt das erstmals von *Widrow* vorgeschlagene Prinzip zur Störgeräuschunterdrückung [WID 75].

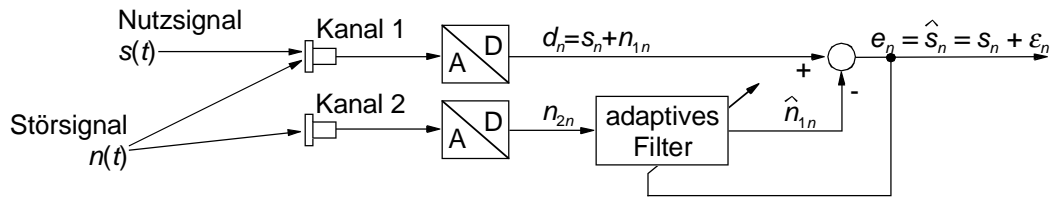


Bild 5.17: Adaptives Digitalfilter zur Störgeräuschunterdrückung (nach [WID 85])

Zusätzlich zum gestörten Nutzsignal (Kanal 1) wird ein Referenzsignal aufgenommen (Kanal 2), das nur die Störungen enthält. Mit Hilfe des adaptiven Filters lässt sich aus dem Referenzsignal  $n_{2n}$  die Störung  $n_{1n}$  schätzen, wobei durch die Adaption der Filterkoeffizienten die Übertragungsfunktion zwischen den beiden Aufnehmern ermittelt wird. Die Filterkoeffizienten müssen so angepasst werden, dass der mittlere quadratische Fehler  $E\{\epsilon_n^2\}$  minimiert wird. Leider ist  $\epsilon_n$  nicht explizit vorhanden.

Unter der Annahme, dass die folgenden Voraussetzungen erfüllt sind,

- Nutzsignal und Störsignale sind mittelwertfrei und unkorreliert.

$$\begin{aligned} E\{s_n\} &= E\{n_{1n}\} = E\{n_{2n}\} = 0, \\ E\{s_n \cdot n_{1n}\} &= E\{s_n \cdot n_{2n}\} = 0. \end{aligned} \quad (5.12)$$

- Die Störsignale sind korreliert.

$$E\{n_{1n} \cdot n_{2n}\} \neq 0, \quad (5.13)$$

kann  $E\{e_n^2\}$  als Abgleichkriterium verwendet werden. Es gilt:

$$P_e = E\{e_n^2\} = E\{s_n^2\} + E\{\epsilon_n^2\}, \quad (5.14)$$

wobei  $E\{s_n^2\}$  eine von den Filterkoeffizienten unabhängige Größe ist. Optimale Störgeräuschunterdrückung wird damit bei minimalem  $E\{e_n^2\}$  erreicht.

Aus den Voraussetzungen ergeben sich Forderungen an die Lage der Aufnehmer. Sie sind so zu positionieren, dass das Nutzsignal nicht in den Referenzkanal gelangt. Gleichzeitig sollte die Korrelation der Störsignale möglichst groß sein.

Das von *Widrow* vorgeschlagene Verfahren wurde inzwischen vielfach aufgegriffen und erweitert. Das Prinzip findet vor allem in der Audiosignalübertragung und Systemidentifikation Anwendung. Beispiele aus der Medizin- und der Automobiltechnik findet man in [HAN 01] und [KLÖ 90]. In [BAR 88] werden Adaptivfilteralgorithmen zur Nachbildung zeitlich variabler Luft- und Körperschallübertragungstrecken vorgestellt und in der Simulation und an realen Luftübertragungstrecken getestet.

Die Vorteile der Signaltrennung mit adaptiven Filtern sind:

- Adaptivfilterverfahren benötigen nur geringe Rechenleistungen und sind damit für Realzeitanwendungen geeignet.
- Da lediglich die Übertragungsfunktion zwischen den beiden Aufnehmern adaptiv ermittelt werden muss, können beliebige Eingangssignale verarbeitet werden, wenn sie (5.12) und (5.13) erfüllen. Insbesondere können diese Signale auch instationär sein.
- Durch diese Methode wird das Nutzsignal nur minimal verzerrt. Es findet lediglich eine Trennung der additiv überlagerten Signale statt, was eine optimale Weiterverarbeitung erlaubt.

### 5.3.1. Arten adaptiver Filter

Die Übertragungsfunktion zwischen den Aufnehmern, kann allgemein durch eine rationale Funktion beschrieben werden. Als adaptive Filter sind rekursive oder nicht rekursive Algorithmen möglich. Ein wesentlicher Vorteil des rekursiven (IIR-) Filters gegenüber dem Transversal- (FIR-) Filter besteht darin, auch die Pole der Übertragungsfunktion modellieren zu können. Die mit einem FIR-Filter erzielbare Geräuschunterdrückung ist daher größer als die eines Transversalfilters [WU 84]. Dem stehen allerdings in Form von möglicher Instabilität, Konvergenzproblemen und nicht optimaler Parameterschätzung durch lokale Minima des mittleren quadratischen Fehlers  $E\{e_n^2\}$  entscheidende Nachteile gegenüber [KLÖ 90].

Ein weiterer Vorteil des Transversalfilters ist die einfache Realisierbarkeit von Totzeit-Übertragungsgliedern. Dies ist für Körperschallübertragungstrecken in Umformmaschinen besonders wichtig. Aufgrund der Forderungen (5.12) und (5.13) müssen die

Aufnehmer räumlich getrennt sein, um möglichst wenige Anteile des vom Riss erzeugten Körperschallimpulses  $s(t)$  in das Störsignal  $n(t)$  zu übertragen. Die dadurch entstehenden Laufzeitdifferenzen der von der Störung angeregten Schallwellen ist vom adaptiven Filter nachzubilden. Aus diesen Gründen empfiehlt sich zur Trennung von Nutz- und Störsignal im Umformprozess der Einsatz eines adaptiven Transversalfilters.

### 5.3.2. Adaptionalgorithmen

Die wichtigsten Algorithmen zur Adaption der Koeffizienten sind *Recursive-Least-Square-Verfahren* (RLS) und *stochastische Gradientenverfahren* (SG), deren einfachster Vertreter der Least-Mean-Square-Algorithmus (LMS) nach [WID 60] ist. Die folgenden Punkte sprechen für den Einsatz des LMS-Algorithmus [KLÖ 90]:

- Bei RLS-Algorithmen können numerische Instabilitäten auftreten.
- Die RLS-Algorithmen sind dem LMS-Algorithmus nur überlegen, wenn die Störung klein gegenüber dem Nutzsignal ist. Das ist in dieser Anwendung nicht der Fall.
- Der LMS-Algorithmus ist im Gegensatz zum RLS-Algorithmus mit relativ geringem Aufwand zu realisieren.

In dieser Arbeit wird ein LMS-Algorithmus mit suboptimaler Schrittweitensteuerung eingesetzt (Anhang A4).

## 5.4. Implementierung des Verfahrens

Zusammenfassend wird an dieser Stelle das Vorgehen bei der Implementierung des Verfahrens zur Risserkennung in einen Umformprozess beschrieben. Für die Anwendung sollte die Entwicklung des herzustellenden Werkstücks abgeschlossen sein. Der Verformungsprozess sollte zumindest in einer prototypischen Form zur Verfügung stehen, da das beschriebene Verfahren für die jeweilige Anwendung parametrisiert werden muss.

Im ersten Schritt ist die Ermittlung des am stärksten belasteten Bereichs des Werkstücks notwendig. In diesem Bereich ist die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Rissen während der Verformung am größten. In den häufigsten Fällen werden bereits im Ver-

lauf der Entwicklung des Werkstücks durch FEM-Berechnungen die Bereiche der höchsten Belastung bestimmt, so dass die Rissbildungszone bereits im Vorfeld bekannt ist.

Nach der Definition der Rissbildungszone kann die Positionierung des Nutzsignalaufnehmers erfolgen, der möglichst innerhalb dieses Bereichs mit direktem Werkstückkontakt befestigt werden sollte. Die kritische Rissbildungszone kann dann durch eine Testreihe mit vorgeschädigten Werkstücken weiter eingegrenzt, die Aufnehmerposition gegebenenfalls verfeinert werden.

Als Ergebnis der Testreihe mit vorgeschädigten Werkstücken stehen Körperschallsignale zur Verfügung, aus denen durch Auswertung im Zeit-Frequenzbereich die risstypischen Frequenzverläufe der Eigenschwingungen bestimmt werden können. Daran anschließend werden die Filterkoeffizienten berechnet, die zur späteren Mustererkennung dienen.

Anhand eines Vergleichs der Signale aus der Testreihe mit Signalen von Verformungen nicht vorgeschädigter Werkstücke kann die Entscheidung getroffen werden, ob eine adaptive Störgeräuschunterdrückung notwendig ist. Falls erforderlich muss zusätzlich eine geeignete Position für den Referenzempfänger gefunden werden.

Nach der Implementierung der Hard- und Software ist in einer abschließenden Testreihe der Schwellwert der Mustererkennung einzustellen. Der Schwellwert bestimmt die Höhe der Impulse, die als qualitätsmindernde Risse erkannt werden sollen. Ereignisse, deren Schallemissionen unterhalb des Schwellwertes liegen, beeinflussen die Qualität des Werkstücks nicht und werden ignoriert. Bei der Einstellung der Schwelle muss ein Kompromiss zwischen der Sensibilität gegenüber Schallemissionsimpulsen und der Robustheit gegenüber Störsignalen gefunden werden.

## 6. Das Verfahren in der Anwendung

Das vorgestellte Verfahren zur Risserkennung in Umformprozessen wird in einen Produktionsprozess implementiert. Das System wird im Beispielprozess verifiziert, und die Ergebnisse werden diskutiert.

### 6.1. Der untersuchte Beispielprozess

Als Beispielprozess dient die Fertigung von Kfz-Hinterachsträgern, deren Kernstück ein Torsionsprofil darstellt. Aus einem dünnwandigen Rohr aus hochfestem Material (Durchmesser 90 mm, Wandstärke 3 mm, Bild 6.1, links) wird ein Profil erzeugt, dessen Schnitt in Bild 6.1 rechts dargestellt ist.

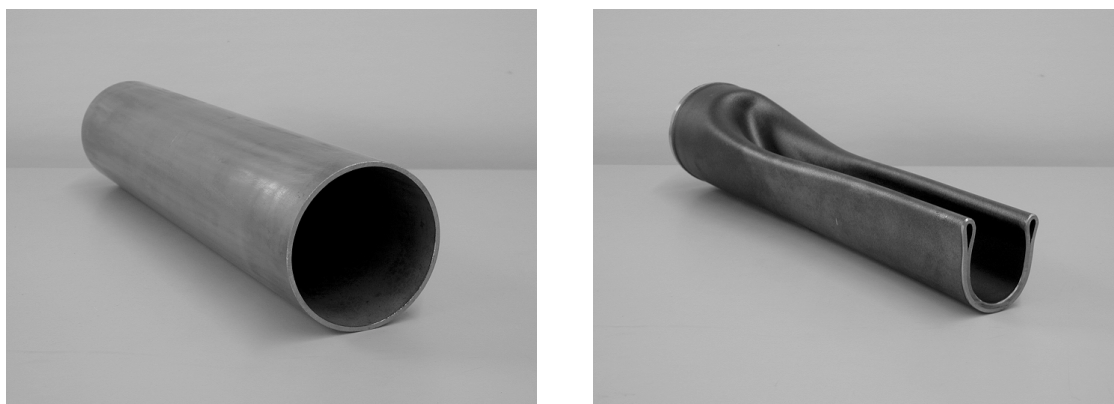


Bild 6.1: Ausgangshalbzeug und Torsionsprofil (Schnitt) als Kernstück eines Kfz-Hinterachsträgers

Die Verformung findet in zwei Schritten in einer Hydraulikpresse statt, Bild 6.2. Sie kann bei ca. vier Sekunden Verformungsdauer als hoch dynamisch betrachtet werden. Der Verformung schließt sich ein Rüstvorgang von ca. elf Sekunden an, in dem die verformten Profile von einem Roboter auf der einen Seite der Presse entnommen und die Presse auf der anderen Seite neu bestückt wird. Es ergibt sich somit eine Fertigungskapazität von 240 Profilen pro Stunde.

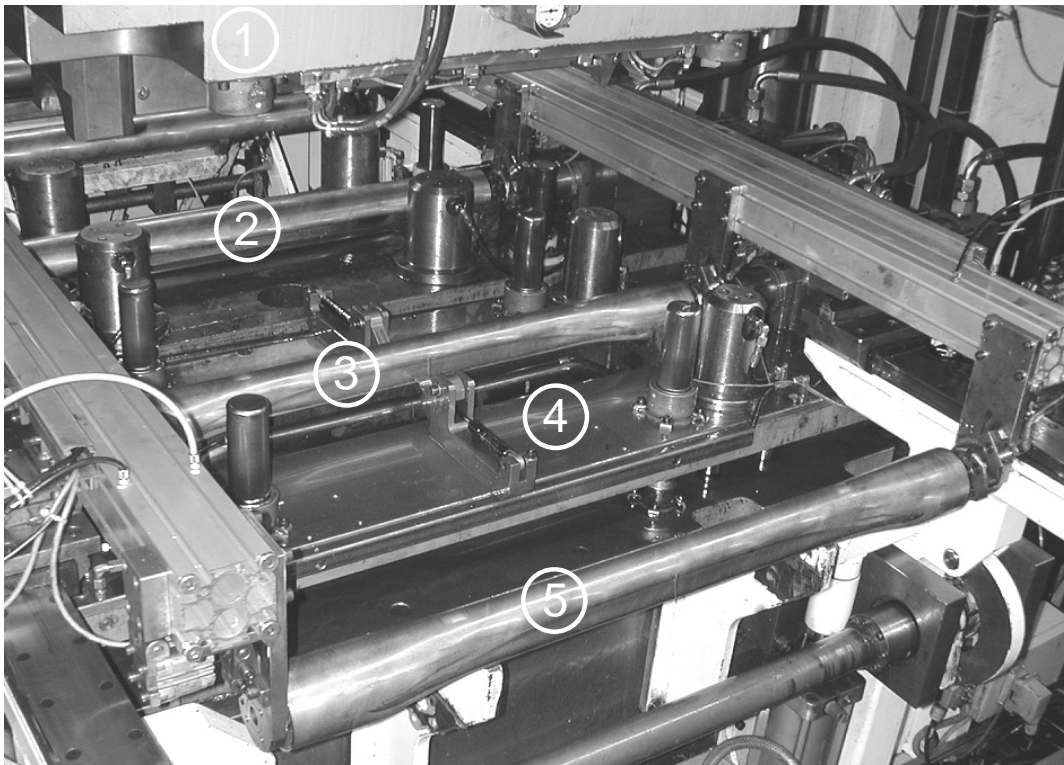


Bild 6.2: Blick in die Fertigungspress

- 1: oberes Werkzeug,
- 2: zu verformendes Rohr,
- 3: zuletzt verformtes Torsionsprofil,
- 4: unteres Werkzeug mit Blechehalter,
- 5: ausgegebenes Torsionsprofil.

## 6.2. Anpassung des Risserkennungssystems an die Prozessbedingungen

Das im Kapitel 5 vorgestellte Verfahren zur Risserkennung muss an den Beispielprozess angepasst werden. Insbesondere sind der Verlauf der risscharakteristischen Frequenzen und die optimale Aufnehmerposition für die adaptive Störgeräuschunterdrückung zu ermitteln.

### 6.2.1. Bestimmung des risscharakteristischen Frequenzverlaufs

Der erste Schritt zur Systemanpassung besteht in der Lokalisierung des kritischen Bereichs der höchsten mechanischen Belastung und der anschließenden Ermittlung der für Risse charakteristischen Schwingungen und Frequenzverläufe. Bei früheren Beobachtungen des Produktionsprozesses hatte sich herausgestellt, dass der in Bild 6.3 weiß markierte Bereich des Profils am stärksten von Rissbildungen betroffen ist, wobei die Risse, bedingt durch den Verformungsverlauf, ausschließlich auf der Innenwand des Torsionsprofils auftreten.

Der Aufnehmer wurde daraufhin in der im vorigen Kapitel beschriebenen Anpressvorrichtung so platziert, dass der Taststift möglichst nah an diesem kritischen Bereich während des gesamten Verformungsverlaufs Kontakt zum Werkstück hat.



Bild 6.3: Schnitt durch das Torsionsprofil mit markierten kritischen Bereichen der Rohrwand

Zur Ermittlung der charakteristischen Frequenzen bei Materialrissen wurden Testreihen mit vorgeschädigten Proben durchgeführt (vergleiche Abschnitt 5.1.2). Auf der Rohrin-nenseite wurden im Bereich der stärksten mechanischen Beanspruchung Markierungen definierter Tiefe angebracht, deren Verhalten nach erfolgter Verformung durch Öffnung der Probe kontrolliert wurde. Bei Überschreitung einer kritischen Vorschädigungstiefe



und gleichzeitiger Lage in einem räumlich eng begrenzten Bereich wirkten die Vorschädigungen als Risskeime, die im Verlauf der Umformung aufklafften und zum Riss, teilweise bis zum Werkstückbruch führten. Bild 6.4 zeigt die Reihe der Vorschädigungen, von denen die obere während der Verformung aufgerissen ist.

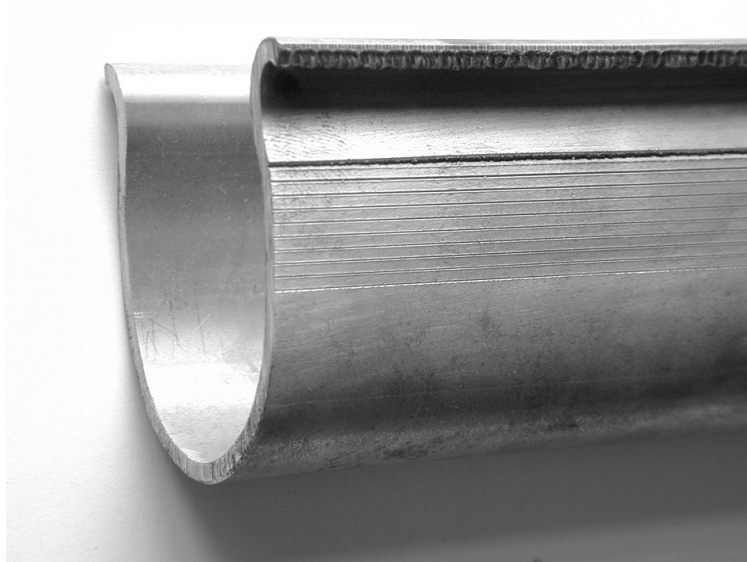


Bild 6.4: Geöffnetes Torsionsprofil mit zum Teil aufgerissenen Vorschädigungen im kritischen Bereich der Rohrwand

Die in Bild 6.4 erkennbare starke Materialschädigung ruft im Körperschallsignal eine entsprechende Anhäufung von Schallemissionsimpulsen hervor, Bild 6.5.

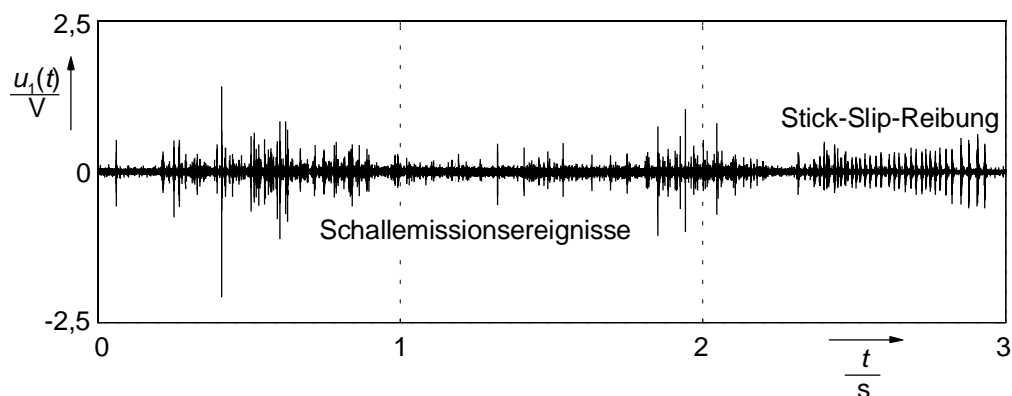


Bild 6.5: Körperschallsignal einer Verformung mit starker Materialschädigung mit Impulsen von Schallemissionsereignissen und Stick-Slip-Reibung

Das zeitliche Auftreten der durch die Rissentstehung hervorgerufenen Schallemissionen wird von mehreren Faktoren beeinflusst:

- Die räumliche Lage der Vorschädigung auf dem Werkstück. Im Verlauf einer Verformung kommt es durch die sich ändernde Geometrie des Werkstücks zu wechselnden Belastungen, wobei sich die Lage des kritischen Bereichs verschiebt. Bild 6.6 zeigt das Verhalten des rissgefährdeten Bereichs im Verlauf einer Verformung.
- Die Größe der Vorschädigung hat ebenfalls Einfluss auf das zeitliche Auftreten der Rissereignisse. Starke Vorschädigungen führen bereits bei geringer Belastung zum Riss. Die Schallemissionen können schon zum Verformungsbeginn registriert werden. Geringe Vorschädigungen reißen erst bei starker Belastung, die gewöhnlich zum Verformungsende auftritt.

Im Signal des in Bild 6.5 dargestellten Versuchs überlagern sich beide Faktoren, so dass während der gesamten Verformung Schallemissionstätigkeit registriert wird.

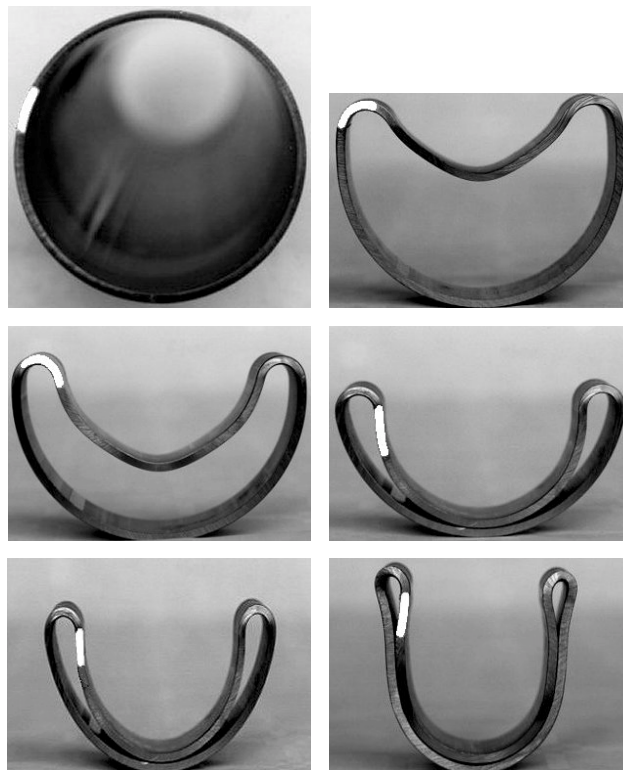


Bild 6.6: Verschiebung der Lage des markierten Bereichs der stärksten Belastung im Verformungsverlauf

Die Auswertung der in den Testreihen mit vorgeschädigten Werkstücken aufgenommenen Signale führt zu risstypischen Frequenzverläufen der Eigenschwingungen, die in Bild 6.7 dargestellt sind. In Abhängigkeit vom Zeitpunkt des Risses im Verformungsverlauf werden unterschiedliche Frequenzen angeregt.

Das Bild enthält die additive Überlagerung von Amplitudenspektrogrammen einzelner Verformungen mit starken Materialschädigungen. Im Verformungsverlauf existieren analog zu den im Kapitel 3 beschriebenen Biegeversuchen Bereiche mit verstärkter Schallemissionsaktivität zu Beginn und am Ende der Verformung, wobei das Verformungsende von den regelmäßigen Stick-Slip-Impulsen dominiert wird. Die charakteristischen Frequenzverläufe sind als Bereiche im Bild markiert und müssen von Bandfiltern mit variablen Koeffizienten nachgebildet werden.

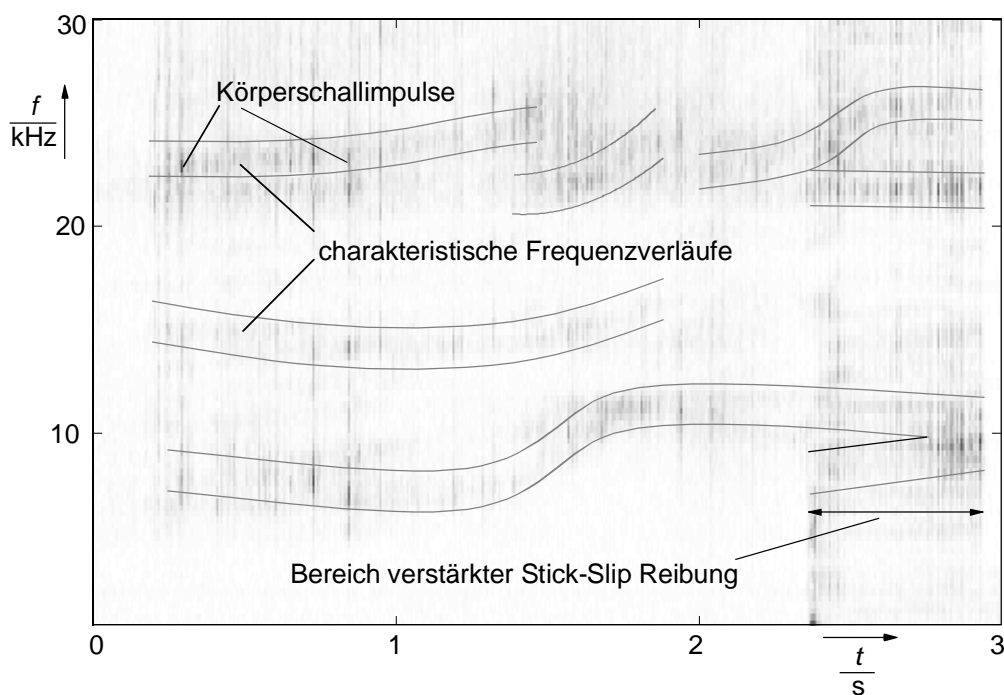


Bild 6.7: Risstypischer Frequenzverlauf bei der Herstellung von Torsionsprofilen; gekennzeichnet sind die im Verformungsverlauf zu untersuchenden Frequenzbänder

### 6.2.2. Bestimmung der optimalen Aufnehmerpositionen

Im normalen Produktionsprozess werden derart starke Materialschädigungen, wie sie in den Testreihen zur Frequenzbestimmung provoziert wurden, die Ausnahme darstellen. Die zur Rissprovokation eingebrachten Vorschädigungen führten stets zu einem Riss. In der Serienfertigung werden die Vorschädigungen und damit auch die auftretenden Risse kleiner sein und zum Zeitpunkt der höchsten Belastung am Verformungsende auftreten. Das Risserkennungssystem muss daher in der Lage sein, in diesem Bereich auch wesentlich kleinere Schallemissionen als in Bild 6.5 dargestellt zu detektieren. Dies wird durch das Vorhandensein der Stick-Slip-Impulse erschwert, die die gleichen Schwingungen wie die Rissereignisse anregen. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit der in Kapitel 5.3 beschriebenen adaptiven Filterung der Signale.

Das zur adaptiven Störgeräuschunterdrückung aufgenommene Referenzsignal muss also im Wesentlichen die Stick-Slip-Impulse enthalten. Der Aufnehmer ist entsprechend zu positionieren. In der beschriebenen Anwendung hat sich die Störgeräuschaufnahme mit gleicher Sensorik am Werkstück außerhalb der Verformungszone als gut geeignet erwiesen, Bild 6.8. Durch die Aufnahme des Referenzsignals ebenfalls am Werkstück wird eine größtmögliche Korrelation der Störsignale  $n_1(t)$  und  $n_2(t)$  erreicht. Ein unerwünschtes Übersprechen des Nutzsignals auf den Referenzaufnehmer findet nur bei Rissereignissen statt, die zur vollständigen Zerstörung des Werkstücks führen, was im normalen Produktionsbetrieb nicht zu erwarten ist.

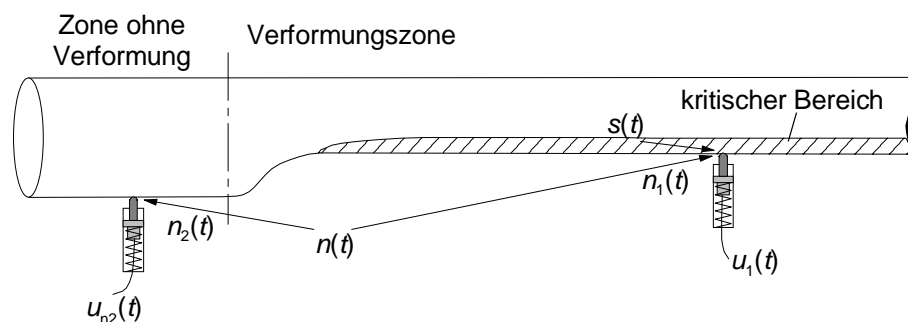


Bild 6.8: Aufnehmerpositionen für Nutzsignal  $u_1(t)$  und Referenzsignal  $u_{n2}(t)$

Bild 6.9 zeigt beide Signale des bereits in Bild 6.5 dargestellten Beispiels. Wie gefordert, enthält  $u_{n2}(t)$  lediglich die Stick-Slip-Impulse, die von zwei eingprägten niederfrequenten Aufsetzimpulsen eingeleitet werden.

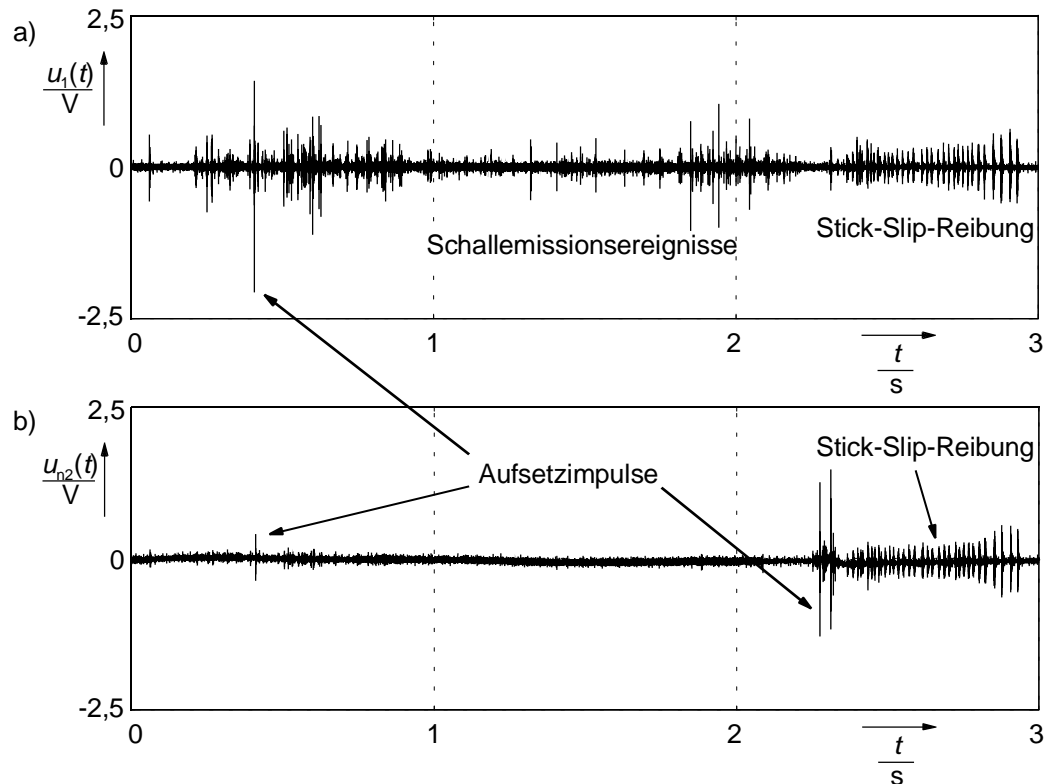


Bild 6.9: Signale der Aufnehmer im Beispielprozess

a) gestörtes Nutzsignal  $u_1(t)$

b) Referenzsignal  $u_{n2}(t)$

### 6.2.3. Adaptive Störgeräuschunterdrückung

Die Verarbeitung der während der Verformung aufgenommenen Signale beginnt in der Rüstpause mit der adaptiven Störgeräuschunterdrückung. Das gestörte Nutzsignal  $u_1(t)$  und das Referenzsignal  $u_{n2}(t)$  werden dem Adaptivfilteralgorithmus zugeführt, der die störenden Stick-Slip-Impulse ausblendet.

In Bild 6.10 ist ein Beispiel der adaptiven Filterung dargestellt. Im Amplitudenspektrum des gestörten Nutzsignals sind Schallemission und Stick-Slip-Impulse nicht von einander zu unterscheiden. Die alleinige Auswertung der risscharakteristischen Fre-

quenzen würde hier nicht ausreichen. Es würden vier Rissereignisse erkannt werden. Nach der Schätzung der Störungen aus dem Referenzsignal mit Hilfe des adaptiven Filters und ihrer Unterdrückung im Nutzsignal bleibt nur der Schallemissionsimpuls erhalten, Bild 6.10 e. In der nun folgenden Auswertung der risscharakteristischen Frequenzen durch Bandfilterung und Schwellwertanalyse kann er eindeutig identifiziert werden.

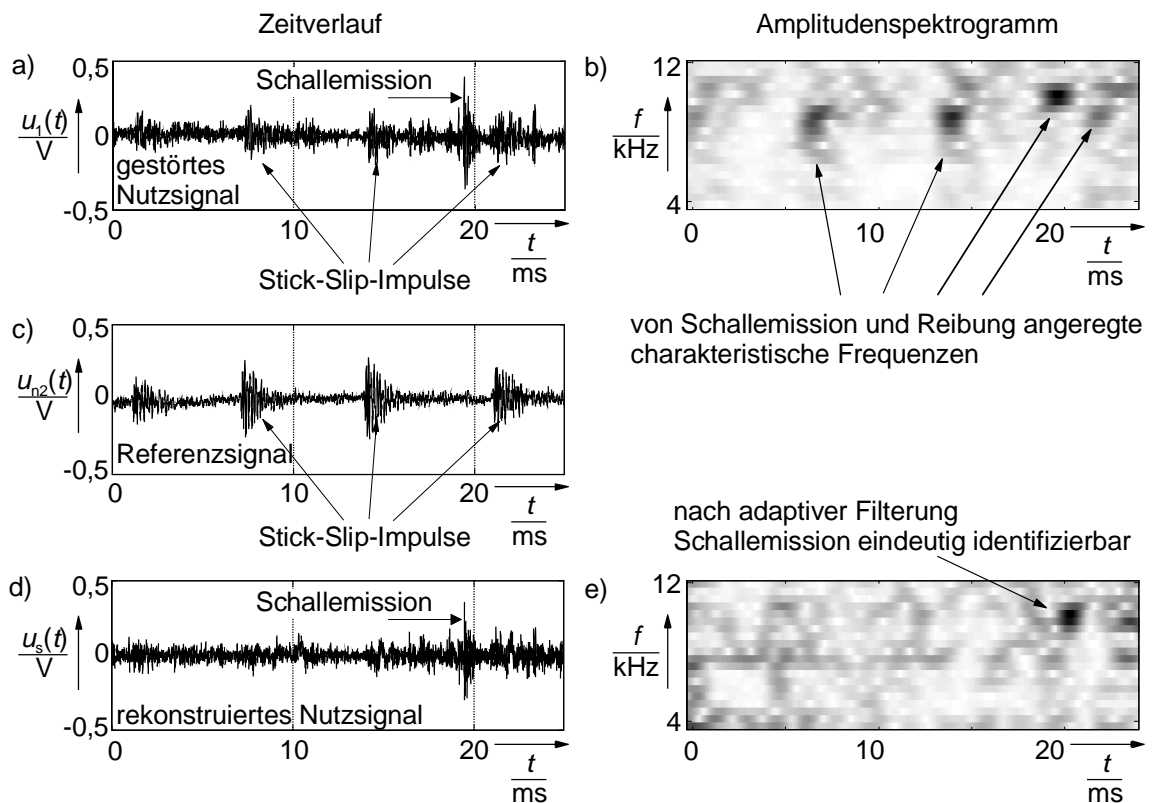


Bild 6.10: Adaptive Filterung des gestörten Nutzsignals

- Gestörtes Nutzsignal aus der Umformzone mit Schallemission und störenden Stick-Slip-Impulsen
- Amplitudenspektrum des Nutzsignals
- Das Referenzsignal enthält nur die Stick-Slip-Impulse
- Durch Adaptivfilterung rekonstruiertes Nutzsignal liefert detektierbare Schallemission eines Risses im Zeitsignal
- Amplitudenspektrum des rekonstruierten Nutzsignals

#### 6.2.4. Einfluss variabler Verformungsgeschwindigkeiten auf das Körperschallsignal

Bisher wurden die Frequenzverläufe der Eigenschwingungen des Umformsystems, und damit die erforderlichen Filterkoeffizienten, als zeitabhängig betrachtet. Die Eigenschwingungen hängen aber primär von der Geometrie des Umformsystems ab. Die Umformgeometrie wird im Wesentlichen von der Stellung der Werkzeuge zueinander und vom Verformungsweg beeinflusst. In Abhängigkeit von der Art der Krafterzeugung in der Presse und den Regelstrategien der Pressenautomatik kann die Umformgeschwindigkeit für einzelne Umformvorgänge erheblich schwanken. Eine zeitabhängige Variation der Filterkoeffizienten kann dann zu einer Diskrepanz zwischen Filterfrequenz und Frequenz der Eigenschwingung führen und dadurch eine Ergebnisverfälschung hervorrufen. Zur Beseitigung dieses Problems muss die Filteranpassung wegabhängig erfolgen.

Im Beispielprozess wurde eine ortsabhängige Variation der Filterkoeffizienten eingeführt. Die dafür notwendige Weginformation liefert ein an der Presse befestigtes inkrementales optisches Längenmesssystem. In bezüglich des Verformungswegs äquidistanten Abständen liefert es Triggerimpulse, welche die Anpassung der Filterkoeffizienten bewirken. Das eingesetzte System<sup>1</sup> arbeitet nach einem interferenziellen Messprinzip mit Einfeld-Abtastung, wobei die Beugungserscheinungen an einem Gitter zur Erzeugung eines wegabhängigen Messsignals genutzt werden, Bild 6.11 [HEI 98].

Mit dieser Anordnung ist eine örtliche Auflösung von 4  $\mu\text{m}$  gegeben. Bei einer durchschnittlichen Verformungsgeschwindigkeit von 20  $\text{mms}^{-1}$  ergibt sich eine Impulsfolge mit einer mittleren Frequenz von 5 kHz, so dass bei einer Abtastfrequenz von 100 kHz für das Körperschallsignal nach jedem zwanzigsten Abtastwert eine Anpassung der Filterkoeffizienten vorgenommen werden kann. Mit einer zusätzlichen Interpolation des wegabhängigen Messsignals kann eine Auflösung von 0,4  $\mu\text{m}$  erreicht werden, was einer mittleren Frequenz von 50 kHz entspricht. Damit ist die Filteranpassung nach jedem zweiten Abtastschritt möglich, und es können auch starke Frequenzänderungen der Eigenschwingungen oder Frequenzsprünge genau nachgebildet werden.

---

<sup>1</sup> Inkrementales Längenmesssystem LF 183, Dr. Johannes Heidenhain GmbH

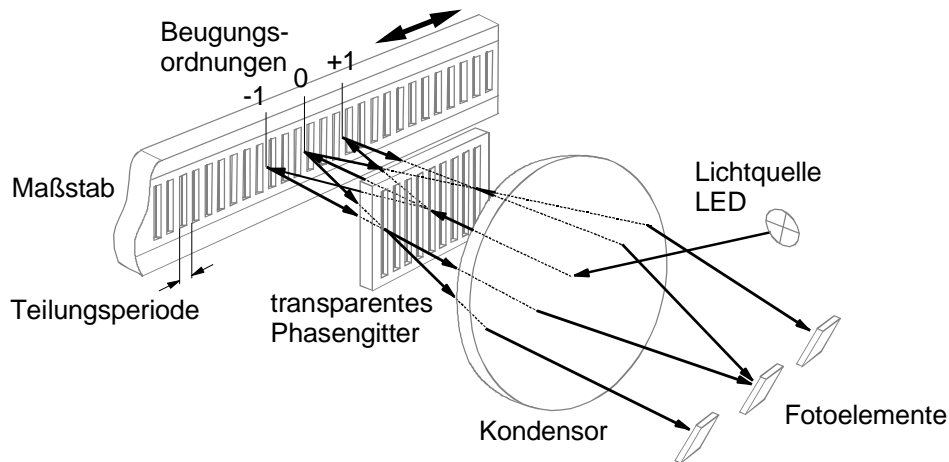


Bild 6.11: Fotoelektrische Abtastung nach dem interferenziellen Messprinzip mit Einfeld-Abtastung (nach [HEI 98])

### 6.2.5. Implementierung der Risserkennung in den Produktionsprozess

Das in Bild 6.12 dargestellte Blockschaltbild zeigt die Struktur des vollständigen, in die Serienproduktion integrierten Risserkennungssystems. Die Signalverarbeitungsalgorithmen wurden in der Programmiersprache LabVIEW<sup>®</sup> erstellt [JAM 99]. Die Körperschallsignale werden während der Verformung aufgenommen, gefiltert und zwischengespeichert. Die Berechnungen erfolgen auf einem PC (Intel Pentium II<sup>®</sup>-Prozessor, 400 MHz, 256 MByte Arbeitsspeicher).

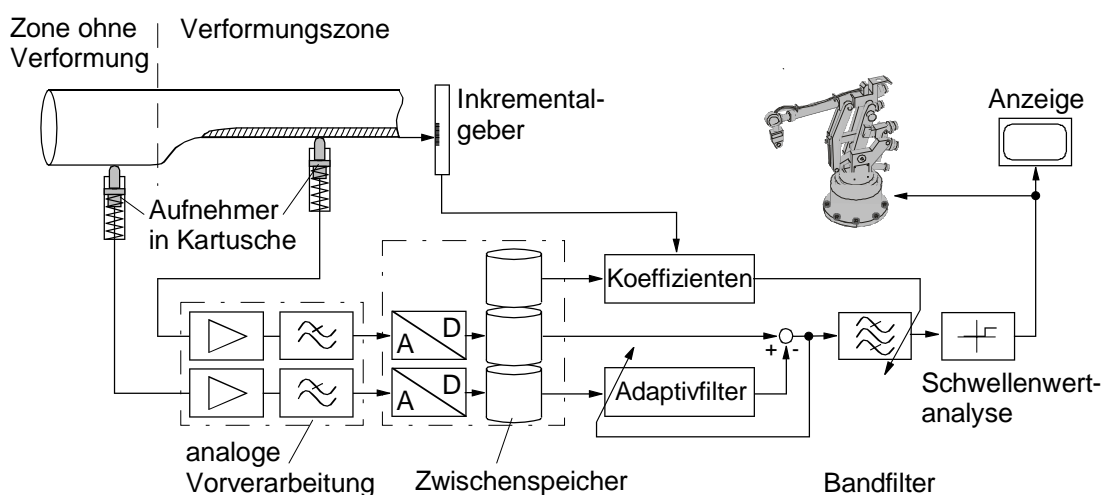


Bild 6.12: Blockschaltbild des vollständigen Risserkennungssystems



Während der Verformung wird das Körperschallsignal aufgenommen und nach einer Anti-Aliasing-Filterung digitalisiert und zwischengespeichert. Die adaptive Störgeräuschunterdrückung und die anschließende Signalfilterung und Schwellenwertanalyse erfolgen in den produktionsbedingten Rüstpausen. Bei erkanntem Riss wird für das Bedienpersonal ein Alarm ausgegeben und der Greifroboter zum Aussortieren des entsprechenden Teils angewiesen.

### **6.3. Ergebnisse aus dem Beispielprozess**

#### **6.3.1. Erkannte Risse**

In einer Testphase mit vorgeschädigten Werkstücken wurde die Handhabbarkeit des Verfahrens überprüft. Gleichzeitig wurde anhand von Vorschädigungen definierter Tiefe der Schwellenwert der Mustererkennung so eingestellt, dass Schäden ab 1 mm Tiefe und einer Länge von 20 mm erkannt wurden, auch wenn sie nicht zum Werkstückbruch führten.. Für die Provokation derartiger Schäden waren Vorschädigungen von mindestens einem Zehntel Millimeter nötig.

In der anschließenden Verifikationsphase wurde in der Serienfertigung die Verformung von ca. 10000 Torsionsprofilen überwacht und die Ergebnisse mit den herkömmlichen Methoden der manuellen Sichtprüfung und Druckdifferenzprüfung verglichen. Bei der Druckdifferenzprüfung wird das verformte Werkstück an den Enden abgedichtet und mit einem Überdruck beaufschlagt. Entweicht die Luft, liegt ein Werkstückbruch vor. Ein Anriss ist mit diesem Verfahren nicht zu ermitteln.

Das implementierte Risserkennungsverfahren konnte alle Werkstückbrüche identifizieren, die auch von den etablierten Methoden detektiert wurden. Den Hauptteil des Ausschusses machten dabei Risse von ca. 20 mm Länge aus, die beim Ausformen einer Sicke entstanden, Bild 6.13 a.

Zusätzlich ist das System in der Lage Materialschädigungen zu detektieren die nicht zum Bruch des Werkstücks führen, Bild 6.13 b. Innerhalb der Verifikationsphase wurden 18 Werkstücke aussortiert, die Risse im kritischen Bereich aufwiesen und bei Druckdifferenz- oder Sichtprüfung nicht aufgefallen waren.

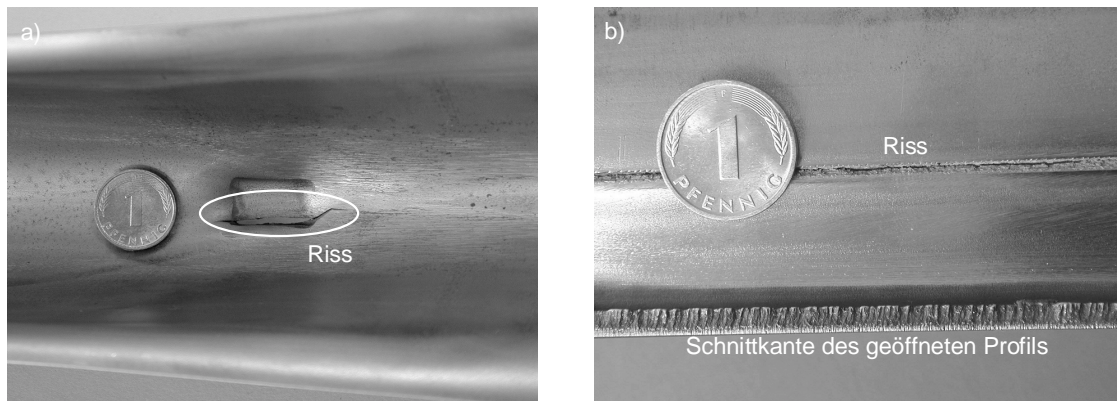


Bild 6.13: Materialschädigungen beim Verformen von Torsionsprofilen

- a) Riss nach Ausformen einer Sicke
- b) teilweise geöffnete, vor der Verformung eingebrachte Vorschädigung

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass durch das Risserkennungssystem im Beispielprozess makroskopische Risse ab zwanzig Millimeter Länge erkannt werden können. Damit ergeben sich deutliche Vorteile gegenüber den derzeit eingesetzten Risserkennungsverfahren. Da derartige Schädigungen nicht zum vollständigen Bruch des Werkstücks führen, kann das bisherige Druckdifferenzprüfungsverfahren sie nicht detektieren. Auch die im Anschluss an die Verformung durchgeführte manuelle Sichtprüfung führt bei makroskopischen Rissen von zwanzig Millimetern Länge zu keinem Ergebnis. Da die Schädigungen meist auf der Werkstückinnenseite auftreten und sich auf die äußere Oberfläche nicht auswirken, sind sie auch von einem erfahrenen Qualitätskontrolleur nicht zu erkennen.

### 6.3.2. Fehlinterpretationen durch das System

Mit der eingestellten Schwelle wurden bei 0,1 % der Verformungen auffällige Signale gemessen, die nicht im Zusammenhang mit Rissbildungen standen und damit zu Fehlinterpretationen durch das System führten. Diese Signale sind vor allem auf kleinflächige Reibung in der Rissbildungszone zurückzuführen.

Grundsätzlich muss bei der Analyse von Schwingungssignalen durch Reibung zwischen groß- und kleinflächiger Reibung unterschieden werden. Großflächige Reibung entsteht beim Umformen vor allem durch Bewegungen des Werkstücks im Kontakt mit dem

Werkzeug. Sie äußert sich im Körperschallsignal durch einen Anstieg des Grundrauschens. Kleinflächige Reibung wird zum Beispiel durch körnige Verschmutzungen wie Späne hervorgerufen, die sich zwischen den Werkzeug- und Werkstückflächen befinden [CZI 92]. Im Körperschallsignal äußert sie sich als Folge einzelner Impulse, die auch ohne Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug auftreten können. Liegt die Verschmutzung im kritischen Bereich des Werkstücks, erzeugt die kleinflächige Reibung Schwingungen mit den für Risse typischen Frequenzen [BAR 99/1]. Das Risserkennungssystem kann nicht mehr zwischen Riss und Reibung unterscheiden. Dies führt dann zu einer Fehlinterpretation..

Aus diesen Zusammenhängen ergibt sich eine weitere, bisher nicht betrachtete Anforderung an den Umformprozess. Die Einsetzbarkeit des Risserkennungssystems hängt auch wesentlich vom Auftreten kleinflächiger Reibung während der Verformung und damit von der Oberflächengüte von Werkzeug und Werkstück ab. Nur bei sauberer, glatter Werkstückoberfläche und geringem Verschleiß des Werkzeugs kann kleinflächige Reibung vermieden werden. Nur unter diesen Voraussetzungen kann der Anteil der fälschlich ausgesonderten Werkstücke klein gehalten werden.

Im Umkehrschluss ergeben sich durch Auswertung der Körperschallsignale aber auch weitere Anwendungen, die über die Risserkennung hinaus gehen. Im Rahmen der Verifikationsphase, in der das Risserkennungssystem an den Beispielprozess angepasst wurde, konnten Zusammenhänge zwischen Oberflächengüte, Werkzeugverschleiß und Signaleigenschaften ermittelt werden, die im folgenden Abschnitt näher beschrieben sind.

## **6.4. Weitere Anwendungen innerhalb des Verformungsprozesses**

### **6.4.1. Überwachung von Werkstück-Verschmutzungsgrad und Oberflächenzustand**

Während der Verifikationsphase wurden in einigen Fällen verformte Werkstücke vom Risserkennungssystem ausgesondert, ohne dass bei einer anschließenden Untersuchung ein Oberflächenriss gefunden werden konnte. Der Vergleich der ausgesonderten Torsionsprofile mit unauffällig verformten Werkstücken zeigte aber, dass Fehlinterpretationen immer dann auftraten, wenn die Werkstücke entweder grobkörnig verschmutzt wa-

ren oder eine rostige Oberfläche aufwiesen. Die Verifikation in einer Versuchsreihe mit präparierten Werkstücken bestätigte diese Erkenntnis. Risscharakteristische Signalanteile treten immer dann auf, wenn starke Oberflächenverschmutzungen und Rost im kritischen Bereich der Werkstücke vorliegen, Bild 6.14.

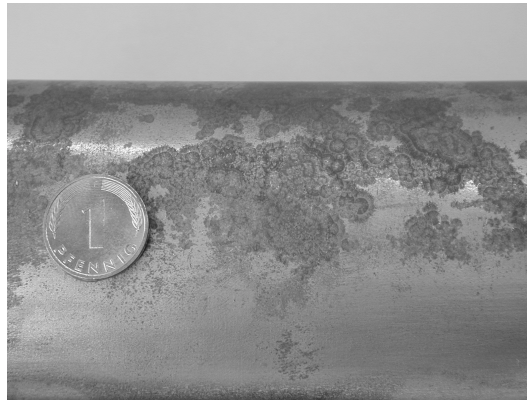


Bild 6.14: Rostige Werkstückoberfläche eines fälschlich ausgesonderten Torsionsprofils

Diese zusätzlichen Quellen risscharakteristischer Körperschallsignale erschweren nicht nur den Einsatz des Risserkennungsverfahrens. Sie haben auch negative Auswirkungen auf den Verformungsprozess. Rostige Werkstückoberflächen mindern die Qualität eines Werkstücks und seine Dauerhaltbarkeit ebenso wie ein während der Verformung aufgetretener Riss. Verschmutzte Werkstücke haben zwar keinen Einfluss auf die Qualität der Verformung, sie beeinflussen aber die Haltbarkeit und die Oberflächengüte der Werkzeuge. Rost und Verschmutzung der Werkstücke sind daher nicht nur im Hinblick auf das Risserkennungssystem, sondern vor allem auch für einen qualitätsbeständigen und verschleißarmen Umformprozess zu vermeiden.

Für eine optimale Risserkennung muss eine hohe Oberflächengüte und ein geringer Verschmutzungsgrad der Werkstücke gewährleistet sein. Im Umkehrschluss kann also anhand der Auftretshäufigkeit ausgesonderter Werkstücke auch auf deren Oberflächenbeschaffenheit geschlossen werden. Die Erfahrung aus dem Beispielprozess zeigt, dass die auslösenden Faktoren Verschmutzung und Rost zwischen verschiedenen Werkstückchargen häufig stark differieren, innerhalb einer Charge aber nur relativ wenig schwanken. Dieser Umstand kann für die Überwachung von Oberflächenzustand und Verschmutzungsgrad ausgenutzt werden. Zeigt das Risserkennungssystem zu Beginn

einer neuen Charge eine erhöhte Fehlerrate an, die sich statistisch nicht durch Rissentstehungen begründen lässt, kann auf erhöhte Verschmutzung oder geringere Oberflächengüte der Werkstücke geschlossen werden. Die entsprechende Charge kann dann ausgedüngt und zum Beispiel einer Oberflächennachbehandlung zugeführt werden.

Da die beschriebene Anwendungsmöglichkeit nicht direkt einer Risserkennung zuzuordnen ist, wurde sie im Rahmen dieser Untersuchungen nicht weiter verfolgt. Im beschriebenen Beispielprozess lässt die geringe Fehlinterpretationsrate des Risserkennungssystems auf einen gleichbleibend guten Zustand der Werkstückoberflächen und einen geringen Verschmutzungsgrad schließen, was den zusätzlichen Implementierungsaufwand einer erweiterten Signalanalyse nicht rechtfertigt..

#### **6.4.2. Überwachung des Werkzeugzustands**

Die im Zusammenhang mit der Risserkennung aufgenommenen Körperschallsignale sind prinzipiell auch für andere Anwendungen geeignet, die allgemein mit dem Begriff *kontinuierlicher Werkzeugüberwachung* (Tool Wear Monitoring) beschrieben werden.

Im der behandelten Anwendung kann aus dem Körperschallsignal auch auf den Verschleißzustand des Umformwerkzeugs geschlossen werden. Mit zunehmender Einsatzdauer und steigendem Abnutzungsgrad der Werkzeuge kommt es zu einem ansteigenden Pegel des Grundrauschens im Körperschallsignal. Bild 6.15 zeigt Ausschnitte von Körperschallsignalen ohne Rissaktivität. Einem Signal aus der Verformung mit einem neuen Werkzeug sind Signale von Verformungen nach der Hälfte seiner Lebensdauer und eines verschlissenen Werkzeugs direkt vor dem Wechsel gegenübergestellt. Im untersuchten Prozess hatte der Anstieg des Grundrauschens keinen Einfluss auf die Genauigkeit der Risserkennung, da es sich um ein sehr breitbandiges Rauschen handelt und die auf die untersuchten Frequenzbereiche anfallenden Anteile klein sind. In anderen Anwendungsfällen könnte der erhöhte Rauschpegel aber die Anpassung der Systemparameter im Verlauf der Werkzeuglebensdauer notwendig machen.

Der Werkzeugverschleiß kann durch die Berechnung von Kennwerten beurteilt werden. In [BAR A] werden in diesem Zusammenhang für die Überwachung von Schneidwerkzeugen statistische Kennwerte wie quadratischer Mittelwert, höhere Momente (Schiefe, Kurtosis), oder der Krestfaktor vorgeschlagen. Um einzelne Ausreißer zu eliminieren,

müssen diese Kennwerte als Mittelwerte über Signale aus mehreren Verformungen angegeben werden.

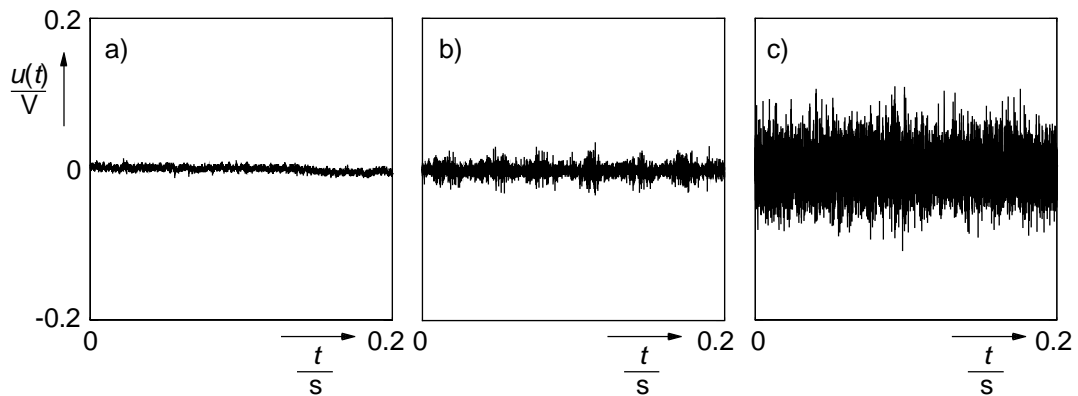


Bild 6.15: Grundrauschen des Körperschallsignals

- a) bei Verformung mit einem neuen Werkzeug
- b) nach halber Lebensdauer
- c) mit verschlissenen Werkzeug kurz vor dem Wechsel

Da die kontinuierliche Werkzeugüberwachung ebenfalls nicht Gegenstand dieser Arbeit ist und auf diesem Gebiet bereits umfangreiche Untersuchungen zur Signalerfassung und -verarbeitung geleistet worden sind, wird an dieser Stelle beispielhaft auf die Arbeiten von *Kolerus* und *Barschdorff* verwiesen. *Kolerus* gibt in [KOL 00] einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik auf verschiedenen Einsatzgebieten. In [BAR 92] wird die Zustandsüberwachung von Schneidwerkzeugen mit neuronalen Netzen beschrieben.



## 7. Zusammenfassung

In industriellen Umformprozessen ist das Auftreten von Rissen ein qualitätsentscheidendes Merkmal. Da diese Prozesse meist automatisch ohne den direkten Eingriff von Bedienpersonal erfolgen, besteht die Forderung, auch die Qualitätskontrolle automatisiert durchzuführen. Nach dem bisherigen Stand der Technik existiert allerdings kein Verfahren, das dieses Problem zufriedenstellend löst, so dass die Risserkennung im Allgemeinen immer noch durch visuelle Begutachtung der verformten Bauteile erfolgt. In dieser Arbeit wurde ein neues Verfahren entwickelt, das auf der Basis der Schallemissionsanalyse eine automatische produktionsbegleitende Rissdetektierung in Umformprozessen ermöglicht.

Auf der Grundlage der theoretischen Beschreibungen der Ausbreitungsvorgänge in Platten und dünnwandigen Zylindern wurde experimentell untersucht, wie sich von simulierten Schallemissionen angeregte Wellen ausbreiten, und welche Auswirkungen die in Umformprozessen vorherrschenden Einflüsse auf die Randbedingungen wie Werkzeugkontakt und Schmierung haben. Es konnte gezeigt werden, dass die Kopplung durch das Schmiermittel von entscheidender Bedeutung für Wellenausbreitung und Übertragung ist.

Da alle Erkenntnisse in der Schallemissionsanalyse auf Versuchen mit niedrigen Verformungsraten beruhen und bisher keine Übertragung in Prozesse mit hohen Umformraten erfolgte, wurde untersucht, ob die von Rissereignissen in dynamischen Umformprozessen hervorgerufene Schallemissionen auch den für die statischen Verformungen gültigen modalen Beschreibungen genügen. In den dazu durchgeführten Experimenten hat sich gezeigt, dass die alleinige Betrachtung der modalen Beschreibung des Werkstücks für eine Risserkennung bei dynamischen Verformungen ungeeignet ist. Gleichzeitig hat sich aber auch herausgestellt, dass durch Rissereignisse charakteristische Schwingungen mit system- und umformgradabhängigen Frequenzen angeregt werden.

Auf der Grundlage dieser Schwingungen wurde ein Verfahren entwickelt, Risse in industriellen Verformungsprozessen mit hohen Umformraten zu detektieren. Im Hinblick



auf den Einsatz in einem realen Fertigungsprozess wurde das Verfahren um eine adaptive Störgrößenunterdrückung erweitert, so dass der für Verformungsprozesse typische große Anteil an Störungen vor der eigentlichen Rissdetektierung eliminiert wird.

Das Verfahren wurde in einen realen Produktionsprozess zur Herstellung von Kfz-Hinterachsträgern implementiert, in Testreihen verifiziert und im laufenden Produktionsbetrieb getestet. Als wichtigstes Ergebnis hat sich gezeigt, dass qualitätsmindernde makroskopische Risse ab ca. 20 mm Länge zuverlässig erkannt werden. Das neue Verfahren zur Risserkennung ist damit erheblich präziser als die bisher eingesetzten. Da Risse dieser Größenordnung nicht zum Werkstückbruch führen, werden sie von der herkömmlichen Druckdifferenzprüfung ignoriert. Liegen die Schädigungen auf der Werkstückinnenseite, sind sie auch von einem erfahrenen Qualitätskontrolleur bei der anschließenden visuellen Überprüfung nicht auszumachen.

Das vorgestellte Verfahren ist robust gegenüber den bei normalen Prozessparametern auftretenden Störungen. Allerdings kann es bei verstärkter kleinflächiger Reibung durch verschmutzte Werkstücke zu Fehlinterpretationen kommen, die sich aber wiederum zur Überwachung des Oberflächenzustands der Werkstücke nutzen lassen. Außerdem kann mit einer geeigneten Verarbeitung der für die Risserkennung erfassten Körperschallsignale ein notwendiger Werkzeugtausch angezeigt werden. Dadurch wird ein Übergang zur verschleißabhängigen Wartung innerhalb des Umformprozesses möglich.

## 8. Literatur

- [AE 72] Acoustic Emission. American Society for Testing and Materials, Special Technical Publications 505, Philadelphia, 1972
- [ASTM 86] ASTM E1106-86, Standard Method for Primary Calibration of Acoustic Emission Sensors, Annual Book of ASTM Standards 03.03, 1986
- [ANG 99] Angrisani, L.; Daponte, P.; D' Apuzzo, M.: A Method for the Automatic Detection and Measurement of Transients. Part I: The Measurement Method, Part II: Applications. Measurement 25 (1999)
- [BAR A] Barschdorff, D.: Skriptum zur Vorlesung Akustische Mustererkennung mit Anwendungen in der Spracherkennung und der technischen Fehlerdiagnose. Messtechnische Berichte, Band 1
- [BAR 88] Barschdorff, D., Trumpf, K.: Nachbildung zeitlich variabler Luft- und Körperschallübertragungstrecken durch Adaptivfilter. Fortschritte der Akustik, DAGA 88, Braunschweig, 1988
- [BAR 92] Barschdorff, D., Monostori, L., Kottenstede, T., Warnecke, G., Müller, M.: „Wear Estimation and State Classification of Cutting Tools in Turning Via Artificial Neural Networks“. International Conference on Fault Diagnosis Tooldiag'93, 5.-7. April 1993
- [BAR 99/1] Barschdorff, D., Haupt, H.: Risserkennung an Kfz-Achsträgern über akustische Emission. Abschlussbericht zum Projekt "Verfahren zum Erkennen von Auffaltungen, Anrissen oder Durchrissen bei der Tiefziehverformung nahtloser oder geschweißter Rohre", Lehrstuhl Elektrische Messtechnik, Universität Paderborn und Benteler AG, Paderborn, 1999
- [BAR 99/2] Barschdorff, D., Haupt, H.: Supervising of Metal Forming Processes by Acoustic Emission. 9<sup>th</sup> IMEKO TC-10 International Conference on Technical Diagnostics, Wroclaw, 1999
- [BAR 99/3] Barschdorff, D.: Prozessmess- und -steuerungstechnik. Messtechnische Berichte, Band 7, 1999
- [BAR 00] Barschdorff, D., Haupt, H.: Monitoring of Metal Forming by Acoustic Emission. XVI IMEKO World Congress, Wien 2000
- [BAS 76] Bassim, M.N., Hay, D.R., Lantaigne, J.: Effect of Crack Size on Acoustic Emission during Mechanical Testing. 2<sup>nd</sup> Int. Conference on Mechanical Behaviour of Materials (ICM-II), 1976

- [BAU 99] Baumann, M.: Messung und Analyse akustischer Emissionen zur Qualitätssicherung in der Umformtechnik, Diplomarbeit, Universität Paderborn, 1999
- [BER 00] Berendes, S.: Simulation von Schallemissionssignalen durch Rissbildung in Tiefziehprozessen. Studienarbeit, Universität Paderborn, 2000
- [BER 01] Berendes, S.: Analyse von Schallemissionssignalen mit bilinearen Zeit-Frequenz- und Wavelettransformationen. Diplomarbeit, Universität Paderborn, 2001
- [BES 91] Best, R.: Digitale Messwertverarbeitung. R. Oldenbourg Verlag München Wien, 1991
- [BLE 87] Blevins R.D.: Formulas for Natural Frequency and Mode Shape. Robert E. Krieger Publishing Co. Inc., Malabar, 1987
- [BLE 03] Bletzinger, K.-U.: Theory of Plates, Part II: Plates in Bending. Lecture Notes, Lehrstuhl für Statik, TU München, 2003
- [BLU 94] Blumenauer, H.: Werkstoffprüfung. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Leipzig, 1994
- [BOL 89] Bolt, P.J.: Prediction of Ductile Failure. Dissertation, Technische Universität Eindhoven, 1989
- [BRA 95] Brankamp, K., Oppel, F.: Multisensorielle Prozessüberwachung stellt Null-Fehler-Produktion sicher. Maschinenmarkt, 101 (1995) 30
- [CAS 97] Casey, N.F.; Laura, P.A.A.: A Review of the Acoustic Emission Monitoring of Wire Rope. Ocean Engineering, 24 (1997) 10
- [COE 90] Coen, G., Niehues, F., Hansen, W.: Optimierung der radiografischen Prüftechnik für die automatische Bewertung von Echtzeitbildern in der Stahlindustrie. Bericht / EUR: Messwesen und Analysen, 12572 technische forschung stahl, Brüssel 1990
- [CRE 95] Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall. Springer Verlag, 1995
- [CZI 92] Czichos, H.: Tribologie-Handbuch, Vieweg Verlag Braunschweig, 1992
- [DIE 00] Dierkes M.: Messung und Analyse von simulierten akustischen Emissionen in Platten und komplexen Strukturen. Diplomarbeit, Universität Paderborn, 2000
- [DIN 90] DIN EN 10045-1; Metallische Werkstoffe; Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy; Teil 1: Prüfverfahren, 1990
- [DOR 93] Dornfeld, D.A.; König, W.; Ketteler, G.: Aktueller Stand von Werkzeug- und Prozeßüberwachung bei der Zerspanung. VDI Berichte 988, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- [DUN 68] Dunegan, H.L., Harris, D.O., Tatro, C.A.: Fracture Analysis by Use of Acoustic Emission. Engineering Fracture Mechanics, 1 (1968) 1

- 
- [DUN 89] Dung, N.L.: Ein Beitrag zur Untersuchung der Rissentstehung in der Kaltmassivumformung metallischer Werkstoffe. Fortschritt-Berichte Nr. 175, Reihe Fertigungstechnik, VDI Verlag Düsseldorf, 1989
- [DUN 98] Dunegan, H.L.: Modal Analysis of Acoustic Emission Signals. Journal of Acoustic Emission 10 (1998)
- [DUN 00] Dunegan, H.L.: A new AE Technique for Detecting and Locating Growing Cracks in Complex Structures. The DECI-Report, Dunegan Engineering Consultants Inc., www.deci.com, 2000
- [EBE 83] Ebener, H.: Schallemission bei plastischer Verformung von Kupfer und Kupferlegierungen. Dissertation, Universität Dortmund, 1983
- [FAN 97] Fang, C.-K.; Kannatey-Asibu, E.; Barber, J.R.: Far-field Initial Response of Acoustic Emission from Cracking in a Weldment. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 119 (1997) 8
- [GAZ 58] Gazis, D.C.: Three Dimensional Investigation of the Propagation of Waves in Hollow Circular Cylinders. Journal of the Acoustical Society of America, 31, (1959)
- [GOR 91/1] Gorman, M. R.: Plate Wave Acoustic Emission. Journal of the Acoustical Society of America, 90 (1991)
- [GOR 91/2] Gorman, M. R., Prosser, W. H.: AE Source Orientation by Plate Wave Analysis. Journal of Acoustic Emission, 9 (1991) 4
- [GOR 96] Gorman, M. R., Prosser, W. H.: Application of Normal Mode Expansion to AE Waves in Finite Plates. Journal of Applied Mechanics, 63 (1996)
- [GRA 75] Graff, K.F.: Wave Motion in Elastic Solids. Clarendon Press, Oxford, 1975
- [HÄN 96] Hänel, V., Thelen, W.: Monitoring Screws Under Tensile Load Using Acoustic Emission Analysis. IEEE Trans. on Instrumentation and Measurement; Vol. 45 (1996) 2
- [HAM 96] Hamstad, M.A., Gary, J., O’Gallagher, A.: Far-field Acoustic Emission Waves by Three-Dimensional Finite Element Modeling of Pencil-Lead Breaks on a Thick Plate. Journal of Acoustic Emission, Vol. 14 (1996) 2
- [HAN 01] Hanheide, I.: Neue Ansätze zur Diagnose von Atemregulationsstörungen im Kinderschlaflabor. Dissertation, Universität Paderborn, 2001
- [HAO 00] Hao, S., Ramalingam, S., Klamecki, B.E.: Acoustic Emission Monitoring of Sheet Metal Forming: Characterization of the Transducer, the Work Material and the Process. Journal of Materials Processing Technology; 101 (2000)
- [HAU 01] Haupt, H., Barschdorff, D.: Überwachung von Tiefziehprozessen durch Schallemissionsanalyse. Technisches Messen, 68 (2001) 4
- [HEI 98] N.N.: NC-Längenmesssysteme. Dr. Johannes Heidenhain GmbH, Traunreut, 1998

- [HEN 03] Hennecke, K.D.: Bildverarbeitung als QS-Dienstleistung, Umformtechnik, 36 (2002) 2
- [HSU 76] Hsu, N.N.: Acoustic Emission Simulator. US Patent 4018084, 13.05.1976
- [HSU 77] Hsu, N.N.; Simmons, J.A.; Hardy, S.C.: An Approach to Acoustic Emission Signal Analysis-Theory and Experiment. Materials Evaluation, 1977
- [HUA 98] Huang, M.; Jiang, L.; Liaw, P.K.; Brooks, C.R.; Seeley, R.; Klarstrom, D.L.: Using Acoustic Emission in Fatigue and Fracture Materials Research. JOM (The Minerals, Metals & Materials Society) 50 (1998) 11
- [JAM 99] Jamal, R.: LabVIEW : Programmiersprache der 4. Generation, Prentice Hall, München, 1999
- [JÜT 95] Jütte, F., Prüßner, T.: Körperschallsignale nutzen zur Prozeßüberwachung. Bänder Bleche Rohre; (1995) 10
- [JÜT 96] Jütte, F., Prüßner, T.: Körperschallanalyse für die Prozeßüberwachung in der Massivumformung. Wt-Produktion und Management; 86 (1996)
- [KAI 50] Kaiser, J.: Untersuchungen über das Auftreten von Geräuschen beim Zugversuch. Dissertation, Technische Hochschule München, 1950
- [KET 97] Kettler, G.: Prozeßüberwachung mit Acoustic Emission beim Messerkopf-stirnfräsen Fortschr.-Ber. VDI Reihe 2 Nr. 426. Düsseldorf: VDI Verlag 1997
- [KIM 83] Kim, B.S.: Punch Press Monitoring with Acoustic Emission (AE) Part I: Signal Characterization and Stock Hardness Effects. Part II: Effects of Process Variables. Transactions of the ASME, 105 (1983)
- [KIR 95] Kirchheim, A., Schaffner, G., Wolfer, P.: Piezoelektrische Sensoren zur kombinierten Messung von Kräften und Acoustic Emission für die Prozessüberwachung. Firmenschrift Kistler Instrumente AG, Winterthur, 1995
- [KIS 85] Kishi, T.: Acoustic Emission Source Characterization and it's Application to Micro-Cracking. Zeitschrift für Metallkunde, 76 (1985) 7
- [KLÖ 90] Klöckner, R.: Ein Realzeitverfahren zur Störgeräuschmaskierung bei der Audiosignalübertragung im Kraftfahrzeug. Dissertation Universität Paderborn, 1990
- [KOL 80] Kolerus, J.: Schallemissionsanalyse, Teil 1, 2. Technisches Messen tm, 47 (1980) 11/12
- [KOL 00] Kolerus, J.: Zustandsüberwachung an Maschinen. Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 2000
- [KRÄ 98] Krämer, S.: Untersuchungen zur Zahnradgetriebediagnose unter Echtzeitbedingungen. Dissertation Universität Paderborn, 1998
- [KRA 90] Krautkrämer, J., Krautkrämer, H.: Ultrasonic Testing of Materials. Springer-Verlag, 1990

- 
- [KRIE 99] Krietsch, T.: Schallemissionsanalyse struktureller Versagensprozesse in faserverstärkten Polymeren. Dissertation, TU Berlin, 1999
- [LEI 73] Leissa, A.W.: Vibrations of Shells. NASA special publications 288, Washington D.C., 1973
- [LIA 90] Liang, S.Y., Dornfeld, D.A.: Characterisation of Sheet Metal Forming Using Acoustic Emission. Transactions of the ASME, 112 (1990)
- [LOT 78] Lottemoser, J.; Höller, P.: Rissfortschritt und Schallemission. Aus: Die Schallemissionsanalyse, Verl. TÜV Rheinland, 1978
- [LOT 90] LOTUS: Laser Ultraschall-System für mess- und prüftechnische Anwendung. Informationsbroschüre VDEh-Institut für angewandte Forschung GmbH, Düsseldorf, 1990
- [MAT 00] N.N.: Signal Processing Toolbox User's Guide. The Math Works Inc., 2000
- [MED 01] N.N.: Akustische Verfahren in der Rissprüfung. Fachbeitrag Akustische Rissprüfung, MEDAV GmbH, 2001
- [MEY 91] Meyen, H. P.: Acoustic Emission (AE) – Mikroseismik im Schleifprozeß. Dissertation RWTH Aachen; 1991
- [MIL 87] Miller, R. K., McIntire, P.: Nondestructive Testing Handbook. Vol.5: Acoustic Emission Testing. American Society of Nondestructive Testing, 1987
- [MÜL 01] Müller, W.H.: Bruchmechanik I, Eine Vorlesung über die Grundlagen der linear elastischen Bruchmechanik. Institut für Mechanik, Technische Universität Berlin, 2001
- [PAL 73/1] Palmer, I.G., Heald, P.T.: The Application of Acoustic Emission Measurements to Fracture Mechanics. Materials Science and Engineering, 11 (1973) 4
- [PAL 73/2] Palmer, I.G.: Acoustic Emission Measurements on Reactor Pressure Vessel Steel. Material Science and Engineering. 11 (1973) 4
- [POL 93] N.N.: Vibrometer Operator's Manual. Firmenschrift Polytec GmbH, Waldbronn, 1993
- [PRO 96] Prosser, W.: Advanced AE Techniques in Composite Materials Research. Journal of Acoustic Emission, 14 (1996)
- [SAC 91] Sachse, W. et al (Hrsg): Acoustic Emission: Current Practice and Future Directions. American Society for Testing and Materials, Special Technical Publications 1077, Philadelphia, 1991
- [SAX 97] Saxler, W.: Erkennung von Schleifbrand durch Schallemissionsanalyse. Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 2: Fertigungstechnik, VDI-Verlag, 1997
- [SCH 91] Schehl, D. U. P.: Werkzeugüberwachung mit Acoustic Emission beim Drehen. Fräsen und Bohren. Dissertation RWTH Aachen; 1991

- [SEA 95] Searle, I.; Ziola, S.; Rutherford, P.: Crack Detection in Lap-Joints using Acoustic Emission. SPIE-Proceedings 2444, Feb. 1995
- [STE 88] Steeb, S.: Zerstörungsfreie Werkstück- und Werkstoffprüfung. Expert Verlag, Ehningen, 1988
- [STO 89] Storp, H.-J.: Beitrag zur Weiterentwicklung elektrodynamischer Ultraschallsonden im Hinblick auf die Heißprüfung. VDI-Verlag Düsseldorf, Fortschritt-Berichte Reihe 5, 178, 1989
- [STRA 94] Straube, O.: Untersuchungen zum Aufbau einer Prozessregelung für das Ziehen von Karosserieteilen. Dissertation, TU Berlin, Hanser Verlag München, 1994
- [TET 71] Tetelman, A.S., McEvily, A.J.: Bruchverhalten technischer Werkstoffe. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1971
- [THI 02] Thiede GmbH: Optoelektronische Rissprüfung. Umformtechnik, 36 (2002) 3
- [THO 98] Thomas, S.: Erkennen von Rissen und Brüchen an Werkzeugen zur Schraubenherstellung. Maschinenmarkt; 104 (1998) 18
- [WID 60] Widrow, B., Hoff, M.E.: Adaptive Switching Circuits. IRE Wescon Conv. Rec., 1960
- [WID 75] Widrow, B. et al: Adaptive Noise Cancelling: Principles and Applications, Proceedings IEEE, 63 (1975) 12
- [WID 85] Widrow, B., Stearns, S.D.: Adaptive Signal Processing. Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1985
- [WU 84] Wu, Y.S.: Unterdrückung von akustischen Umgebungsgeräuschen mit adaptiven rekursiven Digitalfiltern. Mitteilungen AGEN, 1984, Nr.38
- [ZIO 96] Ziola, S.: Digital Signal Processing of Modal AE Signals. Journal of Acoustic Emission, 14 (1996) <sup>3</sup>/<sub>4</sub>
- [ZIT 95] Zitz, U.: Abschätzung der Rissentstehung bei der Kaltumformung. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1995

## Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

$v$	Schwinggeschwindigkeit
$v_C$	Ausbreitungsgeschwindigkeit eines Risses
$v_0$	Schallgeschwindigkeit
$v_R$	Geschwindigkeit der Raleigh-Wellen
$c_l$	Phasengeschwindigkeit der Longitudinalwelle
$c_t$	Phasengeschwindigkeit der Transversalwelle
$a$	Beschleunigung
$m$	Masse
$\rho$	Dichte
$E$	Elastizitätsmodul
$K$	Gerätekonstante
$c$	Federkonstante
$u_M$	Messspannung
$f, f_0$	Frequenz, Eigenfrequenz
$f_B$	Bragg-Frequenz
$f_m$	Mittenfrequenz
$\omega$	Kreisfrequenz
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz
$\omega_e$	Kennkreisfrequenz
$\lambda$	Optische Wellenlänge
$\lambda, \mu$	Lame'-Konstanten
$\nu$	Poissonzahl, Querdehnzahl
$\tau, \sigma$	Mechanische Spannung
$\sigma_c$	Theoretische Trennfestigkeit
$\gamma_s$	Oberflächenenergie



$\varepsilon$	Verzerrung
$\bar{u}, u$	Verschiebung, Auslenkung
$x$	Weg, Ort
$\varphi$	Skalarpotenzial
$\bar{\Psi}$	Vektorpotenzial
$a, b, R$	Geometrische Abmessungen
$F$	Kraft
$a_i, b_i$	Filterkoeffizienten
$B$	Bandbreite

## Anhang

### A 1 Lösung der Wellendifferenzialgleichung in einer unendlich ausgedehnten Platte

Die Wellendifferenzialgleichung

$$\mu \cdot \nabla^2 \vec{u} + (\lambda + \mu) \nabla (\nabla \cdot \vec{u}) = \rho \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial t^2} \quad (1)$$

für die Auslenkung  $\vec{u}$  kann bei der Wellenausbreitung in einer unendlich ausgedehnten dünnen Platte der Dicke  $2b$  unter der Berücksichtigung des Helmholtz-Theorems mit dem Ansatz

$$\vec{u} = \nabla \varphi + \nabla \times \vec{\psi} \quad (2)$$

gelöst werden [GRA 75, DIE 00]. Dabei ist  $\varphi(x, z, t)$  ein Skalarpotenzial und  $\vec{\psi}(x, z, t)$  ein quellenfreies Vektorpotenzial. Für eine ebene Welle entlang der  $z$ -Koordinate ergeben sich die unabhängigen Differenzialgleichungen

$$\nabla^2 \varphi = \frac{1}{c_1^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad \text{mit } c_1 = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} \quad (3)$$

und

$$\nabla^2 \vec{\psi} = \frac{1}{c_t^2} \frac{\partial^2 \vec{\psi}}{\partial t^2} \quad \text{mit } c_t = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}}. \quad (4)$$

Mit dem Produktansatz  $\varphi(x, z, t) = X(x) Z(z) e^{-j\omega t}$  folgt aus (3)

$$\underbrace{\frac{1}{X} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2}}_{-\alpha^2} + \underbrace{\frac{1}{Z} \frac{\partial^2 Z}{\partial z^2}}_{-\gamma^2} + \frac{\omega^2}{c_1^2} = 0. \quad (5)$$

Mit dem Ansatz für eine sich in positive  $z$ -Richtung ausbreitende Welle

$$\varphi(x, z, t) = (A \cos(\alpha x) + B \sin(\alpha x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \quad z > 0, t > 0 \quad (6)$$

existieren Lösungen unter der Bedingung

$$\alpha^2 + \gamma^2 = \frac{\omega^2}{c_1^2}. \quad (7)$$

Nach gleicher Vorgehensweise folgen für (4) Lösungen der Form

$$\begin{aligned} \vec{\psi}_x(x, z, t) &= (C \cos(\beta x) + D \sin(\beta x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_x \quad z > 0, t > 0 \\ \vec{\psi}_y(x, z, t) &= (E \cos(\beta x) + F \sin(\beta x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_y \quad z > 0, t > 0 \\ \vec{\psi}_z(x, z, t) &= (G \cos(\beta x) + H \sin(\beta x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_z \quad z > 0, t > 0 \end{aligned} \quad (8)$$

unter der Bedingung

$$\beta^2 + \gamma^2 = \frac{\omega^2}{c_1^2}. \quad (9)$$

Einsetzen der Lösungen (6) und (8) in (2) ergibt aufgrund der Unabhängigkeit von der y-Koordinate (in Richtung der Plattendicke)

$$\begin{aligned} \vec{u}_x &= [\alpha (-A \sin(\alpha x) + B \cos(\alpha x)) - j\gamma (E \cos(\beta x) + F \sin(\beta x))] e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_x \\ \vec{u}_y &= [-\beta (-G \sin(\beta x) + H \cos(\beta x)) + j\gamma (C \cos(\beta x) + D \sin(\beta x))] e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_y. \\ \vec{u}_z &= [j\gamma (A \cos(\alpha x) + B \sin(\alpha x)) + \beta (-E \sin(\beta x) + F \cos(\beta x))] e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_z \end{aligned} \quad (10)$$

An den Plattengrenzen müssen die Normal- und Schubspannungen verschwinden. Daraus ergeben sich die Randbedingungen für die Elemente des Spannungstensors

$$\begin{aligned} \sigma_x = \tau_{xx} \Big|_{x=\pm b} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u_x}{\partial x} + \lambda \frac{\partial u_z}{\partial z} \Big|_{x=\pm b} = 0 \\ \tau_{xy} \Big|_{x=\pm b} &= \mu \frac{\partial u_y}{\partial x} \Big|_{x=\pm b} = 0 \\ \tau_{xz} \Big|_{x=\pm b} &= \mu \left[ \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right] \Big|_{x=\pm b} = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Damit und mit der Quellenfreiheit des Vektorpotenzials  $\vec{\psi}(x, z, t)$ , kann ein für die Konstanten  $A$  bis  $H$  ein homogenes lineares Gleichungssystem angegeben werden:

$$\begin{pmatrix} c \sin(\alpha b) & -f \sin(\beta b) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ d \cos(\alpha b) & g \cos(\beta b) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -h \sin(\beta b) & \beta^2 \sin(\beta b) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\beta \sin(\beta b) & j\gamma \sin(\beta b) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -d \sin(\alpha b) & g \sin(\beta b) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c \cos(\alpha b) & -f \cos(\beta b) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \beta^2 \cos(\beta b) & h \cos(\beta b) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j\gamma \cos(\beta b) & \beta \cos(\beta b) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} B \\ E \\ C \\ H \\ A \\ F \\ G \\ D \end{pmatrix} = 0 \quad (12)$$

mit

$$\begin{aligned} c &= (\lambda + 2\mu)\alpha^2 + \lambda\gamma^2 \\ d &= j2\gamma\alpha \\ f &= j2\mu\gamma\beta \\ g &= \gamma^2 - \beta^2 \\ h &= j\gamma\beta \end{aligned} \quad (13)$$

Notwendige Bedingung für die Existenz einer Lösung ist, dass die Determinante der Systemmatrix verschwindet, das heißt:

$$\begin{vmatrix} c \cos(\alpha b) & f \cos(\beta b) \\ -d \sin(\alpha b) & g \sin(\beta b) \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} -\beta \sin(\beta b) & j\gamma \sin(\beta b) \\ -h \sin(\beta b) & \beta^2 \sin(\beta b) \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} g \cos(\beta b) & d \cos(\alpha b) \\ f \sin(\beta b) & c \sin(\alpha b) \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} j\gamma \cos(\beta b) & \beta \cos(\beta b) \\ \beta^2 \cos(\beta b) & h \cos(\beta b) \end{vmatrix} = 0 \quad (14)$$

Daraus folgen vier unabhängige Lösungen, denen einzelne Wellenarten zugeordnet werden können:

1.  $B, E, C, H, A, F = 0; \quad G, D \neq 0$

$$\begin{aligned} \vec{u}_x &= 0 \\ \vec{u}_y &= (\beta G + j\gamma D) \sin(\beta x) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_y \\ \vec{u}_z &= 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Diese Lösung beschreibt die antisymmetrische horizontale Scherwelle (SH-Wellenmoden).

Aus der Bedingung für die Unterdeterminante

$$\begin{vmatrix} j\gamma \cos(\beta b) & \beta \cos(\beta b) \\ \beta^2 \cos(\beta b) & jy\beta \cos(\beta b) \end{vmatrix} = 0 \quad (16)$$

folgt

$$\beta b = \left( p - \frac{1}{2} \right) \pi, \quad p = 1, 2, 3 \dots \quad (17)$$

2.  $B, E, A, F, G, D = 0; \quad C, H \neq 0$

$$\begin{aligned} \vec{u}_x &= 0 \\ \vec{u}_y &= (-\beta H + j\gamma C) \cos(\beta x) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_y \\ \vec{u}_z &= 0 \end{aligned} \quad (18)$$

Durch diese Lösung wird die symmetrische SH-Welle beschrieben, mit

$$\beta b = q\pi, \quad q = 1, 2, 3 \dots \quad (19)$$

Die dritte und vierte Lösung beinhalten jeweils zwei Verschiebungskomponenten und stellen eine Überlagerung aus vertikalen Scherwellen (SV-Wellen) und Volumenwellen (P-Wellen) dar.

3.  $B, E, C, H, G, D = 0; \quad A, F \neq 0$

$$\begin{aligned} \vec{u}_x &= (-\alpha A \sin(\alpha x) - j\gamma F \sin(\beta x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_x \\ \vec{u}_y &= 0 \\ \vec{u}_z &= (\beta F \cos(\beta x) + j\gamma A \cos(\alpha x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_z \end{aligned} \quad (20)$$

4.  $C, H, A, F, G, D = 0; \quad B, E \neq 0$

$$\begin{aligned} \vec{u}_x &= (\alpha B \cos(\alpha x) - j\gamma E \cos(\beta x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_x \\ \vec{u}_y &= 0 \\ \vec{u}_z &= (-\beta E \sin(\beta x) + j\gamma B \sin(\alpha x)) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \vec{e}_z \end{aligned} \quad (21)$$

## A 1 Lösung der Wellendifferenzialgleichung in einer unendlich ausgedehnten Platte 117

Aus den Bedingungen für die Unterdeterminanten ergeben sich Rayleigh-Lamb-Frequenzgleichungen

$$\frac{\tan(\beta b)}{\tan(\alpha b)} = -\frac{4(\gamma b)^2 (\alpha b)^2 (\beta b)^2}{\left((\gamma b)^2 - (\beta b)^2\right)^2} \quad (22)$$

und

$$\frac{\tan(\beta b)}{\tan(\alpha b)} = -\frac{\left((\gamma b)^2 - (\beta b)^2\right)^2}{4(\gamma b)^2 (\alpha b)^2 (\beta b)^2}, \quad (23)$$

deren Eigenschaften und Charakteristika mit numerischen Verfahren bestimmt werden müssen.

## A 2 Lösung der Wellendifferenzialgleichung in einem unendlich ausgedehnten Zylinder

Die Lösungen der Wellendifferenzialgleichung für die Auslenkung in einem unendlich ausgedehnten dünnwandigen Zylinder können in ähnlicher Vorgehensweise wie in Anhang A1 für unendlich ausgedehnte Platten beschrieben werden [GRA 75, DIE 00]. In einem dünnwandigen Zylinder, unendlich ausgedehnt in z-Richtung und mit dem Außenradius  $b$  und dem Innenradius  $a$  wird die Auslenkung

$$\vec{u} = \nabla V + \nabla \times \vec{H} \quad (24)$$

durch die Differenzialgleichungen

$$\nabla^2 V = \frac{1}{c_1^2} \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \quad \text{mit } c_1 = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} \quad (25)$$

für das Skalarpotenzial  $V(r, \varphi, z, t)$  und

$$\nabla^2 \vec{H} = \frac{1}{c_2^2} \frac{\partial^2 \vec{H}}{\partial t^2} \quad \text{mit } c_2 = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \quad (26)$$

für das Vektorpotenzial  $\vec{H}(r, \varphi, z, t)$  in Zylinderkoordinaten beschrieben. Mit dem Produktansatz  $V(r, \varphi, z, t) = R(r)\Phi(\varphi)Z(z)e^{-j\omega t}$  folgt für (25)

$$\frac{1}{R} \frac{\partial^2 R}{\partial r^2} + \frac{1}{R} \frac{1}{r} \frac{\partial R}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \underbrace{\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2}}_{-n^2} + \frac{1}{Z} \underbrace{\frac{\partial^2 Z}{\partial z^2}}_{-\gamma^2} + \frac{\omega^2}{c_1^2} = 0. \quad (27)$$

Daraus ergeben sich für  $\Phi(\varphi)$  sinus- und kosinusförmige Lösungen der Form

$$\Phi(\varphi) = \tilde{C} \cos(n\varphi) + \tilde{D} \sin(n\varphi) \quad (28)$$

und für  $Z(z)$  Exponentialfunktionen der Form

$$Z(z) = \tilde{E} e^{-j\gamma z} + \tilde{F} e^{j\gamma z}. \quad (29)$$

Mit  $\frac{\omega^2}{c_1^2} - \gamma^2 = \alpha^2$  folgt aus (27) die Besselsche Differentialgleichung

$$\frac{\partial^2 R}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial R}{\partial r} + \left( \alpha^2 - \frac{n^2}{r^2} \right) R = 0. \quad (30)$$

Damit kann das Skalarpotenzial  $V$  bei einer Wellenausbreitung in positiver  $z$ -Richtung mit

$$\begin{aligned} V(\rho, \varphi, z, t) &= (A Z_n(\alpha_1 r) + B W_n(\alpha_1 r)) \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \quad z > 0, t > 0 \\ &= f(r) \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \end{aligned}, \quad (31)$$

angegeben werden, wobei für die  $\Phi$ -Komponente nur eine der separaten Lösungen berücksichtigt wird. Außerdem gilt  $\alpha_1 = |\alpha|$  und  $Z_n$  und  $W_n$  bezeichnen im Fall  $\alpha^2 > 0$  die normalen Besselfunktionen  $J_n$  und  $N_n$  und für  $\alpha^2 < 0$  die modifizierten Besselfunktionen  $I_n$  bzw.  $K_n$ .

Für das Vektorpotenzial  $\vec{H}(r, \varphi, z, t)$  können mit

$$\nabla^2 \vec{H} = \left( \nabla^2 H_r - \frac{H_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial H_\varphi}{\partial \varphi} \right) \vec{e}_r + \left( \nabla^2 H_\varphi - \frac{H_\varphi}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial H_r}{\partial \varphi} \right) \vec{e}_\varphi + \nabla^2 H_z \vec{e}_z \quad (32)$$

in (26) und mit dem Produktansatz von Bernoulli für jede Koordinate Lösungen angegeben werden. Für  $H_z$  ergibt sich analog zu  $V$

$$\begin{aligned} H_z(r, \varphi, z, t) &= (G Z_n(\alpha_1 r) + H W_n(\alpha_1 r)) \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \quad z > 0, t > 0 \\ &= g_3(r) \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)}. \end{aligned} \quad (33)$$

Die Differentialgleichungen für  $H_r$  und  $H_\varphi$  sind miteinander gekoppelt und können durch Addition und Subtraktion in Besselsche Differentialgleichungen überführt werden:

$$\left[ \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \beta^2 - \frac{(n+1)^2}{r^2} \right] (R_r - R_\varphi) = 0 \quad (34)$$



$$\left[ \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \beta^2 - \frac{(n+1)^2}{r^2} \right] (R_r - R_\varphi) = 0. \quad (35)$$

Aus den zugehörigen Lösungsfunktionen

$$2g_1 = R_r - R_\varphi = 2C Z_{n+1}(\beta_1 r) + 2D W_{n+1}(\beta_1 r) \quad (36)$$

und

$$2g_2 = R_r + R_\varphi = 2E Z_{n-1}(\beta_1 r) + 2F W_{n-1}(\beta_1 r) \quad (37)$$

ergeben sich die Lösungen für die Vektorpotenzialkomponenten

$$\begin{aligned} H_r(r, \varphi, z, t) &= (C Z_{n+1}(\beta_1 r) + D W_{n+1}(\beta_1 r) + E Z_{n-1}(\beta_1 r) + F W_{n-1}(\beta_1 r)) \sin(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \\ H_\varphi(r, \varphi, z, t) &= (-C Z_{n+1}(\beta_1 r) - D W_{n+1}(\beta_1 r) + E Z_{n-1}(\beta_1 r) + F W_{n-1}(\beta_1 r)) \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \end{aligned} \quad (38)$$

Mit der Eigenschaft der Unabhängigkeit von der Wandstärke des Zylinders kann ohne Verlust der Allgemeingültigkeit eine der Funktionen  $g_1$ ,  $g_2$ ,  $g_3$  zu null gesetzt werden.

Mit  $g_2 = 0$  ergibt sich  $R_r = -R_\varphi = g_1$  und damit folgt aus (24) der Verschiebungsvektor  $\vec{u}$  mit

$$\begin{aligned} u_r &= \left[ \frac{\partial f(r)}{\partial r} + \frac{n}{r} g_3(r) + \gamma g_1(r) \right] \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \\ u_\varphi &= \left[ -\frac{n}{r} f(r) + \gamma g_1(r) - \frac{\partial g_3(r)}{\partial r} \right] \sin(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \\ u_z &= \left[ -\gamma f(r) - \frac{\partial g_1(r)}{\partial r} - \frac{n+1}{r} g_1(r) \right] \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \end{aligned} \quad (39)$$

Die Randbedingungen für die Elemente des Spannungstensors sind die gleichen wie bei der unendlich ausgedehnten Platte. Die Normal- und Schubspannungen an den Zylinderoberflächen müssen verschwinden:

$$\tau_{rr} = \tau_{rz} = \tau_{r\varphi} = 0 \quad \text{für } r = a \text{ und } r = b. \quad (40)$$

Werden diese eingesetzt in

## A 2 Lösung der Wellendifferenzialgleichung in einem unendlich ausgedehnten Zylinder 121

$$\begin{aligned}\tau_{rr} &= \left\{ -\lambda(\alpha^2 + \gamma^2) f(r) + 2\mu \left[ \frac{\partial^2 f(r)}{\partial r^2} + \frac{n}{r} \left( \frac{\partial g_3(r)}{\partial r} - \frac{g_3(r)}{r} \right) + \gamma \frac{\partial g_1(r)}{\partial r} \right] \right\} \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)} \\ \tau_{r\varphi} &= \mu \left\{ -\frac{2n}{r} \left( \frac{\partial f(r)}{\partial r} - \frac{f(r)}{r} \right) - \left( 2 \frac{\partial^2 g_3(r)}{\partial r^2} - \beta^2 g_3(r) \right) - \gamma \left( \frac{n+1}{\rho} g_1(r) - \frac{\partial g_1(r)}{\partial r} \right) \right\} \sin(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)}, \\ \tau_{rz} &= \mu \left\{ -2\gamma \frac{\partial f(r)}{\partial r} - \frac{n}{r} \left[ \frac{\partial g_1(r)}{\partial r} + \left( \frac{n+1}{r} - \beta^2 + \gamma^2 \right) g_1(r) \right] - \frac{n\gamma}{r} g_3(r) \right\} \cos(n\varphi) e^{-j(\gamma z + \omega t)}\end{aligned}$$

folgt ein Gleichungssystem für die Unbekannten  $A$  bis  $H$

$$\begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} & c_{45} & c_{46} \\ c_{51} & c_{52} & c_{53} & c_{54} & c_{55} & c_{56} \\ c_{61} & c_{62} & c_{63} & c_{64} & c_{65} & c_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \\ G \\ H \end{pmatrix} = 0 \quad (41)$$

mit

$$\begin{aligned}c_{11} &= \{2n(n-1) - (\beta^2 - \gamma^2)a^2\} Z_n(\alpha_1 a) + 2\lambda_1 \alpha_1 a Z_{n+1}(\alpha_1 a) \\ c_{12} &= 2\gamma\beta_1 a^2 Z_n(\alpha_1 a) - 2\gamma a(n+1) Z_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{13} &= -2n(n-1) Z_n(\beta_1 a) + 2\lambda_2 n \beta_1 a Z_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{14} &= \{2n(n-1) - (\beta^2 - \gamma^2)a^2\} W_n(\alpha_1 a) + 2\alpha_1 a W_{n+1}(\alpha_1 a) \\ c_{15} &= 2\lambda_2 \gamma \beta_1 a^2 W_n(\beta_1 a) - 2\gamma a(n+1) W_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{16} &= -2n(n-1) W_n(\beta_1 a) + 2n \beta_1 a W_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{21} &= -2n(n-1) Z_n(\alpha_1 a) - 2\lambda_1 n \alpha_1 a Z_{n+1}(\alpha_1 a) \\ c_{22} &= -\gamma \beta_1 a^2 Z_n(\alpha_1 a) - 2\gamma a(n+1) Z_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{23} &= \{2n(n-1) - \beta^2 a^2\} Z_n(\beta_1 a) + 2\lambda_2 \beta_1 a Z_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{24} &= 2n(n-1) W_n(\alpha_1 a) - 2n \alpha_1 a W_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{25} &= -\lambda_2 \gamma \beta_1 a^2 W_n(\alpha_1 a) - 2\gamma a(n+1) W_{n+1}(\beta_1 a) \\ c_{26} &= 2n(n-1) W_n(\alpha_1 a) - 2n \alpha_1 a W_{n+1}(\beta_1 a)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
c_{31} &= 2n\gamma\alpha_1 Z_n(\alpha_1 a) - 2\lambda_1 \gamma \alpha_1 a^2 Z_{n+1}(\alpha_1 a) \\
c_{32} &= n\beta_1 a Z_n(\beta_1 a) - (\beta^2 - \gamma^2) a^2 Z_{n+1}(\beta_1 a) \\
c_{33} &= -n\beta_1 a Z_n(\beta_1 a) \\
c_{34} &= 2n\gamma a W_n(\alpha_1 a) - 2\gamma \alpha_1 a^2 W_{n+1}(\alpha_1 a) \\
c_{35} &= \lambda_2 n \beta_1 a W_n(\beta_1 a) - (\beta^2 - \gamma^2) a^2 W_{n+1}(\beta_1 a) \\
c_{36} &= -n\beta_1 a W_n(\beta_1 a)
\end{aligned}$$

Die restlichen Koeffizienten erhält man, wenn man  $a$  durch  $b$  ersetzt. Der Wert der Parameter  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$  ist 1, wenn sich die Lösung aus den normalen Besselfunktionen  $J_n$  und  $N_n$  zusammensetzt, und  $-1$  für den Fall der modifizierten Besselfunktionen  $I_n$  und  $K_n$ .

Die Lösung des Gleichungssystems (41) ergibt sich aus dem Nullsetzen der Determinante der Systemmatrix. Die entstehende Frequenzgleichung ist hoch kompliziert und schwer verständlich. Unter bestimmten Annahmen kann die Determinante in einfachere Formen aufgespalten werden und es entstehen Lösungen, die eine anschauliche Betrachtung ermöglichen [GAZ 58].

### Bewegungen unabhängig von der z-Koordinate

Für Bewegungen unabhängig von der z-Koordinate wird die Wellenzahl  $\gamma = 0$  gesetzt.

Die Determinante der Systemmatrix vereinfacht sich zu  $D_1 \cdot D_2 = 0$  mit

$$D_1 = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{13} & c_{14} & c_{16} \\ c_{21} & c_{23} & c_{24} & c_{26} \\ c_{41} & c_{43} & c_{44} & c_{46} \\ c_{51} & c_{53} & c_{54} & c_{56} \end{vmatrix} \quad \text{und} \quad D_2 = \begin{vmatrix} c_{32} & c_{35} \\ c_{62} & c_{65} \end{vmatrix} \quad (42)$$

Der Fall  $D_1 = 0$  entspricht Deformationen, die die Verschiebungskomponenten  $u_r$  und  $u_\varphi$  enthalten. Unter der weiteren Einschränkung, dass die Bewegungen zusätzlich auch unabhängig von  $\varphi$  sind ( $n = 0$ ), bekommt man axialsymmetrische Vibrationen. Die Determinante  $D_1$  lässt sich dann in ein Produkt aus zwei Summen aufspalten, die jeweils für sich die Bedingung  $D_1 = 0$  erfüllen. Dabei kann eine Summe einer Schervibration zugeordnet werden, was den SH-Wellenmoden der ebenen Platte entspricht. Die andere

## A 2 Lösung der Wellendifferenzialgleichung in einem unendlich ausgedehnten Zylinder123

Summe beschreibt eine axiale Dehnungsvibration, kann also den symmetrischen SV-Wellenmoden der ebenen Platte zugeordnet werden.

Im Fall  $D_2 = 0$  handelt es sich um längsgerichtete Scherbewegungen, die lediglich die z-Komponente des Verschiebungsvektors enthalten:

$$u_z = [C\beta J_n(\beta_1 r) + D\beta N_n(\beta_1 r)] \cos(n\varphi) \sin(\omega t) \quad (43)$$

Die resultierende Frequenzgleichung ist:

$$J_n'(\beta a)Y_n'(\beta a) - J_n'(\beta b)Y_n'(\beta b) = 0. \quad (44)$$

Diese Verschiebungen in Ausbreitungsrichtung der Welle entsprechen den P-Wellen in der ebenen Platte.

### Bewegungen unabhängig von der $\varphi$ -Koordinate

Unabhängigkeit von der Winkelkoordinate  $\varphi$  ergibt sich für  $n = 0$ . Die Determinante vereinfacht sich zu einem Produkt  $D_3 \cdot D_4 = 0$  mit

$$D_3 = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{14} & c_{15} \\ c_{31} & c_{32} & c_{34} & c_{35} \\ c_{41} & c_{42} & c_{44} & c_{45} \\ c_{61} & c_{62} & c_{64} & c_{65} \end{vmatrix} \quad \text{und} \quad D_4 = \begin{vmatrix} c_{23} & c_{26} \\ c_{53} & c_{56} \end{vmatrix} \quad (45)$$

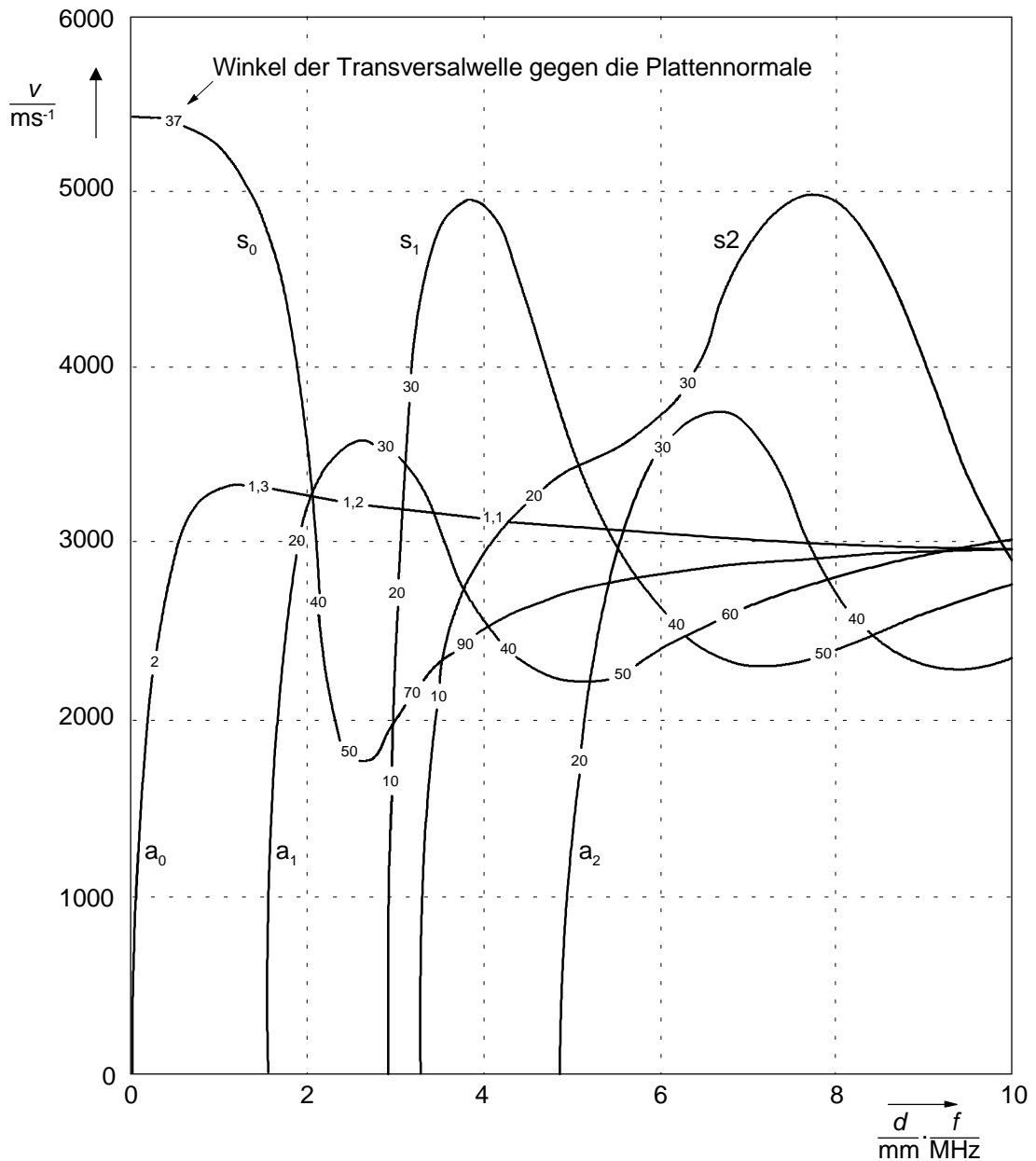
Die Frequenzgleichung aus  $D_3 = 0$  spiegelt Wellenmoden wieder, die sich immer aus den Verschiebungskomponenten  $u_r$  und  $u_z$  zusammensetzen. Sie entsprechen den symmetrischen SV-Moden und den P-Moden der ebenen Platte.

Im Fall  $D_4 = 0$  sind  $f$  und  $g_1$  gleich null und der Verschiebungsvektor ist nur von  $u_\varphi$  abhängig. Die resultierende Frequenzgleichung lautet

$$J_2(\beta a)Y_2(\beta a) - J_2(\beta b)Y_2(\beta b) = 0.$$

Hierbei kommt es zur Ausbreitung reiner Torsionsmoden, die den SH-Wellenmoden der ebenen Platte entsprechen.

### A 3 Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Plattenwellen in dünnen Platten



Ausbreitungsgeschwindigkeit von Plattenwellen, aufgetragen über das Produkt aus Plattendicke und Frequenz (asu [KRA 90])

$a_i$  ... Biegewellen

$s_i$  ... Dehnungswellen

## A 4 LMS-Algorithmus des Adaptivfilters

Die Koeffizienten  $b_i$  des Transversalfilters werden bei jeder Iteration in Richtung des negativen Gradienten des mittleren quadratischen Fehlers vorgenommen:

$$b_{i,n+1} = b_{i,n} - \tilde{\eta} \frac{\partial}{\partial b_i} E\{e_n^2\},$$

wobei der Gradient durch das momentane Produkt des Fehlersignals mit den momentanen Zustandsvariablen des Filters approximiert wird:

$$b_{i,n+1} = b_{i,n} + \eta e_n x_{n-k}.$$

Die suboptimale Schrittweite  $\eta$  wird als geglättete Zufallsgröße mit

$$\eta_n = \frac{\mu}{f_n^2}, \quad 0 < \mu < 2$$

berechnet, wobei

$$f_n^2 = \rho f_{n-1}^2 + (1 - \rho) [x_n^T x_n], \quad 0 \leq \rho \leq 1.$$