



Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash: Ein Beitrag zur Verbesserung der Unfallerkennung

Promotionsschrift

zur Erlangung des akademischen Grades

Dr.-Ing.

vorgelegt dem

Zentrum für Ingenieurwissenschaften
der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg

von

Herrn Dipl.-Ing.(FH) Paul Spannaus

geb. am 05.10.1981 in Halle an der Saale

Gutachter:

1. Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Holm Altenbach
2. Prof. Dr.-Ing. Thomas Brandmeier

Tag der mündlichen Prüfung: 13. August 2009 in Halle an der Saale

Wenn sich alle Dinge im Zustand der Ruhe befänden, so würde kein Klang unser Gehör berühren. Dies würde deshalb geschehen, weil bei dem Aufhören aller Bewegung die Dinge unter sich keinen Schlag erregen können; zur Existenz der Stimme (des Schalls) ist also der Schlag nötig. Dem Vorhandensein des Schlages muss aber notwendigerweise Bewegung vorangehen. Wenn also Stimme existieren soll, so muss auch Bewegung vorhanden sein. Jede Bewegung hat in sich bald das Moment der Schnelligkeit, bald das der Langsamkeit. Wenn also eine Bewegung beim Schlagen langsam ist, so wird ein tiefer Klang erzeugt; denn wie die Langsamkeit dem Stillstande tiefer am nächsten kommt, so ist auch die Tiefe der Schweigsamkeit benachbart. Eine schnelle Bewegung ergibt einen hohen Klang.

Anicius Manlius Severinus Boethius
470 - 524 n.Chr.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit wurde am Institut für Angewandte Forschung der Hochschule Ingolstadt in enger Zusammenarbeit mit den Projektpartnern in dem übergeordneten Projekt *CISS* Crash Impact Sound Sensing erarbeitet.

Die Grundidee der Crashererkennung mittels Körperschall wurde durch die Abteilung *Chassis&Safety* der Continental AG in Regensburg (ehemalig Siemens VDO) im Jahr 2002 entwickelt und der Öffentlichkeit auf der Crash-Fachmesse *Airbag 2004* vorgestellt [28]. Motiviert durch eine hohe Resonanz seitens der Fahrzeughersteller starteten anschließend bei Continental ein Entwicklungsprojekt, das die neue Crashererkennungstechnologie serienreif entwickeln sollte. In diesem Zusammenhang ging der Forschungsauftrag zu detaillierten Untersuchung der Körperschallphänomene innerhalb einer Fahrzeugcrashsituation an die Hochschule Ingolstadt. Aufgrund großer Verbesserungspotentiale der Crashererkennung wurde das Forschungsprojekt weiter durch das *BMBF* gefördert [Förderkennzeichen *17 15X 06*]. Die herausragenden Projekterfolge zeichneten sich durch die Serieneinführung Mitte 2008 und dem bayerischen Innovationspreis 2008, verliehen durch Dr. Günther Beckstein, aus. Der Innovationspreis wurde für die enge Zusammenarbeit und Verzahnung von Hochschule, Zuliefer- und Automobilindustrie verliehen. Ohne die, die vorliegende Arbeit in der Form nicht möglich gewesen wäre. Mein Dank gebührt in diesem Zusammenhang im Besonderen Herrn Michael Feser, Christian Smykalla und Mario Geigenfeind von Continental Regensburg für die enge Kooperation, der Durchführung wichtiger Versuche wie dem Rollbocktest sowie der Ermöglichung umfangreichen Wissenstransfers seitens der realen Crashversuche. Frau Dr. Siegfried Saulich von Audi, Thorsten Gass und Andre Neubohn von Volkswagen für die sehr gute Zusammenarbeit in den Bereichen Crashversuch und Crashsimulation.

Für die wissenschaftliche Betreuung und der hervorragenden Unterstützung der Arbeit bedanke ich mich herzlich bei Prof. Dr. habil Holm Altenbach und Dr. Konstantin Naumenko des Zentrums für Ingenieurwissenschaften der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg.

Die Projektarbeit am Institut für Angewandte Forschung an der Hochschule Ingolstadt wurde mir durch den Projektleiter Prof. Dr.-Ing. Thomas Brandmeier erst ermöglicht. Mein Dank gilt seinem starken Engagement in und um die Verwirklichung der Forschungsarbeiten sowie der steten Unterstützung auf dem langen Weg der Erkenntnis. Meinen Institutskollegen Christian Lauerer, Rudolf Ertlmeier, Werner Thomas und vielen anderen danke ich für viele angeregte Diskussionen und Unterstützung zu jeder Tages- und Nachtzeit.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Eltern und Geschwistern Max und Anja Spannaus sowie Katharina Amberger für ihr Verständnis und Rückhalt während der gesamten Zeit der Forschungsarbeit aufrichtig und herzlich danken.

Paul Spannaus, Juli 2009

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	V
1 Ausgangspunkt und Zielsetzung	1
1.1 Unfallstatistik und Notwendigkeit der Untersuchungen	1
1.2 Technische Anforderungen an Sicherheitssysteme	3
1.3 Unfallerkennung mit Körperschall	5
2 Grundlagen der Elastizitätstheorie	9
2.1 Werkstoffmechanische Beschreibung von Fahrzeugstrukturen	9
2.2 Grundlagen der Analyse von Spannungen und Verzerrungen	10
2.2.1 Spannungen	10
2.2.2 Hydrostatischer Spannungszustand und Deviator	11
2.2.3 Gleichgewichtsbedingungen	12
2.2.4 Verzerrungen	12
2.2.5 Elastizitätsgesetz	13
2.2.6 Allgemeiner Lösungsansatz	14
2.2.7 Kontinuumsschwingungen - Körperschall	15
2.2.8 Ebene Probleme	16
3 Körperschallanregung im Fahrzeugcrash	17
3.1 Übergeordneter Ansatz	18
3.2 Mikromechanik	19
3.2.1 Körperschallentstehung aus Sicht der Materialphysik	19
3.2.2 Spannungsfelder der Versetzungsmechanik	22
3.2.3 Versetzungsenergie	25
3.3 Makromechanik	27
3.3.1 Bruchmechanik	27
3.3.2 Bewegtes Rissspitzenfeld	31
3.4 Beulen von Zylinderschalen	35
3.4.1 Biegetheorie der perfekten Kreiszylinderschale	37
3.4.2 Dynamische, axiale Belastung	38
3.4.3 Erweiterte Biegetheorie des dynamischen Faltheulens	45
4 Numerische Betrachtungen	49
4.1 Randbedingungen	49
4.2 Grenzen der Simulationsmethoden	51
4.3 Anwendung der Crashsimulation zur Körperschallanregung	54
5 Crash- und Validierungsversuche	63
5.1 Realer Crashversuch	64
5.2 Rollbockversuch	68
5.2.1 Vergleich verschiedener Plattformen	70

5.2.2	Korrelation Kraftänderung mit Körperschallsignal	73
5.2.3	Vergleichbarkeit von Rollbock und Crashtest	74
5.3	Körperschallanregung bei statischer Fahrzeugbelastung	76
5.4	Körperschallemission im einachsigen Zugversuch	79
5.5	Validierung der dynamischen Beulbeschreibung	86
6	Entwicklung einer Unfallerkennungslogik	89
6.1	Grenzen der Airbag-Steuergeräteeinheit <i>ECU</i>	89
6.2	Algorithmusentwicklung mittels adaptiver Filterung	90
6.3	Anwendung der <i>Kalman</i> -Filterung zur Crasherkenung	93
7	Zusammenfassung und Ausblick	97
	Literaturverzeichnis	101

Symbolverzeichnis

Formelzeichen

α_1, α_2	Normierung der Rissgeschwindigkeit \dot{a} mit c_1 und c_2
\mathbf{D}	Dämpfungsmatrix
\mathbf{F}	globaler Lastvektor
\mathbf{K}	Steifigkeitsmatrix
\mathbf{M}	Massenmatrix
ϕ	Skalarpotentialfeld
ψ	Vektorpotentialfeld
$\boldsymbol{\sigma}$	Spannungstensor zweiter Stufe
\ddot{u}_i	Beschleunigung des Kontinuumteilchens in Richtung $i = x, y, z$
δ_{ij}	<i>Kronecker</i> -Symbol
\dot{V}	Volumendeformationsrate
λ_L	<i>Lyapunov</i> -Exponent, Maß der Stabilität eines Differentialgleichungssystems
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Verzerrungstensor
\mathbf{A}	Matrix des Systemmodells
\mathbf{B}	Steuerungsmatrix
\mathbf{b}	<i>Burgers</i> vektor, Längendifferenz bei Umlauf einer Versetzung
\mathbf{C}	Matrix der Systemdynamik
\mathbf{f}	Volumenkräfte in einem Kontinuum
\mathbf{K}	<i>Kalman-Gain</i> - Gewichtungsmatrix
\mathbf{P}_k	Fehlerkovarianzmatrix
\mathbf{Q}	Beobachtungsmatrix
\mathbf{R}	Messrauschmatrix
\mathbf{t}	Flächenkräfte in einem Kontinuum
\mathbf{u}	Verschiebungsvektor $\mathbf{u} = (u, v, w)$
\mathbf{u}^{\parallel}	Verschiebungsfeld der Schraubenversetzung
\mathbf{u}^{\perp}	Verschiebungsfeld der Stufenversetzung
\mathcal{G}	Energiefreisetzungsrate des Rissspitzenfelds
μ, λ	<i>Lamé</i> -Konstanten
ν	Querkontraktionszahl
Ψ, Φ	komplexe Spannungsfunktionen
\Re, \Im	Realteil und Imaginäranteil
ρ	Dichte

- σ_0 geschwindigkeitsabhängige Streckgrenze der Beulmodellierung
 σ_m mittlere Spannung
 σ_v Vergleichsspannung
 σ_v, ε_v Vergleichsspannung und -dehnung nach *von Mises*
 σ_{ij} Spannungskomponenten des Spannungstensors
 $\sigma_{ij}^k, \varepsilon_{ij}^k$ Spannungs- und Verzerrungskomponenten des Rissspitzenfelds der Rissmoden $k = I, II, III$
 τ_{tat}, τ_{th} ... tatsächliche und theoretische Schubspannung zur Trennung von Atombindungen
 \mathbf{e}_j Richtungsvektoren im Raum ($\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y, \mathbf{e}_z$)
 $\text{Sp}\boldsymbol{\sigma}$ Spur des Tensors $\boldsymbol{\sigma}$
 $\tilde{\mathbf{P}}_k$ geschätzte Fehlerkovarianzmatrix
 \tilde{m} Masse pro Flächeneinheit
 \tilde{p}_{RMS} quadratischer Mittelwert des Körperschallsensors
 \tilde{y}_k tatsächlicher Systemzustand zum Zeitpunkt k
 ε_w, σ_w ... wahre Dehnung und Spannung
 $\varepsilon_{ij}, \gamma_{ij}$ Komponenten des Verzerrungstensors
 $\varepsilon_{ij}^{\parallel}, \sigma_{ij}^{\parallel}$ Verzerrungs- und Spannungstensor der Schraubenversetzung
 $\varepsilon_{ij}^{\perp}, \sigma_{ij}^{\perp}$ Verzerrungs- und Spannungstensor der Stufenversetzung
 ξ Koordinatenrichtung der Versetzungslinie
 a, \dot{a} Risslänge und Rissgeschwindigkeit
 a_x niederfrequente Beschleunigung in x -Richtung
 a_{KS} gemessene Körperschallsignale im Fahrzeugcrash
 c_1, c_2 longitudinale und transversale Wellengeschwindigkeit
 c_p Geschwindigkeitskonstante der Zylinderschalenbelastung
 c_R Rayleigh-Geschwindigkeit
 $d\lambda$ *Prandtl*-Faktor des elastisch-plastischen Materialverhaltens
 D Biegesteifigkeit der Platte
 $d\mathbf{F}_{\text{PK}}$ *Peach-Köhler-Kraft* - Linienkraft einer Versetzung
 $d\mathbf{l}$ Umlauf um Versetzung
 dW äußere Arbeit an einer Versetzung
 E E-Modul
 E_{kin} kinetische Energie
 E_{T} Tangentenmodul $\partial\sigma/\partial\varepsilon_{\text{pl}}$
 $F(x, y)$... *Airysche* Spannungsfunktion
 F_T Trägheitskraft der Masse m
 F_x körperschallanregende Kraft auf den Längsträger
 f_x^k, f_y^k, f_{xy}^k Formfunktionen des linearen Rissspitzenfelds der Rissmoden $k = I, II, III$
 F_{krit} kritische Beulkraft bzw. Knickkraft
 G Schubmodul
 h Plattendicke
 i, j Indizes der Vektor- und Matrixschreibweise mit $i, j = x, y, z$

J_1, J_2, J_3	. Spannungsinvarianten
K Verstärkungsfaktor des Feder-Masse-Schwingers
K_C, K_D	.. kritischer statischer und dynamischer Spannungsintensitätsfaktor
K_I, K_{II}, K_{III}	Spannungsintensität der Rissmoden
L <i>Langrange</i> -Funktion
M Impaktormasse der belasteten Zylinderschale
m_{Fzg} Masse des Crashfahrzeugs
n Rauschen des Messsignals
$n(x)$ Versetzungsdichte als Funktion der Versetzungslinienorientierung
n_k Messsignalrauschen zum Zeitpunkt k des Betrachtungszeitraums
p_x axiale Belastung einer rotationssymmetrischen Zylinderschale
p_{krit} kritische Randbelastung auf einer Zylinderschale
P_{KS}^{Beul} emittierte Körperschalleistung durch Faltbeulprozess
P_{KS}^{Riss} emittierte Körperschalleistung durch Risswachstum
q_j generalisierte Variablen j mit $j = 1, 2, \dots, n$
$R(\dot{a})$ <i>Rayleigh</i> -Funktion
r, φ Koordinaten der polaren Darstellung
s_{ij} deviatorischer Spannungstensor
t_0 initialer Kontakt zweier Unfallgegnern - Trigger-Zeitpunkt
T_1, T_2^2 Zeitkonstanten des Feder-Massen-Systems
u^s, w^s Starrkörperbewegung der Zylinderschale unter axialem Impakt
u^w, w^w Strukturschwingung der Zylinderschale unter axialem Impakt
u_k Steuerungseinfluss zum Zeitpunkt k eines mechanischen Systems
V Volumen eines Körpers
v_x Geschwindigkeit des Starrkörpers in x -Richtung
v_{VS} Geschwindigkeit der Versetzungsbewegung
w_R Prozessrauschen
W_V, W_G	.. Volumen- und Gestaltänderungsenergiedichte
W_D, W_B, W_K	Dehn-, Biege- und Kompressionsarbeit der Zylinderschale
Z mechanische Impedanz, Wellenwiderstand
P_{KS}^{Vers} emittierte Körperschalleistung aus Versetzungsdynamik

Abkürzungen

AZT Crashtest nach dem Allianz-Zentrum für Technik
BLT <i>Belytschko-Lin-Tsay</i> -Schalenelemente
BQT Biegequerträger bzw. Stoßfänger
CB Crashbox bzw. Typschadenelement
CISS Crash Impact Sound Sensing - körperschallbasierte Crasherkenntung
CMS Crashmanagementsystem bzw. Stoßfängersystem
ECS europäische Crashesicherheitsstandards (Economic Commission for Europe)

ECU	Airbag-Steuergerät (Electronic Control Unit)
EEPROM		Fester Speicher für Konstanten des Airbag-Algorithmus (Electrically Erasable Programmable Read Only Memory)
ESP	Elektronisches Stabilitäts-Programm
ESZ	ebener Spannungszustand
EVZ	ebener Verzerrungszustand
FEM	Finite Element Methode
FMVSS	..	Federal Motor Vehicle Safety Standard
GTN	<i>Gurson-Tvergaard-Needlman</i> Modell der Schädigungsmechanik
HIC	Head-Injury-Criterium
LTL	Längsträger
MKS	Mehrkörpersystem
NCAP	New Car Assessment Program
ODB	Crashtest mit einer deformierbaren Barriere (Offset Deformable Barrier)
RAM	beschreibbarer Speicher des Steuergeräts (Random Access Memory)
ROM	nicht flüchtiger Speicher (Read Only Memory)
TH	Messposition <i>Tunnel hinten</i> auf Fahrzeugtunnel hinter Handbremshebel
TM	Messposition <i>Tunnel Mitte</i> auf Fahrzeugtunnel zwischen Schaltung und Handbremse
TV	Messposition <i>Tunnel vorne</i> auf Fahrzeugtunnel vor Schaltkulissee

1 Ausgangspunkt und Zielsetzung

Moderne Fahrzeuge verfügen über eine Vielzahl in der Fahrgastzelle verteilter Airbags, um die Insassen im Falle eines schweren Unfalls zu schützen. Die Erkennung der Unfallsituation stellt bei der Auslegung des Airbagsystems einen zentralen Punkt dar. Der Insasse soll in den physikalisch möglichen Grenzen optimal geschützt werden. Die Unfallerkennung wird standardmäßig über die Fahrzeuglängsverzögerung durchgeführt. Während der Deformation des Fahrzeugs wird die Fahrzeugstruktur jedoch auch zu hochfrequenten Schwingungen angeregt. Diese Information lässt sich mit geeigneter Sensorik in einem Airbag-Steuergerät auswerten und ermöglicht somit eine deutliche Verbesserung der Crasherkenkung moderner Personenkraftwagen. Entsprechende Crasherkenkungsalgorithmen erfordern eine genaue Kenntnis über die Körperschallanregung im Falle einer Crashsituation, welche im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelt werden.

1.1 Unfallstatistik und Notwendigkeit der Untersuchungen

Trotz über sechzigjähriger Forschungs- und Entwicklungsarbeit auf dem Gebiet der Fahrzeugsicherheit verunglücken statistisch gesehen heute immer noch täglich 14 Personen bei Verkehrsunfällen allein in Deutschland. Die nationale Unfallstatistik zeigt im Mittel einen stetigen Rückgang der getöteten Verkehrsteilnehmer seit 1970 [155], [Abb. 1.1].

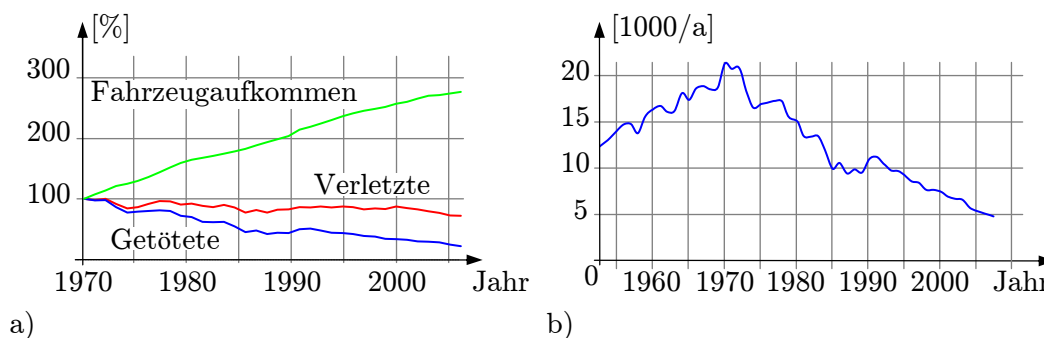


Abbildung 1.1: Verkehrsentwicklung in Deutschland: a) prozentuale Entwicklung des Fahrzeugbestands und der Unfallopfer, b) Verkehrstote pro Jahr [155]

Verunglückten 1913 noch 65 Personen pro 10.000 Fahrzeuge tödlich, waren es 1983 nur noch 22, was auf die Einführung der steifen Fahrgastzellen zurückzuführen ist [157]. Tabelle 1.1 fasst den zeitlichen Verlauf der Unfallentwicklung in Deutschland zusammen. Zwar ist die rein statistische Bewertung der Unfalldaten als Erfolg für die Entwicklung des Automobils und des Straßenverkehrs zu werten; im Allgemeinen sterben in Deutschland dennoch jährlich knapp 5000 Menschen unmittelbar durch die Folgen eines Unfalls oder durch dessen Spätfolgen. Über 73.000 Menschen werden durch Unfälle schwer verletzt [155]. Im Jahr 2007 sank die Sterberate erstmalig unter 5000. Ziel muss es langfristig

Jahr	$\frac{\text{Getötete}}{10^5 \text{ Fahrzeuge}}$	Maßnahmen
1913	65	Führerscheinpflicht, erste Vierradbremmen
1938	22	Fernlicht, Straßenverkehrsordnung
1960	8,3	Einführung passiver Sicherheitstechnik (Sicherheitsgurt)
1970	6,4	Einführung von Bußgeldern, Verkehrserziehung
1974	3	Gurtpflicht, verschärfte Tempolimits, Punktesystem
1981	1,5	Einführung des ersten Airbag-Systems
2000	1	Airbags serienmäßig, Assistenzsysteme (ESP)
2007	0,4	erstmalige Unterschreitung von 5000 Getöteten pro Jahr

Tabelle 1.1: Entwicklung der Toteszahlen im deutschen Straßenverkehr [11, 155, 157]

sein, die Sterberate auf Null zu senken. Die Bestrebungen wurden erstmals unter der *Vision Zero Accident* durch das schwedische Parlament 1997 [45, 176] und später durch die Europäische Union als Zielvereinbarung künftiger Entwicklungen im Straßenverkehr definiert [66, 140].

Hierzu ist die Interdependenz zwischen Mensch, Fahrzeug und der Umwelt innerhalb des Verkehrs zu betrachten [11, 95, 126], welches in Abb. 1.2 verdeutlicht wird. Das bedeutet, dass die Bemühungen zur Erreichung der *Zero Accident*-Bestrebung nur durch das Zusammenwirken der drei Felder Mensch-Maschine-Umwelt realisierbar wird. Dazu ist der Fahrer im Umgang mit seinem Fahrzeug zu schulen, d.h. Erweiterung der sensorischen Koordinationsleistung ist anzustreben. Weiter ist eine Verbesserung der Risikowahrnehmung notwendig. Die Schulung der kognitiven Fähigkeiten und das Wissen um Gefahren führen zu einer antizipatorischen, schnelleren Erkennung von Gefahrensituationen im Straßenverkehr. Im Bereich Umwelt spielen die Legislative, Judikative und Exekutive des Staates eine zentrale Rolle. Durchdachte, sinnvolle Straßenführungen sowie übersichtliche Kreuzungen sind für einen sicheren Straßenverkehr ebenso bedeutsam wie die gesetzlichen Rahmenregelungen des Straßenverkehrs.

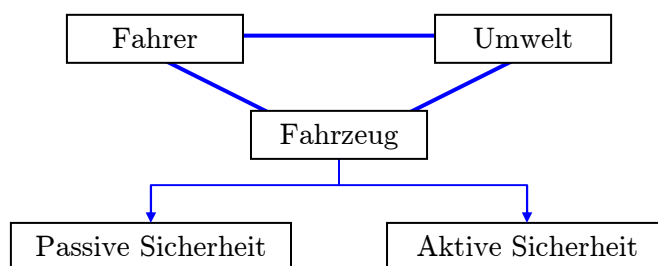


Abbildung 1.2: Wirkfelder der Sicherheit im Straßenverkehr

Für die Verbesserung der Verkehrssicherheit sind Eskalationswerkzeuge, wie beispielsweise in Form eines Bußgeldkataloges, zwingend notwendig. Die verpflichtende Einführung des Sicherheitsgurtes 1964 und deren Tragepflicht hatte keinen signifikanten Einfluss auf die Unfallstatistik. Erst die Einführung des Bußgeldes bei Nichtanlegen des Sicherheitsgurtes 1972 zeigte einen deutlichen Rückgang der getöteten Verkehrsteilnehmer [Abb. 1.1]. Das bedeutet, dass alle drei Wirkfelder des Straßenverkehrs - das Fahrzeug, der

Fahrer und das Verkehrsumfeld - ineinander greifen und aufeinander zurück wirken. So kann es sinnvoll sein, Fahrzeugsicherheitssysteme zur stückweisen Fahrerziehung zu verwenden. Der Fahrer kann beispielsweise bei einer Annäherung des Fahrzustandes an den physikalischen Grenzbereich auf die unmittelbare Gefahr der kritischen Fahrsituation durch Aktivierung reversibler Rückhaltemittel (Gurtstraffer) aufmerksam gemacht werden.

1.2 Technische Anforderungen an Sicherheitssysteme

Prinzipiell werden die Fahrzeugsicherheitssysteme in unfallvorbeugende (aktive) und unfallfolgenmindernde (passive) Systeme untergliedert. Aktive Systeme müssen Funktions-, Fahr-, Bedien- und Wahrnehmungssicherheit garantieren [3, 126, 134, 171]. Passive Systeme sollen den Insassen (innere passive Sicherheit) und den Unfallgegner (äußere passive Sicherheit) schützen. Letzteres stellt einen Zielkonflikt dar, besonders wenn Fahrzeuge unterschiedlicher Fahrzeugklassen und Massen kollidieren (Kompatibilität). Hierbei muss das schwerere Fahrzeug einen besonders großen Deformationsweg zur Energieaufnahme zur Verfügung stellen [1, 2, 101, 145].

Die Funktionalität der Systeme darf sich über den gesamten Fahrzeublebenszyklus nicht verändern. Durch die flächen- und serienabdeckende Verwendung von Korrosionsschutzmaßnahmen ist die mechanische Stabilität der Fahrgastzelle sichergestellt, was für den Schutz der Passagiere im Crashfall unabdingbar ist [12, 44]. *Béla Barényi* (1907-1994) entwickelte in den Dreißigerjahren das Grundkonzept des mechanischen Aufbaus, nach dem heute jedes Auto konzipiert wird. Die Gesamtkarosserie ist dabei in drei Bereiche unterschiedlicher Festigkeit bzw. Steifigkeit ausgeführt: die Fahrzeugfront und Heckpartie sind deformierbar, die Fahrgastzelle selber ideal starr, damit die im Crash zu vernichtende Bewegungsenergie durch die Fahrzeugstruktur abgebaut werden kann, ohne dass es zur Intrusion der Fahrgastzelle kommt. Der Begriff Knautschzone etablierte sich in den 1960er Jahren, als *Mercedes* mit dem *Typ 300 SE Coupé* 1962 das erste derart konstruierte Fahrzeug auf den Markt brachte [126, 157].

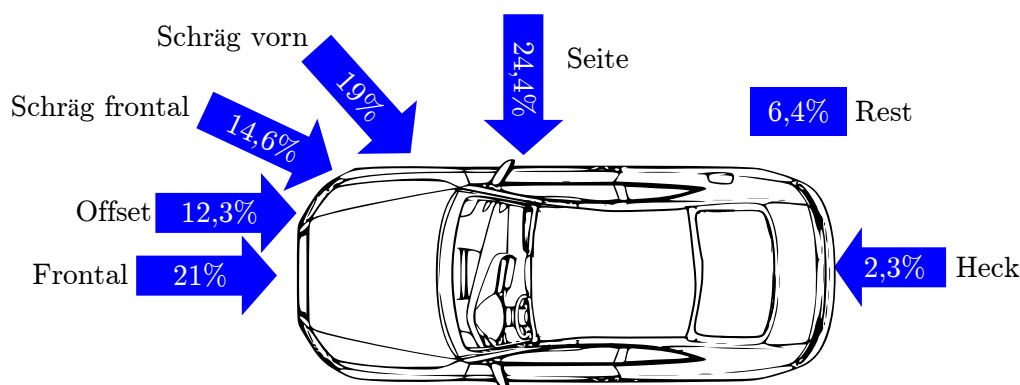


Abbildung 1.3: Einschlagrichtung tödlicher Verkehrsunfälle [155]

Die technische Entwicklung der passiven Sicherheit wurde maßgeblich von *Barényi* geprägt [11, 27, 33], unter anderem durch heute standardisierte Konstruktionsprinzipien der Fahrzeugrahmenstruktur bestehend aus Längsträgern, Schwellern und Mitteltunnel

sowie im Crashfalle günstige Lenkradsysteme und Außenhautkonzepte. Ergänzend zu diesen konstruktiven Maßnahmen wurden Rückhalteeinrichtungen in Form von aufblasbaren Luftsäcken vorgeschlagen [111]. 1970 wurde ein aus der militärischen Luftfahrt stammender, aufblasbarer Luftsack erstmals im Fahrzeugbereich eingesetzt [95]. Nach elfjähriger Entwicklung ging der erste *Airbag* 1981 in einem Fahrzeug der Firma *Mercedes Benz* in Serie [126]. Die Erkennung der Unfallsituation wurde durch Beschleunigungssensoren realisiert, deren Signal zur Differenzgeschwindigkeit integriert und mit einer gespeicherten Sollwertkurve verglichen zur Unfallerkennung führte [27, 95, 101]. Dabei ist das Wissen um die Crashmechanik von großer Wichtigkeit. Durch die Verwendung grundlegender Erhaltungssätze, Impuls-, Energie- und Massenerhaltung, lässt sich der gesamte Unfallverlauf nachbilden [11, 12, 33]. Über eine Modellierung von Feder-Dämpfer-Massen-Systemen gelingt es, den vollständigen Kraft-Zeit-Verlauf der Kollision zu beschreiben. Häufig werden hierzu Methoden der Systemidentifikation eingesetzt [27, 79, 90, 143]. Dadurch ist es möglich, erste wichtige Aussagen über den Beschleunigungsverlauf zu treffen, um ohne umfangreiche Crashtests Steuergeräte zu entwickeln. Eine Crashtestsimulation liefert eine Aussagen über die gemittelte Fahrzeugdeformation. Sie basiert auf der Finite Element Methode *FEM* und wird in der Fahrzeugentwicklung zur Reduktion von Crashtests standardmäßig eingesetzt [33, 95, 117].

Aktive Sicherheitssysteme können das Fahrzeug nur in den Grenzen physikalischer Möglichkeiten bewegen. Bei einer Kurvenfahrt mit hoher Quergeschwindigkeit lässt sich ein Unterteuern nicht mehr verhindern, wenn die kurvenäußeren Räder auf einen Untergrund niedrigerer Haftung kommen. Hier ist ein Ausbrechen des Fahrzeugs nicht mehr vermeidbar. Den Fahrzeugsystemen kommt die Aufgabe der Minimierung der möglichen Aufprallfolgen zu, indem die Rückenlehnen der Fahrer- und Beifahrersitze aufrecht gestellt und die Passagiere mittels straffender Dreipunktgurte im Sitz fixiert werden. Weiter ist es notwendig, den folgenden Aufprall zu klassifizieren, die Aufprallrichtung und Schwere des Crashes zu bestimmen. Entsprechend diesen Erkenntnissen sind geeignete Rückhaltemittel anzusteuern. Dem Zusammenspiel zwischen aktiven und passiven Systemen wird zukünftig eine Schlüsselrolle in der Verbesserung der Fahrzeugsicherheit zukommen [95, 171].

Abb. 1.1 zeigt auch, dass bei Verdreifachung des Fahrzeugaufkommens die Zahl der getöteten Verkehrsteilnehmer halbiert wurde. Dies konnte durch die ständige Weiterentwicklung der aktiven und passiven Systeme erreicht werden. 90% der im Straßenverkehr Getöteten sind Fahrzeuginsassen. Davon werden wiederum 80% durch direkte Krafteinwirkung getötet. Damit ergibt sich ein dreistelliges Rettungspotential im Bereich der passiven Sicherheitstechnik durch den Einsatz geeigneter Rückhaltesysteme. Im Jahr 2008 sank die Zahl der tödlich verletzten Verkehrsteilnehmer auf 4500; einer Reduktion um 9 % im Vergleich zum Vorjahr [155]. Eine weitere Senkung kann nur durch Kombination und Verbindung aktiver und passiver Sicherheitssysteme realisiert werden [154].

Die Beschreibung der Körperschallerzeugung soll eine Unterscheidung der Craschschwere ermöglichen. Tabelle 1.2 fasst die wichtigsten in der Fahrzeugentwicklung zu betrachtenden Lastfälle zusammen. Die für eine Fahrzeugzulassung notwendigen Crashtests basieren auf amerikanischen *FMVSS*, europäischen *ECS* Vorschriften und auf Verbraucherverbände zurückgehende unabhängige Crashuntersuchungen (ADAC, Auto-Motor-Sport) sowie Versicherungsanforderungen für die Einteilung in Schadensklassen (Allianz Zentrum). Eine umfangreiche Auflistung findet sich in [11, 95].

Die Lastfälle *ODB* (Offset Deformable Barriere) und *AZT* (Allianz Zentrum für Technik) müssen gesondert und intensiv untersucht werden, da diese beiden den größten

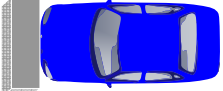
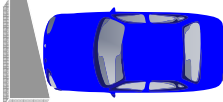

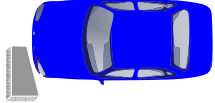

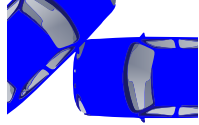
<p>Wand 0°</p> 	<p>27-56 km/h Feste Wand 0° ECE R 12, NCAP</p>	<p>Winkel</p> 	<p>32-50 km/h Feste Wand 30° FMVSS 208</p>
<p>ODB</p> 	<p>40-64 km/h Verformbare Barriere 40% Überdeckung ECE, NCAP</p>	<p>AZT</p> 	<p>15 km/h Feste Wand 40% Überdeck. 10° Neigung Versicherung</p>
<p>Pfahl</p> 	<p>20-32 km/h Pfahl (Baum) Mitte Hersteller</p>	<p>Sonstige</p> 	<p>Fahrzeug gegen Fahrzeug, Heckaufprall, ECE, FMVSS. NCAP</p>

Tabelle 1.2: Übersicht der wichtigsten Frontalcrashszenarien

Zielkonflikt der Unfallerkennung darstellen. Die gemessenen Starrkörperverzögerungen eines Fahrzeugtyps sind trotz starker Lastunterschiede im zündrelevanten Zeitbereich des Airbags bis ca. 30 ms annähernd identisch [102]. Der Lastfall *AZT* wurde vom Allianz-Zentrum für Technik als Versicherungseinstufungstest definiert und fordert, dass ein Fahrzeug bei leichten Unfällen wie bei einer Parkplatzkollisionen mit circa 15 km/h bei 40% Fahrzeugüberdeckung ohne Deformation der Fahrzeugrahmenstruktur ablaufen kann. Dadurch sollen hohe Reparaturkosten für Rahmenschäden bei relativ geringer Insassengefährdung ausgeschlossen werden. Es darf hier keine Airbagzündung erfolgen, der Airbag-Algorithmus muss im Status *No-Fire* verbleiben. Der Lastfall *ODB* hingegen simuliert den Aufprall zweier Fahrzeuge mit hoher Geschwindigkeit bei maximal 64 km/h. Als Kollisionspartner wird eine Aluminiumbarriere verwendet. Der Airbag muss in diesem Lastfall sehr schnell ausgelöst werden (*Fire*), um die Überlebenschance der Insassen zu gewährleisten.

Die Möglichkeit der Strukturdynamikauswertung bzw. Körperschallauswertung erlaubt die Fahrzeugstruktur als Informationsleitsystem zu nutzen. Statt elektrischer Kabel, die die Sensorinformation aus der Crashzone an das Airbag-Steuergerät leiten, übernimmt das Chassis die Funktion der Informationsübermittlung in Form von mechanischen Schwingungen. Vergleichbar den Verlusten einer elektrischen Leitung muss bei dieser Art des Datentransports die mechanische Dämpfung bzw. der Widerstand gegen die dynamische Wellenausbreitung berücksichtigt werden (Impedanzeinfluss).

1.3 Unfallerkennung mit Körperschall

Ziel dieser Arbeit ist die Beschreibung körperschallerzeugender Quellmechanismen während der Fahrzeugdeformation und die Ermittlung dominierender Effekte, so dass entsprechende Crasherkenntnisalgorithmen entwickelt werden können. Als Körperschall wird die Ausbreitung mechanischer Wellen in Festkörpern bezeichnet. *Cremer* und andere [25, 72]

definieren hier den Bereich zwischen 16 Hz und 16 kHz, da es sich hier um den für den Menschen hörbaren Bereich handelt. Da aber Strukturschwingungen auch im Bereich über 1 MHz noch von technischer Bedeutung sind (Ultraschall), soll hier die Definition nach der *Deutschen Gesellschaft für Akustik DEGA* erfolgen, wonach der Körperschallfrequenzbereich nicht eingeschränkt ist [4].

Herkömmliche Algorithmen zu Unfallerkennung basieren auf der Auswertung der Beschleunigung im Bereich der Fahrzeugverzögerung von $f_s = 400$ Hz und damit auf der Starrkörperverzögerung. Mit der Erweiterung des Frequenzbereichs erweitert sich der Informationsgehalt für die Algorithmenentwicklung um die angeregten Strukturschwingungen. Abb. 1.4 zeigt die Erweiterung des Frequenzbandes bei der Messung der Beschleunigung

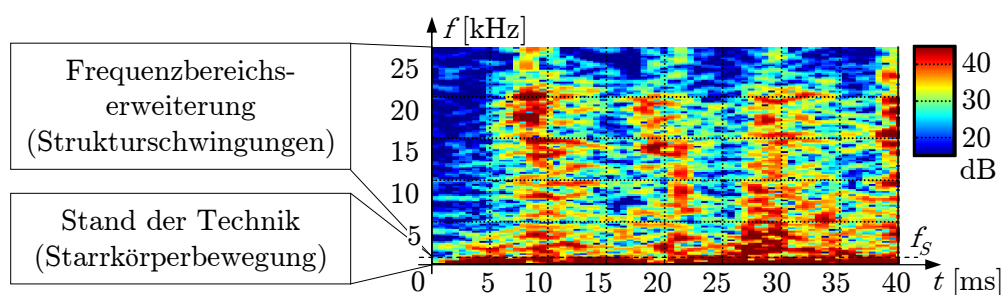


Abbildung 1.4: Erweiterung des Frequenzbereichs der Beschleunigungsmessung im Crash

nigung innerhalb einer AZT-Crashsituation, gemessen in dem Airbagsteuergerät *ECU*, so dass auch der Informationsgehalt zur Bewertung der Kollision im Airbag-Steuergerät ansteigt. Konstruktiv und aus Kostenoptimierungsgründen wird zur Messung von Starrkörperverzögerung und Körperschallsignalen das gesamte Frequenzbandes zwischen 0 und 20 kHz von einer einzelnen Sensorzelle verwendet. Diese wird auf der Platine des Steuergerätes in Fahrzeug- x -Richtung aufgelötet. Mittels geeigneter, soft- oder hardwarebasierter Filtertechnik werden die Informationen Starrkörperbewegung und Strukturschwingung getrennt.

Zuerst werden die in einem Fahrzeugcrash möglichen Quellmechanismen zur Körperschallanregung klassifiziert. Anschließend wird ein übergeordneter theoretischer Ansatz erarbeitet, der es erlaubt, die dominierenden Quellmechanismen zu bestimmen und quantitativ zu bewerten. Zur Validierung der Modellbildung müssen Versuchsreihen verschiedener Größenordnung durchgeführt bzw. ausgewertet werden. Dem Umstand Rechnung tragend, dass die Fahrzeughersteller an einer starken Virtualisierung der Crashtest arbeiten, muss eine numerische Lösung für die Körperschallanregung im Fahrzeugcrash diskutiert werden, so dass sich zusammenfassend ein Verständnis der Strukturanregung in Abhängigkeit einer konkreten Fahrzeugkonstruktion ergibt. Ist der Deformationsprozess und dessen strukturanregendes Potential charakterisiert, kann eine Algorithmendefinition stattfinden.

Zur Modellbildung werden Methoden der Kontinuumsmechanik analysiert. Diese bieten die Möglichkeit einer Beschreibung plastischer Deformationsphänomene mittels Bruchmechanik, Versetzungsdynamik und Biegetheorie in der Fahrzeugdeformationszone während der Unfallsituation und der elastischen Spannungswellenausbreitung in der undeformierten Fahrzeugstruktur. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der Betrachtung und Bestimmung aller während der Fahrzeugdeformation erzeugten Strukturschwingungen.

Diese bilden die Ursache für Körperschall. Damit teilt sich die Gesamtsystembeschreibung in Körperschallentstehung und dessen Ausbreitung auf. In der Körperschallaus-

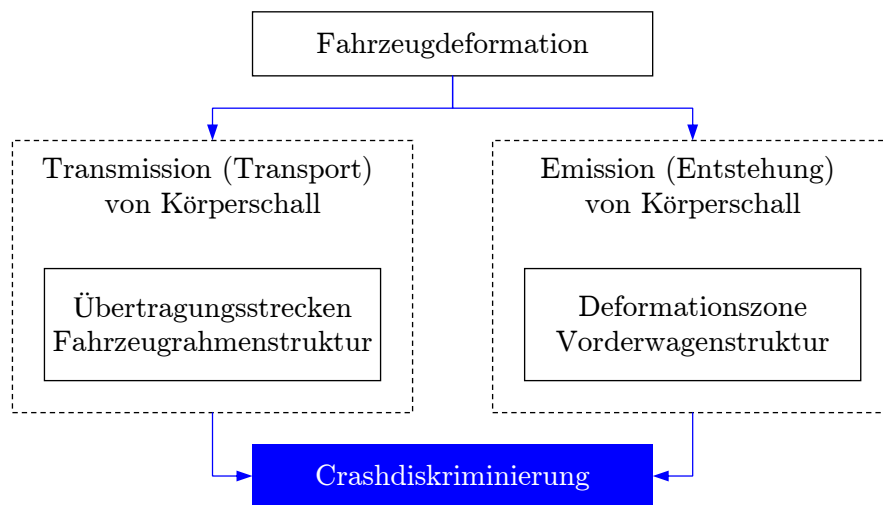


Abbildung 1.5: Körperschallentstehung und -ausbreitung im Crash

breitung gilt es grundlegende Mechanismen linearer, stationärer Übertragungssysteme zu behandeln. Dabei kommen Methoden der Systembeschreibung zum Einsatz, wie sie in der Strukturdynamik Verwendung finden. Exemplarisch sei hier auf den Zusammenhang der linearen, zeitinvarianten Übertragungsfunktion hingewiesen, mit deren Hilfe über rekursive Systemparameterbestimmung wichtige Erkenntnisse über die vorliegende Unfallsituation gewonnen werden können. Umfangreiche Untersuchungen von *Lauerer* und *Oestreicher* zeigen entsprechende Potentiale und Lösungsvorschläge [127, 128].

Die Aufteilung in Körperschallentstehung und -ausbreitung nach Abb. 1.5 ergibt sich aus der standardisierten Konstruktionsrichtlinie moderner Fahrzeuge im *Barényi*schen Sinne, wonach das Fahrzeug in eine starre, deformationssteife Fahrgastzelle und einen deformierbaren Vorderwagen zur Crashenergieaufnahme eingeteilt wird. Die Deformationsenergie entspricht der initialen kinetischen Energie und ist proportional dem Geschwindigkeitsquadrat. Die versteifte Fahrgastzelle dient als Körperschallübertragungspfad, der deformierbare Vorderwagen als Körperschallquelle. Eine Bestätigung der Aufteilung zeigt sich

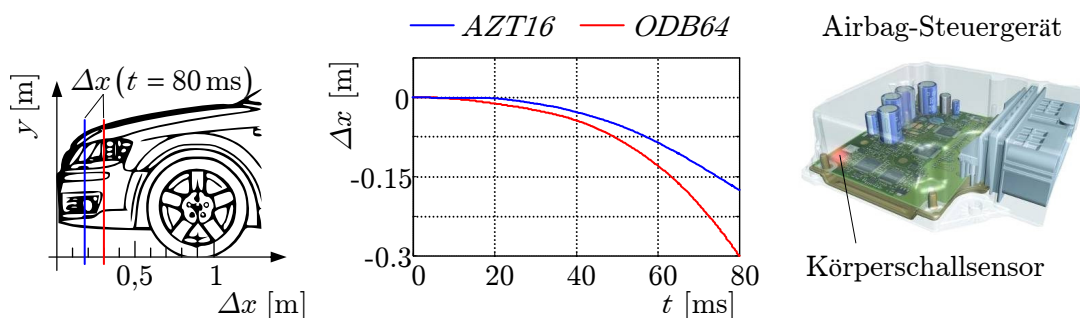


Abbildung 1.6: Fahrzeugdeformation über der Zeit und Airbag-Steuergerät

bei der Untersuchung der Intrusion des Fahrzeugs bis 80 ms [Abb. 1.6]. Diese wurde mittels Integration der im Airbag-Steuergerät gemessenen Starrkörperverzögerung eines modernen Fahrzeugs der Kompaktklasse bestimmt. Das Steuergerät befindet sich in allen

auf dem Markt befindlichen Fahrzeugen standardmäßig auf dem Fahrzeugmitteltunnel vor oder hinter der Schaltkulisse.

Durch einen *AZT* erfährt das Fahrzeug eine Intrusion von etwa $\Delta x = 18$ cm. Dazu zeigt im Vergleich der Lastfall *ODB* widererwartend trotz vierfacher Kollisionsgeschwindigkeit (64/15) keine großen Deformationswege. Daraus ergibt sich der Ort der Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash im Vorderwagenbereich. Hier befinden sich die Crashelemente nach Abb. 1.7 bestehend aus Querträger, oft auch Stossfänger genannt, Typschadenelemente und Längsträger.

Die Stoßfängerstrukturen werden aus Stahlblechen oder Aluminiumprofilen hergestellt. Ein Einsatz von Schäumen und Kompositwerkstoffen befindet sich in der Erprobung, hat sich jedoch noch nicht durchgesetzt. Somit sind die Annahmen zur Beschreibung körperschallerzeugenden Effekte definiert: zu untersuchen ist das Deformationsverhalten dünner, flächiger Strukturen aus metallischen Werkstoffen (Stahl und Aluminium).

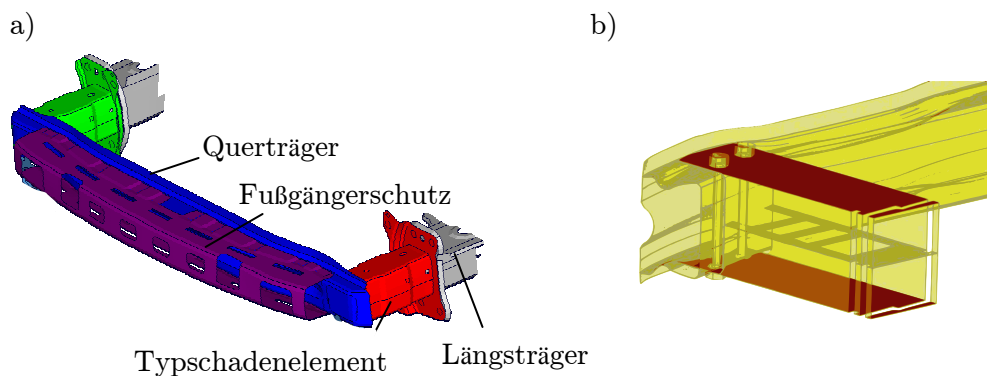


Abbildung 1.7: Vorderwagenstrukturen: a) Stahlblechkonstruktion, b) Aluminiumprofil

Zu erwarten sind dominierende Körperschallquellmechanismen, die aufgrund großer eingebrachter Energien Quellmechanismen niedrigerer Energie überlagern und damit eine Signalanalyse stark beeinflussen. Der Crashvorgang, im Speziellen der Deformationsprozess des Vorderwagens bzw. des Stoßfängersystems, ist als nichtlinearer Prozess zu bewerten. Dies wiederum führt zu einer hohen Versuchsstreuung, die in Abhängigkeit der Konstruktion des Stoßfängersystems zu bewerten ist. Die Kenntnis über die dominierenden körperschallerzeugenden Prozesse erlaubt eine geeignete Unfallklassifizierung bzw. Crashalgorithmik.

Durch Zerlegung des Gesamtproblems in einzelne Komponenten bzw. Untersuchungsschwerpunkte werden folgend mögliche Quellmechanismen der Körperschallerzeugung mit den entsprechenden Verfahren modelliert. Daraus sollen sich erste Hinweise für die Relevanz verschiedener Mechanismen ergeben, die durch geeignete Versuchsaufbauten experimentell nachzuweisen sind. Dabei ist weiter eine Überprüfung der Eingangsthese, der im Airbag-Steuergerät messbare Körperschall werde in einem Frontalcrash innerhalb der Crashzone durch das Stoßfängersystem und dessen Deformation erzeugt, durchzuführen. Zeigt sich ein dominierender körperschallerzeugender Effekt, ist dieser durch geeignete Simulationsverfahren darzustellen, um der zunehmenden Virtualisierung der Fahrzeugentwicklung Rechnung zu tragen. Mit der Kombination Modellbildung, Versuch und Simulation soll ein durchgängiger Airbag-Algorithmus aufgestellt und an verschiedenen Fahrzeugplattformen mit realen Crashdaten validiert werden.

2 Grundlagen der Elastizitätstheorie

Das vorgeschlagene neue System zur Unfallerkennung von Personenkraftfahrzeugen basiert auf der Auswertung von Strukturschwingungen, die durch die Fahrzeugdeformation angeregt werden. Dies stellt eine Erweiterung bestehender Crasherkenntnisprinzipien dar, die alle auf der Auswertung von Starrkörperbewegungen basieren. Für eine Verwendung der Technologie und einer Entwicklung geeigneter Crasherkenntnisalgorithmen für das Airbag-Steuergerät bedarf es der Beschreibung der physikalischen Zusammenhänge von Körperschallentstehung aufgrund einer Fahrzeugdeformation. Nach [6, 10, 64, 71] lassen sich alle Phänomene belasteter und schwingender mechanischer Strukturen als Feldprobleme auffassen. Von außen auf eine Struktur einwirkende Kräfte lassen sich als die stationären und instationären Systemantworten durch kontinuumsmechanische Zusammenhänge beschreiben. Hierfür werden die technischen Spannungen und die infolge der Verschiebungen auftretenden Verzerrungen mittels phänomenologischer Zusammenhänge des betrachteten Materials miteinander verknüpft. Je nach Materialgruppe können unterschiedliche Annahmen und Vereinfachung der übergeordneten Kontinuumstheorie vorgenommen werden. Weiter hängen die zu beschreibenden Körperschallphänomene stark von den systembeschreibenden Parametern (Lastfall, Werkstoff, Konstruktion etc.) ab, sodass es zweckmäßig ist, diese im Vorfeld zu charakterisieren.

2.1 Werkstoffmechanische Beschreibung von Fahrzeugstrukturen

Die im Fahrzeug verwendeten Werkstoffe lassen sich nach *Ashby* [14] in die Kategorien Metalle, Polymere, Composite und Keramiken untergliedern. Für eine crashrelevante Anwendung ist ein hohes Energieabsorbierungspotential, Langlebigkeit über das gesamte Fahrzeulleben und kostengünstige Fertigung bedeutend. Der Zielkonflikt Preis-Leistungsoptimum lässt sich in modernen Fahrzeugen nur über die Verwendung von hochlegierter Stähle realisieren. Sie ermöglichen große plastische Deformationen bei hohen Spannungen, was für den Abbau der Crashenergie von großer Bedeutung ist, und lassen sich kostengünstig fertigen. Im Rahmen der Diskussion um umweltfreundliche Fahrzeuge wird seit ca. 15 Jahren verstärkt auf Aluminium, besonders im gehobenen Fahrzeugsegment, gesetzt, um durch Gewichtsreduktion den begrenzten fossilen Brennstoffreserven Rechnung zu tragen. Fahrzeugen der Kompakt- und Golfklasse hingegen werden die Stoßfängersysteme im Wagenfront- und Heckbereich mit hochlegierten Stählen aufgebaut. Zukünftige Entwicklungen können in den Bereich der Kompositwerkstoffe gehen. Aktuelle Untersuchungen und Studien für die Einsetzbarkeit und eine Rentabilitätsrechnung werden durchgeführt. Ebenso werden Profilstrukturen in Verbindung mit Aluminumschäumen diskutiert und entwickelt. Sie besitzen ein hohes Energieaufnahme-potential, was zu einer Reduzierung der wirksamen Deformationslänge verwendet werden kann.

Durch die Materialfestlegung auf Aluminium- und Stahllegierungen sind für eine Untersuchung der Körperschallentstehungsmechanismen im Fahrzeug die Materialgesetze und deren phänomenologischen Zusammenhänge bekannt. Es kann auf eine große Zahl an gesicherten Zusammenhängen der Werkstoff-, Schädigungs-, Bruch- und Rissmechanik mit ihren mikro- und makro- bzw. mesoskopischen Modellen zurückgegriffen werden kann.

Weiter sind für die Beschreibung Annahmen und Vereinfachungen der genannten Modelle notwendig, um die Struktur zu bewerten. Hierbei stehen die Strukturelemente im Vordergrund, die in dem Airbag-Zünderbereich bis ca. 30 ms nach Crashbeginn belastet werden. Lassen sich die Spannungen und Verzerrungen der Strukturelemente als ebenes Problem auffassen, vereinfachen sich die Gleichungen des zu beschreibenden Kontinuums erheblich. Die gesamte Fahrzeugarahmenstruktur sowie die Stoßfängersysteme verwenden aus Kosten- und Gewichtsparnisgründen ausschließlich Bleche bzw. zu Profilen geformte Bleche, sodass für deren mechanische Beschreibung der ebene Spannungszustand angesetzt werden kann.

2.2 Grundlagen der Analyse von Spannungen und Verzerrungen

2.2.1 Spannungen

Wirkt auf ein Kontinuum eine Belastung, z.B. die Volumenkräfte \mathbf{f} oder die Flächenkräfte \mathbf{t} , kommt es im Inneren zur Ausbildung von *inneren Kräften*, die auf die infinitesimale kleine Schnittfläche dA bezogen Flächenkräfte bzw. Spannungen darstellen, deren Lage und Orientierung von dem Normaleneinheitsvektor \mathbf{n} abhängen: $\mathbf{t} = \mathbf{t}(\mathbf{n})$ [Abb. 2.1]. Der gesamte Spannungszustand eines Volumenteilchens ist nach *Cauchy* hinreichend und vollständig beschrieben, wenn das Volumenteilchen in drei orthogonale Koordinatenachsen aufgeschnitten gedacht wird [Abb. 2.1]. Die dadurch resultierenden Spannungsvektoren werden in einer Matrix zusammengefasst. Sie enthält die jeweiligen Normalspannungen σ_{ij} mit $i, j = x, y, z$ und $i = j$ sowie Schubspannungen τ_{ij} mit $i \neq j$. Es gilt:

$$t_i = \sigma_{ji}n_j \quad \text{mit} \quad \boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}. \quad (2.1)$$

Die Indizierung erfolgt nach der *Einsteinschen Summationskonvention*. Über doppelt vorkommenden Indizes wird summiert, partielle Ableitungen nach der Variable i sind mittels Kommatrennung angedeutet: $u_{,x} = \partial u / \partial x$. Wird das Momentengleichgewicht um die Koordinatenachsen gebildet, ergibt sich die Symmetrie für den Spannungstensor, welche auch als Satz der zugeordneten Schubspannungen bekannt ist: zwei aufeinander senkrecht stehende Schubspannungen sind gleich groß $\tau_{ij} = \tau_{ji}$. Durch Drehung des Koordinatensystems lässt sich ein Spannungszustand finden, bei dem die Schubspannungen verschwinden. Kennzeichnet der Normalenvektor n_i eine Hauptrichtung, lässt sich der Spannungsvektor durch $t_i = \sigma n_i$ ausdrücken, wobei σ die entsprechenden Hauptspannungen sind. Mit (2.1) und der Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften des Spannungstensors gilt $t_i = \sigma_{ij}n_j$. Durch Gleichsetzen folgt

$$\sigma_{ij}n_j = \sigma n_i. \quad (2.2)$$

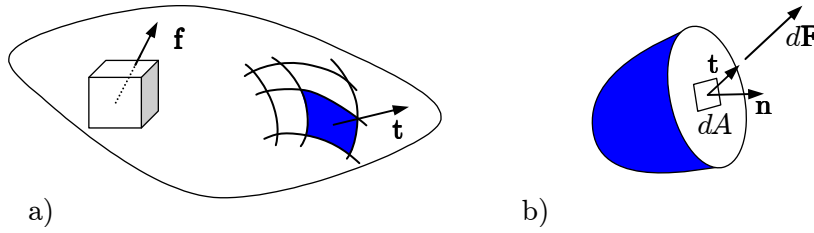


Abbildung 2.1: Vektorielle Belastungen: a) Definition von Flächen- \mathbf{t} und Volumenkräften \mathbf{f} , b) Kraftvektor auf einer Schnittfläche des Normaleinheitsvektors \mathbf{n}

Mit $n_i = \delta_{ij}n_j$ und dem *Kronecker Symbol* δ_{ij} ($\delta_{ij} = 1$ für $i = j$ und $\delta_{ij} = 0$ für $i \neq j$), folgt hieraus

$$(\sigma_{ij} - \sigma\delta_{ij})n_j = 0_i. \quad (2.3)$$

Das homogene Gleichungssystem hat nur dann eine nichttriviale Lösung, wenn die Koeffizientendeterminante $\det(\sigma_{ij} - \sigma\delta_{ij})$ verschwindet. Dies führt allgemein auf

$$\sigma^3 - J_1\sigma^2 + J_2\sigma - J_3 = 0, \quad (2.4)$$

wobei J_1, J_2, J_3 die Hauptinvarianten, hier des Spannungstensors, sind. Mathematisch gesehen werden die Invarianten für die Lösung des allgemeinen Determinantenproblems zur Lösung linearer Gleichungssysteme benötigt [29]. Die Lösungen sind für symmetrische Tensoren immer reell [74, 116]. Es gibt drei mögliche Lösungen, drei Einzellösungen, eine Einzel- samt Doppellösung oder eine Dreifachlösung [58]. Die Invarianten lassen sich in kartesischen Koordinaten wie folgt berechnen

$$J_1 = \sigma_{ii} = \text{Sp}(\boldsymbol{\sigma}), \quad J_2 = \frac{1}{2}(\sigma_{ii}\sigma_{jj} - \sigma_{ij}\sigma_{ij}), \quad J_3 = \det(\sigma_{ij}). \quad (2.5)$$

Für die Elastostatik und -dynamik ist die erste Invariante von großer Bedeutung. J_2 ist für die Formulierung von Stoffgesetzen in der Plastomechanik wichtig [63]. Die Invarianten sind unabhängig von der Wahl des Koordinatensystems [10].

2.2.2 Hydrostatischer Spannungszustand und Deviator

Verschwinden alle Schubspannungen während gleichzeitig alle Normalspannungen $\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{zz} = \sigma_0$ gleich groß sind, herrscht ein hydrostatischer Spannungszustand: $\sigma_{kl} = \sigma_0\delta_{kl}$. Die Analogie zu einem umgebenden fluiden Medium mit konstantem Druck p_0 wird durch die Benennung verdeutlicht. Wird (2.1) mit einer mittleren Spannung $\sigma_m = 1/3\sigma_{kk}$ umgeschrieben

$$\sigma_{ij} = \frac{1}{3}\sigma_{kk}\delta_{ij} + s_{ij}, \quad (2.6)$$

so dass sich der Spannungstensor in einen hydrostatischen Spannungszustand infolge einer von σ_m und eine Abweichung von diesem, dem Spannungsdeviator, aufteilen lässt. Der erste Term in (2.6) ist der Kugeltensor und der zweite Term der Deviator. Allgemein ist diese Aufteilung für alle Tensoren zweiter Stufe möglich. Für die Beschreibung von Körperschallausbreitung ist diese Eigenschaft wichtig, da dort die Aufteilung in verschiedene Wellenformen Analogien aufweist. Örtliche und zeitliche Änderung von Druck (Longitudinalwellen) und Gestalt (Transversalwellen) lassen sich getrennt durch den Volumenänderungsanteil bzw. dem Gestaltänderungsanteil beschreiben. Der Deviator bestimmt hierbei die Gestaltänderung und gibt damit die Lösung für die Schubwelle bzw.

Transversalwelle an. Eine Kombination von Longitudinal- und Transversalwelle resultiert in eine Biege wellenschwingung.

2.2.3 Gleichgewichtsbedingungen

Für die Berechnung von Spannungs- und Verzerrungszuständen in einem Kontinuum sind fünf grundlegende Bilanzen notwendig: Massen-, Impuls-, Drallimpuls-, Energie- und Entropiebilanz. So ist das Kräftegleichgewicht an einem infinitesimalen Volumenelement des Kontinuums nach Abb. 2.2 a) unter Beachtung des *d'Alambertschen* Prinzips bestimmbar. Die Gleichgewichtsbedingungen an der Schnittfläche senkrecht zur x -Achse lauten beispielsweise

$$\begin{aligned} -\sigma_{xx} dydz + (\sigma_{xx} + \sigma_{xx,x} dx) dydz + \sigma_{yx} dydz - (\sigma_{yx} + \sigma_{yx,x} dx) dydz \\ -\sigma_{zx} dydz + (\sigma_{zx} + \sigma_{zx,x} dx) dydz + f_x dx dy dz - \rho \ddot{u}_x dx dy dz = 0 \end{aligned}$$

Allgemein gilt, da $dV = dx dy dz > 0$ und $\sigma_{ij} = \sigma_{ji}$, für alle Raumrichtungen

$$\sigma_{ij,j} + f_i = \rho \ddot{u}_i. \quad (2.7)$$

Hier ist ρ die Dichte, $\ddot{u}_i = d^2 u_i / dt^2$ die Beschleunigung der Verschiebung in Richtung $i = x, y, z$. Die Momentengleichgewichte in x -Richtung sind $(\sigma_{yz} dx dz) dy - (\sigma_{zy} dx dy) dz = 0$, $\sigma_{yz} = \sigma_{zy}$. Die Gleichgewichtsbedingungen (2.7) gelten im materiellen Punkt. Mittels Vo-

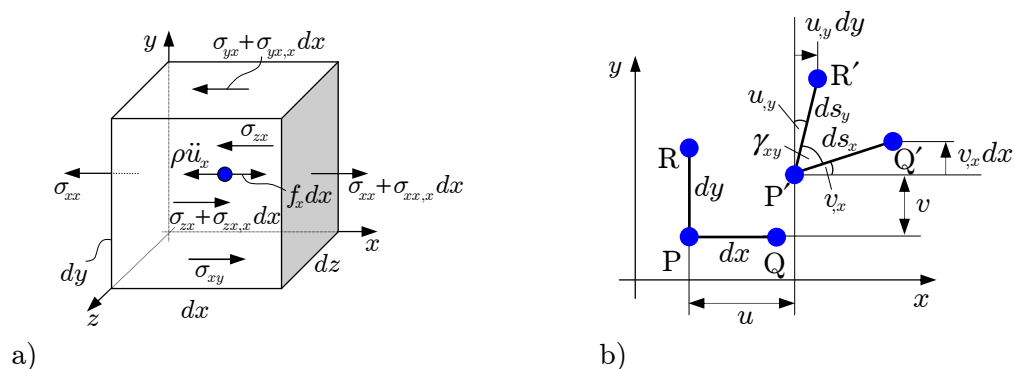


Abbildung 2.2: Kräftegleichgewicht und Verzerrungen: a) Kraftkomponenten in x -Richtung an Volumenelement, b) Geometrische Beziehung zwischen Verschiebung und Gleitung

lumenintegration über das endliche Körpervolumen V ist das Aufstellen von Impuls- und Drehimpulssatz möglich und damit eine Aussage über den interessierenden Festkörper. Dabei lässt sich die Volumenintegration mittels *Gaußschen* Integralsatz auf eine Integration der Flächenkräfte t_i über der Körperoberfläche A zurückführen [63].

2.2.4 Verzerrungen

In einem zusammenhängenden Kontinuum sind Verschiebung und Verformung örtlich und betragsmäßig von einander abhängig. Abbildung 2.2 b) zeigt die durch dx und dy verbundenen Punkte (Q, P, R) , die um du verschoben werden sollen. Dadurch geht (dx, dy) in (ds_x, ds_y) und (Q, P, R) in (Q', P', R') über, wobei $\sphericalangle Q'P'R' = \gamma$ sich die Winkel ändern,

d.h. Verzerrungen auftreten. Durch einen linearisierten Ansatz gilt für die Verschiebung mit Berücksichtigung der dritten Raumrichtung

$$du \approx \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy + \frac{\partial w}{\partial z} dz = u_{,x} dx + v_{,x} dy + w_{,x} dz. \quad (2.8)$$

Für die Längenänderung ds_x lässt sich mit *Pythagoras*

$$ds_x = \sqrt{(v_{,x} dx)^2 + (dx + u_{,x} dx)^2} \approx dx \sqrt{1 + 2u_{,x}} \approx dx (1 + u_{,x}) \quad (2.9)$$

finden, womit die Normierung der Längenänderung auf die Ausgangslänge (Dehnung) bestimmt ist zu

$$\varepsilon_{xx} = \frac{ds_x - dx}{dx} = \frac{dx(1 + u_{,x}) - dx}{dx} = u_{,x} \quad (2.10)$$

Die Winkeländerung (Gleitung) findet sich durch die Betrachtung der Winkelbeziehungen in Abb. 2.2 zu

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = u_{,y} + v_{,x} = 2\varepsilon_{xy}. \quad (2.11)$$

Die Gl. (2.10) und (2.11) folgen aus einer konsistenten Linearisierung unter der Voraussetzung, dass die Verschiebungen klein sind. Große Dehnungen sind durch die starken Vereinfachungen nicht möglich. Hier müssen Ansätze höherer Ordnung angewandt werden [9, 23]. Für kleine Verschiebungen gilt jedoch allgemein

$$\varepsilon = \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) = \frac{1}{3} \varepsilon_{kk} \delta_{ij} + e_{ij}. \quad (2.12)$$

Wie der Spannungstensor kann auch der Verzerrungszustand durch eine Tensor 2. Stufe beschrieben werden, mit den entsprechenden Eigenschaften wie Z.B. Symmetrie, Deviator e_{ij} und hydrostatische Dehnung ε_{kk} . Wenn die Verschiebungen u, v, w bekannt sind, kann auf die sechs Komponenten des Verzerrungstensors ε_{ij} durch Differentiation nach (2.12) geschlossen werden. Sind jedoch umgekehrt die Verzerrungen bekannt und die Verschiebungen gesucht, stehen 6 Gleichungen für 3 Unbekannte zur Verfügung. Das System ist überbestimmt. Durch zweimaliges Ableiten von (2.12) und mehrmaligem Einsetzen der sich ergebenden partiellen Differentialgleichungen in einander, ergibt sich die notwendige und hinreichende Bedingung für das Verschiebungsfeld

$$\varepsilon_{ij,kl} + \varepsilon_{kl,ij} - \varepsilon_{ik,jl} - \varepsilon_{jl,ik} = 0. \quad (2.13)$$

Die sechs Verträglichkeitsbedingungen der Verzerrungen werden als Kompatibilitätsbedingungen bezeichnet.

2.2.5 Elastizitätsgesetz

Eine Verbindung zwischen Spannungen und Dehnungen erfolgt über phänomenologische Materialmodelle, die durch Vergleichsversuche bestätigt werden. Ein einheitliches Modell ist wegen unterschiedlichem Werkstoffverhalten nicht möglich. Es ist zu unterscheiden, ob ein isotropes oder ein anisotropes Materialverhalten vorliegt, welcher Beanspruchung elastisches oder plastisches Materialverhalten folgt. Für elastisches Materialverhalten hat *R. Hooke* den Zusammenhang 1678 „ut tensio, sic vis“, (*wie die Spannung, so die Dehnung*) erstmalig veröffentlicht [159]. Dieser besagt, Dehnung und Spannung verhalten

sich proportional zueinander. Mit dem Spannungstensor gilt allgemein folgende tensorielle Proportionalität

$$\sigma_{ij} = E_{kl ij} \varepsilon_{ij}. \quad (2.14)$$

Je nach untersuchtem Material kann der 4-stufige Tensor sehr viele unabhängige Komponenten aufweisen. Es lässt sich zeigen, dass für den aufwendigsten Fall, die Anisotropie, das Materialverhalten vollständig durch max. 21 unabhängige Komponenten bestimmt ist [7]. Für jede Komponente müssen entsprechende Versuche zur Bestimmung durchgeführt werden. Im Falle des, wie in Abschnitt 2 diskutiert, zu betrachtenden Fahrzeugmaterials (Stahl- oder Aluminiumlegierungen) kann von isotropen linearen Werkstoffverhalten ausgegangen werden [23]. Somit hängt das Deformationsverhalten im elastischen Bereich von drei Werkstoffparametern ab, das Elastizitätsmodul E , die Querkontraktionszahl ν und das Schubmodul G . Wie nachfolgend für 2 Komponenten gezeigt, sind nur 2 Parameter unabhängig

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1}{E} [\sigma_{xx} - \nu (\sigma_{yy} + \sigma_{zz})], \quad 2\varepsilon_{xy} = \frac{1}{G} \sigma_{xy} = \frac{2(1+\nu)}{E} \sigma_{xy}. \quad (2.15)$$

Für eine übersichtliche Darstellung werden die *Laméschen* Konstanten eingeführt

$$\mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad \lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}. \quad (2.16)$$

So lassen sich die Differentialgleichungen zwischen Verzerrungen ε und Spannungen σ in Indeschreibweise angeben

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{E} [(1+\nu) \sigma_{ij} - \nu \delta_{ij} \sigma_{kk}], \quad \sigma_{ij} = \lambda \delta_{ij} \varepsilon_{kk} + 2\mu \varepsilon_{ij}. \quad (2.17)$$

2.2.6 Allgemeiner Lösungsansatz

Durch das allgemeine *Hookesche* Gesetz gilt eine Verbindung von Spannungen σ und Verzerrungen ε ($\sigma = \mathbf{E} : \varepsilon$), die ihrerseits durch die Verschiebungen \mathbf{u} ($\varepsilon = (\nabla \mathbf{u})^S$) bestimmt werden. So können die Spannungen und Verzerrungen in einem unter äußerer Belastung stehenden Körper berechnet werden, wobei sich zwei allgemeine Ansatzmöglichkeiten ergeben. Den Ausgangspunkt der Problembeschreibung stellt das Finden der Kräftegleichgewichtsbedingungen dar ($\nabla \cdot \sigma + \rho \mathbf{f} = \mathbf{0}$).

- Gelten die Spannungen σ als Hauptunbekannte, müssen die Kompatibilitätsbedingungen, die Gleichgewichtsbedingungen und die Randbedingungen berücksichtigt werden.
- Werden die Verschiebungen \mathbf{u} als gesuchte Größe definiert, müssen Rand- und Gleichgewichtsbedingung erfüllt werden.

Die zweite Möglichkeit stellt sich mathematisch einfacher dar und ist im 19. und 20. Jahrhundert weit und umfangreich diskutiert und entwickelt worden [161]. Sind die Verschiebungen bestimmt, ergeben sich automatisch die Verzerrungen und über den *Hookeschen* Zusammenhang entsprechend die Spannungen.

2.2.7 Kontinuumschwingungen - Körperschall

Die im Fahrzeugcrash angeregten Strukturschwingungen breiten sich über die undeformierte Fahrzeugstruktur aus. Diese dient als Wellenleiter deren Geometrie keine plastische Deformation erfährt, womit auf eine lineare Körperschallausbreitung geschlossen werden kann. Die Verschiebungsdifferentialgleichungen des Verschiebungsvektors \mathbf{u} (u, v, w) erlauben eine Beschreibung der Körperschallausbreitung in Form von Kontinuumschwingungen [63, 166]. Durch Einsetzen der Bewegungsgleichungen (2.12) und der Elastizitätsbeziehungen (2.17) in die Gleichgewichtsbedingungen (2.7) folgen die *Navier-Lamé* Gleichungen

$$\mu u_{i,jj} + (\lambda + \mu) u_{j,ji} + f_i = 0. \quad (2.18)$$

Hierdurch ist das Problem auf drei Gleichungen mit drei Unbekannten reduziert. Mit dem Produktansatz von *Helmholtz* lässt sich das Gleichungssystem (2.18) lösen [29]. Dazu wird angenommen, dass die Volumenkräfte f_i verschwinden. Da sich die Spannungen auch durch den hydrostatischen und deviatorischen Anteil ausdrücken lassen, ist es auch hier sinnvoll, zwei Lösungsfunktionen zu definieren, die den hydrostatischen (Skalarpotentialfeld) und gestaltändernden (Vektorpotentialfeld) Anteil beschreiben:

$$\begin{aligned} \text{Skalarpotentialfeld} \quad c_1^2 \phi_{,ii} &= \ddot{\phi}_i & \text{mit} \quad c_1 &= \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}}, \\ \text{Vektorpotentialfeld} \quad c_2^2 \psi_{k,ij} &= \ddot{\psi}_{ij} & \text{mit} \quad c_2 &= \sqrt{\frac{\mu}{\rho}}. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Können die Potentialfelder ψ und ϕ gefunden werden, ergeben sich die Verschiebungen

$$u = \phi_{,x} + \psi_{z,y} - \psi_{y,z}, \quad v = \phi_{,y} + \psi_{x,z} - \psi_{z,x}, \quad w = \phi_{,z} + \psi_{y,x} - \psi_{x,y}. \quad (2.20)$$

Somit kann in beliebigen Festkörpern die mögliche Körperschallausbreitungen beschrieben werden. Die Wellenausbreitung unterliegt jedoch den Randbedingungen realer Körper. Im Falle von Fahrzeugstrukturen sind dies dünne Bleche. Die Abmaße sind wesentlich größer als die Plattendicke. Das Skalarpotentialfeld ϕ als Produktansatz nach *Bernoulli*, sodass sich die Lösung als Produkt reiner Zeit- und Ortsfunktionen darstellt [129], ist

$$\phi(x, y, t) = X(x) Y(y) e^{-j\omega t} \quad \text{und mit Gl. (2.19)} \quad \Rightarrow \quad \underbrace{\frac{1}{\hat{X}} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2}}_{\alpha^2} + \underbrace{\frac{1}{\hat{Y}} \frac{\partial^2 Y}{\partial y^2}}_{\gamma^2} = \frac{\omega^2}{c_1^2},$$

was auf die Schwingungsgleichung $\phi(x, y, t) = (A \cos(\alpha x) + B \sin(\alpha x)) e^{-j\gamma y} e^{-j\omega t}$ führt. Substituiert man $\beta^2 + \gamma^2 = \omega^2/c_2^2$, folgt entsprechend das Vektorpotentialfeld

$$\psi_i(x, y, t) = (C_i \cos \beta x + D_i \sin \beta x) e^{-j\gamma y} e^{-j\omega t}. \quad (2.21)$$

Unter Voraussetzung der Quellenfreiheit von $\psi(x, y, t)$ und den Randbedingungen der ebenen Platte können die sechs unabhängigen Konstanten C_i, D_i angegeben werden. Es folgt, dass in dünnen Platten, und damit in Fahrzeugstrukturen, Körperschall nur in Form von vier verschiedenen Wellenarten übertragbar ist; reine Schubwellen (Transversal-), reine Druckwellen (Longitudinal-), symmetrische (Biege-) und asymmetrische *Lamb*wellen (Quasilongitudinalwellen). Die Betrachtungen gelten für unendlich ausgedehnte Platten. Werden die Randbedingungen der begrenzten Platte angesetzt, zeigt sich, dass keine analytische Lösung in Form von Wellengleichungen angegeben werden kann [71]. Hier müssen die Plattentheorien von *Reissner* oder *Mindlin* bemüht werden [131]. Dabei ändern

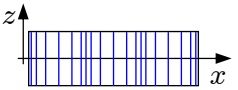
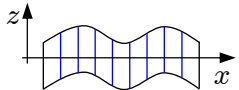
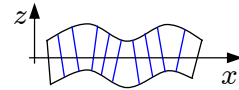
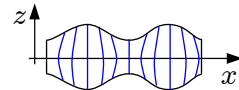
Dilatationswelle, Druckwelle, Longitudinalwelle	Distorsionswelle, Scherwelle, Transversalwelle	Symmetrische Lambwelle, Biegewelle	Antisymmetrische Lambwelle, Dehnungswelle
			

Abbildung 2.3: Übersicht zu den möglichen Wellenarten in einer Platte

sich die auf einer Platte möglichen Wellenarten jedoch nicht. Die in Abb. 2.3 visualisierten Wellenarten stellen die einzigen auf einer dünnen Platte möglichen Wellenarten dar [55].

2.2.8 Ebene Probleme

Bei der Suche nach allen in einer Fahrzeugstruktur möglichen Wellenformen zeigt sich, dass die Randbedingungen der dünnen Platte auf die Wellenformen der Plattentheorie führen. Umfangreiche Herleitungen der Bewegungsgleichung an Platten und Balken longitudinaler, transversaler sowie biegeartiger Wellenausbreitung finden sich bei *Cremer* und *Heckl* [36, 107, 121]. Sie sind in der Lösungsmenge von (2.18) enthalten. Belastungen von dünnen und ausgedehnten Strukturen kommt eine besondere Bedeutung zu. Das dreidimensionale Kontinuumsproblem wird um eine Ordnung auf ein ebenes Problem übertragen [18, 23]. Hierbei ist zwischen *ebenem Spannungszustand* (ESZ) und *ebenem Verzerrungszustand* (EVZ) zu unterscheiden.

Bauteile, deren Dicke h klein ist gegenüber den ebenen Abmessungen, werden Flächen-tragwerke genannt, und werden unterteilt in Scheiben (Belastung in der Ebene) und Platten (Belastung in Querrichtung). Die dreidimensionale Kontinuumsbeschreibung reduziert sich auf eine Zweidimensionale. Unter der Berücksichtigung zugeordneter Schubspannungen ist der Spannungszustand für die Platte mit σ_{xx} , σ_{yy} und τ_{xy} beschreibbar. Diese hängen von den Ausdehnungen des ebenen Bauteils in x und y Richtung ab. Hier herrscht der ebene Spannungszustand *ESZ*. Das Elastizitätsgesetz (2.17) vereinfacht sich zu

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu \sigma_y), & \varepsilon_y &= \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu \sigma_x), & \varepsilon_z &= \frac{\nu}{\nu - 1} (\varepsilon_x + \varepsilon_y), \\ \varepsilon_{xy} = \gamma_{xy} &= \frac{2(1 + \nu)}{E} \tau_{xy}, & \gamma_{xz} &= \gamma_{yz} = 0. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Aus den kinematischen Beziehungen (2.12) folgt

$$\varepsilon_x = u_{,x}, \quad \varepsilon_y = v_{,y}, \quad \gamma_{xy} = u_{,y} + v_{,x}. \quad (2.23)$$

Mit (2.23) finden sich die Gleichgewichtsbedingungen (2.7) zu

$$\sigma_{x,x} + \tau_{xy,y} + f_x = 0, \quad \tau_{xy,x} + \sigma_{y,y} + f_y = 0. \quad (2.24)$$

Die Kompatibilitätsbedingungen vereinfachen sich ebenfalls erheblich. Aus (2.13) wird

$$\varepsilon_{x,yy} + \varepsilon_{y,xx} = \gamma_{xy,xy}. \quad (2.25)$$

3 Körperschallanregung im Fahrzeugcrash

Die Erzeugung von Strukturschwingungen während der Fahrzeugdeformation stellt in der Disziplin Passive Fahrzeugsicherheit eine noch nicht dokumentierte Fragestellung dar. Der Stand der Technik basiert in der Frontalcrasherkenkung vollständig auf der Starrkörperbewegung [Abschnitt 1]. Da eine signifikante Korrelation zwischen Unfallschwere, d.h. Grad der Insassenverletzung, und Kompatibilität der Unfallgegner besteht, finden sich umfangreiche Arbeiten für die Bewertung von Fahrzeugsteifigkeiten [11, 27, 33], [Abschnitt 5.1].

Aufschluss über mögliche Körperschallquellen kann daher nur aus eigenen Untersuchungen gewonnen werden. Hierzu steht eine große Datenbasis zur Verfügung. Die Ergebnisse, vgl. Abschnitt 5.1, basieren auf zwei Fahrzeugplattformen der Kompakt- sowie der Mittelklasse. Insgesamt stehen über 200 Crashtests mit zusätzlicher Körperschallmesstechnik zur Verfügung. Ergänzende Informationen über das Deformationsverhalten liefern Crashsimulationen, die durch die realen Crashergebnisse kalibriert werden. Die Unfallerkennung muss nach dem ersten Kontakt spätestens nach 30 ms erfolgen [Abschnitt 1]. Bei Hochgeschwindigkeitstests wie dem Lastfall *ODB64* kann die Anforderung für die Zeit bis zur Zündung des Airbags (*Time-to-Fire*) unter 20 ms liegen.

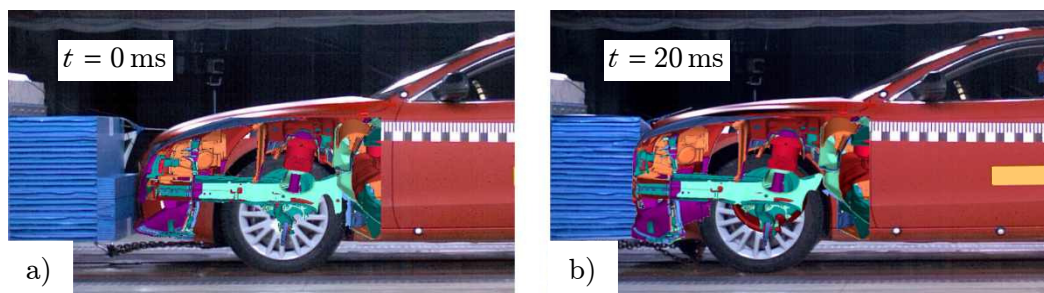


Abbildung 3.1: Mittelklassefahrzeug im *ODB64* Test mit überlagerter Simulation

Abbildung 3.1 gibt einen Einblick, auf welchen Bereich sich die Fahrzeugdeformation bezieht. Eine überlagerte Simulationsdarstellung zeigt die belasteten Fahrzeugstrukturelemente. Lediglich die Außenhaut und das Stoßfängersystem werden in einer frühen Crashphase beansprucht. Somit konzentrieren sich die Untersuchungen der Körperschallentstehungsmechanismen auf die Bauteilgruppe des Stoßfängers.

Kaiser stellte in seiner Dissertation 1950 erstmals den Zusammenhang zwischen Körperschallemission und plastischer Deformation vor [85]. Der Zusammenhang kann auf das Wandern von Versetzungen zurückgeführt werden. Bei Aluminiumstrukturen wird häufig ein zusätzliches Aufreißen der Typschadenelemente beobachtet, was zu hoher, transients

Energiefreisetzung führt und entsprechend Strukturschwingungen anregt. Charakteristisch für Lastfälle hoher Gesamtsteifigkeit, *AZT* oder *Wand-Tests*, ist eine starke Strukturanregung durch den ersten Anprall. Ist das Typschadenelement als Faltbeulsystem ausgeführt, was bei allen untersuchten Fahrzeugen der Fall war, zwingt der Faltbeulprozess der Gesamtstruktur hohe Kraftschwankungen auf, die zu sehr hoher Körperschallleistung führen. Werden zusätzlich Kompositwerkstoffe in der Stoßfängerstruktur verwendet, müssten zusätzlich Delaminierungs- und Faserversagensmechanismen berücksichtigt werden.

3.1 Übergeordneter Ansatz

Eine allgemeine Theorie der Körperschallentstehung unabhängig der Größenordnung des Quellmechanismus erlaubt eine übergeordnete Diskussion der Fahrzeugdeformation und der angeregten Körperschallschwingungen in der Fahrzeugcrashzone. Dabei zeigt sich, dass alle Körperschallquellmechanismen auf Krafteinwirkungen bzw. Kraftschwankungen zurückzuführen sind. Entsprechend des Strukturwiderstandes gegen die Schwingungen (mechanische Impedanz Z), ruft die einwirkende Kraft $F(t)$ eine Schwingung hervor, die sich mit Wellengeschwindigkeit c durch den angeregten Körper ausbreitet [37, 158]. Der Quotient aus eingebrachter Kraft F und resultierender Körperschallschnelle v_s am Messort (x, y, z) gibt den Widerstand der Struktur gegen mechanische Schwingungen an, die Impedanz

$$Z = \frac{F(t)}{v_s(t)} = \text{const.} \quad (3.1)$$

Die zeitliche Ableitung von Gl. (3.1) führt sofort auf den für das Messprinzip im Crasfhfahrzeug wichtigen Zusammenhang zwischen Körperschall und Starrkörperverzögerung a_x , die eine Strukturbeschleunigung a_{KS} der Körperschallschnelle v_s am Messort hervorruft, wobei a_{KS} dem gemessenen Körperschallsignal normal zur Bauteiloberfläche entspricht

$$\dot{F} = Z \dot{v}_s = Z a_{KS}. \quad (3.2)$$

Nach *Fourier* ist jede Funktion als Reihenentwicklung von Schwingungen beschreibbar [29]. Werden Zeitsignale $x(t)$ in den Bildbereich über die Fouriertransformation gebracht, wird von dem Spektrum $x(\omega)$ des Zeitsignals gesprochen. Die Dauer der Krafteinwirkung bestimmt das Spektrum der Strukturschwingung: sehr kurze Kraftimpulse (idealisierte Diracimpulse) regen alle Körperschallfrequenzen an. Die Impedanz, der Wellenwiderstand der Struktur sowie die Messposition selber beeinflussen die Amplitude und Phase einzelner Frequenzbereiche der Strukturschwingung. Resonanzstellen der Struktur führen zu erhöhten Amplituden im angeregten Körperschallspektrum. Das Strukturverhalten kann mittels experimenteller Modalanalyse untersucht werden [107]. Entsprechend der übergeordneten Theorie der Körperschallanregung gelingt es, die Relevanz verschiedener Quellmechanismen zu beurteilen. Ist die Kraft $F(t)$ bestimmbar, ergibt sich die freigesetzte bzw. in die Struktur eingeprägte Energie $E(t)$ zu

$$E(t) = \int F v_s dt. \quad (3.3)$$

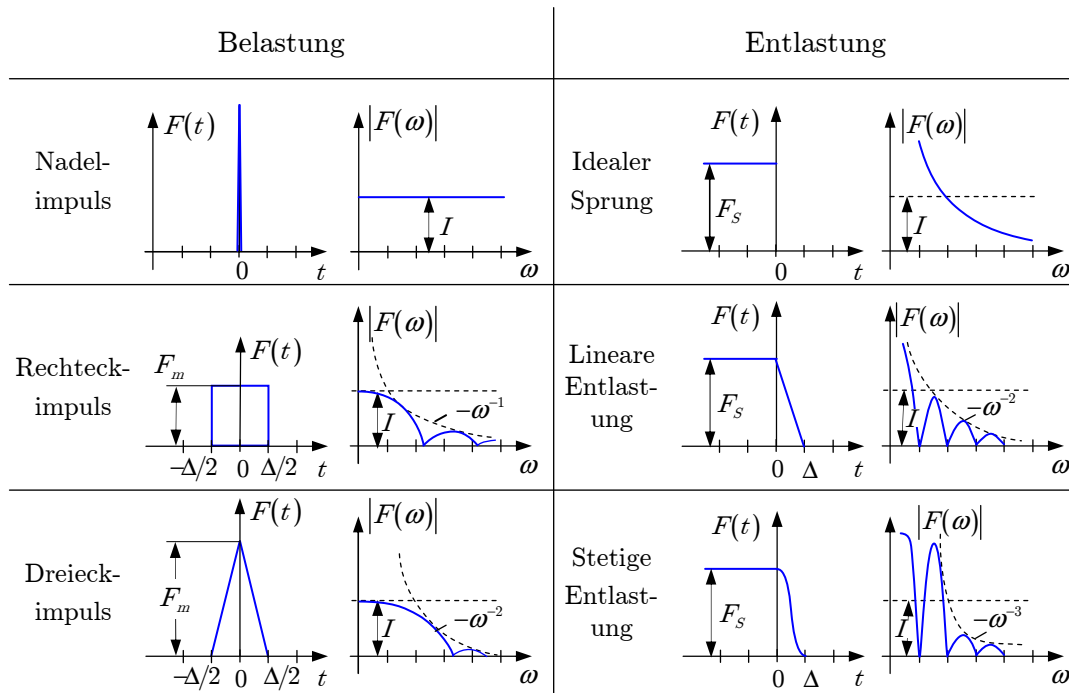


Tabelle 3.1: Krafteinwirkung auf eine allgemeine Struktur im Zeitbereich mit Entsprechung im Frequenzbereich nach [37]

Über die *Fourier*-Transformation und dem Zusammenhang zwischen anregender Kraft F und Körperschallschnelle v_s aus Gl. (3.1)

$$E(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} F(t) v_s(t) e^{-j\omega t} dt \quad (3.4)$$

ergibt sich für die spektrale Körperschallenergie

$$E(\omega) = \frac{1}{\pi} |F(\omega)|^2 \Re \left\{ \frac{1}{Z(\omega)} \right\}. \quad (3.5)$$

Die in der Struktur angeregte Körperschallenergie hängt damit von dem Quadratspektrum der anregenden Kraft und dem Realteil der Impedanz ab. Die möglichen Körperschallquellen und deren Mechanismen werden nach der Wirkgröße unterteilt [Tabelle 3.1].

3.2 Mikromechanik

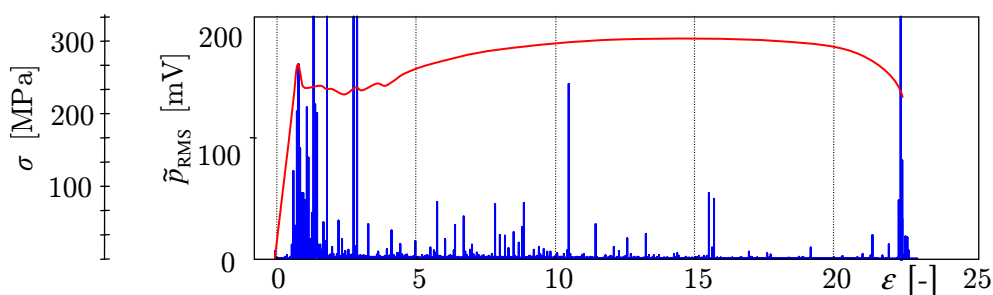
3.2.1 Körperschallentstehung aus Sicht der Materialphysik

Werden metallische Werkstoffe einer plastischen Deformation ausgesetzt, wird Energie in Form mechanischer Wellen in die Struktur emittiert. Erstmals wurde dieser Zusammenhang von *Kaiser* [85] vorgestellt. Er beschrieb in seiner Arbeit die Entstehung von Körperschall durch materialphysikalische Effekte. Seine Schlussfolgerung war, dass das Plastifizieren von Metallen mit Erzeugung mechanischer, elastischer Schwingungen einher

	mikromechanisch	makroskopisch	global
Physikalische Grundlage	Versetzungsbewegung, Zwillingspaarbildung, Abgleiten von Kristallgittern	Bruchentstehung, Aufreißen von Strukturen, Versagen von Schweißpunkten	Crashimpuls, Falten des Typschadenelements
Modellierung	Versetzungsmechanik, Werkstoffwissenschaften	Bruch- und Schädigungsmechanik	Impulseintrag, Faltbeulen
Relevanz für Crasherkenntnis	vernachlässigbar	groß	sehr groß
Validierungsversuche	Zugversuche	Rollbockversuche	Crashversuche, FEM, Crashsimulationen

Tabelle 3.2: Einteilung der Körperschallquellen im Fahrzeugcrash

geht. Er begründete mit seinen Untersuchungen die Schallemissionsanalyse [163]. *Kaiser* zeigte, dass bei wiederholter Belastung des Probenkörpers erst bei einer Überschreitung des ersten Belastungszustandes Schallemissionen erneut messbar werden. Die Schallemissionsanalyse eignet sich damit als Nachweis der Vorgeschichte eines Bauteils. *Leistner*, *Tensi* und andere zeigten, dass diese Form der Schallemissionsanalyse nicht für verfestigte Materialien geeignet ist [105, 106, 163]. Somit lässt sich der zugrunde liegende, körperschallerzeugende Mechanismus durch die Versetzungsdynamik beschreiben [34, 112]. Exemplarisch ist in Abb. 3.2 ein charakteristischer Verlauf der Körperschallemission im Spannungs-Dehnungs-Diagramm an der Standardzugprüfmaschine der Firma Zwick, wobei die Abszisse der Körperschallemission \tilde{p}_{RMS} den quadratischen Mittelwert (root mean square RMS) des piezomechanischen Körperschallsensors der Fa. Vallon bei einer Abtastung von 1 MHz darstellt. Zu vergleichbaren Ergebnissen kommt *Leistner* in [105, 106]

Abbildung 3.2: Schallemissionen im Zugversuch (St37) bei $\dot{\epsilon} = \text{const.}$

für gängige Aluminium- und Stahllegierungen; eine schematische Übersicht wird hier in Abb. 3.3 gegeben. Es zeigt sich, dass ein charakteristischer Streckgrenzenverlauf mit einer entsprechenden zeitlichen Änderung der Schallemissionen einhergeht. Umfangreiche Untersuchungen aus den 1960er und 70er Jahren bestätigen den Zusammenhang zwischen einem charakteristischen Körperschallemissionsverhalten bei dem Übergang vom elastischen zum plastischen Bereich; umfassend von *Tensi* in [163] zusammengefasst, wobei die Fokussierung der Untersuchungen auf der Bestimmung und Überwachung von Bauteil-

belastung mittels Schallemissionsanalyse lag. Die Entstehung von Körperschall während der Deformation lässt sich auf den Aufbau der metallischen Gitterstruktur zurückführen [13, 73, 162]. Elastische Deformationen basieren auf Beanspruchung interatomarer Bindungszustände. Sofern die kritische Spannung durch eine äußere Belastung nicht zu groß wird, kommt es zur Verzerrung der Atomstruktur, die im Sinne des Energiegleichgewichts zu einer Rückstellkraft führt.

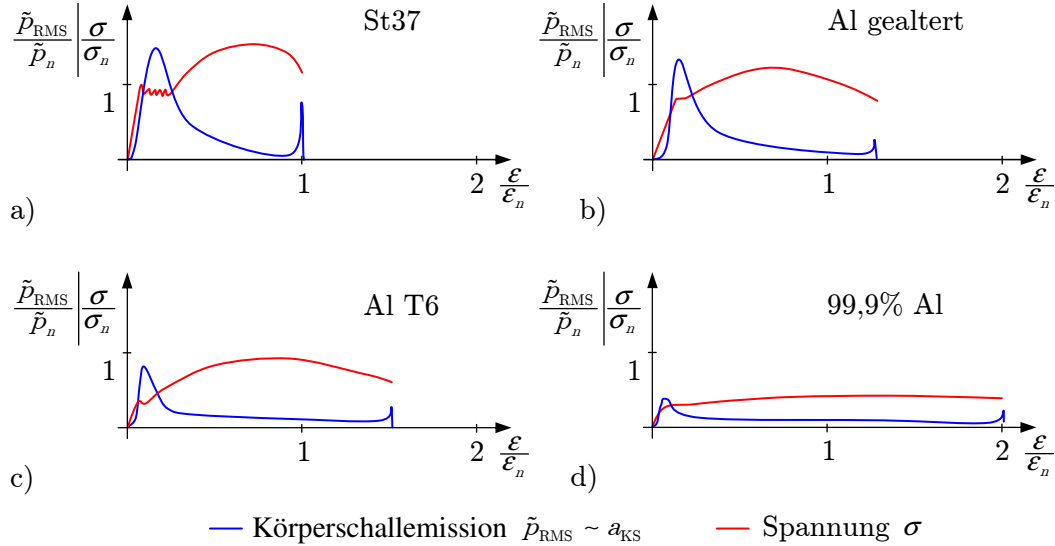


Abbildung 3.3: Schematische Hüllkurven der Körperschallemission im Zugversuch [163]

Dieser Zusammenhang bildet die Grundlage für das elastische Verhalten metallischer Werkstoffe, dem *Hookeschen* Gesetz. Bei Überschreitung der theoretisch möglichen Schubspannung $\tau > \tau_{\text{theor}}$ erfolgt sofortiges Materialversagen durch Aufreißen der Atombindungen. Plastifizieren kann nur stattfinden, wenn weitere Mechanismen der Kristallstruktur beteiligt sind. Dafür spricht auch die Tatsache, dass die tatsächlich notwendige Schubspannung τ_{tat} für die Plastifizierung um den Faktor $10^2 - 10^3$ unter dem theoretischen Wert τ_{th} liegt [31]. Grund für ein viel früheres Plastifizieren ist der inhomogene Kristallaufbau, hervorgerufen durch unregelmäßigen Kristallwachstum bei Erkaltung der Metallschmelze (Keimbildung) und Einschluss von Fremdatomen (Legierungsbestandteilen) [60]. Diese Fehlstellen führen zu linienförmigen Störungen des Kristallgitters, d.h. zu Versetzungen. Beim Umlauf längs einer beliebigen geschlossenen, die Versetzungslinie ξ umfassenden Kontur C erhält der Vektor der elastischen Verschiebung \mathbf{u} einen bestimmten endlichen gitterperiodischen Zuwachs \mathbf{b} , den *Burgers-Vektor* [99]. Er ist ein Maß für die Größe und Richtung des Gitterfehlers [60].

$$\int_C du_i = \oint_C \frac{\partial u_i}{\partial s_k} ds_k = b_i. \quad (3.6)$$

Bei $\mathbf{b} \parallel \mathbf{s}$ liegt eine *Schrauben-*, bei $\mathbf{b} \perp \mathbf{s}$ eine *Stufenversetzung* vor. Dabei ist der *Burgers-Vektor* entlang der Versetzungslinie konstant [Abb. 3.4], [144]. Durch anliegende Schubspannungen τ bewegen sich Versetzungen entlang der von $d\mathbf{l}$ und $d\mathbf{s}$ aufgespannten Ebene um den *Burgersvektor* \mathbf{b} , sodass das durchlaufene Volumen dV

$$dV = d\mathbf{s} \cdot (\mathbf{b} \times d\mathbf{l}) \quad (3.7)$$

beträgt. Im Falle einer reinen Gestaltänderung gilt $dV = 0$, und es wird eine Gleitebene $\mathbf{b} \times d\mathbf{l}$ aufgespannt, auf der die Versetzungen wandern können. Dieser Versetzungstyp

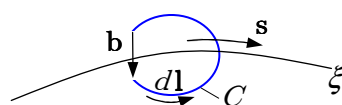


Abbildung 3.4: *Burgersvektor \mathbf{b} bei Umlauf um die Kontur C an der Stelle s auf der Versetzungslinie ξ nach [76]*

wird Stufenversetzung genannt. Bei $dV \neq 0$ können die Versetzungen auf beliebigen Ebenen gleiten, sie *klettern*. Daher hat sich der Begriff Schraubenversetzung etabliert. Bei dem Klettern der Schraubenversetzungen werden Punktfehler, wie Leerstellen oder Zwischengitteratome, erzeugt bzw. geschlossen. Die dabei freiwerdende in dem elastischen Spannungsfeld der Versetzung gespeicherte Energie regt das Kontinuum zu Schwingungen an. Es kommt zur Körperschallemission. Bei hohen Materialbelastungen, die zur Plastifizierung des Werkstoffs führen, kündigt sich das bevorstehende Versagen durch kontinuierliche Schallemission an [73, 115]. Dieser Zusammenhang wird von der Schallemissionsanalyse zur Überwachung kritischer Bauteile, z.B. Reaktordruckbehälter, eingesetzt [106].

Bei ausgelagerten Aluminiumlegierungen werden im einachsigen Zugversuch niedrigere Körperschallemissionen beobachtet als beim Ausgangsmaterial, da durch die Wärmebehandlung mit einer abgeschlossenen Rekristallisation und Kornvergrößerung weniger Hindernisse für die Versetzungsbewegungen vorliegen. Ein inhomogener Strukturaufbau, wie er bei Einschlüssen, Gitterfehlern oder Fremdatomen auftritt, erfordert für die Wanderung und das Losreißen von Versetzungen einen höheren Energieaufwand, der durch erhöhte Körperschallaktivität gekennzeichnet ist [73, 106].

3.2.2 Spannungsfelder der Versetzungsmechanik

Für eine Bestimmung der Relevanz der Versetzungsmechanik in Hinblick auf die Klassifizierung von Fahrzeugcrashsituationen wird das energetische Potential der Strukturangeregung durch das Wandern von Versetzungsfeldern untersucht. Hierzu werden die Spannungs-Verzerrungsbeziehungen von Schrauben- und Stufenversetzungen als wichtigste Vertreter linienförmiger Fehlstellen aufgestellt. Damit ergeben sich die spezifischen Energien der Fehlstellen. Setzt man Gl. (2.17) in die Gleichgewichtsbedingung (2.7) ein

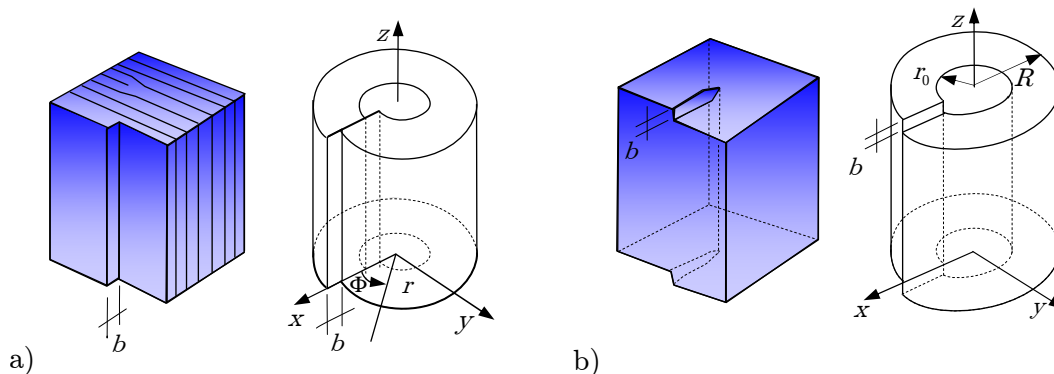


Abbildung 3.5: *Verzerrungen durch Versetzungen: a) Stufenversetzung, b) Schraubenversetzung*

und berücksichtigt den linearisierten Zusammenhang zwischen Verschiebung und Verzerrung (2.12), ergeben sich die *Navier-Lamé*-Gleichungen (2.18). Im stationären Fall, d.h. die Versetzungsfelder befinden sich in Ruhe, werden die Zeitableitungen auf der rechten Seite in (2.7) zu Null, die Trägheitskräfte verschwinden. Zur Beschreibung der Versetzung werden die geltenden Randbedingungen der Schrauben- bzw. Stufenversetzung in die *Lamé*-Gleichung eingesetzt. Im Falle der Schraubenversetzung muss die Eigenschaft erfüllt sein, dass bei einem kompletten Umlauf um die Versetzungslinie die Verschiebung des Endpunktes vom Startpunkt genau einem *Burgersvektor* \mathbf{b} entspricht; d.h. die Verschiebungen müssen periodische Funktionen der Positionen sein. Einfache Funktionen, die diese Bedingungen erfüllen, sind die trigonometrischen Funktionen. Für das Verschiebungsfeld \mathbf{u}^{\parallel} , die Indizierung \parallel entspricht der Bedingung des *Burgersvektors* $\mathbf{b} \parallel ds$, findet sich

$$\mathbf{u}^{\parallel} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{b}{2\pi} \arctan \frac{y}{x} \end{pmatrix}. \quad (3.8)$$

Ein Umlauf $\arctan(y/x) = 2\pi$ führt zu einer Verschiebung um $-b$. Daraus folgt mit (2.12) für den Verzerrungstensor

$$\varepsilon_{ij}^{\parallel} = \frac{b}{4\pi(x^2 + y^2)} \begin{pmatrix} 0 & 0 & -y \\ 0 & 0 & x \\ -y & x & 0 \end{pmatrix}. \quad (3.9)$$

Die Spur verschwindet $\text{Sp}(\varepsilon_{ij}) = 0$. Somit führt die Schraubenversetzung zu keiner Volumenänderung. Mit dem *Hookeschen* Gesetz ergibt sich für den Spannungstensor der Schraubenversetzung

$$\sigma_{ij}^{\parallel} = \frac{Gb}{2\pi(x^2 + y^2)} \begin{pmatrix} 0 & 0 & -y \\ 0 & 0 & x \\ -y & x & 0 \end{pmatrix}. \quad (3.10)$$

Gleichung (3.10) zeigt, dass die Spannungen σ_{ij}^{\parallel} und die Verzerrungen $\varepsilon_{ij}^{\parallel}$ unendlich groß für $r^2 = x^2 + y^2 \rightarrow 0$ werden. Außerdem fällt die Spannung mit $1/r$ mit wachsendem Abstand zur Versetzungslinie ab. Die Spannungen und Dehnungen bilden ein weitreichendes Feld aus. Abbildung 3.6 zeigt die Versetzungsfelder um die Fehlstelle $F(0, 0, 0)$. Die

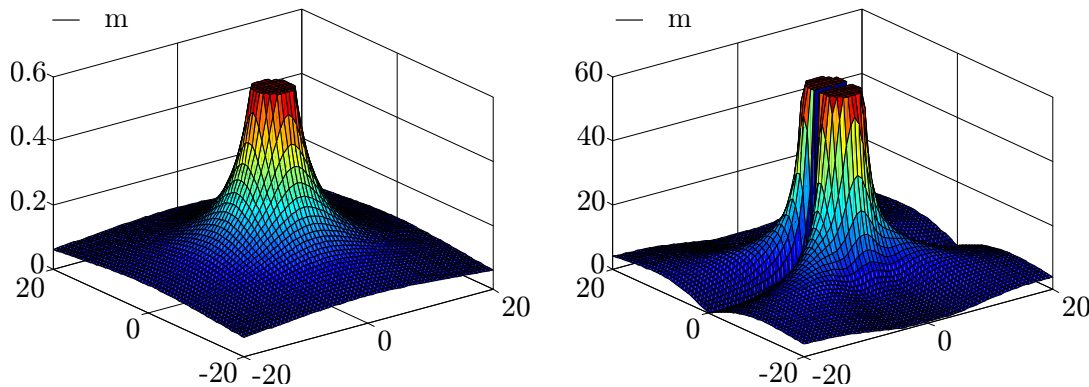


Abbildung 3.6: Vergleichsspannungsfelder σ_v von Schrauben und Stufenversetzungen

Polstelle begründet sich durch die Annahme der linearen Elastizitätstheorie bei kleinen Spannungen und Verzerrungen. Somit muss die Beschreibung in der Nähe der Versetzungslinie versagen, da dort sehr hohe Spannungen und Verzerrungen auftreten. Zur

Abschätzung kann angenommen werden, dass die Spannungen im Kernbereich um die Versetzungslinie nicht größer werden als die theoretische Schubspannung des Festkörpers $\mu/30 < \tau_{th} < \mu/3$ [68]. In Kernnähe gelten die Bedingungen eines homogenen Kontinuums aufgrund des diskreten Aufbaus von kristallinen Festkörpern nicht mehr.

Analog zur Schraubenversetzung lässt sich das Spannungs- und Verzerrungsfeld für die Stufenversetzung bestimmen. Nimmt man hierbei eine unendlich lange stationäre Stufenversetzung entlang der z -Achse mit *Burgersvektor* Richtung x -Achse an, sowie dem Tangentenvektor der Versetzungslinie in die positive z -Richtung, verschwindet für die stationäre Versetzung, vergleichbar der Schraubenversetzung, die Trägheitswirkung in Gl. (2.7). Da die Verschiebungen der Atome, die die Versetzung verursachen, nur in der x -Richtung und nicht in z -Richtung wirken, ist $w = 0$. Entsprechend lässt sich der Verschiebungstensor ($\mathbf{b} \perp \mathbf{s}$) mit

$$\mathbf{u}^\perp = \frac{b}{2\pi} \begin{pmatrix} \arctan \frac{y}{x} + \frac{1}{2(1-\nu)} \frac{xy}{x^2+y^2} \\ -\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \log \sqrt{x^2+y^2} + \frac{1}{2(1-\nu)} \frac{y}{x^2+y^2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

beschreiben. Dabei stellen die angenommenen Verschiebungen (3.11) eine mögliche Lösung der grundlegenden partiellen Differentialgleichungen aus den Gleichgewichtsbedingungen der Kontinuumsmechanik im Fall des stationären, ebenen Spannungszustands dar. Damit wird der Verzerrungstensor zu

$$\varepsilon_{ij}^\perp = \frac{1}{2} (u_{i,j}^\perp + u_{j,i}^\perp) = \frac{b(x^2+y^2)^{-2}}{4(\nu-1)\pi} \begin{pmatrix} y((p-4)x^2+qy^2) & x(-x^2+y^2) & 0 \\ x(-x^2+y^2) & -y(px^2-qqy^2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

$$\text{mit } p = 1 + 2\nu, \quad q = 1 - 2\nu.$$

Die Stufenversetzung erfährt die Volumenänderung ε_V

$$\varepsilon_V^\perp = \text{Sp}(\varepsilon_{ij}^\perp) = \frac{b(1-2\nu)y}{2\pi(1-\nu)(x^2+y^2)}. \quad (3.13)$$

Damit ist das Spannungsfeld der Stufenversetzung definiert zu

$$\sigma_{ij}^\perp = \frac{Gb}{2\pi(\nu-1)(x^2+y^2)^2} \begin{pmatrix} -y(3x^2+y^2) & x(-x^2+y^2) & 0 \\ x(-x^2+y^2) & y(-x^2+y^2) & 0 \\ 0 & 0 & 2\nu y(x^2+y^2) \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

Eine Verdeutlichung der Spannungswirkung ist in Abb. 3.6 rechts dargestellt. Auch hier zeigt sich die komplexere Darstellung der Fernfeldwirkung des Spannungsfeldes. Die Spannungen wurden im Bereich $-5b < \sqrt{x^2+y^2} < 5b$ im Sinne des Gültigkeitsbereichs der linearen Elastizitätstheorie begrenzt.

3.2.3 Versetzungsenergie

Elastische Materialien speichern pro deformiertem Volumenelement die zugeführte mechanische Arbeit W

$$W = \int_0^{\varepsilon_{kl}} \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}. \quad (3.15)$$

Dabei ist die Arbeit unabhängig vom Deformationsweg [18], sodass der Integrand in Gl. (3.15) $dW = \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}$ als vollständiges Differential $dW = \frac{\partial W}{\partial \varepsilon_{ij}} d\varepsilon_{ij}$ aufgefasst werden kann. W ist definiert als *spezifische Formänderungsenergie* [160]. Durch Einsetzen von (2.14) in (3.15) folgt für linear elastische Werkstoffe

$$W = \frac{1}{2} \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} E_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{ij}. \quad (3.16)$$

Unter Berücksichtigung von (2.12) und der Trennbarkeit von Tensoren in hydrostatischen und deviatorischen Anteil teilt sich auch die spezifische Formänderungsenergie in zwei Energieanteile auf: Volumenänderungsenergiedichte W_V infolge reiner Volumendeformation und Gestaltänderungsenergiedichte W_G

$$W = W_V + W_G = \frac{1}{2} \left(\lambda + \frac{2}{3} \mu \right) \varepsilon_{kk}^2 + \mu e_{ij} e_{ij}. \quad (3.17)$$

Einsetzen von (3.12), (3.14) sowie (3.9) und (3.10) in Gl. (3.16) führt nach umfangreicher Umrechnung zur Energiedichte von Schrauben- und Stufenversetzungen:

$$\begin{aligned} W^{\parallel} &= \frac{1}{2} \sum \sigma_{ij}^{\parallel} \varepsilon_{ij}^{\parallel} = \frac{\mu b^2}{8\pi^2} \frac{1}{x^2 + y^2} \sim \frac{1}{r^2}, \\ W^{\perp} &= \frac{\mu b^2}{8\pi^2} \frac{1 - \nu + \nu \cos(\arctan \frac{y}{x})}{(\nu - 1)^2 (x^2 + y^2)^2} \sim \frac{1}{r^4}. \end{aligned} \quad (3.18)$$

Die Energiedichte nimmt mit $1/r^2$ (Stufe) bzw. $1/r^4$ (Schraube) von der Fehlstelle ab. Äußere Spannungen σ_{ij} leisten an einer Versetzung die Arbeit

$$dW = \mathbf{b} \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot (d\mathbf{s} \times d\mathbf{l}) = ((\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{b}) \times d\mathbf{s}) \cdot d\mathbf{l} = d\mathbf{F}_{\text{PK}} \cdot d\mathbf{l}, \quad (3.19)$$

Darin ist $d\mathbf{s} \times d\mathbf{l}$ die überstrichene Fläche der bewegten Versetzungslinie und $d\mathbf{F}_{\text{PK}}$ ist als *Peach-Köhler-Kraft* definiert [60, 130]. Sie tritt auf, wenn das Linienelement $d\mathbf{l}$ um die Strecke $d\mathbf{s}$ unter Aufbringung der äußeren Arbeit dW_a verschoben wird. Da der hydro-

	Burgersvektor	Versetzungslinie	Peach-Köhler-Kraft
Schraubenversetzung	$\mathbf{b} = (b, 0, 0)$	$d\mathbf{s} = (ds, 0, 0)$	$d\mathbf{F}_{\text{PK}}^{\parallel} = [0, \sigma_{xz}, -\sigma_{yz}]^T b ds$
Stufenversetzung	$\mathbf{b} = (b, 0, 0)$	$d\mathbf{s} = (0, ds, 0)$	$d\mathbf{F}_{\text{PK}}^{\perp} = [-\sigma_{xx}, 0, \sigma_{xx}]^T b ds$

Tabelle 3.3: *Peach-Köhler-Kraft* der Schrauben- und Stufenversetzungen

statische Spannungsanteil des Spannungstensors $\boldsymbol{\sigma}$ keinen Anteil zur plastischen Verformung beiträgt, wird zur Bestimmung der *Peach-Köhler-Kraft* der Deviator verwendet. Entsprechend der Fragestellung, wie viel elastische Energie durch Deformation der Fahrzeugträgerstruktur infolge bewegter Versetzungen frei werden kann, ist es sinnvoll, die

emittierte Leistung zu untersuchen. Entsprechend ergibt sich für eine einzelne Versetzung aus Gl. (3.19) unter der Annahme einer konstanten Linienkraft $d\mathbf{F}_{\text{PK}}$ und der Energieerhaltung

$$dP = \frac{d}{dt}dW_a = \frac{d}{dt}dW = d\mathbf{F}_{\text{PK}} \cdot \frac{d}{dt}d\mathbf{s} = d\mathbf{F}_{\text{PK}} \cdot d\dot{\mathbf{s}}. \quad (3.20)$$

Im Falle einzelner bewegter Versetzungen stellt sich die emittierten Leistungen infolge freiwerdender elastischer Energie pro Zeitinkrement als proportional der Versetzungsgeschwindigkeit v_{VS} heraus. Dies gilt allerdings nur lokal um eine einzelne Versetzung. Weiter muss untersucht werden, inwieweit sich Wechselwirkungskräften zwischen mehreren Versetzungen auf die emittierte Leistung auswirken, da in technischen Metallen Versetzungsdichten der Größenordnung $\rho_{\text{VS}} = 10^{13}m^{-2}$ auftreten können [97]. Hierzu wird die Anzahl der Versetzungen in einem Korn abgeschätzt. Für die Überlagerung wechselwirkender Versetzungen werden die Kräfte auf einer Versetzungslinie mit n Versetzungen und den Wechselwirkungskräfte w_{mn} zwischen der Versetzung m und n betrachtet [Abb. 3.7]. Die Kraft auf die Berandung \mathbf{F} entspricht der Kraft, die die Korngrenze dem Versetzungsstau entgegenbringt [97]

$$\mathbf{F} = n\tau\mathbf{b} = \mathbf{F}_{\text{PK}}. \quad (3.21)$$

Die Gesamtanzahl N der Versetzungen in dem Versetzungsaufstau ist gegeben mit

$$N = \int_0^{l/2} n(\xi) d\xi = \frac{(1-\nu)l\tau}{\mu b}, \quad (3.22)$$

wobei $n(\xi)$ die Versetzungsdichte entlang der Versetzungslinie ist. Abbildung 3.7 zeigt den qualitativen Verlauf der Versetzungsaufstauung an der Korngrenze bei $l/2$. Die Versetzungen können mit der mittleren Versetzungsgeschwindigkeit \bar{v}_{VS} aus dem Korninneren zur Korngrenze hin wandern. Mit (3.20) wird dabei geschwindigkeitsproportional Körperschall emittiert. Da durch Verfestigung, sich schneidende Versetzungslinien und Einschlüssen neue Versetzungen nach dem *Frank-Read*-Mechanismus erzeugt werden, steigt die Anzahl der Versetzung innerhalb des Gefüges, sodass trotz der zunehmenden Versetzungskonzentration während der Deformation eine kontinuierliche Versetzungsbewegungsdynamik auftritt [60]. Für die Crasherkenntung ergibt sich damit die Möglichkeit,

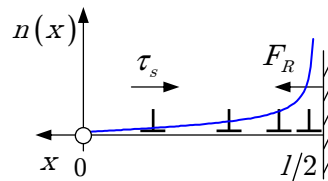


Abbildung 3.7: Versetzungsaufstauung an der Korngrenze entlang einer Versetzungslinie

bei entsprechender Messbarkeit, ein Maß für die Umformgeschwindigkeit der Deformationszone zu ermitteln. Aus zahlreichen Untersuchungen der Schallemissionsanalyse ist bekannt [26, 106, 163], dass die emittierte Körperschalleistung signifikant vom Probenmaterial abhängt und bereits bei der Streuung einzelner Legierungsbestandteile beispielsweise in AL-Cu Legierungen um 0.5 % zu einer nichtlinearen Steigerung der messbaren Körperschallaktivität auftritt [135, 148]. Aus diesem Grund, müssen die zur Diskussion stehenden Probenmaterialien der Fahrzeughersteller explizit untersucht werden.

3.3 Makromechanik

Aus mikromechnischen Imperfektionen erwächst mit zunehmender Belastung eines Bauteils ihre Schädigungswirkung. Aus Versetzungen und Einschlüssen werden Poren, aus welchen Risse hervorgehen. Ihre Wirkung äußert sich in einer makroskopischen Schädigung, deren prinzipielle Zusammenhänge in der Bruchmechanik zusammengefasst werden. Phänomenologische Ansätze zwischen Mikro- und Makroebene beschreiben die Schädigungswirkung eines repräsentativen Volumenelements *RVE*. Diese mesoskopische Modellierung wird vorwiegend bei numerischen Untersuchungen eingesetzt [98].

Für die Untersuchung der Anregungsmechanismen von Körperschall in der Fahrzeug-crashzone spielen makroskopische Versagensmechanismen eine zentrale Rolle, wie sich bei einer Untersuchung verschiedener Stoßfängersysteme im Rollbockversuch in Kapitel 5 zeigt. Vorrangig Konstruktionen aus hochlegierten Aluminiumprofilen zeigen eine hohe Rissneigung im Crashfall und eine hohe Versuchsstreuung der beobachtbaren Körperschallsignale und Starrkörperverzögerung.

3.3.1 Bruchmechanik

Aus der linear-elastischen Bruchmechanik sind die Beziehungen zwischen den Spannungen und Verzerrungen um die Risspitze bekannt. Für die Beschreibung der Rissentstehung und -ausbreitung sowie dessen Schädigungswirkung wurden verschiedene Darstellungsgrößen definiert. Dabei stellte *Kolosov* mit der komplexen Spannungsfunktion für die Beschreibung der Nahfeldlösung der Spannungsverteilung um die Risspitze ein wichtiges Werkzeug zur Verfügung. *Griffith* entwickelte 1921 das Konzept der Energiefreisetzungsrates [62]. Der Durchbruch der Bruchmechanik geht auf *Irwin* zurück, der zeigte, dass alle scharfen Risse eine Singularität gleichen Typs aufweisen, welche sich mit Spannungsintensitätsfaktoren charakterisieren lassen [81]. Dieser Zusammenhang wird im etablierten *K*-Konzept der Bruchmechanik ausgenutzt [64].

Definitionsgemäß sind die Einsatzmöglichkeiten der linear-elastischen Bruchmechanik begrenzt. Die Modellannahmen beinhalten die Verwendung des *Hookeschen* Gesetzes im gesamten Prozess- bzw. Rissgebiet, was näherungsweise bei spröden Werkstoffen der Fall ist. Mit steigendem duktilen Materialverhalten wächst die plastifizierende Zone in der Risspitze durch die dort herrschende Spannungsüberhöhung. Damit muss das Materialverhalten in der plastischen Zone entsprechend mit berücksichtigt werden. Wichtige Modellierungskonzepte sind die Beschreibung des Kleinbereichsfließens (*SSY* - Small Scale Yielding), die Rissöffnungsverschiebung (*CTOD* - Crack Tip Opening Displacement) und das *Dugdale*-Modell mit der virtuellen Verlängerung der wirksamen Risslänge [43]. Das Versagensbewertungsdiagramm (*FAD* - Failure Assessment Diagram), vorgeschlagen von *Harrison*, verbindet die Grenzfälle zwischen Sprödbbruch der linearen Bruchtheorie und dem vollständigem plastischen Versagen [70] zu einem pragmatischen Ingenieurwerkzeug zur Bauteilbeurteilung. Besondere Bedeutung kommt der energiebasierten Rissuntersuchung über das *J*-Integral zu. Hierbei wird im Rissgebiet des unbelasteten Rissufers das wegunabhängige Integral über der auftretenden Energie gebildet, da sich dies numerisch sehr gut abbilden lässt. Alle Konzepte werden in der elastisch-plastischen Bruchmechanik *EPBM* zusammengefasst.

Sowohl die lineare als auch die nichtlineare Bruchmechanik können die Spannungswirkung aufgrund ruhender, statischer Rissspitze beschreiben. Bei hoher Ausbreitungsgeschwindigkeit der Rissspitze wird von schnellem Risswachstum gesprochen. Die Rissgeschwindigkeit nähert sich der Wellengeschwindigkeit an. Damit ist eine statische bzw. quasistatische Rissbeschreibung ungültig. Werden jedoch die Zusammenhänge im Rissspitzenfeld auf das bewegte Koordinatensystem transformiert, gelingen Aussagen über Spannungsverteilungszustände im Rissspitzenfeld und maximale Rissgeschwindigkeiten. Jedoch ist eine Beschreibung von Verzweigungen und eine Vorhersage der Rissformen im Allgemeinen analytisch nicht möglich, sondern erfordert den Einsatz numerischer Methoden [98].

Alle drei Teilgebiete der Bruchmechanik, die jeweils lineares, plastisches und dynamisches Risswachstum untersuchen, weisen die von *Irwin* beschriebenen Rissspitzenfelder auf, die den Spannungs- und Verzerrungszustand an der makroskopischen Fehlstelle des Risses beschreiben. Diese werden meist mit der Methode der komplexen Spannungsfunktionen hergeleitet [18, 63, 98]. Die Spannungsintensitätsfaktoren K werden nach der Art der Belastungsrichtung eingeteilt, wie es in Abb. 3.8 dargestellt ist.

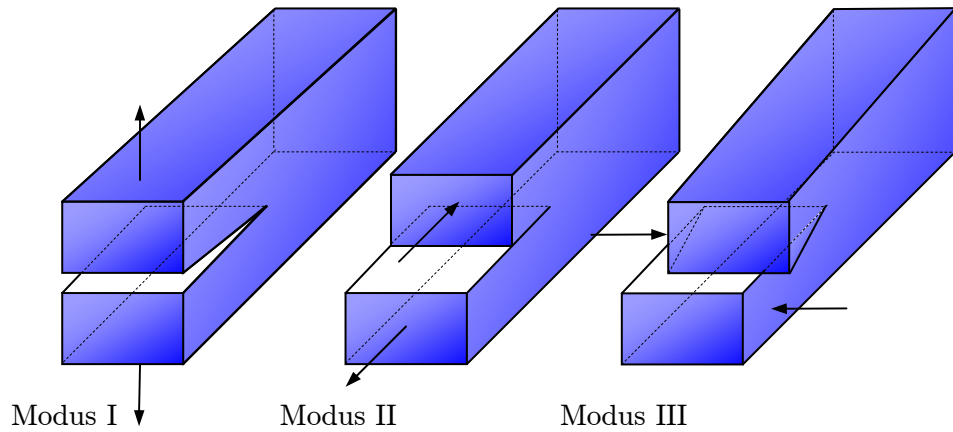


Abbildung 3.8: Definition der Rissöffnungsarten [63]

Im Modus I öffnet sich der Riss senkrecht zur Rissebene beispielsweise bei reiner Zugbelastung. Modus II charakterisiert eine ebene Verschiebung und Modus III eine parallele Verschiebung zur Rissfront. Jede Art von Verformung des Risses kann als Überlagerung dieser drei grundlegenden kinematischen Moden angesehen werden. Im räumlichen Fall ist Abb. 3.8 um ein Segment der Rissfront, wobei sich die Größe der Moden entlang der Rissfront verändern [98]. Die Versagenshypothese der linearen Bruchmechanik lässt sich dann zu

$$K_I < K_{CI} \quad (3.23)$$

formulieren. Der Bruch nach Mode I tritt auf, wenn die Spannungsintensität K_I größer ist, als der durch experimentelle Daten für den entsprechenden Werkstoff bestimmten kritischen Spannungsintensitätsfaktor (Bruchzähigkeit) K_C . Die Methode komplexer Potentiale führt auf die Spannungen im Rissspitzenfeld bei den drei Belastungsmoden mit dem Vorteil, dass die kontinuumsmechanischen Bedingungen automatisch erfüllt werden, wenn die Potentiale Ψ und Φ und die komplexe Variable $z = x + iy$ eingeführt werden [18]. Über die *Airyse* Spannungsfunktion $F(x, y)$ des ebenen Zustandes, für die gilt

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}, \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2}, \quad -\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y \partial x}, \quad (3.24)$$

ist ein direkter Rückschluss durch $F(x, y)$ auf die Spannungen möglich. Werden die Spannungen durch die Verzerrungen substituiert und in die Kompatibilitätsbedingung eingesetzt, folgt die Scheibengleichung

$$\frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = 0, \quad (3.25)$$

welche mit dem *Laplace*-Operator als $\Delta\Delta F = 0$ geschrieben werden kann. Werden jetzt die Koordinaten (x, y) durch die komplexen Variablen $z = x + iy$ ausgedrückt, deren Konjugierte \bar{z} ist, vereinfacht sich Gl. (3.25) zu

$$4 \frac{\partial^4 F}{\partial^2 z \partial \bar{z}^2} = 0. \quad (3.26)$$

Durch Integration ergibt sich

$$F = \Re[\bar{z} \Phi(z) + \kappa(z)], \quad (3.27)$$

wodurch sich die ebenen Verschiebungen u, v und ebenen Spannungen σ_x, σ_y und τ_{xy} durch die *Kolosovschen Formeln* darstellen lassen [18]

$$\begin{aligned} 2\mu(u + iv) &= \kappa \Phi(z) - z \overline{\Phi'(z)} - \overline{\Psi(z)} \\ \sigma_x + \sigma_y &= 2 \left(\Phi'(z) + \overline{\Phi'(z)} \right) \\ \sigma_y - \sigma_x + 2i \tau_{xy} &= 2 \left(\bar{z} \Phi''(z) + \Psi''(z) \right) \end{aligned} \quad \text{mit } \kappa = \begin{cases} \frac{3 - \nu}{1 + \nu} & \text{für ESZ} \\ 3 - 4\nu & \text{für EVZ} \end{cases}. \quad (3.28)$$

Dabei sind $\Phi(z)$ und $\Psi(z)$ komplexe Funktionen, die entsprechend der zu beschreibenden Randbedingungen gewählt werden müssen. Für den Rissmodus III, bei der reine Schubbeanspruchung vorherrscht, genügen die Ansatzfunktionen

$$\Phi(z) = a z^\lambda, \quad \Psi(z) = 0 \quad (3.29)$$

der Belastung, wobei λ ein unbekannter, reeller und positiver Exponent und a eine komplexe Konstante sind. Die Resultierenden der Kraftkomponenten X, Y und das Moment M bezüglich des Ursprungs ergeben sich durch die Integration über die Kontur von zwei beliebig gewählten Punkten A nach B [Abb. 3.9 b)]

$$\begin{aligned} X + iY &= \int_A^B (t_x + i t_y) ds = -i \left[\Phi(z) + \overline{\Psi(z)} + z \overline{\Phi'(z)} \right]_A^B. \\ M &= \int_A^B (x t_y - y t_x) ds = -\Re \left\{ z \bar{z} \overline{\Phi'(z)} + z \Psi(z) - \int_A^B \Psi(z) dz \right\}. \end{aligned} \quad (3.30)$$

Zur Bestimmung der Spannungswirkung von Rissen der Mode I und II werden die Potentialgleichungen zu $\Phi(z) = a z^\lambda$ und $\Psi(z) = b z^\lambda$ angenommen [98], a und b sind wieder komplexe Konstanten und es gilt $\lambda > 0$. Werden die Ansatzfunktionen in die *Kolosov*-Gleichungen (3.28) eingesetzt, muss ein einfaches Differentialgleichungssystem gelöst werden, das einer Eigenwertaufgabe entspricht und deren Lösung im nichttrivialen Fall aus der Reihenentwicklung der Eigenwerte besteht. Häufig werden nur die ersten

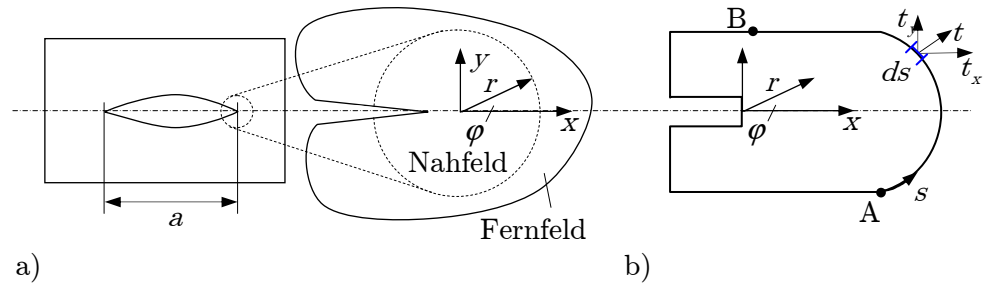


Abbildung 3.9: Definitionen im Rissspitzenfeld, a) Nah- und Fernfeld , b) Integrationsgebiet um die Risspitze

Terme der Lösung für die Beschreibung der Nahfeldlösung angegeben. Sie sind alle vom Typ

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau \end{pmatrix} = \frac{K_k}{\sqrt{2\pi r}} \begin{pmatrix} f_x^k(\varphi) \\ f_y^k(\varphi) \\ f_{xy}^k(\varphi) \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \frac{K_k}{2G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \begin{pmatrix} f_u^k(\varphi) \\ f_v^k(\varphi) \\ f_w^k(\varphi) \end{pmatrix} \quad \text{mit } k = \text{I, II, III} \quad (3.31)$$

sodass die Spannungen mit $1/\sqrt{r}$ von der Risspitze weg abklingen, die Verschiebungen proportional zu \sqrt{r} sind und die Spannungsintensität der entsprechenden Rissmoden K_{I} , K_{II} oder K_{III} charakterisiert. Sie hängen von der Geometrie des Körpers und des Risses sowie der Belastungsrichtung ab

$$K_{\text{I}} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \sigma_y(\varphi = 0), \quad K_{\text{II}} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \tau_{xy}(\varphi = 0), \quad K_{\text{III}} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \tau_{yz}(\phi = 0). \quad (3.32)$$

Die Formfunktionen f_x^{I} , f_y^{I} und f_{xy}^{I} sind in Abb. 3.10 für Rissmode I dargestellt. Eine Zusammenfassung der Rissspitzenfelder für alle Rissmoden im Nah- und Fernfeld finden sich in [63, 81].

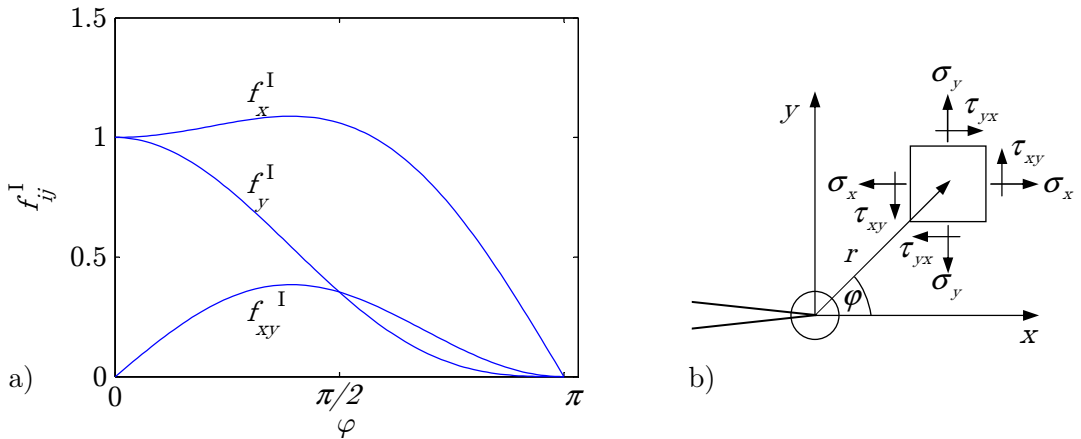


Abbildung 3.10: Spannungsverteilung in der Risspitze: a) Formfunktionen der Rissmode I [Gl.(3.31)] und b) Spannungsverteilung im Rissspitzenfeld

Das dreidimensionale Rissspitzenfeld lässt sich durch Superposition des ebenen Zustandes darstellen

$$\sigma_{ij} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} (K_{\text{I}} \sigma_{ij}^{\text{I}}(\varphi) + K_{\text{II}} \sigma_{ij}^{\text{II}}(\varphi) + K_{\text{III}} \sigma_{ij}^{\text{III}}(\varphi)). \quad (3.33)$$

Die Nahfeldlösung des Rissspitzenfeldes, unter Berücksichtigung des ersten Terms der Reihenentwicklung für den Rissmodus I (reine Zugbeanspruchung) lautet vollständig nach [53] (κ aus Gl. (3.28))

$$\sigma_{ij}^I = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \begin{Bmatrix} 1 - \sin(\varphi/2) \sin(3\varphi/2) \\ 1 + \sin(\varphi/2) \sin(3\varphi/2) \\ \sin(\varphi/2) \cos(3\varphi/2) \end{Bmatrix}, \quad (3.34)$$

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \frac{K_I}{2G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} (\kappa - \cos\varphi) \begin{Bmatrix} \cos\varphi/2 \\ \sin\varphi/2 \end{Bmatrix}. \quad (3.35)$$

Dieses *asymptotische Nahfeld* zeigt eine charakteristische Singularität an der Rissspitze für $r \rightarrow 0$ mit $1/\sqrt{r}$. Alle Feldgrößen sind proportional zur Spannungsintensität $K_I = \sigma\sqrt{\pi a}$, d.h. die Intensität der Nahfeldlösung steigt nicht linear mit der Zugbelastung σ an, sondern hängt auch von der Risslänge a ab.

3.3.2 Bewegtes Rissspitzenfeld

Bei Rissereignissen durch hohe äußere Energieeinkopplung in ein mechanisches System, wie sie im Fall eines Fahrzeugcrashs vorkommen, steht einem Rissfortschreiten ein ausreichender Energievorrat zur Verfügung, sodass die Rissgeschwindigkeit sehr hoch werden kann. Für die Körperschallanregung zur Crasherkenntung ist dieser Zusammenhang von großer Bedeutung. Das Rissspitzenfeld besitzt lokal sehr hohe Spannungen, die an die Plastizitätsgrenze des Materials gehen. Wird diese Spannungskonzentration durch das schnelle Wandern bzw. Wachsen des Risses durch den Körper bewegt, werden mechanische Wellen hoher Intensität angeregt [136, 178]. Im Gegenzug zu Rissereignissen, die durch Spannungswellen ausgelöst werden (stationärer Riss), ist die Wellenemission durch einen schnell (instationär) laufenden Riss bei hoher Energieeinkopplung immer instabil. Die Rissausbreitungsrichtung ist nicht vorhersehbar.

Häufig treten Rissverzweigungen auf. Durch die schnelle Bewegung der Rissspitze mit Rissgeschwindigkeiten $\dot{a} > 1000$ m/s dominiert die Trägheitswirkung des Materials das Rissereignis. Das reiße Material versprödet um die Rissspitze im Rissspitzenfeld. Damit kann weniger Energie in der Rissspitze absorbiert werden, sodass die Bruchzähigkeit K_{IC} sinkt [48].

Durch komplexe Wechselwirkungen der emittierten Wellen mit den Berandungen, vorgegeben durch die Rissflanken und das Bauteil, treten starke Überlagerungseffekte, Reflexionen, Dispersion und Dämpfung auf, sodass zwischen der Belastung $\sigma(t)$ und der Beanspruchung $K_I(t)$ kein linearer Zusammenhang mehr besteht. Die Welleneffekte dominieren den Anfang des Prozesses stark. Es können Schwankungen der Bruchintensität $K_I(t)$ beobachtet werden [32, 146, 147], die von der Zeit und der Rissgeschwindigkeit abhängen. Die Bruchzähigkeit K_{IC} , als Bruchkriterium selber, hängt von der Rissgeschwindigkeit \dot{a} ab und ist als *dynamische Bruchintensität* K_{ID} definiert

$$K_{IC} \rightarrow K_{ID}(\dot{a}). \quad (3.36)$$

Die Beschreibung des bewegten Rissspitzenfeldes erfolgt durch eine Koordinatentransformation, Abb. 3.11, auf das bewegte Koordinatensystem (\tilde{x}, \tilde{y}) mit $\tilde{x} = x - a(t)$, $\tilde{y} = y$.

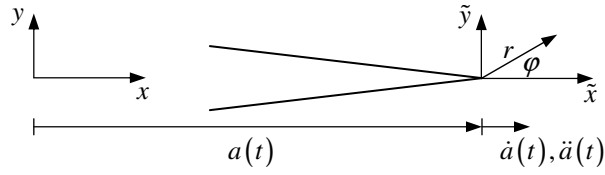


Abbildung 3.11: Bewegtes Rissspitzenfeld

Mit dem DGL-System der *Navier-Lamé*-Gleichung (2.18) lässt sich durch die Zerlegung in einen hydrostatischen und deviatorischen Anteil durch das Skalarpotentialfeld ϕ und dem Vektorpotentialfeld ψ eine Lösung für das mitbewegte Rissspitzenfeld (3.35) und (3.34) finden. Damit lassen sich die *Helmholzschen* Wellengleichungen (2.19) verwenden. Aus (2.19) folgt mit der Koordinatentransformation auf das mitbewegte Koordinatensystem in der Rissspitze

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{1}{\alpha_1^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \tilde{y}^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 \psi}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{1}{\alpha_2^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \tilde{y}^2} = 0. \quad (3.37)$$

Dabei sind α_1 und α_2 die Normierung auf die longitudinale und transversale Wellengeschwindigkeit c_1 und c_2

$$\alpha_1^2 = 1 - \left(\frac{\dot{a}}{c_1} \right)^2, \quad \alpha_2^2 = 1 - \left(\frac{\dot{a}}{c_2} \right)^2. \quad (3.38)$$

Die Lösung für das dominante, symmetrische Rissspitzenfeld im Modus I wird erneut mit der komplexen Methode mit $\phi = A \Re z_1^{3/2}$ und $\psi = B \Im z_2^{3/2}$ angesetzt [53]. Hierbei sind $z_1 = x_1 + i y_1 = r_1 e^{i \varphi_1}$ und $z_2 = x_2 + i y_2 = r_2 e^{i \varphi_2}$. Die reellen Konstanten A und B folgen aus der Randbedingung belastungsfreies Rissufer. Für den Rissmodus II werden durch dessen Unsymmetrie (reine Schubbelastung) Realteil und Imaginärteil vertauscht: $\phi = A \Im z_1^{3/2}$ und $\psi = B \Re z_2^{3/2}$ [63]. Umfangreiche Rechnung analog zu Abschnitt 3.3.1 führt auf die Spannungs- und Verschiebungsfelder der bewegten Rissspitze. In [136] finden sich die zusammenfassenden Lösungsschritte. Für Rissmode I gilt in der Nahfeldlösung

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{K_I(t)}{\sqrt{2\pi r} D(\dot{a})} \begin{Bmatrix} (1 + 2\alpha_1^2 - \alpha_2^2) \frac{\cos(\varphi_1/2)}{\sqrt{r_1}} - \frac{4\alpha_1\alpha_2 \cos(\varphi_2/2)}{1 + \alpha_2^2} \frac{1}{\sqrt{r_2}} \\ - (1 + \alpha_2^2) \frac{\cos(\varphi_1/2)}{\sqrt{r_1}} + \frac{4\alpha_1\alpha_2 \cos(\varphi_2/2)}{1 + \alpha_2^2} \frac{1}{\sqrt{r_2}} \\ 2\alpha_1 \frac{\sin(\varphi_1/2)}{\sqrt{r_1}} - 2\alpha_1 \frac{\sin(\varphi_2/2)}{\sqrt{r_2}} \end{Bmatrix}, \quad (3.39)$$

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \frac{2K_I(t) \sqrt{r}}{\mu \sqrt{2\pi} D(\dot{a})} \begin{Bmatrix} \sqrt{r_1} \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - \sqrt{r_2} \frac{4\alpha_1\alpha_2}{1 + \alpha_2^2} \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \\ -\alpha_1 \sqrt{r_1} \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + \sqrt{r_2} \frac{2\alpha_1}{1 + \alpha_2^2} \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \end{Bmatrix}. \quad (3.40)$$

Hierbei wird ein skaliertes Radius eingeführt, der den Unterschied zwischen statischen und laufenden Riss charakterisiert

$$r_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{\dot{a} \sin \varphi}{c_1} \right)^2}, \quad r_2 = \sqrt{1 - \left(\frac{\dot{a} \sin \varphi}{c_2} \right)^2}. \quad (3.41)$$

Für den Rissstillstand $\dot{a} \rightarrow 0$ folgt die statische Beschreibung aus Gl. (3.35) und (3.34). $D(\dot{a})$ beinhaltet die *Rayleigh*-Funktion

$$D(\dot{a}) = \frac{1 + \alpha_2^2}{R(\dot{a})} \quad \text{mit} \quad R(\dot{a}) = 4\alpha_1\alpha_2 - (1 + \alpha_2^2)^2. \quad (3.42)$$

Zur Überprüfung wird der Grenzübergang $\dot{a} \rightarrow 0$, der stehende Riss, durchgeführt. Gleichung (3.39) und (3.40) gehen in (3.34) und (3.35) über. Der Spannungsintensitätsfaktor ist eine Funktion der Zeit $K_I(t) = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \sigma_y(r, \varphi = 0, t)$. Die Spannungen im Risspitzenfeld sind im schnell laufenden Riss vom Typ

$$\sigma_k^I = \frac{K_I(t)}{\sqrt{2\pi}} f_k^I(\dot{a}, \varphi, r, \lambda, \mu) \quad \text{mit} \quad k = x, y, xy. \quad (3.43)$$

Damit folgt, dass das Risspitzenfeld im schnell laufenden Riss dem der Statik grundsätzlich ähnelt. Die Größe und Verteilung hängt jedoch von der Rissgeschwindigkeit \dot{a} und den Materialparametern λ und μ ab. In [136] wird gezeigt, dass die Rissbeschleunigung \ddot{a} keinen Einfluss auf das Nahfeld hat, sondern nur auf die Terme höherer Ordnung und damit das Fernfeld. Damit bestimmt \dot{a} die Beanspruchungssituation vollständig. Es besteht der direkte Zusammenhang zwischen Rissgeschwindigkeit und rissemittierten, messbaren Strukturschwingungen des belasteten Bauteils. Die Risspitze bewegt sich mit der Wellenfront, wodurch die maximal erreichbare Rissgeschwindigkeit sowohl Amplitude als auch Frequenz der angeregten Körperschallschwingung bestimmt. Deren freiwerdende Energie pro Längeneinheit, die *Energiefreisetzungsrates* \mathcal{G} , ist im schnell laufenden Riss einer gemischten Risspitzenbelastung durch K_I , K_{II} und K_{III} als Funktion von \dot{a} beschrieben [63]

$$\mathcal{G} = \frac{1}{2\mu R(\dot{a})} \left((1 - \alpha_2^2) (\alpha_1 K_I^2 + \alpha_2 K_{II}^2) + \frac{R(\dot{a})}{\alpha_2} K_{III}^2 \right). \quad (3.44)$$

Die freigesetzte Leistung ist dann durch das Rissereignis definiert

$$P = P_{KS}^{\text{Bruch}} = \dot{a} \mathcal{G}, \quad (3.45)$$

die maximale Körperschallemission wird durch die maximal erreichbare Rissgeschwindigkeit und den Materialkennwerten bestimmt. Deren Grenzen sind analytisch durch das Nahfeld Gl. (3.39) beschrieben. Hierbei wird berücksichtigt, dass die stabile Rissausbreitung nur in Richtung der größten Umfangsspannung Erfolg kann, sodass die Ausbreitung bei $\varphi \rightarrow \pi/3$ instabil wird und der Riss sich verzweigt [177]. Das entspricht einer theoretischen, maximalen Geschwindigkeit von $\dot{a} = 0,6c_2$. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass bei metallischen Werkstoffen die Grenzgeschwindigkeit bereits bei $\dot{a} = 0,4c_2$ erreicht wird. Dies ist auf den geschwindigkeitsabhängigen Risswiderstand $K_I(\dot{a})$ zurück zu führen. Metallische Werkstoffe zeigen häufig ein geschwindigkeitsabhängiges Deformationsverhalten. K_I steigt mit wachsender Rissgeschwindigkeit, dies wiederum führt zu einer stärkeren Körperschallanregung.

Bemerkenswert ist, dass hochfeste Aluminiumlegierungen der 6000- und 7000-Gruppe diese Geschwindigkeitsabhängigkeit verlieren [40, 47, 167] und ein Riss zu wachsen beginnt, wenn die kritische Spannungsintensität $K_{IC} = K_{ID} = \text{const.}$ überschritten wird. Diese Gruppen sind für die crashrelevante Untersuchung des Körperschallemissionspotentials wichtig. Stoßfänger und Typschadenelemente werden, wenn aus Aluminium gefertigt, in der Regel aus diesen hochfesten Legierungen ausgeführt; [39] weist im Besonderen auf

die Verwendung von 7000-Legierungen für den Stoßfängereinsatz hin. Stahllegierungen hingegen zeigen die aus Gl. (3.39) resultierende Abschätzung einer ansteigenden Spannungsintensität bei steigender Rissgeschwindigkeit, woraus auch die maximale Rissgeschwindigkeit ableitbar ist. *Yoffe* gibt in [177] an, dass die maximale Geschwindigkeit bei $\dot{a} \approx c_2 = 1900$ m/s begrenzt ist. Experimentell ist die maximale Ausbreitungsgeschwindigkeit in Metallen bei $\dot{a} \approx 0,4c_2$ ermittelt [19, 47]. Für den crashrelevanten hochfesten Stahl 1.4340 wurde von *Rosakis* der dynamische Spannungsintensitätsfaktor K_{ID} empirisch ermittelt [139]. Gleichung (3.46) beschreibt den approximierten Zusammenhang zwischen Rissgeschwindigkeit und Risswiderstand

$$K_{ID} = K_{IC} \left(1 + 60 \left(\frac{\dot{a}}{c_2} \right)^2 - 800 \left(\frac{\dot{a}}{c_2} \right)^3 + 5000 \left(\frac{\dot{a}}{c_2} \right)^4 \right). \quad (3.46)$$

Die zu untersuchenden Materialien werden durch die für die Körperschalluntersuchung zur Verfügung stehenden Fahrzeuge bestimmt und in Tabelle 3.4 zusammengefasst.

	E [GPa]	ρ [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	c_1 [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]	c_2 [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]	c_R [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]
6061 T6	69	2.700	5.865	3.135	2.882
7075 T6	72	2.810	5.873	3.139	2.886
1.4340	210	7.890	5.986	3.200	2.942

	R_m [MPa]	$A_{50\text{mm}}$ [%]	K_{IC} [MPa $\sqrt{\text{m}}$]	K_{ID} [MPa $\sqrt{\text{m}}$]
6061 T6	290	7	33-35	$K_{ID} \approx K_{IC} = 34$
7075 T6	540	6	27-31	$K_{ID} \approx K_{IC} = 30$
1.4340	1.600	40	85-92	$K_{ID} = f(K_{IC}, \dot{a})$ $K_{ID} _{\text{max}} = 200$

Quellen: [19, 24, 40, 75, 156, 167]

Tabelle 3.4: Bruchmechanische Kenngrößen crashrelevanter Materialien

Aus Sicht der Bruchmechanik sollten für die mechanische Auslegung und Konstruktion von Stoßfängersystemen hochfeste Stähle verwendet werden, deren Bruchneigung deutlich geringer ist $K_{IC}^{\text{Stahl}} > K_{IC}^{\text{Al}}$. Bricht jedoch ein Bauteil einer bestimmten Geometrie, emittiert die Stahlvariante deutlich größere Körperschalleistungen. Weiter bedeutet eine höhere Bruchneigung auch eine potentielle mechanische Schwachstelle im Kraftfluss während einer Crashesituation. Aus Sicht der Crasherkenkung mittels Körperschall stellen schnell laufende Risse messbare Körperschallanregungen dar, die in der Größenordnung der beobachteten Signale liegen. Rissereignisse sollten nur im Rahmen der Messstreuung auftreten und von Herstellerseiten ganz vermieden werden. Bereits bei einer kleinen Versuchsserie, Kapitel 5.2, traten Bruchereignisse trotz identischer Versuchskonfigurationen häufig auf, wenn hochfeste Aluminiumlegierungen verwendet wurden. Die Stahlkonstruktionen wiesen keine Rissereignisse auf. Für eine stabile Airbag-Auslegung empfiehlt sich eine Stahlkonstruktion.

3.4 Beulen von Zylinderschalen

Die Lokalisierung der Körperschallquelle auf das Typschadenelement führt konstruktionsbedingt auf die Untersuchung dessen Versagensverhaltens. Seine Aufgabe liegt in einer dem Fahrzeug entsprechenden Energieabsorbierung. Es hat sich durch unterschiedliche Konzeptansätze und Forschungstätigkeiten seitens der Fahrzeughersteller und verschiedener Forschungseinrichtungen im Sinne der Fahrzeugsicherheit keine Standardisierung des Stoßfängersystems durchsetzen können [96,100,122,179]. Als dominierende Konstruktion haben sich aus Aluminium extrudierte Profile und Rohr- bzw. geformte Stahlhohlprofile aus Preis-Leistungsgründen großflächig etabliert. Abbildung 3.12 zeigt den charakteristischen Faltbeulprozess eines Typschadenelements unter Crashbedingungen. Die Struktur kann näherungsweise als axialsymmetrische Zylinderschalen angesehen werden, wodurch eine analytische Beschreibung der Belastung dieser Strukturelemente möglich wird und fundamentale Zusammenhänge zwischen der auf die Zylinderschale wirkende Kraft eines belasteten Typschadenelements mit dem zeitlichen Beulverhalten und damit mit der angeregten Körperschallschwingung hergeleitet werden können.

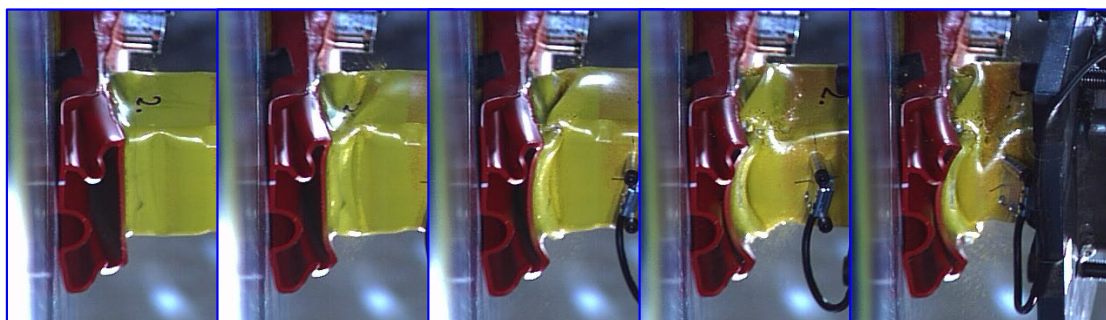


Abbildung 3.12: Charakteristischer Deformationsverlauf eines Typschadenelements über 10 ms, Energieabsorbierung über Faltbeulung

Das Beulproblem der axialsymmetrischen Zylinderschale leitet sich aus der allgemeinen Schalentheorie ab, wie sie bereits Ende des 19. Jahrhunderts entwickelt wurde. Grundlegende Arbeiten wurden von *Girkmann* [57], *Flügge* [49], *Timoshenko* [165] veröffentlicht. Dazu gehören die Beschreibung gekrümmter Platten und Schalenelemente unter beliebiger Belastung. Vereinfachungen der kontinuumsmechanischen Grundgleichungen sowie geeignete Randbedingungen führen auf partielle Differentialgleichungen, deren Lösungsstrategien diskutiert sind [169,170]. Weiterführende Arbeiten des zeitlichen Verlaufs impulsartiger Belastungen wurden umfangreich von *Jones* [83,88] und *Lindberg* [110] zusammengefasst. Neuere Arbeiten basieren hauptsächlich auf der numerischen Nachbildung des Beulverhaltens axialbeanspruchter Zylinderschalen [88,104,108,122] mit Fokussierung auf der verbesserten Materialmodellierung, da bei hohen Impakt-Geschwindigkeiten nichtlineares Werkstoffverhalten beobachtet wird [77,175].

Das Beulen von ebenen und gekrümmten Platten und Schalen stellt ein Stabilitätsproblem dar [5,50,133]. Dabei befindet sich das System bei Belastung bis zu einer kritischen Kraft F_{krit} bzw. kritischen Randbelastung p_{krit} , die an Hand des *Euler*-Knickstabproblems anschaulich verdeutlicht werden kann, im statischen Gleichgewicht. Bei Überschreiten von p_{krit} geht das Knickstabssystem in einen labilen Gleichgewichtszustand, der durch kleinste Störung, mathematisch über die Variation der angreifenden Belastung beschrieben, zu

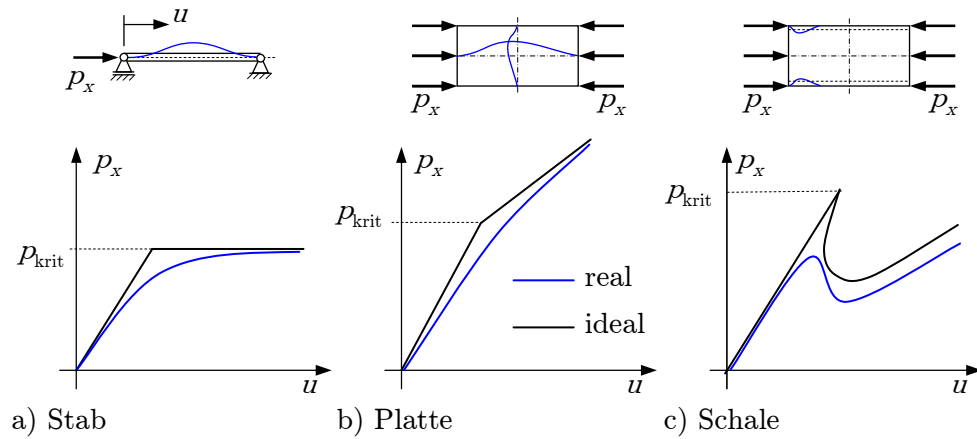


Abbildung 3.13: Grundlegendes Kraft- und Verschiebungsverhalten von Stäben, Platten und Zylinderschalen [49, 65]

einer schlagartigen Änderung des Systemzustandes hin zu einer neuen stabilen Gleichgewichtslage wechselt. Stäbe nehmen nach Überschreiten von F_{krit} keine weiteren Kräfte mehr auf, Abb. 3.13 a). Platten hingegen können nach Überschreiten der maximalen Belastung bei steigender Verschiebung weiter Kräfte aufnehmen mit $p > p_{\text{krit}}$, was sich bereits bei der Herleitung der Plattengleichungen abzeichnet. Axialsymmetrische Zylinder reagieren bei Überschreiten der kritischen Beulskraft mit einem sprunghaften Abfall der aufnehmbaren Schalenlängsbelastung p_x , Abb. 3.13 c). Für FEM-Berechnungen erfordert das Durchschlagproblem der Zylinderschale eine Berechnung mittels nicht-linearer Lösungsansätze [41]. Für die Aufstellung der Bewegungsgleichungen muss entsprechend ein Ansatz für große Verformungen angewendet werden [63]. Dazu kommen Erweiterungen der Beultheorie auf Kompositwerkstoffe [35].

Durch kleine Ausgangsänderungen bzw. Abweichungen der idealen Geometrie (Imperfektionen) ergeben sich in realen Versuchen im Vergleich zur analytischen Lösung kleinere kritischen Beulkräfte p_{krit} ; zusammenfassende und vergleichende Darstellung der experimentellen Forschungsergebnisse der letzten Jahrzehnte finden sich in [141]. Auf den starken Imperfektionseinfluss auf die Stabilität von Flächentragwerken haben bereits *Flügge* [49] und *Girkmann* [57] hingewiesen. Sie führten eine Beschreibung der Abweichung der realen Zylinderform von dem Idealen durch eine Reihenentwicklung ein

$$w_0 = \sum_{n=1}^{\infty} w_{0m} \sin\left(m\pi \frac{x}{L}\right) \sin\left(n \frac{y}{R}\right). \quad (3.47)$$

Dabei ist w_0 die Imperfektion. Die Reihenentwicklung ist für eine analytische Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung von beulenden Schalen unerlässlich. Die Parameter m und n durchlaufen alle reellen Zahlen; m stellt entsprechend die doppelte Halbwelleneigenform der beulenden Zylinderschale in radialer Richtung und n einfache Halbwellenzahlen der Beulform in x -Richtung der Zylinderschale dar. Für eine perfekte Geometrie ergibt sich das Tragvermögen als Stabilitätsproblem. So können bei Überschreiten der kritischen Last größere Kräfte aufgenommen werden, kleine Abweichungen führen jedoch sofort zu einem Durchschlagen, weshalb hier ein Verzweigungspunkt zu finden ist. Imperfekte Geometrien ermöglichen das Erreichen des instabilen Gleichgewichts nicht. Die Ausgangsverschiebung $w = 0$ stellt entsprechend eine Polstelle dar [16].

3.4.1 Biegetheorie der perfekten Kreiszylinderschale

Basierend auf der Biegetheorie der Schale [50, 165] sind die Verzerrungen in x - und y -Richtung auf der Schalenmittellinie von der Krümmung abhängig. Die exakten Deformationsgleichungen erster Ordnung mit linearisierten Verschiebungsverhalten werden unter Vernachlässigung von w_0 bestimmt. Die y -Koordinate liegt auf der Schalenmittelebene in Umfangsrichtung. Die Krümmung in Umfangsrichtung κ_φ verschwindet.

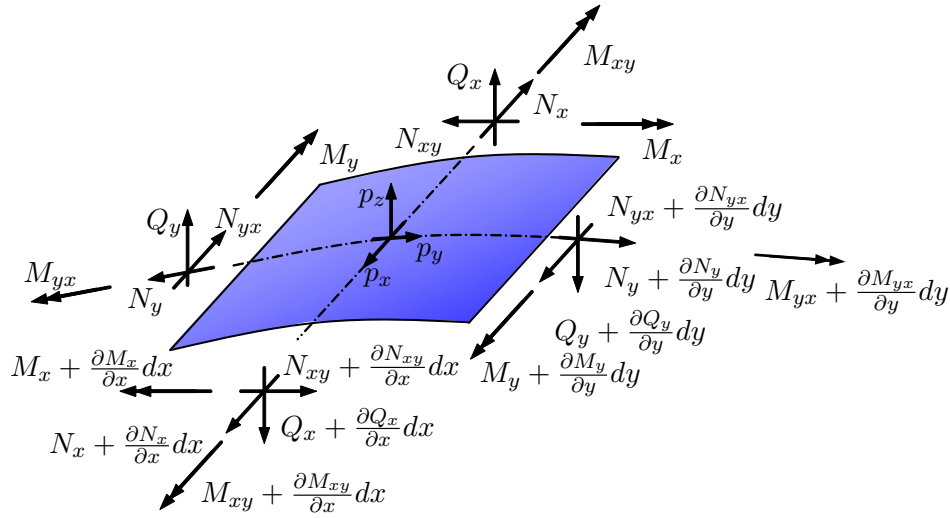


Abbildung 3.14: Schnittreaktionen an einer biegesteifen Zylinderschale

Die Gleichgewichtsbedingungen eines Schälenelements einer Zylinderschale werden entsprechend Abb. 3.14 aufgestellt. Die Spannung über der Schalendicke wird linear angenommen [16]. Damit können die Schalenkräfte durch Integration über die Schalendicke von $-H/2$ bis $H/2$ gewonnen werden [49]. Mit Gl. (2.22) finden sich für die Schnittreaktionen und den möglichen Verzerrungen in einer Schale unter ebenen Spannungszustand 11 Gleichungen mit 11 Unbekannten. Durch Elimination von Schnittreaktionen ergeben sich drei homogene, partielle Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten für die Verschiebungen in alle drei auf die Schale bezogenen Raumrichtungen. Die Lösung des homogenen, partiellen Differentialgleichungssystems kann über einen Doppelsinusansatz durchgeführt werden [8]

$$u = \hat{u} \cos(m\pi x/L) \cos(ny/R) \quad \text{mit} \quad m, n = 1, 2, 3 \dots \quad (3.48)$$

und v bzw. w ergeben sich entsprechend mit den Maximalwerten \hat{u} , \hat{v} , \hat{w} der Verschiebungen. Sie werden durch die Randbedingungen bestimmt. Die bezogene Grenzlast der Axialbeanspruchung der Zylinderschale $p_x = p_x(m, n, \xi)$ ist eine Funktion der Beuleigenmoden m und n und der Geometrie $\xi = n\pi x/L$ [49], deren Lösung in Abb. 3.15 dargestellt ist. Beide Grenzasymptoten in Abb. 3.15 sind durch die Platten- bzw. Stabgleichungen gegeben. Für große Längen-Radienverhältnisse, d.h. für sehr lange Zylinderschalen, wird die kritische Knickkraft vor der Beulkraft erreicht, die Schale wird aufgrund der langen Abmessung statt zu beulen der Abb. 3.13 a) folgend ausknicken. Die Grenzbedingungen

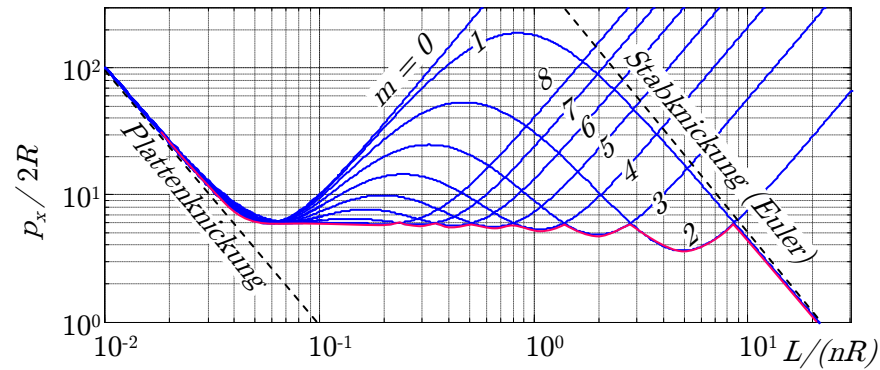


Abbildung 3.15: Gierlandenkurve in Anlehnung an [50]

hängen nur von den Geometrieverhältnissen und der Querkontraktion ab [63, 133]:

$$\begin{array}{ll}
 \text{Ausknicken} & p_{\text{krit}}^{\text{Knick}} > p_{\text{krit}}^{\text{Beul}} \Rightarrow \frac{L^2 H}{R^3} < \frac{1}{2} \pi \sqrt{2(1 - \nu^2)}, \\
 \text{Faltbeulen} & p_{\text{krit}}^{\text{Knick}} < p_{\text{krit}}^{\text{Beul}} \Rightarrow \frac{L^2 H}{R^3} > \frac{1}{2} \pi \sqrt{2(1 - \nu^2)}.
 \end{array} \quad (3.49)$$

Für die Beurteilung, mit welcher Beulmode eine Zylinderschale versagen wird, genügt die Betrachtung der unteren Hüllkurve aus Abb. 3.15, deren Form der Hüllkurve den Namen *Gierlandenkurve* gibt. An ihr lässt sich für eine vorgegebene Kreiszyinderschale die resultierende Beulmode finden. Im Falle eines typischen Typschadenelements liegt das Verhältnis L/R zwischen 1 und 2, was zu einer maximalen Biegeeigenmode in Längsrichtung von $m = 4$ führt.

3.4.2 Dynamische, axiale Belastung

Für statische und langsame, quasistatische, axiale Belastungen der Zylinderschale genügt die Betrachtung der Biegetheorie [83]. Werden jedoch impulsförmige Belastungen aufgebracht, z.B. auf ein Typschadenelement im Fahrzeugcrash, erfordert die Untersuchung eine Einbeziehung des Materialverhaltens unter hohen Dehnraten $\dot{\epsilon}$ und die Berücksichtigung von erzeugten Schockwellen [59, 168]. Diese stellen eine Störung bzw. Abweichung der Geometrie von einer idealen Kreiszyinderschale dar [110]. Eine ideale *Dirac*-Impulsbelastung führt zu einer Anregung aller Eigenfrequenzen und der Ausbreitung von Schockwellen mit longitudinaler Wellengeschwindigkeit. Dabei zeigt sich bei isotropem Werkstoffverhalten eine Übereinstimmung der Schwingungseigenmoden und der Beulmoden, welcher unter anderem auch durch die gleiche Grundgleichung für Schalelemente aus der Biegetheorie erklärt werden kann. Für orthotropes Werkstoffverhalten können sich jedoch für die ersten Eigenmoden unterschiedliche Ergebnisse ergeben, worauf in [108] hingewiesen wird.

Angeregte und ausbreitende Schockwellen stellen eine Imperfektion der Zylinderschale dar. Durch Überlagerung rücklaufender und reflektierter Wellen, ausgehend von der Schockwellenfront, treten Versagensmuster je nach Geometrieverhältnissen der Zylinderschale auf, die sich durch die Biegetheorie nicht mehr beschreiben lassen [87, 88]. Da hier eine Abschätzung der Versagensmechanismen von Fahrzeugtypschadenelementen vorgenommen werden soll, die mit hohen Impakt-Geschwindigkeiten beaufschlagt werden und

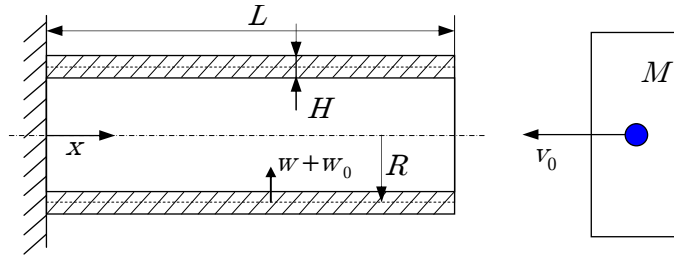


Abbildung 3.16: Modellbildung der axialen Zylinderbelastung

unterschiedliche Materialien, darunter auch stark dehnratenabhängige Stahl- und Aluminiumlegierungen [100], wird eine Herleitung des dynamischen Faltbeulens mit Einbeziehung des Werkstoffverhaltens und der Belastungsgeschwindigkeit vorgenommen. Der Detaillierungsgrad soll erlauben, das anregbare Körperschallspektrum als Funktion der Geometrie- und Materialdaten anzugeben.

Für die Dehnungen wird ein quadratischer Ansatz gewählt. Damit ergibt sich mit Abb. 3.17 die Verzerrung in Zylinderlängsrichtung ε_x und in Umfangsrichtung ε_y . Der kine-

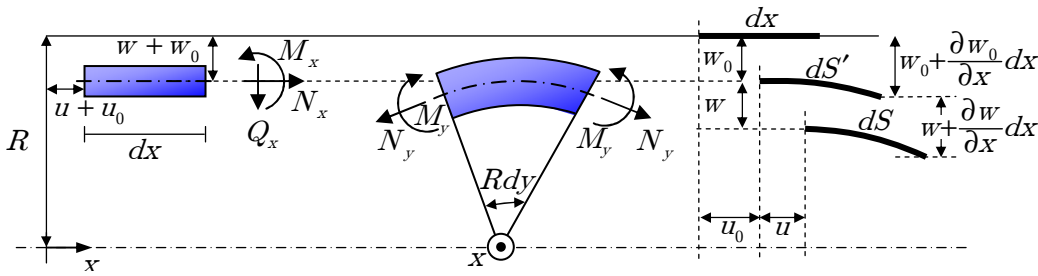


Abbildung 3.17: Randbedingungen des dynamischen Beulproblems

matische Ansatz für die Verschiebungen wird auch hier aus Abb. 3.17 rechts abgeleitet, wobei große Verformungen bei der Ausbildung von Faltbeulen zu erwarten sind, sodass ein nichtlinearer Ansatz gewählt wird. Da weiter sehr dünne Zylinderschalen untersucht werden, können die Krümmungen vernachlässigt werden, was durch den quadratischen Verzerrungsansatz teilweise kompensiert wird. Beim Aufstellen der Gleichgewichtsbedingungen muss die Trägheitswirkung, bezogen auf das Schalenteilchen, nach *D'Alambert* in x - und y -Richtung unter Einbeziehung der Imperfektion w_0 berücksichtigt werden [59]

$$\begin{aligned} \frac{\partial M_x}{\partial x} &= Q_x, & \frac{\partial N_x}{\partial x} - \rho H \frac{\partial u^2}{\partial t^2} &= 0, \\ \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left[N_x \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial w_0}{\partial x} \right) \right] + \frac{N_y}{R} \left(1 + \frac{w_0}{R} \right) - \rho H \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} &= 0. \end{aligned} \quad (3.50)$$

Für die konstitutiven Zusammenhänge zwischen Dehnrate und Impaktorgeschwindigkeit v_0 kann davon ausgegangen werden, dass sich Strukturschwingungen und Starrkörperbewegung überlagern. Starrkörperbewegung bzw. -verschiebung u^s ist hierbei durch die Impaktorgeschwindigkeit gegeben. Die Dehnrate lautet entsprechend

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial u^s}{\partial x} \right) = \dot{\varepsilon}_x^s.$$

Ein Wechsel- bzw. Körperschallanteil des Beulprozesses wird durch $\dot{\varepsilon}_x^w$ beschrieben. Die Verschiebungen u und v können entsprechend zusammengesetzt betrachtet werden:

$$u(x, t) = u^s(x, t) + u^w(x, t), \quad w(x, t) = w^s(x, t) + w^w(x, t). \quad (3.51)$$

Dieser Ansatz wurde unabhängig von einander in den sechziger Jahren von *Goodier* [59] und *Lindberg* [109] vorgeschlagen. Der Ansatz erlaubt eine Unterteilung des Beulprozesses in einen ungestörten (*unterbed*) und einen durch den Impakt erzeugte Imperfektion gestörten (*perturbed*) Bewegungsprozess. Ohne diese Annahme gelingt keine Beschreibung des beginnenden Beulprozess, da die Bewegungsgleichungen aus der Biegetheorie einen grenzstabilen Zustand beschreiben. Die Verkürzung der Zylinderschale $\Delta x/L \approx \partial u/\partial x$ und die initiale Verschiebungsgeschwindigkeit \dot{w}_0^s führen auf entsprechende axiale und umlaufende Verzerrungsgeschwindigkeiten

$$\dot{\varepsilon}_x^s \approx -\frac{v}{L}, \quad \dot{\varepsilon}_y^s = -\frac{\dot{w}_0^s}{R}. \quad (3.52)$$

Durch einen Aufprall einer Masse M auf die Kreiszylinderschale der Masse $m = 2\pi RHL\rho$, ergeben sich neben großen Verformungen, die das Material über die elastische Dehnung hinaus plastisch deformieren, große Dehnraten. Das führt zu einer geschwindigkeitsabhängigen Materialbelastung, sodass ein erweitertes elastisch-plastisches Materialgesetz angesetzt werden muss. Die Verzerrungen lassen sich entsprechend mit $\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl}$ angeben. Für eine mathematische Beschreibung des geschwindigkeitsabhängigen Plastifizierens kann ein plastomechanisches Fließgesetz angegeben werden. Das *Levy-von-Mises* Fließgesetz beschreibt den Zusammenhang zwischen Dehnrate und entsprechendem deviatorischen Spannungsanteil, d.h. Gestaltänderungsanteil. Die Hauptachsen des Verzerrungstensors müssen bei jedem inkrementellen Umformschritt mit den Hauptachsen des Spannungstensors zusammenfallen. Somit kann eine Proportionalität zwischen beiden Tensoren angesetzt werden. Dabei muss auch die Spur des Tensors des Dehnungszuwachses verschwinden, so dass für eine Geschwindigkeitsproportionalität $\dot{\lambda}$ nur der deviatorische Anteil des Spannungstensors in Betracht kommen kann [93]

$$\frac{\dot{\varepsilon}_x}{s_x} = \frac{\dot{\varepsilon}_y}{s_y} = \frac{\dot{\varepsilon}_z}{s_z} = \dot{\lambda}. \quad (3.53)$$

Mit der Berücksichtigung der *von Mises*-Vergleichsspannung und -dehnung lässt sich ein geschwindigkeitsabhängiges Materialgesetz nach *Prandtl-Reuß* angeben [123, 137]

$$\varepsilon_v = \frac{2}{3} \dot{\lambda} \sigma_v, \quad (3.54)$$

sodass im ebenen Spannungszustand in der Zylinderschale die Spannungen lauten

$$\sigma_x = \frac{2(2\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y) \sigma_v}{3\dot{\varepsilon}_v}, \quad \sigma_y = \frac{2(2\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_x) \sigma_v}{3\dot{\varepsilon}_v}. \quad (3.55)$$

Über einen allgemeinen Potentialansatz lassen sich die konstitutiven Zusammenhänge nach *Symmonds* oder *Ramberg-Osgood* approximieren [83]. Hierbei wird das Verhältnis aus geschwindigkeitsabhängiger Streckgrenze σ'_0 und der quasi-statischen Streckgrenze σ_0 angesetzt

$$\frac{\sigma'_0}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_v}{D} \right)^{1/q}. \quad (3.56)$$

	$D [s^{-1}]$	$q [-]$
Kohlenstoffstahl	40,4	5
Hochfester Stahl St 70-2	100	10
Aluminium 6061T6	6500	4

Tabelle 3.5: Dehnratenabhängiges Verhalten fahrzeugspezifischer Metalle [83, 110]

Mittels umfangreicher Testreihen können die dimensionslose Koeffizienten D und q bestimmt werden. Mit Gl. (3.54) und den Vergleichsspannungen $\sigma_v^2 = 3/2 (s_x^2 + s_y^2 + s_z^2)$ sowie den Vergleichsdehnungen $\dot{\varepsilon}_v^2 = 2/3 (\dot{\varepsilon}_x^2 + \dot{\varepsilon}_y^2 + \dot{\varepsilon}_z^2)$ wird (3.56) zu

$$\dot{\varepsilon}_x = \frac{3}{2} \dot{\varepsilon}_v \frac{s_x}{\sigma_v} = \frac{3}{2} D \left(\frac{\sigma_v}{\sigma_0} - 1 \right)^q \frac{s_x}{\sigma_v}. \quad (3.57)$$

Weiterhin müssen das Verhältnis der dynamischen und statischen Streckgrenze aus Gl. (3.56) gefunden werden. In [125] sind die Daten für die Aluminiumlegierungen 6061 und 7075 mit und ohne Wärmebehandlung veröffentlicht, die für Typschaden- und Stoßquerträgerstrukturen hauptsächlich verwendet werden. Dabei ist zu beobachten, dass mit zunehmender Erhöhung der Streckgrenze durch Optimierung der Legierung, die Dehnratensensitivität stark zunimmt. Die steigende Belastbarkeit des Werkstoffs wird durch eine Blockierung der Versetzungsbewegungen hervorgerufen. Hieraus resultiert ein sprödes Materialverhalten mit niedriger Bruchdehnung und ausgeprägter Inkompressibilität und somit ein verschwindendes hydrostatisches Spannungspotential.

Legierung	σ_0 [MPa]	$\frac{\sigma'_0 - \sigma_0}{\sigma_0}$ [%]	$\frac{3}{2} D \left(\frac{\sigma'_0 - \sigma_0}{\sigma_0} \right)^q$ [$\frac{1}{s}$]
Al 99,999%	41	41	275,51
1060	75	26	44,56
6000	199	12	2,02
7075	268	9	0,64
6061 T6	351	2	0,0016
7075 T6	620	1,5	0,00050

Tabelle 3.6: Verhältnis der dynamischen σ'_0 (Dehnratenvariation von $\dot{\varepsilon} = 0.001 \dots 1000 s^{-1}$) und statischen σ_0 Streckgrenze von Aluminiumlegierungen [125]

Für die praktische Bewertung im Sinne der Stabilität und Streuung im Deformationsverhalten und der resultierenden Körperschallanregung wird für das beschriebene Verfestigungsverhalten ein bilinearer Ansatz gewählt. Dazu wird der plastische Tangentenmodul $E_T = \partial\sigma/\partial\varepsilon_{pl}$ als konstant angesehen [63]

$$\dot{\sigma}_v = E_T \dot{\varepsilon}_v \quad \Rightarrow \quad \sigma_v = \sigma_0 + E_T \varepsilon_v. \quad (3.58)$$

Ausgehend von einer gleichmäßigen Spannungsverteilung in der Zylinderschale und der Impaktmasse M gilt

$$M \dot{v}(t) = 2\pi RH \sigma_x, \quad \rho R \dot{w}_0^s = \sigma_y. \quad (3.59)$$

Der Geschwindigkeitsabbau von M wird als gleichförmig verzögert angesehen, so dass der gesamte Beulprozess nach $t = T_B$ abgeschlossen ist. Eine Integration von Gl. (3.59) für große Belastungen $\sigma_x \approx \sigma_0$ liefert

$$T_B = \frac{M}{2\pi RH} \frac{v_0}{\sigma_0}, \quad v = v_0 \left(1 - \frac{t}{T_B}\right). \quad (3.60)$$

Umfangs- und Längsdehnrate verhalten sich proportional zueinander $\dot{\epsilon}_x = -k\dot{\epsilon}_y$ [168, 172], sodass aus Gl. (3.52) $\dot{w}_0^s/R = -kv/L$ folgt und Gl. (3.55) übergeht in

$$\sigma_x = \frac{-(2-k)}{\sqrt{3(1-k+k^2)}}\sigma_0, \quad \sigma_y = \frac{(2k-1)}{\sqrt{3(1-k+k^2)}}\sigma_0. \quad (3.61)$$

Dies führt mit Gl. (3.59) auf eine quadratische Gleichung für k

$$\frac{2k-l}{2-k} = \frac{mR}{ML}k \quad \text{mit} \quad k = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{mR}{ML}\right). \quad (3.62)$$

Für große Massenverhältnisse ist der Grenzwert $\lim_{m/n \rightarrow 0} k = 1/2$, womit $\dot{\epsilon}_y^s = -\frac{v_0}{2L}$ folgt.

Die Dehnraten sind dann gegeben mit

$$\dot{\epsilon}_x = \dot{\epsilon}_x^s + \dot{\epsilon}_x^w = -\frac{v_0}{L} + 2\frac{\partial^2 \dot{w}}{\partial x^2}, \quad \dot{\epsilon}_y = \left(1 - \frac{z}{R}\right) \left(\frac{v_0}{2L} - z\frac{\dot{w}^w}{R}\right). \quad (3.63)$$

Experimentelle Nachweise finden sich in [51, 84, 109]. Eingesetzt in die Vergleichsdehnrate, integriert und über eine Reihenentwicklung angenähert, erhält man

$$\varepsilon_v \approx \frac{v_0}{L} \left(1 + \frac{zL}{v_0} \left(\frac{4w^w}{3R} - 2\frac{\partial^2 w^w}{\partial x^2}\right)\right), \quad (3.64)$$

sodass mit Gl. (3.55) auf die Form $\sigma = \sigma(u, w, t)$ geschlossen werden kann. Mit Gl. (3.58) und der geschwindigkeitsabhängigen Streckgrenze $\sigma^0 = \sigma_0 + E_T v_0/Lt$ folgt der Spannungsverlauf aus

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \sigma^0 \left(1 + \frac{2L}{3R} \frac{\dot{w}^w}{v}\right) - \frac{z}{R} \left(\frac{\sigma^0}{3} \left(1 - \frac{4L}{R} \frac{\dot{w}^w}{v} - \frac{LR}{v} \frac{\partial^2 \dot{w}^w}{\partial x^2}\right) \right. \\ &\quad \left. + E_T \left(\frac{2}{3R} (w^w - w_0^s) - R \frac{\partial^2 (w^w - w_0^s)}{\partial x^2}\right)\right), \\ \sigma_y &= \sigma^0 \left(\frac{4L}{3R} \frac{\dot{w}^w}{v}\right) - \frac{2}{3} \sigma^0 \frac{z}{R} \left(1 - \frac{2L}{R} \frac{\dot{w}^w}{v} - \frac{LR}{v} \frac{\partial^2 \dot{w}^w}{\partial x^2}\right). \end{aligned} \quad (3.65)$$

Damit ergeben sich die Kräfte an der Zylinderschale unter axialem Impact mit der Geschwindigkeit v_0 . Dazu wird die Spannungsbeziehung über die Zylinderdicke H integriert. Die quadratischen Terme sind deutlich kleiner als die linearen; entsprechend werden alle z^2 -Terme eliminiert

$$\begin{aligned} N_x &= -\sigma^0 H - \frac{2L\dot{w}^w}{3Rv} \sigma^0 H &= N_x^s + N_x^w, \\ N_y &= 0 - \frac{4L\dot{w}^w}{3Rv} \sigma^0 H &= N_y^s + N_y^w, \\ M_x &= \frac{\sigma^0 H^3}{9R} - \frac{\sigma^0 H^3 L}{12v} \left(\frac{\partial^2 \dot{w}^w}{x^2} + \frac{2}{3} \frac{\dot{w}^w}{R^2}\right) - \frac{H^3 E_T}{12} \left(\frac{\partial^2 w^w}{\partial x^2} + \frac{2}{3} \frac{w^w}{R^2}\right) &= M_x^s + M_x^w, \\ M_y &= \frac{\sigma^0 H^3}{18R} - \frac{4\sigma^0 H^3 L}{18v} \left(\frac{\partial^2 \dot{w}^w}{x^2} + 2\frac{\dot{w}^w}{R^2}\right) &= M_y^s + M_y^w. \end{aligned} \quad (3.66)$$

Für die axialsymmetrische Zylinderschale unter impulsförmiger Belastung lässt sich so die Differentialgleichung der impulsförmig belasteten Zylinderschale mit dem unbekanntem Wechselanteil der Verschiebung w^w angeben

$$\begin{aligned} \frac{H^2}{36} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\sigma^0 L}{v} \left(4\dot{w}^w + R^2 \frac{\partial^2 \dot{w}^w}{\partial x^2} \right) + 3E_T R^2 \frac{\partial^2 (w^w - w^s)}{\partial x^2} - 2E_T (w^w - w^s) \right) \\ + \sigma^0 \frac{\partial^2 w^w}{\partial x^2} + \frac{4\sigma^0 L}{3vR^2} \dot{w}^w + \rho \ddot{w}^w = 0. \end{aligned} \quad (3.67)$$

Für die weitere Untersuchung von Gl. (3.67) werden Normierungen eingeführt

$$\begin{aligned} z = \frac{w^w}{R}, \quad z_0 = \frac{w^s}{R}, \quad \xi = \frac{x}{L}, \quad \alpha^2 = \frac{H^2}{12R^2}, \quad \beta = \frac{E_T}{\sigma_0}, \quad \gamma = \frac{R}{L}, \quad \mu = \frac{M}{m} \\ \eta = 1 - \frac{\tau}{\tau_B}, \quad \tau = \frac{v_0}{2L} t, \quad \tau_B = \frac{v_0}{2L} T_B = \frac{\rho v_0^2 M}{2\sigma_0 m}, \quad \frac{\partial}{\partial \xi} = (\dots)', \quad \frac{\partial}{\partial \tau} = (\dots)\dot{}, \end{aligned} \quad (3.68)$$

sodass aus Gl. (3.67) eine übersichtlichere Form mit Gl. (3.69) gewonnen werden kann

$$\ddot{z} - \frac{\mu\alpha^2}{2\eta} \left(\gamma^2 \dot{z}'''' + 4\dot{z}'' + \frac{4}{\alpha^2 \gamma^2} \dot{z} \right) + 2\mu\tau_B \left\{ \alpha^2 \beta \left[\gamma^2 (z - z_0)'''' - \frac{2}{3} (z - z_0)'' \right] + z'' \right\} = 0. \quad (3.69)$$

Dadurch stellt sich die Durchbiegung als homogene, partielle Differentialgleichung mit veränderlichen Koeffizienten dar, die erneut mit einem Sinus-Ansatz gelöst werden kann. In diesem Fall lässt sich die Differentialgleichung bereits mit der Annahme

$$z(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^{\infty} \hat{z}_n(\tau) \sin(n\pi\xi), \quad z_0(\xi, \eta = 1) = \sum_{n=1}^{\infty} \hat{z}_{0n}(\tau) \sin(n\pi\xi) \quad (3.70)$$

erfüllen. $\hat{z} = \hat{z}(t)$ steht für die n zeitabhängigen Scheitelwerte, die mit dem Wechselanteil der Verschiebung w^w korrespondieren, und \hat{z}_0 der Initialbedingung aus w^s ; Gl. (3.69) ist demnach ausschließlich für die Beurteilung eines rotationssymmetrischen Beulens einsetzbar. Setzt man Gl. (3.70) in Gl. (3.69) ein und definiert die Konstanten A_n , B_n und C_n , lässt sich die nicht-triviale Lösung finden. Dazu müssen für alle n die Bedingung der zeitabhängigen Amplituden $\hat{z}_n = \hat{z}_n(t)$ gelten: $\ddot{\hat{z}}_n - A_n \dot{\hat{z}}_n - B_n \hat{z}_n = C_n \hat{z}_{0n}$. Die konstanten Koeffizienten lauten

$$\begin{aligned} A_n = \frac{\mu}{3} \left(\alpha^2 (\pi n)^2 \left(\gamma^2 (\pi n)^2 - 4 \right) + \frac{4}{\gamma^2} \right), \quad B_n^2 = 2\mu\tau_B (\pi n)^2 \left(1 - \alpha^2 \beta \left(\gamma^2 (\pi n)^2 + \frac{2}{3} \right) \right), \\ C_n = 2\mu\alpha^2 \beta \tau_B (\pi n)^2 \left(\gamma^2 (\pi n)^2 + \frac{2}{3} \right). \end{aligned} \quad (3.71)$$

Die Differentialgleichung kann über einen Exponentialansatz der Art $\hat{z}_n = C e^{\lambda\tau}$ gelöst werden, so dass Verschiebungen $w(x, y, t)$ durch entsprechende Rücksubstitutionen gefunden werden können. Die Lösung der Differentialgleichung ergibt ein gleichmäßig verteiltes Faltbeulen über der Zylinderschale. Hiermit wird das Anfangsversagen der Struktur beschrieben. Eine Untersuchung der Randbedingungen, im Besonderen mit einer Fokussierung auf Störung des dynamischen Systems durch Imperfektionen, führt auf chaotisches Systemverhalten, das durch die partielle Differentialgleichung mit einem Störterm gegeben ist. Kleine Änderungen der Randbedingungen zur Lösung der Differentialgleichung führen zu extremen Abweichungen der resultierenden Beulformen. Die Streuungen lassen sich durch Methoden für chaotisch-dynamische Systeme beschreiben. Untersuchungen von *Karagiozova* [89] haben gezeigt, dass das dynamische System unter axialem

Masseimpakt einer Kreiszyinderschale einen Übergang vom chaotisch zum stochastisch dominierten, stabilen System aufweist, wenn das Massenverhältnis

$$\mu = \frac{M}{m} = \frac{M}{2\pi RHL\rho} < 9$$

wird. Bei der Crashbelastung *Fahrzeug-Wand* findet sich für eine Typschadenvariante aus Aluminium gefertigt $\mu \gg 9$ mit $\mu = [500, 1000]$. *Karagiozova* berechnet hierzu anhand der Grundüberlegungen nach *Goodier, Florence, Lindberg* den *Lyapunov*-Exponenten λ_L , der die Stabilität eines zeitdiskreten dynamischen Systems beschreibt [29]. Der Übergang von $\lambda_L > 0$ auf $\lambda_L < 0$ erfolgt bei $\mu = 9$. In Gl. (3.69) bedeutet dies, dass eine fahrzeugvergleichende Versuchskonfiguration immer ein stochastisch bestimmtes System darstellt, d.h. kleine Änderungen der Eingangsbedingungen, z.B. eine größere Imperfektion durch Festigkeitsstreuungen, führen zu kleinen Änderungen des Ausgangszustandes.

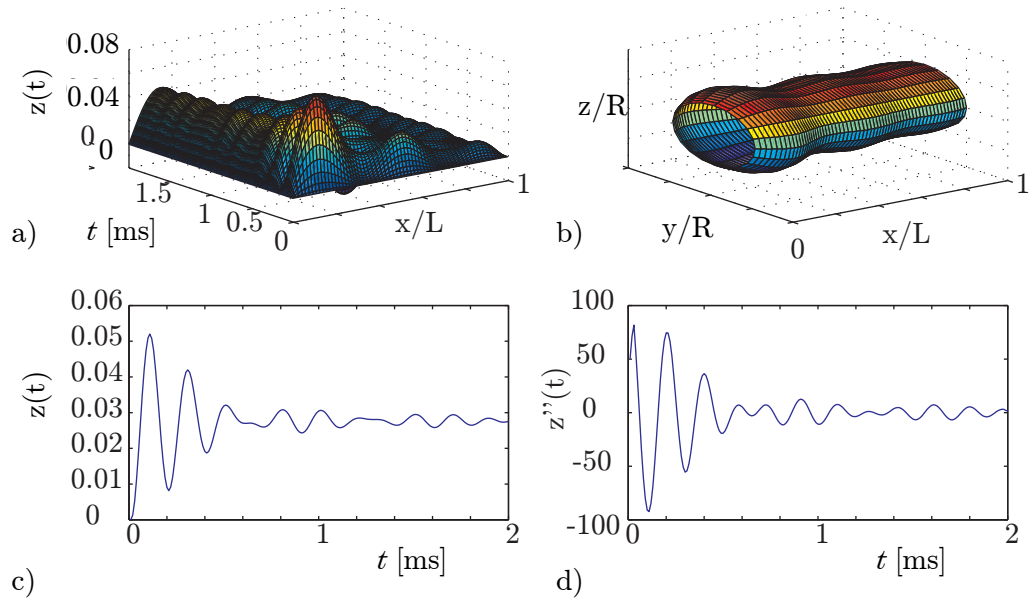


Abbildung 3.18: Lösung der Differentialgleichung für Aluminium: a) Durchsenkung über Zeit und Zylinderachse, b) Zylinderschale zum Zeitpunkt $t = 0, 1$ ms, c) Durchsenkung und d) Beschleunigung bei $x/L = 0, 3$

Zusammen mit einem konstanten Geschwindigkeitsabbau, der für die vordere Wagenstruktur beobachtet wird, ergibt sich, dass das Beulproblem stabile Beulmoden anstrebt und durch die Annahme linearer Kraftbeaufschlagung der Zylinderschale durch eine Funktion $f(t) = c_0 t$ beschrieben werden kann. Damit kann der Beulprozess modelliert werden, der für die Körperschallentstehung von technischer Bedeutung ist, da er zu Kraftänderungen auf die Rahmenstruktur des Fahrzeugs beiträgt und hohe Energien in diese einleitet.

Da darüber hinaus für die Untersuchung der Körperschallquellmechanismen die Abweichung und Streuungen des dynamischen Systems und das Potential der Körperschallanregung im Sinne der in das System eingebrachten Schwingungsenergie von technischer Bedeutung ist, wird $w(x, y, t)$ durch numerische Lösung der Differentialgleichung (3.71) ermittelt. Abbildung 3.18 zeigt die Lösung der Differentialgleichung (3.69) mit den Materialdaten für hochfestes Aluminium (6061 T6) und den Moden bis $n = 15$. Die Graphen

in Abb. 3.18 unten links und rechts zeigen die normierte Verschiebung $z = w^{w/R}$ (links) und deren zweite zeitliche Ableitung, die der Strukturschwingung entspricht, an der Position $\xi = x/L = 1/10$. Die Knickfrequenz für das angeregte Körperschallspektrum liegt bei 20 kHz. Das bedeutet für die Crashererkennung mittels Körperschall, dass das Faltheulen des Typschadenelements eine nicht zu vernachlässigende Rolle für die Erzeugung von Strukturschwingungen während der Fahrzeugdeformation spielt.

3.4.3 Erweiterte Biegetheorie des dynamischen Faltheulens

Die Lösung der Differentialgleichung, deren Grundkonzept auf *Goodier* und *Florence* zurückgeht [52, 59] und oftmals als Ausgangspunkt für Untersuchungen impulsförmiger belasteter Zylinderschalen herangezogen wird, basiert auf der Modellierung geschwindigkeitsabhängiger Materialbelastung und erlaubt eine Beschreibung der Beulmoden. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass der aufgeprägte Impuls der ersten Berührung zwischen Impaktmasse und Zylinderschale zu einer Störung der idealen Zylinderschale führt [38, 77, 84, 108, 120, 172]. Die erregte Stoß- bzw. Schockwelle stellt eine initiale Imperfektion $w_0(t \approx 0^+) \neq 0$ dar. Weiter ergeben die Untersuchungen, dass nach der Berührung und initialen Beulung ein linearer Bewegungsansatz der Art $p_x = c_p t$ erlaubt ist; worin c_p eine Konstante von Flächenlast pro Zeit ist. Das bedeutet praktisch, es findet eine über eine lineare Funktion beschreibbare Belastung auf dem Rand der Zylinderschale statt. Die Gesamtdeformationszeit hängt von der Impaktormasse M ab, die bei einem Fahrzeug wesentlich größer als die Zylinderschalenmasse m ist.

Durch geometrische bzw. schockwellengenerierte Imperfektion wird das System nicht mehr durch ein Stabilitätsproblem beschrieben, sondern durch den Bewegungszustand einer unter Last stehenden Zylinderschale. Numerische Untersuchungen der Lösungsdifferentialgleichung (3.69) bestätigen, dass der angestrebte Beulenzustand mit den entsprechenden Beulmoden beschrieben werden kann, aber eine zeitliche Bewertung im laufenden Beulprozess nicht vollständig abgebildet wird. Besonders ist es nicht möglich, die Wellenformen in Umfangsrichtungen abzubilden. Hierzu wäre ein Lösungsansatz vergleichbar mit (3.48), d.h. ein Doppelsinus-Ansatz, zu wählen. Entsprechend soll ein Lösungsvorschlag erarbeitet werden, der den zeitlichen Ablauf und damit in Längsrichtung der Zylinderschale erzeugten Körperschall beschreiben kann. Es wird eine erweiterte Biegetheorie aufgestellt. Hierfür eignet sich der *Langrange*-Formalismus, der für die Beschreibung komplexer Bewegungsabläufe ein moderates Hilfsmittel zur Verfügung stellt, welcher sich aus dem etablierten Verfahren der virtuellen Verrückung ableitet [129]. Die gesamte Energie eines mechanischen Systems ist gegeben durch die *Langrange*-Funktion L

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0 \quad \text{mit } j = 1, 2, \dots, n. \quad (3.72)$$

Dadurch lassen sich die n Bewegungsgleichungen durch eine Differentiation nach den generalisierten Variablen q_j finden. Ein weiterer Vorteil bei dieser Art der Entwicklung der Bewegungsgleichung stellt die Gewinnung der Randbedingung aus der Ableitung des *Langrange*-Formalismus dar. Bei der rotationsymmetrischen Zylinderschale ist die kinetische Energie W_{kin} , die Kompressionsarbeit W_K während des Beulprozesses, die elastische Arbeit der Mittelebene unter Biegung W_B und Dehnung W_D zu berücksichtigen [104]. Entsprechend lautet die *Langrange*-Funktion aus der Summe der Potentialfunktionen

$$L = E_{\text{kin}} - \sum W_i = E_{\text{kin}} - W_K - W_B - W_D. \quad (3.73)$$

Das Materialgesetz wird erneut linear-elastisch angesetzt. Die vorangegangenen Untersuchungen bestätigen mit Gl. (3.69) einen signifikanten Einfluss des dehnratenabhängigen Materialverhaltens auf die Beulmoden. Das zeitliche Verhalten des Beulfortschritts bleibt davon jedoch unbeeinflusst, da hier die Biegung und der Bewegungsablauf dominieren. Diese laufen unter näherungsweise konstanter Geschwindigkeit ab. Es wird erneut die Nomenklatur der rotations-symmetrischen Zylinderschale aus Abb. 3.17 verwendet. Für zweidimensionale Probleme lässt sich nach *Airy* eine Bipotentialfunktion, die Spannungsfunktion $F(x, y, t)$, finden. Es gilt der Zusammenhang aus Gl. (3.24). Mit der Kompatibilitätsbedingung des ebenen Spannungszustandes [18] und eines quadratischen Verschiebungsansatzes gilt die Kompatibilitätsbedingung

$$\frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2(1 - 2\nu) \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = E \left(\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} - \frac{1}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \right)^2 + \frac{\partial^4 w_0}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right). \quad (3.74)$$

Um die Spannungsfunktion $F(x, y, t)$ zu finden, wird erneut ein Doppelsinusansatz für die Verschiebung $w(x, y, t)$ und die Imperfektion $w_0(x, y, t)$ in Zylinderradialrichtung durchgeführt

$$w = \hat{w}(t) \sin\left(m\pi \frac{x}{L}\right) \sin\left(n \frac{y}{R}\right), \quad w_0 = \hat{w}_0(t) \sin\left(m\pi \frac{x}{L}\right) \sin\left(n \frac{y}{R}\right). \quad (3.75)$$

Nach umfangreicher Umformung mit Einsetzen von Gl. (3.75) in Gl. (3.74), den Randbedingungen axialer Zylinderbelastung p_x und $k = \pi L/R$ folgt die partikuläre Lösung der Spannungsfunktion

$$F(x, y, t) = \frac{E}{2} \left(\left(\frac{n}{4m} k \right)^2 (\hat{w}^2 - \hat{w}_0^2) \cos\left(2m\pi \frac{x}{L}\right) + \left(\frac{m}{4nk} \right)^2 (\hat{w}^2 - \hat{w}_0^2) \cos\left(2n \frac{y}{R}\right) + \frac{2R(mk)^2 (\hat{w} - \hat{w}_0)}{m^4 + (2(1 - 2\nu)mnk)^2 + n^4 k^4} \sin\left(m\pi \frac{x}{L}\right) \sin\left(n \frac{y}{R}\right) \right) - p_x y^2. \quad (3.76)$$

Die Formänderungsarbeit der Mittelflächenlängung W_D ergibt sich mit der Spannungsfunktion zu

$$W_D = \frac{H}{2} \iint_S (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \tau_{xy} \gamma_{xy}) dx dy = \frac{H}{2E} \iint_S \left(\left(\frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \right)^2 - 2\nu \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + 2(1 - 2\nu) \left(\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \right)^2 \right) dx dy. \quad (3.77)$$

Hier entspricht eine Integration über die Mittelfläche S der Zylinderschale, der Summierung über die Ränder $x \in [0, L]$ und $y \in [0, 2\pi]$, woraus aus Gl. (3.77) und Gl. (3.75) folgt

$$W_D = \frac{1}{4} \pi \rho R L \left(\frac{E}{32\rho} \left(\frac{\pi}{L} \right)^4 (m^4 + k^2) (\hat{w}^2 - \hat{w}_0^2)^2 + \frac{E}{\rho R^2} \frac{m^4}{m^4 + 2(1 - 2\nu)m^2 k^2 + k^2} (\hat{w} - \hat{w}_0)^2 + \frac{4}{\rho E} p_x \right). \quad (3.78)$$

Die Biegeenergie wird durch die an der Zylinderschale wirkenden Momente M_x , M_y und M_{xy} aufgebracht, deren Wirkung um den Imperfektionseinfluss w_0 reduziert wird

$$W_B = \frac{1}{2} \iint_S (M_x + M_y + M_{xy}) dx dy = \frac{\pi L}{4R^3 k^4} D (m^2 + k^2)^2 (w - w_0)^2. \quad (3.79)$$

Die Belastung p_x in axialer Richtung führt zu einer Vorspannung und Kompression der Zylinderschale mit der Spannung $\sigma_0 = p_x / (2\pi RH)$. Dadurch ergibt sich die Kompressionsarbeit W_K unter Berücksichtigung der resultierenden Vorspannung σ_0 und dem linearen Verzerrungsansatz $\varepsilon_0 = \sigma_0 / E$ zu

$$W_K = -\sigma_0 h \iint_S \left(\varepsilon_x - \varepsilon_0 + \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \left(\frac{\partial w_0}{\partial x} \right)^2 \right) \right) dx dy = -\frac{\pi^2 m}{8L} p_x (\hat{w}^2 - \hat{w}_0^2). \quad (3.80)$$

Für die kinetische Energie findet sich

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} H \rho \iint_S \dot{w}^2 dx dy = \frac{1}{4} R H L \pi \rho \dot{w}^2 = c_1 \dot{w}^2. \quad (3.81)$$

Mit den Gln. (3.78)- (3.81) ist die *Langrange*-Funktion (3.73) vollständig mit der generalisierten Variable $\hat{w} = \hat{w}(t)$ beschrieben. Zur Vereinfachung der Darstellung werden konstante Faktoren eingeführt

$$\begin{aligned} L &= C_1 \left(\dot{w}^2 - A (\hat{w} - \hat{w}_0)^2 - B (\hat{w}^2 - \hat{w}_0^2) - C (\hat{w}^2 - \hat{w}_0^2)^2 - C_2 p_x \right), \\ A &= \frac{R}{4\pi^3 L^3} D (m^2 + k^2) + \frac{E}{\rho R^2} \frac{m^4}{m^4 + 2(1 - \nu^2) m^2 k^2 + k^4}, \quad B = -\frac{m^2 \pi^2}{\rho L^2}, \\ C &= \frac{E}{32\rho} \left(\frac{\pi}{L} \right)^4 (m^4 + k^4), \quad D = E \frac{H^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad C_2 = \frac{4}{E\rho}, \quad C_1 = \frac{1}{4} R H L \pi \rho. \end{aligned} \quad (3.82)$$

Die Ableitung von L nach der generalisierten Variablen \hat{w} führt auf die gesuchte Bewegungsgleichung für die zeitabhängige Durchsenkung $\hat{w}(t)$

$$\ddot{w} + A (\hat{w} - \hat{w}_0) + B \hat{w} \frac{p_x}{4\pi RH} + 2C (\hat{w}^2 - \hat{w}_0^2) \hat{w} = 0. \quad (3.83)$$

Zur Verifikation wird der Imperfektionseinfluss Null gesetzt und die Zeitabhängigkeit vernachlässigt $\hat{w} = \dot{w} = 0$. Es ergibt sich die Lösung des statischen Zylinderbeulproblems unter der axialen Belastung p_x , die Gierlandenkurve:

$$p_x^{\text{krit}} = 4\pi RH \left(\frac{E}{1 - \nu^2} \frac{H^2}{12R^2} \left(\frac{m^2 \lambda^2 + n^2}{m\lambda} \right)^2 + E \left(\frac{m\lambda}{\lambda^2 m^2 + n^2} \right)^2 \right). \quad (3.84)$$

Die homogene Differentialgleichung mit zeitabhängigen Koeffizienten wird unter Berücksichtigung der Randbedingungen numerisch mit dem *Runge-Kutta-Verfahren* gelöst. Mit den gebräuchlichen Materialkonstanten für Stahl und Aluminium ergibt sich in der numerischen Auswertung von Gl. (3.83) für eine Zylinderschale der Abmessungen $L = 100$ mm, $R = 50$ mm, $H = 2$ mm, $c_0 = 5$ kN/s das Beulverhalten in Abb. 3.20. Im Vergleich zur Lösung von (3.69) ergeben sich prinzipielle Übereinstimmungen. Beide Lösungen zeigen eine Ausbildung der ersten Beule am Ort der Krafteinleitung $x/L \rightarrow 0$. Ebenso überlagern sich die Beuleigenmoden zu einer resultierenden Beulform. Diese hängt erneut

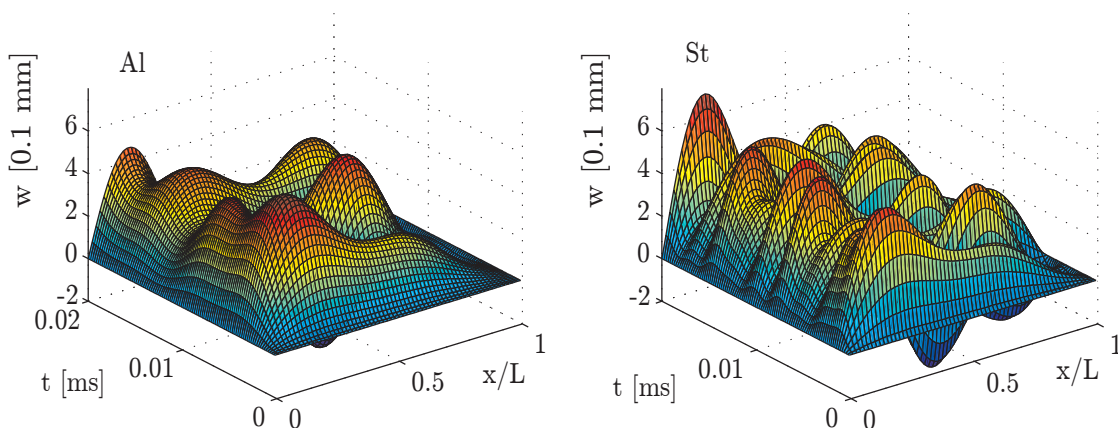


Abbildung 3.19: Zeitverlauf der Beulform einer axialsymmetrischen Kreiszylinderschale mit der Imperfektion $w_0 = 1$ mm

stark von den gewählten Materialparametern ab. Abbildung 3.19 zeigt die Variation mit den Standardwerten für Aluminium (links) und Stahl (rechts).

Für eine Bewertung der Beulfrequenzen, und damit der körperschallanregenden Systemzustände ist in Abb. 3.20 links die erste Eigenmode exemplarisch dargestellt mit $n = 1, m = 1$. Es zeigt sich, dass die angeregten Strukturschwingungen in der Amplitude und der Frequenz von der Belastungsgeschwindigkeit abhängen. Für eine Crasherkenkung lassen sich damit Verfahren entwickeln, die nach einer charakteristischen Beulfrequenz in den während der Fahrzeugdeformation aufgenommenen Körperschallsignalen mittels adaptiver Filterverfahren suchen. Somit kann eine Schätzung der relativen Fahrzeuggeschwindigkeit vorgenommen werden, eine Information, die für die Airbag-Algorithmen von großer Bedeutung ist. Aktuell gibt es kein serienreifes Verfahren, um die relative Deformationsgeschwindigkeit zu ermitteln. Eine vollständige Lösung für $n = 1 \dots 15$ und $m = 1 \dots 8$ ist in Abb. 3.20 rechts dargestellt. Hier zeigt sich das geschwindigkeitsabhängige Beulverhalten noch deutlicher. Eine Erhöhung der Deformationsgeschwindigkeit führt zu einer starken Änderung des resultierenden Zeitverhaltens der Verschiebung.

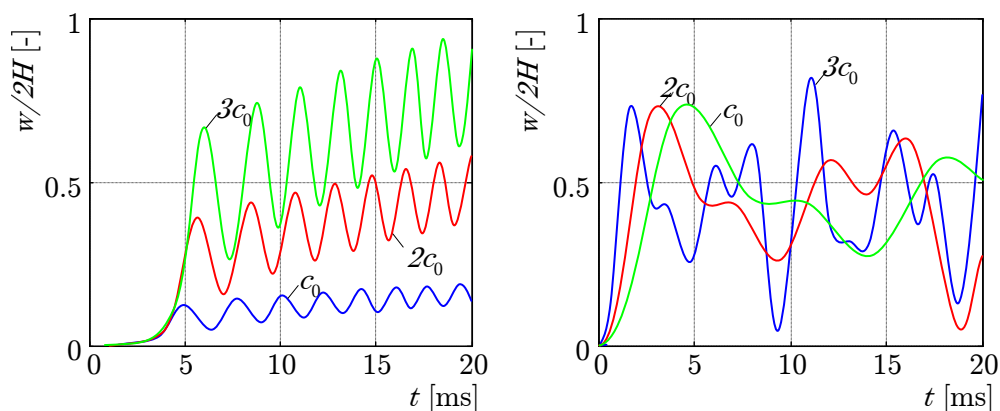


Abbildung 3.20: Beulform am Ort $x/L = 1/3$ auf einer Kreiszylinderschale, Gl. (3.83)

4 Numerische Betrachtungen

Soll in einer frühen Entwicklungsphase eine Aussage über die Fahrzeugsicherheit eines neuen Personenkraftfahrzeugs vorgenommen werden, sind umfangreiche numerische Berechnungen notwendig. Die Anstrengungen bei der Simulation eines Fahrzeugs in einer Crashsituation gliedern sich in die Abbildung des Deformationsprozesses selbst und der daraus resultierenden Insassenbelastung. Hierfür werden alle Komponenten, Anbauteile, Aggregate und Strukturelemente virtuell zusammengesetzt und entsprechend der jeweiligen Randbedingungen simuliert. Grundlegend werden zwei unterschiedliche Simulationen eingesetzt: Mehrkörper- (*MKS*) und Finite-Element-Simulationen (*FEM*). Beide Methoden werden in der Praxis im Fahrzeugentwicklungsprozess kombiniert; die *FEM* liefert ein gemittelttes Beschleunigungsverhalten in Abhängigkeit von der konkreten Fahrzeugrahmenstruktur mit der die Randbedingungen einer *MKS*-Beschreibung gegeben sind. Der Insasse wird als diskrete Zusammensetzung von Starrkörpern betrachtet. Die Freiheitsgrade der Gelenke mit ihren Dreh- und Dehnfedersteifigkeiten geben mögliche Bewegungsabläufe vor. Interessieren die biomechanischen Belastungen eines Körperteils, beispielsweise bei der Kopfbelastung bei Eintauchen in den Airbag, werden Teilbereiche des Insassen mit der *FEM* detailliert betrachtet. Zukünftige Sicherheitssysteme werden den Zeitbereich vor dem Kontaktzeitpunkt zweier Kollisionspartner (Pre-Crashphase) betrachten müssen [154, 179], sodass hier eine fahrdynamikbasierte *MKS*-Modellierung erforderlich wird. Zur Auslegung von Airbagalgorithmen oder zur Crashverlaufsbeschreibung der Crashrekonstruktion genügt ein stark vereinfachtes *MKS*-Modell, da hier die mittlere Beschleunigung des Starrkörpers untersucht wird.

4.1 Randbedingungen

Eine Gütebewertung simulierter Crashverläufe bedarf einer detaillierten Kenntnis der modellbedingten Randbedingungen. Eine Beschreibung des Fahrzeugs als Starrkörper im Crashfall mittels Feder-Masse-Dämpfer-Modellierung ist bei jedweder Untersuchung des Crashverlaufs von entscheidender Bedeutung [95]. Als Minimalkonfiguration dient ein Modell aus einer Feder, einem Dämpfer und der Fahrzeugmasse m [101]. Umfangreiche Untersuchungen und Methoden der inversen Systembeschreibung und -identifizierung finden sich bei *Bois* [27] und *Huang* [79]. Die Modellvorstellung ist für die Bewertung von Insassensicherheit, Gurtauslegung und nicht zuletzt der Kalibrierung der Airbag-Zündkriterien notwendig. Mit steigender Anforderung an die Modellierungsgüte, was der mechanischen Übertragungsfunktion entspricht, steigt die Anzahl der Feder-Dämpfer-Elemente. Diese Verfahren finden hauptsächlich Anwendung, wenn kein Finites-Element-Modell des Fahrzeugs zu Verfügung steht. Die gesuchte Ausgangsgröße ist die mittlere Verzögerung des Starrkörpers, die unmittelbar die Belastung des Insassen bestimmt. Seine biomechanischen Grenzwerte [11] dürfen nicht überschritten werden. Diese werden durch sehr aufwendige Testverfahren empirisch ermittelt. Dazu gehören mitunter *PMT* (Post-Mortem-Versuche), dem Einsatz Verstorbenen, Tierversuche sowie Versuche

mit freiwilligen Versuchspersonen bei niedrigen Geschwindigkeiten und die aufwendige Unfallrekonstruktion. Entsprechend gewonnene Erkenntnisse dienen der Anpassung von Crashdummies, realitätsnahen Nachbildungen des Menschen vergleichbarer Steifigkeit, sowie der Parametrierung von numerischen Testpersonen. Bis heute ist kein optimaler Prozess definiert worden, der die fehlende Reaktionsfähigkeit des Insassen im Augenblick des Zusammenstoßens abbilden kann. Zur Kategorisierung der Dummybelastungen wurde eine umfangreiche Normierung durchgeführt, sodass Kennzahlen eine Vergleichbarkeit erlauben. Das Head-Injury-Criterium HIC in der Zeitspanne von $\Delta t = 36$ ms darf beispielsweise den Wert 1000 nicht übersteigen

$$HIC_{\Delta t} = \max \left(\Delta t \left(\frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_1} a_K(t) dt \right)^{2,5} \right). \quad (4.1)$$

Hierbei ist $a_K(t)$ die Beschleunigung des Kopfes in der üblicherweise verwendeten Einheit [g] für die Erdbeschleunigung [79, 132].

Soll der Deformationsprozess selbst detailliert abgebildet werden, wird auf die Finite-Element-Methode zurückgegriffen. Sie ist ein universell einsetzbares Verfahren für die Gewinnung von Näherungslösungen von Randwert- und Anfangs-Randwertproblemen der Mechanik [119]. Die Grundgleichungen lassen sich über die virtuelle Verrückung [17] oder der ingenieurmäßigen Feder-Masse-Analogie diskreter Systeme [82] bestimmen. Das mechanische System wird in n -Elemente aufgeteilt und diskretisiert

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}. \quad (4.2)$$

Dabei ist \mathbf{u} der Verschiebungsvektor aller Knotenpunkte mit dessen entsprechenden Zeitableitungen für Geschwindigkeit $\dot{\mathbf{u}}$ und Beschleunigung $\ddot{\mathbf{u}}$, \mathbf{M} die Massen-, \mathbf{D} die Dämpfungs-, \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix. \mathbf{F} stellt den globalen Lastvektor dar. Sie hängen von der Modellierung der Materialgesetze und Ansatzfunktionen der Elementformulierungen ab [17]. Die Fundamentalgleichung (4.2) zeigt in dieser Form die Analogie zur klassischen Mechanik. Die Lösung wird durch geeignete Integrationsmethoden bestimmt [17, 20, 80], wobei diskretisierungsbedingt das Ergebnis immer nur eine Näherung der tatsächlichen Lösung sein kann [94]. Im Entwicklungsprozess neuer Fahrzeuge ist die Finite-Element-Methode, im Besonderen im Bereich der Crash-Simulation, zur Strukturauslegung etabliert. Das Fahrzeug wird vollständig virtualisiert und bei einer durchschnittlichen Kantenlänge von $\Delta x = 15$ mm vernetzt, sodass Modelle moderner Fahrzeuge aus über zwei Millionen Elementen bestehen [54]. Die Großrechenanlagen der Fahrzeughersteller benötigen durchschnittlich zwölf Stunden für die Berechnung eines Crashszenarios. Dabei ist die Rechenzeitbegrenzung durch den Entwicklungsingenieur so spezifiziert, dass eine Berechnung über Nacht durchgeführt werden kann und zu Beginn eines neuen Arbeitstages zur Auswertung bereitsteht. Zum Vergleich: ein realer Crashversuch beansprucht mit allen notwendigen Vorbereitungen und entsprechender Instrumentierungen durchschnittlich eine Arbeitswoche und ist durch die Verwendung von Prototypen in einer frühen Entwicklungsstufe, die per Hand aufgebaut werden, extrem teuer. Entsprechend stark ist die Fokussierung der Hersteller auf die virtuellen Untersuchungen.

Die Bewertung der Simulationsergebnisse erfordert genaue Kenntnis der Randbedingungen der Crashsimulation, im Besonderen bei einer erweiterten Anwendung der Simulation auf die Körperschallentstehung.

- Das Fahrzeug wird mit über zwei Millionen Schalenelementen abgebildet.
- Schweißpunkte und Fügestellen werden durch Feder-Massen-Ersatzmodelle bzw. starre Verbindungen approximiert.
- Aggregate und massive Anbauteile werden als starre, undeformierbare Massen dargestellt.
- Zur Schalenformulierung werden quadratische *Belytschko-Lin-Tsay*-Schalenelemente verwendet.
- Die Materialgesetze sind durch Materialkarten abgebildet, in denen die empirisch ermittelten, nichtlinearen wahren Spannungs-Dehnungszusammenhänge in Abhängigkeit der Dehnrates $\dot{\epsilon}$ abgelegt werden.
- Die Insassenmodellierung erfolgt in einer nachgeschalteten Mehrkörpersimulation.
- Zur Validierung von simulierten und realen Crashverhalten werden die Massenverteilungen und Kontaktformulierungen der Kollisionspartner durch erste Prototypencrashversuche angepasst und kalibriert.

Somit unterliegt die Crashsimulation sehr vielen Näherungen, die vermuten lassen, dass eine Simulation der Körperschallanregung in der direkten Crashzone, in der nur sehr wenige Bauteilübergänge die Berechnung verfälschen, möglich ist. Für die Untersuchung der Eignung bei der Beschreibung von Wellenphänomenen wird die Simulation hier explizit untersucht.

4.2 Grenzen der Simulationsmethoden

Aus den Grundlagen der *FEM* und den zur Verfügung stehenden numerischen Integrationsmethoden zur Lösung der partieller Differentialgleichungen (4.2) ergeben sich Grenzen der Zeitschritte und minimalen Elementlängen hinsichtlich der Bestimmung von Wellenausbreitungsphänomenen [20,69]. Die zur Beschreibung der Wellenphänomene im Crashfall zu betrachtenden Fahrzeugstrukturen sind ausschließlich aus dünnen Profilen aufgebaut, sodass in Fahrzeugstrukturen Biegeschwingungen als charakteristische Wellenform zu bewerten ist, was den Grenzbereich der Simulation eingrenzt. Biegewellenschwingungen dominieren das Körperschallverhalten im Fahrzeug und geben mit der Biegewellenlänge λ_B nach [36]

$$\lambda_B = \sqrt{\frac{2\pi}{f}} \sqrt[4]{\frac{E h^2}{12(1-\nu^2)\rho}} \quad (4.3)$$

und der Wellengeschwindigkeit

$$c_B = \lambda_B f \quad (4.4)$$

die Grenzschnittweite und die maximale Elementkantenlänge unter Berücksichtigung des *Nyquist*-Theorems vor. Dabei wird angenommen, dass zur Darstellung eines Wellenzugs mindestens $n_{\min} = 6$ Elemente benötigt werden [94]. Diese Grenzen sind in Abb. 4.1 mit Gl. (4.3) und (4.4) für Stahl doppellogarithmisch dargestellt. Die Standardcrashsimulation mit einer Kantenlänge von $\Delta x = 15$ mm und einer internen Rechenschrittweite von $\Delta t = 1 \mu\text{s}$ kann Daten mit einer maximalen Abtastfrequenz von 1 MHz berechnen. Die kleine Rechenschrittweite muss angesetzt werden, um die explizite Integration zu

Bestimmung des Lösungsvektors der Verschiebungen stabil ausführen zu können, ohne das die Lösung explodiert [17]. Weiter bestimmt Δt die maximal darstellbare Biegeschwindigkeit mit (4.4) durch $c_{\max} = \Delta x / \Delta t = 1,5 \cdot 10^5 \text{ m/s}$ [Abb. 4.1 b)]. Diese liegt deutlich über den tatsächlichen Wellengeschwindigkeiten, sodass deren Abbildbarkeit möglich ist. Eine geforderte Diskretisierung einer Wellenlänge mit $n = 6$ Elemente führt auf eine Grenzfrequenz von 1 kHz zur Darstellung von Biegeschwingungen [Abb. 4.1 a)]. Die Zulässigkeit einer Starkkörperbewegung ist damit gegeben, nicht aber die Berech-

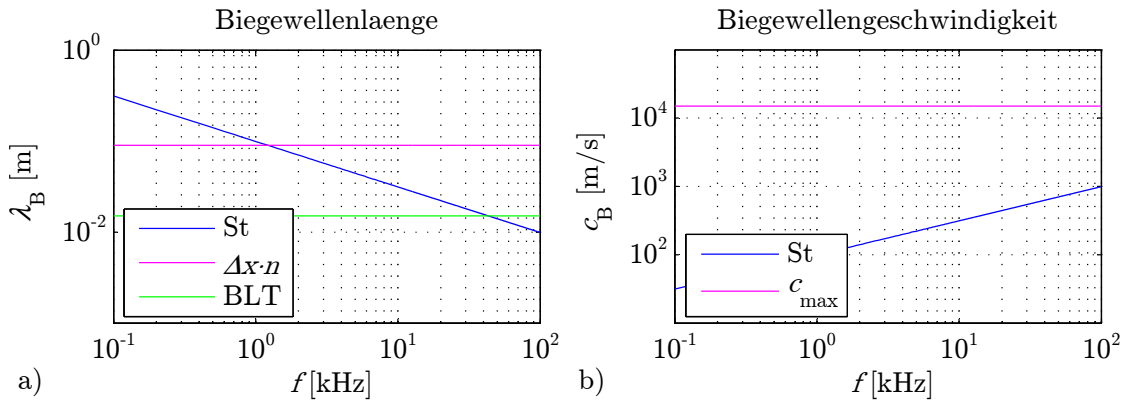


Abbildung 4.1: Grenzen der FEM-Simulation gegeben durch Gl. (4.3) und (4.4)

nung von Wellenausbreitung im Frequenzbereich über 1 kHz bei der Verwendung steifer finiter Elemente. Werden jedoch Schalenelemente mit quadratischem Verschiebungsansatz gewählt, wie die *Belytschko-Lin-Tsay*-Schalenelemente (BLT), genügt im Grenzfall für die Darstellung einer Wellenlänge ein einzelnes Schalenelement, Abb. 4.1 a), woraus die Grenzfrequenz für die Wellendarstellung bei 40 kHz liegt. Für die körperschallbasierte Crasherkenkung werden Biegeschwingungen bis 25 kHz ausgewertet.

Da die Fahrzeugstruktur aus einer Summe aus dünnen Blechen aufgefasst werden kann, werden als Elementformulierungen in der Crashesimulation ausschließlich Schalentheorien eingesetzt. Deren Grundkonzepte gehen auf die *Kirchhoff*-Schalentheorie zurück und werden um die Berücksichtigung der Schubdeformationen aufgrund großer Biegungen erweitert. *Mindlin* [118] wählte hierzu einen erweiterten Verzerrungsansatz mittels zusätzlichem Schubwinkel, *Reissner* [138] einen aus der Spannungsverteilung motivierten Ansatz zur Beschreibung biegebedingter Schubspannung über der Plattendicke. Die FE-Implementierung in kommerziellen Berechnungsprogrammen geht in allgemeiner Form auf *Buechter* und *Ramm* sowie *Simo* und *Fox* zurück [30, 149], welche auf den Arbeiten von *Belytschko* [21] aufbauen. Hierzu wird das Schalenelement durch seine Mittel- bzw. Masterfläche mit den entsprechenden Masterknoten, beschrieben. Durch die zu definierende Plattendicke ergeben sich die Slaveknoten [Abb. 4.2].

Die Masterebene wird durch vier Randknoten auf der Mittelfläche aufgespannt. Zusätzlich sind fünf Mittenknoten auf der Mittelfläche definiert. Weitere 18 Slave-Knoten approximieren die Platten- bzw. Schalendicke [20]. Damit ist eine Verbiegung nach Abb. 4.2 möglich, sodass die kleinste darzustellende Körperschallhalbwelle durch die Schalenabmessung selbst begrenzt ist. Bei einer mittleren Kantenlänge in der Crashzone des Fahrzeugs der untersuchten Fahrzeuge von $\Delta x = 15 \text{ mm}$ entspricht dies einer Grenzfrequenz der Wellenausbreitung von 40 kHz. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass die Schalenformulierung zu einer Versteifung der Schwingfähigkeit oberhalb von 10 kHz führen kann [94], was in einer Amplitudendämpfung der simulierten Körperschallschwingung

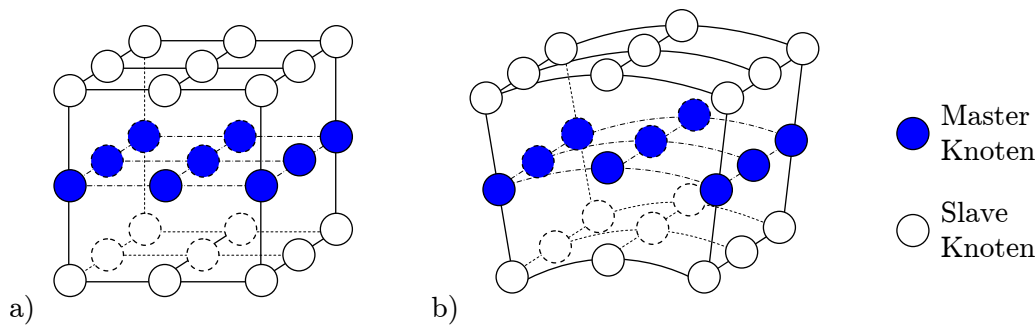


Abbildung 4.2: Neun-Knoten-Schalenelement im Ausgangszustand und deformiert [20]

resultieren kann. Da die Lösung des *Belytschko-Lin-Tsay* Schalenelements deutlich weniger Rechenschritte bei vergleichbarer Qualität als andere Schalenformulierungen benötigt [69], wird es in den auf DYNA, entwickelt von *Hallquist*, basierenden Softwarepaketen PAMCRASH und LS-DYNA als Standardschalenelement bei expliziten Crashberechnungen verwendet [69, 117].

Im realen Fahrzeug werden häufig zur Fügung der Blechteile der Rohkarosserie Klebstoffe in Kombination mit Punktschweißungen eingesetzt, was der Vermeidung schlagender Teile, zur zusätzlichen Versteifung der Konstruktion sowie dem Korrosionsschutz dient. In der Simulation müssten entsprechende nichtlineare Formulierungen der Fügstellen angesetzt werden, was aus Sicht der Strukturmechanik nicht dem Stand der Technik entspricht. Fügstellen werden ausschließlich über die Modellierung von Punktschweißungen vorgenommen, die auf steifen Feder-Masse-Elementen basieren, da so für die Beschreibung der Starrkörperdeformation ausreichend genaue Übereinstimmungen zwischen Simulation und Crashversuch erzielt werden können. Damit ergibt sich für die Untersuchung der Körperschallanregung die Fragestellung nach einer Nah- und Fernfeldbeschreibung der simulierten Strukturschwingungen.

Eine Beschreibung von versagenden Schweißpunkten, entstehenden Rissen und deren Fortschritt findet in der Crashsimulation nicht statt, da es sich hierbei um lokale Effekte deutlich kleinerer Größenordnung handelt [119], die auf den Gesamtdeformationsvorgang nur geringen Einfluss haben. Deren Untersuchung erforderte ein sehr fein vernetztes Fahrzeugmodell. Geeignete Verfahren zur Beschreibung finden sich bei der Schädigungsmechanik in der Beschreibung des Materialverhaltens in mesoskopischen Modellen. Beispielsweise werden Stoßfängersysteme aus hochfestem Aluminium der 6000er bzw. 7000er Legierungen mit dem erweiterten *Gurson-Modell* [67] von *Needlman* und *Tvergaard* [124] durchgeführt, kurz *GTN-Modell*, um geeignete Geometrien bei gegebenen Randbedingungen wie Fahrzeugmasse und notwendige Energieabsorption zu finden. Hier wird die Schädigung über ein Porenwachstumsgesetz dehnratenabhängig formuliert. Weitere schädigungsmechanische Ansätze wurden von *Rousselier* oder *Chaboche* vorgeschlagen. Eine ausführliche Beschreibung findet sich in [98]. Existierende Bestrebungen einer Gesamtsimulation unter der Abbildung aller Deformationsmechanismen verschiedener Größenordnungen ausgehend von der mikromechanischen Schädigung bis hin zur makroskopischen Deformationen scheitern jedoch an der zu großen Spreizung der benötigten Diskretisierung [92]. Diese kann über mehrere Größenordnungen von bis zu 10^3 gehen.

Zusammenfassend wird in der Crashsimulation mittels *FEM* eine Schalenformulierung nach *Belytschko-Lin-Tsay* verwendet. Sowohl Materialgesetze, Kontaktformulierun-

gen und Verformungen sind hochgradig nichtlinear. Alle Aggregate hoher Wandstärke, wie Motorblock, Bremscheiben und Räder, werden als starre Körper definiert, die zur Massenverteilung beitragen, aber nicht deformieren. Die Schalenformulierung basiert auf der elastomechanischen Theorie der Überlagerung von Membran- und Biegespannungszuständen; jeder Knoten besitzt fünf Freiheitsgrade, die Verschiebungen (u_i, v_i, w_i) und die Rotationen $(\varphi_x^i, \varphi_y^i)$ [23]. Der Verschiebungsansatz wird quadratisch gewählt [69].

4.3 Anwendung der Crashsimulation zur Körperschallanregung

Die Grenzen der Simulation zeigen, dass eine prinzipielle Darstellung von Körperschallanregung mit der standardisierten expliziten Crashsimulation möglich ist. Damit das Fehlen von Schädigungsmodellen in der Simulation bei einem Vergleich mit realen Crashversuchen keinen dominanten Einfluss bekommt, wurde für die Validierung eine Fahrzeugplattform ausgewählt, die vollständig auf Stahlbasis aufbaut und in der Crashzone durch ein funktionales Stoßfängersystem verfügt, das weder Schweißpunktversagen, noch große Streuung des Kraftverlaufs im Rollbockversuch aufweist.

Da die Crashsimulation intern mit einer Schrittweite von $\Delta t = 10^{-6}$ s arbeitet, ist ein Datenexport mit der Abtastfrequenz von $f = 1$ MHz möglich. Es zeigt sich jedoch, dass für eine Untersuchung der simulierten Daten in dem interessierenden Frequenzband bis 25 kHz eine Exportgrenzfrequenz von $f_{\text{exp}} = 100$ kHz ausreicht, was dem Zweifachen der Shannon-Grenzfrequenz (Abtasttheorem) entspricht.

Zur Validierung der Simulation zur Darstellung von Wellenphänomenen wurde eine geplante Crashserie um Körperschallsensoren an definierten Punkten aufgebaut [Abb. 4.3]: Am linken Längsträger (Sensorposition *LTL*), dicht hinter der Schottplatte, an der das Typschadenelement verschraubt wird, sowie im Fahrzeugtunnelbereich bei dem Airbagsteuergerät unterhalb des Radioeinbauschachtes (Sensorposition *Tunnel vorne*) und im hinteren Tunnelbereich (*Tunnel hinten*) mittig vor der Schaltkulisse. Die Definitionen und Randbedingungen der vom Fahrzeughersteller durchgeführten Crashsimulationen und Crashversuche wurden im Rahmen dieser Arbeit aufgestellt und in enger Kooperation angewandt. Bei der Definition der Simulationsparameter und der zu exportierenden

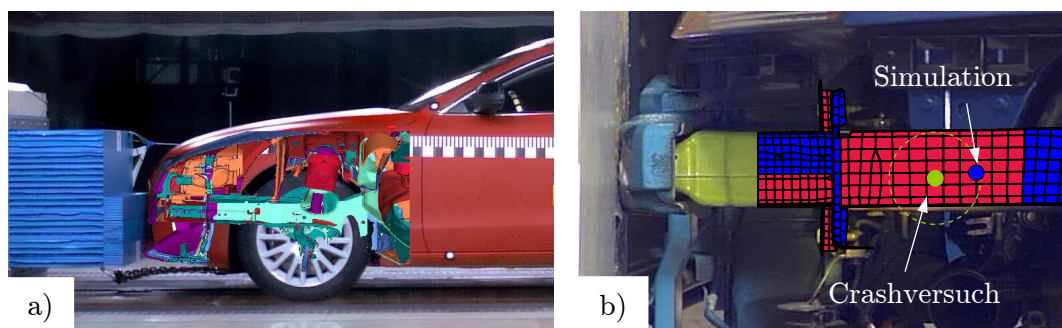


Abbildung 4.3: Validierung von Versuch und Berechnung der Strukturanregung

Größen, wurde der dem Sensor entsprechende jeweilige Knoten ausgewählt. In Abb. 4.3 ist die Sensorposition am Längsträger dargestellt. Betrachtet werden, da im Crash lediglich

Beschleunigungen normal zur Oberfläche gemessen werden können, die Knotenbeschleunigungen in die entsprechende fahrzeugspezifischen Raumrichtungen. Die Fahrzeuglängsrichtung entspricht der positiven x -Richtung, die LTL -Position der positiven y -Richtung. Bei der Kollision treten sehr hohe Beschleunigungen und resultierende Kräfte auf, sodass die Körperschallsensoren verschraubt werden müssen. Zusammen mit dem Sensorgehäuse, dem Anschlusskabel und den Schrauben wirkt die Sensormasse von $m = 32$ g auf die zu messende Schwingung zurück. Nach *Cremer* [37] dämpft eine einzelne Zusatzmasse m_i die messbaren Amplituden mit steigender Frequenz mit $j\omega m_i$. Dies entspricht einer Veränderung der lokalen Impedanz Z und muss in der Simulation entsprechend berücksichtigt werden. Dazu wurde jeder zu exportierende Knoten mit einer virtuellen Masse von $m = 32$ g zusätzlich beaufschlagt. Somit ist ein virtueller Sensor definiert, der zu deutlich plausibleren Resultaten führt. Ohne virtuelle Sensoren werden im hohen Frequenzenband die Strukturschwingungen bei harten Anprallsituationen, beispielsweise im AZT -Lastfall), überschätzt.

Das Testprogramm umfasst die wichtigsten Lastfälle der Fahrzeug- und Airbagauslegung. Vor allem die Lastfälle $ODB40$ und $ODB64$ gehen mit einer starken Zerstörung der Fahrzeugfrontpartie einher, was häufig zu einem Versagen des Längsträger-Sensors führt. Tabelle 4.1 fasst die wichtigsten Simulationsparameter zusammen.

Lastfall	AZT	ODB	ODB	Wand
Geschwindigkeit	16 km/h	40 km/h	64 km/h	27 km/h
Überdeckung		40 %		100 %
Kollisionspartner	harte Wand	deformierbare Barriere		harte Wand
Kurzbezeichnung	$AZT16$	$ODB40$	$ODB64$	$Wand27$

Tabelle 4.1: Übersicht durchgeführter Crashsimulationen zur Körperschallanregung

Zur Beschreibung der Simulationsgüte wird das Frequenzspektrum bzw. das *Fourier*-Spektrum [29, 150] an der Längsträgerpositionen gebildet, wobei die Frequenzen im Hinblick auf die maximal simulierbare Schwingungsform bis 25 kHz über der Signalleistung aufgetragen werden.

Die Signalleistungsspektren werden über 100 ms gebildet. Hierbei zeigt sich, dass sowohl das spektrale Verhalten der Körperschallsensoren durch die Simulation, nicht zuletzt durch die Berücksichtigung der Sensormassen, abgebildet werden. Mit steigender Frequenz fällt die Signalleistung deutlich ab, was bei Biegeschwingungen von Platten ebenfalls beobachtet werden kann [42, 132]. Damit ist die Abschätzung der Verwendung von *Belytschko-Lin-Tsay*-Schalenelemente in der Crashsimulation für die Abbildung von Strukturschwingungen hoher Frequenz gegeben; sie eignen sich für die Betrachtung der Körperschallanregung am Längsträger bis 25 kHz. Sowohl harte Lastfälle $Wand27$ und $AZT16$, d.h. Kollisionen hoher relativer Steifigkeit, als auch im Verhältnis deutlich weichere Lastfälle $ODB40$, $ODB64$, bei denen durch die kombinierte Federsteifigkeit zwischen deformierbarer Barriere und Fahrzeugfront geringere Beschleunigungen auf das Fahrzeug wirken, werden abgebildet.

Neben hochfrequenten Körperschallsignalen wurden die für die Airbagauslegung bereits etablierten Simulationsdaten der Starrkörperverzögerung $a_x(t)$ exportiert [Abb. 4.5 a)].

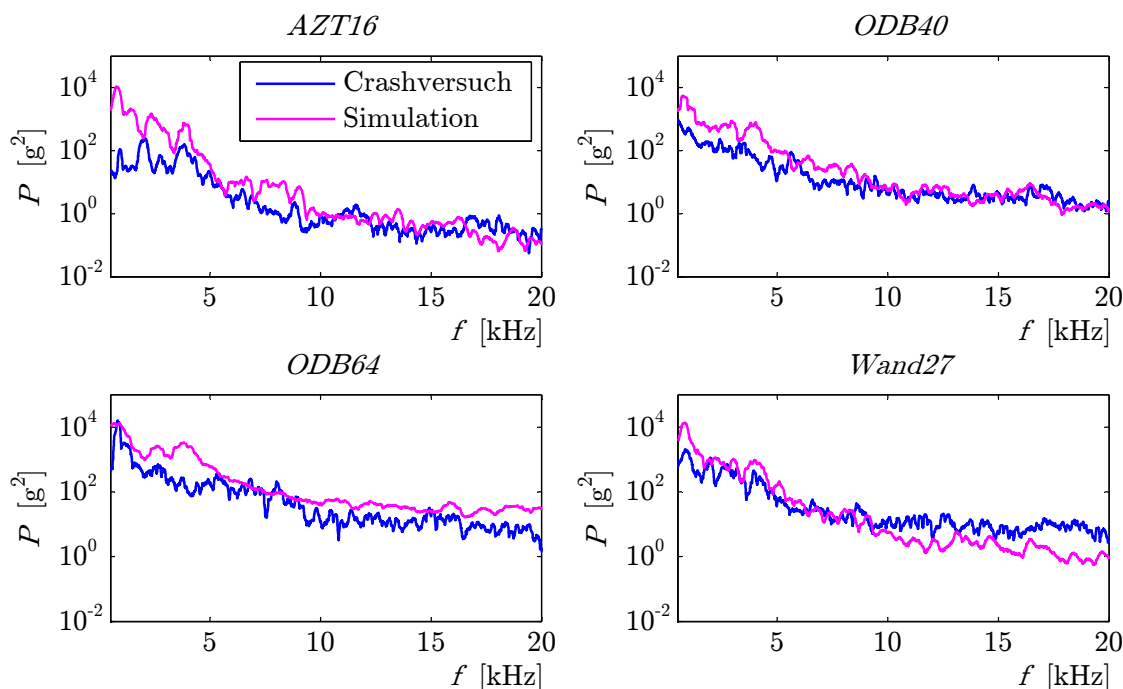


Abbildung 4.4: Leistungsspektren der Längsträger-Sensorpositionen *LTL* zum Vergleich von Simulation und Crashversuch

Für deren Verwendung zur Beurteilung des Deformationsverhaltens des Fahrzeugs und der Berechnung der Insassenbelastungen bei verschiedenen Crashsituationen wurden umfangreiche Arbeiten der Hersteller durchgeführt und veröffentlicht. Zusammenfassende Übersichten finden sich in [54, 95, 117]. Hier dient die Darstellung der Starrkörperverzögerung zur Interpretation großer Körperschallanregungen durch Impulseintrag, aber auch als Gütevergleich bzw. Maßstab für den Vergleich von Simulation und Versuch im Hinblick auf das Körperschallverhalten am Längsträger. Abbildung 4.5 b) zeigt den Ort der exportierten Körperschalldaten a_{KS} im Frequenzbereich von 5...25 kHz.

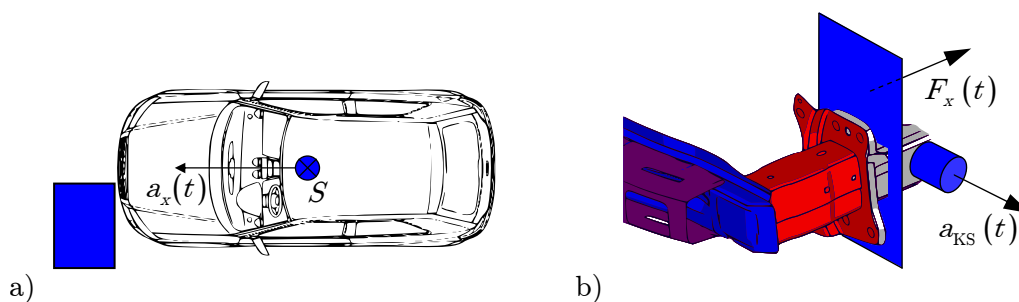


Abbildung 4.5: Versuchskonfiguration

Die Starrkörperverzögerungen sind in der ersten Spalte für die vier simulierten Lastfälle in Abb. 4.6 dargestellt. Hier zeigt sich, dass die Verzögerung des Fahrzeugs infolge der Kollision mit dem jeweiligen Hindernis in Verlauf und Amplitude gut abgebildet werden können. Die harten Lastfälle *AZT16* und *Wand27* weisen erwartungsgemäß eine starke Beschleunigung bzw. Verzögerung der Rahmenstruktur auf. Allen Lastfällen ist der erste Anprall in Form eines ersten großen Beschleunigungsmaximums gleich. In diesem Punkt

ist der Fußgängerschutz deformiert und die Fahrzeugrahmenstruktur wird schlagartig belastet, was je nach resultierender Crash-Steifigkeit des Kollisionssystems zu einer ersten hohen Strukturanregung führt [Abb. 4.6 mittlere Spalte]. Hier wird das Typschadenelement initial belastet. Der schnelle Beschleunigungsabfall des Starrkörpers nach dem ersten Anstieg korreliert mit dem Krafteinbruch durch den Beginn der ersten Faltbeulung des Typschadenelements. Dies zeigt den großen Einfluss dieses Bauteils und seines Deformationsverhaltens.

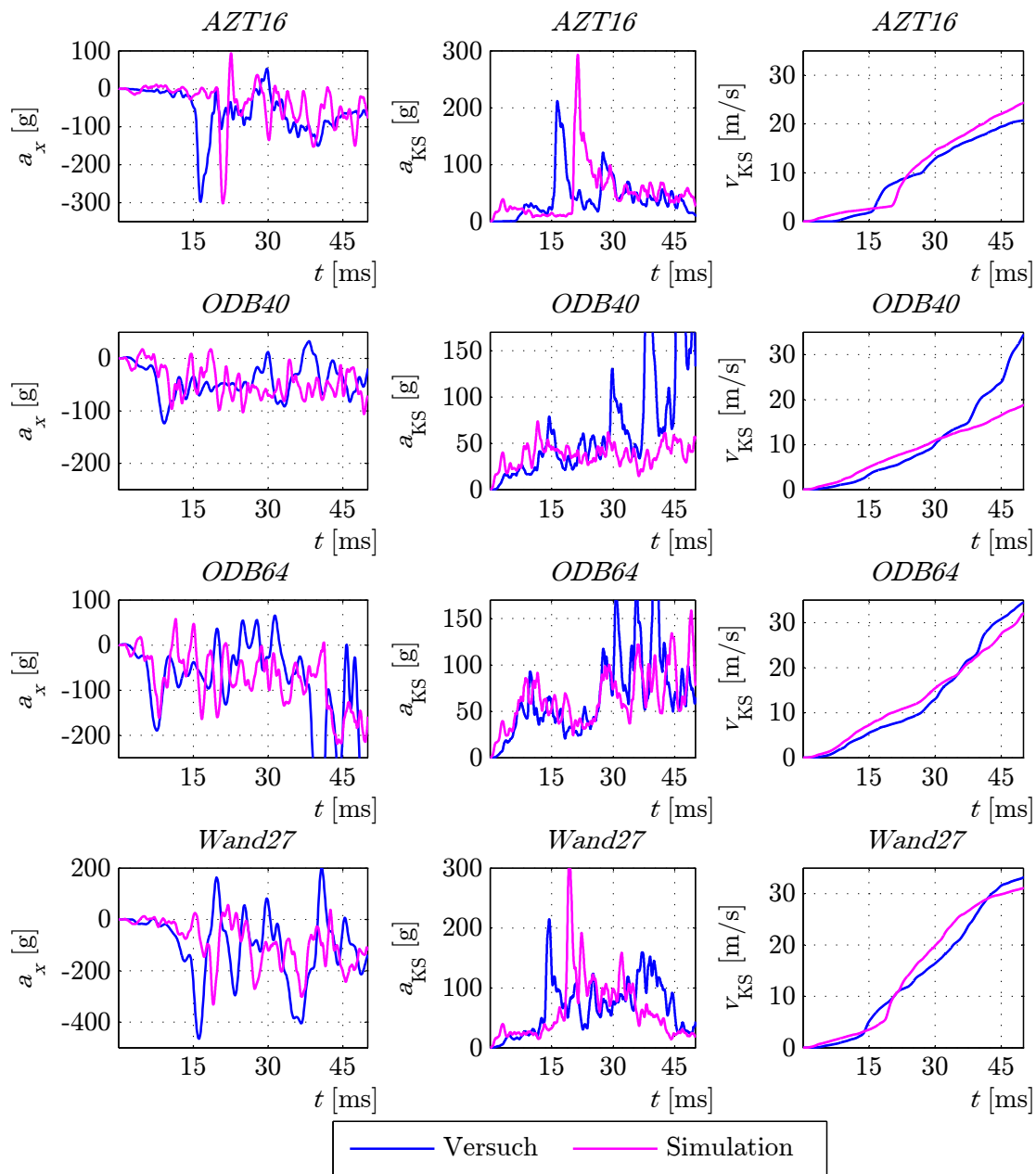


Abbildung 4.6: Abgleich von Simulation und Crashversuch

Die Körperschallsignale werden erneut über ihre Einhüllende nach [103, 114] dargestellt, um eine bessere Vergleichbarkeit der Signale erreichen zu können. Für die Airbagauslösung werden die Hüllkurven integriert [103] und stellen damit ein Maß für die Körper-

schallgeschwindigkeit $v_{KS}(t)$ dar, wobei diese nicht der mathematischen Beschreibung der Körperschallschnelle nach *Cremer* [37] entspricht, sondern der Wurzel der Signalenergie, was im Verlauf lediglich zu einer veränderten Amplitude, nicht aber des Zeitverhaltens führt. Hier zeigt sich, dass für alle vier simulierten Lastfälle das Körperschallverhalten, wie es in dem Airbagsteuergerät verwendet wird, sehr gute Übereinstimmungen zwischen Simulation und Crashversuch ergeben. Die Güte der Simulation zeigt sich im Besonderen auch in der Abbildung der mittleren Starrkörperverzögerung [Abb. 4.6 linke Spalte].

Weiter ist zu beobachten, dass das Körperschallverhalten der harten Tests um näherungsweise 5 ms der Simulation dem Crashversuch nacheilt. Für die Aufzeichnung von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen im realen Crashversuch wurden bei diesen beiden Lastfällen die Versuchsläufe ohne Kunststoffverkleidung des Stoßfängersystems durchgeführt, um das Versagensbild des Typschadenelements aufzeichnen zu können. Abbildung 4.3 b) zeigt ein Bild der Hochgeschwindigkeitskamera zu Beginn der Crashphase. Zur Ermittlung des ersten Kontakts und damit der Startzeit t_0 wird auf die Kunststoffverkleidung bzw. auf den Stoßfängerquerträger ein Triggerstreifen montiert, der bei Zusammendrücken ein konstantes Signal liefert, womit die Messung gestartet werden kann. Der Triggerzeitpunkt verschiebt sich durch das Weglassen der Kunststoffverkleidung um 5 ms [vgl. Abb. 4.6 linke Spalte].

Aus theoretischer Sicht regt eine beliebige Änderung einer auf ein mechanisches System wirkende Kraft eine entsprechende Körperschallschwingung an, deren Amplitude und Frequenzinhalt von der zeitlichen Änderung und deren Größe abhängt. Dabei ist die Kraft F direkt proportional zur angeregten Körperschallschnelle $v_{KS} = v_s$, wodurch ein Zusammenhang von messbaren Körperschallbeschleunigungen a_{KS} und der Zeitableitung der Kraft \dot{F} besteht mit $dF/dt = \dot{F} \sim a_{KS}$. Abbildung 4.7 zeigt die für die Lastfälle *AZT16* und *ODB40* im Zeitbereich des ersten Anpralls simulierte Längskraft auf den Längsträger \dot{F}_x und das resultierende, simulierte Körperschallsignal a_{KS} auf der Längsträgerposition. Zur Bestimmung der Längskraft in x -Richtung auf den Längsträger wird eine Schnittebene durch den Längsträger direkt hinter dem Schottblech, vor dem betrachteten virtuellen Sensor definiert [Abb. 4.5]. Aus der Integration der Spannungen über die Schnittfläche des Längsträgers ergibt sich die gesuchte Längskraft F_x .

Unmittelbar nach einer großen Last- bzw. Kraftschwankung erfolgt die Systemanregung. Im Falle *AZT16*, Abb. 4.7, findet sich die Beulinitiierung des Typschadenelements. Sie stellt über den Crashverlauf die größte Strukturanregung dar. Die Systemantwort, betrachtet am virtuellen Sensor des Längsträgers, stellt sich als abklingende Schwingung dar. Durch Interaktion mit der deformierbaren Barriere weist *ODB40* eine Vielzahl vergleichbarer Kraftschwankungen in Fahrzeuglängsrichtung auf. Bereits bei $t = 7$ ms, mit viermal geringerer Amplitude der Kraftänderung \dot{F}_x , beginnt hier der erste Anprall des Typschadenelements, der als *erster Ruck* definiert sein soll. Es folgt der Beginn einer abklingenden Schwingung, die durch das Auftreten einer erneuten Krafteinkopplung bei $t = 9,5$ ms angeregt wird. Durch konstant auftretende hohe Kraftschwankungen werden nicht mehr transiente sondern kontinuierliche Körperschallanregungen in das System eingekoppelt, was einer erzwungenen Schwingung entspricht, sodass durch die Dominanz der erregenden Kraft F_x die Körperschallbewegung dieser immer weniger nacheilt. Bei $t = 12$ ms erfolgt ein weiterer Impulseintrag, der den ersten Anprall bei $t = 7$ um 80 % überwiegt und in Form und Verlauf dem ersten Ruck des Lastfalles *AZT16* ähnelt, woraus folgt, dass die erste Faltbeulung im *ODB40*-Fall erst bei 12 ms beginnt. Das Fahrzeug deformiert die aus Aluminium gefertigte Barriere bis die resultierende Kraft die kritische

Beulkraft des Typschadens übersteigt. Transienten und kontinuierliche Körperschallanregungen summieren sich. Die Barriere wird in der Simulation aus Solid-Elementen mit empirischen Materialkarten abgebildet. Wird weiter auf die Ableitung der simulierten

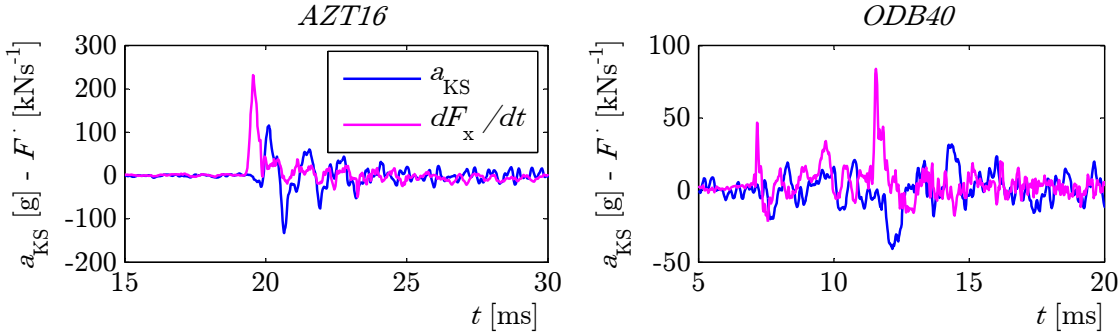


Abbildung 4.7: Vergleich von Kraftänderung aus der Simulation mit im Crashversuch ermittelten Körperschallsignalen

Kraft des Fahrzeuglängsträgers die Hüllkurve angewendet, lassen sich diese mit den gemessenen Körperschallsignalen im Crashversuch direkt vergleichen

$$\dot{F}(\omega) \sim a_{KS}(\omega) \quad \Rightarrow \quad \dot{F}(\omega) = Z a_{KS}(\omega). \quad (4.5)$$

Dabei ist der Proportionalitätsfaktor Z die mechanischen Impedanz, der Wellenwiderstand der Struktur, welcher für einfache Bauteile nach *Cremer* [37] abgeschätzt werden kann. Mit der Näherung des Längsträgers als Kombination aus einfachen Plattenelementen, deren Abmessungen viel größer als ihre Dicke sind, kann eine Abschätzung der Impedanz zwischen Kraftanregung und Körperschallmessposition am Längsträger durchgeführt werden. Dabei lässt sich beobachten, dass bei dünnwandigen Profilen in hohen Frequenzbereichen die Platteneigenschaft der Struktur dominieren, sodass auch deren Impedanz für das im Fahrzeugcrash auszuwertende Körperschallfrequenzspektrum über 5 kHz näherungsweise als konstant angesehen werden kann. Ein analytischer Nachweis findet sich in [36, 174]. Für verschiedene Abmaße und Randbedingungen ebener Platten sind dort umfassende mathematische Beschreibungen der mechanischen Impedanz angegeben. Alle Größen hängen, durch die Herleitung anhand der *Kirchhoffschen* Plattentheorie bedingt, von der Biegesteifigkeit der Platte D (vgl. auch Gl. (3.82)) und der flächenbezogenen Masse \tilde{m} ab. Werden elastische Bettungen beispielsweise in Form von flächigen Klebestellen, oder Platten geringer Breite betrachtet, muss für die Impedanz eine Frequenzabhängigkeit berücksichtigt werden. Für Plattenstreifen, bei denen die Abmaße Länge l und Breite b deutlich größer sind als die Plattendicke h , konvergieren die Lösungen der Einzelprobleme auf die einfache, konstante Plattenimpedanz Z_P

$$Z_P = 3,5\sqrt{D\tilde{m}}, \quad (4.6)$$

wobei die Biegesteifigkeit D und Massenbelegung \tilde{m} gegeben sind mit

$$D = \frac{E}{1-\nu^2} \frac{h^3}{12}, \quad \tilde{m} = \frac{m}{A} = \rho h. \quad (4.7)$$

E ist das Elastizitätsmodul, ρ die Dichte und A die Plattenfläche, sodass sich mit Gl. (4.6) für die Impedanz eine flächenunabhängige Darstellung ergibt

$$Z_P = 3,5 h^2 \sqrt{\frac{E\rho}{12(1-\nu^2)}}. \quad (4.8)$$

Durch die Unabhängigkeit der Impedanz von der Fläche, sie ist durch die Materialkennwerte und die Plattendicke vollständig beschrieben, ist der Ort der zu definierenden Schnittkraft in der Simulation zur Bestimmung der Körperschallanregung frei wählbar, solange sich die Geometrie des Längsträgers nicht ändert. Für die untersuchte Fahrzeugplattform stellt Tabelle 4.2 die sich ergebende Impedanz auf dem Längsträger bereit.

E	ν	h	ρ	$D\tilde{m}$	Z_P
N/m ²	-	m	kg/m ³	kg ² /s ²	kg/s
$2,1 \cdot 10^{11}$	0,3	0,001	7800	219,61	51,86

Tabelle 4.2: Bestimmung der mechanischen Impedanz am Längsträger der untersuchten Fahrzeugplattform

Somit kann von der Längskraft F_x auf die angeregte Körperschallschwingung am Längsträger direkt geschlossen werden. In Abb. 4.8 sind sowohl \dot{F} also auch a_{KS} mittels ihrer Einhüllenden dargestellt. Die aus der Längskraft gewonnenen Körperschallbeschleunigungen weist eine sehr gute Korrelation zum simulierten Sensorsignal normal zur Längsträgeroberfläche auf.

Zusammenfassend zeigt sich, dass die im modernen Fahrzeugentwicklungsprozess standardisierte Crashsimulation die Körperschallanregung im Fahrzeugcrash abbilden kann, wenn die Bedingungen

- Verwendung eines aus Stahl aufgebauten Fahrzeugvorderwagens und
- Berücksichtigung der Sensormassen des Körperschallsensors

erfüllt sind. Die Genauigkeit der simulierten Signale mit realen Crashversuchen erlaubt eine Bewertung der zu erwartenden Körperschallschwingung auf dem Fahrzeuglängsträger. Die auf die Längsträger wirkende Kraft entspricht der Strukturanregung [Abb. 4.8 und 4.6]. Hierdurch erschließt sich ein neues Potential der Crashsimulation im Hinblick auf Untersuchungen neuer Fahrzeugplattformen für die Bewertung von körperschallbasierten Crasherkenntnis-konzepten, wenn im Crashbereich neue Werkstoffe bzw. Nicht-eisenmetalle eingesetzt werden sollen. Kann mit Hilfe der Schädigungssimulation bei einer geeigneten Diskretisierung des Stoßfängersystems, die real zu erwartende Längskraft ermittelt werden, ist eine Körperschallrückrechnung möglich. Es ist lediglich die konstante Impedanz des Plattenstreifens des Längsträgers an der Stelle der gewünschten Beschleunigungsmessposition nach Gl. (4.8) zu bestimmen.

Für den Einsatz der Simulation der Körperschallsignale am vorderen Fahrzeuglängsträger im Bereich der Airbagauslegung genügt der Vergleich der Integrale der Körperschalleinhüllenden [Abb. 4.6 rechte Spalte]. Dort wird der Signalverlauf bewertet, nicht die physikalische Größe der Strukturschwingung, wodurch über die Proportionalität aus Gl. (4.5) die Einhüllenden der Kraftableitung \dot{F} für eine Airbagalgorithmenauslegung verwendet werden können. Die Längsträgerposition hat hierbei eine Nahfeldwirkung. Die anregende Längskraft entspricht einer Körperschallquelle. Mit dieser Methodik lässt sich eine konkrete Konstruktion einer Fahrzeugfrontpartie auf die Bewertung ihres Körperschallanregungsvermögens untersuchen, nicht jedoch auf die vollständigen Zeitsignale des Airbagsteuergerätes. Eine Einsparung von Crashtests durch die Verwendung der numerischen Berechnung ist erst möglich, wenn das Körperschallverhalten, insbesondere dessen

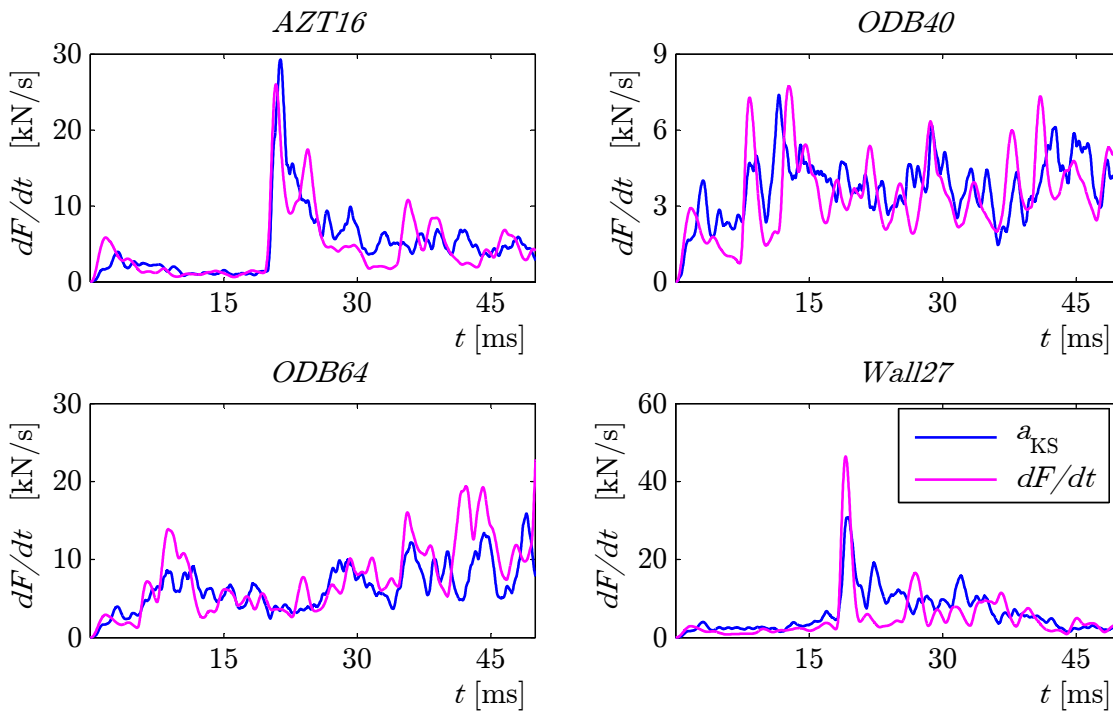


Abbildung 4.8: Vergleich von \dot{F}_x mit a_{KS} am Längsträger

Übertragung über die gesamte Fahrzeugstruktur bis hin zum am Mittelunnel verschraubten Gehäuse des Steuergerätes gelingt. Hierzu wurden die Daten ebenfalls exportiert. Da in der Crashsimulation das Steuergerät nicht mitmodelliert wird, wurden, wie einleitend diskutiert, die Messpositionen *Tunnel vorne* und *Tunnel hinten* auf dem Fahrzeugtunnel definiert, gemessen und simuliert. Abbildung 4.9, zeigt exemplarisch im Lastfall AZT16 die Gegenüberstellung von Messung und Berechnung.

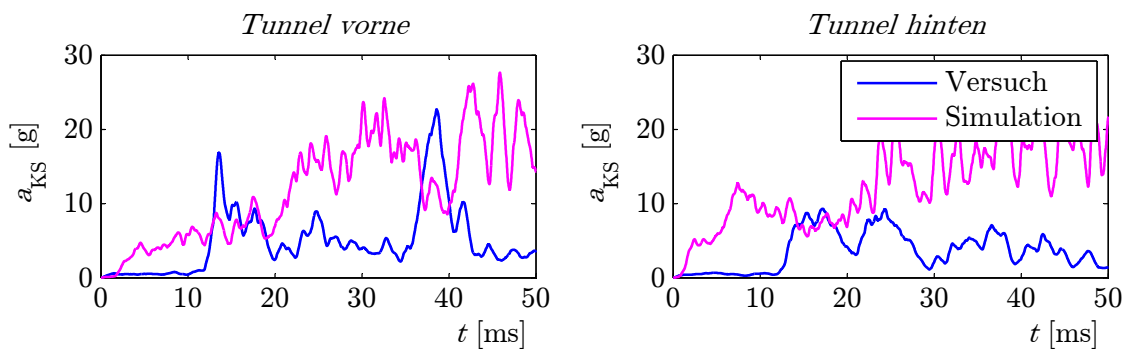


Abbildung 4.9: Fernfeldbetrachtung, Vergleich von Simulation und Crashtest im Fahrzeugtunnelbereich

Die Darstellung entspricht einer Fernfeldlösung der Körperschallanregung. Im Gegensatz zu den guten Übereinstimmungen der gemessenen und simulierten Beschleunigungen normal auf der Oberfläche des Längsträgers, der Nahfeldlösung, eignet sich die Simulation nicht die Ausbreitung der Körperschallinformationen durch das Fahrzeug abzubilden. Dies ist in der Modellierung der Fügstellen begründet. Sind in der Nahfeldlösung lediglich drei Übergänge zu berücksichtigen, erfordert eine Fernfeldsimulation die Berücksich-

tigung von über hundert Fügstellen und mehrerer Hauptausbreitungswege der Strukturschwingung vom Ort der Entstehung in der Crashzone hin zum Airbag-Steuergerät auf dem Fahrzeugtunnel. Mittels experimenteller Modalanalysen kann die Ausbreitungscharakteristik des Fahrzeugs beschrieben werden, wodurch sich verschiedene Verfahren für die Gewinnung der Steuergeräte-Körperschallsignale anbieten. Exemplarisch sei hier die inverse Fouriertransformation genannt. Umfangreiche Arbeiten werden von *Lauerer* und *Oestreicher* durchgeführt [103, 113, 127].

Bei Fahrzeugkonstruktionen aus Stahl lässt sich die Körperschallanregung, die bei einer Interaktion zwischen Fahrzeugfront und Kollisionsgegner emittiert werden, über Standardsimulationsverfahren bestimmen. Dabei wird durch die explizite Integration der hyperbolischen Differentialgleichungssysteme durch die Verwendung sehr kleiner Zeitschritte eine stabile Lösung gefunden. Die simulierte Längskraft F_x stellt ein sehr genaues Maß der Strukturanregung dar. Dessen allgemeiner Ansatz erlaubt, bei geeigneter Modellierung, auch Stoßfängersysteme aus Aluminium oder Verbundwerkstoffen zu beschreiben.

5 Crash- und Validierungsversuche

Analytisch beschreibt eine auf eine Struktur einwirkende Kraft $F(t)$ und deren Dynamik $\dot{F}(t)$ die Körperschallschwingung vollständig

$$M_{ij} \ddot{u}_i(t) + D_{ij} \dot{u}_i(t) + C_{ij} u_i(t) = F_j(t). \quad (5.1)$$

Ist die Kraft-Zeit-Funktion $F_j(t)$, die während der Fahrzeugdeformation auf die Fahrzeugstruktur wirkt, bekannt, lässt sich die Strukturanregung durch die Crashsituation beschreiben. Abschnitt 2 untergliedert mögliche Körperschallerzeugungsmechanismen und beschreibt die Kraft- bzw. Spannungsfunktionen in Abhängigkeit der Zeit t . Mikroskopische, makroskopische und globale Kraftänderungsprozesse bestimmen die Körperschallanregung in der Crashzone. Im Sinne der Unterscheidung und Erkennung von Fahrzeugkollisionen bedarf es der Findung dominierender Körperschallquellen und deren experimentelle Bestätigung, um entsprechende Erkennungsstrategien zur Airbag-Kalibrierung zu entwickeln. Dazu wird die Versuchsmatrix unter Berücksichtigung der Einteilung von Körperschallerzeugungsmechanismen aufgestellt [Abb. 5.1].

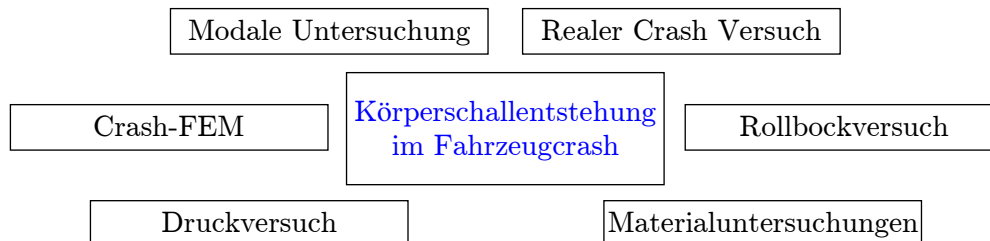


Abbildung 5.1: Versuchsübersicht zur Untersuchung der Körperschallanregung

Während der Deformation der Fahrzeughahmenstruktur in einer Crashsituation werden mit geeigneter Messtechnik Körperschallinformationen gemessen, die charakterisiert werden müssen. Rollbockversuche dienen zur crashnahen Untersuchung von Stoßfängersystemen ohne Störeinflüsse durch andere Anbauteile. Im Besonderen eignet sich der Rollbock (*Trolly*) zur Ermittlung von Rissneigung und Wiederholbarkeitsgüte konkreter Stoßfängersysteme. Über den Fahrzeug-Druckversuch, indem das Gesamtfahrzeug statisch mit bis zu 80 kN belastet wird, lassen sich Körperschallemissionen unabhängig von der Crashedynamik ermitteln. Durch das mathematische Experiment, der standardisierten Crashsimulation, wird ein Einblick in die Gesamtfahrzeugdeformationsprozess möglich, mit dessen Hilfe der Zeithorizont des Strukturversagens verschiedener Lastfälle veranschaulicht und geschätzt werden kann. Die Beschreibung mikro- und makroskopischer Körperschallanregung von fahrzeugtypischen Materialien gelingt durch einen erweiterten Zugversuch. Der den Versagensablauf beschreibende Falteulprozess erschließt sich durch Rollbock- und Fallturmuntersuchungen experimentell.

5.1 Realer Crashversuch

Die Versuchstechnik der Fahrzeugsicherheit ist von großem öffentlichem Interesse. Versicherungen, Verbraucherverbände, Interessensgemeinschaften und staatliche Behörden definieren und überwachen die Normung der Fahrzeugsicherheit und die Methoden der Versuchsdurchführung. Der bekannteste Vertreter, der EuroNCAP oder auch *5-Sterne-Test*, fasst die wichtigsten zu prüfenden Fahrzeugkollisionsmöglichkeiten zusammen. Eine anschauliche Übersicht findet sich in [11]. Die Fahrzeughersteller tragen ihrer Verantwortung entsprechend Rechnung, indem sie eigene Crashhallen unterhalten und konstruktive Einflüsse stetig untersuchen, optimieren und verbessern. Sobald ein Fahrzeug in Serie produziert und vertrieben wird, überprüft der Fahrzeughersteller über den gesamten Lebenszyklus des Fahrzeugs hinweg die Stabilität der Crashresultate. Hierzu werden aus der Fertigungslinie entsprechende Fahrzeuge entnommen und sogenannte *Validierungstests* durchgeführt.

Mit der Einführung des Versicherungstests *AZT* (Kollisionspaarung: Fahrzeug-starre Barriere bei $v_0 = 15$ km/h, 40 % Überdeckung und 10° Barrierenneigung, Kapitel 1), hat sich ein Zielkonflikt gegenüber schnellen Lastfällen *ODB* (Fahrzeug-Fahrzeug Kollision bei $v_0 = 40 - 64$ km/h) ergeben, der sich durch die resultierenden Systemsteifigkeiten zwischen den Kollisionspartnern, die durch die Wagenstruktur bestimmt wird, ergibt. Abbildung 5.2 zeigt die entsprechende Modellannahme beider Lastfälle.

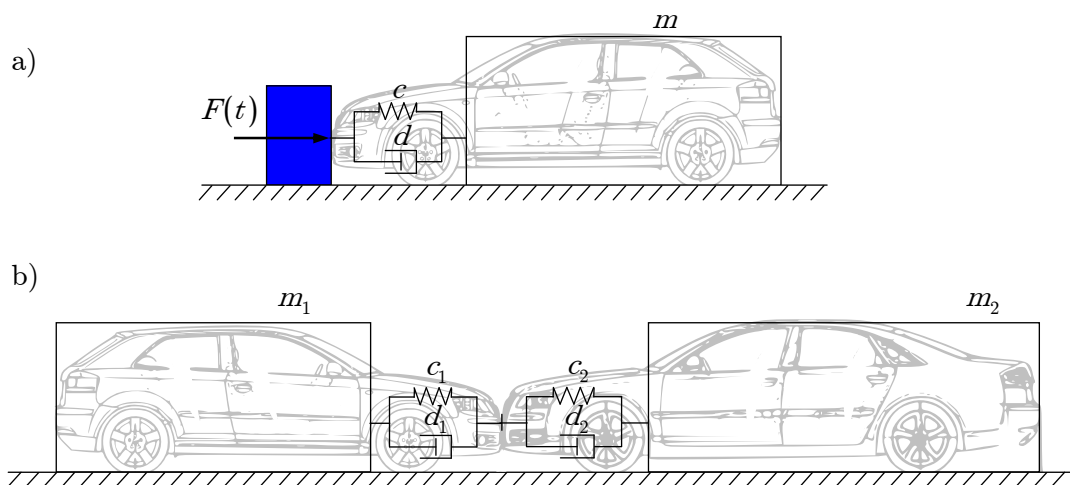


Abbildung 5.2: Modellbildung verschiedener Kollisionsarten: a) Fahrzeug-Wand Kollision, b) Fahrzeug-Fahrzeug Kollision

Die Erkennung einer Unfallsituation basiert in modernen Fahrzeugen auf der Auswertung der Starrkörperverzögerung und der damit einhergehenden Geschwindigkeitsreduktion Δv . Somit ist die Fahrzeugdeformation als Feder-Masse-System approximierbar. Die resultierenden Federsteifigkeiten bei Fahrzeug-Fahrzeug-Kollisionen sind entsprechend Abb. 5.2 b) kleiner als bei der Konstellation Fahrzeug-Wand. Das führt dazu, dass die Starrkörperverzögerung bzw. der Geschwindigkeitsabbau trotz hoher relativer Geschwindigkeitsunterschiede der Lastfälle von maximal 64/16 gleiche resultierende Kollisionssteifigkeiten aufweisen. In der Versuchstechnik wird die schnelle Fahrzeug-Fahrzeug-Paarung mit einer Fahrzeug-Aluminiumbarriere abgebildet. Dabei stellt die aus Aluminiumwaben bestehende, deformierbare Barriere den Kollisionspartner und dessen Steifig-

keit dar. Mit einer Dicke von 800 mm trägt die Barriere der endlichen Deformationstiefe der Fahrzeugnautschzone Rechnung. In diesem Bereich kann näherungsweise von einem linearen Deformationsverhalten ausgegangen werden. Ab der Verschiebung der Motor-Getriebeeinheit verhält sich das Fahrzeug wie eine progressive Feder. Zu dieser Zeit muss die Airbag-Zündentscheidung bereits getroffen sein.

Für die Unfalltypunterscheidung (Crashdiskriminierung) genügt die Untersuchung der frühen Unfallphase bis max. 40 ms nach dem ersten Berühren der Unfallpartner T_0 . Die Trägheit des Insassen führt zur Vorverlagerung des Körpers und gibt damit die maximal mögliche Zeitspanne für ein Öffnen des Airbags vor. Dieser soll als Rückhalte- und Schutzvorrichtung den Insassen vor direkter Krafteinwirkung schützen und den Insassen nicht selber verletzen, was bei einer zu weit fortgeschrittenen Vorverlagerung der Fall wäre. Entsprechend werden nachfolgende Untersuchungen der Körperschallquellen im Fahrzeugcrash auf die für einen Airbageinsatz sinnvollen Bereich von maximal 40 ms begrenzt.

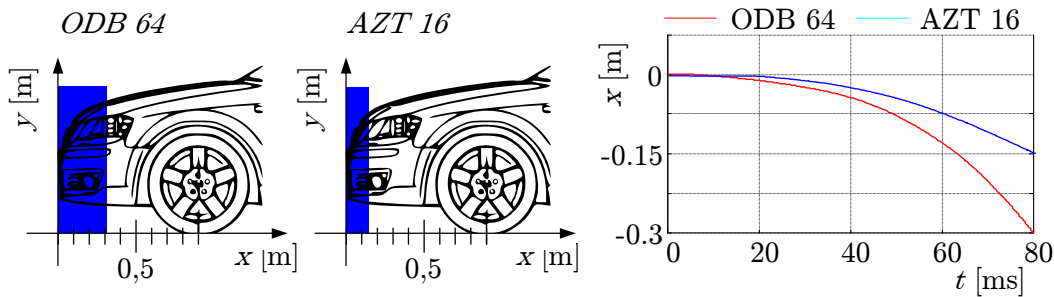


Abbildung 5.3: Deformationsweg eines Mittelklassefahrzeugs in Airbag-zündrelevanter Zeitspanne

Abbildung 5.3 zeigt welche Deformationen in dieser Zeit an der Fahrzeugfrontpartie zu erwarten sind. Hierzu wurde eine Fahrzeugplattform der Mittelklasse mit 16 AZT und 22 ODB Crashtests ausgewertet. Trotz deutlich höherer Crashgeschwindigkeit wird der Lastfall *ODB64* in der Airbag-zündrelevanten Zeit nicht deutlich stärker deformiert. In Abschnitt 4 wurde dieser Zusammenhang bereits erwähnt. Die relative Crashgeschwindigkeit von *AZT16* und *ODB64* liegen nahe beieinander. Wie nah bestimmen die konkrete Fahrzeugstoßfängerkonstruktion und die Massenverteilung.

Die Federsteifigkeit der Fahrzeugstruktur lässt sich aus dem Energiegleichgewicht abschätzen. Hierbei werden die Fahrzeuge 1 und 2 mit ihren Geschwindigkeiten v_1 und v_2 , den Massen m_1 und m_2 und Steifigkeiten k_1 und k_2 berücksichtigt. Die kinetische Energie wird in die Deformationsenergie einer linearen Feder umgewandelt

$$\frac{1}{2} m \Delta v^2 = \frac{1}{2} k \Delta s^2 \quad (5.2)$$

mit der resultierenden Federsteifigkeit k aus der Reihenschaltung

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}. \quad (5.3)$$

Das Kräftegleichgewicht an beiden Fahrzeugen bestimmt den Bewegungszustand

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \mathbf{x} = 0 \quad (5.4)$$

mit $\mathbf{x} = (x_1, x_2)^T$ als Bewegungsvektor beider Fahrzeugschwerpunkte. Die nichttriviale Lösung des Gleichungssystems mit den Anfangsbedingungen $\mathbf{x}(t=0) = 0$ und $\dot{x}_0(t=0) = (-v_{01}, v_{02})^T$ der Bewegungsgleichungen der Fahrzeug-Fahrzeug Kollision

$$\begin{aligned}\mathbf{x} &= (\alpha + v_{02}) \begin{pmatrix} t \\ t \end{pmatrix} - \alpha \begin{pmatrix} m_2/m_1 \\ 1 \end{pmatrix} \sin(\omega_2 t), \\ \dot{\mathbf{x}} &= (\alpha + v_{02}) - \omega_2 \alpha \begin{pmatrix} m_2/m_1 \\ 1 \end{pmatrix} \cos(\omega_2 t) \quad \text{mit } \alpha = \frac{m_1}{m_1 + m_2} (v_{01} + v_{02}), \quad (5.5) \\ \ddot{\mathbf{x}} &= +\omega_2^2 \alpha \begin{pmatrix} m_2/m_1 \\ 1 \end{pmatrix} \sin(\omega_2 t).\end{aligned}$$

Werden die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen ins Verhältnis gesetzt und gefordert, dass die Insassenbelastungen beider Fahrzeuge gleich hoch sein sollen, folgt

$$\frac{\Delta v_1}{\Delta v_2} \sim \frac{m_2}{m_1} \sim \frac{\ddot{x}_1}{\ddot{x}_2}. \quad (5.6)$$

Beschleunigungen und Geschwindigkeitsänderungen verhalten sich umgekehrt proportional zu den Massen. Bei einer Kollision erfährt also das leichtere Fahrzeug die höhere Verzögerung und die größeren Intrusionen, womit Insassen kleinerer Fahrzeuge höheren Kräften und damit größerem Verletzungsrisiken ausgesetzt sind. Dieser Zusammenhang wird *Kompatibilitäts*-Problem genannt. Größere Fahrzeuge müssen zusätzlich Energieabsorptionspotential in Form eines angepassten Stoßfängersystems vorhalten.

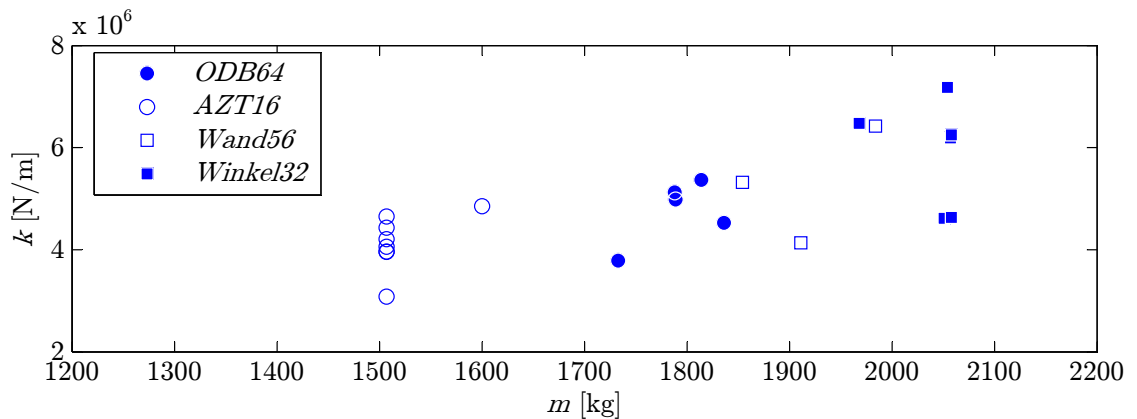


Abbildung 5.4: Resultierende Federsteifigkeit k einer Mittelklasse-Limousine

Abbildung 5.4 zeigt einen Auszug aus einer großen Testserie eines Mittelklassefahrzeugs. Für einzelne Lastfälle sollten die resultierenden Federsteifigkeiten k gleich groß sein. Hier sind die Geschwindigkeitsreduktion und die Intrusion des Vorderwagens bei $t = 40$ ms berücksichtigt. Es zeigt sich, dass verschiedene Lastfälle mit unterschiedlichen Gewichtsklassen durchgeführt werden. Innerhalb einer Testkonfiguration sind hohe Schwankungen der resultierenden Federsteifigkeit k zu beobachten. Das Deformationsverhalten unterliegt einer hohen Streuung, was sich auch bei der Körperschallanregung bemerkbar macht. Diese lässt sich durch die aufwändigen Versuchskonfiguration der Crashversuche (Sensorplatzierung) sowie unterschiedlicher Prototypenstände und Ausstattungsvarianten (z.B. Motorisierung) erklären.

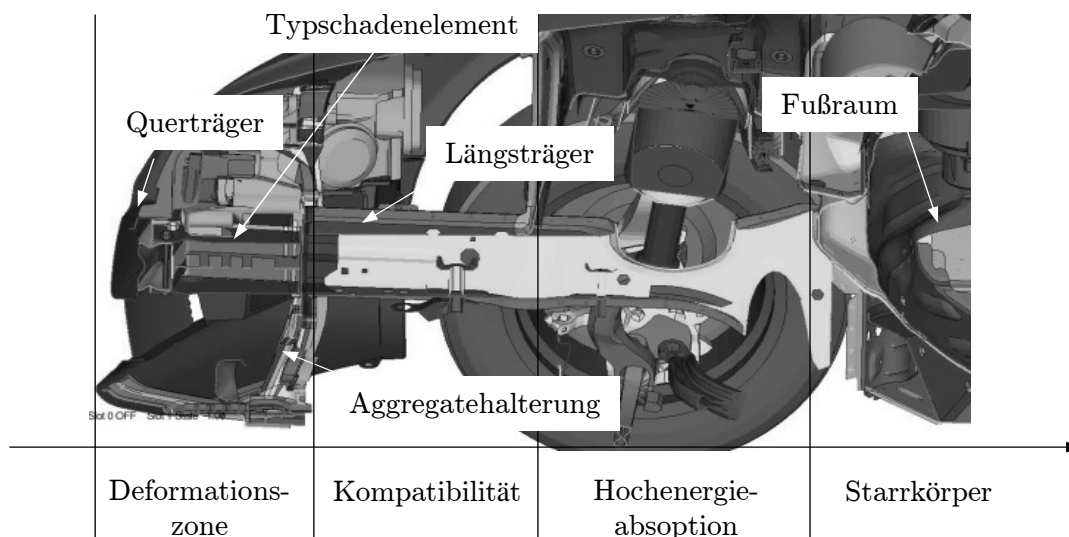


Abbildung 5.5: Schnitt eines Mittelklassewagens

Die Körperschalleinkopplung erfolgt, wie in Abschnitt 4 diskutiert, in der Crashzone und wird durch das Fahrzeug auf dem direkten Kraftfluss geleitet. Die Auswertung erfolgt auf dem Fahrzeugmitteltunnel, da dort das Airbag-Steuergerät montiert ist. Abbildung 5.5 zeigt den Schnitt durch das Fahrzeug und eine Einteilung wichtiger Deformationszonen mit zunehmender Steifigkeit, der gleichzeitig auch den Körperschallübertragungsweg charakterisiert.

In einem Crashversuch werden bis zu 200 Sensoren eingesetzt [Abb. 5.6 a)]. Dazu gehören überwiegend Beschleunigungsaufnehmer mit einer Abtastfrequenz von 20 kHz zur Aufzeichnung der Starrkörperverzögerungen. Körperschalldaten werden mit eigens für den Crashversuch entwickelten kapazitiven Beschleunigungssensoren und einer Samplerate von 104 kHz aufgezeichnet [Abbildung 5.6 b)]. Die Speicherung der Messdaten erfolgt auf der mitfahrenden Messhardware. Mittels der so gewonnenen Daten können

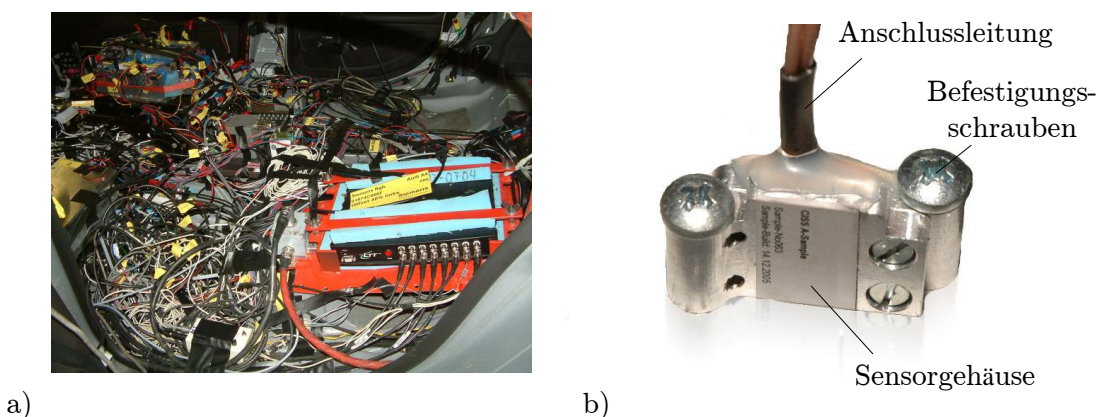


Abbildung 5.6: Verkabelung und eines Crashversuchs und crashfester Körperschallsensor

geeignete Sensorpositionen für das Airbagsteuergerät ermittelt und Airbag-Algorithmen zur Unfallklassifizierung entwickelt werden. Für die Crashserien zur Untersuchung des Körperschallverhaltens innerhalb des Deformationsprozesses werden Körperschallsensoren

ren auf Längsträger, Mitteltunnel und Airbag-Steuergeräteposition appliziert. Je nach Fahrzeug und Hersteller kann die Anzahl der Körperschallmesspositionen stark variieren. Die Tunnelposition (*Tunnel vorne*) vor dem Gangwahlhebel hat sich dabei aus Gründen der Vergleichbarkeit verschiedener Lastfälle etabliert. Abbildung 5.7 zeigt für ein Mittelklassefahrzeug charakteristische Körperschallsignale auf dem Mitteltunnel. Eine erste nennenswerte Körpererschallaktivität lässt sich nach dem Durchfahren des Fußgängerschutzes registrieren. Das Belasten der Motorhaube zeigt keinen messtechnisch relevanten Einfluss einer Einkopplung von Strukturschwingungen, da diese biegeweich ausgeführt und lediglich über drei Punkte außerhalb des Kraftflusses an die Fahrzeugrahmenstruktur angekoppelt ist.

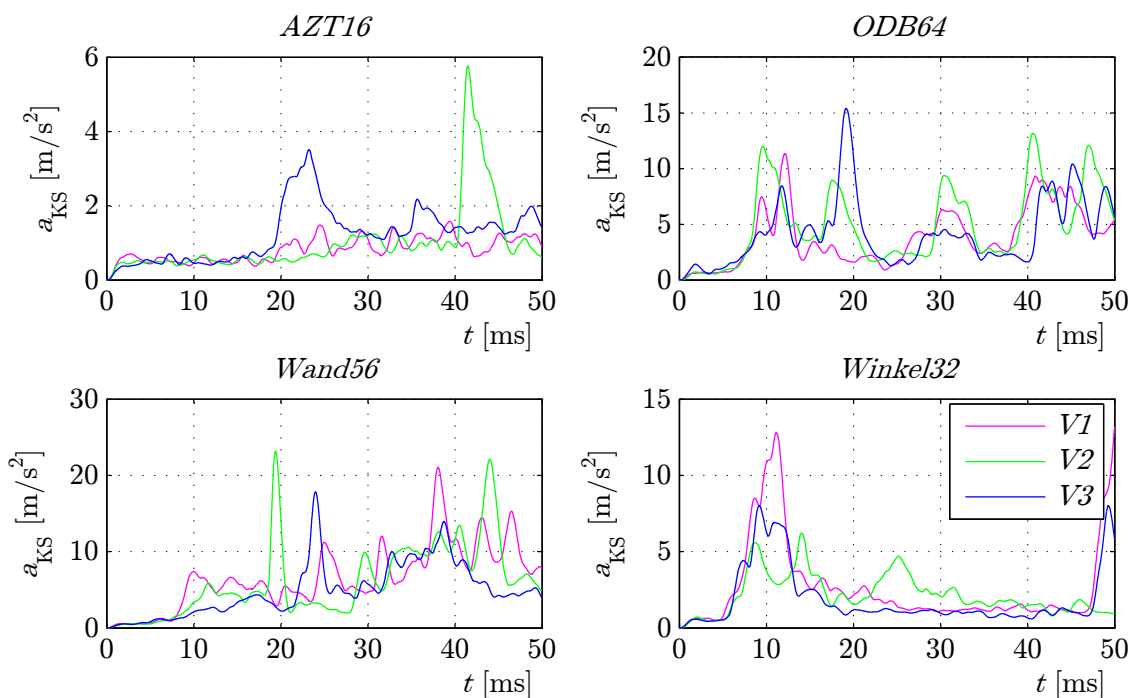


Abbildung 5.7: Exemplarische Versuchsdaten am Fahrzeugmitteltunnel

Die Filterung und Aufbereitung der Daten erfolgt erneut nach der Einhüllendenmethode aus Abschnitt 4 [102], einer Bandpassfilterung, der nach einer Gleichrichtung eine Tiefpassfilterung mit 400 Hz folgt. Für vier exemplarische Lastfälle sind jeweils drei unterschiedliche Versuchsdurchläufe dargestellt. Sind die Daten im Lastfall *ODB64* noch von gleichem qualitativen Verlauf, zeigen sich im Falle des *AZT16* unterschiedliche Verläufe. Dies erschwert die Trennung beider Lastfälle erheblich. Hierbei ist zu beachten, dass alle hier dargestellten Lastfälle bis auf den *AZT16*-Lastfall in die Gruppe *Fire* einzuordnen sind. Die Airbagzündung muss erfolgen. Ein *AZT16* Versuch fällt in die *No-Fire* Gruppe.

5.2 Rollbockversuch

Die Versuchsanordnung besteht aus einer fahrbaren Konstruktion, die durch geeignete Zusatzmassen auf verschiedene Fahrzeuggewichte angepasst werden kann. Im Frontbe-

reich des rollenden Fahrzeuggestells, dem Rollbock, befindet sich eine massive Stahlplatte, die für die Aufnahme von Crashelementen vorbereitet ist.

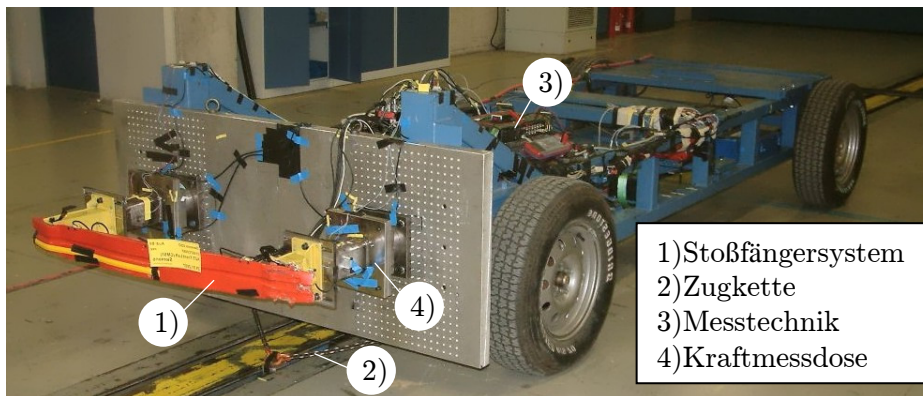


Abbildung 5.8: Rollbockaufbau mit lackiertem Crashmanagementsystem

Das Crashmanagementsystem *CMS*, bestehend aus einem Querträger und zwei Typschadenelementen und ist an zwei Längsträgerimitaten befestigt. Zur Kraftmessung längs der Fahrzeugachse werden zwei Kraftmessdosen angebracht. Eine Hochgeschwindigkeitskamera zeichnet den Verformungsverlauf von zwei Seiten auf: seitlich und von unten. Der Rollbock wird mit $v_0 = 16$ km/h gegen eine feste Wand bei 40% Überdeckung gefahren, womit der genormte *AZT*-Test nachgestellt wird. Die entstehenden Strukturschwingungen werden mit 20 Körperschallaufnehmern und der Crash-Messtechnik aufgezeichnet. Durch diese Versuchsanordnung ist es möglich, den Deformationsverlauf des Stoßfängersystems mit den aufgezeichneten Beschleunigungen, Kraft und Körperschalldaten zu korrelieren. Weiter sind eine Bewertung verschiedener Konstruktionen und deren Deformationsverlaufsreproduzierbarkeit möglich. Als signifikant erweist sich dabei die Korrelation bei Stahl und Aluminiumkonstruktionen.

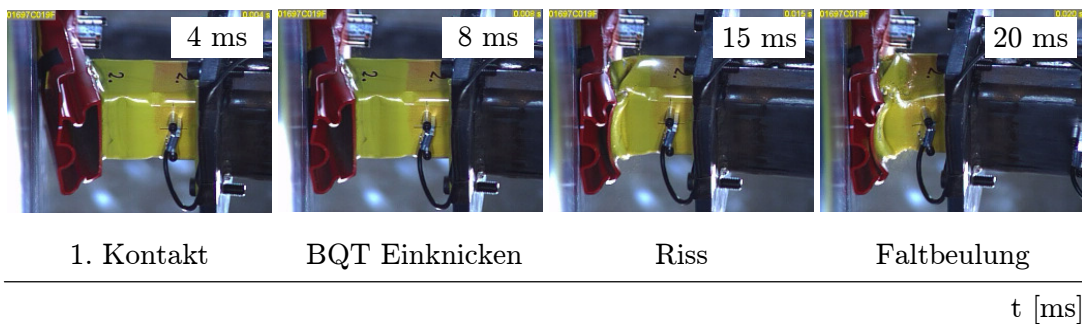


Abbildung 5.9: Beurteilung der Versagensmechanismen und Körperschallquellen

Rollbockversuche können genutzt werden, um die Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash detailliert zu untersuchen [Abb. 5.9]. Das Stoßfängersystem wird auf sein Deformationsverhalten und damit auf seine Körperschallerzeugungsmechanismen hin bewertet. Vorteilhaft hierbei ist das Fehlen von möglichen Störeinflüssen bzw. Körperschallquellen außerhalb des Kraftflusses, die durch Anbauteile erzeugt werden können. So reduziert sich der Ort einer Körperschallanregung vollständig auf den Deformationsprozess von Crashbox und Biegequerträger. Faltbeul- und Rissereignisse lassen sich zeitlich explizit mit den gemessenen Daten und charakteristischen Körperschallpeaks korrelieren.

5.2.1 Vergleich verschiedener Plattformen

Zur Betrachtung der Rollbockversuche standen sechs verschiedene Stoßfängersysteme zur Verfügung, die in Tabelle 5.2 im Überblick dargestellt sind. Für diese Fahrzeuge gibt es eine unterschiedlich breite Datenbasis von Fahrzeugcrashtests, welche mit den vorhandenen Rollbockdaten abgeglichen werden können. Abbildung 5.10 zeigt typische Kraftverläufe für drei charakteristische Konstruktionen: System 1, 2 und 3.

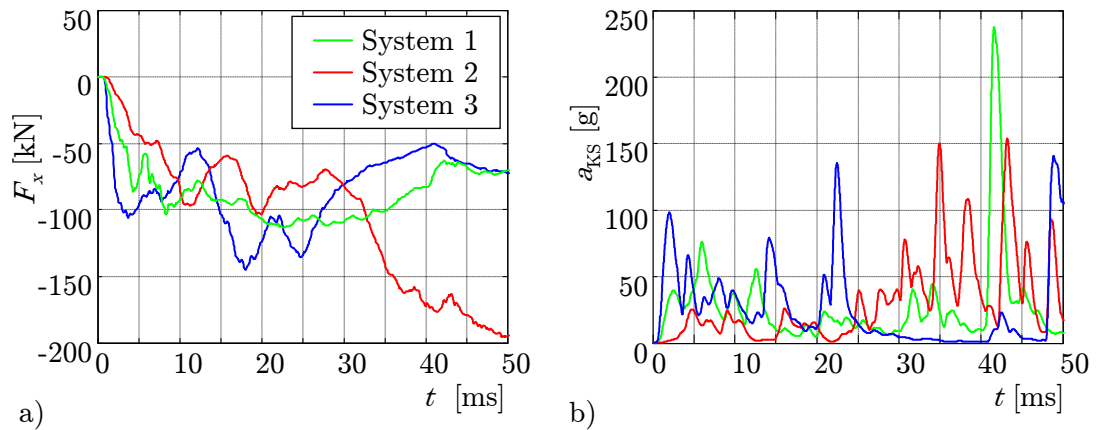


Abbildung 5.10: Kraft am Längsträger und Körperschalleinhüllende

Tabelle 5.1 fasst die wesentlichen Unterschiede der Systeme zusammen, die hier hauptsächlich diskutiert werden sollen. Sie basieren alle drei auf dem Faltbeulprinzip unterscheiden sich aber deutlich in Aufbau, Material und in der Verbindung zwischen Stoßfänger und Typschadenelement.

	Material	Bauart	Länge zu Höhe der CB	Verbindung BQT mit CB	Solldeformationsstellen
System 1	Aluminium	verstärktes Profil	2	Geschraubt	nein
System 2	Aluminium	Profil	1	verschweißt	ja
System 3	Stahl	zwei verschweißte aus Blech gebogene U-Profile	1,5	verschweißt	ja





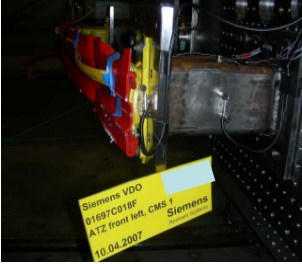

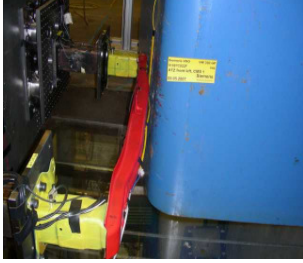


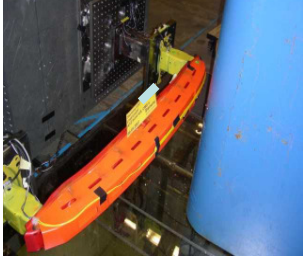


BQT - Biegequerträger oder Stoßfänger
 CB - Crashbox oder Typschadenelement

Tabelle 5.1: Übersicht über die untersuchten Stoßfängersysteme

Hierbei spielt der Verlauf der Kraftsignale eine entscheidende Rolle, da ihr Verlauf darüber Auskunft gibt, wie die kinetische Energie des Rollbocks abgebaut wird. Bei der Betrachtung der Kraftsignale lässt sich grundsätzlich erkennen, dass das System 3 den härtesten Anprall liefert, wobei das System 3 ebenso einen schnellen Anstieg des Kraftni-

veaus zulässt. Das Stoßfängersystem 2 (S2) verhält sich hierbei am weichsten. Abbildung 5.10 b) zeigt die erzeugten Körperschallsignale auf der Längsträgermessposition, derselben, der auch in Abschnitt 4 zur Simulationsauswertung verwendeten Messposition. Die Crashesimulation wurde mit dem Kompaktklassefahrzeug das Stoßfängersystem S3 durchgeführt.

Die Amplitude des Körperschallsignals beim ersten Anprall verhält sich analog zur Steifigkeit des Stoßfängersystems. S3 erzeugt hier einen besonders hohen Peak, wohingegen S2, dessen Kraftverlauf verhältnismäßig langsam ansteigt, nahezu keinen ersten Impuls im Körperschallsignal erkennen lässt.

System	vorher	nachher
1		 
2		 
3		 
4		 

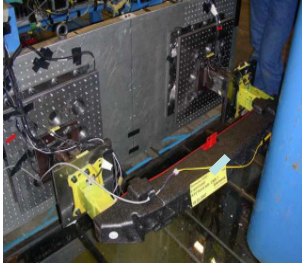

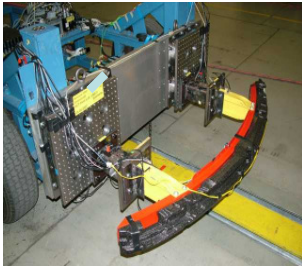

System	vorher	nachher
5		
6		

Tabelle 5.2: Getestete Stoßfängersysteme im Rollbocktest

Aufgrund dieser Erkenntnis wurden die Signalverläufe von Kraft F_x und Körperschallsignal a_{KS} für die obigen Signale weiter untersucht. Man stellt für alle drei Vertreter ihrer Fahrzeugplattform fest, dass starke Änderungen im Kraftniveau nahezu zeitgleich mit hohen Pegeln des Körperschallsignals einhergehen. Dabei ist die Entlastung, d.h. die schlagartige Abnahme des Kraftniveaus, der entscheidende Faktor. Die schnelle Zunahme des Kraftniveaus liefert hingegen keine ausschlaggebenden Signale.

Erklärbar ist dies dadurch, dass Belastungen nicht in derselben hohen Geschwindigkeit stattfinden können wie sprunghafte Entlastungen. Hier stehen Kraftaufbauphasen durch das Faltbeulproblem gegenüber der schlagartigen Entlastung durch Strukturschädigung durch makroskopische Rissereignisse oder Durchschlagen des Typschadenelements. Tritt beispielsweise ein Aufreißen der Crashbox auf, wird die Geometrie des Bauteils schlagartig verändert und die Bauteilsteifigkeit fällt sofort ab. Dadurch sinkt zu diesem Zeitpunkt auch das Kraftniveau plötzlich ab. Wird das Typschadenelement nun weiter zusammengeschoben, werden die Rissflanken zusammengedrückt und die Steifigkeit des Bauteils nimmt wieder zu. Ab hier kann wieder eine Kraftaufbauphase beginnen.

Im Detail lässt sich dieser Effekt vor allem bei den sehr steif ausgeführten Stoßfängersystemen ausmachen. Betrachtet man das Körperschallsignal von S3 ergeben sich drei signifikante Peaks im Körperschallsignal. Diese sind bei ca. 4, 13 und 22 ms zu finden. Im Kraftsignal treten zum gleichen Zeitpunkt starke Entlastungen auf. Bei S1 ist dies zu den Zeitpunkten 7 und 13 ms ebenso zu finden. Die weichste Struktur, S2, zeigt bei den positiven Kraftschwankungen bei ca. 16 und 27 ms eine Tendenz in diese Richtung. Man kann hieraus ableiten, dass steifere Strukturen ein höheres Körperschallanregungspotential aufweisen.

Durch die Rollbockversuche wird aber auch deutlich, dass bei konstanter plastischer Deformation sehr wenig Körperschall im Airbag-relevanten Frequenzbereich erzeugt wird.

Betrachtet man hierfür das Signal von S3 in Abbildung 5.10 erneut, zeigt sich im Bereich von 27 bis 40 ms eine sehr niedrige Körperschallsignalamplitude. Verglichen mit den Hochgeschwindigkeits-Crashvideos tritt in diesem Zeitbereich eine kontinuierliche ungestörte Verformung des Typschadenelements auf. Gestützt wird diese Beobachtung durch das Kraftniveau, welches in dieser Zeitspanne kontinuierlich abnimmt und dadurch scheinbar keine hohen Frequenzen angeregt werden können. Die Hochrechnungen aus den Zugversuchen und den Crashsimulationen werden hiermit auch durch die Rollbockdaten bestätigt. Eine gute Korrelation zwischen zeitlicher Änderung der Kraft \dot{F}_x und der angeregten Körperschallschwingung a_{KS} kann wie folgt angegeben werden

$$\frac{dF_x(t)}{dt} = \dot{F}_x(t) \sim a_{KS}. \quad (5.7)$$

5.2.2 Korrelation Kraftänderung mit Körperschallsignal

Eine weitere Methodik, um eine Verknüpfung zwischen auf den Längsträger wirkende Kraftänderung \dot{F}_x und dem Körperschallsignal a_{KS} zu bestätigen, ist die Korrelation von zwei Signalen. Hierbei wird die normierte Korrelation und deren Korrelationskoeffizient $\kappa(\dot{F}_x, a_{KS})$ betrachtet. Sie liefert als Ergebnis Werte zwischen +1 und -1. Diese stehen für einen vollständigen positiven bzw. negativen linearen Zusammenhang beider Eingangsgrößen, hier Betrag der Kraftänderung und Körperschallsignal [164]. Für zeitkontinuierliche Signale gilt die normierte Korrelation [46]

$$\kappa(x, y) = \frac{\int \dot{F}_x a_{KS} dt}{\sqrt{\int \dot{F}_x^2 dt \int a_{KS}^2 dt}}. \quad (5.8)$$

Für zeitdiskrete Signale, wie sie hier in den aufgezeichneten Daten vorliegen, existiert die Berechnung der empirischen Korrelationskoeffizienten nach *Pearson* und *Bravais*. Wendet man die Korrelation beispielsweise auf die Rollbock-Tests von S3 an, kann man im Korrelationssignal eine Aussage darüber erhalten, wie die gemessenen Körperschallsignale mit der Kraftänderung zusammenhängen. Hierbei sollen Körperschallsignale am Längsträger links mit dem Betrag der Kraftänderung $|\dot{F}_x|$ an der Längsträgernachbildung korreliert werden. Die Position der Körperschallmessung ist also so nahe wie möglich der Kraftmessung gewählt. Bei der eingesetzten Korrelation wird die Vergangenheit der Signale auch mit einbezogen, indem das Korrelationsintervall schrittweise anwächst. Abbildung 5.11 zeigt dies für vier Rollbockversuche, die linksseitig gegen das Hindernis gefahren wurden. Bei Versuch 3 (V3) und V4 fällt die Korrelation im Bereich zwischen $t = 5$ und 10 ms stark ab. Ein Vergleich der Kraftdaten mit dem Crashvideo zeigt, dass ein hoher Körperschallpeak trotz geringer Kraftänderung auftritt. Dies ist dem Aufreißen des Typschadenelements geschuldet. Durch den Bruchvorgang wird Körperschall erzeugt. Eine starke Kraftänderung entsteht hierdurch jedoch nicht, da das verbaute und aufreißende Fußgängerschutzblech nur eine dünne Struktur darstellt. Die beiden anderen Rollbockversuche V1 und V2 sind ohne Fußgängerschutzblech gefahren und zeigen diese Charakteristik nicht. Die gleiche Beobachtung lässt sich auch für Rollbockversuche mit Fußgängerschutzblech feststellen, die rechtsseitig gefahren wurden.

Das Korrelationssignal kann hierbei dazu dienen, bestimmte Körperschallpeaks aus dem Körperschallsignal auszublenden. Es werden nur Körperschallsignale ausgewertet, deren Korrelationskoeffizient über einem bestimmten Schwellwert liegt. Es entsteht dann ein gefiltertes Körperschallsignal mit Signalanteilen, die nur auf Kraftschwankungen basieren.

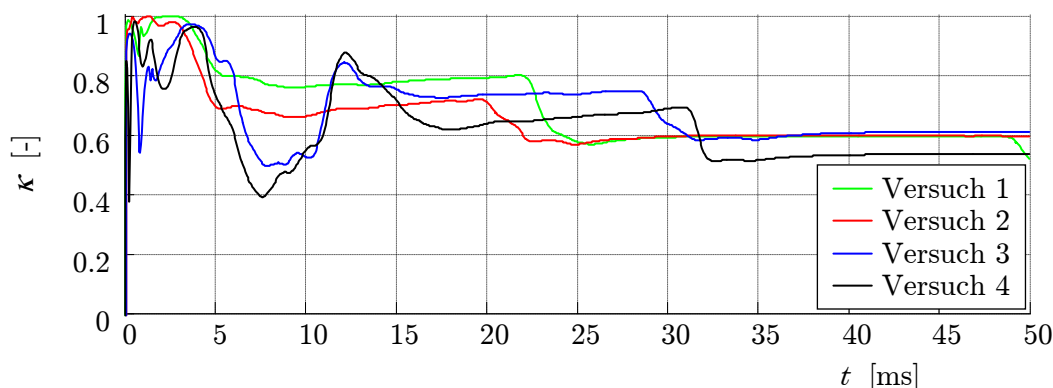


Abbildung 5.11: Korrelation von \dot{F}_x und a_{KS} am Längsträger

Dies zeigt prinzipiell eine Möglichkeit Störungen beispielsweise in Form von Rissereignissen von Körperschallsignalen, die aus Kraftschwankungen kommen, zu trennen. Beachtet werden muss hier, dass die Aussagekraft je nach Sensorposition schwankt und Kraftsignale lediglich im Rollbock gemessen werden können. Für eine Portierung auf Fahrzeugcrashes muss daher die Beschleunigungsänderung, welche über $F = m a_x$, der Fahrzeugmasse m und der Starrkörperverzögerung a_x , mit der Kraft verknüpft ist, ausgewertet werden.

5.2.3 Vergleichbarkeit von Rollbock und Crashtest

Abschließend wird untersucht, inwieweit die Rollbockversuche den realen Crashes entsprechen. Interessant ist vor allem, ob die freigesetzte Leistung aus der Deformation des reinen Crashmanagement-Systems ähnlich hohe Körperschallamplituden erzeugt, wie ein AZT-Crashtest eines kompletten Fahrzeuges. So sind die Vorgänge im Stoßfängersystem auch die dominierenden Faktoren im Crash (insbesondere im AZT). Die Einhüllenden des

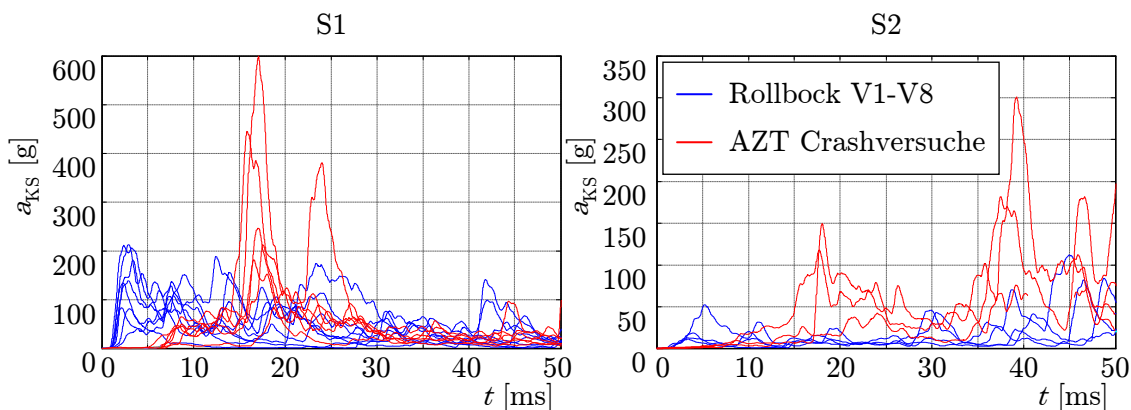


Abbildung 5.12: Vergleich Rollbock und AZT von Stoßfängersystem S1 und S3

Körperschallsignale a_{KS} der Rollbockversuche in verschiedenen AZT-Lastfällen zeichnen folgendes Bild: Bei der S1-Plattform ergeben sich für die Körperschallsignale am Stoßfänger mittig gemessen maximale Amplituden von ca. 210 g [Abb. 5.12 S1]. Im AZT ergibt sich für den Großteil der Tests ein ähnliches Bild. Jedoch gibt es zwei gravierende Ausreißer nach oben, deren Ursachen nicht sofort ersichtlich sind. Hier zeigt sich ein für diese Fahrzeugplattform häufig beobachtbares Phänomen eines unvorhergesehenes

Strukturverhaltens, was sich auf eine ungünstige Konstruktion des Typschadenelements zurück führen lässt. Es kann näherungsweise als Zylinderschale angesehen werden deren Material- und Geometriebedingungen, beschrieben in Abschnitt 3.4, zu einem chaotischen und nicht stochastischen verteilten großen Streuband führen.

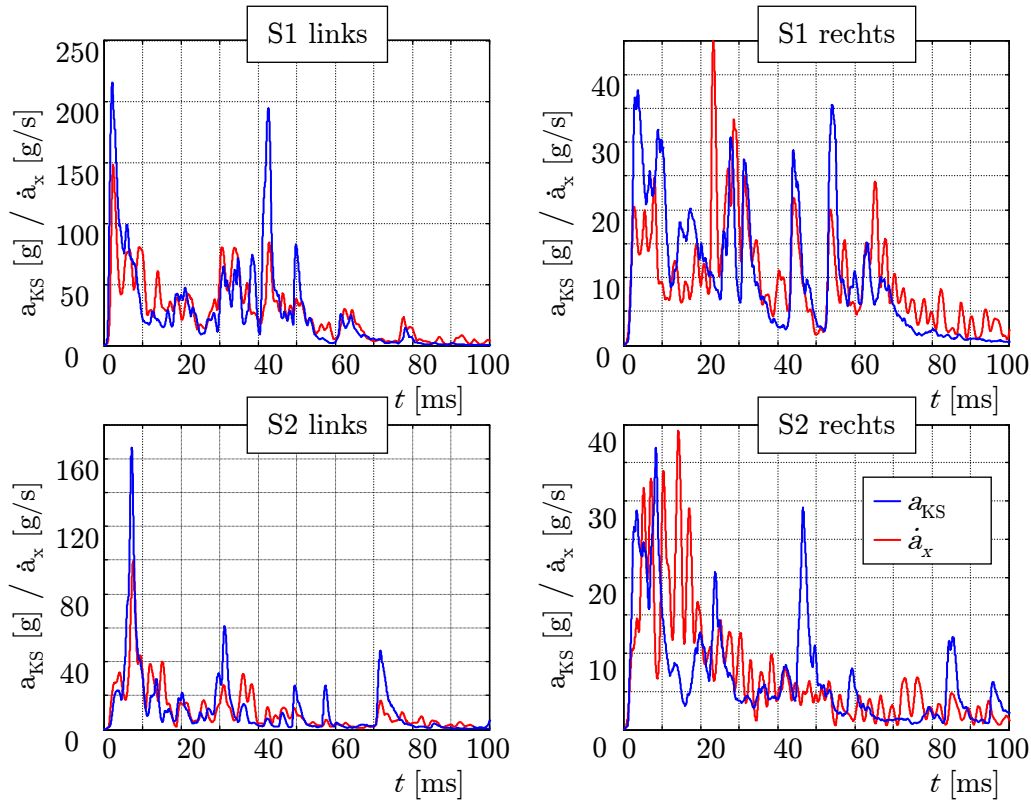


Abbildung 5.13: Zusammenhang von a_{KS} und a_x der Stoßfängersysteme S1, S2 im Rollbockversuch

Analog zu S1 ist bei S2 in Abb. 5.12 zu erkennen, dass das prinzipielle Verhalten gleich ist. Die Signalamplituden der AZT-Lastfälle sind ab 15 ms höher als die der Rollbockversuche. Auch hier stechen wieder zwei Tests mit Amplituden von 120 bzw. 150 g extrem heraus. Der Rollbock erreicht diese Amplitude im relevanten Zeitraum nicht. Erst bei 45 ms, wenn die Crashbox vollständig verformt ist, wird ein so hoher Peak erzeugt. Hier schlägt der Rollbock direkt mit seiner Längsträgernachbildung gegen das Hindernis. Als maximale Amplitude kann man 50 g beim ersten Anprall und bei 30 ms finden. Somit unterscheiden sich die maximalen Amplituden von Rollbock und AZT-Crashtest um den Faktor 2,4 bis 3. Das Stoßfängersystem S2 liefert nur einen Teil des Körperschallsignals.

Abbildung 5.13 zeigt den Zusammenhang zwischen \dot{a}_x und a_{KS} . Damit bestätigt sich, dass die Starrkörperverzögerung der Fahrzeuglängskraft F_x in Dynamik und, bezogen auf die Masse, der Amplitude entspricht. Zusammen mit den gewonnenen Ergebnissen, dass eine hohe Korrelation zwischen \dot{F}_x und a_{KS} existiert, bestätigt sich die Proportionalität

$$\dot{a}_x \sim a_{KS} \quad (5.9)$$

aus Gl. (5.7).

5.3 Körperschallanregung bei statischer Fahrzeugbelastung

Die Fahrzeugrahmenstruktur erfährt während der Crashbelastung eine sehr hohe Belastung von über 100 kN. Der Verbund aus geschweißten, geschraubten und geklebten Blechen wird dabei stark gestaucht. Fügstellen können sich durch diese Belastung setzen, große Blechflächen durchschlagen. Da hierbei Relativbewegungen auftreten können, ist eine Emission von Körperschall möglich, sodass dieser Zusammenhang näher beleuchtet werden muss. Dabei ist es notwendig, das System quasistatisch zu belasten, um unabhängig von dynamikbehafteten Strukturanregungen eine Körperschallemission während einer ansteigenden Belastung aufnehmen zu können. Der Testaufbau dient der Untersuchung möglicher Störeinflüsse auf das im Crash erzeugte Körperschallsignal.

Ein quasistatischer Versuch wurde nach diesen Vorgaben entwickelt. Dazu wird ein Fahrzeug einseitig auf einem Haltegestell verschweißt [Abb. 5.14 b)]. Auf der gegenüberliegenden Seite wird mittels eines hydraulischen Druckzylinders eine quasistatische Kraft $F(t)$ mit ($\dot{F} \rightarrow 0$) aufgebracht, die hohe Normal- und Schubspannungen in der Fahrzeugstruktur erzeugt [Abb. 5.14 c)]. Die asymmetrische Belastung, skizziert in Abb. 5.15, soll dem Belastungsfall *AZT* und *ODB* Rechnung tragen, welche jeweils nach Spezifikation mit 40 % Überdeckung durchgeführt werden, wodurch die Crashbelastung hauptsächlich auf nur einen Längsträger übertragen wird. Mit der resultierenden Trägheitskraft der Fahrzeugmasse näherungsweise angreifend im Fahrzeugschwerpunkt wird eine qualitativ vergleichbare Belastung auf die Struktur aufgebracht.

In Abb. 5.14 findet sich der Versuchsaufbau. 5.14 a) zeigt einen Auszug der vermessenen Sensorpositionen. Verwendung fanden erneut piezoelektrische Körperschallsensoren der Firma *Kistler* und crashfeste, kapazitive *A-Sample* Sensoren des Partners *Continental*. Zur Aufnahme der Kraft- und Weginformationen der Hydraulikanlage, 5.14 c), wurde die prüfstandseigene Messung durchgeführt. Aufgrund der maximalen Vorschubgeschwindigkeit von $v_{\text{Maschine}} = 5 \text{ mm/min}$ konnte eine Triggerung aller drei benötigten Messsysteme über einen Handschalter vorgenommen werden. Zur Entkopplung von Prüfstand und Fahrzeug befanden sich zwischen Druckzylinder und Fahrzeuglängsträger zwei entsprechend zugeschnittene Fußbodenteppiche mit einem gemessenen Reflexionsgrad von 99,76 %. Weiter wurden die fahrzeughaltenden Stahlstreben auf einem Schwingfundament zur Längs- und Querkraftaufnahme verschweißt.



Abbildung 5.14: Versuchsaufbau des Fahrzeugdruckversuchs

Das Fahrzeug wurde zum Test der Anlagensicherheit des Versuchszentrums *SRS* in Alzenau mit $F = 20 \text{ kN}$ vorbelastet. Anschließend wurde in Sprüngen von $\Delta F = 20 \text{ kN}$ das Fahrzeug mit konstanter Vorschubgeschwindigkeit beaufschlagt (Geschwindigkeitsregelung). Nach dem Erreichen der vorgegebenen Längskraft wurde das System wieder

entlastet. Jeweils bei Be- und Entlastung wurde eine neue Messung gestartet. Abbildung 5.15 b) zeigt die Körperschallsignale von vier Sensorpositionen am Tunnel über dem Kraft-Weg Verlauf der Messung 2 mit $F_{\max} = 60$ kN, wobei $[TV, TM, TH, TE]$ für Tunnel $[Vorne, Mitte, Hinten, Ende]$ steht. Hier zeigt sich zum einen, dass bei der

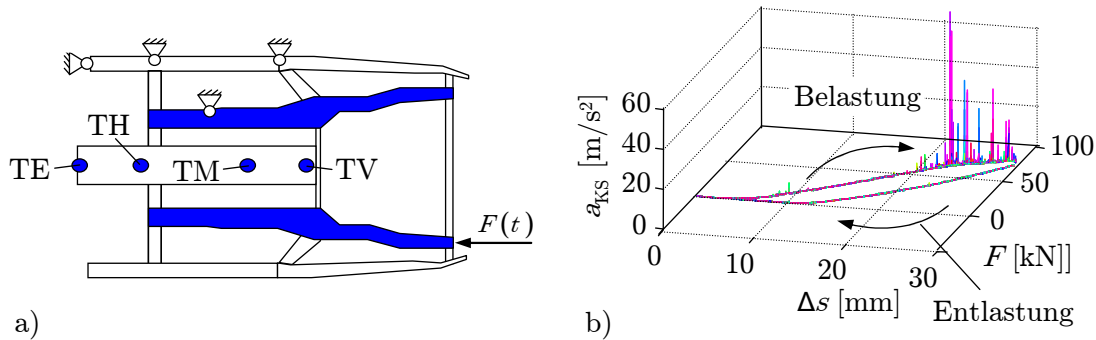


Abbildung 5.15: Versuchsanordnung und Sensorpositionen auf Fahrzeugtunnel

Entlastung der Struktur kein Körperschall angeregt wird, dafür aber bei der Belastung in dem Bereich von $\Delta F = 20$ kN, der noch nicht vorbelasteten Struktur. Bei erstmaliger Belastung der Fahrzeugstruktur wird Körperschall emittiert. Wenn die Struktur erneut belastet wird treten keine Strukturanregungen mehr bis zu dem Kraftniveau der ersten Belastung auf. Mit Überschreiten dieser Grenze kommt es erneut zur Körperschallemission. Zur Verdeutlichung ist in Abb. 5.16 der Körperschallsensor an der Tunnelposition Mitte TM für die vier Versuchsdurchläufe aufgetragen. Versuchslauf 4 konnte wegen beginnender Plastifizierung des Längsträgers nur bis $F = 89$ kN ausgewertet werden. In der

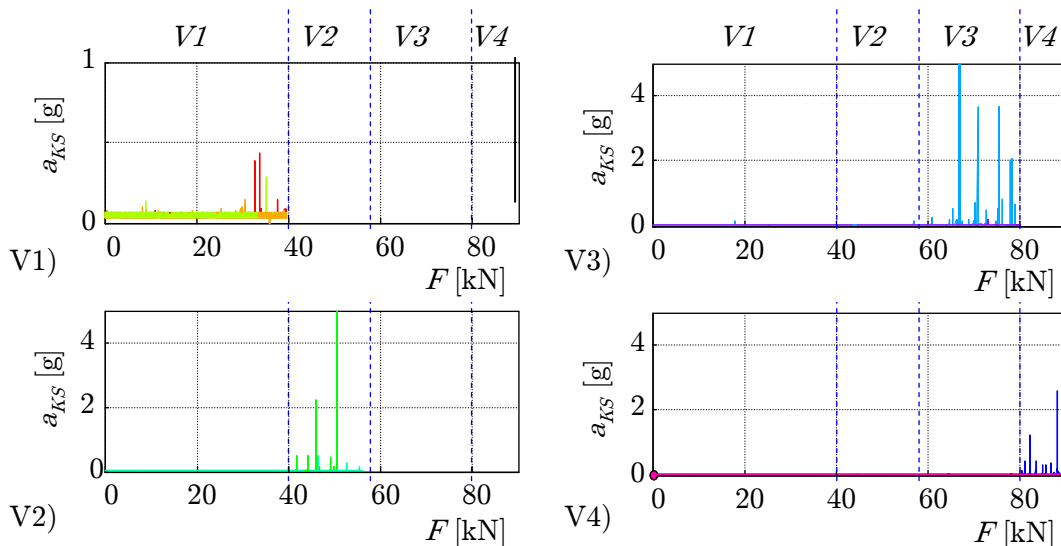


Abbildung 5.16: Körperschallsignale an Sensorposition Tunnel Mitte TM

Materialphysik bzw. Schallemissionsanalyse ist dieser Effekt als *Kaiser*-Effekt bekannt. Metalle emittieren aufgrund von Versetzungsbewegungen hochfrequenten Körperschall bei erstmaliger Belastung unterhalb der Streckgrenze. Auch hier findet eine *kontinuierliche* Körperschallanregung statt. Viele Einzelereignisse vergleichbaren Energieinhalts erzeugen nach- und nebeneinander Körperschall. Die Intensität dieser Anregung ist unabhängig von der anliegenden Spannung, nicht aber ihre Häufigkeit. Nach Erreichen

der maximalen Kraft, wurde die Messung im verspannten Zustand für weitere 2 Sekunden weiterlaufen gelassen. In diesem Bereich wurden keine Körperschallsignale mehr detektiert. Die Amplituden einzelner Körperschallereignisse weisen gleichen qualitativen und quantitativen Verlauf auf, unabhängig ob im oberen oder unteren Kraftbereich aufgezeichnet. Ihre Herkunft lässt sich auf das Setzen von Fügstellen zurückführen. Der Verspannungszustand führt lokal in Klebestellen und geformten Fügstellen, Niet- und Schraubenverbindungen zu einer Überschreitung der fügstellenbedingten Normalspannungsbedingungen. Damit können die gefügten Blechteile kleine Relativbewegungen zum Spannungsabbau durchführen. Die große Hysterese im Kraft-Weg Diagramm zeigt, dass die in das System eingebrachte Energie teilweise im Fahrzeug gespeichert bzw. vernichtet wird [Abb. 5.15 b)].

In Abb. 5.16 scheinen einzelne Events intensiver als andere. Dies liegt an verschiedenen Entstehungsorten der Körperschallquellen. Abbildung 5.17 verdeutlicht dieses Verhalten. Das Signal wird von unterschiedlichen Sensoren mit minimalen Laufzeit- und deutlichen Energienunterschieden aufgenommen. Über Triangulation lassen sich die Emissionsorte abschätzen. Alle Quellen befinden sich innerhalb der Fahrgastzelle. Eine Seitentendenz, dass eine Fahrzeugseite höhere Quellraten besitzt, ist nicht feststellbar, womit eine Verfälschung aufgrund der experimentellen Fahrzeugbefestigung ausgeschlossen werden kann.

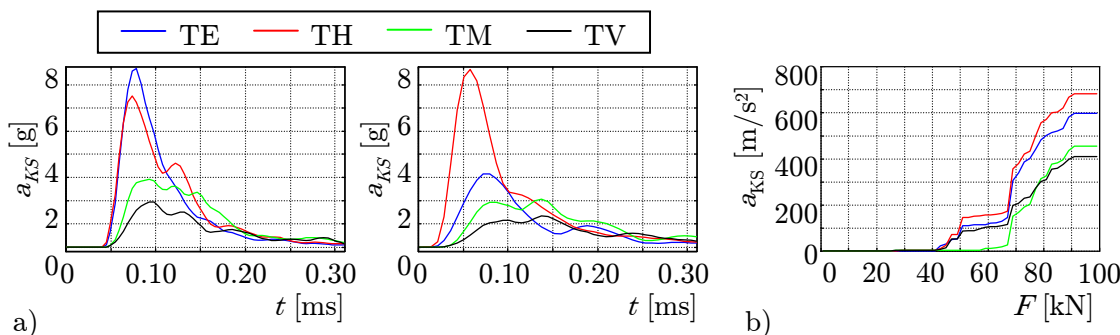


Abbildung 5.17: a) Zwei unabhängige Körperschallereignisse, b) Signalenergie über Kraft

Für das Körperschallaufkommen im Fahrzeugcrash bedeutet dies, dass im ersten Bereich vor dem Versagen des Stoßfängersystems bzw. Faltbeulens des Typschadenelements, in dem die Belastung der Struktur im Bereich von 100 kN auftreten (bekannt aus Simulation und Kraftwanddaten), Körperschallsignale im Fahrzeuginnenbereich entstehen. Diese überschreiten auch wenn die Körperschallquelle direkt neben dem Sensor liegt, die Beschleunigungsamplitude von $a_{KS} = 10$ g nicht. Sie werden im Airbag-Steuergerät mittels Hüllkurve betrachtet, wodurch sich die Amplitude von Einzelevents stark abschwächt. Die Abschwächung hängt von der mittleren Häufigkeit der Events ab, da die Einhüllendenbildung einem gleitenden Mittelwert entspricht und bereits im Fahrzeugsensor hardwareseitig eingebaut ist. In Abb. 5.7, einer Darstellung charakteristischer Körperschallsignale im Crash, finden sich keine Hinweise auf ein entsprechendes Verhalten. Der erste Anstieg aller Signale von $a_{KS} = 0$ auf 1 g resultiert aus dem Einschwingen des Filters und einem hohen Rauschanteil der crashfesten *A-Sample* Sensoren. Zusammen mit der hohen Sensormasse von $m = 32$ g (im Vergleich ein *Kistler* Sensor mit $m = 0,7$ g) ist die Rückwirkung des Sensors auf die Körperschallschwingung so groß, dass die im quasistatischen Druckversuch erzeugten Schwingungen an der Rauschgrenze des Sensors liegen.

5.4 Körperschallemission im einachsigen Zugversuch

Zur Validierung und Abschätzung der Nutzbarkeit der in Kapitel 3.2.1 analytisch erschlossenen linearen Zusammenhänge zwischen emittierter Körperschalleistung $P_{\text{KS}}^{\text{Vers}}$ und Versetzungsgeschwindigkeit v_{VS} wurden umfangreiche Testreihen durchgeführt. Die Prüfkörper wurden aus Originalteilen des Fahrzeugherstellers gefertigt. Die Untersuchungen bestätigen einen linearen Zusammenhang zwischen emittierter Körperschalleistung durch Versetzungsbewegungen und Volumenumformgeschwindigkeit \dot{V}

$$\bar{P}_{\text{KS}}^{\text{Vers}} = S \dot{V}. \quad (5.10)$$

Dabei ist S die konstante potentielle Schallenergiedichte, die durch *Leistner* in [105] eingeführt und bei analogen Untersuchungen für unlegierte Stähle angewandt wurde. Das

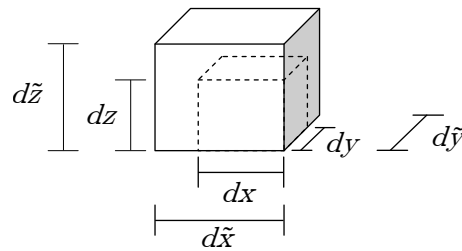


Abbildung 5.18: Veranschaulichung der Volumenerweiterung

verformte Volumen ist $V = dx' dy' dz'$ [Abb. 5.18]. Aus Gl. (2.12) folgt für die Dehnung in x -Richtung $\varepsilon_x = \varepsilon_{11} = \frac{dx' - dx}{dx}$, mit der Länge $dx' = (1 + \varepsilon_x) dx$. Das Volumen V lässt sich dann schreiben mit $V = (1 + \varepsilon_x)(1 + \varepsilon_y)(1 + \varepsilon_z) dx dy dz$. Unter Vernachlässigung der Terme $\varepsilon_i \varepsilon_j$ sowie $\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z$ und der Berücksichtigung des Ausgangsvolumens V_0 folgt

$$V = (1 + \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) V_0 = (1 + J_1(\varepsilon_{ij})) V_0 = (1 + \text{Sp}(\varepsilon_{ij})) V_0. \quad (5.11)$$

Die zeitliche Ableitung führt auf die Volumendeformationsrate, die von der Dehnungsgeschwindigkeit in alle Raumrichtungen gleichermaßen abhängt

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V} = (\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) V_0, \quad (5.12)$$

womit im einachsigen Zugversuch mit $\dot{\varepsilon}_y = \dot{\varepsilon}_z = 0$ die Volumendeformationsrate \dot{V} nur von der Längsdehnrate $\dot{\varepsilon}_x$ abhängt. Entsprechend wird die emittierte Körperschalleistung

$$P_{\text{KS}}^{\text{Vers}} = S \dot{\varepsilon}_x V_0. \quad (5.13)$$

Die Körperschallemission bei Metallen hängt stark vom Legierungszustand und der Wärmebehandlung der Probe ab [13, 73, 78], so dass keine Tabellenwerte durch Dritte bereit stehen. Das interessierende Material muss damit explizit untersucht werden. Dazu wurden über den Fahrzeughersteller entsprechende Crashmanagementsysteme bezogen, aus denen die erforderlichen Normzugproben gefertigt werden konnten.

Vorrangig sind Aluminiumlegierungen zu betrachten, da sie sich zum einen vermehrt im Fahrzeug etablieren und zum anderen konstruktiv deutlich voluminöser ausfallen als vergleichbare Stahlkonstruktionen, wodurch sich eine hohe Volumendeformationsrate ergibt. Das Probenrohmaterial wurde aus der Crashmanagementsystemfertigungslinie entnom-

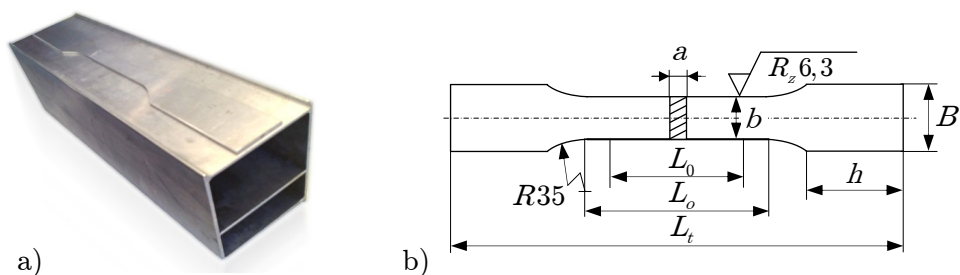


Abbildung 5.19: a) Rohmaterial für Probenfertigung, b) Zugprobe nach DIN 50125

men. Das Material wurde im Sinne der Vergleichbarkeit denselben Arbeitsschritten der Serienteilfertigung unterzogen: Extrusion mit anschließender Wärmebehandlung (T6).

Das Typschadenelement ist für alle Fahrzeugvarianten des zur Untersuchung stehenden Fahrzeugs identisch. Als Hauptvariantenunterscheidung wird die Einteilung des Marktes herangezogen. Durch unterschiedliche Anforderungen bei der Neuzulassung eines Fahrzeugs in Nordamerika müssen hohe Fahrzeugsteifigkeiten dem Fußgängerschutz vorangestellt werden. Die Aluminiumlegierung des Stoßfängerquerträgers für den amerikanischen Markt ist daher aus einer höherfesten Legierung (7108.50.T6) als das europäische Gegenstück (7003.30.T6) gefertigt und weist eine größere Wandstärke auf. Tabelle 5.3 fasst wichtige Parameter der zur Untersuchung bereitstehenden Proben der Aluminiumstoßfängersysteme zusammen.

Werkstoff	Bauteil	Wandstärke d [mm]	R_m [MPa]
6060.35.T6	Typschadenelement	2,5	190
7003.30.T6	Biegequerträger EU	2,3	350
7108.50.T6	Biegequerträger USA	4	360

Tabelle 5.3: Aluminiumlegierung handelsüblicher Stoßfängersysteme

Die Legierungsspezifikation ist in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

Werkstoff	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Ti
6060.35.T6	0,3-0,6	0,1-0,6	0,1	0,35-0,6	0,05	-	0,15	0,1	0,1
7003.30.T6	0,3	0,35	0,2	0,3	0,5-1	0,2	-	5,0-6,5	0,2
7108.50.T6	0,1	0,1	0,005	0,005	0,7-1,4	-	-	4,5-5,5	0,05

Tabelle 5.4: Legierungszusammensetzung

Die Zugprobenfertigung erfolgte nach DIN 50125 und die Versuchsdurchführung an einer spindelgetriebenen Normprüfmaschine mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Dabei musste die Maschinensteuerung umgangen werden, um die maximale einstellbare Beschleunigung deutlich zu erhöhen, damit die gewünschte Dehnrates innerhalb der elastischen Zone des spröden Aluminiums erreicht werden konnte, so dass die körperschallermittierende Plastifizierung unter konstanter Dehnrates stattfinden kann.

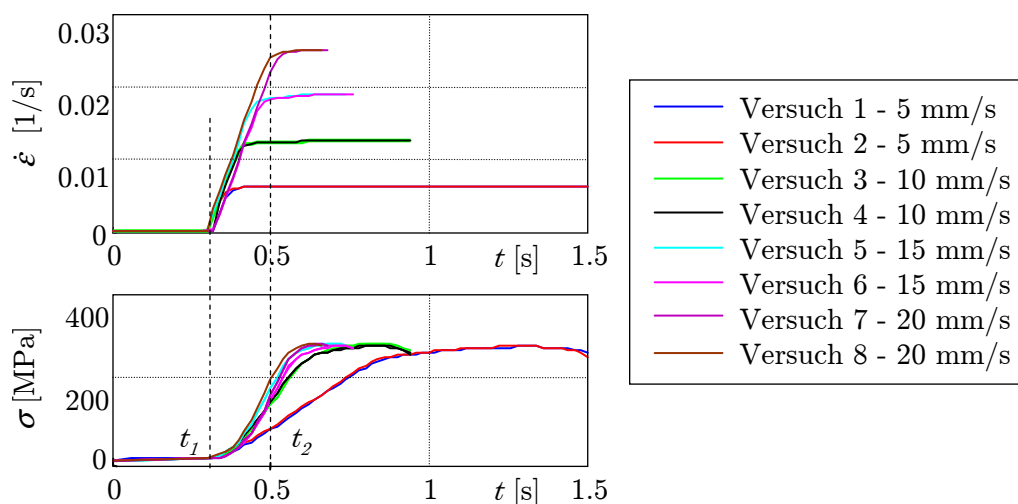


Abbildung 5.20: Spannung und Dehnrate über der Zeit zur Kontrolle der Belastungsparameter

Abbildung 5.20 zeigt Spannung und Dehnung über der Zeit. Zwischen t_1 und t_2 befindet sich die Beschleunigungsstrecke. Sie wird vor dem Erreichen der Streckgrenze erreicht und bleibt konstant bis zum Bruch der Zugproben. Dabei wird eine Bruchdehnung von 0,65% erreicht.

Ausgehend von dem ermittelten Spannungs-Dehnungsverlauf wurde eine numerische Simulation aufgesetzt, um die Bruchdehnung und das Versagensverhalten zu verifizieren. Die Simulation des einachsigen Zugversuchs mit den Randbedingungen der Versuchsrei-

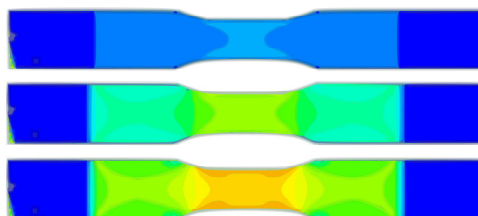


Abbildung 5.21: Simulation der Normzugprobe

he zeigt, dass während der Deformation mit konstanter Zugschwindigkeit immer am Einlauf der Radien in die Probenlängen Spannungsspitzen entstehen, von denen aus das Spannungsfeld über der Zeit wegwandert. Hier befindet sich eine weitere Körperschallquelle aufgrund der Geometrie. Im realen Versuch bestätigt sich diese Spannungsverteilung dahingehend, dass alle Proben in diesem Gebiet einschnüren und versagen.

Die während der Deformation erzeugten Körperschallereignisse wurden mit einem hochfrequenten piezoelektrischen Dickenschwinger der Firma Vallon und niederfrequenten piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern der Firmen *B&K* sowie *Kistler* aufgezeichnet [Tabelle 5.5]. Der hohe Messbereich der *B&K* Sensoren wird benötigt, um die Sensorrauschschwelle unter die der Körperschallereignisse zu legen und um den Signal-Rausch-Abstand zu vergrößern. Der *Kistler* Sensor hoher Empfindlichkeit wird für die vollständige Schwingungsaufzeichnung des Rissereignisses ohne Clipping-Effekte benötigt.

Sensor	Vallen	Kistler	B&K
Messbereich	10g	1000g	50g
Frequenz [kHz]	50..1000	0..25	0..60

Tabelle 5.5: Zur Körperschallmessung verwendete Sensoren; vgl. Abb. 5.22

Mittels Transientenrecorder wurden die Körperschalldaten sowie die externe Kraft- und Wegmessung hochfrequent mit 500 kHz aufgezeichnet. Abbildung 5.22 zeigt die Sensorverteilung auf der Probe sowie den Aufbau der Messung an der Standardzugprüfmaschine. Für die Bestimmung der potentiellen Schallenergiedichte wird die emittierte Körper-

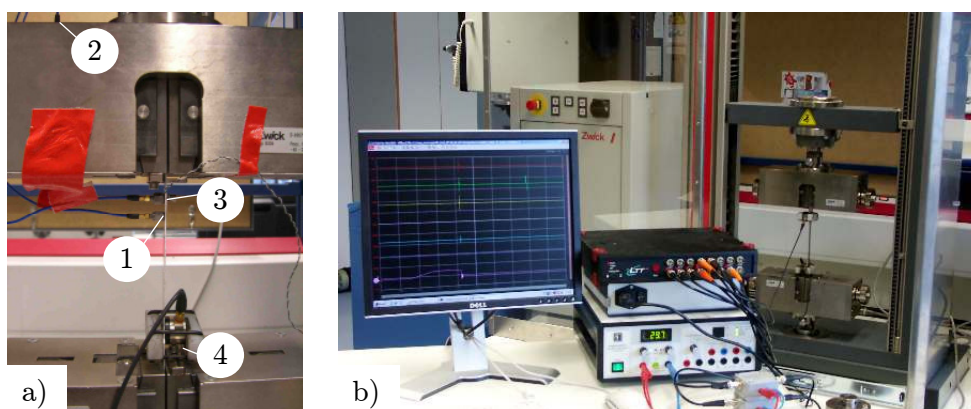


Abbildung 5.22: Aufbau der Zugversuche: a) Körperschallmessung an den Zugproben, b) Versuchsstand; Sensor 1 und 3: B&K, 2: Kistler, 4: Vallen

schalleistung unter Berücksichtigung der entsprechenden Punktimpedanz der Messstellen bestimmt. Dies muss im Sinne der Vergleich- und Übertragbarkeit auf Fahrzeugcrashversuche durchgeführt werden. Sowohl im Zugversuch, als auch im Crashtest wird ebenso mit derselben Messtechnik (Eingangsimpedanz) gearbeitet. Die mechanische Energie der Körperschallschwingung im gesamten Frequenzbereich ist gegeben mit [37]

$$E = \int_{-\infty}^{\infty} |F(\omega)|^2 \frac{1}{Z(\omega)}. \quad (5.14)$$

Mit einer Normierung der Impedanz an der Messposition ist es möglich, von der physikalischen auf die Signalleistung zu wechseln. Diese ist bei einem beliebigen Eingangssignal $x(t)$ allgemein definiert mit einer Integration von 0 bis T des Betragsquadrates [29]

$$P_{\text{Signal}} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)|^2 dt. \quad (5.15)$$

Da die gemessenen Körperschallsignale sehr klein sind und die Störeinflüsse der Maschine eliminiert werden müssen, wird über eine Messung der Querhauptschwingung eine Störkompensation vorgenommen. Abbildung 5.23 a) zeigt den Körperschallverlauf über der Zeit verglichen mit der Spannung. Im Wendepunkt des elastischen Bereichs der Spannungskurve treten die ersten Körperschallereignisse auf. An der Skalierung ist zu erkennen, dass sehr niedrige Ereignisse detektiert werden und Nutzsignal sowie Störgeräusche

nahe beieinander liegen. Das Sensorgrundrauschen ist jedoch um eine Zehnerpotenz kleiner.

Während des Spannungsaufbaus emittiert die Zugprobe kontinuierlich Körperschall im Frequenzspektrum 50-150 kHz. Hier wird entsprechend von *kontinuierlicher Körperschallemission* gesprochen [105]. Durch sprunghafte Änderungen der Spannung in der Zugprobe, wie sie besonders im Abriss der Probe beobachtet werden können, werden *transiente Körperschallschwingungen* emittiert. Abbildung 5.23 fasst jeweils drei Versuchsdurchgänge für ein Probenmaterial bei einer definierten Geschwindigkeit nach Gl. (5.15) zusammen. Es zeigt sich ein annäherungsweise linearer Zusammenhang zwischen Deformationsgeschwindigkeit und gemessener Körperschalleistung.

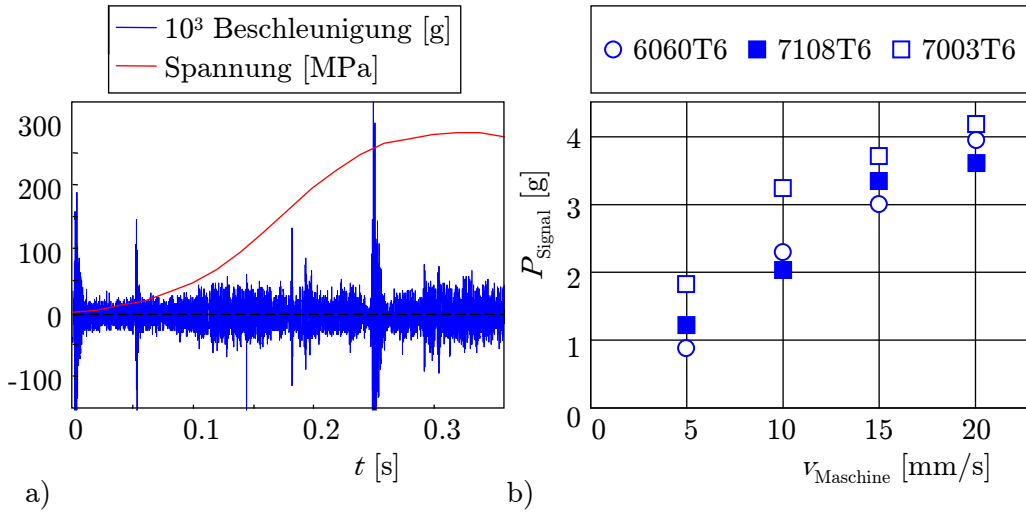


Abbildung 5.23: Körperschallemission und gemittelte Signalleistung nach Gl. (5.15)

Aus den gewonnenen Messdaten und signaltheoretischen Betrachtungen kann weiter die Körperschalleistung angegeben werden. Hierbei wird die Volumendeformationsgeschwindigkeit durch die Multiplikation der zeitliche Ableitung der Dehnung und dem Gesamtvolumen V_0 errechnet. Dies ist durch den einachsigen Spannungszustand möglich, bei dem $\varepsilon_y = \varepsilon_z = 0$ gilt. Mit der Berücksichtigung eines konstanten Volumens $\int_V dV = V_0$ lässt sich die Volumendeformationsrate angeben

$$\dot{V} = \frac{d}{dt} \int_V (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) dV = \frac{d}{dt} \int_V \varepsilon_x dV = V_0 \frac{d}{dt} \varepsilon_x = V_0 \dot{\varepsilon}_{\text{tech}}. \quad (5.16)$$

Die technische Dehnung $\varepsilon_{\text{tech}}$ und Spannung σ_{tech} werden in die wahren Größen umgerechnet. Sie sind die direkt an der Zugmaschine aufgenommenen Messgrößen. Die zum Abgleich verwendete Crashsimulation mittels LS-DYNA verwendet wahre Spannung σ_w und wahre plastische Dehnung ε_{pl} . Die wahre Spannung geht nicht wie bei der technischen von einer konstanten Querschnittsfläche aus, sondern berücksichtigt deren Veränderung über der Zeit. Durch die beginnende Einschnürung steigt an dieser Stelle die Spannung im Vergleich zur restlichen Prüfstrecke überproportional stark an

$$\sigma_w = \frac{F}{A(t)} = \frac{F}{A(t)} \frac{A_0}{A_0} = \sigma_{\text{tech}} \frac{A_0}{A(t)}. \quad (5.17)$$

Für die Beschreibung der Querschnittsfläche kann in erster Näherung von einer Volumenkonstanz ausgegangen werden [63] $A(t) l(t) = A_0 l_0$ wodurch sich aus Gl. (5.17)

ergibt

$$\sigma_w = \sigma_{\text{tech}} \frac{l(t)}{l_0} = \sigma_{\text{tech}} (1 + \varepsilon_{\text{tech}}). \quad (5.18)$$

Entsprechend muss für die wahre Dehnung ε_w und $l = l_0 + \Delta l$ gelten

$$\varepsilon_w = \int_{l_0}^l d\varepsilon = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln \frac{l}{l_0} = \ln \left(\frac{l_0 + \Delta l}{l_0} \right) = \ln (1 + \varepsilon_{\text{tech}}). \quad (5.19)$$

Da in realen Werkstoffen auch Querkontraktion berücksichtigt werden muss und somit eine Näherung durch Volumenkonstanz zu inkonsistenten Lösungen führt, wird die Querschnittsflächenänderung in Abhängigkeit der Dehnung betrachtet [23]. Ein finites Flächenelement der Ausgangs- bzw. Anfangsfläche $A_0 = l_0 h_0$ zieht sich bei Belastung um die Längen- und Höhenänderung $[\Delta l; \Delta h]$ auf die aktuelle Fläche $A(t) = (l_0 - \Delta l)(h_0 - \Delta h)$ zusammen

$$\Delta l = l_0 (\nu_{el}\varepsilon_{el} + \nu_{pl}\varepsilon_{pl}), \quad \Delta h = h_0 (\nu_{el}\varepsilon_{el} + \nu_{pl}\varepsilon_{pl}). \quad (5.20)$$

Für Aluminium gilt $\nu_{el} = 0,3$ und $\nu_{pl} = 0,5$ [22]. So ergibt sich die wahre Spannung

$$\sigma_w = \frac{F}{A(t)} = \frac{F}{A_0 (1 - \nu_{el}\varepsilon_{el} - \nu_{pl}\varepsilon_{pl})^2} = \frac{\sigma_{\text{tech}}}{(1 - \nu_{el}\varepsilon_{el} - \nu_{pl}\varepsilon_{pl})^2}. \quad (5.21)$$

Die Dehnung wird analog zu (5.19) als wahre plastische Dehnung angegeben. Das bedeutet, dass zur Ermittlung der wahren plastischen die elastische Dehnung benötigt wird

$$\varepsilon_{pl} = \varepsilon_{\text{tech}} - \varepsilon_{el} = \varepsilon_{\text{tech}} - \frac{\sigma_{\text{tech}}}{E}. \quad (5.22)$$

Mit diesen Zusammenhängen zwischen den technischen und wahren Spannungs-Dehnungsfunktionen kann die potentielle Schallenergiedichte für die Zugversuche bestimmt und anschließend einer Verknüpfung mit Crashsimulationsdaten zugänglich gemacht werden. Die Auswertung der Versuchsreihe ergibt für die mittlere potentielle Schallenergiedichte nach (5.13) unter Berücksichtigung der wahren Dehnrate $\dot{\varepsilon}_w$ zu $\bar{S} = 2,95 \cdot 10^{-5} g \frac{s}{\text{mm}^3}$. Zur Untersuchung des Vertrauensbereichs wurde das Konfidenzintervall $I = [S_{\min}, S_{\max}]$ ausgewertet

$$\left[\bar{S} \mp t \left(1 - \frac{\alpha}{2}; n - 1 \right) \frac{s}{\sqrt{n}} \right]. \quad (5.23)$$

Hierbei ist $t(\alpha, n)$ die *Studentsche t-Verteilung* mit der Wahrscheinlichkeit α , dass der Mittelwert der Schallenergiedichte \bar{S} bei n -Messungen und der Standardabweichung s in dem Konfidenzintervall I liegt [29]. Bei einer Wahrscheinlichkeit von 95% ($\alpha = 0,05$) kann von einem signifikantem Zusammenhang ausgegangen werden. Es zeigt sich, dass die ermittelte potentielle Schallenergiedichte \bar{S} signifikant in den Frequenzbereichen $[0..15]$ kHz und $[0..200]$ kHz ist. Das erste Frequenzband ist für die Fahrzeugapplikation von besonderem Interesse. Das zweite Band wird aufgrund der durch Versetzungsbewegungen hoch angeregten Strukturschwingung ausgewertet. Abbildung 5.24 zeigt, die aus der Versetzungsdynamik stammenden Körperschallemissionen finden sich hauptsächlich in dem Frequenzband zwischen 120 und 170 kHz.

Vorangegangene Untersuchungen an normalgeglühtem Baustahl ST12 zeigte eine um den Faktor 10..20 tendenziell höhere Schallenergiedichte in beiden Frequenzbändern [164]. Dies ist durch das ausgeprägte Lüdersband der Stahlproben erklärt, das ein Merkmal für eine große Versetzungsbewegung über der Zeit darstellt. Die Stahlproben verhalten sich

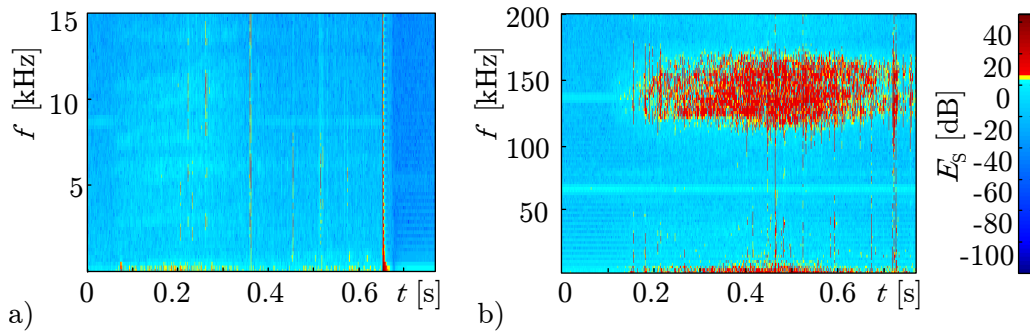


Abbildung 5.24: Spektrum von a) $0 < f < 15$ kHz und b) $0 < f < 200$ kHz

im Gegensatz zu den untersuchten Aluminiumproben deutlich duktiler. Das hochlegierte Aluminium büßt seine Plastizität durch die Behinderung der Versetzungsbewegung durch eine hohe Fremdatomdichte ein, wodurch sein Verformungsverhalten stark spröde wird. Ein Anzeichen dafür ist zum einen die zur Spannungsrichtung annähernd senkrecht stehende Risskante und zum anderen das samtige Äußere der Risskanten [Abb. 5.25].



Abbildung 5.25: Rissbild der Aluminium-Zugproben

Der Risswinkel von ca. 20° bedeutet, dass die Probe nur zu einem geringen Teil duktil verformt und stark zum Sprödbbruch neigt. Dies bestätigt sich bei der Durchführung von Rollbocktests oder bei der Schadensbeurteilung von Crashtests bei Fahrzeugen mit Aluminium-Stoßfängersystem. Dieses Versagensbild lässt sich alleine mit den klassischen Versagenshypothesen einzeln nicht erklären. Eine zusammenfassende Darstellung der wichtigsten Hypothesen findet sich bei *Gross-Seelig* [64]. Spröde Materialien versagen unter einem Risswinkel von 0° und können mit der Normalspannungshypothese beschrieben werden. Eine Schädigung tritt bei Überschreitung der größten Normalspannung σ_I auf. Bauteile aus duktilen Material versagen durch überschreiten der größten Vergleichsspannung in einem 45° Winkel (*von Mises*-Vergleichsspannungshypothese σ_{vM}). Alle Versagenstheorien lassen sich durch die drei Spannungsinvarianten J_1 , J_2 und J_3 darstellen und werden in [123] allgemein dargestellt und bewiesen. Danach gilt für die äquivalente Versagensspannung:

$$\sigma_{eq} = f(J_1, J_2, J_3). \quad (5.24)$$

Hier lässt sich ein Modell ansetzen, dass aus einer Kombination aus *von Mises*- und Normalspannungshypothese aufbaut, worin α ein empirisch zu ermittelnder Steuerfaktor ist

$$\sigma_{eq} = \alpha \sigma_I + (1 - \alpha) \sigma_{vM}. \quad (5.25)$$

5.5 Validierung der dynamischen Beulbeschreibung

Die Überprüfung der Modellierung des dynamischen Beulvorganges einer axialsymmetrischen Zylinderschale erfolgt durch den Vergleich zwischen den Lösungen der Differentialgleichungen (3.70) und (3.83) mittels FEM-Simulation und Fallturmtest. Der verwendete Fallturm verfügt über eine Kraftmessdose mit einer maximalen Abtastfrequenz von 9,6 kHz und eine Hochgeschwindigkeitskamera. Mittels integrierter Krananlage wird das Fallgewicht auf die gewünschte Fallhöhe angehoben. Diese wurde auf die standardisierte AZT-Prüfgeschwindigkeit von 16 km/h festgesetzt. Abbildung 5.26 a) bis c) zeigt den Aufbau des Fallturmtests. Teilbild c) ist ein Ausschnitt der Aufnahmen der Hochgeschwindigkeitskamera zu verschiedenen Zeitpunkten des Beulprozesses. Die initiale Beulentstehung erfolgt bei $t = 4$ ms. Danach folgen zwei weitere Beulprozesse, wobei der letztere aufgrund aufgebrauchter Deformationsenergie nicht vollständig ausgeprägt wird. Aufbauend auf den Spezifikationen der Messung der Zylinderaxialkraft wurde eine FEM-

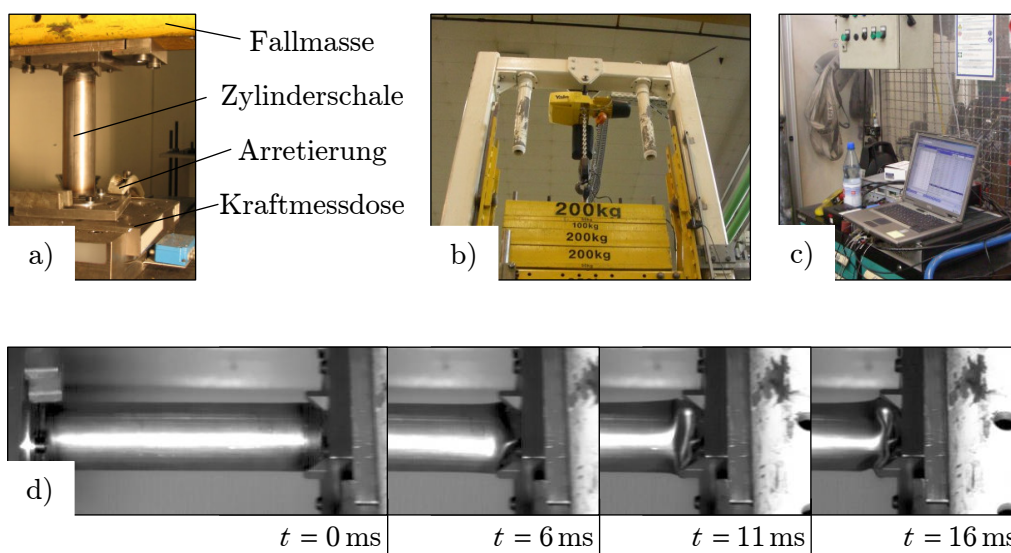


Abbildung 5.26: Aufbau eines Fallturmtests und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen

Simulation mit den in Abschnitt 4 diskutierten *Belytschko-Lin-Tsay* Schalenelementen aufgebaut [Abb. 5.27]. Dazu gehört die AZT-Crashgeschwindigkeit und die halbe Fahrzeugmasse des in den Abschnitten 5.1 und 5.2 untersuchten Kompaktklassenfahrzeugs. Die Schalenelemente sind vergleichbar mit der Crashsimulation, die mit der Kantenlänge $\Delta x = 15$ mm ausgeführt wurde. Das Verhältnis zwischen Schalenerlänge und Radius entspricht dem Verhältnis des Typschadenelementes des Stoßfängersystems S3 aus Abschnitt 5.2.

Beide Resultate, die gemessene Zylinderaxialkraft und die simulierte Kontaktkraft zwischen Zylinderschale und Hindernis, sind in Abb. 5.28 mit den Lösungen der Differentialgleichungen, abgeleitet aus einem Plastizitätsgesetz (3.69) bzw. der Zylinderschalenbiegetheorie (3.83) des dynamischen Kaltbeulens aus Abschnitt 3.4, über der Zeit aufgetragen. Es zeigt sich eine gute qualitative und quantitative Abschätzung des gemessenen Kaltbeulprozesses durch numerischer und analytischer Berechnung. Die Lösung der plattomechanisch angeregten Biegetheorie liefert eine gute Schätzung der initiierten ersten Beule. Sie lässt sich als Tiefpassverhalten der Messung mit geringen Kraftschwankungen

interpretieren. Diese werden in Form und Häufigkeit durch das biegetheoretische Modell deutlich besser erfasst. Sowohl erster als auch zweiter Beulbeginn sowie der Verlauf korrelieren sehr gut. Die Messung zeigt bei $t = 22$ ms das Maximum der Kraft des dritten Beulprozesses, der zum Stoppen kommt und die prüfmassenbestimmte Kraft $F \approx 100$ kN hat. Abbildung 5.27 a) zeigt den Aufbau der simulierten Typschadenannäherung durch

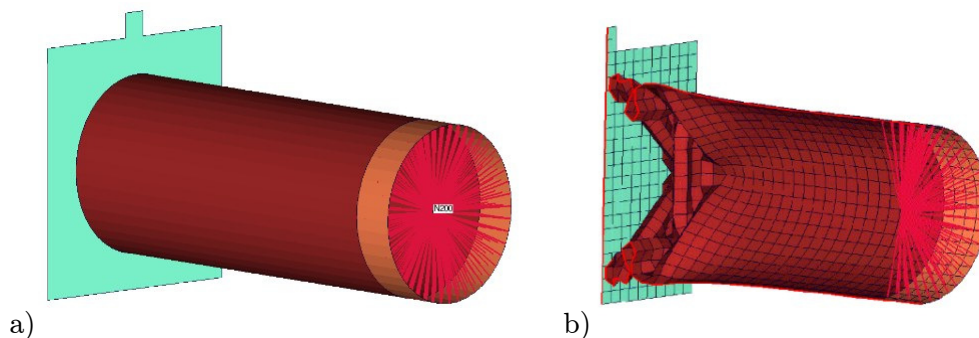


Abbildung 5.27: Simulation des Faltbeulprozesses

eine Zylinderschale. Im Sinne der Körperschallanregung entscheidet die nachbildbare Dynamik des Faltbeulprozesses im Besonderen der Kraftänderung \dot{F} . Amplitude der Kraft und deren zeitlicher Verlauf können mit den Rollbockkraftwanddaten in Abschnitt 5.2 und dem realen Crashverhalten in Abschnitt 5.1 verglichen werden. Dabei zeigt sich, dass die resultierenden Längskraft auf das Fahrzeug F_x durch das Typschadenelement abgebildet wird. Dadurch resultiert die Körperschallanregung der Fahrzeugstruktur aus dem Faltbeulprozess.

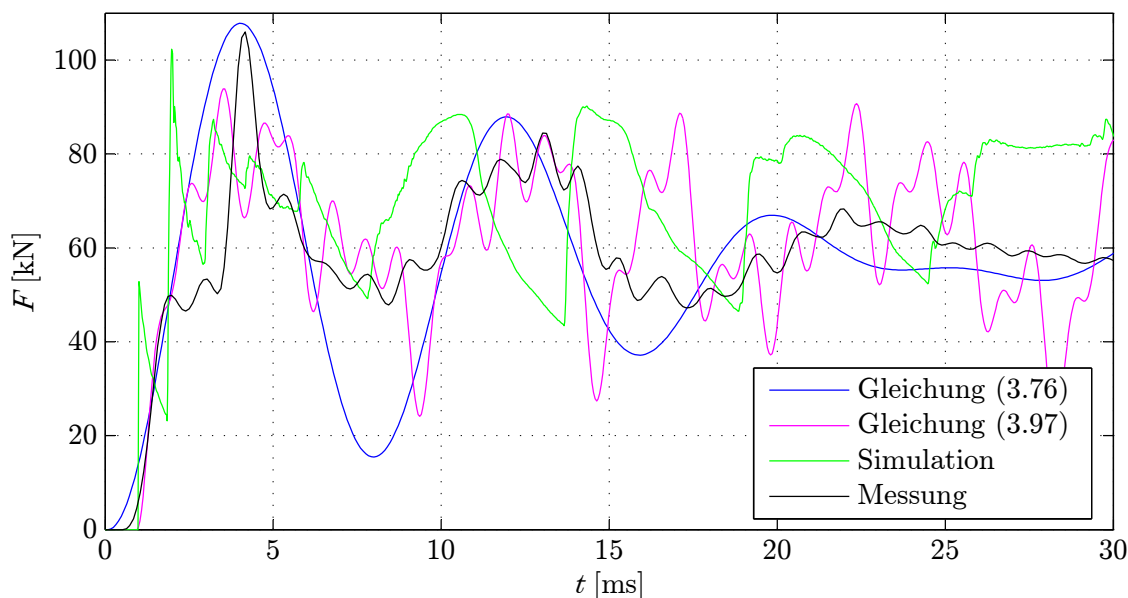


Abbildung 5.28: Vergleich von Messung, Simulation und Berechnung

Soll eine neue Fahrzeugstruktur untersucht werden, kann das mechanische Verhalten über die analytische Bewertung einer idealisierten Zylinderschale beschrieben werden. Ist die Näherung in der Form nicht mehr durchführbar, beispielsweise bei der Verwendung von verschachtelten Profilen oder mit Sollfaltbeulkerben ausgeführte Geometrien, empfiehlt

sich die Verwendung numerischer Verfahren. Hier kann das System, Abschnitt 4 folgend, direkt an der Fahrzeugstruktur in einer Crashesimulation untersucht und auf dessen Körperschallanregungspotentials hin bewertet werden.

Aus der Biegetheorie geht weiter hervor, dass der Längskraftimpuls und damit die Längskraft F_x direkt die Geschwindigkeit der Durchsenkung $\dot{u}(t)$ der Zylinderschale beeinflusst. Mit der zeitlichen Ableitung der Längskraft \dot{F}_x ist damit normal zur Oberfläche der Zylinderschale deren Beschleunigung verknüpft. Formal bedeutet dieser Zusammenhang

$$\dot{F}_x(t) \sim \ddot{u}(t) = a_{KS}(t), \quad (5.26)$$

dass die mit geeigneter Messtechnik an einer Zylinderschale messbar Körperschallschwingungen $a_{KS}(t)$ durch die Längskraftänderung vollständig beschrieben ist. Damit wird aus dem Zusammenhang in Gl. (5.26) der selbe wie der experimentell im Rollbockversuch bestätigte Formalismus zwischen Längskraft und Körperschallanregung in Gl. (5.9). Er stellt im Sinne der Körperschallanregung im Fahrzeugcrash die *Fundamentalgleichung* dar.

Diese *Fundamentalgleichung* eignet sich, um im Folgenden einen Vorschlag zur Trennung von Crashesituationen vorzunehmen. Hierzu müssen die Grenzen des Airbag-Steuergerätes berücksichtigt werden.

6 Entwicklung einer Unfallerkennungslgik

Die Crasherkenkung mittels Körperschall erfordert neben der beschriebenen Untersuchung physikalischer Zusammenhänge der Körperschallentstehung während der Crashsituation auch die Berücksichtigung der begrenzten Rechenleistung eines Airbag-Steuergerätes. In Verbindung von prozessorbegrenzter Rechenleistung und mechanischer Zusammenhänge zwischen Fahrzeugdeformation und Körperschallentstehung wird folgend ein auf der adaptiven Filterung basierender Crashalgorithmus entwickelt, der kritische von unkritischen Crashfällen auf bestehender Datenbasis zu trennen hat.

6.1 Grenzen der Airbag-Steuergeräteinheit ECU

Die Zündzeiten eines Airbagsystems unterliegen strengen Grenzen. Bei einem Frontalaufprall muss innerhalb von 30 ms, bei einem Seitencrash in 5 bis 10 ms zwischen *Fire* und *No-Fire* der Airbag-Aktivierung unterschieden werden. Dabei muss das Maß der Unfallschwere ermittelt werden. Das Fahrzeug hat in dieser Zeit jedoch erst ca. 5% der zu vernichtenden Gesamtenergie umgesetzt. Der Airbag darf auf keinen Fall zu spät oder fälschlicherweise gezündet werden. Der pyrotechnische Airbag-Treibsatz füllt den Airbag je nach Größe innerhalb von 10 - 30 ms. Kommt es durch eine Fehlentscheidung zur Zündung, entstehen hohe Kosten und mögliche Risiken für den Insassen. Airbag-Algorithmen sind daher schneller und robuste auszuführen, unter Berücksichtigung einer hohen Anzahl von möglichen Lastfällen.

Aktuelle Microcontroller eines Airbagsteuergerätes haben eine Taktfrequenz von 48 bis 64 MHz. Als Speicher stehen zwischen 4 und 24 KByte RAM (Random Access Memory) für die Berechnungen zur Verfügung. Der Airbagalgorithmus selbst, der bis zu 100.000 Zeilen Code umfassen kann, wird auf einen 128 bis 324 KByte ROM Speicher (Read Only Memory) abgelegt. Die Parameter des Algorithmus, wie Konstanten oder Schwellwerte, werden in den 4 bis 8 KByte großen EEPROM (Electrically Erasable Programmable Read Only Memory) geschrieben. Trotz der beschränkten Ressourcen des Steuergerätes muss sichergestellt werden, dass damit der gesamte Airbagalgorithmus innerhalb einer Millisekunde abgearbeitet werden kann. Dabei wird ca. die Hälfte der Zeit für Datenaufbereitung, Signalüberwachung (Plausibilität) sowie der Überwachung des Microcontrollers verbraucht. Für die eigentlichen Entscheidungsalgorithmen bleibt eine Laufzeit von unter 500 μ s. Im Extremfall, wenn die Schwellwerte aller Algorithmen überschritten werden, muss die Auswertung aller Kriterien sicher gestellt sein [154].

6.2 Algorithmusentwicklung mittels adaptiver Filterung

Zur Entwicklung eines geeigneten Crashererkennungskonzepts für die Verwendung von Körperschall zur Unfalldiskriminierung, wird die Tatsache ausgenutzt, dass die Körperschallanregung durch Kraftänderungen jeder Art definiert ist [Abschnitt 3.1]. Im Fahrzeugcrash innerhalb der ersten 50 ms, der Maximalbetrachtungszeitraum eines Airbag-Zündalgorithmus, dominiert das Strukturversagen und die daraus resultierende Kraftschwankung auf das Fahrzeug bzw. die Längsträgerstruktur. Dies zeigt sich Abschnitt 5.2 und 4, der Rollbockuntersuchung und der Bewertung der Crashsimulation. Die auf den Längsträger wirkende Kraft in Fahrzeuginnenrichtung $F = F_x(t)$ entspricht der Körperschallschnelle v_s an der Krafteinwirkposition und damit die Ableitung \dot{F} der messbaren Beschleunigung senkrecht zur Bauteiloberfläche, der Körperschallbeschleunigung a_{KS} . Dieser *Fundamentaltzusammenhang*, in Abschnitt 5.5 mit Gl. (5.26) definiert, gilt nur solange keine Schädigungsereignisse wie das Aufreißen des Typschadenelements während des Deformationsprozesses des Stoßfängersystems auftreten [Abschnitt 3.3.1]. Aus der Approximation des Fahrzeugs im Sinne eines Starrkörpers der Fahrzeugmasse m_{Fzg} , der in der Crashzone im einfachsten Sinne als einfacher Feder-Masse-Schwinger [103] betrachtet werden kann, folgt, dass die Beschleunigung des Starrkörpers gemessen durch die niederfrequente Beschleunigung a_x im Airbag-Steuergerät auf dem Mitteltunnel als Trägheitswirkung $F_T(t) = m_{Fzg}a_x$ herangezogen werden kann. Über die Feder-Massen-Systematik steht dadurch die Körperschallanregung F_x mit der Starrkörperverzögerung in dem Zusammenhang

$$T_2^2 \ddot{a}_x(t) + T_1 \dot{a}_x(t) + a_x(t) = K a_{KS}(t). \quad (6.1)$$

Hierbei sind T_2^2 und T_1 die Zeitkonstanten, K der Verstärkungsfaktor des Feder-Massen-Systems, wobei T_2^2 die Trägheitswirkung und T_1 die Dämpfungseigenschaften des Systems charakterisiert [142]. Die Berücksichtigung der Dämpfungswirkung des Systems wird durch die Tatsache geschuldet, dass das Ansprechverhalten des Systems nach einer Krafteinwirkung mit einer starken Dämpfungswirkung behaftet ist. Die Zeitkonstanten können aus den Crashdaten experimentell mittels der Verwendung der Systemidentifikation bestimmt werden [15].

Zur Implementierung des Crashmodells nach Gl. (6.1) muss unter der Berücksichtigung der möglichen Störeinflüsse auf die Körperschallentstehung aber auch der gegrenzten Messgüte von fahrzeugspezifischer Messtechnik erfolgen. Zum einen sind Rissereignisse in der Auswertung der Körperschallsignale im Steuergerät zu unterdrücken, zum anderen Offsetdrifts der Sensorik. Sowohl der Körperschallsensor als auch der Längsbeschleunigungssensor in dem Steuergerät unterliegen Offseteinflüssen, die über der Laufzeit und der Temperatur driften können ($o = o(t, T)$) [154]. Darüber hinaus weisen die Fahrzeugsensoren einen sehr hohen Rauschpegel auf. Bei einem aktuellen Körperschallsensor können diese im Bereich zwischen $5 \leq n \leq 10 \text{ m/s}^2$ liegen. Ein Rissereignis stellt eine Prozessstörung, das Prozessrauschen w_R , dar. Abbildung 6.1 a) zeigt den Einfluss der Störgrößen auf einen tatsächlichen Systemzustand \tilde{y}_k zum Zeitpunkt k des Betrachtungszeitraums. Zusammen mit Prozessstörungen werden in \mathbf{w}_k die Modellierungsfehler des Feder-Massen-Systems berücksichtigt. Nach der Theorie von *Kalman*, erstmals 1960 vorgestellt [86], lassen sich lineare (*Linear Kalman Filtering*) und nichtlineare dynamische Systeme (*Extended Kalman Filtering*) als eine rekursive Lösung zeitdiskreter Daten auffassen. Der *Kalman-Filter* ist eine mathematische Beschreibung zur Schätzung eines Systemzustandes auf der Basis der Minimierung des mittleren quadratischen Fehlers [173].

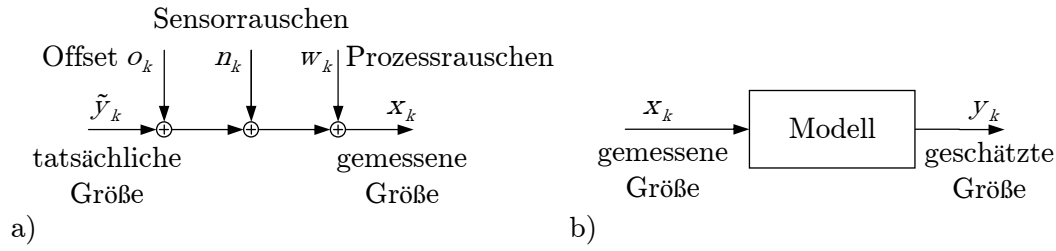


Abbildung 6.1: Störung des tatsächlichen Systemzustand \tilde{y}_k zum Zeitpunkt k

Für die Entwicklung eines Algorithmus für körperschallbasierte Crashererkennung eignet sich diese Art der adaptiven Filterung im Besonderen, da das Verfahren für die Verarbeitung von diskreten Zeitreihen entwickelt wurde und zur Schätzung des Systemzustandes im Zeitpunkt k für den nächsten Zeitpunkt $k + 1$ lediglich zwei Skalare aus der vorherigen Berechnung benötigt und nicht wie alternative adaptive Filtermethoden, wie der Filterung nach *Wiener*, die gesamte Historie der Zeitreihe [61]. Die Grenzen des beschreibbaren Datenspeichers RAM, der während der Berechnung zur Verfügung steht, sind stark limitiert. Die gemessenen Werte $\mathbf{x}_k = [a_{xk}, a_{KS}]$ führen mit den prädiktierten Werten $\tilde{\mathbf{x}}_k$ und der Minimierung des mittleren quadratischen Fehlers zum wahrscheinlichsten Systemzustand \mathbf{y}_k [Abb. 6.2].

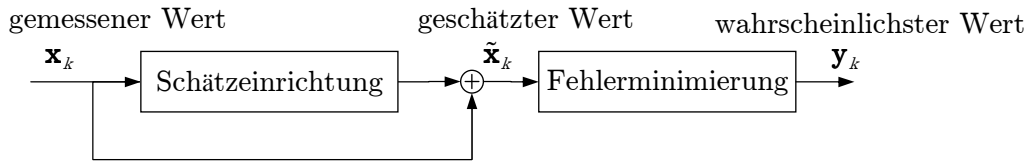


Abbildung 6.2: Konzept und funktionaler Aufbau der *Kalman*-Filterung [86, 173]

Der tatsächliche Systemzustand, hier die tatsächlich anliegende Strukturschwingung im Airbag-Steuergerät a_{KS} und die Starrkörperverzögerung des Fahrzeugs a_x , addiert mit dem Prozessrauschen \mathbf{w}_k , wird mittels der *Kalman*-Filtermethode \mathbf{y}_k geschätzt [56, 173]. Der Prädiktionsschritt zur Schätzung des neuen Systemzustandes $\tilde{\mathbf{x}}_k$ wird aus dem vorangegangenen Zustand \mathbf{x}_{k-1} bestimmt

$$\tilde{\mathbf{x}}_k = f(\mathbf{A}, \mathbf{x}_{k-1}). \quad (6.2)$$

Hier wird von einem linearen Zusammenhang $\tilde{\mathbf{x}}_k = \mathbf{A} \mathbf{x}_{k-1}$ ausgegangen. Die Schätzung der Prädiktionskovarianzmatrix ist definiert mit

$$\tilde{\mathbf{P}}_k = \mathbf{A} \mathbf{P}_{k-1} \mathbf{A}^T + \mathbf{Q}. \quad (6.3)$$

Mit der Gewichtungsmatrix, dem *Kalman Gain* \mathbf{K} , ergibt sich dann durch Minimierung des mittleren quadratischen Fehlers [86]

$$\mathbf{K} = \tilde{\mathbf{P}}_k \mathbf{C}^T \left(\mathbf{C} \tilde{\mathbf{P}}_k \mathbf{C}^T + \mathbf{R} \right)^{-1}. \quad (6.4)$$

Die korrigierten Fehlerkovarianzmatrix \mathbf{P} der aktuellen Schätzung im Schritt k lautet demzufolge

$$\mathbf{P}_k = (\mathbf{I} - \mathbf{K} \mathbf{C}) \tilde{\mathbf{P}}_k. \quad (6.5)$$

Der Korrekturschritt zur Bestimmung der Abweichung zwischen Modell und Messung ($\mathbf{y}_k - \mathbf{C}\tilde{\mathbf{x}}_k$) multipliziert mit der Gewichtungsmatrix und zum geschätzten Systemzustand in k addiert $\tilde{\mathbf{x}}_k$ liefert eine Prädiktion des wahrscheinlichen Systemzustand \mathbf{x}_k

$$\mathbf{x}_k = \tilde{\mathbf{x}}_k + \mathbf{K}(\mathbf{y}_k - \mathbf{C}\tilde{\mathbf{x}}_k). \quad (6.6)$$

Gleichung (6.1) wird nach dem modellbedingten nächsten zu erwartenden Wert $a_{\text{KS}k+1}$ umgestellt

$$a_{\text{KS}k+1} = a_{\text{KS}k} + \Delta t \left[\frac{1}{K} (T_2^2 \ddot{a}_{xk} + T_1 \dot{a}_{xk} + a_{xk}) \right]. \quad (6.7)$$

Die Umsetzung und Implementierung erfolgt in MATLAB bzw. SCILAB anhand der Gln. (6.2) bis (6.6). Die Invertierung (6.4) ist für ein 2x2 großes Systemmodell \mathbf{A} auch für das Airbagsteuergerät noch möglich. Größere Matrizen können aufgrund der relativ geringen Rechenleistung des Airbag-Steuergeräts nicht mehr ausgewertet werden [Abb. 6.3]. Zustandsprädiktion \mathbf{x}_k und Prädiktionskovarianzmatrix \mathbf{P}_k bilden die Grundlage für den nächsten Iterationsschritt. Insgesamt müssen 5 Gleichungen bestehend aus 4 Matrizen

```

1   x = [a_KS; a_x]; %Definition Messgrößen
2   xp = [0; 0; 0; 0]; %Initialisierung für k=1
   [a_KS, a_x, da_x/dt, d^2a_x/dt^2]
3
4   for k = 1:length(a_x)
5
6       % Prädiktionsschritt
7       xm = A * xp;
8       Pm = A * Pp * A' + Q;
9
10      % Filterschritt
11      K = Pm * C' * inv(C * Pm * C' + R);
12      Pp = Pm - K * C * Pm;
13      xp = xm + K * (x(:,k) - C*x);
14
15      % Ergebnis speichern
16      y(:,k) = xp(:,k)
17
18   end

```

Abbildung 6.3: Implementierung von (6.2) bis (6.6) des Kalman-Filter

(System- \mathbf{A} und Beobachtungsmodell \mathbf{C} , Prozess- \mathbf{Q} und Messrauschen \mathbf{R}) ausgewertet werden. Das physikalische Beobachtungsmodell \mathbf{C} ergibt sich aus der partiellen Ableitung von \mathbf{y} nach den Größen $[a_{\text{KS}}, a_x]$ des Messvektors \mathbf{x} , das dynamische Systemmodell \mathbf{A} aus der partiellen Ableitung von Gl. (6.7) nach \mathbf{x} [91].

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \mathbf{A} = \begin{pmatrix} 1 & \Delta t/K & \Delta t T_1/K & \Delta t T_2^2/K \\ 0 & 1 & \Delta t & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \Delta t \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (6.8)$$

Die Grenzen des Prozessmodells \mathbf{Q} werden aus den Erwartungswerten der Einzelgrößen bestimmt

$$\mathbf{Q} = E \{ \mathbf{w} \cdot \mathbf{w}^T \}. \quad (6.9)$$

Mit den Einzelprozessgrenzen $\mathbf{w} = [w_{a_x}, w_{\dot{a}_x}, w_{\ddot{a}_x}, w_{a_{KS}}]^T$ aus der Betrachtung gemessener Starrkörper- und Körperschallbeschleunigungen in verschiedenen Crashereignissen sind die mittleren Erwartungswerte durch Tabelle 6.1 gegeben.

a_x	\dot{a}_x	\ddot{a}_x	a_{KS}
40 m/s^2	$1 \cdot 10^4 \text{ m/s}^3$	$1 \cdot 10^6 \text{ m/s}^4$	100 m/s^2

Tabelle 6.1: Erwartungswerte der Prozessgrößen für die *Kalman*-Filterung

Die Erwartungswerte des Prozessrauschens $E\{w_i \cdot w_{a_j}\} = 0$ für $i \neq j$ verschwinden, wenn diese unkorreliert sind. Die Messrauschmatrix \mathbf{R} wird aus der Standardabweichung der Messsignale a_x und a_{KS} gewonnen

6.3 Anwendung der *Kalman*-Filterung zur Crashererkennung

Die Abtrennung zwischen *Fire* und *No-Fire* Crashlastfälle beschränkt sich in der Entwicklung hauptsächlich auf die Trennung von *AZT* und *ODB* Lastfälle, da hier eine starke Überdeckung der zu beobachteten Beschleunigungs- und Körperschallsignale im gesamten zur Verfügung stehenden maximalen Crasherkennungszeitraum von 30 ms für die hier betrachtete Fahrzeugplattform der Kompaktklasse zu beobachten ist. Die Crashserie entspricht der, die in Abschnitt 4 zur Untersuchung der Crashsimulation und in Abschnitt 5.2 zur detaillierten Rollbockuntersuchung herangezogen wurde. Eine Crashererkennung ist über die Bewertung des Geschwindigkeitsabbaus nicht möglich [Abb. 6.4].

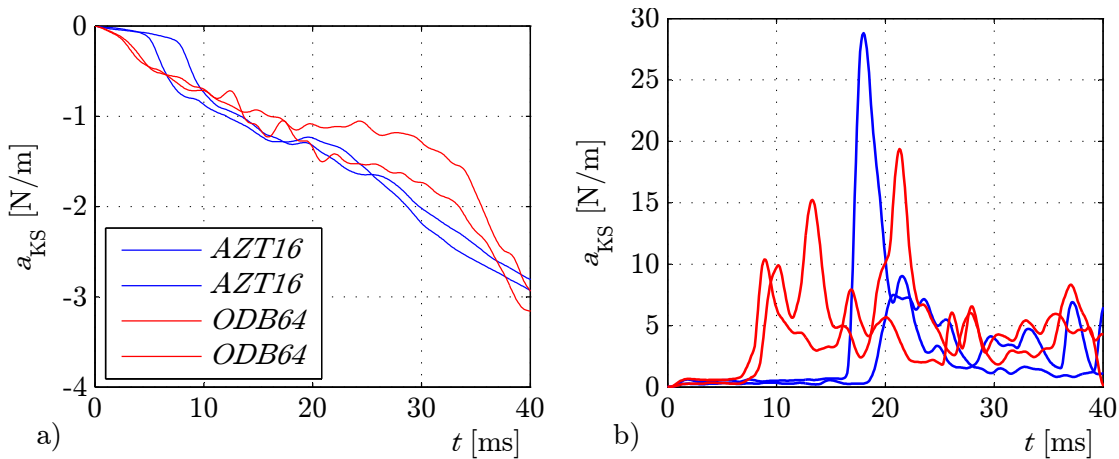


Abbildung 6.4: Lastfälle eines Kompaktwagens im *ODB64* und *AZT16*: a) Geschwindigkeitsabbau Δv_x , b) Körperschalleinhüllende a_{KS}

Der Beginn der Betrachtung beginnt bei erstmaliger Überschreitung der Längsbeschleunigung von $a_x > 2g \approx 20 \text{ m/s}^2$. Dieser Triggerzeitpunkt wird auch *Algostart* genannt. Aus der Starrkörperverzögerung wird über unbestimmte Integration der Geschwindigkeitsabbau Δv_x berechnet [Abb. 6.4 a)]. Durch eine starke Änderung der resultierenden

Federsteifigkeit des Gesamtsystems in beiden stark unterschiedlichen Lastfällen [vgl. Abschnitt 5.1] ist der Geschwindigkeitsabbau des Fahrzeugs in der zündrelevanten Zeit qualitativ und quantitativ gleich; eine Crashunterscheidung nicht möglich. Das gleiche Bild ergibt sich bei der Bewertung der direkt gemessenen Körperschallsignale [Abb. 6.4 b)]. Zur Definition einer geeigneten Schwellenfunktion zur Trennung von *Fire* und *No-Fire* Tests werden bei einer Betrachtung der Körperschallsignale die Integrale herangezogen [Abb. 6.5 a)]. Eine Schwellwertdefinition ist erst ab 24 ms möglich. Die Unterscheidungsschwelle wird als Gerade definiert. Wird die *Kalman*-Filterung unter Verwendung der

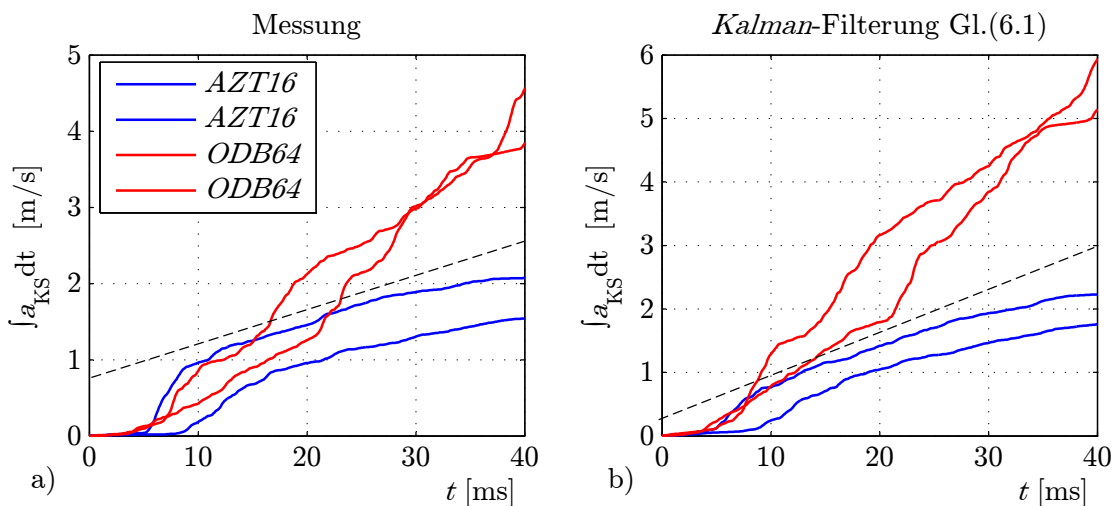


Abbildung 6.5: Filterung der Körperschallsignale mittels *Kalman*-Filter

Systemmodellierung aus Gl. (6.1) auf die gemessenen Starrkörper- und Körperschallmesssignale angewendet, wird die Crashunterscheidung um 10 ms verbessert [Abb. 6.6 b)]. Hierbei wurde die Hüllkurve des geschätzten realen Körperschallverlaufs integriert. Wie in Abschnitt 5.2 und 4 aufgezeigt, weist die hier untersuchte Fahrzeugplattform der Kompaktklasse eine hohe Korrelation zwischen Körperschallentstehung a_{KS} und Dynamik der Längsträgerkraft \vec{F}_x auf. Abbildung 6.6 zeigt den Vergleich zwischen gemessener und durch *Kalman*-Filterung nach Abschnitt 6.2 geschätztem Körperschallverhalten der hier exemplarisch dargestellten Crashversuche.

Die Güte der Übereinstimmung zwischen Körperschallsignalen und der Starrkörperverzögerung nach der Modellvorstellung (6.1) erlaubt einen stabilen Einsatz des neuen Crascherkennungskonzeptes im Fahrzeug. Der hier vorgeschlagene Ansatz zur Unterscheidung von Crashtests fand in der Kalibrierung des ersten körperschallbasierten Airbag-Systems Verwendung. Mitte 2008 wurde das erste Fahrzeug mit dem neuen System ausgeliefert und erzielte in der *EuroNCAP*-Bewertung die Bestnote von 5 Sternen. Weitere Fahrzeugplattformen befinden sich in der Vorbereitung. Bei der Entwicklung der serientauglichen Crashalgorithmen hat sich gezeigt, dass sich die Integration der *Kalman*-Filterung im Steuergerät zwar abbilden lässt, jedoch die Rechenleistung des Airbag-Steuergerätes dadurch stark beansprucht wird. Weiter stellt die adaptive Filterung eine neue Filtertechnologie bei dem Aufbau von Crashalgorithmen dar, mit denen der Hersteller des Airbag-Steuergerätes noch wenig Erfahrung hat, sodass, aufbauend auf den diskutierten Zusammenhang zwischen Körperschallsignalen und Starrkörperverzögerung, ein lineares Modell implementiert wurde.

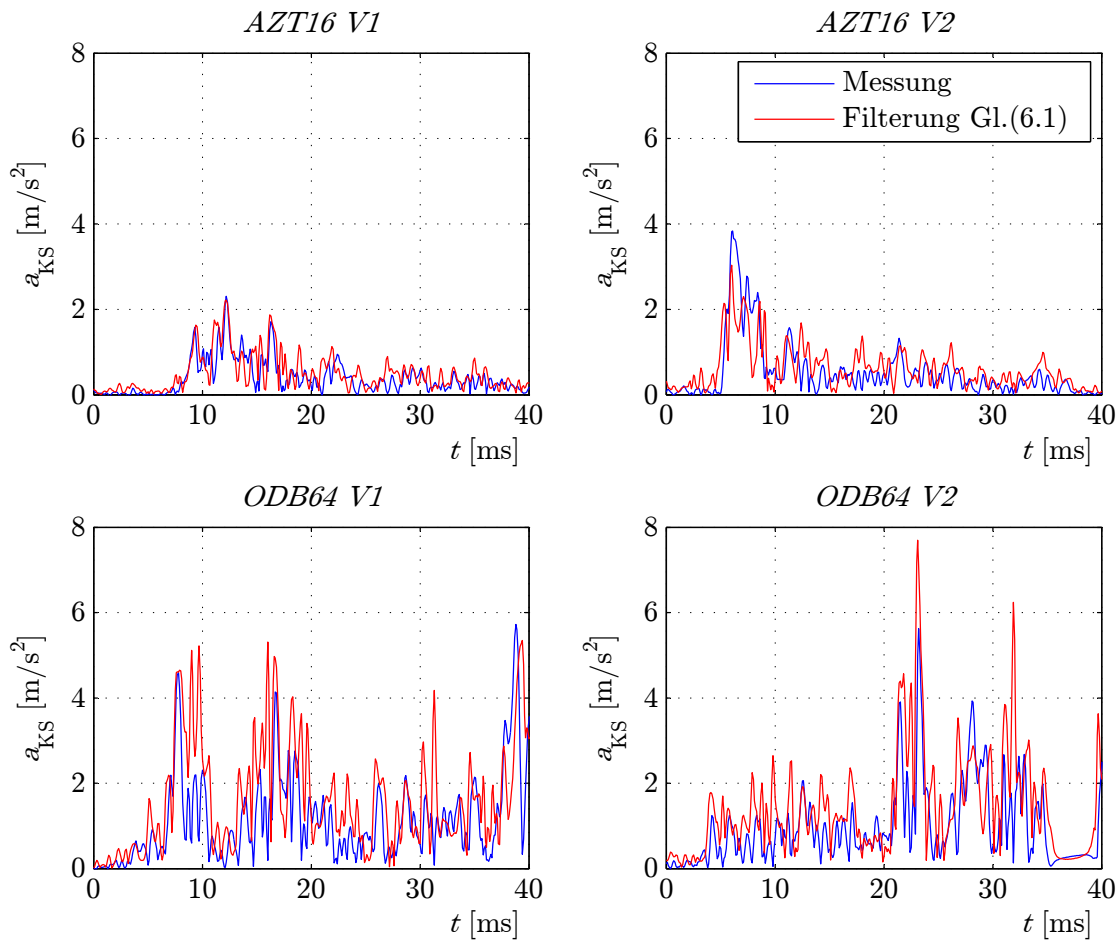


Abbildung 6.6: *ODB64* und *AZT16* Lastfälle eines Kompaktwagens

Im Fahrbetrieb des mit einem körperschallbasierten Crashererkennungssystem ausgestatten Fahrzeugs kann es zu Situationen kommen, in denen die Schwellwerte des Airbagsystems überschritten werden und eine Airbags-Zündung ausgelöst werden würde, obwohl es sich um einen nicht vorgesehenen Fahrzustand handelt. Beispielsweise werden bei Fahrten durch ein Schotterbett Kieselsteine an den Fahrzeugunterboden geschleudert, die sehr hohe Körperschallamplituden in dem Mitteltunnel montierten Steuergerät erzwingen. Hier wirkt die Verbindung von Körperschall und Strukturverzögerung positiv auf die Situations einschätzung. Erst wenn das Fahrzeug höhere Längsbeschleunigungen erfährt, die über die maximal mögliche Reifen-Fahrbahnpaarung hinaus gehen, kann von einer kritischen Situation ausgegangen werden. Bei schnellen Einfahrten in ein Sand- bzw. Kiesbett, kann jedoch das Fahrzeug über 2 g verzögert werden. Ähnliche Konstellationen ergeben sich auch für weitere Crashererkennungsalgorithmen wie der Heckcrash-, Seitencrash- und Überschlagserkennung. Diesem Umstand wird Rechnung getragen, indem mindestens zwei unabhängige Sensoren voneinander charakteristische Muster aufweisen müssen. Sind beide Sensoren als Crashfall zu bewerten wird noch ein Plausibilisierungsalgorithmus durchlaufen, der seine Sensorinformationen aus einem dritten unabhängigen Verhaltensmuster bezieht. So sind bei kritischen Frontalcrashes immer auch starke Oszillationen der für den Seitencrash konzipierten Beschleunigungssensoren in den Fahrzeug-B-Säulen zu beobachten. Diese bleiben bei einer Schotterbettdurchfahrt unbewegt, da ihre Sensierungsrichtung um 90° zur Fahrtrichtung geneigt ist. Diese Art der Absicherung gegen sogenannte

Misuse-Fälle nimmt in der Entwicklung von Airbagsystemen einen großen Stellenwert ein. Für die Körperschallauswertung im Fahrzeugcrash wurde aus diesem Grund ein eigenes Fahrzeug ausgestattet, das bei jeder Fahrt mit einem im Fahrzeug integrierten Messrechner die im Airbag-Steuergerät auftretenden Körperschallsignale auswertet und in Echtzeit bzw. im Postprocessing eine Überschreitung der Zündschwellen meldet. So wurden *Misuse*-Fälle, wie laute Musik, Feldweg- und Bordsteinüberfahrten oder Wildunfälle in Form von mit Sand gefüllten Stoffsäcken abgetestet. Diese Daten fließen auch in die Kalibrierung des Airbag-Algorithmus ein.

Zusammenfassend wird in einer Frontalcrashsituation durch die Fahrzeugdeformation innerhalb der Crashzone im Gebiet des Stoßfängersystems die Struktur zu Schwingungen durch unterschiedliche Effekte angeregt [Abb. 6.7]. Diese sind von unterschiedlicher Intensität und damit Priorität in Hinblick auf die Notwendigkeit für die Auswertung. Der Faltbeulprozess wirkt direkt auf die Starrkörperverzögerung zurück. Eine Rissinitiierung erzeugt zwar hohe Körperschallsignale, nicht aber ein Abbremsen des Fahrzeugs.

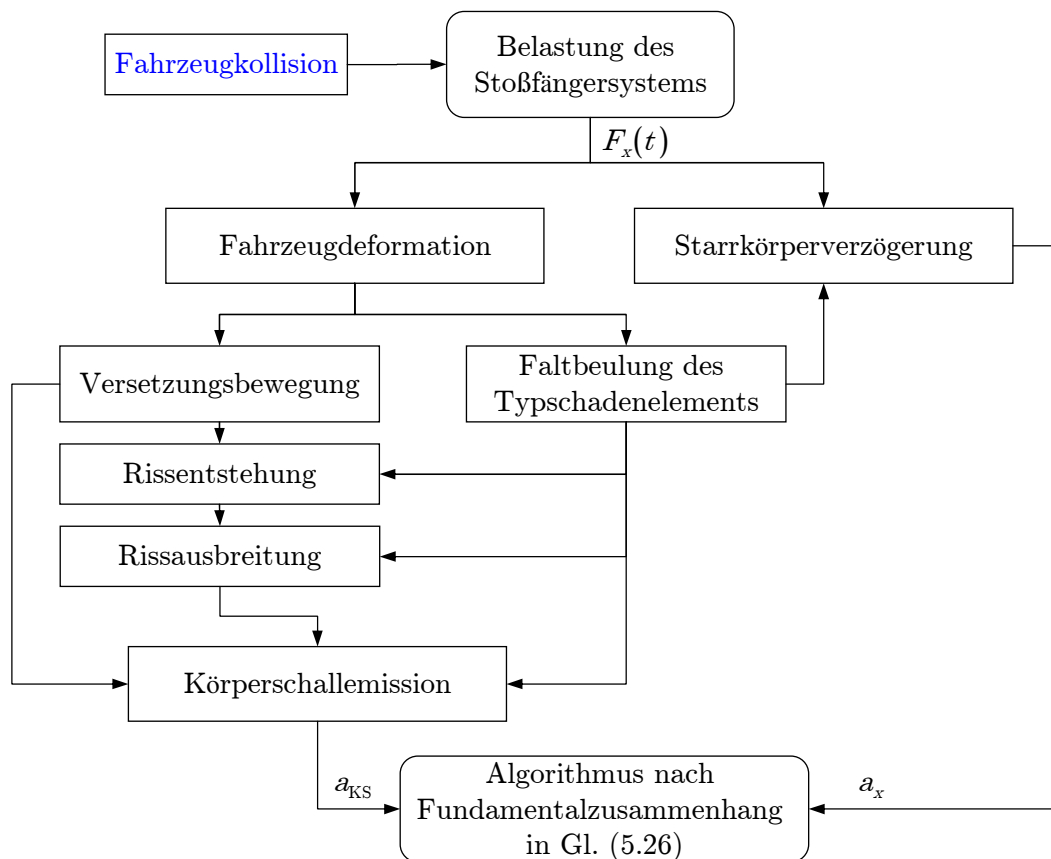


Abbildung 6.7: Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash - Auswertestrategie

Damit lässt sich durch Ausnutzen des *Fundamentalzusammenhangs* $\dot{a}_x \sim a_{KS}$ eine Verbindung zwischen dem gewünschten Versagen des Typschadenelements in Form eines Faltbeulprozesses und der daraus resultierenden Starrkörperverzögerung vornehmen. Das Körperschallsignal stellt ein Maß für die Deformation des Fahrzeugs im Crash dar.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Passive Sicherheitssysteme vermindern Unfallfolgen, wenn ein Unfall nicht mehr vermieden werden kann, beispielsweise durch gezielte Bremsengriffe. Die direkte Krafteinwirkung auf den Insassen ist die statistisch belegt häufigste Tötungsursache. Airbags-Systeme sollen die aus der Trägheitswirkung und Crashgeschwindigkeit resultierende Energie der Insassen absorbieren und direkte Krafteinwirkung (z.B. Kopfaufprall auf harte Kanten) verhindern. Bei der Deformation des Fahrzeugs wird die Struktur zu hochfrequenten Schwingungen angeregt, diese wird als Körperschallanregung definiert. Der Deformationsprozess und dessen zeitlicher Verlauf ist charakteristisch für die Verzögerung des Starrkörpers und der Körperschallanregung. Eine Klassifikation der Crashsituation ist für die optimale Auslösung der Insassenschutzsysteme unerlässlich. Das Airbag-Steuergerät hat die Aufgabe, kritische von unkritischen Unfallsituationen zu trennen und die entsprechenden Rückhaltmittel anzusteuern.

Ergänzend zur standardisierten Auswertung der Starrkörperbewegung bietet die Berücksichtigung der angeregten Strukturschwingung ein Zugewinn an Informationen über den Deformationsprozess. Im Rahmen dieser Arbeit werden Frontalcrashsituationen untersucht. Dieser Crashtyp ist der im realen Straßenverkehr am häufigsten auftretende Lastfall. In diesem deformiert das Fahrzeug beginnend beim Stoßfänger sukzessiv von vorne nach hinten bis maximal zur sehr steifen Fahrgastzelle. Innerhalb der für die Airbag-Aktivierung zur Verfügung stehenden Zeit von maximal 30 ms (Fahrzeug und Lastfall abhängig) wird strukturellmechanisch ausschließlich das Stoßfängersystem, bestehend aus Typschadenelement und Querträger, belastet. Die Airbag-relevante Körperschallentstehung durch einen Fahrzeugcrash lässt sich auf den Deformationsprozess des Verbunds aus Querträger und Typschadenelement zurückführen.

Trotz fehlender Standardisierung des Stoßfängersystems, hat sich das Kosten-Nutzen optimierte mechanische Konzept der Fallbox bzw. Crashbox durchgesetzt. Ein geschlossenes Profil aus Aluminium oder Stahl dünner Wandstärke mit einem Längen-Höhenverhältnis zwischen 1 und 2 absorbiert die Crashenergie durch Fallbeulen.

Die Versagens- und Schädigungsprozesse bei der Deformation der Crashbox erzeugen unterschiedliche starke charakteristische Körperschallanregungen, deren Wirkmechanismen auf verschiedenen Größenskalen ablaufen. Versetzungsbewegungen auf der mikromechanischen Ebene stellen den, der Plastifizierung von Metallen, grundlegenden Mechanismus dar. Die in die Struktur emittierte Körperschalleistung P_{KS}^{Vers} ist direkt proportional zur Deformationsgeschwindigkeit. Für eine Verwendung in der Crasherkenntnis ist jedoch die emittierte Leistung zu gering.

Mit aufgestauten Versetzungen und anwachsender Belastung bilden sich bei der Plastifizierung von Metallen Schädigungen makroskopischer Größenordnung, beispielsweise in Form von Poren, aus. Diese stellen eine hohe Spannungskonzentration dar und begünstigen bzw. initiieren Risse und deren Wachstum. Die freiwerdende Leistung wachsender Risse ist unabhängig von der Deformationsgeschwindigkeit $P_{KS}^{Riss} = const.$, so dass im Sinne der Crasherkenntnis die Rissentstehung und -ausbreitung als Störsignale im gemessenen Körperschallsignal zu werten sind.

Bei geeigneter Konstruktion und Materialwahl ist das Versagen der Crashbox durch den Faltbeulprozess dominiert. Die erzwungenen Körperschallschwingungen bzw. die an die Struktur abgegebene Leistung ist eine Funktion der auf die Struktur einwirkenden Kraft in Längsrichtung $P_{KS}^{Beul}(t) = f(F_x(t))$. Damit besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der Starrkörperverzögerung a_x und der erzwungenen Strukturschwingung a_{KS} . Der in einem Fahrzeugcrash messbare Körperschall ist ein Maß für die Fahrzeugdeformation und lässt sich für die Crashererkennung einsetzen.

Umfangreiche Test- und Versuchsprogramme sowie geeignete Crashesimulationen bestätigen die theoretischen Zusammenhänge von Typschadendeformation und daraus resultierender Körperschallanregung. Zugversuche belegen die direkte Proportionalität zwischen Deformationsgeschwindigkeit und emittierter Körperschalleistung bei fahrzeugspezifischen Stahl- und Aluminiumlegierungen. Rollbockversuche erlauben die Bewertung von Rissereignissen verschiedener Stoßfängerkonstruktionen und zeigen, dass eine Körperschallanregung der Größenordnung stattfindet, die dem dominanten Faltbeulprozess entsprechen. Dieser wurde neben den Rollbockversuchen durch Simulationen und Fallturmtest genauer spezifiziert. Im Vergleich mit realen Crashversuchen zeigt sich, dass die im Airbag-Steuergerät messbaren Körperschallsignale durch das Faltbeulen und damit der auf die Fahrzeuglängsträgerstruktur einwirkenden Kraftänderungen entsprechen. Dieser Zusammenhang wird als *Fundamentalezusammenhang der Crashererkennung mittels Körperschall* definiert. Ein Algorithmus zur Trennung und Erkennung verschiedener Crashlastfälle muss auf der Verbindung von Starrkörperverzögerung und Körperschallanregung basieren. Störeffekte wie die makroskopische Rissentstehung und -ausbreitung resultieren nicht in einer starken Längsträgerkraftschwankung und lassen sich somit aus dem gemessenen Körperschallsignal eliminieren. Das Körperschallsignal ist eine charakteristische Funktion der Unfallschwere. Das Verbesserungspotential herkömmlicher, starrkörperverzögerungsbasierter Crashererkennung durch die körperschallbasierte Crashklassifikation begründet sich auf dem Informationsgewinn über den Fahrzeugdeformationsprozess. Die hier vorgestellte Crashererkennungslogik bildet die Basis für die Implementierung im Airbag-Steuergerät eines im Sommer 2008 in Serie gegangenen Fahrzeugs der Kompaktklasse.

Die Untersuchung sechs verschiedener Fahrzeugplattformen und deren teilweise stark differierender Konstruktionen zeigt, dass die Körperschallentstehung und damit die Kalibrierung des Crashererkennungsalgorithmus für jedes Fahrzeug spezifisch ist und zur Auslegung einen hohen Testaufwand erfordert. Mit geeigneter Modifikation des Stoßfängersystems ließe sich aktiv Körperschall erzeugen, der über geeigneter Codierung Rückschlüsse auf die relative Crashgeschwindigkeit und Seite des Aufpralls zulassen würde. Die Konstruktion des aktiv körperschallerzeugenden Elements müsste dabei so gewählt werden, dass die definierte Körperschallsequenz vor der eigentlichen Deformation des Stoßfängersystems stattfinden kann. Damit lässt sich der Zielkonflikt zwischen mechanischer Anforderung und möglicher Veränderung des Typschadenelements durch den Körperschallerzeuger vermeiden. Im Bezug auf mechanische Realisierung und signaltheoretischer Betrachtung der Körperschallsequenzen sind umfangreiche Untersuchungen notwendig. Erste grundlegende Schutzrechte wurden bereits definiert [151] und stoßen auf großes Interesse seitens der Fahrzeughersteller, da so die Möglichkeit besteht, die Airbagkalibrierung unabhängig von der konkreten Fahrzeugstruktur durchzuführen. Ziel der an dieser Arbeit anschließenden Untersuchungen muss es sein, mittels aktiver Körperschallerzeugung in der Crashzone die relative Crashgeschwindigkeit zu bestimmen und über den *Fundamentalezusammenhang* die Crasheschwere abzuschätzen.

Literaturverzeichnis

- [1] *Kollisions-Kompatibilität bei Personenkraftwagen erreichen, aber wie?* Bd. 1471. Verein Deutscher Ingenieure, 1999 (VDI Berichte)
- [2] *Konstruktive Aspekte der Kompatibilität.* Bd. 1471. Verband Deutscher Ingenieure, 1999 (VDI Berichte)
- [3] *Radarbasierte Nahfeldsensorik zur Precrash Sensierung.* Bd. 1471. Verband Deutscher Ingenieure, 1999 (VDI Berichte)
- [4] *Akustische Wellen und Felder.* Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006 (DEGA-Empfehlung 101)
- [5] AKSOGAN, O.: Dynamic Buckling of a Cylindrical Shell with Variable Thickness Subject to a Time-Dependent External Pressure Varying as a Power Function of Time. In: *Journal of Sound and Vibration* 254 (2002), S. 693–702
- [6] ALTENBACH, H.: *Werkstoffmechanik - Einführung.* Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1993
- [7] ALTENBACH, H. ; ALTENBACH, J. ; KISSING, W.: *Mechanics of Composite Structural Elements.* Springer Verlag, 2004
- [8] ALTENBACH, H. ; ALTENBACH, J. ; NAUMENKO, K.: *Ebene Flächentragwerke: Grundlagen der Modellierung und Berechnung von Scheiben und Platten.* Springer-Verlag, 2007
- [9] ALTENBACH, H. ; BLUMENAUER, H.: Grundlagen und Anwendungen der Schädigungsmechanik. In: *Neue Hütte* 6 (1989), S. 214–219
- [10] ALTENBACH, J. ; ALTENBACH, H.: *Einführung in die Kontinuumsmechanik.* Teubner Studienbücher, 1994
- [11] APPEL, H. ; KRABBEL, G. ; VETTER, D.: *Unfallforschung, Unfallmechanik und Unfallrekonstruktion.* Verlag Information Ambs GmbH, 2002
- [12] APPEL, H. ; KRAMER, F. ; GLATZ, W.: *Quantifizierung der passiven Sicherheit.* Bundesanstalt für Straßenwesen, 1991
- [13] ARMENTROUT, D. ; CARPENTER, S.: *An Investigation of Lüders Band Deformation and the Associated Acoustic Emission in Al Alloys.* Journal of Acoustic Emission, 1997
- [14] ASHBY, M.F. ; JONES, D. ; HEINZLMANN, M.: *Werkstoffe 2: Metalle, Keramiken und Gläser, Kunststoffe und Verbundwerkstoffe.* Elsevier Spektrum Akademischer Verlag, 2006
- [15] AXISA, F. ; TROMPETTE, P.: *Modelling of Mechanical Systems.* Bd. 2. Elsevier Spektrum Akademischer Verlag, 2005
- [16] BASAR, Y. ; KRÄTZIG, W.B.: *Mechanik der Flächentragwerke.* Vieweg, 1985
- [17] BATHE, K.J.: *Finite Elemente Methoden.* Springer Verlag, 2002
- [18] BECKER, W. ; GROSS, D.: *Mechanik elastischer Körper und Strukturen.* Springer-Verlag, 2002
- [19] BEINERT, J. ; KALTHOFF, J.F. ; SEIDELMANN, U. ; SOLTESZ, U.: Das Schattenoptische Verfahren und seine Anwendung in der Bruchmechanik. In: *Gemeinschaft für Experimentelle Spannungsanalyse*, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1977 (VDI-Berichte 297), S. 15–25

- [20] BELYTSCHKO, T. ; LUI, W.K. ; MORAN, B.: *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structure*. Wiley Verlag, 2005
- [21] BELYTSCHKO, T. ; TSAY, C.S.: Explicit Algorithms for Nonlinear Dynamics of Shells. In: *Journal of Applied Mechanics of Dynamics* 48 (1981), S. 209–231
- [22] BERGMANN, W.: *Werkstofftechnik, Teil 1. Grundlagen*. Carl Hanser Verlag München, 2000
- [23] BETTEN, J.: *Kontinuumsmechanik*. Springer, 2001
- [24] BLUMENAUER, H. ; PUSCH, G.: *Technische Bruchmechanik*. Deutscher Verlag für Grundwerkstoffe, 1993
- [25] BOCK, G.: *Körperschallverhalten: Rechnerische Untersuchung des Körperschallverhaltens von Maschinstrukturen durch akustisch äquivalente Modelle*. Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., 1989
- [26] BOHLEN, J. ; CHMELIK, F. ; DOBRON, P.: Acoustic Emission During Tensile Testing of Magnesium AZ Alloys. In: *Journal of Alloys and Compounds* 378 (2004), S. 214–219
- [27] BOIS, P.A.: *Crashworthiness Engineering*. Livermore Software Technology Corporation, 2004
- [28] BRANDMEIER, T. ; FESER, M.: Crash Impact Sound Sensing, Higher Performance for Lower Costs. In: *Airbag 2004*, 2004
- [29] BRONSTEIN, I.N. ; SEMENDJAJEW, K.A. ; MUSIOL, G. ; MÜHLIG, H.: *Taschenbuch der Mathematik*. 6. Verlag Heri Deutsch, 2005
- [30] BUECHTER, N. ; RAMM, E.: Shell Theory Versus Degeneration - a Comparison of Large Rotation Finite Element Analysis. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 34 (1992), S. 39–59
- [31] BUEHLER, M. J. ; GAO, H.: Biegen und Brechen im Supercomputer. In: *Physik unserer Zeit* 35 (2004), S. 30 – 37
- [32] BUI, H.D.: *Fracture Mechanics - Inverse Problems and Solutions*. Springer, 2006
- [33] BURG, H. ; MOSER, A.: *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion*. Vieweg Verlag, AZT/MTZ Fachbuch, 2007
- [34] CARPENTER, S.H. ; HIGGINS, F.P.: Sources of Acoustic Emission Generated During the Plastic Deformation of 7075 Aluminum Alloy. In: *Metallurgical and Materials Transactions A* 8 (1977), Nr. 10, S. 1165–1173
- [35] CHENG, J. ; HAN, H. ; TAHERI, F.: An Adaptive Enhancement of Dynamic Buckling of a Laminated Composite Beam under Axial Impact by Surface Bonded Piezoelectric Patches. In: *Computational Methods of Applied Mechanic Engineering* 197 (2008), S. 2680–2691
- [36] CREMER, L. ; HECKL, M.: *Körperschall*. Springer Verlag, 1996
- [37] CREMER, L. ; HECKL, M. ; PETERSSON, B.: *Structure-Borne Sound*. Springer Verlag, 2005
- [38] DANESHI, G.H. ; HOSSEINIPOUR, S.J.: Elastic Plastic Theory for Initial Buckling Load of Thin Walled Grooved Tubes under Axial Compression. In: *Journal of Materials Processing Technology* 125 (2002), S. 826–832
- [39] DATTA, J.: *Aluminium-Schlüssel*. 6. Aluminium-Verlag, 2002
- [40] DAVIS, J.R. ; BLAU, P.J. (Hrsg.): *ASM Handbook - Fatigue and Fracture*. 3. AMS International, 2002 (19)
- [41] DOYLE, J.F.: *Modern Experimental Stress Analysis*. John Wiley & Sons Ltd, 2004
- [42] DRESIG, H. ; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik*. Springer Verlag, 2006
- [43] DUGDALE, D.: Yielding of Steel Sheets Containing Slits. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 8 (1960), S. 100–104

- [44] FAERBER, E.: *Einfluss der Korrosion auf die passive Sicherheit im PKW*. Bd. Fahrzeugtechnik Heft 1. Bundesanstalt für Straßenwesen, 1993
- [45] FAHLQUIST, J.N.: Responsibility ascriptions and Vision Zero. In: *Accident Analysis & Prevention* 38 (2006), Nr. 6, S. 1113–1118
- [46] FAHY, F. (Hrsg.) ; WALKER, J. (Hrsg.): *Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration*. Spon Press, 2004
- [47] FARAHMAND, B.: *Fracture Mechanics of Metals, Composites, Welds and Bolted Joints*. Kluwer Academic Publishers, 2001
- [48] FENG, X.Q. ; GROSS, D.: An Approximate Scheme for considering Effects of Microcrack Interaction on the Overall Constitutive Relation of Brittle Solids under complex Loading. In: *Acta Mechanica* 139 (2000), S. 144–159
- [49] FLÜGGE, Wilhelm: *Statik und Dynamik der Schalen*. Springer-Verlag, 1957
- [50] FLÜGGE, Wilhelm: *Stresses in Shells*. Springer-Verlag, 1962
- [51] FLORENCE, A.L. ; ABRAHAMSON, G.R.: Critical Velocity for Collapse of Viscoplastic Cylindrical Shells Without Buckling. In: *Journal of Applied Mechanics* 44 (1977), S. 89–94
- [52] FLORENCE, A.L. ; GOODIER, J.N.: Dynamic Plastic Buckling of Cylindrical Shells in Sustained Axial Compressive Flow. In: *Journal of Applied Mechanics* 35 (1968), S. 80–86
- [53] FREUND, L.B.: *Dynamic Fracture Mechanics*. Cambridge University Press, 1993
- [54] FRIK, S. ; GOSOLITS, B ; BÖTTCHER, G.S.: 20 Years of Crash Simulation at Opel - Experiences for Future Challenge. In: *4. LS-DYNA Forum*, 2005
- [55] FUNG, Y.C. ; TONG, P.: *Classical and Computational Solid Mechanics*. Reprinted. Singapore : World Scientific, 2007
- [56] GELB, A.: *Applied Optimal Estimation*. The M.I.T. Press, 1974
- [57] GIRKMANN, K.: *Flächentragwerke*. Springer-Verlag, 1956
- [58] GÖLDNER, H.: *Lehrbuch Höhere Festigkeitslehre*. Bd. 2. Hanser Fachbuchverlag, 2001
- [59] GOODIER, J.N.: Dynamic Plastic Buckling. In: HERRMANN, G. (Hrsg.): *Proceedings of the International Conference on Dynamic Stability of Structures*, Pergamon, 1967, S. 189–211
- [60] GOTTSTEIN, G.: *Physikalische Grundlagen der Materialkunde*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001
- [61] GREWAL, M.S. ; ANREWS, A.P.: *Kalman Filtering - Theory and Practice using MATLAB*. Wiley Verlag, 2001
- [62] GRIFFITH, A.A.: The Phenomena of Rupture and Flow in Solids. In: *Philosophical Transaction, Series A* 221 (1921), S. 163–198
- [63] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHRÖDER, J. ; WERNER, E.: *Formeln und Aufgaben zur Technischen Mechanik 4*. Springer-Verlag, 2008
- [64] GROSS, D. ; SEELIG, Th.: *Bruchmechanik*. Springer Verlag, 2007
- [65] GROSS, D. ; WRIGGERS, P. ; HAUGER, W.: *Technische Mechanik*. Bd. 4. Hydromechanik, Elemente der Höheren Mechanik, Numerische Methoden. Springer, 2009
- [66] GRUBER, M.: Vision Zero in Deutschland / Swiss Re Centre for Global Dialogue. 2005. – Forschungsbericht
- [67] GURSON, A.L.: Continuum Theory of Ductile Rupture by Void Nucleation and Growth. In: *Transaction ASME - Journal of engineering materials and technology* 99 (1977), S. 2–15
- [68] HAHN, H.: Grundlagen der Materialwissenschaft III / Technische Universität Darmstadt. 2002. – Vorlesungsskript

- [69] HALLQUIST, J. O. (Hrsg.): *LS-DYNA Theoretical Manual*. Livermore Software Technology Corporation, 2005. – 111–122 S.
- [70] HARRISON, R.P. ; LOOSEMORE, K. ; MILNE, I. ; DOWLING, A.R.: *Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects*. CEGB Report No. R/H/ R, 1976
- [71] HAUPT, H.: *Ein auf der Schallemission basierendes Verfahren zur Risserkennung im Umformprozess*, Universität Paderborn, Diss., 2003
- [72] HECKL, M.: Energiebetrachtungen zur Körperschallentstehung und -ausbreitung. In: *Konstruktion* 28 (1976), S. 72–81
- [73] HEIPLE, C.R. ; CARPENTER, S.H.: Acoustic Emission Produced by Deformation of Metals and Alloys A Review. In: *Journal of Acoustic Emission* 6 (1987), Nr. 4, S. 177–204
- [74] HERING, E. ; MORTIN, R. ; STOHRER, M.: *Taschenbuch der Mathematik und Physik*. Bd. 4. Springer Verlag, 1995
- [75] HESSE, W.: *Aluminium-Schlüssel*. 7. Aluminium-Verlag, 2006
- [76] HIRTH, J. ; LOTHE, J.: *Theory of Dislocations*. J. Wiley&Sons, New York, 1982
- [77] HODGE, P.G.: Impact Pressure Loading of Rigid-Plastic Cylindrical Shells. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 3 (1955), S. 176–188
- [78] HORIKAWA, K. ; KOBAYASHI, H. ; TAKEUCHI, Y.: *Acoustic Emission of Fatigue-Deformed Aluminium Alloys for Automotive Panels*. DGZfP-Proceedings BB 90-CD, 2004
- [79] HUANG, M.: *Vehicle Crash Mechanics*. CRC Press, 2002
- [80] HUGHES, T.J.R.: *The Finite Element Method - Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis*. Prentice Hall, 1987
- [81] IRWIN, G.R.: Analysis of Stresses and Strains near the End of a Crack Traversing a Plate. In: *Journal of Applied Mechanics* 24 (1957), S. 361–364
- [82] JOHNSON, C.: *Numerical Solution of Partial Differential Equations by the Finite Element Method*. Cambridge University Press, 1992
- [83] JONES, N.: *Structural Impact*. Cambridge University Press, 1989
- [84] JONES, N. ; KARAGIOZOVA, D.: On Dynamic Buckling Phenomena in Axially Loaded Elastic-Plastic Cylindrical Shells. In: *International Journal of Non-Linear Mechanics* 37 (2002), S. 1223–1238
- [85] KAISER, J.: *Untersuchung über das Auftreten von Geräuschen beim Zugversuch*, Fakultät für Maschinenwesen und Elektrotechnik der TU-München, Diss., 1950
- [86] KALMAN, R.E.: A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems. In: *Transaction of the ASME - Journal of Basic Engineering* 82 (1960), S. 35–45
- [87] KARAGIOZOVA, D. ; JONES, N.: Inertia Effects in Axisymmetrically Deformed Cylindrical Shells under Axial Impact. In: *International Journal of Impact Engineering* 24 (2000), S. 1083–1115
- [88] KARAGIOZOVA, D. ; JONES, N.: Influence of Stress Waves on the Dynamic Plastic and Dynamic Progressive Buckling of Cylindrical Shells under axial Impact. In: *International Journal of Solid Structure* 38 (2001), S. 6723–6749
- [89] KARAGIOZOVA, V. ; KARAGIOZOVA, D.: Chaotic Phenomena in the Dynamic Buckling of an Elastic-Plastic Column under Impact. In: *Nonlinear Dynamics* 9 (1996), S. 265–280
- [90] KÜHN, M. ; FRÖMING, R. ; SCHINDLER, V.: *Fußgängerschutz: Unfallgeschehen, Fahrzeuggestaltung, Testverfahren*. Springer Verlag, 2007
- [91] KIESEL, S. ; WEBER, S.: Optimierung und Umsetzung eines Algorithmus zur Überschlags-erkennung und Erweiterung mittels Kalman Filter / Fachhochschule Ingolstadt. 2006. – Forschungsbericht

- [92] KLEIN, B.: *FEM - Grundlagen und Anwendung der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Vieweg, 2007
- [93] KLOCKE, F. ; KÖNIG, W.: *Fertigungsverfahren 4*. Springer-Verlag, 2006
- [94] KOLLMANN, F.G. ; SCHLÖSSER, T.F. ; ANGERT, R.: *Praktische Maschinenakustik*. Springer Verlag, 2006
- [95] KRAMER, F.: *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen, Biomechanik - Simulation und Sicherheit im Entwicklungsprozess*. Vieweg Verlag, 2006
- [96] KRÖGER, M. ; HARTLIEB, M. ; M, Nohr.: Optimization of Crash Absorbers with Respect to Different Accident Scenarios. In: *Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentchnik 6* (1997), S. 499–515
- [97] KUHLMAYER, A.: *Simulation der Entstehung von Versetzungsstrukturen am Beispiel von AlMg5Mn*, Universität Hannover, Diss., 2003
- [98] KUNA, M.: *Numerische Beanspruchungsanalyse von Rissen*. Vieweg Teubner, 2008
- [99] LANDAU, L.D. ; LIFSCHITZ, E.M. ; ZIESCHE, P. (Hrsg.): *Lehrbuch der theoretischen Physik*. Akademie-Verlag Berlin, 1983 (Band 7: Elastizitätstheorie)
- [100] LANGE, E.: Sicher auf Achse. Stahl im Automobilbau. In: *Stahl und Eisen* 128 (2008), S. 64–67
- [101] LANGWIEDER, K. ; HUMMEL, T. ; MÜLLER, C.: *Vergleich der passiven Sicherheit von Kleinwagen mit und ohne Airbag Erkenntnisse aus Realunfällen*. Bd. 9605. Verband für Schadensversicherer e.V., 1996
- [102] LAUERER, C. ; FESER, M. ; BRANDMEIER, T.: *Advanced Crash Discrimination using Crash Impact Sound Sensing (CISS)*. Springer Verlag, 2004
- [103] LAUERER, C. ; FESER, M. ; SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T.: Crashererkennung durch Körperschallmessung. In: BRILL, U. (Hrsg.): *Sensoren im Automobil*, Haus der Technik, 2006
- [104] LEE, K.S. ; KIM, S.K. ; YANG, I.Y.: The Energy Absorption Control Characteristics of Al Thin-Walled Tube under Quasi-Static Axial Compression. In: *Journal of Materials Proceedings Technology* 201 (2008), S. 445–449
- [105] LEISTNER, M.: *Grundlagen der Schallemissionsanalyse zur zerstörungsfreien Werkstoffprüfung und Überwachung*. Akademie der Wissenschaften der DDR, 1984
- [106] LEISTNER, M.: *Allgemeine Anmerkungen zur Schallemissionsanalyse*. DGZfP BB42 10. Koll. Schallemission, 1994
- [107] LERCH, R. ; SESSLER, G. ; WOLF, D.: *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendung*. Springer Verlag, 2008
- [108] LI, X. ; CHEN, Y.: Transient Dynamic Response Analysis of Orthotropic Circular Cylindrical Shell under External Hydrostatic Pressure. In: *Journal of Sound and Vibration* 257 (2002), S. 967–976
- [109] LINDBERG, H.E.: Buckling of a very Thin Cylindrical Shell due to an Impulsive Pressure. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 86 (1964), S. 267–272
- [110] LINDBERG, H.E. ; FLORENCE, A.L.: *Dynamic Pulse Buckling, Theory and Experiment*. Martinus Nijhoff Publishers, 1987
- [111] LINDERER, W.: *Einrichtung zum Schutze von in Fahrzeugen befindlichen Personen gegen Verletzungen bei Zusammenstößen*. Oktober 1951
- [112] LONG, Q.Y. ; HUAZI, Y.: Acoustic Emission during Deformation of Dual-Phase Steels. In: *Metallurgical and Materials Transactions A* 21 (1990), Nr. 1, S. 373–379

- [113] LUEGMAIR, M.: Randbedingungen der Körperschallausbreitung im Fahrzeug zur Crasherkenntnis. In: *DAGA 2008 - Fortschritte der Akustik*, 2008
- [114] LUEGMAIR, M. ; SPANNAUS, P.: Advanced Passenger Safety by Structure Born-Sound Detection. In: *ICSAT 2008 - International Conference on Sustainable Automotive Technologies*, 2008
- [115] MECHELHOFF, W. S. ; TORWIE, H.J. ; EBENER, H.: *Ursache und Aussagefähigkeit der Schallemission bei plastischer Verformung von Kupfer und Kupferlegierungen*. Minister für Wissenschaft und Forschung des Landes Nordrhein-Westfalen, 1981
- [116] MERZINGER, G. ; MÜHLBACH, G. ; WILLE, D.: *Formeln zur Höheren Mathematik*. Bd. 3. Binomi Verlag, 1999
- [117] MEYWERK, M.: *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Springer, 2007
- [118] MINDLIN, R.D.: Influence of Rotary Inertia and Shear on Flexural Motion of Isotropic Elastic Plates. In: *Journal of Applied Mechanics* 18 (1951), S. 31–38
- [119] MÜLLER, G. ; GROTH, C.: *FEM für Praktiker Band 1. Grundlagen: Basiswissen und Arbeitsbeispiele zu FEM-Anwendungen*. Vieweg Verlag Heri Deutsch, 2007
- [120] MORTIMER, R.W. ; ROSE, J.L. ; COU, P.C.: Longitudinal Impact of Cylindrical Shells. In: *Experimental Mechanics* 12 (1972), S. 25–31
- [121] MÖSER, M.: *Technische Akustik*. Springer Verlag, 2007
- [122] MUNERA, D. ; LACASSIN, L ; PINARD, F.: Very and ultra high Strength Steels based Tailored Blanks: a Step Further Towards Vehicle Crash Performances Improvement. In: *Revue de Metallurgie* 104 (2007), S. 613–624
- [123] NAUMENKO, K. ; ALTENBACH, H.: *Modeling of Creep for Structural Analysis*. Springer, 2007
- [124] NEEDLMAN, A. ; TVERGAARD, V.: An Analysis of Ductile Rupture in Notched Bars. In: *Journal of Mechanics and Physics* 32 (1984), S. 461–490
- [125] NICHOLAS, T. ; ZUKAS, J.A. (Hrsg.): *Material Behavior at High Strain Rates*. John Wiley, New York, 1982
- [126] NIEMANN, H.: *Bela Barényi, Nestor der passiven Sicherheit*. Mercedes Benz AG, 1994
- [127] OESTREICHER, L.: Korrelationsanalyse von Körperschallsignalen im Fahrzeugcrash. In: *DAGA 2008 - Fortschritte der Akustik*, 2008
- [128] OESTREICHER, L. ; LUEGMAIR, M.: Structure Born Sound Transmission in Vehicle Structure as an Important Influence on Structure-Born Sound based Crash Detection. In: *ATZ World Wide* 02 (2008), S. 38–41
- [129] OSTERMEYER, G.P.: *Mechanik III, Kontinuumsschwingungen, Prinzipie der Mechanik*. Fachbereich Maschinenbau der TU Braunschweig, 2001
- [130] PEACH, M. ; KOEHLER, J.: *The Forces Exerted on Dislocations and the Stress Fields Produced by them*. Bd. 80. Physic Review, Seite 413-427, 1950
- [131] PENG, S.Z.: Dynamic Stress Concentration an a Ribbed Plate using the Acoustical Wave Propagator Technique. In: *Journal of Sound and Vibration* 279 (2005), S. 75–88
- [132] PETERS, G. A. ; PETERS, B.J.: *Automotive Vehicle Saftey*. Tylor and Francis, 2002
- [133] PFLÜGER, A.: *Stabilitätsprobleme der Elastostatik*. Springer-Verlag, 1950
- [134] PLÖDEREDER, E. ; KELLER, H.B. ; SOMMERFELD, H.: *Automotive - Safety & Security, Sicherheit und Zuverlässigkeit für automobile Informationstechnik*. Bd. Ada Deutsche Tagung 2004. Shaker Verlag Aachen, 2004

- [135] POLYZOS, B. ; DOUKA, E. ; TROCHIDIS, A.: Acoustic Emission Induced by Dislocation Annihilation during Plastic Deformation of Crystals. In: *Journal of Applied Physics* 89 (2001), Nr. 4, S. 2124–2129
- [136] RAVI-CHANDAR, K. ; RITCHI, R.D. (Hrsg.) ; KARIHALOO, B. (Hrsg.): *Comprehensive Structural Integrity - Fundamental Theories and Mechanisms of Failure*. Oxford : Elsevier Science, 2003. – 285–361 S.
- [137] RECKLING, K.A.: *Plastizitätstheorie und ihre Anwendung auf Festigkeitsprobleme*. Springer, 1967
- [138] REISSNER, E.: On the Theory of transverse bending of elastic plates. In: *International Journal of Solids and Structures* 12 (1976), S. 545–554
- [139] ROSAKIS, A.J. ; FREUND, L.B.: Optical Measurement of the Plastic Strain Concentration at a Crack Tip in a Ductile Steel Plate. In: *Journal of Engineering Materials and Technology* 104 (1982), S. 115–120
- [140] ROSSIKHIN, Y.A. ; SHITIKOVA, M.V.: Transient Response of Thin Bodies Subjected to Impact: Wave Approach. In: *The Shock and Vibration Digest* 39 (2007), S. 273–309
- [141] ROTTER, J.M. ; TENG, J.G. (Hrsg.): *Buckling of Thin Metal Shells*. Spon Press London-New York, 2004
- [142] SACHAU, D.: *Schwingungslehre mit Maschinendynamik*. Teubner Verlag, 2008
- [143] SCHLUPPKOTTEN, J.: *Ein Beitrag zur methodischen Integration von neuen Werkstoffen in die Fahrzeugcrashberechnung*. Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Band 16, 2001
- [144] SCHMITZ, G. ; BAITHER, D.: *Skript zur Vorlesung Werkstoffmechanik WS05/06*. 2005. – Institut für Materialphysik der Westfälische Wilhelms Universität Münster
- [145] SCHWARZ, T.: *Selbst- und Partnerschutz bei frontalen PKW-PKW-Kollisionen (Kompatibilität)*. VDI Verlag, 2002
- [146] SEELIG, Th. ; GROSS, D.: On the Stress Wave induced Curving of fast running Cracks - a Numerical Study by a Time-Domain Boundary Element Method. In: *Acta Mechanica* 132 (1999), S. 47–61
- [147] SEELIG, Th. ; GROSS, D. ; POTHMANN, K.: Numerical Simulation of a Mixed-Mode Dynamic Fracture Experiment. In: *International Journal of Fracture* 99 (1999), S. 325–338
- [148] SHIVASWAMY, B.S. ; BRAHMA, K.K. ; MURTHY, C.R.L.: Acoustic Emission For Evaluation of Fatigue Behaviour Of Al-Cu Alloy Sheets With A Hole. In: *14th World Conference on Destructive Testing, India*, 1996
- [149] SIMO, J.C. ; FOX, D.D.: On a Stress Resultant Geometrically Exact Shell Model. In: *Computational Methods in Applied Mechanics Engineering* 72 (1989), S. 267–304
- [150] SMITH, D.M.: *Engineering Computation with MATLAB*. Pearson, Addison-Wesley, 2008
- [151] SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M.: *Vorrichtung zur Detektion der Charakteristik eines Aufpralls auf ein Kraftfahrzeug*. Patent-Anmeldenummer: 200803780/WOZ/RIE, 2008
- [152] SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M. ; PAGGEL, J.: *Verfahren und Anordnung zum Erkennen einer Rollover-Situation*. Patent Nr. DE 10 2006 048 414 B3, 2006
- [153] SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M. ; PAGGEL, J.: *Method and Arrangement for Recognizing a Rollover Situation*. Patent Nr. WO 2008/043803 A1, 2008
- [154] SPANNAUS, P. ; ERTLMEIER, R.: Expanding Design Process of the Airbag Control Unit ACU. In: *WISES 2008 Sixth Workshop on Intelligent Solutions in Embedded Systems*, 2008

- [155] STATISTISCHES-BUNDESAMT: *Verkehrsunfälle im Personenkraftverkehr*. Statistisches Bundesamt für Straßenwesen, 2007
- [156] STEPHENS, R.I.: *Metal Fatigue in Engineering*. Wiley Verlag, 2001
- [157] STIENICZKA, N.: *Das narrensichere Auto*. WBG Darmstadt, 2006
- [158] STORM, R.: *Kompendium Maschinenakustik*. 2. Technische Universität Darmstadt, 2008
- [159] SZABÓ, I.: *Geschichte der mechanischen Prinzipien und ihrer wichtigsten Anwendungen*. Birkhäuser Verlag, 1996
- [160] SZABÓ, I.: *Höhere Technische Mechanik*. Bd. 5. Auflage. Springer Verlag, 2001
- [161] TAHERI, Z.: *Führer durch die räumliche Elastizitätstheorie*. Iconeon Verlag, 2004
- [162] TESSMAR, H.: *Untersuchung der kontinuierlichen Schallemission bei plastischer Deformation von ausgewählten Stählen*, TH Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Dissertation, 1984
- [163] TENSI, H.M.: The Kaiser-Effect and its Scientific Background. In: *European Conference an Acoustic Emission Testing DGZfP-Proceedings*, 2004
- [164] THOMAS, W.: *Untersuchung der Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash*, Hochschule für Angewandte Wissenschaften FH Ingolstadt, Diplomarbeit, 2007
- [165] TIMOSHENKO, S.: *Theory of Plates and Shells*. Springer-Verlag, 1940
- [166] TIMOSHENKO, S.P.: *Theory of Elasticity*. McGraw-Hill, 2006
- [167] VARGEL, Ch.: *Corrosion of Aluminium*. Elsevier Science, 2004
- [168] VAUGHAN, H.: The Response of a Plastic Cylindrical Shell to Axial Impact. In: *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik* 20 (1968), S. 321–328
- [169] VIELSACK, P.: Das Beulen von Platten infolge annähernd homogener Spannungszustände. In: *Ingenieur-Archiv* 48 (1979), S. 205–211
- [170] VLASOV, V.Z.: *Allgemeine Schalentheorie*. Springer-Verlag, 1949
- [171] VOLLRATH, M. ; BRIEST, S. ; SCHIESSL, C.: *Ableitung von Anforderungen an Fahrerassistenzsysteme*. Bd. Fahrzeugtechnik Heft 60. Bundesanstalt für Straßenwesen, 2006
- [172] WANG, Q. ; FAN, Z. ; GUI, L.: A Theoretical Analysis for the Dynamic Axial Crushing Behaviour of Aluminium Foam-Filled Hat Sections. In: *International Journal of Solids and Structures* 43 (2006), S. 2064–2075
- [173] WELCH, G. ; BISHOP, G.: An Introduction to the Kalman Filter / University of North Carolina at Chapel Hill. 2006. – Forschungsbericht
- [174] WELP, E.G.: *Untersuchung des Körperschallverhaltens von Platten- und Kastenstrukturen mit der Methode der Finiten Elemente*, TU Darmstadt, Diss., 1978
- [175] WENMIN, R. ; REIMERDES, H.G. ; OERY, H.: A Survey of Works on the Theory of Toroidal Shells and Curved Tubes. In: *ACTA Mechanica Sinica* 15 (1999), S. 225–234
- [176] WERNER, U. ; HOFREITER, A.: Vision Zero, Mehr Verkehrssicherheit auf deutschen Straßen / 62. Fraktionsbeschluss der Bundestagsfraktion Bündnis 90 Die Grünen. 2007. – Forschungsbericht
- [177] YOFFE, P.: The Moving Griffith Crack. In: *Philosophical Magazine* 42 (1951), S. 739–750
- [178] ZHANG, Ch. ; GROSS, D.: *On Wave Propagation in Elastic Solids with Cracks*. WIT Press, 1997
- [179] ZIMMERMANN, E. ; MUNTEAN, V.: Pre-crash Actuator to Improve Car Structural Performance in Side Impact. In: *International EAEC Conference on Vehicle and Traffic Systems Technology*, 2007

Paul Spannaus

Lebenslauf

Persönliche Daten

Geboren 05.10.1981 in Halle an der Saale
seit 2005 wohnhaft in Ingolstadt

Werdegang

- 08/1988 – 06/1990 **Gesamtschule**, Halle/Saale.
09/1990 – 07/1992 **Grundschule**, München.
09/1992 – 07/1994 **Gymnasium**, Pfaffenhofen.
09/1994 – 07/1998 **Realschule**, Pfaffenhofen.
09/1998 – 07/2000 **Fachoberschule**, *Zweig: Technik*, Ingolstadt.
08/2000 – 07/2001 **Grundwehrrersatzdienst**, *Bayerisches Rotes Kreuz*, Pfaffenhofen an der Ilm.
Altenpflege und -betreuung
10/2001 – 09/2005 **Fachhochschule Ingolstadt**.
Dipl.-Ing.(FH), Maschinenbau mit der Vertiefung Fahrzeugtechnik
seit 10/2005 **Fachhochschule Ingolstadt**.
Wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Angewandte Forschung IAF

Veröffentlichungen

Diplomarbeit

- [1] SPANNAUS, P.: *Querdynamik : Entwicklung von Fahrdynamikmodellen zur Ermittlung der Quergeschwindigkeit und zur Verlaufsbeschreibung von Fahrzeugüberschlägen mittels Fahrdynamikdaten*, Fachhochschule Ingolstadt, Siemens VDO, Diplomarbeit, 2005

Veröffentlichungen

- [2] LAUERER, C. ; FESER, M. ; SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T.: Crashererkennung durch Körperschallmessung. In: BRILL, U. (Hrsg.): *Sensoren im Automobil*, Haus der Technik, 2006
- [3] PAGGEL, J. ; SPANNAUS, P. ; FESER, M.: Active and Passive Safety Integration for Advanced Rollover Protection. In: *Airbag 2006*, 2006
- [4] SPANNAUS, P.: Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 2008 Dresden*, 2008
- [5] SPANNAUS, P. ; ERTLMEIER, R.: Expanding Design Process of the Airbag Control Unit ACU. In: *WISES 2008 Sixth Workshop on Intelligent Solutions in Embedded Systems*, 2008
- [6] LUEGMAYER, M. ; SPANNAUS, P.: Advanced Passenger Safety by Structure Born-Sound Detection. In: *ICSAT 2008 - International Conference on Sustainable Automotive Technologies*, 2008

- [7] SPANNAUS, P. ; LUEGMAYER, M.: Körperschallsensorik für verbesserten Insassenschutz. In: SCHWEIGER, G. (HRSG.): *Forschungsbericht 2008*, Hochschule für angewandte Wissenschaften, 2008

Patente und Erfindungsmeldungen

- [8] SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M. ; PAGGEL, J.: *Verfahren und Anordnung zum Erkennen einer Rollover-Situation*. Patent Nr. DE 10 2006 048 414 B3, 2006
- [9] SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M. ; PAGGEL, J.: *Methode and Arrangement for Recognizing a Rollover Situation*. Patent Nr. WO 2008/043803 A1, 2008
- [10] SPANNAUS, P. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M.: *Vorrichtung zur Detektion der Charakteristik eines Aufpralls auf ein Kraftfahrzeug*. Anmeldenummer. 200803780/WOZ/RIE, 2008

Fachvorträge

- [11] SPANNAUS, P.: Crashererkennung durch Körperschall. *Ilmenau VDI Kolloquium Kraftfahrzeugtechnik*, TU-Ilmenau, 01/2007
- [12] SPANNAUS, P.; LUEGMAYER, M.: Crashererkennung mit Körperschall. Vortragsreihe: *Hochschule am Feierabend*, Hochschule Ingolstadt, 04/2007
- [13] SPANNAUS, P.; ERTLMEIER, R.: Fahrdynamik im realen Fahrzeug – Theorie und Praxis. Vortragsreihe: *Hochschule am Feierabend*, Hochschule Ingolstadt, 04/2008
- [14] ERTLMEIER, R.; SPANNAUS, P.: Verbindung aktiver und passiver Sicherheitstechnik im Fahrzeug. *Ilmenau VDI Kolloquium Kraftfahrzeugtechnik*, TU-Ilmenau, 05/2008
- [15] SPANNAUS, P.: Crash Chaos. *Workshop Stochastische Analysis*, Neuhermsdorf, 09/2008
- [16] MÜHLFELD, F.; SPANNAUS, P.: Feature Modeling for Automotive Safety Systems. *GAMM-Workshop: Stochastische Modelle und Steuerung*, Lutherstadt Wittenberg, 03/2009

Auszeichnungen

- 2005 **Anerkennung für herausragende Bearbeitung der Diplomarbeit**, Akademische Feier 2005 der Hochschule Ingolstadt, Siemens VDO.
- 2006 **Bestes Bayerisches Projekt der FH³-Förderrunde 2006**, Wissenschaftsshow Forschung an Fachhochschulen, Bundesministerium für Bildung und Forschung.
- 2008 **Bayerischer Innovationspreis 2008**, Für die Technologiekooperation *Crash Impact Sound Sensing (CISS)*, ehemaliger Ministerpräsidenten Dr. G. Beckstein.
- 2008 **Best Paper**, *Best Paper Award*, WISES 2008.

Engagement und Hobbies

- Theater Theaterspielkreis Pfaffenhofen a.d. Ilm
- Lauftreff Gemeinsame Vorbereitung und Teilnahme von Studenten und Mitarbeitern der Hochschule Ingolstadt am *Ingolstädter Halbmarathon* und *Münchener Marathon*
- Senat gewählter Vertreter der Wissenschaftlichen Mitarbeiter im Hochschulsenat, seit Juli 2007

8. September 2009

Paul Spannaus

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Werken wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Datum: 8. August 2009

Paul Spamas

