DLR-FB-2021-11

Experimentelle Ermittlung der dynamischen Beullast von dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschalen aus Faserverbundwerkstoff

Dissertation

Falk Odermann



Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

DLR-FB-2021-11

Experimentelle Ermittlung der dynamischen Beullast von dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschalen aus Faserverbundwerkstoff

Zugänglichkeit:

Stufe 1 Allgemein zugänglich: Der Interne Bericht wird elektronisch ohne Einschränkungen in ELIB abgelegt. Falls vorhanden, ist je ein gedrucktes Exemplar an die zuständige Standortbibliothek und an das zentrale Archiv abzugeben.

Braunschweig, März, 2021

Abteilungsleiter: Dr. Tobias Wille Der Bericht umfasst: 197 Seiten

Autor: Falk Odermann



Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

Experimentelle Ermittlung der dynamischen Beullast von dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschalen aus Faserverbundwerkstoff

Von der Fakultät für Maschinenbau

der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Falk Odermann

aus (Geburtsort): Lauchhammer

eingereicht am: 03.12.2020

mündliche Prüfung am: 16.03.2021

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Michael Sinapius Prof. Dr.-Ing. Peter Horst

Druckjahr 2021

Kurzfassung

Durch eine Reihe von verschiedenartigen Kurzzeitlasten bei dünnwandigen Trägerstrukturen der Raumfahrt ergibt sich die Notwendigkeit, das dynamische Beulverhalten von Kreiszylinderschalen unter Pulslasten zu untersuchen. Dazu wird der Stand der experimentellen Versuchstechnik analysiert. Es werden die Eigenschaften der in der Literatur beschriebenen Versuchsaufbauten bewertet und diskutiert. Aus den Unzulänglichkeiten bestehender experimenteller Versuchstechniken und -methoden werden die einzelnen Eigenschaften eines Versuchsaufbaus und dessen Messtechnik formuliert. Daraus abgeleitet ergeben sich die Anforderungen an eine zu erstellende Versuchstechnik, den notwendigen Wissenshintergrund und die physikalischen Zusammenhänge. Die Ausführung der entwickelten Versuchstechnik in Form einer Versuchsanlage wird in Aufbau und Funktion erläutert und die gewählten Auslegungsparameter begründet. Der Bezug wird dabei zu den notwendigen Eigenschaften und Anforderungen hergestellt. All diese Eigenschaften werden im experimentellen Versuch an zwei nominell gleichen Kreiszylinderschalen überprüft.

Es zeigt sich, dass das Konzept einer Versuchsanlage mit wechselbaren Aktuatoren, welche für ihren jeweiligen Einsatzbereich ausgelegt sind, deutliche Vorteile für das Erzeugen von quasistatischen Lasten und dynamischen Pulslasten sowie den Vergleich der Ergebnisse erbringt. Wesentlich ist die Trennung zwischen dem Aktuator in der Funktion eines Teils zur Verschiebungsgenerierung und der Lasteinleitung, welche selbständig frei vom Aktuator gelagert ist. Die gestuft einstellbare mechanische Begrenzung der Pulsverschiebung führt trotz Nachgiebigkeiten zu deutlich stärker kontrollierten Pulsamplituden als elektronisch gesteuerte oder gänzlich unbeschränkte Bewegungen. Veränderliche Größen können damit reproduzierbar unter Verwendung von Messtechnik mit geeigneter Auflösung aufgezeichnet werden. Die optische Messtechnik lässt den gesamten Verlauf der Radialverformung bis zur Instabilität detailliert beobachten und messen. Das zeitliche Verhalten von Beulmode und Instabilität lässt sich klar vom Biegeschwingungsverhalten der Schale abgrenzen.

Abstract

Due to a row of different transient loadings for thin walled structures in aerospace applications, it yields to the necessity to investigate the dynamic buckling behavior of circular cylindrical shells under pulse loads. For that, the state of experimental technology is analyzed. The characteristics of testing technology prescribed in literature is assessed and discussed. Out of the insufficiencies of existing experimental testing techniques and methods the different properties of an experimental test rig and its data acquisition system are formulated. Derived from this, given demands yield to the development of a new experimental technology, the necessary knowledge and physical relationships. The implementation of the developed experimental technology in kind of a test rig is explained in structure and function and chosen design parameters are explained. Reference is taken to the necessary properties and demands. All of those properties are verified in experimental tests with two nominal identical cylindrical shells.

It shows, that the concept of a test rig with exchangeable actuators, which are developed for their individual area of application, brings clear advantages for producing quasistatic loads and dynamic pulse loads, as well as for the comparison of results. Essential is the separation between the actuator

in function of a part for generating displacements and the load introduction part, which is free mounted from the actuator. The stepped changeable mechanical limitation of the pulse displacement yields to clearly better controlled pulse amplitudes than electronically controlled or even unrestraint movements. Variable parameters can be recorded reproducible with measurement technics with appropriate resolution. Optical measurement technology lets observe and record the radial displacement and instability in detail. The time behavior of the buckling mode can be distinguished clearly from the bending oscillation of the shell.

Danksagung

Für die vorliegende Arbeit waren umfangreiche und intensive Untersuchungen in vielen Gebieten des Ingenieurwesens notwendig. Völlig auf sich alleingestellt ist eine solche Forschung kaum durchführbar. Deshalb möchte ich im Folgenden den wichtigsten Kollegen und Studenten, welche die Arbeit in unterschiedlicher Form unterstützt haben, meinen Dank zukommen lassen.

An erster Stelle möchte ich mich bei Martin Geier für die gute konstruktive Zusammenarbeit in der gesamten Phase des mit der Forschung verbundenen Projektes und der Versuche bedanken; unter anderem auch für die Auslegung und Fertigungsorganisation der Versuchsschalen sowie die Einbindung der Studenten.

Für die Unterstützung beim Errichten und der Montage der Anlage möchte ich mich bei Markus Kepke, Bernd Hildebrandt und Christoph Rößler bedanken. Bernd Hildebrand danke ich auch für die Hinweise zur Bewältigung der vielzähligen Probleme der Messtechnik.

Ary Zipfel, Michael Müller und Sebastian Sauber führten die Bildkorrelationsmessungen durch. Michael Müller und Sebastian Sauber danke ich zudem für die Bereitstellung eines Hochgeschwindigkeitskamerasystems und den damit verbundenen Messungen, welche zu den neuartigen Beobachtungen der Instabilität führten.

Für das Bereitstellen der Schwingungsmesstechnik und die Instruktion in die Schwingungsmessung danke ich Ralf Keimer.

Erika Unjaev möchte ich für die nachgelagerte numerische Analyse zur Untersuchung des dynamischen Schalenverhaltens danken.

Felipe Franzoni danke ich für die vielen interessanten und aufschlussreichen Diskussionen im Nachgang der Versuche, sowohl zum Schwingungsverhalten der Schale und der Modalanalyse, als auch in Verbindung mit dem Beulverhalten.

Für weitere Unterstützung möchte ich mich bedanken bei Torsten Albert und Jens ter Braak.

Meinem Kollegen Janko Kreikemeier danke ich für die wiederkehrende Motivation während der Zeit des Schreibens.

Inhaltsverzeichnis:

Ab	Abkürzungen und Symbole IV				
4	Abkürz	zung	sverzeichnis	IV	
9	Symbo	lver	zeichnis	v	
E	Begriff	sbe	stimmung	IX	
1	Einf	füh	rung	1	
2	Sta	nd	der Forschung zu experimentellen Stabilitätsversuchen an		
_	Kro	ic 71	vlinderschalen	2	
	NIC	152		2	
2	2.1	Sta	bilität von Kreiszylinderschalen unter statischer Last	2	
2	2.2	Ein	fluss von Anfangs- und Randbedingungen		
4	2.3	Ехр	berimentelle Untersuchungen des dynamischen Beulens	4	
3	For	sch	ungshypothese	17	
4	Ver	suc	chsmethode	19	
4	11	Δnf	forderungen an die Versuchsanlage	19	
2	1.2	Voi	rgehensweise		
2	1.3	Voi	rbetrachtungen zur Versuchsmethode	21	
	4.3.1	1	Koordinatensysteme und Beschriftung		
	4.3.2	2	Versuchsaufbau		
	4.3.3	3	Das mechanische Modell des Versuchsaufbaus	23	
2	1.4	Erk	enntnishintergrund zu Beulexperimenten unter dynamischen Pulslasten	25	
	4.4.1	1	Vorbemerkungen	25	
	4.4.2	2	Der Stoß zur Impulsübertragung		
	4.4.3	3	Frequenzspektrum infolge der Variation der Impulsgrößen	28	
	4.4.4	1	Pressung und Kontaktverhalten der Stoßkörper	30	
	4.4.5	5	Dünnwandige Struktur		
	4.4.6	5	Tragverhalten der dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschale unter		
		7	quasistatischer Belastung	35	
	4.4.7	/	Iragvernalten der dunnwändigen, unversteitten Kreiszylinderschale unter	40	
	115	2	Reulkriterium		
	4.4.0	ר ק	Frmittlung der Beullast	43	
	4.4.1	10	Schwingverhalten der dünnwandigen, unversteiften Kreiszvlinderschale		
	4.4.1	11	Formunterscheidung: Beulmode und Schwingungsmode		
5	Δııf	hai	u und Funktion der Versuchsanlage	51	
J	Aui		a and i and ton der versuchsanlage		
5	5.1	Üb	ersicht	51	
5	5.2	Lag	erung, Randbedingungen	52	

	5.2.1	Einspannung der Kreiszylinderschale	52
	5.2.2	Lastverteiler	53
	5.2.3	Säulenbaugruppen für Anschläge und Lagerung	55
	5.3 Akt	uatoren	57
	5.3.1	Auswahl und Aufbau	57
	5.3.2	Belastungsvorgang	60
	5.4 Me	sstechnik	61
	5.4.1	Erfassen der Messgrößen und Ableiten der gesuchten Größen	61
	5.4.1.	Abtastrate und Signalamplitude	61
	5.4.1.	2 Verschiebungs- und Verformungsermittlung	63
	5.4.1.	3 Ermittlung von Dehnungen und Dehnrate	64
	5.4.2	Sensoranordnung	67
	5.5 Sch	lussfolgerung bezüglich der Anforderungen und Zusammenfassung der	
	Ver	suchsanlage	68
6	Experi	mentelle Überprüfung der Versuchsmethode	71
	6.1 Auf	bau der verwendeten Kreiszvlinderschale	71
	6.2 Sta	tisches Stabilitätsverhalten und Schwingungsverhalten der Kreiszylinderschale	74
	6.3 Exp	erimentelle Charakterisierung der Versuchsvorrichtung mit Kreiszylinderschale	77
	6.3.1	Quasistatische Versuche mit Zylinder 28 und 29	77
	6.3.1.	1 Versuchsablauf	77
	6.3.1.	2 Versuche und Ergebnisse ZD28	77
	6.3.1.	3 Versuche ZD29	83
	6.3.1.	4 Kurzdiskussion und Zusammenfassung der Ergebnisse der Zylinderschalen ZD28	3
		und ZD29	87
	6.3.2	Schwingungsuntersuchung	88
	6.3.2.	1 Versuchsdurchführung	88
	6.3.2.	2 Ergebnisse ZD28	90
	6.3.2.	3 Ergebnisse ZD29	91
	6.3.2.	4 Kurzdiskussion Schwingungsergebnisse	92
	6.3.3	Pulsversuche mit Zylinder 28 und 29	93
	6.3.3.	1 Vorbemerkungen und Versuchsübersicht	93
	6.3.3.	2 Ergebnisse ZD28, Einfluss der Änderung von Masse und Fallhöhe des Fallkörper	·s
		auf die Pulsamplitude und Pulsdauer	95
	6.3.3.	3 Ergebnisse ZD29, Begrenzung der Pulsamplitude durch Anschläge	101
	6.3.3.4	4 Kurzdiskussion der Pulslastergebnisse	107
	6.3.4	Nachprüfen der Tragfähigkeit der Kreiszylinderschalen unter quasistatischer	
		Belastung	109
7	Zusam	menfassung und Ausblick	.111

П

	7.1 7.2	Zusa Ausl	ımmenfassung blick	111 111
Α	Anł	nang	5	113
	A.1	Bere	echnung der Pulsverläufe im Belastungsmechanismus	113
	A.1. A.1. A.1.	1 2 3	Ausführliche Berechnung der Zylinderstauchung durch eine bewegte Masse Stoß kugelförmiger Körper auf ebenen Körper unendlich großer Masse Pulsverlauf beim Stoß Körper auf Körper mit Kontakt Kugelfläche - Ebene	113 114 117
	A.2	Ergä	nzende Ausführung zur Messwertermittlung	119
	A.2.: A.2.:	1 2	Einfluss der Abtastrate auf die Amplitudenbestimmung Dehnungsberechnung, logarithmische Dehnung	119 120
	A.3 A.4	Erst Aus	ellen der lasteinleitenden Elemente und Ausgleichsschicht führliche Ergebnisse der experimentellen Versuche	121 126
	A.4.: A.4.:	1 2	Sensorausrüstung der Kreiszylinderschalen Quasistatische Versuche	126 128
	A. A. A.	4.2.1 4.2.2 4.2.3	Verrechnung Nichtlinearität Ergebnisse ZD28 Phänomene der Beulverformung vor Stäbilitätsverlust	128 129 135
	A.	4.2.4	Ergebnisse ZD29	136
	A.4.	3	Schwingungsuntersuchung	148
	A. A.	4.3.1 4.3.2	Ergebnisse ZD28 Ergebnisse ZD29	148 150
	A.4.4	4	Pulslasten	152
	A. A.	4.4.1 4.4.2	Ergebnisse ZD28 Ergebnisse ZD29	152 154
	A.4.	5	Signifikante Fehlereinflüsse der Versuchstechnik auf die experimentelle	167
	A.	4.5.1	Axiale Steifigkeit der quasistatischen Belastungsvorrichtung	167
	A. A.	4.5.2 4.5.3	 Einflüsse auf eine verminderte Reproduzierbarkeit Beschränkungen der Messtechnik zur Bestimmung der erforderlichen 	167
	A.	4.5.4	Axialverschiebungen Beschränkung des zeitlichen Abgleichs der Messgrößen durch Latenzen der	168
Q	uellei	nver	zeichnis	171

Abkürzungen und Symbole

Abkürzungsverzeichnis

- DIC: Digital Image Corellation, Digitale Bildkorrelation
- DMS: Dehnungsmesstreifen
- FEM: Finite Elemente Methode
- KMD: Kraftmessdose, Kraftaufnehmer
- KOS: Koordinatensystem
- LSV: Laserscanningvibrometer: Laservibrometer, welches nacheinander festgelegte Punkte einer zu untersuchenden Oberfläche misst, wobei die Oberfläche wiederholt mit einem gleichartigen Signal erregt wird
- LVDT: Linear Variable Differential Transformer [1], Wegaufnehmer nach dem Induktionsprinzip mit Hilfe von zwei symmetrischen Primärspulen
- MAC: Modal Assurance Criterium, Kriterium zur Modenidentifikation
- NBR: Nitrile-Butadiene-Rubber, Acrylnitril-Butadien-Kautschuk, auch Nitrilkautschuk [2]
- US: Ultraschall
- VCT: Vibration Correlation Technique
- WA: Wegaufnehmer

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

Symbol	physikalische Größe oder Bezeichnung	Einheit
a _h	Halbmesser der Druckfläche	[mm]
b	Dämpfungskoeffizient	[N s/m]
В	Bild	
С	Schallgeschwindigkeit	[m/s]
D	Biegesteifigkeit der Schale	[N mm]
d	Durchmesser	[mm]
е	Stoßzahl	[-]
F	Kraft, Last	[N] oder [kN]
f	Frequenz, allgemein	[1/s], [Hz]
f_w	Frequenz einer interessierenden Größe W	[1/s], [Hz]
f_{Abt}	Abtastfrequenz, Abtastrate	[1/s], [Hz]
f _{rmn}	Biegeeigenfrequenz einer Schale	[1/s], [Hz]
g()	Verstärkungsfunktion	[-]
h	Wandstärke	[mm]
Ι	Kraftstoß	[N s] oder [kg m/s]
i	Zählvariable	[-]
j	Zählvariable	[-]
k	Federkonstante	[N/m] oder [kN/mm]
k _S	Kontaktsteifigkeit	[N/mm ^{3/2}]
k _c	Korrekturfaktor	[-]
k _{fr}	Frequenzbeiwert	[-]
l	Länge	[mm]
m _i	Masse des i-ten Körpers	[kg]
т	Anzahl der Halbwellen in Längsrichtung	[-]
n	Anzahl der Wellen in Umfangsrichtung	[-]
n	Endwert der Zählvariable <i>i</i>	[-]
N_z	Linienlast in z-Richtung wirkend	[N/mm]
p	Impuls	[N s] oder [kg m/s]
Q		[-]
q	Belastungsfunktion im Kriterium der kritischen Verstärkung	beliebig
q_0	Bezugsgröße der Belastungsfunktion q	wie q
r	Radius, Raumkoordinate im zylindr. KOS	[mm]
r _{mn}	radiale Vorverformung	[mm]
R_{max}	nicht spezifizierte, veränderliche Größe während des	[-]
	Beulvorgangs	
S	Weg	[mm]
Т	Periodendauer	[s] oder [ms]
t	Zeit	[s] oder [ms]
U_{mn}	Modale Amplitude	[mm]

и	Normalenrichtung der Schale	
v	Umfangsrichtung der Schale	
v	Geschwindigkeit	[m/s]
w	Längsrichtung der Schale	
w	beliebige Messgröße	
W	mechanische Arbeit	[N m <i>,</i> J]
x	Raumkoordinate des karthes. KOS	
у	Raumkoordinate des karthes. KOS	
Ζ	Raumkoordinate des karthes. und zylindr. KOS, meist	
	Zylinderlängsachse	

griechische Symbole

<u>Symbol</u>	physikalische Größe oder Bezeichnung	Einheit
α_m	dimensionsloser Faktor Längswellen	[-]
β_n	dimensionsloser Faktor Umfangswellen	[-]
Δ	Differenz	
δ	Abklingkoeffizient (auch: Stabilität einer Schwingung)	[1/s], [Hz]
δ_0	Gesamtabplattung	[mm]
ε	Dehnung	[µm/m], [mm/m],
		[m/m]
Θ	Transmission	[-]
φ	Winkelkoordinate im zylindrischen KOS	
λ	Lastfaktor, skalares Verhältnis einer aufgeprägten Größe	[-]
λ_D	kritisches Verhältnis	[-]
μ	Reibungskoeffizient	[-]
ν	Querkontraktionszahl	[-]
ω	Kreisfrequenz	[1/s]
ρ	Massendichte	[kg/m³]
σ	Spannung	[N/mm ²]
τ	dimensionslose Zeit	[-]

allgemeine Indizes

Α	Anstieg
Akt	Aktuator
A,Lvo	Anschlag Lastverteiler oben
А,Кр	Anschlag Kreisplatte
b	Biegung
cl	aus klassischer Lösung
cr	kritisch
D	Druck
elast	elastisch
Fk	Fallkörper
G	Gewicht
Geb	Gebrauch
kin	kinetisch
Kmd	Kraftaufnehmer
Кр	Kreisplatte
log	logarithmisch
Lvo	oberer Lastverteiler
Lvu	unterer Lastverteiler
m	Membran
max	maximal, Höchstwert
MA	Messabstand
МО	Messobjekt
Nb	Nachbeulzustand
nom	nominell
Р	Puls
soll	Sollwert, Vorgabewert
st	statisch
tech	technisch
Vibr	Schwingung
Ζ	Zug
Zy	Zylinderschale
0	Anfangszustand, ungestörter Zustand einer Größe

Matrizen, Vektoren

[<i>C</i>]	Dämpfungsmatrix
[F]	Matrix der aufgeprägten Kräfte
[K]	Steifigkeitsmatrix
[<i>M</i>]	Massenmatrix
[<i>S</i>]	Anfangsspannungsmatrix
<i>{u}</i>	Verschiebungsvektor
$\{\varphi\}$	Eigenvektor eines Schwingungsmodes
$\{\psi\}$	Eigenvektor eines Beulmodes

<u>Akzentzeichen</u>

- · erste Ableitung einer Größe nach der Zeit
- " zweite Ableitung einer Größe nach der Zeit
- ^ Amplitude
- ' Größe nach dem Stoß
- a äußere
- *i* innere

Begriffsbestimmung

Axialwelle:	in Zusammenhang mit kreiszylindrischen Schalen gebrauchter
	Begriff einer in Richtung der Längsachse des Zylinders
	verlaufenden Welle, deren Schwingungsrichtung sich längs zur
	Ausbreitungsrichtung befindet; d.h. eine in Axialrichtung
	verlaufende Longitudinalwelle
Biegerandstörung:	bei eingespannten Rändern einer Zylinderschale durch Axialdruck
	entstehende ringförmige Biegung aufgrund der Behinderung der
	Radialverformung, in der Literatur auch "Elefantenfuß" (elephant
	foot, bending boundary layer) genannt
Biegewelle:	in Zusammenhang mit kreiszylindrischen Schalen gebrauchter
	Begriff einer in Richtung der Achse des Zylinders verlaufenden
	Welle, deren Schwingungsrichtung sich quer zur
	Ausbreitungsrichtung befindet; d.h. eine in Axialrichtung
Devile	verlaufende Transversalweile
Beule:	Im Rahmen der Stabilitätsanalyse Hachig abgeschlössene
	emplische oder ringformige verformung einer Schale in
	Ausgangsgaomatria
Roulmodo, form:	Ausgaligsgeometrie
Beuinioue, -iorin.	beim Beulen durch Kompressions- oder Schubkräfte in
	Schalenehene
Dynamik:	Gebiet der Mechanik befasst sich mit dem Gleichgewicht der
	Kräfte als Ursache bewegter Körper [3]
Eigenschwingungsmode,	aus einer Modalanalyse sich ergebende Grundschwingung einer
-form:	Struktur
Freiheit:	Translationsmöglichkeit eines Körpers entlang einer Koordinate
	oder Rotationsmöglichkeit eines Körpers um eine Koordinate des
	Körperkoordinatensystems
Freiheitsgrad:	Anzahl oder Höchstzahl der Freiheiten eines Körpers oder Systems
geometrische Imperfektion,	Abweichung der Geometrie (in Maß, Form und Lage) von der als
geometrische Unvollkommen-	ideal angenommenen Geometrie
heit:	
Imperfektion,	Abweichung vom Idealzustand
Unvollkommenheit allgemein:	
Impuls:	Kraftstoß, physikalische Größe, Bewegungsgröße
materielle Imperfektion,	Abweichung der Eigenschaften eines Materials (Werkstoffes) von
materielle Unvollkommenheit:	denen als ideal angenommenen, hinsichtlich des Betrages, der
	Verteilung, der Ausrichtung (bei anisotropen Werkstoffen) usw.
Nachbeulen:	geprägt durch einen Abfall der Stelfigkeit, nachdem die Last
	significant geralien ist und Deformation durch erste Beulen
Dula	enisteni
	Kurvenverlauf einer nyvsikalischen Größe über der Zeituz P. von
	Wag Debrung eder auch Kraft, gekennzeichnet durch eine bebe
	Amplitude bei kurzer Periodendauer
1	

quasistatisch:	Kraftwirkung eines Körpers auf einen anderen Körper durch eine Bewegung mit geringer Geschwindigkeit und Beschleunigung, so dass Massenkräfte und Dehnrateneinflüsse betragsmäßig mind. zwei Größenordnungen geringer ausfallen als die Rückstellkraft des zu untersuchenden Körpers
Statik:	Gebiet der Mechanik, befasst sich mit dem Gleichgewicht der Kräfte, welche auf ruhende Körper wirken [3]
Vorbeule:	Beule, welche vor Beginn der aufgeprägten Last oder Verformung existiert, d.h., sie beschreibt eine vorhandene Abweichung von der Idealgeometrie; nach [4], Seite 75: eine fertigungstechnisch bedingte geometrische Abweichung der Kreiszylinderschale von der idealen Form
Vorverformung:	geometrische Abweichung der Form eines Versuchskörpers von der Anfangsgeometrie vor dem Beginn des Beulens durch aufgeprägte Lasten

1 Einführung

Raumfahrtstrukturen erfahren eine Vielzahl von Belastungen während ihrer Vorbereitungs- und Einsatzphase. Insbesondere gilt dies für Trägersysteme. In ihnen stellen Drucklasten längs der Struktur einen wesentlichen Anteil der Belastung dar. Deshalb beschäftigte man sich zu Beginn der Raumfahrt intensiv mit auftretenden Problemen der dynamischen Instabilität [5].

Strukturen von Trägersystemen sind dünnwandig und empfindlich gegenüber Stabilitätsversagen. Gewöhnlich werden Stabilitätsuntersuchungen und Berechnungen auf Basis von Annahmen mit statischer Belastung getroffen. Durch das Zünden von Triebwerken, z.B., wirken jedoch den statischen Lasten überlagerte kurzeitige Puls- und Vibrationslasten auf die Struktur, die durch die statischen Annahmen in ihrer Wirkung nicht erfasst werden. Dynamische Anregungen werden deshalb durch Sicherheitsfaktoren abgefangen. Darüber hinaus sorgen Trennmechanismen während des Fluges, wie z.B. sich entspannende Federn, oder Schließmechanismen und Explosivladungen für schockförmige, transiente Belastungen der Struktur. Dabei stellen im Allgemeinen die Lasten zur Trennung eines Raumschiffes vom Trägersystem die am stärksten wirkenden Schocklasten dar [6]. Explosivladungen wirken jedoch in einem Anregungsspektrum weit oberhalb der Eigenfrequenzen tragender Strukturen und führen selten zum Strukturversagen [7]. Hauptantriebe hingegen können einen Anfangspuls produzieren. Die Schub-Zeit-Diagramme zeigen für einige Typen einen Verlauf, welcher der gleichförmigen Schublast einen anfänglichen kurzzeitigen Kraftpuls überlagert [8]. Bei Feststoffantrieben tritt durch dessen Prinzip bedingt dieses Phänomen besonders häufig auf [9]. Da in vielen Trägersystemen Feststoffantriebe in unterschiedlicher Art zu finden sind, ist somit dieses Problem des Pulses als auch des sprunghaften Lastverlaufs für die Auslegung dünnwandige Strukturteile interessant.

Zudem zeigen Berechnungen, dass für Sprungbelastungen die Tragfähigkeit einer zylindrischen Schalenstruktur unterhalb der statischen liegen kann [10]. Diesem Problem kommt eine besondere Bedeutung zu, da mit der Auslegung auf statische Lasten selbst unter Verwendung von Abminderungsfaktoren die Tragfähigkeit von dünnwandigen Strukturen unterschritten werden könnte. Die Bedingungen und Voraussetzungen für diesen kritischen Fall der Reduzierung der Tragfähigkeit bei dynamischer Belastung unterhalb der Tragfähigkeit bei statischer Last sind vorrangig theoretisch betrachtet worden und müssen experimentell untersucht werden. Die Einflüsse von Pulslasten auf das Stabilitätsverhalten von Kreiszylinderschalen sind bisher unzureichend experimentell erforscht. Daher ergibt sich die Notwendigkeit einer experimentellen Methode zur Erforschung dieses Problems. Mit der vorliegenden Arbeit wird eine Versuchsmethode vorgestellt, welche die Untersuchung von dünnwandigen Strukturen sowohl unter quasistatischer als auch unter dynamischer Belastung ermöglicht.

Mit der aus dieser Methode resultierenden Versuchsanlage sollen im Speziellen mechanische Versuche an dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschalen durchgeführt werden können. Das Ziel ist die Fähigkeit, spezielle Stabilitätsuntersuchungen durchführen zu können, mit denen es möglich ist, ein auftretendes Beulen der Struktur zuverlässig zu beurteilen. Dabei steht die Untersuchung der Tragfähigkeit der Struktur im Fokus. Nicht betrachtet werden Untersuchungen bezüglich der parametrischen Anregung oder des Energieaufnahmevermögens im Sinne der Anwendung in Crash-Strukturen, wie z.B. bei dickwandigen Rohren aus Metalllegierungen mit plastischem Verformungsanteil.

2 Stand der Forschung zu experimentellen Stabilitätsversuchen an Kreiszylinderschalen

2.1 Stabilität von Kreiszylinderschalen unter statischer Last

Die Strukturen der Kreiszylinderschalen finden zuerst im Bereich des Bauwesens Anwendung, z.B. in Form von dünnwandigen Behältern und Silos, weshalb die Forschung frühzeitig beginnt, sich mit deren Verhalten auseinander zu setzen. Später gewinnt diese Form der Struktur bei Transportmitteln an Bedeutung, insbesondere bei Trägerraketen unter der Einwirkung von Axialkräften. Deshalb beschäftigt die Stabilität der axial belasteten Kreiszylinderschale seit vielen Jahrzehnten die Forschung. Zur Stabilitätsuntersuchung an Kreiszylinderschalen existieren einige frühe Arbeiten von Lorenz [11] und Timoshenko [12], in der erste Formeln zur Berechnung der kritischen Axiallast zum Ausbeulen von Kreiszylinderschalen dargelegt werden, sowie Arbeiten von Southwell [13].

Für den Forschungsgegenstand in dieser Arbeit relevante Untersuchungen an Kreiszylinderschalen unter Axialdruck findet man zuerst in Arbeiten von Flügge [14]. Die Arbeit enthält analytische Herleitungen des Zylinderschalenbeulens unter Axialdruck und des Einflusses der behinderten Querdehnung an den Rändern der Schale sowie des Einflusses exzentrischer Lasteinleitung.

Donell [15] präsentiert eine Theorie zur Berechnung von durchschnittlichen Versagensspannungen in Zylindern auf Basis von eigenen experimentellen Daten von Stahl- und Messingzylinderschalen und mit Verweis auf weitere ausführliche Versuche von Lundquist [16] mit Aluminiumzylinderschalen. Dabei wird jedoch von einer unendlich langen Zylinderschale ausgegangen, welche gelenkig gelagert ist. Dies ist jedoch als unzureichend anzusehen, da fest eingespannte Strukturen mit Randeffekten sowohl im Experiment als auch in der praktischen Anwendung dominieren. Karman [17] erläutert eine nichtlineare Theorie der großen Verformungen, um die Beullasten und Beulformen von experimentellen Ergebnissen genauer berechnen zu können. Er erwähnt den Einfluss der Versuchsvorrichtung auf den Beulvorgang, wonach der Zustand des geringsten Energieniveaus während des Beulvorganges nicht erreicht werden kann, da dafür ein sofortiges Auseinanderbewegen der lasteinleitenden Elemente ab Beginn des Beulvorganges notwendig wäre. Einen Einfluss der Steifigkeit der Versuchsvorrichtung auf den Beulversuch wird hier erstmals erwähnt und diskutiert. Koiter [18] bezieht sich auf die Arbeiten von Flügge, Donell und Karman sowie Cox [19] und erweitert diese Theorien mit Betrachtung der Gleichgewichtszustände in unmittelbarer Nähe der theoretischen Beullast. Er beschreibt, dass eine deutlich geringere Amplitude der geometrischen Abweichungen (10 % der von Donell genannten) notwendig ist, um den Unterschied zwischen experimentellen und theoretischen Beullasten zu erklären. Laut der beschriebenen Herleitung zeigt sich eine starke Minderung der Beullast bereits bei sehr geringen Abweichungen der geometrischen Form der Kreiszylinderschale.

In zusammengefasster Form sind analytische Berechnungsmethoden für axial gedrückte Kreiszylinderschalen unter statischer Last von Pflüger [20] und Wiedemann [4] beschrieben. Von beiden wird auf die eingeschränkte Gültigkeit der Theorien auf Basis der getroffenen Annahmen wie Lagerung und Vorverformung sowie möglicher kinetischer Einflüsse eingegangen. Weiterhin geben Singer, Weller und Arbocz [21] einen kurzen Überblick über die Entwicklung analytischer Beulberechnungsmethoden.

2.2 Einfluss von Anfangs- und Randbedingungen

Die Belastungs- und Verformungsbeziehungen einer Struktur sind abhängig von ihrer Lagerung und somit den Randbedingungen. So sind besonders bei Stabilitäts- und Verzweigungsproblemen die Randbedingungen entscheidend über die Art der Ausprägung der Verformung. Finden Veränderungen der Randbedingungen sowohl im zeitlichen Verlauf als auch im räumlichen Verlauf statt, z.B. entlang einer Randkante, so ergeben sich Abweichungen in der Antwort der Struktur. Demzufolge ist die Betrachtung des Einflusses der Randbedingungen zur Beurteilung der Stabilität von Kreiszylinderschalen ein wichtiger Punkt. Dies wird von einigen Autoren in unterschiedlichen Bereichen untersucht. Einige für diese Arbeit als wichtig erachtete Untersuchungen sollen nachfolgend vorgestellt werden.

In einer Arbeit von Tsien [22] wird ein neues Beulkriterium eingeführt. Dabei werden Untersuchungen an Stäben auf solche an Halbkugelschalen und Kreiszylinderschalen ausgeweitet. Beim experimentellen Versuch, worin ein Versuchskörper im Beulvorgang einen plötzlichen Lastabfall verzeichnet, vergleicht er die Belastung in einer elastischen Versuchsanlage mit Verschiebungssteuerung mit dem Beulversuch durch eine aufliegende Masse und verbindet diese in einer gemeinsamen Energiebilanz. Dabei wird das Verhalten einer Masse unter Gewichtskraft dem Verhalten einer elastisch verformten Lastvorrichtung gleichgesetzt und daraus geschlussfolgert, dass das elast. Verhalten einer Lastvorrichtung einen Einfluss auf die Beullast hat.

Babcock und Sechler [23] untersuchen experimentell den Einfluss der radialen Aufweitung und Verdrehung der Randeinspannung von Kreiszylinderschalen auf die erreichbare Beulspannung. Bei zunehmender Aufweitung ermitteln sie zunächst einen ansteigenden Verlauf der Beulspannung, welcher jedoch bei weiterer Aufweitung wieder abfällt. Mit zunehmendem Betrag der Rotation des Schalenrandes um seine Kante ermitteln Sie einen Abfall der Beulspannung. Die Versuchsvorrichtung ist jedoch so beschaffen, dass die Rotation mit der radialen Aufweitung der Zylinderschale an der Einspannstelle gleichzeitig geschieht. Dadurch wird der Effekt der Rotation von dem Effekt durch die Aufweitung überlagert. Die untersuchte Verdrehung liegt im Bereich von ca. 0,001 bis 0,004 *rad*, also sehr kleinen Rotationen, welche auch bei festen Einspannungen durch Nachgiebigkeiten praktisch möglich erscheinen. Dem entgegen steht wiederum, dass der Höchstbetrag der Rotation der Zylinderschale an unterschiedlichen Bereichen am eingespannten Rand ermittelt wird.

Babcock [24] untersucht den Einfluss der Axialsteifigkeit einer Belastungsvorrichtung auf das Beulverhalten von Kreiszylinderschalen. Hinsichtlich dieses Einflusses kann experimentell keine Abhängigkeit der erzielten Beullast von der Steifigkeit der verwendeten Vorrichtung gefunden werden, entgegen der früheren Überlegungen von Tsien.

Tennyson [25] führt Untersuchungen an Epoxidharzzylindern während des Beulens unter Axialdruck durch und beobachtet den Beulprozess mittels der photoelastischen Technik. Dadurch erfolgt die bessere Unterscheidung der radialen Verformungen während des Beulvorgangs, wenn die Zylinderoberfläche mit einer Hochgeschwindigkeitskamera erfasst wird. Die verwendeten Zylinderschalen werden in mit Nuten versehenen Endplatten gestellt und in einer Druckprüfmaschine eingesetzt. Die obere Endplatte ist zur Maschine hin mit drei Justierschrauben befestigt, um die Parallelität einzustellen. Der Beulvorgang kann visuell zeitlich hoch aufgelöst analysiert werden. Tennyson entdeckt erstmals experimentell den ringförmigen axialsymmetrischen Beulmode der isotropen Schale [26] und kann damit theoretische Vorhersagen [18] bestätigen. Sendelbeck [27] stellt eine Versuchsvorrichtung vor, in der die Zylinderschale über speziell geformte Eingussblöcke mit konischer Innenführung gelagert wird. Der axial bewegliche obere Endblock lässt sich in zwei unterschiedlichen Varianten lagern. Einmal kann er durch eine Axialwelle innen geführt werden, wodurch Querbewegung und Rotation behindert werden. Zum Zweiten ist er nur durch eine Kette an der unteren Krafteinleitung befestigt, welche seitliche Bewegung und Rotation ermöglicht (Abbildung 2-1). Es wird angegeben, dass Ausrichtungsfehler in der Montage der Zylinderschale sowie kleine Abweichungen von der Kreisform damit reduziert werden können und die experimentell ermittelte Beullast im Vergleich zur analytisch berechneten auf anteilsmäßig 80 % bis 90 % ansteigt.





a) Cutaway view of test-rig-assembly setup for severely restraining end motions [27]
b) Cutaway view of test-rig-assembly setup for allowing unrestrained end motions [27]

- (a) Schnittansicht des Zusammenbaus der Versuchsvorrichtung mit Einstellung für stark eingeschränkte Bewegung des Endes;
- b) Schnittansicht des Zusammenbaus der Versuchsvorrichtung mit Einstellung für unbeschränkt erlaubte Bewegung des Endes)

2.3 Experimentelle Untersuchungen des dynamischen Beulens

Bevor ein Überblick über Stabilitätsexperimente unter kurzzeitig wirkenden, dynamischen Lasten an Kreiszylinderschalen gegeben wird, soll eine wesentliche Arbeit zur Betrachtung des kinetischen Einflusses einer Belastung erwähnt werden. Eine erste bekannt gewordene Veröffentlichung über das Verhalten von knick- oder beulgefährdeten Strukturen findet sich in einem Bericht von Koning und

Taub [28], der auch in dem Bericht NACA-TM-748 [29] in englischer Sprache einzusehen ist. Es wird analytisch für gelenkig gelagerte Stäbe unter stoßartiger Belastung ermittelt, wie sich die Tragfähigkeit im Zeitraum der Stoßbelastung und im Zeitraum der folgenden freien Schwingung verhält. Die ertragenen Stoßlasten werden mit den statischen Eulerlasten verglichen. Es wird erstmals ermittelt, dass bei stoßartiger Belastung nicht nur der Betrag des Stoßimpulses, sondern auch die Stoßkraft und Stoßdauer im Einzelnen einen Einfluss auf die Beanspruchung und Tragfähigkeit des Stabes besitzen. Darin kommt auch zum Ausdruck, dass bei einem ausreichend kurzen Impuls die vom Stab ertragene Stoßkraft oberhalb der Eulerlast liegen kann. Auch wird zwischen dem Zeitintervall des Belastungsstoßes und der freien Schwingung unterschieden. Damit enthält die Ausarbeitung erste wichtige Erkenntnisse zur Interaktion von Längslast, Knick- und Schwingungsverhalten auf eine schlanke, vorgekrümmte Struktur.

Darauffolgend befassen sich eine Reihe von Experimentatoren mit dem Einfluss der Kurzzeitbelastung und Amplitude auf die Stabilitätseigenschaften von Stäben, Platten und Schalen. Im Folgenden sollen wichtige experimentelle Versuche und deren Merkmale, speziell zu Kreiszylinderschalen, erläutert werden.

Erste experimentelle Untersuchungen zum dynamischen Beulen von Kreiszylinderschalen werden von Schmitt [30] mit Hilfe einer Vorrichtung mit Fallkapsel durchgeführt. Der Kern der Untersuchung liegt auf der Energieabsorption bis zum vollständigen Zusammendrücken von Aluminiumschalen, nicht auf dem ersten Beulen. Jedoch sind in dieser Vorrichtung bereits einige wesentliche Elemente einer Versuchsanlage zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens einer Kreiszylinderschale enthalten. Bei der Untersuchung des dynamischen Verhaltes wird die Masse der Fallkapsel und die Fallgeschwindigkeit über die Auslösehöhe variiert. Zusätzlich kann die Fallkapsel pneumatisch vorbeschleunigt werden. Die Fallenergie wird auf die zu erwartende Energieabsorption durch plastische Deformation der Schale eingestellt. Quasistatische Vergleichsversuche zur Ermittlung von Last-Stauchungs-Kurven finden in einer hydraulischen Versuchsmaschine statt. Da die Kraftmessdosen der Fallkapselvorrichtung verhältnismäßig verformbar sind, können die Lasten im dynamischen Fall nicht ermittelt werden. Es wird lediglich ein Vergleich der durch die Aluminiumzylinderschalen absorbierten Energien angestellt. Bei der dynamischen Belastung wird die absorbierte Energie durch die Verformung der Schale aus der kinetischen und potentiellen Energie der Fallkapsel zu Beginn und zum Ende des Stauchungsvorganges ermittelt. Zur dafür notwendigen Ermittlung von Wegen und Geschwindigkeiten dient eine Hochgeschwindigkeitskamera in Verbindung mit einer mitbewegten Skala der Fallkapsel. Der Betrag der absorbierten Energie ist bei den Versuchen mit dynamischer Belastung durchweg höher als bei den statischen Versuchen in der hydraulischen Versuchsmaschine. Die absorbierte Energie steigt mit steigender Belastungsgeschwindigkeit im untersuchten Geschwindigkeitsbereich. Ebenso kann phänomenologisch beobachtet werden, dass mit steigender Belastungsgeschwindigkeit die Wellenlänge des entstehenden Beulmusters abnimmt. Die verwendeten Schalen bestehen aus zwei vernieteten Schalenhälften und können daher nicht als homogen im Aufbau angesehen werden. Ein Einfluss der Randbedingungen, insbesondere durch Verwendung von zwei unterschiedlichen Maschinen, wird nicht erwähnt.

Wolmir und Minejew [31] belasten in einem Experiment eine metallische Zylinderschale mit Hilfe von Wasser durch einen hydraulischen Schock stirn- und umfangsseitig. Dieser Schock wird in Rampenform mit unterschiedlichen Gradienten aufgebracht. Mit steigendem Gradienten des Druckes über der Zeit steigen die ertragene Last und die Anzahl an Beulen in Umfangsrichtung. Weiterhin legt Wolmir [32] die stoßartige Belastung gerader und gekrümmter Schalen analytisch dar und erhält für laterale

Vorverformungen der Schalen mit geringerer Amplitude höhere dynamische Lasten. Die Lasten im dynamischen Fall liegen für die Beispiele über den ertragenen statischen Lasten. Dies wird auch in einer weiteren Untersuchung von Agamirow und Wolmir [33] zu diesem Thema analytisch bestätigt.

Wood und Koval [34] stellen ein Experiment vor, mit welchem sie das Verhalten einer Kreiszylinderschale mit statischer Vorlast und einem überlagerten hydrostatischen Drucksprung untersuchen. Die Schale ist an ihren Enden eingespannt. Die Vorlast wird mit einer auf der oberen Deckplatte aufliegenden Masse aufgebracht. Der innerhalb der Schale liegende modifizierte Lautsprecher sorgt für eine Druckminderung innerhalb der Schale bei gleichbleibendem Außendruck. Der Druckabfall wird über einen Drucksensor aufgezeichnet. Das Versagen wird quasistatisch wie dynamisch durch den lateralen Differenzdruck erzielt. Bei gleicher Vorlast weichen die dynamischen Differenzdrücke nicht signifikant von den Werten aus der statischen Drucklast ab. Eine technische Beschränkung ist die minimale Zeit von 3 *ms* für die Anstiegsrampe zum Sprungpegel. Sie wird als zu lang beurteilt, wodurch die angestrebte Anregung spezieller Moden nicht erzielt wird. Dies kann dadurch erklärt werden, dass innerhalb der Schale ein Unterdruck gegenüber dem atmosphärischen Außendruck erzeugt wird und dass es sich bei dem Übertragungsmedium um Luft handelt. Bereits die Kompressibilität des Mediums beschränkt den erzielbaren Druckgradienten.

Coppa beschreibt in [35] eine Theorie auf phänomenologischer Ebene für das Beulen von Kreiszylinderschalen mit freien Enden unter axialer Stoßlast. Darin beschreibt er das Voranschreiten einer Dehnungs- bzw. Stauchungswelle in axialer Richtung. Diese führt, nachdem sie von der Seite der Belastung her einen gewissen Weg zurückgelegt hat, in einer Region zu einer Instabilität, in der die Struktur achsensymmetrisch oder unsymmetrisch beult. Die in axialer Richtung darauffolgende Region bleibt zunächst stabil, bis sie von der Last auch zum weiteren Beulen gezwungen wird. Ist die Belastungsgeschwindigkeit zu gering, um eine sofortige Instabilität in der beschriebenen Region zu



Abbildung 2-2: Impact Test Apparatus for Impacting Unpressurized Shells [36] (Stoßversuchsapparat zum Stoßen unbedruckter Schalen)

erzeugen, so wird sie mehrmals an den Enden des Zylinders hin und her reflektiert, bis ein instabiler Zustand an einem Ende erreicht wird. Demnach kann der Instabilitätsprozess an einem beliebigen Ende des Kreiszylinders auftreten. In einer weiteren bedeutenden Arbeit von Coppa und Nash et. al. [36] und [37], welche in [38] fortgeführt wird, werden experimentelle Untersuchungen zur Stoßbelastung von Aluminium- und Stahlzylindern durchgeführt. Es wird eine Vorrichtung in unterschiedlichen Ausführungen verwendet. Die Variante für die Untersuchung der Wirkung durch den Axialstoß eines Festkörpers soll nachfolgend beschrieben werden, da nur dieser Anwendungsfall für die in dieser Arbeit verwendete Methode interessant ist. Die in Abbildung 2-2 dargestellte Vorrichtung besteht aus einer vertikal unter Zugspannung befestigten Rundstange. An dieser Stange bewegt sich ein Träger, der über Kugelumlaufeinheiten radial geführt wird und winklig zu ihr über Schrauben justiert werden kann. Eine Stoßmasse ist an der unteren Stirnseite angebracht. Diese Falleinheit wird über einen Elektromagneten an einer Seilwinde gehalten. Am unteren Ende des Schaftes befindet sich auf drei Einstellschrauben gelagert ein Stahlblech großer Wandstärke als Widerlager. Auf der Oberseite des Widerlagers befindet sich die Zylinderschale. Sie wird über eine innere Hülse zentrisch auf dem Widerlager gehalten. Zu ihrer Montage muss die zentrisch gelagerte Stange gelöst werden. Die Kontaktflächen des Widerlagers und der Stoßmasse zur Zylinderschale sind geschliffen. Die Falleinheit enthält Öffnungen, um einen Austritt der im Zylinder eingeschlossenen Luft während des Stoßvorganges zu ermöglichen. Dehnungen der Schale, die Beschleunigung der Stoßmasse und der interne Luftdruck werden gemessen. Die Oberfläche der Schale wird mit einer Hochgeschwindigkeitskamera beobachtet. Die verwendeten Schalen haben Verhältnisse Radius zu Wandstärke von $r/h = 150 \dots 700$. Die aus der Theorie von [35] errechneten Ergebnisse können mit dieser Vorrichtung experimentell bestätigt werden. Die durch den Stoß erzeugten anfänglichen Dehnungen weichen von den errechneten Werten um bis zu 20 % ab. Die Bildung von Umfangsbeulen und deren Übergang in ein rautenförmiges Beulmuster kann mit der Hochgeschwindigkeitskamera bei



TIME AFTER IMPACT - MICROSECONDS



Länge, 0,2 mm Dicke, Stoßgeschwindigkeit = 3,505 m/s))

Belastungsgeschwindigkeiten bis 14 m/s beobachtet werden. Ein mit dieser Vorrichtung erreichter Dehnungs-Zeit-Verlauf zeigt eine Pulsdauer von 0,43 ms bei 3,5 m/s Geschwindigkeit des Fallkörpers (Abbildung 2-3).

In [38] wird für höhere Versuchsgeschwindigkeiten bis 152 m/s eine horizontal gelagerte Anlage mit Gasdruckzylinder verwendet. Darin wird ein komprimiertes Gas im Gasdruckzylinder durch eine reißende Membran freigesetzt. Das sich entspannende Gas wirkt auf ein Projektil, welches in einem Rohr geführt wird. Das Projektil wirkt auf den freien Rand der Versuchszylinderschale. Das andere Ende der Schale ist an einem rollbaren Widerlager befestigt und kann sich im Moment des Aufschlages horizontal bewegen. Das rollbare Widerlager ist in der Art eines Kolbens in einem Schutzrohr geführt. Die Versuchszylinderschale steht mit dem freien Ende einen festgelegten Abstand aus dem Schutzrohr hervor. Im Moment des Aufschlages bewegt sich die Zylinderschale samt Widerlager in das Schutzrohr. Ist die Schale darin vollständig eingeführt, kann das Projektil nicht mehr auf sie einwirken. Die Bewegung der Schale mit Widerlager wird nach dem Aufschlag des Projektils hydraulisch bis zum Stillstand verzögert. Messdaten von Beschleunigung und Dehnung werden aufgezeichnet und mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera die Gesamtverformung beobachtet. Bei einer Belastungsgeschwindigkeit von 122 m/s auf einen Aluminiumzylinder konnte ein neuer Beulmode beobachtet werden. In [39] wird von Coppa anhand dieser Versuche speziell auf die Auswirkung der Rand- und Anfangsbedingungen eingegangen. Es werden der Einfluss von radialer Behinderung des Schalenrandes beim Stoß, Lastasymmetrie und Belastungsgeschwindigkeit in ihrer Auswirkung auf das Beulverhalten der Schale untersucht. Demnach führt das radiale Festhalten des gestoßenen Randes zu einem anderen Beginn des Beulvorgangs und etwas höheren Beullasten, der weitere Prozess des Beulens ist davon unbeeinflusst. Höhere Stoßgeschwindigkeiten führen in vielen Fällen zu höheren Beulspannungen, in einem Fall zu geringeren Beulspannungen. Bei sehr hohen Geschwindigkeiten bilden sich an der Stoßkante Ringbeulen anstelle der rautenförmigen Beulen. Zu den von Coppa und Nash et. al. [36], [37], [38] gemachten Experimenten ist insgesamt zu beachten: Beide beschriebenen Vorrichtungen stoßen auf freie Zylinderenden, während das andere Zylinderende eingespannt ist. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Lagerungen für beide Enden der Zylinderschale. Am Widerlager mit Einspannung ist eine entstehende Biegerandstörung zu erwarten. Diese entsteht durch die behinderte radiale Aufweitung der Schale und einer zu gleich behinderten Rotation der Schalenmembran. Am gestoßenen Ende hingegen ist die Rotation möglich und die mögliche radiale Aufweitung wird durch Reibungskräfte des Projektils mit der Schale bestimmt. Es ist anzunehmen, dass die Reibungszustände während des Stoßvorganges durch den kurzen Kontaktzeitraum und Schwingungen stark variieren. Auch ist die Ebenheit und Parallelität der Kontaktflächen entscheidend für eine gleichmäßig eingeleitete Linienlast in die Zylinderschale.

Roth [40], [41] untersucht analytisch das Beulverhalten bei Sprunglast und erhält als wesentlichen Einflussfaktor die geometrische Formabweichung der Kreiszylinderschale. Diese ist verantwortlich für die Höhe der ertragenen Last bis zum Beulen, weniger die äußeren Einflussfaktoren. Für den kurzzeitigen Puls mit veränderlicher Impulsdauer wird ein Ansteigen der Last mit Abnehmen der Pulsdauer errechnet. Dies entspricht den Ergebnissen der bisher beschriebenen Experimente.

An die Versuche von [38] anschließende experimentelle Untersuchungen beschreiben Lindberg und Herbert [42] ebenfalls anhand von Aluminiumzylindern. Die Zylinderschale wird mittels einer Explosivladung und eines Ambosses sprungartig belastet (Abbildung 2-4). Der Amboss wirkt auf einen Stahlring, der die Stirnseite der Zylinderschale aufnimmt. Der Ring fungiert als Stoßmasse und verhindert gleichzeitig die Rotation der belasteten Randkante. Als drei herausragende Merkmale werden angegeben:

- a) Die dem Stoßring gegenüberliegende Seite des Zylinders ist frei, um eine Reflektion der axialen Spannungswelle zu erhalten und deren Auswirkung auf das zeitige Beulgeschehen beobachten zu können.
- b) Der eingespannte Rand verhindert den Beginn der Bildung von tiefen, sich faltenden Beulen und ermöglicht somit den besseren Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit einer linearen Theorie kleiner Verformungen.
- c) Die Verwendung der Explosivladung sorgt für eine kurzzeitige Beschleunigung, um simultan eine Hochgeschwindigkeitskamera auszulösen. Sie können die Entstehung des Beulvorgangs mit sehr hoher zeitlicher Auflösung untersuchen, da ihnen eine Hochgeschwindigkeitskamera mit 2,4 x 10 5 *B*/*s* zur Verfügung steht.



Abbildung 2-4: Experimental arrangement [42] (experimenteller Aufbau)

Es wird das Verhalten der Schale im linearen Bereich untersucht und der Übergang vom axialsymmetrischen linearen Beulbereich zum Beulen mit großen Verformungen und einem diamantförmigen Muster beobachtet. Die aus den Messungen errechnete Beullast wird mit der Last aus statischen Versuchen verglichen. Bei den statischen Versuchen werden andere Schalen beidseitig eingespannt verwendet. Das bedeutet, dass andere Zwangsbedingungen vorherrschen. Trotz dessen wird im dynamischen Stoßversuch eine höhere kritische Beulspannung als im statischen Versuch ermittelt. Auch wird im statischen Versuch lediglich das sich einstellende Nachbeulmuster betrachtet, während im dynamischen Fall eine genaue Betrachtung des Beulvorganges erfolgt. Mit diesem Versuchsaufbau kann zwar das Phänomen des Beulens durch dynamische Stoßlast untersucht werden, jedoch herrschen im Vergleich zum statischen Versuch unterschiedliche Bedingungen vor. Auch ist eine spätere Beurteilung der Schalen fraglich, da sie durch die Explosion 4 *m* hoch in die Luft geschossen werden und unbeeinflusst aufgefangen werden müssen.

Lindberg und Herbert [42] beziehen sich auch auf Versuche von Almroth, Holmes und Brush [43], welche statische axiale Belastungen auf Zylinder beschreiben. Die Entstehung der Beulmoden wird von ihnen mit Hochgeschwindigkeitsaufnahmen von 8.000 B/s gefilmt. Nicht erfasste Moden kleiner Amplitude werden bei ihrer Umwandlung in Moden größerer Amplituden mittels eines Mantelrohres behindert. Das Mantelrohr befindet sich im Inneren der Zylinderschale mit geringfügig kleinerem Durchmesser als der Innendurchmesser der Schale. Dadurch kommen entstehende Beulen zum Anliegen und können sich nicht zu großflächigeren und tieferen Beulen vereinen. Sie ermitteln wiederholbare Ergebnisse nur mit derselben Zylinderschale, jedoch nicht mit anderen gleichartigen







Abbildung 2-5:a) Schalenbelastungsanordnung mit ringförmiger Stoßmasse und Rasterschirm (Hauptschirm). [44]b) Versuchsanordnung mit kleiner Schale und kugelförmiger Stoßmasse. [44]

b)

Zylinderschalen. Daraus schlussfolgern sie, dass die Beschaffenheit des Versuchskörpers selbst den größten Einfluss auf die Beullast hat, weniger die Versuchsvorrichtung.

Schwieger und Spudia [44] führen axiale Stoßversuche an Zylinderschalen mittels eines fallenden Stoßringes zur Ermittlung von Stoßkräften und Verschiebungen durch. Es werden zwei unterschiedliche Schalengrößen mit einem Verhältnis von r/h = 500 in zwei unterschiedlichen Versuchsanordnungen untersucht. Die größeren Schalen aus einer Aluminiumlegierung werden in einer vertikalen Versuchsanordnung untersucht (Abbildung 2-5) und besitzen einen Durchmesser von 390 mm. Die Schale wird mit dem unteren freien Ende auf einen elektrischen Isolator auf das Widerlager gestellt. Die Isolation ist durch die elektrische Messung der Kontaktzeit notwendig. Das obere Ende liegt frei und wird mit einer frei fallenden Ringmasse belastet, welche von einer vertikal verstellbaren Traverse ausgelöst wird. Durch die Ringform soll nur der Schalenrand belastet und Luftkompression innerhalb der Schale vermieden werden. Die Unterseite der Ringmasse ist radial leicht angeschrägt und gefettet, um eine radiale Aufweitung der Zylinderschale im Moment des Kontaktes nur wenig zu behindern. Die Stoßkraft wird über Beschleunigungsaufnehmer an der Ringmasse und der Weg wird über berührungslos arbeitende kapazitive Wegaufnehmer ermittelt. Weiterhin wird die Kontaktzeit gemessen und eine Seite der Schale mit einer Hochgeschwindigkeitskamera beobachtet. Durch die ungeführte Ringmasse und den freien oberen Rand der Zylinderschale sind aufwendige Einstellarbeiten bezüglich Zentrierung und Parallelität für jeden Versuch notwendig. Trotzdem kommt es zu einer Vielzahl von Schrägstößen. Weiterhin ist zu beachten, dass der untere Schalenrand durch die Lagerung auf einem Isolatormaterial eine ungünstige, undefinierte Randbedingung darstellt, welche keiner Lagerung in der Art einer Einspannung oder Loslagerung zugeordnet werden kann.

Es werden zusätzlich vergleichende Versuche mit kleineren Aluminiumschalen, ebenfalls r/h = 500und Durchmesser von 100 mm, in einer horizontalen Versuchsanordnung durchgeführt. Dabei wirkt eine an Drähten aufgehängte Stahlkugel als Stoßpendel auf eine Endplatte, welche an einer Stirnseite der Zylinderschale anliegt. Die Endplatte ist gleichfalls an Drähten pendelnd aufgehängt. Das gegenüberliegende Ende der Zylinderschale ist am Widerlager eingespannt. Die Endplatte kann über drei Spanndrähte längs der Zylinderschalenachse axiale Vorlasten auf die Schale erzeugen. Die Verzögerung der Stahlkugel wird über einen piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer auf deren Rückseite ermittelt, ebenso wie die Beschleunigung der Endplatte über einen Beschleunigungsaufnehmer ermittelt wird. Die an dem Rand zur Endplatte auf der Schale auftretende axiale Dehnung und Querdehnung wird über Dehnungsmessstreifen (DMS) ermittelt. Das Beulmuster wird durch eine Hochgeschwindigkeitskamera beobachtet und gleichzeitig werden über eine zweite Kamera Einzelbilder aufgenommen. Der Durchmesser und somit die Masse der Stahlkugel als auch die Fallhöhe sind veränderbar. Dadurch können unterschiedliche Anstiegsgeschwindigkeiten des Impulses erreicht werden. Die Kugelmasse kann an die Masse der Endplatte angeglichen werden. Bei den Versuchen mit der kleinen Schale kann eine Übereinstimmung der Dehnungsanstiege mit den Laufzeiten der Kompressionsimpulse durch die Schale gefunden werden. Die erreichte Pulsdauer liegt ungefähr in der Hin- und Rücklaufzeit der Kompressionswelle der kleinen Zylinderschale. Das Bilden von Ringbeulen am gestoßenen Rand kann beobachtet werden. Der Übergang zu rautenförmigen Beulen aus den axialsymmetrischen Ringbeulen kann beobachtet werden. Der Anstieg der Kontaktzeiten und der Einbruch von Dehnungsanstiegen lassen auf das Einsetzen des Beulprozesses bei den Versuchen schließen. Auch diese Vorrichtung ist mit hohem Einstellaufwand der Schale und der Zentrierung des Stoßpunktes mit der Stahlkugel verbunden.

Tulk [45] beschreibt aufwändige Experimente an Kreiszylinderschalen unter axialer dynamischer Last. Die Versuchskörper aus Epoxidharz werden mittels Schleuderguss gefertigt, wodurch über die Gussform definierte geometrische Formabweichungen eingebracht werden. Zur Erzeugung einer Last wird ein Zylinder verwendet, dessen Inneres von einem Kolben in zwei Kammern trennt wird. Beide Kammern werden mit Druckluft befüllt. Die obere Kammer ist mit einem Diaphragma abgedichtet. Dieses reißt beim Befüllen der Kammern durch Überschreiten eines bestimmten Druckwertes und gibt somit die Luft frei, wodurch zwischen beiden Kolbenseiten ein Differenzdruck entsteht und der Kolben bewegt wird. Die Kolbenstange wirkt daraufhin schlagartig auf den zu untersuchenden Versuchskörper ein. Um ihn nicht zu beschädigen, werden erstmals Begrenzungsanschläge verwendet. Durch langsames Öffnen eines Ventils kann eine quasistatische Belastung erzeugt werden. Die Kreiszylinderschalen sind an den Rändern in Deckel eingegossen und können mehrfach verwendet werden. Die Parallelität des Widerlagers zum Deckel wird über Stellschrauben eingestellt. Es ist zu erwähnen, dass mit dieser Vorrichtung erstmals reproduzierbare Versuche mit jeweils ein- und derselben Kreiszylinderschale versucht werden. Damit verbessert sich die Vergleichbarkeit zwischen quasistatischem und dynamischem Lastverlauf. Der lasteinleitende Teil ist jedoch seitlich nicht geführt. Kraft und Beschleunigung werden mittig an diesem Teil gemessen, die Verschiebung exzentrisch an einer Stelle. Dadurch ist keine Aussage über eine Verteilung der Last oder über ein Verkippen des lasteinleitenden Teils möglich. Der erzielte Verlauf der dynamischen Belastung ähnelt dem einer Rampe mit anschließendem Puls und Lastabfall. Über zweihundert Versuche werden durchgeführt, eine Änderung der dynamischen Last zur statischen kann nicht gezeigt werden. Hochgeschwindigkeitsaufnahmen zeigen die Entwicklung der Verformung und die Entstehung erster Beulen im Beulprozess.

Uteschew [46] berichtet über Experimente zur Stabilitätsanalyse mittels eines transienten Schocks der unteren Aufstandsfläche (Abbildung 2-6), ähnlich wie Lindberg [42]. Er nutzt eine Explosivladung, welche über eine Ambossstruktur stirnseitig eine Hülse senkrecht entgegen der Schwerkraft antreibt. Auf der Hülse ist der Versuchskörper befestigt. Das Beulmuster wird fotografisch mit einer hohen Bildfolgerate zwischen 2,5 x bis 5 x 10 ⁵ *B*/*s* aufgezeichnet und die Geschwindigkeit der Hülse wird aus der Zeit der Bewegung zwischen zwei festen Marken bestimmt. Die Versuchsschalen werden mehrfach verwendet und bei jedem Versuch aus der Bewegung mit geringer Verzögerung aufgefangen. Mögliche Plastifizierungen werden durch augenscheinliche Betrachtungen identifiziert. Durch die hohe Bildabfolge kann beobachtet werden, dass zuerst ein axialsymmetrisches Beulmuster auftritt, welches einer Umwandlung in ein rhombenförmiges Beulmuster folgt. Die Wellenlänge dieses ersten





axialsymmetrischen Beulmusters wird als Hauptparameter für den gesamten Vorgang des elastischen Beulens der Polymerschale angegeben. Es stellt sich hier, wie bei Lindberg, die Frage nach der Vergleichbarkeit zum quasistatischen Verhalten der Schale.

Zimcik und Tennyson [47], [48] führen Untersuchungen an Zylinderschalen aus Epoxidharz durch. Es wird eine Anlage mit Gasdruckzylinder, ähnlich wie bei Coppa [39] beschrieben, verwendet. Bei der verwendeten Anlage wirkt ein druckluftgetriebenes Stahlprojektil auf eine zylindrische Belastungsschale. Diese Belastungsschale kann sich in axialer Richtung frei bewegen und wirkt dabei auf die Stirnseite der zu untersuchenden Versuchszylinderschale ein. Die Versuchszylinderschale ist ebenfalls axial frei beweglich. Sie wird am Ende der Bewegung durch einen Endstopper bis zum Stillstand verzögert.

Lindberg et al. [49] führen Versuche an Titanzylinderschalen unter Axiallast mittels Explosivladung durch. Die Versuchsvorrichtung ist ähnlich der in [42] beschriebenen, jedoch unter Verwendung kürzerer Schalen. Damit soll eine Reflektion der Spannungswellen an den Enden der Schale zu Zug-/ Druckschwingungen führen. Es soll die wechselseitige Beeinflussung zwischen Ausbreitung der Beulen und axialer Spannungswelle sowie deren Auswirkung auf die entstehenden Kräfte untersucht werden. An das untere Ende der Zylinderschale ist innenseitig ein Stoßring angegossen und außenseitig ein Verstärkungsband befestigt (Abbildung 2-7). Damit soll eine eingespannte Randbedingung realisiert werden. Das gegenüberliegende Ende ist frei. Die Unterseite wird auf die Stirnseite eines zylindrischen Ambossstabs gestellt, wobei die Stirnflächen jeweils geschliffen und geläppt sind. Der Amboss wird über einstellbare Hydraulikdämpfer nach Beginn der Bewegung verzögert. Die Zylinderschale wird am unteren Ende an drei Verformungselementen beschädigungsfrei zum Stillstand gebracht. Die Anfangsgeschwindigkeit des Stoßes kann nicht während des Versuchs ermittelt werden. In separaten



Abbildung 2-7: Sketch of impact test apparatus. [49] (Skizze des Stoßversuchsapparates)

Versuchen wird der Stoßring frei fliegend ohne Rückhalt durch die Verzögerungselemente fotografisch beobachtet und die Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Sprengstoffmenge ermittelt. Hochgeschwindigkeitsfilmaufnahmen mit $4 \times 10^4 B/s$ dienen der Beobachtung des Beulvorgangs. Dehnungsmessstreifen an beiden Enden der Zylinderschale messen in axialer Richtung die Spannungswellen. Die Last wird indirekt über die Dehnung ermittelt. Es kann der Vorgang der Entstehung von axialsymmetrischen Umfangsbeulen und der Übergang zu asymmetrischen Beulen beobachtet werden. Deren Entstehungsort ist das beaufschlagte untere Ende der Zylinderschale. Im Vergleich zur vorhergehenden Vorrichtung wird zwar eine Verbesserung dadurch erreicht, dass die Schale nicht mehr davon geschleudert wird, jedoch ist auch hier das gegenüberliegende Ende frei und ohne Rand- bzw. Zwangsbedingungen versehen.

Lindberg liefert noch eine weitere Untersuchung zu Beulkriterien, wo er das Kriterium für Rechteckpulslast [50] und für Sprunglast [51] vergleicht und eine Ergänzung für den Lastbereich zwischen Puls und Sprung darlegt [52].

Röhrle et al. [53], [54], [55] untersuchen experimentell das Beulverhalten von Platten unter axialer Stoßlast, um die Beullast unter dynamischer Last zu ermitteln und das Verständnis der Vorgänge zum dynamischen Beulen von Faserverbundschalen zu erweitern. Dabei wird im Bereich der Impulsdauer, welche im Bereich der Periodendauer einer halben Grundeigenschwingung der Platte liegt, ein Absinken der Beullast unter die statische Beullast ermittelt. Zur Untersuchung wird vorrangig ein horizontal gelagerter Elektropulser verwendet. Dieser ist in der Lage, die geforderte Sinus-Schwingung aufzubringen. Jedoch ist er für quasistatische Lasten nur eingeschränkt einsetzbar, da er für schwingende Bewegung ausgelegt ist. Der Kolben des Elektropulsers wirkt auf die Stirnseite der jeweiligen Platte über einen seitlich geführten Querbalken. Die Kräfte werden über einen DMSbestückten Kraftaufnehmer zwischen Kolben und Querbalken ermittelt. Die Plattenproben werden allseitig fest-eingespannt oder fest-eingespannt und gelenkig gelagert. Die Proben sind mit Axial-DMS beidseitig bestückt, um Membran- und Biegedehnungen ermitteln zu können. Die Kräfte können bei gleicher Periodendauer verändert werden, so dass deren Wirkung studiert werden kann. Ein auf das Plattenbeulen modifiziertes Beulkriterium von Budiansky et al. [51] wird zur Bestimmung des Beulens angewendet. Für Platten kann ein Absinken der Beullast in einem bestimmten Frequenzbereich ermittelt werden.

Bisagni [56] verwendet einen umgebauten Versuchsstand für Automobil-Aufpralluntersuchungen um das Verhalten von Kreiszylinderschalen aus CFK unter dynamischer Pulslast zu untersuchen. Hierin wird der Versuchskörper horizontal zwischen zwei geführten Schlitten eingespannt und beschleunigt. Bei der darauffolgenden Verzögerung des Frontschlittens wird die Zylinderschale durch die Trägheitskraft des Heckschlittens axial gestaucht. Die Beschleunigung des Heckschlittens wird zur Ermittlung der wirkenden Axialkraft erfasst. Die statischen Vergleichsversuche sind mit den Versuchskörpern in servohydraulischen Standardprüfmaschinen durchgeführt worden. Es wird ein Abfall der ermittelten Beullast vom dynamischen zum statischen Versuch angegeben, jedoch ist bei dem dargestellten Versuch folgendes zu beachten: In der Standardprüfmaschine werden die Zylinderschalen mit einzelnen Schrauben radial fixiert. Eine Rotation der Schalenkante wird dadurch wenig behindert. Ebenso fehlt über den gesamten Umfang der Randkante eine Behinderung der radialen Aufweitung. Daher ist in diesem Punkt von unterschiedlichen Randbedingungen auszugehen, welche einen wesentlichen Einfluss auf den Abfall der ermittelten Beullast darstellen.

Yaffe et al. [57] beschreiben experimentelle Versuche zur Pulsbelastung extern Stringer-versteifter Aluminiumzylinderschalen. Ziel ist die Untersuchung der Minderung der ertragbaren Last unter Pulslast bei Änderung der Pulsdauer. Die angestrebte Pulsdauer entspricht der halben ersten lateralen Eigenschwingungsdauer der Zylinderschale, um mit der Eigenschwingung den Beulmode anzuregen und die Schale zum vorzeitigen Beulen zu bringen. In einem Fallversuchsstand können Pulsform, Pulsamplitude sowie –dauer durch Veränderung der Masse, der Fallhöhe sowie durch Verwendung von Elastomeren als Pulsformer verändert werden. Als Messgröße wird die Dehnung ermittelt, gemessen über Dehnungsmessstreifen an der Innen- und Außenseite der Zylinderschale. Das Beulkriterium von Hutchinson und Budiansky [58] findet Anwendung, wonach ein Kriterium für das Eintreten des Beulens die kurzzeitige, starke Änderung einer Messgröße ist. Diese Messgröße stellt hier die Biegedehnung dar. Zuvor werden die Werte der ersten lateralen Eigenschwingungsfrequenz der Zylinderschale und der kritischen statischen Beuldehnung in separaten Versuchen ermittelt. Die dafür notwendigen Versuchsaufbauten werden nicht genannt. Mit dem Fallversuchsstand erfolgen die Pulslastversuche, mit welchem jedoch die angestrebte Pulsdauer schwierig zu erreichen ist. Die notwendigen kurzen Pulszeiten zur Anregung werden nicht erreicht. Es kann keine Reduktion der Tragfähigkeit ermittelt werden. Aufbauend auf diesem Versuch werden von Weller und Zimmermann et al. [59] weitere Versuche und Berechnungen beschrieben. Darin findet die soeben erwähnte Vorrichtung, als auch eine Beulanlage mit servohydraulischem Aktuator, Anwendung. Mittels der Beulanlage werden sowohl quasistatische als auch dynamische Pulsversuche an unversteiften CFK-Zylinderschalen durchgeführt. Die Zylinderschalen verbleiben während der gesamten Versuchsdauer unverändert in der Anlage. Daher kommt es zu keinen Änderungen hinsichtlich der Randbedingungen. Es werden abwechselnd statische Versuche und Pulsversuche durchgeführt. Mit den zwischengeschalteten statischen Versuchen erfolgt eine indirekte Überprüfung auf Schäden der Zylinderschalen. Die Ansteuerung erfolgt im dynamischen Fall über einen elektrischen Rechteckpuls der eine Pulsverschiebung des Kolbens bewirkt. Die infolge der Übertragungskette, bestehend aus 3stufigem Servoventil und Kolben, entstehende Pulsform muss experimentell durch wiederholte Versuche ermittelt werden. Trotzdem erzeugen die Versuche bei gleichem Eingangssignal unterschiedliche Ausgangsverläufe und somit unterschiedliches Verhalten des Versuchskörpers. Die angestrebten Belastungsgeschwindigkeiten können mit der vorgestellten Konfiguration nicht erreicht werden. Die Beullast liegt bei dynamischer Pulsbelastung für jede Pulsdauer im Mittel über der statischen Beullast. Sie wird indirekt über Dehnung und Verschiebung aus der Last-Stauchungs-Kurve der statischen Versuche ermittelt. Die Zylinderschalen sind in Deckel eingegossen und die Ränder können daher als fest eingespannt betrachtet werden. In den vergleichenden numerischen Berechnungen, welche sich auch auf vorhergehende Untersuchungen ([60], [61]) stützen, werden jedoch Schalen mit gelenkig gelagertem Rand untersucht. Auch die aufgebrachte Verschiebungsform eines Sprungs mit linearem Anstieg und endlicher Anstiegszeit unterscheidet sich von der erzielten Belastungsform der Beulanlage. Bei den numerischen Untersuchungen kann bei der Sprungfunktion ein Abfall der ertragbaren Last für kurze Anstiegszeiten errechnet werden. Die Schlussfolgerung, dass dies in der axial verlaufenden Longitudinalwelle begründet sei, ist jedoch nicht nachvollziehbar. Die Anstiegszeit des Sprungs liegt im Bereich der gesamten Periodendauer der Longitudinalschwingung und wird mit ihr gleichgesetzt. Eine Auswirkung der Anstiegszeit auf diese Periodendauer wird angenommen. Warum dies so ist, wird nicht beschrieben. Es kann somit als nicht erwiesen angesehen werden, da der Funktionsverlauf mit einer Anstiegszeit gleich der Periodendauer der Longitudinalschwingung keine relevanten Frequenzanteile im Bereich der Longitudinalschwingung enthält. Eine Anregung dadurch ist also nicht möglich.

Eglitis [62] beschreibt 2011 Pulsversuche an faserverstärkten Kreiszylinderschalen. Hierbei werden Vergleichsversuche in servohydraulischen Prüfmaschinen zur Ermittlung der quasistatischen Eigenschaften durchgeführt. Für Pulsversuche wird eine weitere servohydraulische Versuchsanlage verwendet, welche jedoch nicht die geforderte Pulsdauer erreicht. Weitere Untersuchungen mit Pulslasten in einem Fallwerk werden ohne geführte Lagerung der Lasteinleitung durchführt. Es wird darin ein einseitiges Auftreten des Beulmusters im Vergleich zum allseitigen Muster im quasistatischen Versuch beobachtet. Wenn auch teilweise geringere Beullasten ermittelt werden, so deutet die Beschreibung auf eine axiale Pulslast mit überlagertem Moment hin, was auch vom Eglitis selbst angemerkt wird. Die Randbedingungen in den drei verwendeten Maschinen unterscheiden sich von einander und lassen kaum einen Rückschluss auf eine Beullastreduktion bei Pulsversuchen zu.

Es zeigt sich nach Auswertung der beschriebenen experimentellen Versuche, dass die Untersuchung des dynamischen, axialen Pulslastverhaltens an dünnwandigen Kreiszylinderschalen eine besondere Priorität besitzt. Eine Versuchsmethode wird benötigt, welche eine Untersuchung der Interaktion von Lateralschwingungen und Beulverhalten ermöglicht und diese Phänomene in der Beobachtung unterscheiden kann. Sie muss in der Lage sein, unter gleichen Bedingungen die Untersuchung ein- und derselben Kreiszylinderschale unter statischer und dynamischer Belastung zu ermöglichen. Die erforderlichen Belastungsgeschwindigkeiten und Pulszeiten für die zu untersuchende Schale müssen erreicht werden können. Dies führt zur Forschungshypothese im folgenden Kapitel.

3 Forschungshypothese

Der beschriebene Stand des Wissens und der Technik zeigt in den bisherigen Versuchsmethoden einige Unzulänglichkeiten in Bezug auf:

- 1. Definition und Aufrechterhaltung der Randbedingungen,
- 2. Messmethode, erfasste Messgrößen
- 3. Fähigkeit zum Erreichen der Parameter für die kritische Belastung (Geschwindigkeit, Pulsdauer)
- 4. Veränderlichkeit der Belastung zur Untersuchung des Kennfeldes einer Kreiszylinderschale
- 5. Reproduzierbarkeit der Belastung.

Dabei existieren bei einzelnen Versuchsmethoden, welche die Belastungen gut reproduzieren können und die kritischen Belastungsgradienten für die zu untersuchende Schale erreichen, keine Vergleiche zu quasistatischen Versuchen. Umgekehrt erfassen einige Versuche sowohl den quasistatischen Bereich als auch den dynamischen Bereich, jedoch ist die Fähigkeit zur gezielten Beeinflussung der dynamischen Belastung nicht gegeben oder die Messmethode ungeeignet.

Aus diesen beschriebenen Defiziten heraus wird folgende Forschungshypothese gestellt:

Eine Versuchsmethode für unversteifte Kreiszylinderschalen aus Faserverbundwerkstoff, mit der reproduzierbar untersucht werden kann, wie sich die axiale Beullast bei veränderlicher, pulsförmiger Belastung zur quasistatischen Beullast verhält, basiert auf folgenden Eigenschaften, wobei es möglich ist, die Randbedingungen für den quasistatischen als auch für den dynamischen Fall unverändert zu halten.

- 1. Die Fallmasse und die Fallhöhe eines Fallkörpers bestimmen die Anstiegsgeschwindigkeit und die Pulsbreite des Belastungsimpulses.
- 2. Die eingestellten Abstände zwischen den Anschlägen der Lasteinleitung sowie des Deckels und der Festanschläge legen die Pulsamplitude fest.
- 3. Durch die Verwendung einer Trennstelle zu den unterschiedlichen Krafterzeugern oberhalb der Lasteinleitung können die Randbedingungen im statischen sowie im dynamischen Fall beibehalten werden.
- 4. Die Messung der Stauchung und Dehnung ermöglicht den Vergleich des Beulbeginns zwischen quasistatischer Last und dynamischer Last.
- 5. Die Beulform durch die dynamische Belastung lässt sich von der Eigenschwingungsform klar abgrenzen.
- 6. Ein optisches Messsystem in Verbindung mit der quasistatischen Kraftaufbringung lässt den Ursprung der Beulform ermitteln und mit dem dynamischen Fall vergleichen. (Vergleich des Phänomens)

Zum Nachweis der Forschungshypothese werden zunächst die Anforderungen an die Versuchsmethode in dem folgenden Kapitel 4 gestellt. Anhand des vorgeschlagenen Versuchsaufbaus wird der mechanische Aufbau in seiner Gesamtheit vorgestellt. Es werden die notwendigen physikalischen Grundlagen, Zusammenhänge und Wirkungsmechanismen untersucht. Danach wird in Kapitel 5 das Erstellen der experimentellen Ausführung einer Versuchsanlage, deren Aufbau und Auslegung gemäß den in Kapitel 4 dargestellten Zusammenhänge erläutert. In Kap. 6 werden anhand von experimentellen Versuchen die getroffenen Annahmen überprüft.
4 Versuchsmethode

4.1 Anforderungen an die Versuchsanlage

Aus dem Literaturstudium ergeben sich durch Auswertung der bekannten Versuchstechnik die Anforderungen, welche durch eine neuartige Versuchsanlage zu erfüllen sind.

Um die Defizite der bisherigen Versuchsvorrichtungen und –anlagen zu beseitigen, muss eine neue Versuchsanlage folgende wesentliche Anforderungen erfüllen:

- 1) Aufstellen und Aufrechterhalten definierter Anfangs- und Randbedingungen der Kreiszylinderschale über den Versuchszeitraum, mit:
 - a. Aufteilen der Punktlast des Aktuators in eine Linienlast konstant über die Umfangsrichtung der Kreiszylinderschale, ohne Induktion von Kippmomenten
 - b. Aufteilen der Punktverschiebung des Aktuators in eine Linienverschiebung konstant über die Umfangsrichtung der Kreiszylinderschale, ohne Induktion von Verdrehungen
 - c. Im Fall einer möglichen exzentrischen oder winkligen Lastaufbringung durch den Aktuator (bei Induktion von Verdrehungen/ Kippmomenten):
 Führung des bewegten Lastverteilers mit hoher Steifigkeit zur Aufnahme von seitlichen Kräften und Kippmomenten mit geringer Auswirkung auf die Axialbewegung und Ausrichtung des Lastverteilers
 - d. Führung unabhängig vom Betriebszustand des Aktuators
 - e. Bestimmen von Abweichungen in der seitlichen Führung durch Messen der Differenzen der Axialverschiebungen und Axialkräfte; Ermitteln der Kippbewegung der lasteinleitenden Teile und der Kippmomente
- 2) Belastung vom quasistatischen Bereich bis in den Pulslastbereich mit:
 - a. Wechsel des jeweilig geeigneten Aktuators für Statik und Dynamik ohne Verletzung der Anforderung Punkt 1
 - b. Erzeugen einer Pulslast mit veränderlicher Periodendauer bis in den Bereich der halben Periodendauer der ersten Eigenfrequenzen der Biegeschwingung der Kreiszylinderschale
 - c. Stufenweise, kontrolliert veränderliche Amplitude im Pulslastfall um den Bereich der Referenzamplitude des statischen Lastfalls; Stufenschrittweite von höchstens 10% der Referenzamplitude
 - d. Schutz der Kreiszylinderschale vor zu hoher Amplitude von Axialweg oder Axialkraft
- 3) Messwerterfassung mit geeigneten Sensoren und Datenaufzeichnungssystemen, welche eine Erfassung der Messgrößen im erwarteten Zeitbereich mit hinreichender Genauigkeit erlauben

Die Einzigartigkeit einer neuen Versuchsanlage besteht in dem Erfüllen der Summe all dieser Anforderungen.

Weitere sekundäre Anforderungen ergeben sich aus der Notwendigkeit, dünnwandige Kreiszylinderschalen zu untersuchen oder daran Messungen durchführen zu können, z.B.:

- 1) Untersuchung von abweichungsbehafteten Kreiszylinderschalen
- 2) Möglichkeit des Beobachtens der Außenseite der Kreiszylinderschale in allen Bereichen
- 3) Momenten- und querkraftfreie Lagerung jeder einzelnen Kraftmessdose und Verhindern gegenseitiger Verspannung, vertikale Einstellbarkeit

4.2 Vorgehensweise

Mit Hilfe der einzelnen Wirkungsmechanismen wird die Versuchsmethode überprüft:

- 1. Das Beschreiben der Impulsübertragung, des Kontakt- und Frequenzverhaltens bei Verwendung eines Fallkörpers und Wegbegrenzungsanschlägen ist notwendig zum Beantworten der Punkte 1 und 2 der Hypothese.
- 2. Das Beschreiben der geometrischen Eigenschaften und des mechanischen Modells des Belastungsmechanismus ist notwendig zum Beantworten von Punkt 3.
- 3. Das Beschreiben des statischen und dynamischen Stabilitätsverhaltens der Kreiszylinderschale ist notwendig zum Beantworten des Punktes 4.
- 4. Das Beschreiben des Schwingungsverhaltens der dünnwandigen Schale ist notwendig zum Beantworten von Punkt 5.
- 5. Das Beschreiben des statischen und dynamischen Verhaltens der Kreiszylinderschale in Verbindung mit einem optischen Messverfahren ist notwendig zum Beantworten von Punkt 6.

Die zeitliche Abfolge der Untersuchung einer Kreiszylinderschale gemäß der vorgestellten Versuchsmethode gestaltet sich folgendermaßen:

- I. Ermitteln der quasistatischen Beullast der Kreiszylinderschale durch Aufbringen einer langsamen axialen Verschiebung
- II. Experimentelles Ermitteln der radialen Eigenschwingungsfrequenzen und –moden der Schale durch eine Schwingungsanalyse bei axialen Vorlasten unterschiedlicher Höhe
- III. Ermittlung des dynamischen Pulslastverhaltens der Schale unter axialen Kurzzeitpulslasten
- IV. Nachgeschaltetes Überprüfen der Kreiszylinderschale auf Schädigung durch erneutes Ermitteln der quasistatisch aufgebrachten Beullast (Vergleich mit Kennlinie aus Punkt I.)

Für die Abschnitte I bis III erfolgt die Untersuchung der Wirkzusammenhänge. Der Abschnitt IV ist eine Wiederholung des Abschnittes I.

4.3 Vorbetrachtungen zur Versuchsmethode

4.3.1 Koordinatensysteme und Beschriftung

Für die Beschreibungen der Funktions- und Wirkungsweise der einzelnen Abläufe der Versuchsmethode müssen zuerst die dafür notwendigen Koordinatensysteme eingeführt werden. In Abbildung 4-1 sind dazu die Koordinatensysteme und Größen der unverformten Kreiszylinderschale dargestellt. Diese Bezeichnungen gelten ebenfalls für den Versuchsaufbau und die darin enthaltenen Komponenten. Es werden drei Koordinatensysteme zur Beschreibung des Schalenverhaltens und der Bewegungsabläufe verwendet. Das kartesische Schalen-Koordinatensystem u - v - w beschreibt die Koordinaten des Schalenelementes, wobei die Richtung u normal zur Schalentangente angeordnet ist. Das zylindrische Koordinatensystem $r - \varphi - z$ ist ortsfest im Raum verankert und dient der



Abbildung 4-1: Bezeichnungen an der Kreiszylinderschale

Beschreibung aller Elementbewegungen. Das Koordinatensystem x - y - z dient der Beschreibung aller Elementbewegungen im kartesischen Raum. Es stimmt in der Lage des Ursprungs und in der z-Achse mit der Lage des zylindrischen Koordinatensystems überein.

Im Kapitel 6.3 sind in der Ergebnisdarstellung die Größen von Kraft, Weg und Dehnung für den Druck-Bereich mit positivem Vorzeichen versehen. Dies dient der leichteren Veranschaulichung in den Diagrammen. Demzufolge besitzen alle Größen im Zugbereich ein negatives Vorzeichen.

4.3.2 Versuchsaufbau

Nach der Klärung der Koordinatensysteme erfolgt nun die für das weitere Verständnis notwendige Erläuterung des Versuchsaufbaus. In Abbildung 4-2 ist der vorgeschlagenen Versuchsaufbau für die Versuchsmethode schematisch dargestellt. Die Abbildung enthält sowohl die Elemente der Lagerung und des Belastungsmechanismus als auch die eingesetzten Messverfahren. Die Darstellung ist zur besseren Übersichtlichkeit auf die zweidimensionale Ebene reduziert.

Es erfolgt zuerst die Beschreibung der mechanischen Elemente:

Eine Kreiszylinderschale ist über ihre Kanten stirnseitig mit zwei Kreisplatten fest verbunden. Dieser Verbund ruht auf einem unteren Lastverteiler mittels einer Ausgleichschicht. Der untere Lastverteiler ruht gegenüber dem festen Untergrund auf drei äquidistant angeordneten Kraftmessdosen. Die obere Kreisplatte ist ebenfalls mit einer Ausgleichsschicht versehen und erfährt aufgebrachte Axialkräfte und -verschiebungen durch einen darüber angeordneten oberen Lastverteiler. Dieser obere Lastverteiler ist über Linearführungen seitlich geführt und somit nur geradlinig entlang der z-Achse verschiebbar. Die Verschiebung erfolgt über die oben befindliche Schnittstelle. An dieser Schnittstelle können ein Linearaktuator oder ein fallender Körper als Pulserzeuger wirken. Sowohl der obere Lastverteiler als auch die obere Kreisplatte, mit der die Kreiszylinderschale fest verbunden ist, lassen sich über einstellbare Anschläge mechanisch in der Verschiebung begrenzen.



Abbildung 4-2: Schema des Versuchsaufbaus zum Nachweis der Forschungshypothese

Die Messung erfolgt folgendermaßen:

Eine Beobachtung und Aufzeichnung erfolgt für eine Vielzahl von Größen. Die Messung der örtlichen Dehnung erfolgt über Dehnungsmessstreifen. Die Verschiebung des oberen Lastverteilers zum unteren als auch der oberen Kreisplatte zur unteren erfolgt über einachsige Wegaufnehmer. Die Kraftmessung erfolgt in der Schnittstelle zwischen unterem Lastverteiler und dem festen Untergrund. Kraft- und Wegaufnehmer sind jeweils dreifach vorhanden und äquidistant entlang der Umfangsrichtung φ in 120° -Abstand angeordnet. Eine Beschleunigungsmessung der bewegten Teile, wie obere Kreisplatte und oberer Lastverteiler, wird über einzelne Beschleunigungsaufnehmer ermöglicht. Ein weiterer berührungsloser Wegaufnehmer ermittelt indirekt die Auftreffgeschwindigkeit des Fallkörpers.

Die oberflächige Erfassung der Schwingungen der Kreiszylinderschale erfolgt durch punktuelle Anregung und mehrfache punktuelle Messung der Geschwindigkeit normal zur Oberfläche durch ein Laserscanningvibrometer. Die Verformungsmessung von Bereichen der Zylinderschalenoberfläche erfolgt durch ein digitales Bildkorrelationsverfahren (digital image correlation, kurz: DIC).

4.3.3 Das mechanische Modell des Versuchsaufbaus

In Abbildung 4-3 ist das Schema des mechanischen Modells des Versuchsaufbaus dargestellt. Dieses Modell soll dem Verständnis der später beschriebenen mechanischen Zusammenwirkung der Einzelelemente dienen. Es sind kondensiert die zu Punktmassen konzentrierten Massen und die Verformungselemente enthalten, welche zur Beschreibung des Bewegungsablaufes notwendig sind. Eine weitere Unterteilung der Massen und die Betrachtungen weiterer Freiheiten wie Rotationen um die z-Achse oder Verschiebungen in x- und y- Richtung sollen im Verlauf des Bewegungsmechanismus zunächst vernachlässigt werden. Erst bei der detaillierten Betrachtung der experimentellen Vorgänge



Abbildung 4-3: mechanisches Modell für a) quasistat. Axiallast mit Linearaktuator b) Pulslast durch Fallkörper

sind z.B. Rotationen der Kreisplatte um die x- und y-Achse von Interesse. Das Modell ist aufgeteilt in die Ausführung mit Verschiebungsvorgabe durch einen Linearaktuator (Abbildung 4-3 a)) und die Ausführung unter Verwendung eines Fallkörpers (Abbildung 4-3 b)). Das in Abbildung 4-3 a) gezeigte mechanische Modell für die Lasteinleitung über einen Linearaktuator kann folgendermaßen, beginnend von oben, beschrieben werden:

Der Aktuator wird abstrahiert durch eine Feder, an deren oberen Ende die Verschiebungsvorgaben eingeleitet werden. Die Gesamtheit der nachgiebigen Elemente des Aktuators ist zusammengefasst in der Feder mit der Steifigkeit k_{Akt} , welche somit die axiale Nachgiebigkeit des Aktuators darstellt. Daran fest gekoppelt ist der obere Lastverteiler mit seiner Masse m_{Lvo} . Dieser Körper ist seitlich geführt, wodurch nur die Verschiebung in z-Richtung, s_{Lvo} , zugelassen wird. Alle weiteren Verschiebungen und Verdrehungen sind gesperrt. Die obere Kreisplatte der Masse m_{Kp} hat über eine ebene Fläche Kontakt mit dem oberen Lastverteiler, wodurch nur Druckkräfte übertragen werden können. Mit der Kreisplatte verbunden ist die Kreiszylinderschale, deren axiales Verformungsverhalten wiederum durch eine Feder der Steifigkeit k_{Zy} abgebildet wird. Der untere Lastverteiler der Masse m_{Lvu} ist oben mit der Feder der Kreiszylinderschale fest verbunden. Er ruht auf einer weiteren Feder der Steifigkeit k_{Kmd} . Diese ist mit dem unteren Ende fest eingespannt gelagert. Diese Feder abstrahiert die gesamte Nachgiebigkeit aller Kraftmessdosen.

Für die Abbildung 4-3 b) werden nun die Unterschiede zur Abbildung 4-3 a) erläutert:

An Stelle der Feder für den Aktuator befindet sich ein Fallkörper der Masse m_{Fk} in einer festgelegten Anfangshöhe \hat{s}_{Fk} zentrisch angeordnet über dem oberen Lastverteiler. Der Fallkörper ist gegen jegliche Verdrehung sowie Bewegung in x- und y-Richtung seitlich geführt. Zwischen dem Fallkörper und der oberen Fläche des Lastverteilers erfolgt ein Kontakt zwischen einer kugeligen und einer ebenen Fläche. Da der obere Lastverteiler in dieser Anordnung nicht mehr vertikal in z-Richtung gehalten wird, ruht er mit seiner Gewichtskraft auf der oberen Kreisplatte. Somit ergibt sich eine Vorlast für die Kreiszylinderschale. Zur Begrenzung der Impulsübertragung auf die Kreisplatte wird die axiale Bewegung des Lastverteilers über Anschläge mit dem Abstand $s_{A,Lvo}$ beschränkt. Für die Kreisplatte wird die axiale Verschiebung in z-Richtung ebenfalls mit Anschlägen im Abstand $s_{A,Kp}$ begrenzt. Die Kreiszylinderschale kann global für das axiale Verhalten aus einer Feder und parallel geschalteten Dämpfung betrachtet werden, um das Ausschwingverhalten bei Pulslastanregung beschreiben zu können.

Im Folgenden sollen für das Grundverständnis die wesentlichen Verschiebungs- und Kräftebeziehungen der Kinematik analytisch aufgeführt werden:

Im statischen Verhalten existieren in der Bewegungsgleichung keine Trägheits- und Dämpfungsglieder. Das bedeutet, die Kraft des Aktuators erzeugt eine gleich hohe Kraft zur Kreiszylinderschale und den Kraftmessdosen (siehe auch Abbildung 4-3 a)):

$$F_{Akt} = F_{Zy} = F_{Kmd} \tag{4.1}$$

Die einzelnen Kräfte ergeben sich zu:

$$F_{Akt} = k_{Akt} (s_{Akt} - s_{Lvo}), \qquad F_{Zy} = k_{Zy} (s_{Kp} - s_{Lvu}), \qquad F_{Kmd} = k_{Kmd} s_{Lvu}$$
(4.2)

Weiterhin wird angenommen, dass im Versuch keine Trennung zwischen oberem Lastverteiler und Kreisplatte entsteht, da per Annahme keine Massenkräfte wirken.

$$s_{Lvo} = s_{Kp}$$
 für $s_{Lvo} \ge 0$ und $s_{Lvo} \ne s_{Kp}$ für $s_{Lvo} < 0$ (4.3)

Im dynamischen Fall erweitern sich die Betrachtungen um die Trägheitskräfte der beteiligten Massen:

$$F_{Lvo} = m_{Lvo} \ddot{s}_{Lvo}, \qquad F_{Kp} = m_{Kp} \ddot{s}_{Kp}, \qquad F_{Lvu} = m_{Lvu} \ddot{s}_{Lvu}$$
(4.4)

Die Kraft der Kreiszylinderschale ändert sich auf Grund der Strukturdämpfung zu:

$$F_{zy} = b_{Zy} \left(\dot{s}_{Kp} - \dot{s}_{Lvu} \right) + k_{Zy} \left(s_{Kp} - s_{Lvu} \right)$$
(4.5)

Dies führt im dynamischen Fall unter der Annahme, dass $s_{Lvo} = s_{Kp}$, zu dem Gleichungssystem für das vereinfachte Modell:

$$\begin{cases} F(t) \\ 0 \end{cases} = \begin{bmatrix} m_{Lvo} + m_{Kp} & 0 \\ 0 & m_{Lvu} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{s}_{Kp} \\ \ddot{s}_{Lvu} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{Zy} & -b_{Zy} \\ -b_{Zy} & b_{Zy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{s}_{Kp} \\ \dot{s}_{Lvu} \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} k_{Zy} & -k_{Zy} \\ -k_{Zy} & k_{Zy} + k_{Kmd} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{Kp} \\ S_{Lvu} \end{bmatrix}$$

$$(4.6)$$

Die Funktion F(t) wird dabei von dem Übertragungsverhalten des Fallkörpers zum oberen Lastverteiler bestimmt. Da eine Reihe von unbekannten und zeitlich sich stark ändernden Einflussfaktoren das Übertragungsverhalten bestimmt, sind die Faktoren für Steifigkeit nichtlinear und im Fall einer beulenden Kreiszylinderschale unstetig.

Die vorgestellten Zusammenhänge sind stark vereinfacht und dienen der Veranschaulichung der globalen Prozesse während des Experiments und dem prinzipiellen Zusammenwirken der Elemente. Für detaillierte Analysen im Vorfeld von Experimenten wären extensive numerische Berechnungen notwendig, auf die verzichtet werden soll, da der Schwerpunkt dieser Arbeit in der experimentellen Analyse liegt.

4.4 Erkenntnishintergrund zu Beulexperimenten unter dynamischen Pulslasten

4.4.1 Vorbemerkungen

In diesem Unterkapitel sollen die wesentlichen Zusammenhänge bei dem Wirken von Massen und der daraus erfolgenden Belastung von Kreiszylinderschalen erarbeitet werden.

Mit diesen Zusammenhängen sind Abschätzungen des Verhaltens der mechanischen Elemente der vorgeschlagenen Versuchsvorrichtung und deren Wechselwirkung mit der Kreiszylinderschale möglich. Dies ist unerlässlich, um die Fähigkeiten der gewählten experimentellen Methode und die Plausibilität von nachfolgenden Messwertaufzeichnungen zu überprüfen.

Bei der Beschreibung der Versuchsmethode sind mehrere Aspekte zu berücksichtigen. Diese sind im Wesentlichen:

- Stoß- und Kontaktverhalten von Festkörpern
- Statik und Stabilitätsverhalten von unversteiften Kreiszylinderschalen
- Dynamik und Schwingungsverhalten der Schalen

Im Folgenden werden die einzelnen physikalischen Zusammenhänge dargestellt und zuerst unabhängig voneinander betrachtet:

- 1. Wirkung der Impulsübertragung zwischen Körpern
- 2. das Kontaktverhalten mit Kraft-Zeit-Verlauf
- 3. das durch einen Puls angeregte Frequenzspektrum
- 4. das statische Stabilitätsverhalten der Kreiszylinderschale sowie
- 5. das dynamische Verhalten und
- 6. Schwingungsverhalten der Kreiszylinderschale

Weiterhin erfolgt die Erläuterung der Möglichkeiten zur Formunterscheidung zwischen Beulmoden und dominanten Schwingungsmoden.

Danach erfolgt die Anwendung dieser Grundlagen auf die Wirkungsweise des in der Versuchsmethode vorgestellten Versuchsaufbaus.

4.4.2 Der Stoß zur Impulsübertragung

Zur gezielten Pulsbelastung der Kreiszylinderstruktur werden mehrere Stoßvorgänge vollzogen. Dabei erfolgt eine Impulsübertragung über mehrere bewegte Massen bis hin zur Kreiszylinderschale. Im Folgenden werden deshalb die grundsätzlichen Zusammenhänge zu Stoßvorgängen zwischen Festkörpern beschrieben.

Im Verlauf der Pulsbelastung des Belastungsprozesses kommt es insgesamt zu vier Stoßvorgängen:

- 1. Stoß zwischen Fallkörper und oberem Lastverteiler
- 2. Stoß zwischen oberem Lastverteiler und oberer Kreisplatte
- 3. Stoß zwischen oberem Lastverteiler und Anschlag Lastverteiler
- 4. Stoß zwischen oberer Kreisplatte und Anschlag Kreisplatte

Um diese nachvollziehen zu können, werden zuerst die physikalischen Zusammenhänge erläutert.

Der Gesamtimpuls eines abgeschlossenen Systems ist konstant:

$$\sum_{i=0}^{n} p_i = konst.$$
(4.7)

Betrachtet man für zwei mechanische Körper der Massen m_1 und m_2 den Impulserhaltungssatz, so lautet er für den geraden, zentralen, elastischen Stoß [3]:

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v_1' + m_2 v_2' \tag{4.8}$$

Dabei bezeichnen die mit "" versehenen veränderlichen Größen den Zustand nach dem Stoßvorgang. Befindet sich die Masse m_2 vor dem Stoß in Ruhe ($v_2 = 0$), so ergibt sich deren Geschwindigkeit nach dem Stoß zu

$$v_2' = \frac{2m_1v_1}{m_1 + m_2} \tag{4.9}$$

Beim elastischen Stoß bleiben die Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen den Körpern betragsmäßig erhalten.

In der experimentellen Praxis tritt jedoch der Fall ein, dass der Stoß inelastisch erfolgt. Um die experimentell auftretenden Geschwindigkeiten von Körpern vor und nach dem Stoß beschreiben zu können, wird die Stoßzahl *e* verwendet. Sie deckt den Bereich zwischen vollkommen elastischem und unelastischem Stoß ab: Sie ist definiert durch [63]:

$$e = \frac{v_2' - v_1'}{v_1 - v_2} \tag{4.10}$$

Das bedeutet für:

e = 0:	unelastischer Stoß,
0 < e < 1:	inelastischer Stoß, wirklicher Stoß
e = 1:	elastischer Stoß.

Wie aus (4.10) zu erkennen ist, bleibt beim elastischen Stoß die Relativgeschwindigkeit zweier Körper erhalten und beim unelastischen Stoß ist die Relativgeschwindigkeit nach dem Zusammenstoß null. Die Relativgeschwindigkeit nach dem inelastischen Stoß liegt unter der Relativgeschwindigkeit vor dem Stoß.

Bei Rückprallversuchen kann die Stoßzahl experimentell aus der Rücksprunghöhe einer Masse von einer festen Unterlage ermittelt werden. Dafür gilt:

$$e = \frac{\sqrt{s'}}{\sqrt{s}} \tag{4.11}$$

Praktisch lässt sich somit bei einer Stoßabfolge zur Belastung ermitteln, welcher Anteil des Anfangsimpulses oder der Anfangsgeschwindigkeit für eine Verformung des Versuchskörpers zur Verfügung steht.

Die allgemeine Bilanz für die kinetische Energie beim Kraftstoß lautet [63]:

$$E_{kin,1} + E_{kin,2} = E'_{kin,1} + E'_{kin,2} + \Delta W$$
(4.12)

Ausgeschrieben:

$$\frac{1}{2}(m_1v_1^2 + m_2v_2^2) = \frac{1}{2}(m_1v_1'^2 + m_2v_2'^2) + \Delta W$$
(4.13)

Der Betrag ΔW stellt die im Verlauf des Stoßprozesses dissipierte Energie durch bleibende Materialverformung oder Strukturdämpfung dar.

Für die Impulsübertragung zwischen lastübertragenden Körpern ist der Kraft-Zeit-Verlauf zunächst uninteressant, da die Impulserhaltung unabhängig davon ist. Im Rahmen des Impulserhaltungssatzes wird der Zeitraum des Kraftstoßes als sehr klein angesehen im Vergleich zu dem betrachteten Gesamtzeitraum von Bewegungsvorgängen. Da jedoch in den hier betrachteten Zeiträumen sehr kurzzeitige Belastungen betrachtet werden, kann diese Vernachlässigung des Kraftverlaufs nicht mehr zugelassen werden. Es sind zeitlich überlappende Einzelvorgänge zu erwarten.

Für den Kraftstoß stellt sich qualitativ der Verlauf wie in Abbildung 4-4 gezeigt dar. Die Differenzfläche zwischen der Kurve "a" für den elastischen Stoß und der Kurve "b" für den inelastischen Stoß enthält den Anteil des Impulses, welcher durch die Verringerung der mechanischen Energie entstanden ist. Für den Stoß durch eine Kraft kann der entsprechende Impuls errechnet werden. Analytisch ergibt sich der Impuls zu:



Abbildung 4-4: Kraftstoßverlauf für a) den elastischen und b) den inelastischen Stoß

Die Erläuterungen zur Kraftfunktion des Impulses als Folge eines Kontaktes zweier Körper eines Stoßes soll im kommenden Kapitel erläutert werden.

4.4.3 Frequenzspektrum infolge der Variation der Impulsgrößen

Im Folgenden soll die Auswirkung des Kraft-Zeit-Verlaufes der Impulsübertragung zweier Festkörper auf das angeregte Frequenzspektrum betrachtet werden. Dies soll zum Grundverständnis zunächst auf Basis einer einfachen harmonischen Funktion geschehen. Eine praktisch auftretende Pulsfunktion kann mit ihrem stetigen an- und abfallenden Verlauf in erster Näherung einer Cosinus-Funktion angenähert werden:

$$F(t) = -\hat{F}\cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + \frac{\hat{F}}{2}$$
(4.15)

Der Impuls dafür ergibt sich mit (4.14) und (4.15) zu

$$p = -\hat{F} \cdot \frac{T}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right) + \frac{\hat{F}}{2}t$$
(4.16)

Und mit t = T ergibt sich für den Impuls dieser Pulsfunktion:

$$p = \frac{\hat{F}T}{2} \tag{4.17}$$

Berücksichtigt man für einen gegebenen Impuls unterschiedliche Kontaktsteifigkeiten der Körper, so ergeben sich unterschiedliche Kraftgradienten und Maximalkräfte. Diese haben Auswirkungen auf das angeregte Spektrum des Pulses.



Im Folgenden sollen unterschiedliche Einflüsse für eine generische Pulslast an Vergleichsbeispielen demonstriert werden. Es wird jeweils ein Gesamtzeitraum von 1 *s* für jeden Puls der Abbildung 4-5

betrachtet. In dessen zeitlicher Mitte liegt eine Pulsfunktion nach (4.15) mit der Amplitude \hat{F} (Pulsgesamtamplitude $2\hat{F}$) und der Periodendauer T. Die restliche Zeit davor und danach beträgt die Amplitude 0. Dies geschieht aus dem Grund, da sich die Kreiszylinderschale vor einer axialen Pulsbelastung ebenfalls in Ruhe befindet. Und dies hat Auswirkungen auf das Spektrum der gezeigten Verläufe. Für die cos-Funktion mit $2\hat{F} = 1 N$ und $T_1 = 10 ms$ wäre ein Wert von 0,5 N bei einer Frequenz von 100 Hz zu erwarten, ohne dass weitere Frequenzbänder in Erscheinung träten. Dies zeigt sich jedoch nicht, wie in der Abbildung 4-5 a) für T_1 ersichtlich ist. Da innerhalb des deutlich größeren Berechnungszeitraums von 1 s die Amplitude 0 beträgt, werden auch Frequenzbänder mit tieferen und höheren Frequenzen angeregt. Je tiefer die Frequenz ist, desto höher fallen die anteiligen Amplituden aus. Im vorliegenden Beispiel 0,01 N bei der niedrigsten Frequenz von 1 Hz. Da die lasteinleitenden Teile des Versuchsaufbaus und die Zylinderschale sich vor der Pulsbelastung in Ruhe befinden ist dieser Aspekt zwingend zu beachten.

In der Abbildung 4-5 sind weitere Einflüsse auf das angeregte Spektrum des generischen Kraft-Zeit-Verlaufes dargestellt. In a) ist die Auswirkung der Pulsbreite auf das Spektrum ersichtlich. Je geringer die Impulsbreite desto breiter ist das angeregte Frequenzspektrum, jedoch mit Abnahme der den Frequenzbändern zugehörigen Amplitude. In b) zeigt sich der Zusammenhang der Amplitudenvergrößerung im Zeitbereich mit gleichartiger Auswirkung der Amplitudenverteilung im Frequenzbereich. Verringert man die Pulsbreite wie in a), erhöht jedoch anteilig die Amplitude der Pulsfunktion so, dass $p_1 = p_2 = p_3$ gilt, dann erweitert man das Frequenzspektrum unter Beibehaltung der Amplitude für die niedrigste Frequenz (Abbildung 4-5 c)). Die Einflüsse sind in der Tabelle 4-1 nochmals zusammengefasst.

	Puls	Änderung	Impulsänderung	Spektrum, Wirkung auf	Änderung
a)	Periodendauer:	\downarrow	\downarrow	Höchstamplitude Frequenzanteil:	\leftarrow
	Amplitude:	\rightarrow		Beteiligte Frequenzanteile:	\uparrow
b)	Periodendauer:	\rightarrow	\uparrow	Höchstamplitude Frequenzanteil:	\uparrow
	Amplitude:	\uparrow		Beteiligte Frequenzanteile:	\rightarrow
c)	Periodendauer:	\downarrow	\rightarrow	Höchstamplitude Frequenzanteil:	\rightarrow
	Amplitude:	\uparrow		Beteiligte Frequenzanteile:	\uparrow

Tabelle 4-1: Zusammenhänge der Diagramme aus Abbildung 4-5

4.4.4 Pressung und Kontaktverhalten der Stoßkörper

Nach der Impulsübertragung gilt es sich noch dem Einfluss des Kontaktverhaltens zweier Körper zu widmen. Denn, wie eben dargestellt, hat die Pulsform einen Einfluss auf das angeregte Spektrum. Die Kontaktsteifigkeit beeinflusst im Zeitraum des Kontaktes wesentlich die Pulsform. Sie hängt neben den Materialeigenschaften auch von der Geometrie der berührenden Flächen ab. Innerhalb der hier vorgestellten Methode treten drei Varianten des Kontaktes zweier Körper auf:

- 1. Ebene Fläche auf ebene Fläche
- 2. Zylindrische Fläche auf ebene Fläche durch Linienberührung
- 3. Kugelige Fläche auf ebene Fläche durch Punktberührung

Das Kontaktverhalten in Punkt 1 ist von den dreien am einfachsten zu beschreiben, da keine relevante Änderung der Kontaktfläche während des Stoßvorgangs auftritt. Das kompliziertere Verhalten der Fälle aus Punkt 2 und 3 durch die sich verändernde Kontaktfläche wird beschrieben über die Pressung nach Hertz [64].

Für die Auslegung von Maschinenelementen sind die Formeln aufbereitet in [65] für den Anwendungsfall Wälzlager oder speziell für Reibräder in [66] zu finden. Diese sind jedoch nicht für das interessierende Problem des Kontaktes durch Stoß geeignet. In günstigerer Weise zusammengefasst sind die Formeln der Abplattung bei dem Stoß eines Fallkörpers mit kugeliger Kontaktfläche auf eine Ebene im Nachschlagewerk Dubbel S. C36 [2] oder in [63].

Eine vollständige Beschreibung existiert für den Kontakt der kugelförmigen Fläche gegen eine Ebene. Für die Zylinder-Ebenen-Berührung ist die Abplattung nicht beschrieben, da der Einfluss der Enden der Zylindergeometrie schwer zu berechnen ist. Deshalb soll hier für den Fall Kugel gegen Ebene der Zusammenhang dargestellt werden. Die Kontaktkraft ergibt sich demnach aus der Verschiebung der Kontaktflächen beim senkrechten Auftreffen eines Körpers mit kugeliger Kontaktfläche auf eine ebene Fläche, wobei beide Körper aus gleichem Werkstoff bestehen, mit:

$$F = \sqrt{\frac{E^2 R}{2,25 (1 - \nu^2)^2} s_0^{\frac{3}{2}}} = k_s s_0^{\frac{3}{2}} = k_s \delta_0^{\frac{3}{2}}$$
(4.18)

Dabei entspricht die Abplattung δ_0 gleich der Relativbewegung der beiden Körperschwerpunkte in z-Richtung zueinander.

Während des Kontaktes beim Stoß wird die Anfangsenergie $E_{kin,0}$ aufgeteilt in die gespeicherte elastische Verformungsenergie E_{elast} der Kontaktpartner und der verbliebenen kinetischen Energie E_{kin} :

$$E_{elast} = \frac{2}{5} k_s s_0^{\frac{5}{2}} = E_{kin,0} - E_{kin}$$
(4.19)

Dabei wird zunächst angenommen, dass der gestoßene Körper fest gelagert ist und sich nicht bewegt. Über Umstellen erhält man für die Dauer des halben Verformungspulses:

$$t = \frac{T}{2} = \int_{0}^{\delta_{0,max}} \frac{1}{\sqrt{\nu_0^2 - \frac{4}{5} \frac{k_s \delta_0^{\frac{5}{2}}}{m}}} \, d\delta_0 \tag{4.20}$$

Für den Fall der maximalen Abplattung $\delta_{0,max}$ befindet sich die stoßende Masse in Ruhe und somit ist:

$$E_{kin,0} = E_{elast,max} \tag{4.21}$$

und demnach:

$$\delta_{0,max} = \left(\frac{5}{2k_s} E_{kin,0}\right)^{\frac{2}{5}}.$$
(4.22)

Das Integral in (4.20) kann für den zeitlichen Verlauf der Abplattung genutzt werden, es lässt sich jedoch nur schwierig lösen. Es muss der Wert der Abplattung δ_0 bekannt sein, welcher nur nach Berechnung der Kraft erhalten werden kann. Diese wiederum hängt von der Zeit ab und so lässt sich das System an Gleichungen nicht geschlossen lösen. Deshalb ist zur Berechnung des Verlaufs eine iterative Lösung notwendig.

Für die folgenden Ergebnisse einer Beispielrechnung werden kleine Zeitschrittweiten von $1 \,\mu s$ verwendet, um eine quasikontinuierliche Darstellung im Zeitbereich und bei der Frequenzanalyse zu erzielen. In Abbildung 4-6 sind die Diagramme dargestellt, welche die Auswirkungen unterschiedlicher Parametervariation auf den Pulsverlauf und das Frequenzspektrum zeigen. Ein Fallkörper kugeliger





- a) unterschiedliche E-Moduln b) unterschiedliche Fallhöhe
 - c) unterschiedliche Fallmassen

Fläche trifft auf einen festgelagerten Körper ebener Kontaktfläche. Es werden der E-Modul E, die Fallhöhe s_{Fk} und die Masse m des Fallkörpers geändert. Es werden zur Berechnung Beispielwerte verwendet, die an den Versuchsaufbau angelehnt sind. Zuerst wird mit Veränderung des E-Moduls die Kontaktsteifigkeit geändert und dabei der Impuls beibehalten (Abbildung 4-6 a)). Die beispielhaft festgelegt fallende Masse von 216 kg und die Fallhöhe 0,459 m, welche zu einer Aufprallgeschwindigkeit von 3 m/s führt, werden konstant gehalten. Dies hat zur Folge, dass die Amplitude der untersten angeregten Frequenz gleichbleibt, während mit höherem E-Modul auch höhere Frequenzanteile hinzukommen. Eine Änderung der Fallhöhe führt hauptsächlich zu einem Anstieg der Pulsamplitude und der Amplitude der unteren angeregten Frequenzen (Abbildung 4-6 b)), da der Impuls und die Energie erhöht werden. Hier wird die fallende Masse von 216 kg und der E-Modul 210 GPa konstant gehalten. Eine Erhöhung der Masse, welche ebenfalls zu einer Impuls- und Energieerhöhung des Fallkörpers führt, sorgt dagegen sowohl für eine Amplitudenerhöhung als auch für eine Verbreiterung des Pulses (Abbildung 4-6 c)). Das Maximum des Kraftgradienten bleibt hingegen nahezu unverändert.

In Abbildung 4-7 ist die Änderung einer Masse m_1 auf den Pulsverlauf für den Fall dargestellt, dass die gestoßene Masse m_2 in Stoßrichtung verschiebbar gelagert ist. Die fallende Masse m_1 wird geändert und die Masse m_2 konstant gehalten. Der Einfluss zeigt sich ähnlich wie in Abbildung 4-6 c), jedoch abgeschwächt. Dies ist dadurch bedingt, dass ein Teil der von der Fallmasse eingebrachten kinetischen Energie als auch ein Teil des Impulses in die Bewegung des zweiten, gestoßenen Körpers übergeht.



Abbildung 4-7: Stoß auf bewegliche Masse, Kraftstoßverlauf und zugehöriger Amplitudengang

Die bis zu diesem Punkt dargestellten Verläufe dienen zum Verständnis der Prozesse, welche beim Stoß des Fallkörpers mit der oberen Lasteinleitung auftreten. Beim Stoß des oberen Lastverteilers mit der oberen Kreisplatte existiert eine großflächige, ebene Kontaktfläche mit hoher Steifigkeit, welche somit in der Lage ist, Kräfte in einem breiten Frequenzbereich zu übertragen.

Da der Lastverteiler und die Kreisplatte bereits vor Auftreffen des Fallkörpers mit einer ebenen Fläche direkt zueinander in Kontakt stehen, laufen die Stoßprozesse zwischen Fallkörper und Lastverteiler sowie zwischen Lastverteiler und Kreisplatte parallel ab. Es sind für den Anstieg der Kraft über der Zeit die Kontaktsteifigkeit zwischen Fallkörper und Lastverteiler sowie die Fallhöhe des Fallkörpers entscheidend.

Die Amplitude des Kraftpulses und auch die Periodendauer werden durch die Interaktion der oberen Kreisplatte mit ihren gegenüberliegenden Anschlägen bestimmt. Denn die obere Kreisplatte ist mit der Oberkante der Kreiszylinderschale fest verbunden. Am Umkehrpunkt der Vertikalbewegung dieser Kreisplatte ist die Kontaktsteifigkeit zwischen ihr und dem gegenüberliegenden Anschlag maßgebend. Der Anschlag mit seiner Steifigkeit, welcher durch seine feste Lagerung wie ein Körper sehr großer Masse wirkt, entscheidet bei gegebener Geschwindigkeit über die entstehende Pulsbreite des Bewegungspulses. Die Anschläge des oberen Lastverteilers zur Begrenzung der Vertikalbewegung dienen vorrangig dem Schutz der Kreiszylinderschale vor der sehr hohen Bewegungsenergie des Lastverteilers. Da die obere Kreisplatte nicht mit dem Lastverteiler fest verbunden ist, wird deren Vertikalbewegung durch Stoppen des Lastverteilers nicht begrenzt. Die Begrenzung erfolgt nur durch die Anschläge der Kreisplatte. Eine fehlende Begrenzung durch die Anschläge der Kreisplatte kann zu großen Verformungen der Kreiszylinderschale führen. Dies zeigt sich in den Versuchen mit der Schale ZD28 (Kap. 6).

Zum Schluss dieser Herleitung zeigt sich:

Die Pulsversuche mit Fallwerk sind weder kraft- noch weggeregelt. Durch das Festlegen von Fallmasse und Fallhöhe sowie den Abständen der Anschläge sind die Versuche Energie- und Impulsgesteuert, mit mechanischer Wegbegrenzung.

4.4.5 Dünnwandige Struktur

Es ist folgend zu klären, welches Kriterium für eine dünnwandige Struktur gilt. In Baker et. al. [67] wird eine Aussage zur Dünnwandigkeit von Rotationsschalen getroffen: Demnach wird für eine dünnwandige Schale angenommen, dass Biegemomente nur in der Nähe von Rändern existieren oder an Stellen konzentrierter Lasteinleitung. Ebene Querschnitte verbleiben auch nach der Biegeverformung eben. Weiterhin wird unter Verweis auf Nowoschilow [68] argumentiert, dass das Verhältnis Wandstärke h zu Radius r viel kleiner als eins sein sollte:

$$\frac{h}{r} \ll 1 \tag{4.23}$$

Damit können Terme mit diesem Betrag in der analytischen Berechnung vernachlässigt werden. Ist das Verhältnis nicht sehr viel kleiner als eins, so handelt es sich um eine dicke Schale. Ein konkreter Grenzwert für h/r wird jedoch nicht angegeben. Qatu [69] gibt an, dass die Wandstärke höchstens 1/20 der Wellenlänge der Verformung oder des Radius der gekrümmten Struktur entsprechen soll. Es ist anzumerken, dass dieses Kriterium vorwiegend bei der analytischen Betrachtung eine Rolle spielt und damit begründet wird. Bei experimentellen Untersuchungen von Kreiszylinderschalen wird jedoch der Kehrwert dieses Verhältnisses verwendet und es kommen weitere Kriterien in Betracht.

Weil mit ein- und derselben Schale wiederholt Belastungsvorgänge durchgeführt werden sollen, darf die Verformung der Zylinderstruktur keine Beschädigung des Materials hervorrufen. Sie muss rein elastisch geschehen, ohne dass Schäden eintreten, welche ein verändertes Verhalten der Struktur bei weiteren Beulvorgängen bewirken. Da Verformungen der Schale im Nachbeulbereich mit örtlich großer Krümmung verbunden sind, bedeutet das, dass Biegespannungen klein gehalten werden müssen. Dies kann nur durch Reduktion der Wandstärke *h* erreicht werden, wenn der Lagenaufbau der Zylinderschale bzw. der E-Modul des Materials unverändert bleiben soll. Die Biegesteifigkeit der Membran ergibt sich zu [21]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$
(4.24)

Darin wird erkennbar, dass die Wandstärke mit der dritten Potenz den größten Einfluss besitzt. Eine höhere Biegesteifigkeit führt bei gegebener Verformung zu höheren Spannungen und somit höherer Materialbeanspruchung. Das bedeutet, dass in der Praxis ein Kriterium für die Dünnwandigkeit der Struktur ihre Unversehrtheit bei den zu erwarteten Verformungen darstellt.

Bei Beulversuchen wird die Dünnwandigkeit der Zylinderschale ähnlich wie in [68] durch das Verhältnis Radius *r* der Schale zu Wandstärke *h* beschrieben:

$$\frac{r}{h}.$$
 (4.25)

Bei großen Verhältnissen steigt die Empfindlichkeit der Kreiszylinderschale gegenüber geometrischen Formabweichungen mit Auswirkungen auf die Beullast [70], [71], [20]. Deswegen ist ein Kompromiss aus Empfindlichkeit und geringer Wandstärke notwendig. In der hier vorgestellten Arbeit werden Kreiszylinderschalen des Verhältnisses r/h = 500 verwendet. Dieses hat sich bei wiederholten experimentellen Untersuchungen als sinnvoll erwiesen [72], [73].

4.4.6 Tragverhalten der dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschale unter quasistatischer Belastung

Der quasistatische Zustand soll angenähert dem Zustand der Statik mit einer auf dem Versuchskörper ruhenden Last entsprechen. Da zum Erreichen des Lastniveaus eine Änderung der Last unumgänglich ist, muss die Laständerung langsam erfolgen. In der Praxis geschieht dies oft indirekt über eine Verschiebungsänderung, welche eine Laständerung aufgrund der Versuchskörpersteifigkeit bewirkt. Grund dafür ist, dass die Verschiebungsänderung sich besser beherrschen lässt als die direkte Laständerung, welche bei Tragfähigkeitsverlust des Versuchskörpers sofort zu unbeherrschbaren Zuständen mit hohen Verfahrgeschwindigkeiten und Zerstörung des Versuchskörpers führt. Nur mit Hilfe der gesteuerten Verschiebung ist eine kontrollierte Untersuchung des Versuchskörpers in seinen einzelnen Verformungszuständen möglich.

Die elastische Verformung der Struktur soll nun etwas näher betrachtet werden. Die Herleitung einer analytischen Lösung ist für einfache Probleme mit isotropen Schalenmaterialien und gelenkiger Lagerung vorhanden. Anhand der Gleichungen von Donnell [15] wird die Last-Verformungs-Beziehung



Abbildung 4-8: Modellannahme der Kreiszylinderschale unter Axiallast für die analytische Lösung nach der klassischen Theorie, Vernachlässigung der Randeffekte durch Behinderung der radialen Aufweitung, angelehnt an [21]

von Lindberg und Florence [50] beschrieben und wiederum von Schwieger und Spuida [44] kommentiert.

Die analytische Betrachtung dient in erster Linie dem Verständnis des Stabilitätsproblems, auch wenn sie für das später geschilderte Problem auf Grund der getroffenen Annahmen wenig verwendet werden kann. Sie gilt für Beulmoden mit einer Umfangshalbwellenzahl *n* größer 4. Im Folgenden wird sie in gekürzter Form erläutert.

Ausgehend von der Modellvorstellung nach Abbildung 4-8 wird eine sehr lange Zylinderschale mit gelenkiger Lagerung ohne Querkontraktionsbehinderung an den Rändern axial belastet. Sehr lang bedeutet, dass die Randeinflüsse im untersuchten Bereich des Zylinders abgeklungen sind und keine Auswirkung auf das Beulverhalten zeigen. Für einen Schalenausschnitt wird das Kräfte- und Momentengleichgewicht aufgestellt. Normalkräfte werden in der klassischen Näherung im Laufe der Berechnung vernachlässigt. Zur Lösung der Differentialgleichungen werden Kombinationen von Sinus-Ansatzfunktionen für die Verformung der Schale durch die Axiallast verwendet.

Über eine Vielzahl von Umformungen gelangt man zu einer Gleichung für die Verformungen der isotropen Schale in Normalenrichtung *u* [50]:

$$\ddot{U}_{mn} + \left[(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2 - \alpha_m^2 + \frac{EhD}{r^2 N_Z^2} \frac{\alpha_m^4}{(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2} \right] U_{mn} = \alpha_m^2 r_{mn}^2$$
(4.26)

$$\alpha_m = \frac{m\pi}{l} \left[\frac{D}{N_z} \right]^{\frac{1}{2}}, \qquad \beta_n = \frac{n}{r} \left[\frac{D}{N_z} \right]^{\frac{1}{2}}$$
(4.27)

mit

und

$$\ddot{U}_{mn} = \frac{\partial^2 U_{mn}(\tau)}{\partial \tau^2}, \qquad \tau = \frac{N_z}{(\rho hD)^{\frac{1}{2}}} t.$$
(4.28)

Darin stellen *m* die Anzahl der ganzzahligen Halbwellen in axialer Richtung und *n* die Anzahl der ganzzahligen Wellen in Umfangsrichtung dar. Der Ausdruck r_{mn} gibt die Amplitude der Anfangsverformung der Schale an. U_{mn} steht für die modale Amplitude der Beulverformung und τ die dimensionslose Zeit, in welcher auch die Materialdichte enthalten ist. Bei der Lösung für das statische Eigenwertproblem wird der Trägheitsterm \ddot{U}_{mn} vernachlässigt. Der Koeffizient von U_{mn} in eckigen Klammern in Gl. (4.26) wird zur Lösung null gesetzt und ergibt die Eigenwertgleichung:

$$\frac{N_z}{D} = Q + \frac{Eh}{r^2 D} \cdot \frac{1}{Q}$$
(4.29)

mit
$$Q = \frac{\pi^2 \left[\frac{m^2}{l^2} + \frac{n^2}{\pi^2 r^2}\right]^2}{\left[\frac{m}{l}\right]^2}$$
 (4.30)

Es ist zu erkennen, dass Q, und somit auch N_z , für eine Vielzahl von Halbwellen m und n berechnet werden kann. Von praktischer Bedeutung ist jedoch die Kombination der beiden Wellenzahlen, welche zu einem absoluten Minimum der Linienlast N_z führt. Für die gemachte Annahme, dass die Kreiszylinderschale eine große Länge aufweist, wird auch die Anzahl von m als groß und somit als kontinuierliche Größe angenommen. Das Minimum der Gleichung (4.29) wird gesucht, indem die Ableitung zu Null gesetzt wird und führt zu:

$$Q = \sqrt{\left[\frac{Eh}{r^2 D}\right]} \tag{4.31}$$

Aus Gl. (4.31) und (4.29) ergibt sich dann die Lösung für die niedrigste Linienlast:

$$N_{z,cl} = \frac{E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \frac{h^2}{r}$$
(4.32)

Diese Gleichung zur Ermittlung der kritischen Linienlast führt mit $\sigma_{cl} = N_{z,cl}/h$ zur klassischen Formel für die kritische Beulspannung σ_{cl} :

$$\sigma_{cl} = \frac{E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \frac{h}{r} \tag{4.33}$$

Erkennbar wird darin, dass der Faktor r/h in reziproker Form für die Dünnwandigkeit der Struktur enthalten ist. Die Länge der Schale spielt in diesem Fall für die Berechnung der kritischen Beulspannung keine Rolle mehr. Für sehr kurze Zylinder, wo m = 1 auftritt, ist die Formel jedoch ungültig; sowie für sehr lange, schlanke Zylinder, wo das Problem in den Euler-Knickfall für schlanke Stäbe übergeht. Näheres dazu ist nachzulesen bei Wiedemann [4] und Pflüger [20].

Die Gleichungen nach der klassischen linearen Theorie liefern Lösungen für einige einfache Probleme des Beulens von Zylinderschalen. Weiterhin existieren analytische Lösungen für Kreiszylinderschalen mit orthotroper Versteifung, z.B. von Jones [74]. Deren Berechnung ist jedoch aufwändiger. Schalen aus Faserverbundmaterial mit eingespannten Rändern können mit den getroffenen Annahmen und

daraus sich ergebenden Ansatzfunktionen nicht erfasst werden. Deshalb erfolgen die Berechnungen der Stäbilitätsvorgänge numerisch in FEM-Modellen mit diskretisierter Geometrie.

Die grundlegenden Gleichungen bei der numerischen Berechnung sollen im Folgenden kurz dargestellt werden. Für ein Modell wird ein Gleichungssystem in Form der allgemeinen Bewegungsgleichung aufgestellt [75]:

$$[M]{\ddot{u}} + [C]{\dot{u}} + [K]{u} = \{F\}$$
(4.34)

Der Term $[M]{\ddot{u}}$ stellt die Massenkräfte und $[C]{\dot{u}}$ die geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungskräfte dar. Für die quasistatische Belastung gilt, dass die Geschwindigkeit sehr klein ist und auch die Beschleunigung der Struktur gegen null geht:

$$\{\dot{u}\} \to 0, \ \{\ddot{u}\} \to 0!$$
 (4.35)

Dadurch sind die Massenkräfte und die Dämpfungskräfte der Struktur viel kleiner als die Kräfte auf Grund der Verformung:

$$[M]{\ddot{u}}, [C]{\dot{u}} \ll [K]{u}$$
(4.36)

Die Beziehung der aufgeprägten Kraft zur Verformung der Struktur reduziert sich auf den Zusammenhang:

$$\{F\} = [K]\{u\} \tag{4.37}$$

Diese Gleichung stellt die Ausgangsgleichung für die implizite Berechnung des Kraft-Verformungsgleichgewichts eines nichtlinearen Modells dar. Es kann durch unterschiedliche Rechenverfahren, wie z.B. dem Newton-Raphson- oder dem Bogenlängenverfahren gelöst werden [76].

Wird näherungsweise ein linear-elastisches Strukturverhalten angenommen, so wird das Beulproblem als Eigenwertproblem modelliert [75]:

$$([K] + \lambda_i[S]) \{\psi_i\} = \{0\}$$
(4.38)

Darin enthalten sind die Matrix der Struktursteifigkeit [K] und der Anfangsspannungsmatrix [S] durch die aufgeprägte Vorlast. Die mit Hilfe der einzelnen Eigenwerte λ_i erhaltenen Eigenvektoren $\{\psi_i\}$ stellen die Verformung der Struktur dar, genannt: die Eigenform. Diese Verformung ist in der Amplitude meist auf den Betrag 1 normiert. Der einer Eigenform zugehörige Eigenwert stellt das Lastvielfache dar, mit welcher die Vorlast multipliziert wird. Der erhaltene Wert für die erste Eigenform ergibt mit der Vorlast multipliziert die Beullast. Diese Eigenform wird im Fall der Beulanalyse auch als Beulmode bezeichnet. Wie im analytischen Fall sind die höheren Eigenwerte praktisch nicht von Bedeutung. Auf die Relevanz der erhaltenen Beullast zur experimentell ermittelten Beullast wird im Kapitel 6.3.1 eingegangen. Abbildung 4-9 zeigt den qualitativen Unterschied zwischen der analytischen Last-Stauchungs-Kurve der klassischen Theorie und dem experimentellen Verlauf. Der Graph auf der linken Seite der Abbildung



zeigt ein Verhalten, wo im Punkt der Verzweigung $A(F_{cr}, s_{cr})$ eine sofortige Verringerung der Stauchung, also eine Verlängerung der Zylinderschale, notwendig ist, um den Nachbeulpfad zu verfolgen. Es ist experimentell bisher mit keiner bekannten Versuchsvorrichtung gelungen, diesen nachzuweisen. Der praktisch erreichbare Last-Stauchungsverlauf ist auf der rechten Seite dargestellt. Vom linearen Anstieg erfolgt nach dem Erreichen des Verzweigungspunktes $A'(F_{cr}, s_{cr})$ der schnelle Sprung zur niedrigeren Nachbeullast F_{Nb} . Wenn es sofort im Moment der Verzweigung zu einem Anhalten der Verschiebung kommt, so entsteht durch den Kraftabfall ein elastisches Ausfedern der Belastungsvorrichtung. Die Gerade zwischen den Punkten A' und B' gibt dann die axiale Steifigkeit der Belastungsvorrichtung wieder. Deswegen gelangt man vom Zustand der kritischen Verschiebung $A'(F_{cr}, s_{cr})$ zum Punkt $B'(F_{Nb}, s_{Nb})$, wobei demzufolge praktisch gilt:

$$s_{Nb} > s_{cr} \tag{4.39}$$

Wird die Verschiebung unmittelbar nach dem Punkt $A'(F_{cr}, s_{cr})$ gestoppt, so kann aus der abfallenden Geraden zum Punkt $B'(F_{Nb}, s_{Nb})$ die Anlagensteifigkeit k ermittelt werden:

$$k = \frac{F_{cr} - F_{Nb}}{s_{Nb} - s_{cr}}$$
(4.40)

4.4.7 Tragverhalten der dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschale unter dynamischer Belastung

Das dynamische Verhalten von Kreiszylinderschalen unter kurzzeitigen Pulslasten ist analytisch noch einmal deutlich schwieriger zu erfassen als für den statischen Fall. Wie in Kap. 4.4.4 gezeigt, führt eine Pulslast je nach Pulsbreite zu einer Anregung unterschiedlicher Frequenzen. Es ist zu erwarten, dass die Schale unter starke Schwingungen gerät, welche in radialer und axialer Richtung wirken. Durch die im Experiment verwendeten fest eingespannten Ränder der Schale ergibt sich ein analytisch schwer zu beschreibendes Verhalten.

Wie im vorherigen Kap. 4.4.6 haben Lindberg und Florence [50] unter den Annahmen der linearen Beultheorie einer sehr langen, gelenkig gelagerten Schale aus isotropem Material und kleinen Verformungen eine Herleitung für eine Verstärkungsfunktion dargelegt. Sie gibt den Anstieg der radialen Verformungen im Verhältnis zu anfänglichen Abweichungen von der Idealgeometrie unter kurzzeitigen Belastungen wieder. Im Folgenden wird die Herleitung kurz geschildert.

Die Gleichung für die radiale, dynamische Bewegung wird angegeben mit:

$$\ddot{g} + k(\alpha, \beta)g = \alpha^2 \tag{4.41}$$

und der Definition des Verstärkungsverhältnisses:

$$g(\alpha, \beta, \tau) = \frac{U(\alpha, \beta, \tau)}{r(\alpha, \beta)}$$
(4.42)

Darin sind $U(\alpha, \beta, \tau)$ die radiale Auslenkung, welche hier auch von der dimensionslosen Zeit τ

$$\tau = \frac{\bar{N}_z}{\sqrt{(\rho h D)}} t \tag{4.43}$$

abhängig ist, und von $r(\alpha, \beta)$, der Amplitude der anfänglichen Abweichungen von der Idealgeometrie. Weiterhin ist:

$$k(\alpha,\beta) = (\alpha^2 + \beta^2)^2 - \alpha^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\sigma_{Cl}}{\sigma}\right)^2 \frac{\alpha^4}{(\alpha^2 + \beta^2)^2}.$$
 (4.44)

Dieser Verstärkungsfaktor zeigt die Abhängigkeit von der aufgebrachten Last zur der ertragbaren Last aus der klassischen Lösung (4.33). Dieses Verhältnis kann aus der auf die Kreiszylinderschale aufgebrachten stirnseitigen Linienlast ermittelt werden durch:

$$\frac{1}{4} \left(\frac{\sigma_{cl}}{\sigma}\right)^2 = \frac{EhD}{r^2 N_z^2} \tag{4.45}$$

Aus der Annahme, dass sowohl die radialen Verschiebungen als auch die Geschwindigkeiten zu Beginn null sind, $g(\alpha, \beta, 0) = \dot{g}(\alpha, \beta, 0) = 0$, ergibt sich die von Lindberg und Florence ermittelte Verstärkungsfunktion zu:

$$g(\alpha, \beta, \tau) = \frac{\alpha^2}{k(\alpha, \beta)} \left[1 - \begin{vmatrix} \cosh p\tau, & \text{für } k(\alpha, \beta) < 0 \\ \cos p\tau, & \text{für } k(\alpha, \beta) > 0 \end{vmatrix} \right]$$
(4.46)

$$p = |k(\alpha, \beta)|^{\frac{1}{2}}$$
 (4.47)

Damit kann nun ermittelt werden, welche Vergrößerung der Amplituden für unterschiedliche Periodendauern τ oder axiale Linienlasten N_z auftreten. Da von kleinen Verformungen ausgegangen wird, äußern die Verfasser bereits Zweifel über die Gültigkeit bei großen Verformungen, welche unter dynamischen Stoßlasten auftreten können. Diese Formeln für die Bestimmung der Beulverformung werden jedoch als geeignet angesehen, um den Beginn des Beulens unter dynamischen Axialstößen zu beschreiben. In parallel durchgeführten Experimenten [42] kann das anfängliche Auftreten kleiner Verformungen mit Übergang zu größeren Verformungen beobachtet werden.

Wie im Fall der quasistatischen Belastung sind solche Lösungen wenig geeignet, um das Verhalten von Kreiszylinderschalen aus Faserverbundwerkstoff mit fest eingespannten Enden unter Pulslasten zu beschreiben. Bei den experimentellen Versuchen treten an den Enden der Kreiszylinderschale Biegerandeffekte auf, welche einhergehend mit einer Schwingungsanregung in einem breiteren Frequenzspektrum zum Beulen führen kann. Beliebig auftretende Vorverformungen lassen sich mit den einfachen Ansätzen ebenso wenig abbilden.

Numerisch kann das Problem mittels einer impliziten, transienten Rechnung oder durch explizite Berechnungsverfahren gelöst werden. Für das strukturdynamische Problem wird im impliziten Fall folgendes Kräftegleichgewicht aufgestellt [75]:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} + \{F^{i}(t)\} = \{F^{a}(t)\}$$
(4.48)

Im expliziten Fall lautet die Bewegungsgleichung wie folgt [76]:

$$[M]{\ddot{u}} + [C]{\dot{u}} + [K]{u} = {F}$$
(4.49)

Bei der Lösung in expliziten Lösern wird die Zentrale-Differenzen-Methode verwendet. Der Zeitverlauf wird in diskrete Schritte aufgeteilt und die Funktionen für die Steifigkeit, Dämpfung und Beschleunigungskräfte in jedem Schritt aus dem vorherigen Schritt berechnet. Dabei werden über Zeitansätze die Berechnung der Knotenverschiebung, Geschwindigkeit und Beschleunigung vorgenommen. Die Zeitschritte richten sich nach der kleinsten Elementkantenlänge und der Schallgeschwindigkeit des verwendeten Materials.

Die experimentelle Untersuchung der Beullast bei dynamischen Pulslasten und dessen mögliche Abnahme im Vergleich zur statischen Last basiert auf folgender Überlegung:

Die i-te Beulform und die j-te laterale Eigenschwingungsform einer Struktur werden derart in Übereinstimmung gebracht, dass die Eigenschwingung die Entstehung der Beulform begünstigt. Dies führt dazu, dass die zum Beulen notwendige Last betragsmäßig geringer ausfällt als im statischen Fall. Die Analogie für eine mögliche Abnahme der Beullast einer Kreiszylinderschale bei bestimmten Periodendauern einer Pulslast ergibt sich aus dem Knicken eines beidseitig gelenkig gelagerten Stabes (Abbildung 4-10). Ein Stab der Steifigkeit *EI*, des Durchmessers *d*, der Ausgangslänge l_0 und einer sehr kleinen Vorverformung x_0 ($x_0 \ll d$) benötigt für eine kritische Auslenkung $x_{cr,st}$ eine bestimmte Kraft $F_{st,z}$. Diese Kraft entspricht der statischen Eulerlast:

$$F_{st,z} = \frac{EIm\pi^2}{l_0^2} = EI\lambda_m^2 \tag{4.50}$$





Die Knickform entspricht dabei der 1. Halbwelle einer Sinus-Funktion der Wellenlänge $z = 2 l_0$ für m = 1. Bis zu diesem Punkt steigt die laterale Auslenkung in x-Richtung linear mit der aufgebrachten Kraft an und nimmt ab der kritischen Last $F_{st,z}$ stark nichtlinear zu. Regt man diesen Stab ohne Längslast zu einer lateralen Schwingung an, so besteht die Schwingung aus einer Überlagerung von Eigenmoden mit ganzzahligen Halbwellen, wobei der niedrigste mit m = 1zwangsläufig die gleiche Halbwellenlänge besitzt wie die Länge l_0 des Stabes. Diese Grundschwingung, also die 1. Eigenschwingung, besitzt eine zugehörige Schwingungsdauer T_1 und tritt mit der höchsten Amplitude hervor. Fällt nun bei einer pulsartigen Last $F_{P,z}$ mit:

$$F_{P,z}(t) = \hat{F} \sin\left(\frac{2\pi}{T_P}t\right), \quad 0 \le t \le \frac{T_1}{2}$$
 (4.51)

die Periodendauer in den Bereich der halben Periodendauer der 1. Eigenschwingung

$$T_P \approx \frac{T_1}{2},\tag{4.52}$$

so wird die Frequenz der ersten Eigenschwingung die ohnehin entstehende laterale Verformung der Amplitude \hat{x}_P (mit m = 1, 1. Knickform) in ihrer Entstehung begünstigen und somit bei einer geringeren momentanen Axiallast zu einer hohen lateralen Verformung führen. Das bedeutet, die Eigenschwingungsform und die Beulform sind sich geometrisch als auch in ihrer zeitlichen Ausprägung ähnlich. Dieser Annahme gehen Yaffe und Abramovich [57] experimentell für Zylinderschalen nach, da es sich für Plattenbeulen experimentell bestätigt hat [78]. Wie bereits in Kap. 2.3 beschrieben, ist mit der verwendeten Experimentaltechnik jedoch für Zylinderschalen kein Nachweis erbracht worden.

In diesem Zusammenhang muss eine Unterscheidung zu den Pulslastversuchen von Lindberg und Florence [50] gemacht werden. Bei ihren Beulversuchen mit Hochgeschwindigkeitsstößen werden Pulsdauern im Bereich von wenigen μs erzielt. Die Beulformen für Stäbe als auch Zylinderschalen zeigen dabei deutlich geringere Wellenlängen als im statischen Fall und es werden höhere Beullasten erreicht. Dies wird mit dem Verharren des Stabes oder der Schale in einem höheren Beulmode begründet, da in der kurzen Belastungszeit sich die Schale nicht in einen niedrigeren Beulmode verformen kann. Zu Grunde gelegt wird die Annahme eines rechteckförmigen Pulses, im Gegensatz zu den in dieser Arbeit betrachteten Pulsformen in der Art einer Sinushalbwelle.

Diese Art von Kurzzeitstößen liegt auf Grund der Verwendung von Explosivstoffen zur Erzielung der hohen Lastgradienten als auch durch den Anwendungsfall im Bereich der Strukturansprengung außerhalb der hier dargelegten Betrachtungen.

4.4.8 Beulkriterium

Bei der Beurteilung des Beulbeginns anhand von Messergebnissen, bei denen eine Größe über der Zeit aufgezeichnet wird, findet das Kriterium der nichtlinearen Divergenz von Budiansky und Hutchinson [51] Anwendung. Sie entwickeln ein Beulkriterium unter Verwendung von Ergebnissen aus Versuchen mit gekrümmten Schalen. Es beschreibt einen Weg zur Ermittlung des Beulpunktes, wenn auf einer Struktur eine plötzlich aufgebrachte Kraft wirkt, welche über eine begrenzte oder für unendlich lange Zeit *T* mit konstantem Betrag erhalten bleibt. Diese Kraft kann eine Gewichtskraft, ein hydrostatischer Druck oder Ähnliches sein. Die nichtlineare Divergenz des Maximums einer messbaren Größe R_{max} bei mehreren Belastungsvorgängen stellt den Beginn des Beulens dar. Diese divergierende Größe kann in der Praxis z.B. eine Dehnung oder die radiale Verformung sein. Eine sich ändernde skalare Größe λ wird eingeführt, welche folgendes Verhältnis wiedergibt:

$$q(s,t) = \lambda q_0(s,t) \qquad (t \ge 0) \tag{4.53}$$

Darin ist die Größe $q_0(s, t)$ eine von der Verschiebung s und Zeit t abhängige Bezugsgröße und q(s, t)eine mit steigendem λ sich daraus ergebende Belastungsfunktion (Lastverlauf oder axiale Stauchung). Wird aus mehreren Versuchen R_{max} über λ aufgetragen, so kann eine Kurve entstehen, welche wie in Abbildung 4-11 a) verläuft. Die kritische Größe λ_D wird daraus in der Mitte des Bereichs der sich ändernden Größe R_{max} ermittelt. Derartige Verläufe werden z.B. in [41] ermittelt. Darüber hinaus werden von Budiansky und Hutchinson hypothetische Variationen mit sehr steilem Anstieg oder in das Unendliche springender Größe R_{max} erwähnt. Damit ist eine genaue Bestimmung von λ_D möglich, sie sind jedoch praktisch nicht von Bedeutung. Die genannte Methode der nichtlinearen Divergenz findet bei einigen Experimentatoren, z.B. in [57], [59], [55], als auch in der numerischen Berechnung Anwendung [79].

Eine Reihe weiterer Kriterien existieren, welche z.B. von Simitses [80], Ari-Gur [81], Svalbonas [82] erläutert werden oder eines von Amiro [83]. Einige Kriterien beruhen auf dem Prinzip, dass mit der geringen Variation einer Eingangsgröße, z.B. einer Verschiebung oder Last, eine plötzliche und sprunghafte Änderung einer Ausgangsgröße hervorgeht.



Abbildung 4-11: a) Beulkriterium nach [51] nach praktischer Beobachtung, hypothetische Variation mit b) sehr steilem Anstieg und c) in das Unendliche springenden Größe R_{max}

4.4.9 Ermittlung der Beullast

Die Ermittlung der Kraft bei Einsetzen der Instabilität ist eines der Ziele der Versuchsmethode. Um dies zu erreichen sind einige Betrachtungen der Eigenschaften des Versuchsaufbaus nötig. Zur Veranschaulichung des Verhaltens kann eine rechnerische Abschätzung mit einfachen Annahmen getroffen werden. Legt man das mechanische Modell der Versuchsvorrichtung aus Abbildung 4-3 zugrunde, wo die Kraft der Zylinderschale direkt am oberen Ende des unteren Lastverteilers ermittelt wird, so ergibt sich für diesen Bereich das Abbild eines Einmassenschwingers mit Kraftanregung. Es wird in dem Fall vorausgesetzt, dass die von der Zylinderschale übertragene Kraft einem Abschnitt einer einfachen Axialschwingung entspricht. Es tritt kein Stabilitätsverlust ein und es erfolgt ebenso keine Rückkopplung durch die Nachgiebigkeit der unteren Anlagenstruktur auf die Zylinderschale, da die untere Anlagenstruktur als deutlich steifer (Faktor >100) als die Zylinderschale angenommen wird. Das Kräftegleichgewicht lautet dafür:

$$F_{Zy}(t) = \hat{F}_{Zy} \sin\left(\frac{2\pi}{T_{Zy}} t\right) = m_{Lvu} \ddot{s}_{Lvu} + k_{Kmd} s_{Lvu}$$
(4.54)

Die Transmission Θ ist ergibt sich nach [1] zu:

$$\Theta = \frac{k_{Kmd} \, s_{Lvu}}{\hat{F}_{Zy}} = \frac{F_{Kmd}}{\hat{F}_{Zy}} = \frac{1}{1 - \frac{T_0}{T_{Zy}}} \tag{4.55}$$

und der daraus resultierende relative Fehler:

$$f_{rel} = \frac{F_{Kmd} - \hat{F}_{Zy}}{\hat{F}_{Zy}} = \frac{F_{Kmd}}{\hat{F}_{Zy}} - \frac{\hat{F}_{Zy}}{\hat{F}_{Zy}} = \left|\frac{1}{1 - \frac{T_0}{T_{Zy}}}\right| - 1.$$
(4.56)

Der graphische Verlauf der Transmission und des relativen Fehlers ist in den Diagrammen von Abbildung 4-12 ersichtlich. Akzeptiert man einen Fehler von 0,1%, dann ist eine bis zu 0,032-fache





Frequenz des Zylinderkraftpulses zur ersten Eigenschwingfrequenz der Kraftmessung am unteren Lastverteiler möglich. Das bedeutet, für einen kleinen Frequenzbereich oberhalb der quasistatischen Belastung ist die Verwendung der Kraftmessdosen sinnvoll. Danach sind mit kürzeren Pulsdauern deutlich überhöhte Amplituden zu erwarten. Plötzliche Tragfähigkeitseinbrüche in Folge von Instabilität, was zum Auftreten von höheren Frequenzanteilen im Kraft-Zeit-Verlauf führt, können mit diesem Übertragungsverhalten nicht ermittelt werden. Weiterhin ist mit zunehmender Phasenverschiebung der ermittelten Kraftgrößen zu rechnen, je mehr sich die Pulsdauer der Zylinderschalenlast der Eigenfrequenz des darunter angrenzenden Systems aus Lastverteiler, Kraftmessdosen und weiteren Elementen nähert. Auch materielle und strukturelle Dämpfungen unbekannter Größe tragen zu einem veränderten dynamischen Messverhalten bei.

Zur Beurteilung der zeitlichen Abläufe während des experimentellen Versuchs in der Versuchsanordnung ist eine synchrone Ermittlung der Messgrößen unabdingbar. Nur die zeitlich synchrone Erfassung von Messgrößen wie Verschiebung, Dehnung oder Kraft lässt Rückschlüsse auf das Verhalten der Kreiszylinderschale im Verbund mit dem Versuchsaufbau zu. Deshalb soll sich in den experimentellen Versuchen (Kap. 6) zur Ermittlung der Beullast auf die Vorgehensweise von Klein [59] gestützt werden, welche sich auf die Ermittlung der statischen Kenngrößen aus axialer Verformung, Axiallast und Dehnung und deren Vergleich mit dem dynamischen Fall bezieht. Dieses Verfahren grenzt an das Thema zur Beulpunktbestimmung im vorherigen Unterkapitel an.

Es soll zuerst der Vorgang des quasistatischen, axialen Verschiebungsprozess auf eine ideale Kreiszylinderschale erläutert werden, siehe Abbildung 4-13. Bei der verschiebungsgesteuerten axialen Belastung, welche sich über einen verhältnismäßig langen Zeitraum von 30 bis 120 *s* erstreckt, tritt im Moment des Stabilitätsversagens ein Kraftabfall ein, welcher zeitgleich mit einem Einbruch der axialen Dehnung der Schale einhergeht. Gleichzeitig tritt durch das Ausfedern der Belastungsvorrichtung ein Sprung in der Verschiebung zu einem betragsmäßig höheren Wert auf. Die jeweiligen Änderungen zeichnen sich durch starke Unstetigkeiten vom vorherigen Verlauf ab und treten im Rahmen des Betrachtungszeitraums so eng auf, dass sie praktisch als gleichzeitig bezeichnet werden können. Die Kennwerte der kritischen Last, Verschiebung und Dehnung lassen sich somit problemlos ermitteln, genauso wie alle Werte zuvor gleichzeitig ermittelt werden. Bei fortgeführter Verschiebung steigen Axialdehnung als auch Axialkraft in Abhängigkeit der verbleibenden Struktursteifigkeit der Schale



Abbildung 4-13: Ablauf der Ermittlung der kritischen Größen im quasistatischen Lastfall

weiter an. Die daraus folgenden Beziehungen sind darauf aufbauend grafisch in Abbildung 4-14 dargestellt. Auf der linken Seite sind die im quasistatischen Versuch ermittelten Kenngrößen und auf der rechten Seite die im dynamischen Pulsversuch ermittelten Größen zu finden. Aus dem in Abbildung 4-13 gezeigten Graphen lassen sich die Diagramme *I* und *II* erstellen, in denen die Steifigkeit der ungestörten Struktur ermittelt werden kann. Führt man einen Pulsversuch durch, in dem während der axialen Verschiebung eine abrupte Änderung der Dehnung auftritt (Diagramm *IV*), so kann ein Abgleich mit dem Dehnungszustand des quasistatischen Versuchs erfolgen (Diagramm *II*). Dieser Zustand lässt wiederum mit Hilfe des Diagramms *I* auf eine entsprechende Kraft durch Verformung schließen. Es ist davon auszugehen, dass die erfassten Dehnungen zu einem Messzeitpunkt die in der Schale wirkenden Massenkräfte und eventuelle Dämpfungskräfte nicht erfassen, sondern nur die Kräfte aufgrund der Wirkung der Struktursteifigkeit. Die axialen Massenkräfte innerhalb der Struktur



Abbildung 4-14: Ablauf der Ermittlung der kritischen Größen und deren Vergleich

werden bis zu Beginn der Stabilitätsänderung jedoch als sehr klein angenommen im Verhältnis zu den Kräften, welche aufgrund der Verformung der Schale mit ihrer Struktursteifigkeit entstehen. Das heißt, mit diesem Verfahren erfolgt ein Abgleich von Dehnungszuständen, welche einen Rückschluss auf eine äquivalente statische Axiallast geben. Es muss angemerkt werden, dass ein lokal vorliegender Dehnungszustand erfasst wird. Spätestens ab dem Punkt der Instabilität und verstärkter lateraler Schwingungen besitzen andere Bereiche der Schale einen anderen Dehnungswert und somit auch andere Beanspruchungszustände. Weiterhin ist in der Abbildung ersichtlich, dass im Pulsversuch mit der lokalen Dehnung ermittelt wird, bei welcher axialen Endkantenverschiebung die Änderung der Dehnung eintritt (Diagramm *III* zu Diagramm *III*). Bei der hier beschriebenen Dehnung wird offengelassen, ob es sich um eine Biegedehnung oder Axialdehnung handelt.

Eine Ermittlung der globalen axialen Last unabhängig von lokalen Zuständen lässt sich über Beschleunigungssensoren der oberen Kreisplatte und deren Masse bestimmen. Es können auch an Stelle der Beschleunigungsmessungen indirekt die axialen Verschiebungsmessungen und die daraus abgeleiteten Beschleunigungen für die Berechnung verwendet werden.

4.4.10 Schwingverhalten der dünnwandigen, unversteiften Kreiszylinderschale

Das Schwingverhalten der Schale soll im Hinblick auf Transversalwellen und Longitudinalwellen betrachtet werden. Aufgrund der Dünnwandigkeit sind nur Wellen mit einer Ausbreitungsrichtung entlang der Schalenfläche von Interesse, demnach tangential in φ - und axial in z-Richtung der Kreiszylinderschale. Damit findet bei Transversalwellen die Schwingung normal zur Schalenmittelfläche statt. Longitudinalwellen verlaufen mit der Schwingungsrichtung in Ausbreitungsrichtung, schwingen also in tangentialer und axialer Richtung der Schale.

$$\lambda = \frac{c}{f} \tag{4.57}$$

Die Schallgeschwindigkeit, auch Phasengeschwindigkeit genannt [3], ergibt sich für dünne Stäbe nach der Formel:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \tag{4.58}$$

Sie kann verwendet werden, wenn die Querabmessungen des Körpers klein gegenüber der Wellenlänge ist. Betrachtet man die Schallausbreitung in Kreiszylinderschalen durch eine uniforme axiale Anregung, so ist die Querabmessung, in dem Fall die Wandstärke, klein gegenüber der zu erwartenden Wellenlänge. Dadurch kann diese Formel als Abschätzung Verwendung finden.

Beispielsweise ergibt sich für CFK-Materialien mit hohem E-Modul der Einzelschicht [84] mit einem quasiisotropen Lagenaufbau ($[0^{\circ}+45^{\circ}/-45^{\circ}/90^{\circ}]_{s}$) ein E-Modul für die Membransteifigkeit in Längsoder Querrichtung von 69,9 *GPa*. Die Wellenausbreitungsgeschwindigkeit in axialer Richtung ergibt sich mit einer Dichte von 1570 kg/m³ zu ca. 6,7 *km/s* (6,7 *m/ms*). Daher sind für Longitudinalwellen bei geringen Verschiebungen sehr hohe Frequenzen die Folge.

Analytische Formeln zur Berechnung der transversalen Eigenschwingungen der Schale existieren nur für die beidseitig gelenkig gelagerte Zylinderschale, welche sich an den Rändern axial in z-Richtung frei bewegen kann. Nach Wiedemann [4] ergibt sich die Biegeeigenfrequenz einer solchen Kreiszylinderschale für isotropes Material zu:

$$f_{rmn} = \frac{k_{fr}}{r} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$
(4.59)

mit dem Frequenzbeiwert k_{fr} :

$$k_{fr} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n^4}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{h}{r}\right)^2 \left[\left(\frac{m\pi r}{nl}\right)^2 + 1\right]^2 + \frac{1}{\left[\left(\frac{nl}{m\pi r}\right)^2 + 1\right]^2}}$$
(4.60)

Hierin sind wiederum n die Wellenanzahl in Umfangsrichtung und m die Halbwellenanzahl in axialer Längsrichtung der jeweiligen Eigenschwingung der Schale. Genau genommen ist mit dem Begriff Halbwelle jedoch der Schwingungsbauch gemeint, welcher zu der stehenden Welle mit der betreffenden Frequenz gehört. Die in der Formel (4.59) vorausgesetzten Randbedingungen sind praktisch kaum anzutreffen und auch im vorliegenden Fall der experimentellen Pulslastuntersuchung nicht vorhanden.

Für die eingespannte Kreiszylinderschale aus Faserverbundwerkstoff mit mehreren Lagen ist die Berechnung der Schwingungsfrequenz nicht mehr analytisch möglich. Dafür verwendet man wiederum die numerische Methode der Finiten Elemente.

Zur numerischen Ermittlung der Eigenfrequenzen eines linearen Systems wird in Programmen der Finite-Element-Methode (FEM) die Bewegungsgleichung eines frei schwingenden Systems aufgestellt [75]:

$$[M]{\ddot{u}} + [K]{u} = \{0\}$$
(4.61)

Es stellt nur die Beziehung aus Steifigkeits- und Massenverteilung der Struktur dar. Dämpfungseinflüsse werden nicht berücksichtigt. Unter der Voraussetzung einer harmonischen Schwingung mit der Beziehung:

$$\{u\} = \{\varphi_i\} \cos \omega_i t \tag{4.62}$$

ergibt sich die Gleichung für das Eigenwertproblem:

$$([K] - \omega_i^2[M]) \{\varphi_i\} = \{0\}.$$
 (4.63)

Daraus werden über die Anzahl der Eigenwerte ω^2 , ähnlich der Beulanalyse, die Eigenvektoren $\{\varphi_i\}$ bestimmt. Die Eigenwerte geben in diesem Fall die Eigenkreisfrequenzen der jeweiligen Schwingung an. Die Eigenvektoren bestimmen die Eigenschwingungsform der Struktur, im hier beschriebenen numerischen Fall über die Knotenverschiebungen. Für den praktischen Gebrauch interessieren die

unteren Werte der Eigenfrequenzen und -formen. Die konkrete Anwendung der Eigenwertanalyse zur Voruntersuchung des Schwingungsverhaltens der Kreiszylinderschale wird in Kap. 6.2 beschrieben.

4.4.11 Formunterscheidung: Beulmode und Schwingungsmode

Die Untersuchung des Beulverhaltens mit pulsförmiger Belastung über einen kurzen Zeitraum führt zu einer dynamischen Anregung der Struktur. Die Phase der Beobachtung des Beulens erstreckt sich somit ebenfalls über ein kurzes Zeitfenster. Die dynamische Anregung der Schale führt zu folgenden Auswirkungen:

- 1. Notwendigkeit des Unterscheidens zwischen Beulform und Schwingungsform
- 2. Mögliche gegenseitige Beeinflussung von Eigenschwingungen und Beulform

Auf den 1. Punkt wird in Kap. 6.2 eingegangen, in dem in numerischen Berechnungen die möglichen Moden ermittelt werden. Der 2. Punkt interessiert in der Hinsicht der möglichen Einwirkung von auftretenden Schwingungseigenformen auf die Ausprägung der Beulform, bzw. des Überganges in eine weitere Beulform. Die gegenläufige Betrachtung des Einflusses einer Beulform auf die Eigenschwingung ist hier von nachrangigem Interesse, darf aber nicht völlig vernachlässigt werden. Denn diese wechselseitigen Interaktionen treten zu jedem Zeitpunkt gleichermaßen auf.

Ein Abgleich der Moden kann auf unterschiedliche Arten geschehen. Die einfachste Methode ist der visuelle Vergleich der Moden miteinander. Dabei wird überprüft, ob die Wellenlängen in Quer-(Umfangs-) Richtung oder Längsrichtung zweier Moden miteinander übereinstimmen oder wie die Amplituden zwischen den Wellen verteilt sind. Auch der Vergleich der Phasenlage zweier Moden ist möglich. Voraussetzung dafür ist, dass eine visualisierte Darstellung der Moden aus Messergebnissen oder aus Berechnungen vorliegt.

Darüber hinaus existieren mathematisch basierte Kriterien [85]. Eine davon soll erwähnt werden, welche im praktischen Fall numerisch angewendet werden kann.

Eine erste Möglichkeit ist das Überprüfen der modalen Vektor-Orthogonalität. Darin wird errechnet ob zwei Eigenvektoren orthogonal zueinander stehen oder linear abhängig sind. Die skalare Multiplikation von zwei orthogonalen Vektoren ergibt null:

$$\{\varphi_1\}^T \{\varphi_2\} = 0; \quad \{\varphi_1\} \neq \{0\}, \qquad \{\varphi_2\} \neq \{0\}$$
 (4.64)

Orthogonal bedeutet, dass die Vektoren linear unabhängig voneinander sind. Die Linearkombination der zwei Vektoren ergibt den Nullvektor

$$a_1\{\varphi_1\} + a_2\{\varphi_2\} = \{0\}$$
(4.65)

nur dann, wenn die Koeffizienten a_1 , a_2 null sind.

$$a_1 = a_2 = 0. (4.66)$$

Die Eigenvektoren $\{\phi_1\}$ und $\{\phi_2\}$ beschreiben die Eigenformen der Schwingung oder der Beulform, welche miteinander verglichen werden. Die Vektoren können zwei Schwingungsmoden oder, wie in dem hier interessierenden Fall, einen Schwingungs- und einen Beulmode von ein- und derselben Struktur enthalten. Da die Schwingungsmoden ohne Dämpfung mit dem zeitlich unveränderlichen Beulmode verglichen werden enthalten die Vektoren nur reelle Werte.

Ein auf die Überprüfung der Orthogonalität aufbauendes Kriterium ist das als Modal Assurance Criterion (MAC) bezeichnete Kriterium. Es dient dem Ermitteln der linearen Kohärenz zweier Eigenformen. Der skalare MAC-Wert gibt den Grad der Übereinstimmung der beiden verglichenen Eigenvektoren an. Die Allgemeinform für reelle Lösungen lautet nach [85]:

$$MAC(\{\varphi_1\}\{\varphi_2\}) = \frac{\left|\{\varphi_1\}^T\{\varphi_2\}\right|^2}{\left|\{\varphi_1\}^T\{\varphi_1\}\right| \left|\{\varphi_2\}^T\{\varphi_2\}\right|} , \qquad MAC = 0 \dots 1$$
(4.67)

Die Gleichung (4.67) soll kurz erläutert werden. Es wird im Zähler die oben erwähnte Orthogonalitätsprüfung durchgeführt, dieser Skalar quadriert, und mit den Beträgen der beiden Vektoren normalisiert. Damit beschränkt sich der erhaltene Wert auf den Bereich 0 bis 1. Stehen die Eigenvektoren orthogonal zueinander, so ist der obere Term der Gleichung null und somit der Wert MAC null. Die verglichenen Eigenformen beeinflussen sich nicht gegenseitig. Sind beide Vektoren voneinander linear abhängig und unterscheiden sich nur im Betrag, so ergibt der MAC-Wert eins.

Das Kriterium ist am Einfachsten in der numerischen Voruntersuchung anzuwenden, da die Verschiebungsvektoren der Knoten direkt miteinander verglichen werden können. Innerhalb eines Modells können Eigenformen der Biegeschwingung und Beuleigenformen bestimmt werden. Da ein identisches Netz vorliegt ist der Abgleich möglich.

Im experimentellen Versuch stellt sich das Vorgehen aus mehreren Gründen schwieriger dar:

Die Schwingungseigenformen können mit gängigen Verfahren, wie Laserscanningvibrometern (LSV), ermittelt werden. Eine Extrahierung der Beuleigenformen während eines Beulvorgangs aus experimentellen Verformungsmesswerten ist jedoch deutlich schwieriger, selbst im statischen Versuch. Ebenso ist der Vergleich beider Formen technisch schwierig. Denn Verformungsmessung und Schwingungsmessung werden mit unterschiedlichen technischen Systemen und unterschiedlich strukturierten Netzen erzielt. Insbesondere Verformungsmessungen basieren auf unregelmäßig aufgebauten Netzen der Messpunkte. Die ermittelten Amplituden der Beuleigenform sind sehr gering oder gar nicht zu erfassen. Schwingungsmessungen hingegen können mit regelmäßig strukturierten Netzen durchgeführt werden. Deren Messpunkte sind jedoch langfristig nicht ortsfest an die Geometrie der Schalenstruktur gekoppelt (beim LSV). Eine genauere Beschreibung der Messtechnik wird im Kapitel 6 zu den experimentellen Versuchen gegeben.

5 Aufbau und Funktion der Versuchsanlage

5.1 Übersicht

In diesem Kapitel erfolgt die Beschreibung der Realisierung und Ausgestaltung des Versuchsaufbaus, welcher aus den Überlegungen der vorherigen Kapitel entsteht. Zentraler Bestandteil ist die mechanische Lagerung der Kreiszylinderschale und der Belastungsmechanismus. Wie im Konzept zur Umsetzung der Versuchsmethode beschrieben, erfolgt die Lagerung der Kreiszylinderschale unter unveränderten geometrischen Randbedingungen. Für die Versuche mit quasistatischer Axiallast wird ein elektromechanischer Krafterzeuger als Linearaktuator verwendet. Für die Pulsbelastung erfolgt der Einsatz eines Fallwerkes mit Fallkörper, sowie parallel geschalteten Anschlägen gemäß den Wirkprinzipien, welche in Kapitel 4 beschrieben sind. Abbildung 5-1 zeigt die Gegenüberstellung der beiden Konfigurationen an Hand des CAD-Modells der Versuchsanlage. Die einzelnen Aspekte und besonderen Merkmale der Baugruppen werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben. Zuletzt erfolgt eine Erläuterung der eingesetzten Messtechnik.

Das Anlagenkoordinatensystem ist mit dem der Kreiszylinderschale identisch. Details der Geometrie der für diese Arbeit erstellten Versuchsanlage sind im Zeichnungssatz [86] zu finden.



Abbildung 5-1: die beiden Konfigurationen des Versuchsaufbaus und dessen Baugruppen

5.2 Lagerung, Randbedingungen

5.2.1 Einspannung der Kreiszylinderschale

Für den Versuchszeitraum einer Kreiszylinderschale soll die Lagerung unverändert bleiben, wie im Punkt 3 der Forschungshypothese gefordert. Die dafür notwendigen Einzelmaßnahmen werden folgend in der Umsetzung erläutert.

Zuerst wird für die Kreiszylinderschale das Lagerungsprinzip aus angegossenen Kreisplatten und Ausgleichsschicht verwendet, wie z.B. in [59], [87] oder [88] beschrieben. Dazu werden vorhandene Stahlkreisplatten mit Zentrierring und Eingussnut verwendet. Diese sind in je einer geschlossenen und einer offenen Ausführung vorhanden. Die offene Ausführung dient dem Herausführen von DMS-Kabeln, welche an innerhalb der Schale angebrachten DMS verlötet sind. In Abbildung 5-2 sind die wesentlichen geometrischen Daten der Einspannstelle enthalten, wie auch die Geometrie des Eingussmaterials und der Ausgleichsschicht. Die Ausgleichsschicht wird idealisiert mit 5 mm Dicke dargestellt, sie kann beim Auftragen jedoch in der Dicke variieren. Der Einguss dient dazu, die axiale Last der Kreisplatte als Linienlast über seitliche Schubkräfte und über eine Egalisierung der Stirnseite der Schalenenden gleichmäßig einzuleiten. Weiterhin erfolgt durch den Zentrierring eine kreisförmige Fixierung der Schale. Zentrierring und Einguss wirken zusammen als Einspannung, um eine Rotation



Abbildung 5-2: a) Kreiszylinderschale mit den lasteinleitenden Teilen, Schnitt und Detail der Eingussgeometrie b) isometrische Gesamtansicht des Modells der Schale, verbunden mit beiden Kreisplatten

und radiale Verschiebung der Enden der Kreiszylinderschale zu verhindern. Der Außenring besitzt eine Hinterschneidung durch eine geschrägte Innenfläche, um bei der Handhabung auftretende Zugkräfte formschlüssig aufnehmen zu können. Etwaige Winkelfehler in der Ausrichtung der Kreisplatten zu den angrenzenden Lastverteilern der Versuchsanlage werden zwischen diesen mit der Ausgleichsschicht ausgeglichen. Die Realisierung im Versuch ist im Anhang A.3 erläutert.

5.2.2 Lastverteiler

a)

Der Kern des zentralen Belastungsmechanismus besteht aus dem oberen und unteren Lastverteiler (Abbildung 5-3 a)). Dieser zentrale Teil ist so gestaltet, dass die Lagerungselemente in drei gleiche Abschnitte in Umfangsrichtung um die z-Achse unterteilt sind. Dadurch sind gleichartige Lagerungsund Messelemente um 120° versetzt zueinander angeordnet. Dies hat den Hintergrund, dass über drei Punkte in der Fläche der jeweilige Teil der Lasteinleitung statisch bestimmt gelagert ist und Kippmomente um die x- und y- Achse aufgenommen werden können, ohne gegenseitige Verspannung von Kraftmessdosen. Gleichzeitig können durch die 3-Punktanordnung Verkippungen und Momente um die x- und y- Achse gemessen werden.

Der obere Lastverteiler ist axial verschiebbar gelagert, während der untere Lastverteiler als Widerlager wirkt und auf drei Kraftmessdosen ruht. Die Ausführung und Anordnung ist so gestaltet, dass die zentral auf dem oberen Lastverteiler angreifende, punktförmige Kraft durch Linearaktuator oder Fallkörper über eine konische Form in eine ringförmige Last aufgeteilt wird. Diese ringförmige Linienlast wird dann über Ausgleichsschicht und Kreisplatte in die Kreiszylinderschale axial eingeleitet. Von dort erfolgt weiter über die untere Kreisplatte und die darunter befindliche Ausgleichsschicht die Ableitung der Linienlast in den unteren Lastverteiler bis zu den Kraftmessdosen und der Bodenplatte. In Abbildung 5-3 b) ist im seitlichen Schnitt symbolisch dieser Kraftfluss dargestellt. Zu erkennen ist, dass nach der Aufteilung der Punktlast radial in eine Linienlast diese axial nach unten in die Schale ohne Induzieren relevanter Biegemomente eingeleitet wird. Erst bei der Lastableitung durch den unteren Lastverteiler wird die Linienlast in drei konzentrierte Lasten der Kraftmessdosen übertragen.



Abbildung 5-3:a) isometrische Ansicht der lastführenden Teile und deren Lagerung mit Kreiszylinderschaleb) seitlicher Schnitt normal zur y-Richtung, die primär lastführenden Teile, Kraftfluss

Der obere Lastverteiler besteht primär aus einem Schweißteil aus Feinkornbaustahl, welches aus einem konischen Oberteil und einem zylindrischen Unterteil besteht (Abbildung 5-4). An dem Oberteil

sind drei Führungsarme in 0°-, 120°- und 240°-Position angeordnet. Die Oberseite des Konus besitzt einen Flansch, um einen Adapter für den Linearaktuator oder einen mittigen Anschlag für das Auftreffen des Fallkörpers befestigen zu können. Unterhalb der Arme befindet sich je eine Aufnahme für einen Anschlag, welcher zur Wegbegrenzung des Lastverteilers in z-Richtung dient. Das Ende eines jeden Arms führt zu einer Anbindung für zwei Führungswagen einer Profilschienenführung (Führungsschiene Typ INAFAG TKSD35 540 und Wagen KWSE35 der Kugelumlaufeinheit KUSE35).



Abbildung 5-4: Oberteil des zentralen Belastungsmechanismus mit seinen Elementen, Seitenansicht und Draufsicht der 120°-Anordnung der Führungsarme

Diese dienen der Aufnahme aller radialen Kräfte als auch der Momente um die x-, y- und z-Achse. Die Möglichkeit, hohe Kräfte und hohe Momente übertragen zu können [89], eine Vorspannung des Lagers und die paarweise Anordnung der Wagen pro Arm, sorgen für eine steife Lagerung des oberen Lastverteilers in jeder axialen Position. Ein exzentrisches Auftreffen des Fallkörpers, z.B. durch Fertigungsfehler in dessen Führung, hat durch die Profilschienenführung einen vernachlässigbaren Einfluss auf die gleichmäßige Belastung der Kreiszylinderschale. Ein Versatz im Bereich von bis zu 10 mm kann im Bereich von bis zu 6 MN toleriert werden. Denn die paarweise Anordnung der Wagen eines jeden Lagers im Abstand von 249 mm sorgt insgesamt für die Aufnahme von Momenten bis 70 kNm. Dies ist eine deutliche Weiterentwicklung zu Lasteinleitungen, welche z.B. allein über hydrostatische Lager der Arbeitskolben geführt sind, wie in [90], oder keine Führung der gestoßenen Lasteinleitung besitzen (z.B. [57], [62]). Weiterhin ist an jedem Arm eine Befestigung für einen Wegaufnehmer vorgesehen.

Der obere konische Bereich mit den drei Führungsarmen ist zur Kreiszylinderschale durch einen zylindrischen Teil getrennt. Die Führungsarme stellen, in Umfangsrichtung φ gesehen, eine lokale
Steifigkeitserhöhung dar. Bei einem Aufprall der Führungsarme mit ihren Anschlagplatten an den Festanschlägen ist mit Verformungen der Arme zu rechnen. Um die darunter befindliche Zylinderschale von diesen Verformungseinflüssen fern zu halten, ist der Lastverteiler im unteren Bereich mit diesem zusätzlichen Abstandsstück in Kreiszylinderform versehen.

Die Befestigungsstellen der Anschlagplatten sind nah an den Kreiszylinderdurchmesser gelegt, um den Hebelarm der Führungsarme kurz und somit die Anschlagsteifigkeit hoch zu halten. Sind die Anschläge mit großem radialem Abstand zum Schwerpunkt entfernt, so führen die erhöhten Biegemomente zu einer größeren Verformung und einer größeren axialen Bewegung der unteren Schnittstelle des Lastverteilers zur Kreisplatte.

Unterhalb der Kreiszylinderschale befindet sich über die Ausgleichsschicht gekoppelt der untere Lastverteiler. Dieser besteht aus einem zylindrischen Schweißteil aus Baustahl mit einem Bodenblech hoher Wandstärke, um die drei konzentrierten Lasten der Kraftmessdosen ohne messbare örtliche Verformung in eine betragsmäßig gleichhohe, kreisförmige Linienlast der Kreiszylinderschale umformen zu können. Die Kraftmessdosen sind zur darunter befindlichen Bodenplatte höhen- und neigungsverstellbar gelagert, um eine winklige Ausrichtung zu den anderen Anlagenteilen zu ermöglichen und gegenseitige Verspannungen und somit erfolgende Vorspannungen zu verringern. Die kreisförmige Bodenplatte ist auf einer Nutengrundplatte montiert.



b) Aufbau mit 120°-Anordnung der Kraftmessdosen, Bodenplatte auf Nutengrundplatte montiert

5.2.3 Säulenbaugruppen für Anschläge und Lagerung

Zur Lagerung des oberen Lastverteilers und zur Befestigung der Widerlager für die Festanschläge sind drei Säulenbaugruppen notwendig (Abbildung 5-6). Diese sind ebenfalls in 120°-Abständen in Umfangsrichtung angeordnet. Die Säulenbaugruppen sind, wie die Bodenplatte, auf der

Nutengrundplatte montiert. Der Lastverteiler ist über die seitlichen Profilschienenführungen an Aufnahmen der Säulen befestigt (Abbildung 5-6 links und Abbildung 5-7 a) und b)). Diese Aufnahmen sind neigungsverstellbar ausgeführt, um etwaige Abweichungen der Parallelität zwischen dem Lastverteiler mit der Profilschienenführung und den Säulen auszugleichen. Die Wegbegrenzung der



Abbildung 5-6: Säulenbaugruppen mit einstellbaren Anschlägen über Abstimmbleche für oberen Lastverteiler und obere Kreisplatte



a)

Abbildung 5-7: Lastverteiler mit Säulenbaugruppen:

- Gesamtansicht mit Einrichtprobekörper a)
- b) Detail seitliche Profilschienenführung
- c) Detail der über Abstimmbleche einstellbaren Anschläge des Lastverteilers

Axialbewegung von Lastverteiler und Kreisplatte erfolgt über Festanschläge (Abbildung 5-6 Detail Z, Y; Abbildung 5-7 c)). Der Abstand s_{Lvo} zum Lastverteiler und s_{Kp} kann über Abstimmbleche in 0,05 mm Schritten eingestellt werden. Bei einer axialen Verformung der Kreiszylinderschale bis zur Instabilität von ca. 0,9 mm wird diese Schrittweite als ausreichend fein angesehen. Eine Umkehr der Bewegungsrichtung von Lastverteiler als auch Kreisplatte ist somit individuell möglich und die Amplitude des Pulses einstellbar. Diese als Widerlager dienenden Festanschläge sind über massive Bauteile mit einer Plattform der Säulenbaugruppe verbunden. Damit werden Anteile der Impulse des Lastverteilers als auch der Kreisplatte über die Säulen in die Grundplatte übertragen. Aufgrund der hohen Masse der Säulenbaugruppen in Verbindung mit der Grundplatte ist nach dem Stoß gegen die Festanschläge die Geschwindigkeit von Kreisplatte als auch des Lastverteilers als annähernd so groß wie vor dem Stoß anzunehmen. Die Überprüfung dieser Annahme findet experimentell in Kap. 6 statt. Mit den Säulenbaugruppen und darauf befindlichen Anschlägen sind die notwendigen Elemente enthalten, welche zum Nachweis von Punkt 2 der Forschungshypothese erforderlich sind.

5.3 Aktuatoren

5.3.1 Auswahl und Aufbau

Zur Kraft- und Bewegungserzeugung bedarf es für den quasistatischen Fall und den dynamischen Pulslastfall unterschiedlicher Aktuatoren. Um in einer quasistatischen Belastung mit Verschiebungsvorgabe eine gezielte Untersuchung der Zylinderschale durchführen zu können, bedarf es eines Linearaktuators, welcher mit geringer Geschwindigkeit ohne störende Schwingungseinflüsse eines pulsierenden Kolbens die Aufzeichnung des Axiallast-Weg-Verhaltens erlaubt. Weiterhin sollte das statische Verharren in jeder beliebigen Position möglich sein. Dies wird realisiert über die Verwendung eines elektromechanischen Stellzylinders des Typs GSX50 [91]. Darin wird die Rotationsbewegung eines Elektromotors über einen Planetenrollengewindetrieb spielfrei in eine Linearbewegung der Kolbenstange umgewandelt. Das ruhige Verharren in einer bestimmten Verschiebungsposition stellt einen der Vorteile gegenüber servohydraulischen Zylindern dar, wie sie in bisherigen Untersuchungen für Vergleichsversuche verwendet werden [30], [42], [49], [59]. Denn damit können Untersuchungen zum Beulvorgang nahe am kritischen Stabilitätspunkt durchgeführt werden (siehe Ergebnisse Kap. 6.3.1 und A.4.2.2, A.4.2.4). Der gewählte Typ ermöglicht langzeitig Axialkräfte von 42 kN, kurzeitig bis zu 60 kN. Um für die Zylinderschalen den Bereich der errechneten Beullast von ca. 23 kN aus der Eigenwertbeulrechnung (Kap. 6.2) zu erreichen, ist diese Größe ausreichend hoch. Zur Auslegung von Anlagenteilen ist der Wert der linearen Eigenwertbeulrechnung maßgebend, da eine Versuchsanlage bezüglich der notwendigen Parameter überdimensioniert sein muss, um die geforderten Untersuchungsparameter in jedem Fall abdecken zu können. In Abbildung 5-8 ist eine Gesamt- und Detailansicht der Versuchsanlage in der Konfiguration für quasistatische Versuche abgebildet. Der Elektrostellzylinder wird mit einem Abstandshalter an der Deckplatte der Versuchsanlage befestigt.

Für die Pulserzeugung der Versuche mit dynamischer Anregung wird ein Fallwerk mit Fallkörper entwickelt. Diese notwendige Baugruppe dient mit ihren nachfolgend beschriebenen Eigenschaften dem Nachweis von Punkt 1 der Forschungshypothese. Das Fallwerk wird nach einem Umbau der oberen Versuchsanlage an Stelle des Linearaktuators mit seiner Halterung eingesetzt. Um gemäß der

Darlegung zur Schwingungs-Stabilitäts-Interaktion aus Kap 4.4.7 die Pulsdauer der ersten Eigenschwingung zu erreichen, sind die Parameter nach Tabelle 5-1 erforderlich. Diese gehen aus den numerischen Berechnungen zur Beulwert- und Eigenschwingungsanalyse in Kap. 6.2 hervor.



a)



Abbildung 5-8: Versuchsanlage in Konfiguration für quasistatische Versuche: a) Gesamtansicht mit Deckplatte und innerem Abstandshalter b) Detailansicht mit Elektrozylinder angeflanscht an oberen Lastverteiler

b)

Pulsamplitude Verschiebung	0,9 mm
Schwingungsdauer der 1. Eigenschwingung	5 ms
notwendige Pulsdauer	2,5 ms
Erforderliche Anfangsgeschwindigkeit für Puls	~ 1150 mm/s

Tabelle 5-1: Eckdaten der notwendigen Anforderungen an das Fallwerk

Gemäß dieser Vorgabewerte wird das Fallwerk mit folgenden Funktionen und Eigenschaften ausgelegt:

Zum Zeitpunkt der Entwicklung der Versuchstechnik ist unklar, wie genau die zeitlichen Abläufe der Impulsübertragung von Fallkörper zum Lastverteiler und vom Lastverteiler zur Kreisplatte ablaufen. Eine Betrachtung des Verhältnisses von Fallkörpermasse zur Masse der Kreisplatte allein ist nicht ausreichend. Es wird daher in der vorliegenden Auslegung eine Höchstmasse von 426 kg gewählt. Mit dieser Masse ergibt sich ein Massenverhältnis von ungefähr 1 bezüglich der Masse des Fallkörpers zu der Gesamtmasse aus Lastverteiler und Kreisplatte. Dadurch kann die mit dem Fallkörper erzeugte Geschwindigkeit mit dem gleichen Betrag auf die Gesamtmasse aus Lastverteiler und Kreisplatte übertragen werden. Die Masse des Fallkörpers kann zwischen 116 kg und 426 kg variiert werden. Der untere Betrag ergibt sich aus der Leermasse des Fallkörpergestells. Die Variation erfolgt über Stahlplatten mit Massen von 1, 2, 5, und 10 kg. Damit ist eine Veränderung der Masse feinstufig in 1 kg Schritten möglich, was eine Abstufung von unter 1% des gewünschten Betrages ermöglicht. Im Experiment sind zusätzlich Impulsverluste beim inelastischen Stoß (Stoßzahl e < 1) durch Strukturdämpfung zu erwarten. Prinzipiell ist deshalb eine weitere Erhöhung der fallenden Masse möglich, um dies zu kompensieren; oder es erfolgt die Wahl einer höheren Auftreffgeschwindigkeit. Diese wird folgendermaßen eingestellt.

Der Fallkörper wird mittels einer Auslöseeinheit auf seine Fallhöhe gehoben, welche über einen elektrischen Kettenzug vertikal in z-Richtung bewegt wird. Die Fallhöhe des Fallkörpers ist stufenlos von 0 ... 1000 mm einstellbar. Die Einstellung erfolgt durch Kontrolle über ein mitlaufendes Maßband mit Millimeterskala, welches eine Einstellabweichung im Bereich von höchstens $\pm 1 mm$ ermöglicht. Dies bewirkt einen erzielbaren Geschwindigkeitsbereich von 0 bis 3500 mm/s. Dieser Bereich ermöglicht das Erzeugen von Pulsdauern, die sowohl länger als auch kürzer sind als die notwendige Pulsdauer von 2,5 ms. Die Fallgeschwindigkeit vor dem Aufschlag wird über einen Lasertriangulationssensor OptoNCDT ILD1302 [92] ermittelt. Ein zweiter Weg zu deren Ermittlung ist die Berechnung aus der eingestellten Fallhöhe.

Der Fallkörper besitzt an der Unterseite ein kreiszylindrisches Anschlagsteil aus Vergütungsstahl, welches mit seiner unteren Fläche die Form einer Kugelfläche mit Radius 3000 mm besitzt. Dieser ballige Anschlag trifft beim Aufschlag auf den oberen, ebenen Anschlag des oberen Lastverteilers. Die Kugelfläche ermöglicht die punktförmige, zentrische Impulsübertragung und bietet durch den großen Radius gleichzeitig eine große Kontaktfläche, um bei hohen Kontaktkräften die Flächenpressung im Kontaktbereich gering zu halten.





Abbildung 5-9:

a)

a) Gesamtansicht, Fallwerk mit Auslöseeinheit und Fallkörper an Kettenzug, abgesenkt
 b) Detailansicht der Auslöseeinheit mit Fallkörper

b)

Das Fallwerk funktioniert in der Art, dass zuerst der Fallkörper von der Auslöseeinheit pneumatisch zum Fall freigegeben wird. Er fällt an zwei seitlichen Gleitführungen vertikal nach unten auf den mittigen Anschlag des Lastverteilers. Um nach dem Aufschlag den ruhenden Fallkörper für den nachfolgenden Versuch anheben zu können, erfolgt die Aufnahme durch Absenken der Auslöseeinheit und pneumatische Verankerung.

In Abbildung 5-9 ist eine Gesamt- und Detailansicht der Versuchsanlage in der Konfiguration für dynamische Pulslastversuche abgebildet, jedoch ohne montierte Festanschläge für die obere Kreisplatte. Im Vergleich zur Abbildung 5-8 ist die Beibehaltung der lasteinleitenden Elemente erkennbar, wobei beide Abbildungen den Zustand mit unterschiedlichen Kreiszylinderschalen zeigen. Eine detaillierte Übersicht der beiden Aktuatorvarianten ist zum besseren Verständnis in einem CAD-Bildschema in Abbildung 5-10 dargestellt. Zum Wechseln des Linearaktuators mit seinem Abstandshalter gegen das Fallwerk muss das Oberteil der Versuchsanlage in der Mitte der Säulen vom Unterteil demontiert werden. Der Aktuator wird im ausgebauten Zustand der Deckplatte gewechselt. Danach erfolgt die Montage der Deckplattenbaugruppe mit dem Fallwerk auf den unteren Säulen. An der Flanschseite des oberen Lastverteilers wird der Kolbenstangenadapter demontiert und ein ebenflächiger Anschlag aus Vergütungsstahl montiert.



a) Linearaktuator für quasistatische Belastung b) Fallwerk mit Auslöseeinheit und Fallkörper an Kettenzug für dynamische Pulslasten

5.3.2 Belastungsvorgang

Die Belastungsvorgänge der Kreiszylinderschale unterscheiden sich im quasistatischen Fall und dynamischen Pulsfall stark voneinander.

Die quasistatische Belastung erfolgt indirekt über eine Verschiebungsvorgabe in drei Phasen:

1) Phase *I*: Verschiebung des Kolbens des Linearaktuators in negativer z-Richtung mit konstanter Geschwindigkeit, Lasterhöhung der Kreiszylinderschale

- 2) Phase *II*: Nach Stabilitätsabfall der Schale: Anhalten der Verschiebung
- 3) Phase *III*: Verschieben des Kolbens in positiver z-Richtung, Entlasten der Kreiszylinderschale

Für den dynamischen Pulslastfall lässt sich der Vorgang der Belastung der Schale in 7 Phasen aufteilen:

- 1) Phase *I*: Fall des Fallkörpers
- 2) Phase *II*: Kontakt des Fallkörpers mit dem oberen Lastverteiler
- 3) Phase *III*: freie Bewegung der Lasteinleitung und der oberen Kreisplatte sowie Stauchung der Zylinderschale
- 4) Phase IV: Kontakt der Lasteinleitung mit dem Festanschlag
- 5) Phase V: freie Bewegung der oberen Kreisplatte und weitere Stauchung der Zylinderschale
- 6) Phase VI: Kontakt der oberen Kreisplatte mit dem Festanschlag
- 7) Phase VII: Rückbewegung der oberen Kreisplatte mit Entlastung der Schale

Bei Pulslast können die Phasen nacheinander auftreten oder sich im Fall der Phase *II* und *III* zeitlich überschneiden.

5.4 Messtechnik

5.4.1 Erfassen der Messgrößen und Ableiten der gesuchten Größen

5.4.1.1 Abtastrate und Signalamplitude

Zum Erfassen von Messgrößen mit digitaler Signalverarbeitung hat die gewählte Auflösung eine wesentliche Bedeutung. Im Bereich der Beuluntersuchungen soll ein Vergleich einer Messgröße zwischen mehreren Versuchen erfolgen, weshalb eine ausreichend genaue Erfassung der Messgrößenamplitude erfolgen muss. Die Auflösung setzt sich aus der Amplitudenauflösung und der Messrate, auch Abtastrate oder Samplerate genannt, zusammen. Die Amplitudenauflösung gängiger Messverstärker liegt im Bereich von 20 *bit* oder 24 *bit* für den Messbereich eines Sensors [93], [94], [95]. Das bedeutet, bei der Signalverarbeitung wird der gesamte Messbereich eines Sensors in je 1,048 × 10⁶ oder 16,777 × 10⁶ Werte unterteilt. Damit ist auch bei kleinen Eingangsamplituden von z.B. 1/100 des Gesamtmessbereichs eine ausreichend hohe Amplitudenauflösung von ca. 10^4 bis 10^5 Werten gegeben. Bei Abdeckung positiver und negativer Werte ergibt sich jeweils die halbe Auflösung für die Amplitude. Die Amplitudenauflösung über die Signalbreite ist somit als unkritisch zu betrachten. Anders verhält es sich mit der Messrate, welche im Zeitbereich ebenfalls einen Einfluss auf die Amplitudenauflösung eines Signals einer bestimmten Frequenz besitzt.

Für Untersuchungen im Frequenzbereich wird nach dem Shannon-Theorem eine Abtastfrequenz von mehr als dem 2-fachen der interessierenden Frequenz als ausreichend angesehen [1]. Dies gilt jedoch nicht für den Zeitbereich eines Signals. Möchte man eine Abbildung des Kurvenverlaufs nah am tatsächlichen Verlauf erhalten, so ist eine deutlich höhere Abtastrate erforderlich. Dies soll kurz erläutert werden:

In Abbildung 5-11 sind die zwei Extreme des günstigsten (grün) und ungünstigsten Verlaufes (rot) der Abtastung einer Sinus-Schwingung mit der vierfachen Abtastrate dargestellt. Auch wenn mit dieser Abtastrate ein Rückschluss auf die Frequenz der einfachen harmonischen Schwingung möglich wäre, so soll daran das Problem für komplizierter verlaufende Schwingungsformen erläutert werden. Der Fall in grün trifft die Höchstamplitude genau, der Fall in rot ergibt jedoch den größtmöglichen Abstand der abgetasteten Amplitude zur Höchstamplitude des Signals. Wie zu erkennen ist, ergibt sich daraus eine deutliche Abweichung zur tatsächlich existierenden Höchstamplitude. In diesem Fall beträgt der abgetastete Wert nur 70,7 % der Höchstamplitude.

Sind die interessierende Frequenz f_w und die Abtastfrequenz f_{Abt} bekannt, so kann für einen Messwert die aufgrund der diskreten Abtastung erhältliche Abweichung errechnet werden. Angelehnt an eine Formel aus [1] lässt sich die Differenz einer Messgröße w in % zum Referenzwert ermitteln durch:

$$\Delta w_{max,rel} \text{ in } \% = 100 \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{i}\right)\right), \tag{5.1}$$

 (π_{λ})



Abbildung 5-11: Amplitudenbestimmung bei festgelegter Abtastrate mit ausreichend hoher Abtastung nach Nyquist: grün: günstiger Fall, Abtastpunkt trifft Höchstamplitude; rot: ungünstiger Fall, Abtastpunkt liegt mit größter Entfernung vom Amplitudenmaximum entfernt

mit dem Vielfachen

$$i = \frac{f_{Abt}}{f_w}.$$
(5.2)

Die höchstmögliche absolute Abweichung der Messgröße einer Frequenz lässt sich mit \widehat{w} als der angenommenen Höchstamplitude der Messgröße berechnen über:

$$\Delta w_{max} = \widehat{w} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{i}\right) \right] \tag{5.3}$$

Wählt man die Abtastrate 10-mal so hoch wie die interessierende Frequenz (also: i = 10), so erhält man einen höchstmöglichen Fehler von 4,9 %, bei 20-fach höherer Abtastrate sind es 1,2 %. Aus dem Gezeigten ist zu erkennen, dass die Abtastrate indirekt für eine ausreichend hohe

Amplitudenauflösung der eingehenden Signale verantwortlich ist. In der Literatur [1] ebenfalls erwähnte Möglichkeiten des sogenannten Upsamplings, also des Auffüllens der Lücken zwischen den Abtastpunkten durch nachträgliche Bearbeitung über Rechenverfahren wird als zu aufwendig und fehlerbehaftet angesehen. Die Möglichkeit, mit der verfügbaren Messtechnik Verhältnisse von $f_{Abt}/f_w \approx 20$ zu erreichen und alle Datenpunkte direkt über die Messung zu erhalten, wird als geeigneter betrachtet. Dieses Verhältnis wird auch für Ergebnisse numerischer Berechnungen von Huyan und Simitses [96] empfohlen.

5.4.1.2 Verschiebungs- und Verformungsermittlung

Auf die dünnwandige Zylinderstruktur wird eine axiale Verschiebung aufgebracht. Für die daraus folgende globale Verformung der Schale ist eine Verschiebungsmessung in axialer und eine Verformungsmessung in axialer und radialer Richtung von Interesse. Dies betrifft somit die Bewegungen in z- und r-Richtung. Die Ermittlung der axialen Verschiebung erfolgt zwischen diskreten Punkten, wobei die Verschiebung der oberen Lasteinleitung und der oberen Kreisplatte jeweils gegenüber dem unteren Lastverteiler ermittelt wird, wie in Kap. 4.3.2 beschrieben. Als Messprinzip dienen induktive Wegaufnehmer oder Lasertriangulationssensoren. Induktive Wegaufnehmer benötigen zum Betrieb eine Wechselspannung und geben die Messwerte durch die Modulation dieser Trägerfrequenz an den Messverstärker zurück. Sie können aus diesem Grund Frequenzen bis zu einem Drittel der Trägerfrequenz übertragen [94]. Über dieser Frequenz werden verstärkt Einflüsse der Filter des Messverstärkers aktiv. Lasertriangulationssensoren bieten den Vorteil, Messungen berührungslos durchführen zu können und unempfindlich gegenüber Schwingungseinflüssen des Messobjektes zu



Lasertriangulationssensor

Abbildung 5-12: Schema von Aufbau und Funktion eines Lasertriangulationssensors, erstellt nach [97], [98]

sein. Die Grenzfrequenzen dieser Sensoren liegen im Verhältnis zu induktiven Sensoren bei dem Sechsfachen [94], [98]. Da diese Sensoren im Vergleich zu induktiven Sensoren in der Versuchstechnik weniger verbreitet sind, wird zum Verständnis das Funktionsschema in Abbildung 5-12 dargestellt. Voraussetzung für den Lasertriangulationssensor ist ein Messobjekt mit fester, ebener Oberfläche,

welche das Licht diffus streut. Die unterschiedlichen Abstände des senkrecht zum Sensor bewegten Messobjektes sorgen für unterschiedliche Reflexionswinkel und eine daraus folgende Lichtpunktverschiebung am Empfangselement. Die interne Verarbeitung der Signale erfolgt digital. Die Ermittlung der Verformung der Zylinderschale erfolgt nach dem Prinzip des digitalen Bildkorrelationsverfahrens [99], welches auch mit dem Begriff Fotogrammetrie beschrieben wird. Die Oberfläche des Messkörpers wird mit einem kontrastreichen, stochastischen Muster versehen. Ein Kamerasystem aus zwei im festen Abstand angeordneten Einzelkameras erfasst dieses Muster. In einer digitalen Bildverarbeitung werden aus diesen Bildern Facetten mit einem in ihrer Umgebung einzigartigen Grauwert erstellt. Jeder Facette ist ein Punkt zugeordnet. Da die Facette in beiden



Abbildung 5-13: Schema zum Funktionsprinzip der digitalen Bildkorrelation (DIC), Fotogrammetrie

Kamerabildern ersichtlich ist, kann über Triangulation die Entfernung und Position in den drei Raumkoordinaten errechnet werden. Von unterschiedlichen Verformungszuständen werden Bilder zeitlich nacheinander erstellt.

5.4.1.3 Ermittlung von Dehnungen und Dehnrate

Die Erfassung der Dehnung bekommt eine wichtige Rolle bei der Analyse des Beulvorgangs, insbesondere, wenn keine Verformungsanalyse der Fläche durchgeführt werden kann. Neben der Verschiebung ist sie zum Abgleich der quasistatischen Belastung zur pulsartigen, dynamischen Belastung die wesentliche Vergleichsgröße.

In der hier vorliegenden Arbeit wird die Dehnung in der Art der technischen Dehnung betrachtet. Das bedeutet, die Dehnung wird immer im Verhältnis zur Ausgangslänge der anfänglich unbelasteten Struktur betrachtet. Dies gilt auch bei der Addition zweier zeitlich folgender Einzeldehnungen, wenn z.B. eine Belastung nach einer Vorbelastung der Schale erfolgt. Der erhöhte Aufwand zur Bestimmung der logarithmischen Dehnung wird nicht betrieben, da hier mit Längen und nicht Längenänderungen gerechnet wird. Die einhergehenden Genauigkeitseinbußen sind klein. Aus einer diesbezüglichen Untersuchung im Anhang A.2.2 geht hervor, dass die Fehler bei der vorliegenden Problemstellung in der Größenordnung von 0,1 % liegen.

Bei der Durchführung von Pulslastversuchen mit kurzzeitig auftretenden Be- und Entlastungen kommt es zwangsläufig zu höheren Belastungsgeschwindigkeiten als bei quasistatischen Belastungen. Deshalb ist bei der Betrachtung der Dehnung ein möglicher Einfluss der Dehnrate auf das Materialverhalten ein wichtiger Aspekt. Es liegt daher nahe, sich einem möglichen Einfluss der Dehnrate auf das Materialverhalten zu widmen, bevor eine Untersuchung des Strukturverhaltens erfolgen kann.

Zur Abschätzung der Größenordnung der zu erwartenden Dehnrate soll folgendes Rechenbeispiel dienen:

Zu Grunde gelegt wird eine axiale Pulsbelastung der Kreiszylinderschale, welche eine Dehnung entsprechend der Dehnung im quasistatischen Fall hervorruft und deren Pulsdauer der halben Periodendauer der ersten lateralen Eigenschwingungsfrequenz der Schale entspricht.

Die zu erwartende mittlere axiale Dehnung für die verwendete Zylinderschale liegt mit einer Längenänderung $\Delta l = -0.8 mm$ und einer Anfangslänge $l_0 = 560 mm$ bei:

$$\varepsilon_z = \frac{\Delta l}{l_0} = -1,429 \frac{mm}{m} \tag{5.4}$$

Für eine Frequenz $f_1 \approx 200 \, Hz$, die der ersten radialen Eigenschwingung entspricht, ergibt sich die Anstiegszeit $T_{A,P}$ bis zur Höchstamplitude des Pulses:

$$T_{A,P} = \frac{1}{4f_1} = 1,25 \ ms \tag{5.5}$$

Somit ergibt sich für die mittlere Dehnrate:

$$\overline{\dot{\varepsilon}}_{z} = \frac{\varepsilon_{z}}{T_{A,P}} = \underline{1,14 \ \frac{1}{s}}$$
(5.6)

Da auch kürzere Pulszeiten entsprechend höherer Eigenfrequenzen bis 300 Hz in Betracht kommen, kann schätzungsweise von einer Dehnrate bis zu $2 s^{-1}$ ausgegangen werden. Zur Beurteilung eines möglichen Einflusses dieser Dehnrate auf das Materialverhalten kann ein Vergleich mit experimentellen Untersuchungen aus Literaturquellen erfolgen.

An Zugversuchen mit Material IM7/977-2 und Dehnraten zwischen $10^{-5} s^{-1}$ und $1 s^{-1}$ [100] zeigt sich, dass bei der höheren Dehnrate von $1 s^{-1}$ die Steifigkeit bei einer +45°/-45° - Lagenanordnung zunächst ähnlich hoch ist. Erst bei Spannungen ab 80 *MPa* ist für diese Dehnrate ein längerer linearer Bereich ersichtlich. Bei Untersuchungen auf Druck und Schub an Prepreg-Material mit Gewebeverstärkung T300/914 [101] zeigen sich bei Vergleichen zwischen $1,2 \cdot 10^{-4} s^{-1}$ und $4 s^{-1}$ vorwiegend Einflüsse auf die Schub- und Druckfestigkeit. Die höhere Dehnrate bewirkt eine Erhöhung der Schubsteifigkeit von ca. 40%, wirkt sich aber mit 5% Änderung auf die Längs- und Quersteifigkeiten aus. Begründet wird dies mit dem vorrangigen Einfluss der Dehnrate auf das Matrixmaterial. Bei Reinharzuntersuchungen [102] mit Zug- und Schubproben zeigen sich ähnliche Verläufe wie bei der Untersuchung in [100]. Auch hier bewirken höhere Dehnraten einen größeren Bereich des linearen Spannungs-Dehnungs-Verhaltens. Es ist insgesamt zu beachten, dass die Ergebnisse zu Dehnrateneinflüssen statistisch schlecht abgesichert sind, da in den Studien jede Kombination von Parametern mit ein bis drei Proben untersucht wird. Insgesamt ist die Datenlage zu

dem hier interessierenden Dehnratenbereich und das betreffende Material als gering zu bewerten, da im Forschungsumfeld Dehnraten von einigen Hundert s^{-1} für Hochgeschwindigkeitsanwendungen von vorrangigem Interesse sind.

Zur Beurteilung des Dehnrateneinflusses auf die Pulslastversuche kann geschlossen werden:

Die verwendeten Kreiszylinderschalen mit einem $[+45^{\circ}/-45^{\circ}]_{s}$ Lagenaufbau sind empfindlich für Dehnrateneffekte. Jedoch liegen die axialen Druckspannungen am Beulpunkt von 22 kN im statischen Bereich bei ca. 30 MPa und damit unterhalb der Spannung, wo sich in den Untersuchungen Dehnrateneffekte zeigen. Es ist anzunehmen, dass bei dynamischer Pulsbelastung bis zum Bereich des Stabilitätsversagens nur wenig höhere Spannungen auftreten. Dies bedeutet, dass auf Grund der geringen Beanspruchung bis zum Beulen Dehnrateneffekte eine untergeordnete Rolle spielen und erst durch starke örtliche Biegung oder Schwingung der Schale im Bereich höherer Dehnung auftreten.

Die Dehnungsmessung erfolgt über DMS. Neben den in der Dehnungsmessung allgemein bekannten Faktoren ist die Eignung zur Messung von dynamischen Vorgängen zu berücksichtigen. Dazu wird in [103] das dynamische Messverhalten für DMS untersucht. Das Messgitter mit seiner endlichen Länge führt zu einer Mittelung der Dehnungsverteilung über der Länge des DMS. Die Dehnung eines hochdynamischen Vorgangs wird in ihrer Amplitude nur fehlerbehaftet wiedergegeben, z.B. im Moment des Übergangs zu einem Sprung oder die höchste Amplitude einer Sinuswelle. Dies geschieht in Abhängigkeit der Länge des Messgitters zur Wellenlänge des durchlaufenden Dehnungspulses. Abbildung 5-14 zeigt den Zusammenhang des Abfalls der scheinbaren Dehnung in Abhängigkeit von der Messgitterlänge zur Wellenlänge der Dehnung. Bei praktisch verwendeten Gitterlängen von 3 mm und 6 mm zeigt sich, dass der Einfluss der Messgitterlänge bei dynamischen Stoßversuchen sehr



Abbildung 5-14: Empfindlichkeitsabfall in Abhängigkeit von dem Verhältnis l_{DMS} : λ bei sinusförmigem Vorgang und Messgittermitte im Dehnungsmaximum. [103]

gering ist. Die Wellenlängen der Longitudinalwellen der Stoßpulse bei Stahlstäben sind deutlich größer als die Messgitterlänge der verwendeten DMS. Das heißt, dieses Problem ist weniger ein Problem der Zeitabhängigkeit der Dehnung, sondern der möglichen Ortsauflösung einer Dehnungswelle. Demnach sind kleine Messgitter zu bevorzugen.

In den in dieser Arbeit beschriebenen Versuchen an Kreiszylinderschalen sind sehr kurzzeitige Stöße im Bereich von wenigen μs nicht von primärem Interesse. Jedoch ist bei radialen Verformungen im Bereich der Instabilität mit kurzen Halbwellenlängen im Bereich von wenigen Zentimetern zu rechnen.

Eine Messgitterlänge von 6 mm kann somit einen relevanten Einfluss auf die Genauigkeit der Abbildung der höchsten Amplitude nehmen.



5.4.2 Sensoranordnung

Abbildung 5-15: Grafikübersicht zur Positionierung der Kraft und Wegaufnehmer im Zylinderschalen- / Anlagenkoordinatensystem

Die Kraftmessdosen vom Typ HBM U10M [104] für die Messung der statischen Lasten sind in 0°-, 120°und 240°-Position angeordnet (KMD 1, 2, 3). Die Nennkraft beträgt 25 kN je Kraftmessdose $(F_{nom,Kmd,ges} = 75 \ kN)$, die Gebrauchskraft 60 kN $(F_{Geb,Kmd,ges} = 180 \ kN)$. Die Nennkraft beschreibt den Messbereich in dem die Genauigkeitsklasse von 0,03 laut Datenblatt gilt, wogegen die Gebrauchskraft den Bereich angibt, bis zu dem keine mechanische Schädigung eintritt. Mit einer Messlinearität von 0,025 % des Messbereichsendwertes von 75 kN beträgt der Fehler 0,019 kN. Bei einer erwarteten Beullast von 23 kN ist dieser Wert im Vergleich zu anderen Einflüssen als sehr klein anzusehen. Durch die Wahl der ca. dreifachen Nennkraft im Verhältnis zur erwarteten Beullast ist für dynamische Pulsversuche eine Reserve vorgesehen. Als Wegaufnehmer (WA) für die Bewegung des oberen Lastverteilers und der oberen Kreiszylinderplatte werden induktive Aufnehmer mit Eisenkern vom Typ HBM WA10 [105] verwendet, welche einen Messweg von 10 mm besitzen. Ähnlich wie bei den Kraftmessdosen stellt der Messweg einen Kompromiss aus geringen Messfehlern und Reserve für außergewöhnlich hohe Verschiebung im Pulslastfall dar. Die Wegaufnehmer WA 1 bis 3 befinden sich an denselben Umfangspositionen wie die Kraftmessdosen. Damit kann eine örtliche Verschiebung der örtlichen Kraft zugeordnet werden. Die Wegaufnehmer für die Messung der Verschiebung zwischen den Kreisplatten befinden sich aus baulichen Gründen um 60° versetzt. Alternativ können für die induktiven Wegsensoren Lasertriangulationssensoren befestigt werden. Beschleunigungssensoren können in einer Anzahl von bis zu 4 Stück an bewegten Teilen der Versuchsanlage angebracht werden. Je nach Versuch werden sie individuell am oberen Lastverteiler, der oberen Kreisplatte oder auf dem unteren Lastverteilertopf befestigt. Zur Dehnungsaufnahme an den Kreiszylinderschalen werden Dehnungsmessstreifen mit einem Messgitter von 120Ω und 6 mm Messgitterlänge verwendet.

Die Sensoren werden betrieben an synchronisierten Messverstärkern einer Baureihe [93], [94], [95]. Diese sind für die unterschiedlichen Sensortypen ausgelegt. Die erforderlichen Frequenzen der Datenerfassungsrate liegt bei $19,2 \, kHz$ oder $96 \, kHz$. Dies ist gemäß den zuvor gemachten Erläuterungen zur Abtastrate ausreichend für den interessierenden Frequenzbereich von ca. 200 Hz. Für die induktiven Wegaufnehmer mit der notwendigen Trägerfrequenzspeisung von $4,8 \, kHz$ liegt die Beschränkung jedoch bei einer Grenzfrequenz von $1,6 \, kHz$. Dies gilt allerdings bei einer filterbedingten Amplitudenminderung von $3 \, dB$. Eine amplitudengetreue Wiedergabe ist bei noch geringeren Frequenzen zu erwarten. Damit sind diese Sensortypen für die Pulsversuche eingeschränkt verwendbar. Für eine erweiterte Grenzfrequenz sind Lasertriangulationssensoren verwendbar, z.B. mit einer Grenzfrequenz von $10 \, kHz$ [98], ebenfalls bei einer Amplitudenminderung um $3 \, dB$. Die Beschleunigungssensoren mit Ladungsverstärker besitzen einen Frequenzbereich bis $23 \, kHz$ bei $5 \, \%$ Amplitudenminderung [106]. Da die DMS mit Gleichspannung betrieben werden, gelten für sie die Beschränkungen durch die Datenraten der Messverstärker. Die Kraftmessdosen werden für die quasistatischen Versuche wit Pulslasten bis zu $20 \, kHz$ Messrate.

5.5 Schlussfolgerung bezüglich der Anforderungen und Zusammenfassung der Versuchsanlage

<u>Bezüglich Punkt 1 der Anforderungen werden durch die beschriebenen konstruktiven Maßnahmen</u> <u>folgende Neuerungen bezüglich der Lagerung erreicht (siehe Seite 28):</u>

Die Versuchsanlage hebt sich von Vorrichtungen, wie z.B. in Schmitt [30], Lindberg et.al. [42], Schwieger et.al. [44] beschrieben, dadurch ab, dass durch die zentrische, punktförmige Lasteinleitung eine Induktion von Momenten in den Lastverteiler verringert wird. Weiterhin wird durch seitliche Führungen über spielfreie, vorgespannte Lager (Kugelumlaufführung) im Vergleich zu den erwähnten Versuchsvorrichtungen eine verkippungsfreie Axialverschiebung über den Umfang der lasteinleitenden Kreisplatte ermöglicht. Dies ist ein entscheidender Vorteil zu den ringförmigen Lasteinleitungen oder Stoßkörpern ohne seitliche Führung (z.B. Tulk [45]). Zusätzlich sind die Führungsschienen der Lager bei Montage im Winkel zur Lasteinleitung einstellbar.

Wenn es auch eine gewisse Übereinstimmung mit den lasteinleitenden Teilen der in Weller und Zimmermann et.al. [59] sowie von Hühne in [87] verwendeten Beulanlage gibt, so liegt auch in diesem Fall ein entscheidender Unterschied in der seitlichen Führung der beweglichen Lasteinleitung über vorgespannte Lager. Dies führt zu einer zeitlich uneingeschränkten verdrehungsfreien Bewegung während des Einsetzens der Kreiszylinderschale, der quasistatischen Versuche und der Pulsversuche. Die Nachteile zeitlich beschränkt wirkender Lager, wie die der in [90] beschrieben hydrostatischen Lager servohydraulischer Versuchsanlagen, werden damit vermieden. Die äquidistante Anordnung der drei seitlichen Führungen in Verbindung mit den an gleicher Position angebrachten Kraftaufnehmer erlaubt eine Lagerung der Kreiszylinderschale ohne Vorzugsrichtung bezüglich der Lagersteifigkeit. Die an gleicher Umfangsposition angeordneten drei Wegaufnehmer in Verbindung mit den drei Kraftmessdosen ermöglichen eine genau bestimmbare Zuordnung bei Abweichungen im Kraft- oder Wegverlauf eines Versuches.

Auf die Vorteile der Festanschläge wird im Folgenden in Zusammenhang mit dem Aktuator eingegangen.

<u>Bezüglich Punkt 2 der Anforderungen werden durch die beschriebenen konstruktiven Maßnahmen</u> <u>folgende Neuerungen der Lastaufbringung erreicht:</u>

Durch den Wechsel der Aktuatoren zwischen einem spiel- und schwingungsfrei arbeitenden Elektrozylinder und einen durch Impulsübertragung agierenden Fallkörper kann der Vorteil dieser beiden innerhalb einer bestehenden Versuchsreihe mit ein- und demselben Versuchskörper genutzt werden. Dies ist der entscheidende Unterschied zu bestehenden Anlagen, wo entweder ein Versuchskörper in unterschiedlichen Versuchsvorrichtungen untersucht wird oder unterschiedliche, nominell gleiche, Versuchskörper in unterschiedlichen Vorrichtungen untersucht werden. Die Bandbreite an einstellbaren Massen für den Fallkörper als auch die stufenlos wählbare Fallhöhe ermöglicht einen großen Bereich der Impulsübertragung und somit eine große Variation der Anfangsgeschwindigkeit des oberen Lastverteilers und der Kreisplatte. Der langsam verfahrbare, schwingungsfrei arbeitende Elektrozylinder ermöglicht ein gezieltes Untersuchen der Kreiszylinderschale unter quasistatischen Bedingungen im kritischen Lastbereich.

Das Verwenden von festgelagerten Anschlägen sowohl für den oberen Lastverteiler als auch die Kreisplatte ermöglicht ein definierte Amplitudeneinstellung mit einer Toleranz von 0,05 *mm*. Dies ist von besonderer Bedeutung, da besonders für den Pulslastfall eine gezielte Regelung durch einen Aktuator aufgrund des kurzzeitigen Verhaltens technisch nicht möglich ist. Dies zeigt sich neben den Versuchen mit expandierenden Gasen auch für die Pulsversuche mit Hydraulikzylinder der in Weller und Zimmermann et.al. [59] beschriebenen Beulanlage. Bei dieser werden zusätzlich die notwendigen Geschwindigkeiten nicht erreicht.

Die Verwendung des zentralen, punktförmigen Stoßes, in Kombination mit einem geführten Lastverteiler mit mechanischer Wegbegrenzung stellt einen wesentlichen Vorteil im Vergleich zu den Versuchsvorrichtungen von Coppa und Nash [36], [39], Lindberg et.al. [42], Schwieger et.al. [44], Zimcik [47] oder Weller und Zimmermann et.al. [59] dar.

<u>Bezüglich Punkt 3 der Anforderungen wird durch den Einsatz der ausgewählten Messtechnik folgendes</u> <u>erreicht:</u>

Für die Dehnungsmessung und das digitale Bildkorrelationsverfahren ist eine ausreichende Zeit- und Amplitudenauflösung zu erwarten. Dies gilt ebenso für die Beschleunigungsaufnehmer. Die Verschiebungsmessung ist für induktive Wegaufnehmer eingeschränkt möglich, was jedoch durch Lasertriangulationssensoren oder Verschiebungsmessung über DIC ausgeglichen werden kann. Die Kraftmessung kann aus Gründen der mechanischen Trägheit nur im quasistatischen Fall direkt mit den Kraftmessdosen erfolgen.

Bezüglich des Nachweises der Forschungshypothese werden mit der in diesem Kapitel beschriebenen Versuchsanlage folgende Voraussetzungen geschaffen:

Die Auslegung des Fallwerkes gemäß den Anforderungen und Daten der Kreiszylinderschale geht auf den Punkt 1 der Eigenschaften aus der Forschungshypothese ein. Die Ausführung der Säulenbaugruppe mit Anschlägen für den oberen Lastverteiler und die Kreisplatte dient der Eigenschaft von Punkt 2. Die Ausführung zum geführten Lastverteiler mit Trennstelle zur Kreiszylinderschale dient dem Nachweis der Eigenschaft aus Punkt 3. Durch die Auswahl der Messtechnik wird die Voraussetzung für die Dehnungs- und Verschiebungsmessung nach Eigenschaft 4 der Hypothese geschaffen. Die Punkte 5 und 6 werden experimentell nachgewiesen.

Die Eignung der Versuchsanlage in ihrer Ausführung zum Beantworten der Forschungshypothese erfolgt experimentell im folgenden Kapitel 6. Die Parameter der Versuchsanlage sind in Tabelle 5-2 zusammengefasst.

Größe	Einheit	Wert
Axiallast, Linearaktuator, F_{Akt}	[kN]	0 42, kurzzeitig 60
möglicher Axialweg für Stauchung, s_{Lvo}	[mm]	0 15
Geschwindigkeit Kolben, Linearaktuator, <i>s</i> _{Akt}	[mm/s]	0,001 100
Fallhöhe, s _{Fk}	[mm]	0 1000
Höchstgeschwindigkeit Fallkörper, <i>s</i> _{Fk,max}	[mm/s]	3500
Masse Fallkörper, max., m_{Fk}	[kg]	116 426
Masse Lasteinleitung, m_{Lvo}	[kg]	369
Masse Kreisplatte geschlossen, m_{Kpg}	[kg]	43,5
Masse Kreisplatte offen, m_{Kpo}	[kg]	38,5
Massenverhältnis, m_{Fk}/m_{Lvo}	[-]	1,15
Massenverhältnis, $m_{Fk}/(m_{Lvo}+m_{Kpg})$	[-]	1,03
Versuchskörperdurchmesser	[mm]	≤ 500
Gesamtlänge Versuchskörper	[mm]	≤ 600

Tabelle 5-2: Kenndaten der Versuchsvorrichtung für beide Aktuatoren

6 Experimentelle Überprüfung der Versuchsmethode

6.1 Aufbau der verwendeten Kreiszylinderschale

Aus Vorsimulationen im Rahmen eines Forschungsprojektes [107] hat sich eine Konfiguration für eine Kreiszylinderschalen in Geometrie und Lagenaufbau ergeben, welche in der hier beschriebenen Arbeit verwendet werden soll. Die Schale besitzt die in Tabelle 6-1 angegebenen Kenndaten. Die

freie Länge l_0	560 mm
Gesamtlänge l_g	600 mm
Innendurchmesser d	500 mm
Wandstärke <i>h</i>	0,5 mm
Lagenaufbau	[+45°/-45°]₅
Material	Hexply 8552/IM7
Lagendicke h_i	0,125 mm

Materialdaten für die unidirektionale Einzelschicht des Lagenaufbaus sind in Tabelle 6-2 auf-gelistet. Die Materialkennwerte für die E-Moduln sind aus der Mittelung der Versuche mit der sich daraus ergebenden Stellenanzahl angegeben, was jedoch keinen Rückschluss auf die Genauigkeit der ermittelten Werte darstellen darf.

Der Schubmodul in der v - w-Ebene des Materials wird berechnet nach [109]:

$$G_{vw} = \frac{E_v}{2(1 + v_{vw})}$$
(6.1)

Tabelle 6-2: Materialdaten aus [110], [111], [112], [113], [109]

Dichte ρ	1570 kg/m³
E-Modul, Druck, längs <i>E_{D,w}</i>	146317 MPa
E-Modul, Zug, längs $E_{Z,w}$	182544 MPa
E-Modul, längs, verwendet E_w	164431 MPa
E-Modul, Druck, quer $E_{D,v}$	8694 MPa
E-Modul, Druck, quer $E_{D,u}^{*1}$	8694 MPa
Querkontraktionszahl v_{vw}	0,33
Querkontraktionszahl v_{vu} * ²	0,4
Querkontraktionszahl v_{uw} *1	0,33
Schubmodul G _{wv}	4800 MPa
Schubmodul G_{vu} * ³	3105 MPa
Schubmodul G _{uw} *1	4800 MPa

*1 Daten gleichgesetzt mit v-Richtung, da Transversalisotropie (Querisotropie) angenommen

*2 Daten nach [109]

*³ Daten errechnet nach Formel (6.1)

Die Steifigkeitsmatrix des sich daraus ergebenden Laminats ist in Tabelle 6-3 gegeben.

0 24887,4 20087,4 0 0 0 20087,4 24887,4 0 0 0 0 21044,5 0 0 0 0 0 0 0 0 518,5 418,5 305,9 305,9 0 0 0 418,5 518,5 0 0 0 305,9 305,9 438,4

Tabelle 6-3: Daten der ABD-Matrix des Lagenaufbaus mit [+45°/-45°]s

Die Ingenieurskonstanten für das Laminat ergeben sich zu:

$$E_x = 49774,4 MPa, E_y = 49774,4 MPa G_{xy} = 42089,1 MPa$$



Abbildung 6-1: verwendete Kreiszylinderschalen: a) ZD28, b) ZD29

Für die in diesem Kapitel beschriebenen experimentellen Versuche werden zwei Kreiszylinderschalen verwendet (Abbildung 6-1), die nach den Daten aus Tabelle 6-1 und Tabelle 6-2 nominell gleich sind. Die Schalen besitzen die Bezeichnung ZD28 und ZD29. Die Kreiszylinderschalen bestehen aus Prepreg-Material 8552/IM7 und werden im Tapelege-Verfahren auf einer Form mit zylindrischer Mantelfläche gefertigt. Nach dem Besäumen werden die Kreiszylinderschalen mit den Kreisplatten an den Kanten mit einer Eingussmasse verbunden (siehe Anhang A.3). Die Abweichungen von der idealen Kreiszylindergeometrie werden mit einem optischen Bildkorrelationsverfahren ermittelt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6-2 für ZD28 und in Abbildung 6-3 für ZD29 zu sehen. Sie sind in den Blickwinkeln 60°, 180° und 300° dargestellt. Dies entspricht den freien Bereichen zwischen den Säulen der Anlage, die man während eines Versuchs mit einem DIC-Messsystem erfassen kann. Somit ist ein einfacherer Vergleich der jeweiligen Bereiche möglich. Die Zylinder sind mit DMS bestückt. Für ZD28 und ZD29 ist die DMS-Anordnung in axialer Richtung in Abbildung 6-4 skizziert. Eine detaillierte Auflösung der DMS-Positionen findet sich im Anhang, Tabelle A-1 und Tabelle A-2. ZD28 besitzt im Abstand von 60 mm zum oberen Rand 3 DMS und zum unteren Rand 9 DMS, jeweils gleichmäßig







Abbildung 6-3: ZD29, Darstellung der Oberflächenabweichung als Messergebnis des Bildkorrelationsverfahrens a) Blickwinkel 60° b) Blickwinkel 180° c) Blickwinkel 300°

verteilt über den Umfang außen angebracht. Der Abstand zum Rand wird gewählt, um nah genug an den lasteinleitenden Kreisplatten zu sein, aber die Dehnungsmessung frei von Effekten der Biegerandstörung ermitteln zu können. ZD29 besitzt eine zu ZD28 vertikal gespiegelte DMS-Anordnung. Weiterhin sind im mittleren Bereich weitere DMS im Bereich der 0°- und 180°-Position appliziert, um erwartete Beuldehnungen mit höherer Amplitude aufzeichnen zu können. Die oberen und mittleren DMS befinden sich paarweise innen- und außenliegend an der Zylinderschale, um Biegedehnungen von Druckdehnungen unterscheiden zu können. Durch Beschränkungen der DMS-Kanäle auf 16 ist die Gesamtzahl bei ZD28 zunächst auf 12 außen auf der Schale applizierte DMS beschränkt. Bei ZD29 beträgt die Gesamtzahl 32, wobei parallel pro Versuch 16 Stück an einen Messverstärker angeschlossen sind. Das Einsetzen der Kreiszylinderschalen in die Versuchsanlage erfolgt über Ausgleichsschichten zur Wahrung der gleichbleibenden Randbedingungen (siehe auch Kap. 5.2.1). Deren Erstellungsmethode ist im Anhang A.3 beschrieben.



6.2 Statisches Stabilitätsverhalten und Schwingungsverhalten der Kreiszylinderschale

Zur Abschätzung der grundlegenden mechanischen Eigenschaften der Kreiszylinderschale dient die numerische Simulation. Die zu erwartende Beullast und Beulform sowie Schwingungseigenschaften sollen damit unter einfachen Annahmen ermittelt werden. Dazu wird ein numerisches Modell einer Kreiszylinderschale erstellt, dessen Eigenschaften in Tabelle 6-4 aufgelistet sind. Es wird eine Axialkraft

Elementkantenlänge ^{*1}	5 mm
Elementtyp	Shell 281, 8 Knoten, quadratisch
Anzahl Knoten pro Umfang	630
Anzahl Knoten	106470
Anzahl Elemente	35280
Randbedingungen obere Kante	N_Z , $s_x = s_y = 0$, $rot_x = rot_y = rot_z = 0$
Randbedingungen untere Kante	$s_x = s_y = s_z = 0$, $rot_x = rot_y = rot_z = 0$

Tabelle 6-4: wesentliche Modelleinstellungen und -daten

*1 gewählt nach einer Konvergenzstudie bezüglich Beuleigenmode und Beullast

von 1 kN aufgebracht, welche zu einer Axialverschiebung in z-Richtung von -0.04 mm führt. Eine anschließende lineare Eigenwertbeulrechnung ergibt für den niedrigsten Beulwert 22,95, also eine Beullast von 22,95 kN. Es ergibt sich daraus eine notwendige Axialverschiebung von -0.92 mm. In Abbildung 6-5 ist das Modellnetz und die erste Beuleigenform dargestellt. Charakteristisch für diese Beuleigenform ist die Wendelform oder Helixform mit in z-Richtung, je nach Umfangsposition, 12 oder



Abbildung 6-5: a) Netz mit 5 mm Elementkantenlänge und b) 1. Beuleigenform bei 23 kN

a)

13 Wellenbergen. Anschließend wird eine nichtlineare Simulation bis zu einer Axiallast von 20 kN, also unterhalb der zu erwartenden Beullast, durchgeführt, um die Form der Biegerandstörung ermitteln zu können. Erkennbar ist eine markante Umfangsverformung mit einer radialen Aufweitung von ca. 0,38 mm, welche zur Mitte hin schnell abklingt (Abbildung 6-6). Diese Betrachtung ist für das später durchgeführte Experiment hilfreich, um die zu beobachtenden Verformungen beurteilen zu können.



Abbildung 6-6: nichtlineare numerische Berechnung, radiale Verformung mit Biegerandstörung bei Axiallast von 20 kN, Verformungsdarstellung 100-fach vergrößert

Nachdem diese beiden Formen ermittelt sind, wird mit Hilfe des Modells eine numerische Analyse zur Ermittlung der Biegeschwingungsmoden und zugehörigen Eigenfrequenzen durchgeführt. Die erste Eigenfrequenz ergibt sich zu 207 *Hz*. Die zugehörige Schwingungseigenform unterscheidet sich visuell stark von dem zuvor ermittelten Beulmode (Abbildung 6-7). Auch die weiter höher liegenden Schwingungsformen zeigen keine Ähnlichkeit mit dem Beulmode. Ab 368 *Hz* tritt der erste zweireihige Mode auf. Feiner strukturierte Moden liegen bei noch höheren Frequenzen. Um rechnerisch zu ermitteln, welche Moden eine potentielle Interaktion mit dem Beulmode hervorrufen können, wird ein Abgleich nach dem in Kap. 4.4.11 beschriebenen MAC-Kriterium durchgeführt. Es wird der erste



Abbildung 6-7:a) 1. Schwingungseigenform bei 207 Hzb) Draufsicht der 1. Schwingungseigenform mit Anzahl der Umfangswellen n = 8



Abbildung 6-8:a) 17. Schwingungseigenform mit m=2 bei 368 Hzb) Draufsicht der 1. Schwingungseigenform mit Anzahl der Umfangswellen n = 11

Beulmode mit den ersten 1400 Schwingungsmoden verrechnet. Der Abgleich des ersten Beuleigenmodes mit den ersten unteren Schwingungseigenmoden führt zu keiner Übereinstimmung,



a) b) Abbildung 6-9: 2019. Schwingungseigenform bei 3035 Hz, MAC-Wert zum ersten Beulmode von 0,254 a) vordere Ansicht b) Draufsicht der 2019. Schwingungseigenform

die MAC-Werte betragen 0,000. Erst bei einer Eigenfrequenz von 3035 *Hz* führt der Schwingungsmode 1219 zu einem nennenswerten MAC-Wert von 0,254. Der Mode ist in Abbildung 6-9 dargestellt. Er lässt eine Ähnlichkeit in der Helixform zum ersten Beulmode erkennen, was zu der teilweisen Übereinstimmung führen kann. Der Frequenzbereich dieses Modes liegt bereits so hoch, dass dessen halbe Periodendauer von 0,16 *ms* für Pulslastversuche experimentell als kaum erreichbar angenommen werden kann. Aus der numerischen Vorabschätzung ergibt sich demnach zunächst keine Übereinstimmung der unteren Schwingungsmoden mit dem ersten Beulmode für diese Kreiszylinderschale.

6.3 Experimentelle Charakterisierung der Versuchsvorrichtung mit Kreiszylinderschale

6.3.1 Quasistatische Versuche mit Zylinder 28 und 29

6.3.1.1 Versuchsablauf

Zur Bestimmung der statischen Eigenschaften der Kreiszylinderschale in Verbindung mit der Versuchsanlage werden zuerst quasistatische Versuche durchgeführt. Wie in Kap. 4.4.6 dargelegt muss die Belastungsgeschwindigkeit so gering gewählt werden, dass Trägheits- und Dämpfungskräfte vernachlässigt werden können. Eine Orientierung kann weiterhin aus Normen für Materialversuche genommen werden, da darin ebenfalls das statische Materialverhalten ermittelt wird. Nimmt man z.B. die DIN EN 2850 für Druckversuche an CFK-Proben mit Fasern in Längsrichtung als Anhaltswert, so liegt die empfohlene Geschwindigkeit für die Axialverschiebung bei 1 mm/min (16,7 $\mu m/s$). Die Vorgabegeschwindigkeit wird für diese Versuche daran angenähert mit $20 \,\mu m/s$ gewählt. Diese Vorschubgeschwindigkeit wird im Elektrozylinder direkt an der Motorwelle durch einen Inkrementalgeber gemessen. Bei der Steuerung des Kolbens wird die Verformung durch die Nachgiebigkeit sämtlicher Teile bis zum oberen Lastverteiler nicht berücksichtig. Dadurch ergibt sich eine realisierte axiale Geschwindigkeit von ca. 13 $\mu m/s$. Vor dem Versuch befindet sich der obere Lastverteiler in Ruhe mit einem gewissen Abstand zur oberen Kreisplatte. Beginnend mit dem Versuch wird die Zylinderschale durch das Verschieben des oberen Lastverteilers kontinuierlich gestaucht bis der Stabilitätsabfall eintritt. Danach wird das Verfahren gestoppt, gehalten und wieder zurückgefahren, was eine Entlastung der Schale bewirkt. Dieser Vorgang wird für jede Schale mehrmals durchgeführt, um unterschiedliche Messvorgänge durchzuführen und eine statistische Absicherung der Werte zu erhalten. Die Messwerterfassung der einzelnen Sensoren läuft parallel dazu ab. Während einiger Versuche wird zusätzlich eine Bildkorrelationsmessung durchgeführt.

6.3.1.2 Versuche und Ergebnisse ZD28

Für zehn aufeinander folgende Versuche an ZD28 sind in Abbildung 6-10 die Last-Stauchungskurven dargestellt. Die Messwertaufzeichnung erfolgt mit einer Samplerate von 50 Hz, was für die ersten quasistatischen Versuche als ausreichend angesehen wird. Da vorrangig alle beschriebenen Größen

dieser Versuche Druckgrößen sind, werden alle Beträge von Kraft, Weg und Dehnung in Druckrichtung mit positivem Vorzeichen dargestellt. Durch die Nichtlinearitäten zu Beginn ist es notwendig, die Werte der Last-Stauchungskurve bezüglich des Stauchungsweges zu korrigieren, um den Weg der axialen Stauchung der Kreiszylinderschale zu erhalten. Voraussetzung ist die Annahme eines annähernd linearen Zusammenhangs der ungestörten Kraft-Stauchungs-Beziehung. Dazu wird aus dem jeweiligen Anstieg die axiale Steifigkeit der Zylinderschale (Sekantensteifigkeit) ermittelt und die Nullstelle der Anstiegsgeraden mit dem sich daraus ergebenden Wegversatz korrigiert (siehe Anhang A.4.2.1). Aus diesem Grund entspringen die Kurven nicht dem Nullpunkt.

Die Kurve 1 zeigt zu Beginn einen nichtlinearen Verlauf. Bei den Kurven der weiteren Versuche schwächt sich diese Nichtlinearität deutlich ab. Möglicher Grund dafür sind Setzungen oder andere Einflüsse an der Schnittstelle zwischen Kreisplatte und Lastverteiler. Über deren Einflüsse an den Schnittstellen wird in Kap. A.4.5.2 berichtet. Oberhalb der Nichtlinearität zeigen die Versuche



Abbildung 6-10: ZD28, quasistatische Belastung ohne Berücksichtigung obere Kreisplatte, Axiallast-Stauchung, Abtastrate 50 Hz

einen Verlauf, welcher bis zum Beulen keinen sichtbaren Unterscheid zeigt. Auch der Nachbeulpunkt und der rücklaufende Pfad reproduzieren sich in engen Grenzen. Die quantitativen Werte sind in Tabelle 6-5 aufgelistet. Daraus ist die Reproduzierbarkeit der Parameter dieser Kreiszylinderschale ersichtlich. Die kritische Beullast liegt bei 21,11 kN bzw. bei absolut 21,49 kN unter Berücksichtigung der Gewichtskraft der oberen Kreisplatte von 0,327 kN. Die Nachbeullast nimmt den Wert von ca. 6,95 kN ein, außer in drei Versuchen mit 6,7 kN. Auffällig ist der große Wegabstand vom Punkt des Stabilitätsverlustes zum Nachbeulpunkt. Dies hängt vor allem mit der axialen Nachgiebigkeit des verwendeten Linearaktuators zusammen, dessen Verformungsenergie sich bei Kraftabfall entlädt. Dadurch kommt der Lastverteiler ca. 0,25 mm nach Stabilitätsverlust zur Ruhe, selbst wenn die Verschiebung sofort angehalten wird.

Versuchs- nummer	S z, cr, Kp krit. Axial- verschiebung,	F _{z, cr} krit. Axiallast ^{*1} (Beullast)	F _{z, Nb} Nachbeul- last	k zy Versuchs- körper- steifigkeit	ε _{z,10} Axial- dehnung DMS10	εz,11 Axial- dehnung DMS11	ε _{z,12} Axial- dehnung DMS12
	[mm]	[kN]	[kN]	[kN/mm]	[µm/m]	[µm/m]	[µm/m]
1	0,7338	20,967	6,32	28,695	1144	1183	1031
2	0,7370	21,139	6,57	28,814	1142	1142	1028
3	0,7370	21,134	6,57	28,840	1147	1206	1026
4	0,7370	21,138	6,58	28,852	1161	1206	1030
5	0,7354	21,118	6,35	28,851	1142	1205	1030
6	0,7367	21,139	6,58	28,843	1142	1192	1033
7	0,7363	21,132	6,56	28,864	1143	1234	1029
8	0,7362	21,141	6,57	28,866	1141	1220	1034
9	0,7360	21,104	6,56	28,828	1145	1227	1036
10	0,7368	21,060	6,34	28,737	1143	1214	1053
Mittelwert	0,7362	21,107	6,50	28,82	1150	1200	1030
Standard- abweichung	0,0009	0,052	0,107	0,054	5,6	25,0	7,2
Varianz	8,80292E-07	0,0027	0,0115	0,003	0,03	0,62	0,05

Tabelle 6-5: ZD28, Ergebnisse von 10 Versuchen

*1 mit Berücksichtigung oberer Kreisplatte $\Delta s_z = 0,0131 \text{ mm}, \Delta F_{G,Kp} = 0,378 \text{ kN}$: Beullast absolut: $F_{z,cr,Kp} = 21,487 \text{ kN}$



Abbildung 6-11: ZD28; Axiallast-Stauchung; Versuch 1 und 10; Einzelmessung Sektor 1, 2 und 3

Die Lastverteilung der drei Kraftmessdosen ist exemplarisch für zwei Versuche in der Abbildung 6-11 gezeigt. Alle zehn Diagramme befinden sich im Anhang A.4.2.2., Abbildung A-8 und Abbildung A-9. Die Axialverschiebung ist in Abbildung A-9 jeweils absolut dargestellt. In Versuch 1 beginnt Kraft 2 zuerst anzusteigen, während Kraft 1 bei etwas höherer Verschiebung beginnt. Für die anderen Versuche beginnen die Kräfte bei annähernd gleicher Axialverschiebung. Kraft 2 erhält jeweils den höchsten

Wert, der Unterschied zu den anderen beiden Kräften gleicht sich jedoch über die Versuchsnummern schnell an. Bei Versuch 1 beträgt der höchste Kraftunterschied 10% vor Stabilitätsabfall, bei Versuch 10 sind es 3%. Dies deutet auf einen Setzungseffekt einer einmaligen Störung vor Versuch 1 hin, der vermutlich an der Schnittstelle zwischen Anlage und Kreisplatte besteht. Dies zeigt sich noch



einmal in der Gegenüberstellung der Einzelkräfte und der Dehnungen der Zylinderschale an den jeweiligen Positionen (Abbildung 6-12). Die Einzelkräfte 1 und 2 von Versuch 1 zeigen einen andersartigen Verlauf und zu den restlichen Versuchen leicht unterschiedliche Höchstamplituden. Bei

den weiteren Versuchen gleicht sich diese Abweichung an. Die Axialdehnungen zeigen einen einheitlichen Verlauf. Dadurch deutet an DMS12 die Nichtlinearität im oberen Teil der Kurve auf strukturelle Ursachen hin. Durch die Erfassung der Dehnung auf nur einer Seite der Schale ist es möglich, dass diese Nichtlinearität sich aus einer nichtlinear vergrößernden örtlichen Biegedehnung





Abbildung 6-13: DIC, Fotos der Aufnahmeflächen an ZD28 a) Blickwinkel 300°, Bereich zwischen 245° bis 335°; b) Blickwinkel 60°, Bereich zwischen 5° bis 120°

ergibt. Um die Schalenverformung ermitteln zu können, werden die DIC-Ergebnisse betrachtet. Diese liefern für die Versuche 1 bis 5 die Verformungen im Blickwinkel 300° und für die Versuche 6 bis 10 Verformungen im Blickwinkel 60°. Die beiden Messflächen sind in Abbildung 6-13 dargestellt. Die Erfassung der radialen Verschiebung gibt Aufschlüsse über die Verformung der Zylinderschale vor Stabilitätsverlust und danach. Die Aufnahmen besitzen einen Zeitabstand von 2 s, aber keinen Bezug zu den restlichen Messsignalen. Dadurch resultiert eine leichte Abweichung des erfassten Verformungszustandes vor dem Stabilitätsverlust zwischen den verglichenen Versuchen. In Abbildung 6-14 und Abbildung 6-15 erkennt man beispielhaft das reproduzierte Verformungsverhalten der Schale. Einige signifikante Verformungen zeigen sich. Neben den deutlich hervortretenden verstärkten Abweichungen von der Kreiszylinderform ist der erste Wellenberg der Biegerandstörung im oberen und unteren Randbereich erkennbar. Weiter ist die aus der numerischen Eigenwertanalyse bekannte Wendelform einer Helix in Teilen erkennbar: Der Beulmode (vgl. Abbildung 6-5). Eine Darstellung aller Phänomene im Vorbeulbereich ist im Anhang A.4.2 in Abbildung A-15 und Abbildung A-16 am Beispiel der Verformungen von ZD28 und ZD29 erläutert. In dem Nachbeulmuster der Versuche 2 bis 4 zeigt sich eine weitere Beule, im Unterschied zu 1 und 5. Dies korreliert mit den unterschiedlichen Nachbeullasten dieser Versuche.



Abbildung 6-14: ZD28; DIC, Versuch 1 und 5; Blickwinkel 300°: a) Beulmode und b) Nachbeulverformung

a)

a)











b)

6.3.1.3 Versuche ZD29

An ZD29 werden aus einer Vielzahl von Versuchen zur Ermittlung des quasistatischen Verhaltens diejenigen Ergebnisse dargestellt, welche zur vergleichenden Charakterisierung für die weiteren Pulsversuche notwendig sind. Die Messwertaufzeichnung erfolgt mit einer Abtastfrequenz von 1200 Hz, um den Übergang vom Stabilitätsverlust in den Nachbeulpfad besser auflösen zu können. Die Versuche 1 und 2 dienen dem Angleichen der Schnittstellen von der Kreiszylinderschale zu den Anlagenteilen. Wie aus dem Verlauf der Ergebnisse von ZD28 über die ersten Versuchsnummern hinweg zu entnehmen ist, können bei Experimenten an einer neu installierten Struktur noch Angleichungseffekte auftreten. Deren Ergebnisse werden deshalb weniger detailliert dargestellt. Der Versuch 1 zeigt mit 21,635 kN (Nachbeullast 6,56 kN) und der Versuch 2 mit 21,573 kN (Nachbeullast 6,56 kN) iedoch leicht höhere Beullasten als die nachfolgenden Versuche. Es sind für die Versuche 3 bis 12 die Last-Stauchungskurven in Abbildung 6-16 dargestellt. Die kritische Beullast dieser 10 Versuche liegt im Mittel bei 21,43 kN bzw. bei absolut 21,86 kN unter Berücksichtigung der Gewichtskraft der oberen Kreisplatte von 0,472 kN. Da die Kreisplatte in allen Versuchen montiert ist, wird der Einfluss auf die Last für die weitere vergleichende Betrachtung vernachlässigt.

Im Vergleich zu den Ergebnissen von ZD28 zeigt sich ein lineares Verhalten zu Beginn der Belastung. Im Unterschied zu ZD28 wird deshalb die axiale Versuchskörpersteifigkeit aus der Last-



Abbildung 6-16: ZD29, quasistatische Belastung, Axiallast-Stauchung, Abtastrate 1200 Hz

Stauchungskurve zwischen 10% und 50% der Beulverschiebung ermittelt. Die nacheinander folgenden Versuche zeigen im Ergebnis lediglich Unterschiede in der Aufzeichnung des ausschwingenden Verharrens der Nachbeullast. Das gesamte Verhalten inklusive des Verhaltens nach

Stabilitätsabfall läuft in engen Grenzen ab, was durch die in Tabelle 6-6 aufgelisteten Daten verdeutlicht wird. Ein Wechsel in der Nachbeullast, wie bei ZD28 noch zu beobachten, findet hier nicht statt. Eine mögliche Erklärung dafür ist eine genauer spezifizierte Vorgehensweise bei der Erstellung der Ausgleichsschicht von ZD29, wo bereits bei der unteren Schicht eine gleichmäßige Kraftverteilung erreicht wird und die obere Schicht aufgrund einer Störung im Gemisch ein zweites Mal erstellt wird (vgl. A.3). Die Kraftverteilung zeigt zwischen Versuch 3 und 12 ein sehr ähnliches Verhalten (Abbildung 6-17). Die höchste Abweichung der Einzelkräfte zueinander beträgt vor Stabilitätsabfall ca. 3 %. Dies zeigt sich unverändert über diese 10 Versuche (Abbildung A-17 und Abbildung A-18).

Versuchsnummer	Sz, cr	Fz, cr	Fz, Nb	kzy	
	krit.	krit. Axiallast *1	Nachbeullast	Versuchskörper-	
	Axialverschiebung	rschiebung (Beullast)		steifigkeit	
	[mm]	[kN]	[kN]	[kN/mm]	
3	0,7403	21,396	6,52	29,416	
4	0,7410	21,421	6,58	29,396	
5	0,7404	21,425	6,51	29,410	
6	0,7407	21,432	6,56	29,402	
7	0,7410	21,433	6,55	29,403	
8	0,7407	21,437	6,56	29,416	
9	0,7419	21,454	6,53	29,397	
10	0,7417	21,449	6,53	29,400	
11	0,7411	21,447	6,54	29,404	
12	0,7417	21,447	6,53	29,394	
Mittelwert	0,7411	21,434	6,54	29,40	
Standard-abweichung	0,0005	0,016	0,020	0,007	
Varianz	2,805E-07	0,0003	0,0004	0,0001	

Tabelle 6-6: ZD29, Ergebnisse von 10 Versuchen

*1 mit Berücksichtigung oberer Kreisplatte $\Delta s_z = 0,0145 mm, \Delta F_{G,Kp} = 0,472 kN$: Beullast absolut: $F_{z,cr,Kp} = 21,861 kN$



Abbildung 6-17: ZD29, Axiallast-Stauchung, Versuch 3 und 12, Einzelmessung Sektor 1, 2 und 3

Die Dehnungsverläufe zeigen sich für jede Messstelle reproduzierbar in engen Grenzen (Abbildung 6-18). Bis zum Stabilitätsabfall liegt die Dehnungsabweichung zwischen den Versuchen unter $10 \,\mu m/m$. Die zugehörigen Dehnungswerte der Membrandehnung sind in Tabelle A-3 im Anhang aufgelistet. Die Ergebnisse der DIC-Messung geben Aufschlüsse über das Verformungsmuster



Abbildung 6-18: ZD29, Membrandehnung-Stauchung, Versuch 3 bis 12, Positionen Sektor 1, 2 und 3

der Schale. Durch die Beobachtungen an Schale ZD28 wird die Untersuchung an ZD29 intensiviert. Mit der aufgebrachten Axialverschiebung findet ein Abgleich statt, so dass die Verformung zugeordnet werden kann. Die zugehörigen Last-Stauchungs-Kurven und die Wertetabelle sind in Anhang A.4.2.4 zu finden. Die DIC-Kameraaufnahme wird für die Versuche 13 bis 17 im Blickwinkel 300° und für die Versuche 18 bis 22 im Blickwinkel 60° durchgeführt. Ausgewählte Ergebnisse der Radialverformung sind in Abbildung 6-19 und Abbildung 6-20 zu sehen, vollständig im Anhang.

Die Beulverformung vor Stabilitätsabfall zeigt sich in allen Versuchen ähnlich in demselben Betrachtungswinkel (Abbildung A-24, Abbildung A-27 bis Abbildung A-29). Neben der Biegerandstörung durch die Einspannung der Kanten tritt der wendelförmige Beulmode deutlich hervor. Es lassen sich je nach Umfangsposition in z-Richtung 10 oder 11 (m = 10 oder 11) Wellenberge zählen (z.B. Schnitt 6, Abbildung A-24). Die Differenz zu den 12 oder 13 Wellenbergen aus der Eigenwertrechnung entsteht durch die Überdeckung der äußeren beiden Wellenberge durch die Biegerandstörung. Der erste Wellenberg der Biegerandstörung nimmt eine Amplitude zwischen 0,3 mm und 0,37 mm ein. Die Amplitude der radialen Verformung des Beulmodes hingegen beträgt



Abbildung 6-19: ZD29; DIC, Versuch 13 und 17; Betrachtungswinkel 300°, Ausschnitt von 250° bis 340°: a) Beulmode und b) Nachbeulverformung

a)

a)





im Lastbereich vor Stabilitätsabfall bis zu 70 μm , teilweise jedoch nur 15 μm oder weniger und ist dadurch schwer zu erfassen. Die Wellenlänge des Beulmodes liegt bei ca. 40 mm (siehe auch Abbildung A-24). Der Beulmode tritt mit der Verschiebung allmählich auf und wächst stabil. Die ersten Anzeichen sind für eine Axialverschiebung von 0,57 mm, also bei 16,7 kN oder 78 % der Beullast, zu erkennen. Der erste umlaufende Wellenberg der Biegerandstörung ist auf Grund deren höherer Amplitude bereits früher bei ca. 0,28 mm Axialverschiebung (8,3 kN) erkennbar. In beiden gemessenen Ausschnitten zeigen sich im linken Randbereich aus dem Helix-Beulmode und der verstärkten Radialverformung gebildete, ellipsenförmige Beulen. Diese bilden sich übereinander geordnet und getrennt durch die Wellenberge der Helix. Sie sind vertikal schräg ausgerichtet durch die längs verlaufenden, radialen Aufweitungen der Bereiche, welche möglicherweise durch die Geometrieabweichung entstehen. Diese Beulen besitzen eine geringe Tiefe von 0,1 mm und sind noch stabil. Wie in Abbildung A-30 zu sehen, kann die Schalenoberfläche an der Stelle der ersten Beule markiert werden. Wiederholt man die Belastung, tritt die erste Beule zuverlässig an der zuvor markierten Stelle auf (30° Position). Wie sich zeigt, benötigt das Einfallen der instabilen Beule im quasistatischen Fall bis zu 3 ms, um die volle Ausprägung zu erreichen (Abbildung A-29). Die Beulform nach Stabilitätsabfall zeigt sich in allen Versuchen einheitlich, was auch mit der gleichbleibenden Nachbeullast der Versuche 13 bis 22 korreliert (Abbildung A-25, Abbildung A-26).

6.3.1.4 Kurzdiskussion und Zusammenfassung der Ergebnisse der Zylinderschalen ZD28 und ZD29

Die gezeigten Ergebnisse der Wege, Axiallasten und Dehnungen zeigen für beide Zylinderschalen jeweils eine hohe Übereinstimmung. Lediglich für den Anfangsversuch an ZD28 zeigt sich aufgrund einer Störung an der Schnittstelle zwischen Ausgleichsschicht und oberem Lastverteiler eine anfängliche Nichtlinearität im Last-Stauchungs-Verhalten, welche sich jedoch bei steigender Belastung und weiteren Versuchen abbaut. Die Einzelelemente der Versuchsanlage zur Belastung der Kreiszylinderschale in Verbindung mit der seitlichen Führung des oberen Lastverteilers und der Methode zum Erstellen der Ausgleichsschichten führen zu reproduzierbaren Versuchsergebnissen mit Abweichungen von unter 0,3%; bei einer Störung, wie in Versuch 1 an ZD28, unter 1%.

Die DIC-Messungen zeigen für die jeweilige Zylinderschale reproduzierbare Radialverformungen. Die Phänomenologie der Schalenverformung, bestehend aus:

- 1. unterschiedliche radiale Aufweitung der Geometrieabweichung,
- 2. der Biegerandstörung und
- 3. des Beulmodes,

lassen sich erfassen und verfolgen. Begünstigend wirkt hier der gegebene Lagenaufbau der Schale, wodurch die Helix-Form des Beulmodes im Verhältnis zur axialsymmetrischen Biegerandstörung eine leichtere Unterscheidung erlaubt. Wie an ZD29 gezeigt, tritt die erste instabile Beule zuverlässig an derselben Stelle aus dem Beulmode hervor. Die Interaktion der einzelnen Formen kann studiert werden und erlaubt Vergleiche mit späteren Messungen bei Pulslasten. Nach Kenntnis des Verfassers ist dies das erste Mal, dass ein aus einer Eigenwertanalyse berechneter Beulmode so deutlich beobachtet und gemessen werden kann. Bekannt sind von Tennyson [26] und von Lindberg und Florence [50] gezeigte Aufnahmen von Hochgeschwindigkeitsfilmen eines axialsymmetrischen Beulmodes an isotropen Kreiszylinderschalen. Bei quasistatischen Versuchen an anisotropen Kreiszylinderschalen von Meyer-Piening [88] deutet sich ebenfalls bei fotografischer Beobachtung mittels Moiré-Gitter ein axialsymmetrischer Beulmode an.

Als Vergleichsmessung für die folgenden Pulsversuche ist die Reproduzierbarkeit der Belastung als auch die Erfassbarkeit der Phänomene und Messbarkeit der geforderten Größen wie kritische Axialverschiebung, Dehnung und Kraft gegeben. Damit kann gezeigt werden, dass die Eigenschaften für den Anteil der quasistatischen Versuche an der gesamten Versuchsmethode gemäß der Punkte 3, 4 und 6 erfüllt sind.

6.3.2 Schwingungsuntersuchung

6.3.2.1 Versuchsdurchführung

Für die jeweilige Schale wird zur Bestimmung der radialen Schwingungsmoden und der zugehörigen Frequenzen eine experimentelle Schwingungsuntersuchung durchgeführt. Dazu werden ein elektromechanischer Schwingerreger und ein mit ihm gekoppeltes Laserscanningvibrometer verwendet. Der Schwingerreger ist auf einem Stativ montiert und gibt die mechanischen Schwingungen normal zur Schalenoberfläche über eine Koppelstange weiter. Der Befestigungspunkt der Koppelstange liegt bei 180° Umfangsposition und +85 mm in z-Richtung der Schale. Diese vertikal außermittige Befestigung soll neben Schwingungen, deren Halbwellen der Schalenlänge entsprechen, auch solche mit höheren Halbwellenzahlen anregen. In Abbildung 6-21 ist die experimentelle Anordnung für ZD28 ersichtlich. Mit dem Schwingerreger wird ein Pseudorandom-Signal auf die Schale



Abbildung 6-21:

1: Versuchsaufbau der Schwingungsuntersuchung an ZD28

- a) Laserscanningvibrometer (I.) und Schwingungserreger (r.) mit Koppelstange zur Zylinderschale
- b) Messpunkt des Laserscanningvibrometers auf der Oberfläche der Zylinderschale

aufgebracht, welches pro Messpunkt dreimal nacheinander erzeugt wird. Die Geschwindigkeitsantwort der Schale wird erfasst und der Mittelwert der drei Zeitintervalle wird

ausgewertet. Gemessen wird die Oberflächengeschwindigkeit des jeweiligen Messpunktes. Die Werte werden mit der Erregerspannung des Schwingerregers in das Verhältnis gesetzt, um die Auswirkung von Schwankungen der Erregung zu berücksichtigen. Die gemessenen Geschwindigkeitsamplituden stimmen mit den Oberflächengeschwindigkeiten der Schale für die Mitte des Messfeldes überein. Außerhalb der Mitte kommt es durch die Auslenkung des Laserstrahles in den Randbereichen des Messfeldes und die Krümmung der Schalenoberfläche zur Abweichung vom orthogonalen Einfallwinkel. Das Messystem kann dadurch nur Geschwindigkeitskomponenten ermitteln, welche in Laufrichtung des Laserlichtes liegen. Eine nachgeschaltete Berechnung der Schwingungsmoden



Abbildung 6-22: ZD28, Messfeld 77 Punkte; Umfangswinkel 70° (25° bis 95°); Länge in z-Richtung: 330mm (-115 mm bis +115 mm)



Abbildung 6-23: ZD29, Messfeld 19 x 9 (171) Punkte, Umfangswinkel 70° (25° bis 95°); Länge in z-Richtung: 390mm (-195 mm bis +195 mm)

interessiert. Die Messgitter, deren Punkte nacheinander erfasst werden, werden für ZD28 mit 77 Punkten und für ZD29 mit 171 Punkten gewählt (Abbildung 6-22 und Abbildung 6-23). Für ZD28 wird ein Frequenzbereich bis 2 kHz (6400 Linien, 0,3125 Hz Schrittweite) ausgewertet und bei ZD29 ein Frequenzbereich bis 1 kHz (6400 Linien, 0,156 Hz Schrittweite). Die erhöhte Punktanzahl und der verkleinerte Frequenzbereich werden für ZD29 gewählt, da die Ergebnisse von ZD28 eine zu geringe Auflösung der Moden zeigen (siehe Ergebnisse der folgenden Unterkapitel).

Diese Schwingungsuntersuchung wird für unterschiedliche Lasten bis kurz vor die zuvor ermittelte Beullast durchgeführt. Dies dient der Ermittlung des Frequenzverhaltens im vorgespannten Zustand der Schale. Denn bei einer dynamischen Axialbelastung mit einher gehender Schwingungsanregung ist ebenfalls diese Beeinflussung zu erwarten. Begonnen wird ohne Axiallast, bzw. mit Vorlast 0 kN. Dies bedeutet, dass der obere Lastverteiler die obere Kreisplatte berührt, jedoch nur mit wenigen Newton Last, um die Randbedingung des Kontaktes zwischen Kreisplatte und Lastverteiler wie in den weiteren Versuchen zu erhalten. Die Schale selbst wird im Wesentlichen von der Gewichtskraft der oberen Kreisplatte belastet, im Fall von ZD28 mit 0,378 kN und bei ZD29 mit 0,472 kN. Da dieser Betrag klein gegenüber der Beullast ist und der Zustand der Gewichtskraft unverändert über sämtliche experimentelle Versuche besteht, wird er als Last 0 kN bezeichnet. Die weiteren Lasten werden ohne Gewichtskraft der oberen Kreisplatte angegeben.



6.3.2.2 Ergebnisse ZD28

Abbildung 6-24: ZD28, Frequenzspektrum bei unterschiedlichen Axiallasten
Die durch den Stellzylinder axial auf die Zylinderschale aufgebrachte Vorlast führt zu einer Verringerung der Resonanzfrequenzen, wie in den Diagrammen von Abbildung 6-24 ersichtlich ist. Ohne Last zeigt sich der erste Mode bei 203 Hz. Weitere drei Resonanzen folgen bis 250 Hz. Die dritte Resonanz mit 229 Hz ist für 0 kN noch ungenau bestimmt, tritt jedoch ab Axiallast 5 kN deutlich hervor. Verfolgt man deren Verlauf mit steigender Belastung, so verschwindet diese Resonanz ab 15 kN und ist bei 20 kN nicht mehr ermittelbar. Der Mode der vierten Resonanzfrequenz (243 Hz) tritt im Verlauf der erhöhten Last an die Stelle der dritten Resonanzfrequenz, aber schwächt sich mit zunehmender Last ab. Die einzelnen Moden für Last 0 kN sind in Abbildung A-31, Anhang A.4.3.1, dargestellt. Der erste zweireihige Mode zeigt sich für 346 Hz. Die Wellenzahl ist bei Last 0 kN und 20 kN für den ersten Mode ähnlich (Abbildung 6-25). Es zeigt sich jedoch, dass die Schwingungsbäuche dieses langwelligen Modes mit dem verwendeten Gitter sehr grob bezüglich ihrer Form erfasst werden. Eine detailliertere Abfolge des Verlaufs ist im Anhang A.4.3.1, Abbildung A-32, zu sehen.



 $0 kN (\pm 5 N), f_1 = 203 Hz$



20 kN (\pm 35 N), $f_1 = 155 Hz$

Abbildung 6-25: ZD28, erster Mode mit n = 10 und zugehörige Frequenz bei Last 0 kN und kurz vor Stabilitätsverlust



6.3.2.3 Ergebnisse ZD29

Abbildung 6-26: ZD29, Frequenzspektrum bei unterschiedlichen Axiallasten

Die Schwingungsuntersuchung erfolgt für ZD29 mit höherer Messpunktdichte und engerer Abstufung der Axiallasten. Das Frequenzspektrum (Abbildung 6-26) ist für 0 kN Last erwartungsgemäß ähnlich dem Spektrum von ZD28. Zwischen 200 Hz und 250 Hz sind vier signifikante Resonanzen ersichtlich. Die dritte Resonanz verschwindet zwischen 14 kN und 18 kN und auch die vierte Resonanz schwächt sich zwischen 18 kN und 20,5 kN stark ab.

Die erhöhte Messpunktdichte zeigt eine qualitativ bessere Darstellung des Beulmodes als bei der Messung an ZD28 (vgl. Abbildung 6-25 und Abbildung 6-27). Die Ähnlichkeit der Ausprägung bleibt zwischen Vorlast 0 kN und 20,5 kN erhalten. In Anhang A.4.3.2 ist es in Abbildung A-33 für alle Axiallasten nachzuverfolgen.



 $0,08 \ kN \ (\pm 5 \ N), f_1 = 204 \ Hz$



20, 5 kN (\pm 10 N), $f_1 = 154 Hz$



6.3.2.4 Kurzdiskussion Schwingungsergebnisse

Aus den Messungen an beiden Schalen ergibt sich, dass die Positionen der Resonanzen im Frequenzspektrum und deren zugehörige Moden sich ähneln. Die Positionen der Resonanzen und deren Abfolge über steigende Axiallasten zeigen sich an beiden Schalen übereinstimmend. Dies wird deutlich bei Vergleich der Lasten von 0 kN, 10 kN und 20 kN (ZD28) zu 20.5 kN (ZD29).

Die Unschärfe des ersten Modes bei 203 Hz für ZD28 kann mit der geringen Gitterauflösung zusammenhängen. Gemäß den Darlegungen von Kap. 5.4.1.1 zur Abtastrate wäre zur ausreichenden Bestimmung der Amplitude des Modes eine 20-fache Abtastrate der Wellenlänge in Umfangsrichtung erforderlich. Dies bedeutet bei den ermittelten 10 Wellen in Umfangsrichtung eine Wellenlänge von 157 mm und somit einen notwendigen Gitterpunktabstand von 7,9 mm. Bei ZD28 liegt er jedoch im Mittel bei 38 mm. Der Abstand für ZD29 liegt bei 16,1 mm. Ein weiterer Grund besteht in dem Aufrechterhalten der Axiallast indirekt über die axiale Wegverschiebung. Diese führt über den Messzeitraum zu geringen Abweichungen der Last im Bereich von 0,25 bis 1,6 %, was sich wiederum in einer Unschärfe der Resonanzspitzen auswirkt. Besonders trifft dies für das Halten von niedrigen Lasten zu.

Im Experiment zeigt der Vergleich der Schwingungsmoden mit dem zuvor ermittelten Beulmode keine Ähnlichkeit und bestätigt die Ergebnisse der numerischen Berechnungen in Kap. 6.2. Eine gegenseitige Beeinflussung ist wenig wahrscheinlich. Die Anzahl der ermittelten Schwingungsbäuche für den ersten Mode weicht von der numerischen Simulation ab. Dies kann jedoch an der ungenauen Bestimmung im Experiment liegen, da der erfasste Ausschnitt der Schalenoberfläche von 70° eine Abweichung in der Wellenanzahl n um ± 1 zulässt. Die ermittelten Frequenzen für den ersten Mode liegen mit 2,9 % Abweichung für ZD28 und -1,45 % für ZD29 im Bereich der numerischen Berechnung.

Es zeigt sich, dass die Schwingungsmoden von dem Beulmode bereits aufgrund ihrer Geometrie klar abgegrenzt werden können, wie in Punkt 5 der Eigenschaften der Versuchsmethode angenommen. Die Abgrenzung im zeitlichen Verhalten kann erst in den Ergebnissen der Pulsversuche beurteilt werden.

6.3.3 Pulsversuche mit Zylinder 28 und 29

6.3.3.1 Vorbemerkungen und Versuchsübersicht

Es werden in diesem Unterkapitel die experimentellen Versuche an den Kreiszylinderschalen unter Pulslasten vorgestellt, um die Eignung der Versuchsanlage für Pulslastuntersuchungen praktisch zu überprüfen. Dazu befindet sich die Versuchsanlage in der Konfiguration mit Fallwerk, welche unter Beibehalten des jeweils installierten Zylinders umgerüstet wird.

In der Versuchsreihe mit ZD28 wird die Auswirkung der Variation von Fallhöhe und Masse des Fallkörpers auf die Pulsform und das Auslösen der Instabilität der Kreiszylinderschale experimentell untersucht. Hierbei werden allein die Anschläge des oberen Lastverteilers zur Begrenzung der Axialbewegung verwendet. Der eingestellte Abstand zwischen dem Anschlag des oberen Lastverteilers und den Festanschlägen der Säulen ist mit ca. 2 mm größer eingestellt als die kritische Verschiebung

Versuchs-	Masse Fallkörper	Fallhöhe	Energie Fallkörper	Impuls Fallkörper
nummer	m_{Fk}	\hat{S}_{Fk}	E_{Fk}	p_{Fk}
ZD28	in kg	in <i>mm</i>	in Nm	in <i>Ns</i>
55	116	100	114	162
56	116	50	57	115
57	116	10	11	51
58	116	30	34	89
59	116	20	23	73
60	116	15	17	63
61	116	12	14	56
62	116	300	341	281
63	116	400	455	325
64	116	500	569	363
65	116	500	569	363
66	201	133	262	325
67	201	100	197	282
68	201	67	132	230
69	201	167	329	364
70	301	59	174	324
71	301	46	136	286
72	301	30	89	231
73	301	89	263	398
74	301	200	591	596

Tabelle 6-7: ZD28, Übersicht der Pulsversuche mit Variation der Fallmasse und Fallhöhe

der Kreiszylinderschale von 0,74 mm unter statischer Last. Je eine 5 mm dicke Nitrilkautschuk-(NBR) Platte im Auflagebereich der Festanschläge reduziert in dieser Versuchsreihe die Kontaktkräfte. Damit soll im ersten Schritt lediglich die Kreiszylinderschale vor zu großen Verformungen, erzeugt durch den Lastverteiler, geschützt werden. Tabelle 6-7 gibt eine Übersicht über die unterschiedlichen Versuchsparameter der Versuche unter Verwendung von DIC-Messungen. Die darin aufgeführten Versuche werden zur vergleichenden Auswertung zwischen Verschiebungen und Verformungen berücksichtigt. Die Versuchsnummern gelten in Verbindung mit der Kreiszylinderschale ZD28.

In den Versuchen der Zylinderschale ZD29 wird aufbauend auf den Ergebnissen von ZD28 der Einfluss unterschiedlicher Anschlagabstände auf die Pulsform der Verschiebung der Kreiszylinderschale untersucht. Die obere Kreisplatte ist mit den Anschlägen zur Verschiebungsbegrenzung gegen Festanschläge der Säulen ausgestattet. Das Einstellen erfolgt über die Kombination unterschiedlicher Abstimmbleche mit der kleinsten Stufe von 0,05 mm. Die Abstände der Anschläge werden mit einer Fühlerlehre mit ebenfalls 0,05 mm Abstufung überprüft. Mit diesem Betrag ist gleichzeitig die Abweichung der Anschlagabstände untereinander festgelegt. Die Fallhöhe des Fallkörpers wird variiert, um den Gradienten der Axialverschiebung über der Zeit zu verändern. Die Anschläge sorgen daraufhin mit ihrem festgelegten Abstand für die Amplitude und indirekt über den Verschiebungsgradienten für die Beeinflussung der Pulsdauer. Bei ZD29 befinden sich zwischen der oberen Kreisplatte und dem unteren Lastverteiler Wegaufnehmer zur separaten Bestimmung der Axialverschiebung und der Auswirkung der Anschläge auf den Verschiebungs-Zeit-Verlauf. Tabelle 6-8 gibt eine Übersicht über die Versuchsparameter der Versuche mit Messung durch DIC. Die aufgeführten Versuchsnummern gelten in Verbindung mit der Kreiszylinderschale ZD29. In den

Versuchs-	Masse Fk.	Fallhöhe	Anschlag Lv.	Anschlag Kp.	Energie Fk.	Impuls Fk.
nummer	m_{Fk}	\hat{S}_{Fk}	S _{Lvo,soll}	S _{Kp,soll}	E_{Fk}	p_{Fk}
ZD29	in <i>kg</i>	in <i>mm</i>	in <i>mm</i>	in <i>mm</i>	in Nm	in <i>Ns</i>
68	201	200	0,2	0,5	394	398
69	201	200	0,2	0,7	394	398
70	201	50	0,2	0,7	99	199
71	201	300	0,2	0,7	592	488
72	201	400	0,2	0,7	789	563
73	201	500	0,2	0,7	986	630
74	201	550	0,2	0,7	1084	660
75	201	200	0,25	0,6	394	398
76	201	100	0,25	0,6	197	282
77	201	300	0,25	0,6	592	488
78	201	400	0,25	0,6	789	563
79	201	100	0,25	0,5	197	282
80	201	300	0,25	0,5	592	488
83	201	200	0,25	0,5	394	398
84	201	200	0,25	0,5	394	398
85	201	200	0,25	0,3	394	398
86	201	100	0,25	0,3	197	282
87	201	300	0,25	0,3	592	488
88	201	400	0,25	0,3	789	563
89	201	500	0,15	0,3	986	630
90	201	700	0,15	0,3	1380	745

Tabelle 6-8: ZD29, Übersicht der Pulsversuche mit Variation der Anschlagabstände und Fallhöhen

nachfolgenden Darstellungen sind die Größen von Kraft, Weg und Dehnung in der Ergebnisdarstellung für den Druckbereich mit positivem Vorzeichen und im 1. Quadranten der Koordinatensysteme dargestellt. Alle Größe im Zugbereich besitzen ein negatives Vorzeichen.

Für die Versuche an beiden Kreiszylinderschalen ist zu beachten, dass aufgrund des Prinzips der Lastübertragung und der vertikalen Anordnung der obere Lastverteiler mit seiner Gewichtskraft auf der oberen Kreisplatte ruht. Damit bringt er bei den Pulsversuchen eine axiale Vorlast auf. Für ZD28 werden dafür die Werte von Vorlast, Vorstauchung und Vordehnung experimentell ermittelt. Tabelle 6-9 enthält das Ergebnis. Die Vorlast von $3,62 \ kN$ bestätigt die aus den Konstruktionsdaten ermittelte Masse von $369 \ kg$. Dies entspricht $16,8 \ \%$ der kritischen Last von ZD28 und $16,6 \ \%$ der kritischen Last von ZD29 aus dem quasistatischen Versuch.

Tabelle 6-9:ZD28, Ergebnisse aus Vorversuch zur Ermittlung der Vorstauchung der Kreiszylinderschale durch
die Gewichtskraft Lastverteiler oben

Gewichtskraft Lastverteiler F _{G,Lvo} in kN	Vorstauchung S _{z,Kp} in mm	Dehnung DMS10 $arepsilon_{z,10}$ in $\mu m/m$	Dehnung DMS11 $arepsilon_{z,11}$ in $\mu m/m$	Dehnung DMS12 $arepsilon_{z,12}$ in $\mu m/m$
3,62	0,093	207	228	206

Die in Kapitel 3 aufgestellten einzelnen Punkte der Forschungshypothese werden anhand der experimentellen Ergebnisse dieses Unterkapitels praktisch überprüft:

Die Pulsversuche an ZD28 tragen experimentell zum Nachweis des 1. Punktes der Forschungshypothese bei. Die Versuche an ZD29 dienen dem experimentellen Nachweis von Punkt 2. In Verbindung mit Kap. 6.3.1 wird Punkt 3, 4 und 6 experimentell nachgewiesen. Im Vergleich mit den Ergebnissen von Kapitel 6.3.2 wird das Erfüllen von Punkt 5 ermittelt.

6.3.3.2 Ergebnisse ZD28, Einfluss der Änderung von Masse und Fallhöhe des Fallkörpers auf die Pulsamplitude und Pulsdauer

Es werden zunächst die Verläufe der Verschiebung über der Zeit für die Versuche 55 bis 74 in Abbildung 6-28 und Abbildung 6-29 dargestellt und diskutiert. Zu sehen sind die Werte, welche für den Lastverteiler als auch die Kreisplatte aus der Auswertung der DIC-Daten gewonnen werden. Die Verschiebungsaufzeichnung der induktiven Wegaufnehmer sind dafür wenig geeignet, da die erhaltenen Amplituden für den ersten Puls einer jeden Belastung unzuverlässige, schwingende Werte liefern (Erläuterung siehe Anhang A.4.5.3) und daher nicht genutzt werden. Für die fallende Masse von 116 kg zeigt sich die Zunahme der Verschiebungsamplitude und der Pulsbreite mit steigender Fallhöhe der Fallmasse. Die Verschiebungswerte stimmen zunächst für Lastverteiler und Kreisplatte überein. Ab einer Fallhöhe von 100 mm beginnt die Kreisplatte an der Höchstamplitude des Pulses sich von der Bewegung des Lastverteilers zu entkoppeln. Dies führt bis zu einer Fallhöhe von 500 mm dazu, dass die Pulsverschiebung der oberen Kreisplatte mit ca. 7 mm die der Lasteinleitung von ca. 2,6 mm deutlich übersteigt. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass der Lastverteiler ab einer Verschiebung von 2 mm von den gegenüberliegenden Festanschlägen in der Vertikalbewegung

verzögert und gestoppt wird. Durch die im Abstimmblechpaket befindliche NBR-Platte ist ein zusätzlicher Weg bis zur Richtungsumkehr möglich. Die Kreisplatte, welche die Zylinderschale ZD28 belastet, wird jedoch nur von der Widerstandskraft der Schale in der Bewegung verzögert, bis ihre Energie vollständig in die Stauchung der Schale übergegangen ist. Danach erfolgt die Aufwärtsbewegung durch das elastische Entspannen der Zylinderschale, auch wenn diese die Stabilitätsgrenze überschritten hat. Es zeigt sich, dass bei freier Axialverschiebung der Kreisplatte hohe Stauchungen der Schale eintreten, welche zu Schäden führen können. In nachgelagerten quasistatischen Versuchen zeigt sich, dass die Kreiszylinderschale ZD28 eine geringere Beullast von 15,7 kN im Vergleich zu den quasistatischen Versuchen vor den Pulslastuntersuchungen erreicht.

Daher sind die Ergebnisse der Schale ZD28 bezüglich einer möglichen Stabilitätsreduktion unter Pulslasten nicht zu bewerten.



Abbildung 6-28: ZD28, Fallmasse 116 kg, Pulsverschiebung für unterschiedliche Fallhöhen, Unterkante Lastverteiler und Kreisplatte, aus DIC, 300° Beobachtungsposition, Abtastrate 1 kHz

In dem Diagramm für eine Fallmasse von 201 kg der Abbildung 6-29 ist zu erkennen, dass bereits mit einer geringeren Fallhöhe ein Ablösen der Bewegung der Kreisplatte von der Bewegung der Lasteinleitung stattfindet. Für 301 kg findet dies bereits bei 30 mm statt. Grund ist der mit der Masse steigende Impuls des Fallkörpers, welcher sich auf die Bewegung des oberen Lastverteilers und der



Abbildung 6-29: ZD28, Fallmasse 201 kg und 301 kg, Pulsverschiebung für unterschiedliche Fallhöhen, Unterkante Lastverteiler und Kreisplatte, aus DIC, 300° Beobachtungsposition, Abtastrate 1 kHz

Kreisplatte auswirkt. Da bei der Masse von 301 kg die Gewichtskraft in Verbindung mit dem oberen Lastverteiler die Nachbeullast der Zylinderschale von 6,7 ... 6,95 kN überschreitet, verharrt sie bei einer Verschiebung von ca. 2 mm, so dass die Pulsverschiebung nicht vollständig ausgeführt wird. Demnach sind hohe Massen in Verbindung mit einer geringen Kontaktsteifigkeit der Festanschläge des Lastverteilers als nicht sinnvoll im Sinne einer Pulsuntersuchung zu betrachten.

Weiterhin zeigt sich, dass mit den bisher erzielten Pulsdauern für die Kreisplatte die angestrebte Pulsdauer von ca. 2,4 ms nicht erreicht wird. Sie liegt bei 12 ms bis 14 ms für ein fallende Masse von 116 kg. Da die Amplitude mit der Pulsdauer im Rahmen dieser Untersuchung gekoppelt ist, müssen zusätzliche Elemente eingesetzt werden, welche die Amplitude unabhängig von der Pulsdauer gestalten lassen. Die Anschläge der Kreisplatte werden bei Versuchen der Zylinderschale ZD29 beschrieben.

Im Folgenden soll auf die Dehnungsentwicklung der Kreiszylinderschale eingegangen werden und die Erkennbarkeit eines Stabilitätsabfalls. In Abbildung 6-30 ist der Verlauf der Dehnung für den DMS 10 für die Versuche mit 116 kg Fallmasse zu sehen (vgl. Verschiebung Abbildung 6-28). Für Fallhöhe bis 12 mm folgt die Dehnung dem Pulsverlauf der Verschiebung, da die kritische Dehnung nicht überschritten wird. Ab einer Fallhöhe von 15 mm stellt sich im Pulsverlauf nach 7,5 ms ein schlagartiger Dehnungsabfall ein. Da die Verschiebung in Pulsform bis 14 ms weitergeführt wird, ist dies der eintretende Abfall der axialen Steifigkeit. Der Abfall ereignet sich im Pulsverlauf dem zufolge erst nach Überschreiten des Dehnungsmaximums. Unter Berücksichtigung der Vordehnung von ca. $210 \ \mu m/m$ liegt die Dehnung vor Stabilitätsverlust für DMS 10 und 11 bei ca. $1050 \ \mu m/m$, für DMS 12 bei 950 $\mu m/m$. Mit zunehmender Dehnrate steigt die kritische Dehnung an, jedoch wird nach immer kürzerer Zeit ein Dehnungsabfall erreicht. Die Verläufe der Dehnungen von DMS 11 und 12 zeigen ein ähnliches Bild (Abbildung 6-31 und Abbildung 6-32). Das Dehnungssignal ist für DMS 10 und 11 bis zum Stabilitätsabfall linear mit leichten Oberschwingungen versehen. Nur bei DMS 12 zeigt sich vor dem Dehnungsabfall ab 50 mm Fallhöhe ein Dehnungseinbruch vor dem darauffolgenden Dehnungsabfall. Nachdem die Instabilität der Schale eingetreten ist, zeigen alle Dehnungen eine stark schwingende Amplitude mit deutlich höheren Beträgen als bis zum Beginn der Instabilität.



Abbildung 6-30: ZD28, Fallmasse 116 kg, Dehnungsentwicklung über der Zeit für unterschiedliche Fallhöhen, DMS10



Abbildung 6-31: ZD28, Fallmasse 116 kg, Dehnungsentwicklung über der Zeit für unterschiedliche Fallhöhen, DMS11



Abbildung 6-32: ZD28, Fallmasse 116 kg, Dehnungsentwicklung über der Zeit für unterschiedliche Fallhöhen, DMS12

Die Dehnungsverläufe für DMS10, 11 und 12 der weiteren Versuche sind im Anhang dargestellt (A.4.4.1). Die Ergebnisse zeigen, dass sich an Hand der Dehnungsverläufe bereits der Stabilitätsabfall für eine bestimmte Amplitude erkennen lässt. Da jedoch kein zeitlicher Abgleich zwischen den verwendeten Systemen erfolgt, und die an die Messverstärker angeschlossenen Sensoren nicht mit gleicher zeitlicher Übereinstimmung aufzeichnen (siehe A.4.5.4), kann der Dehnungsamplitude eine entsprechenden Verschiebungsamplitude nur unter Annahme gleichen zeitlichen Beginns zugeordnet werden.

Die verwendeten Beschleunigungssensoren zeigen stark vibrations- und rauschbehaftete Signale. Dadurch ist ein Errechnen der Kraft mit der Genauigkeit im Bereich von kN oder kleiner nicht möglich, da die Abweichung je nach oberer Grenzfrequenz eines verwendeten Filters (z.B. Tiefpass, Bessel 9. Grades, mit erzwungener Nullphasigkeit, Grenzfrequenz 10 kHz) zu Änderungen von über 50 m/s² führt. Dies ergibt bei einer Masse von 38,5 kg der Kreisplatte Kraftänderungen von über 1,9 kN. Das bedeutet mindestens 10 % Abweichung im Verhältnis zur statischen Beullast.

Die Ergebnisse der digitalen Bildkorrelation zur Axialverschiebung der Kreisplatte ermöglichen in Verbindung mit der Radialverformung eine genauere Zuordnung, da sowohl die Verschiebungs- als auch die Verformungswerte für einen Zeitpunkt innerhalb einer Bildaufnahme erfasst werden. Abbildung 6-33 zeigt vergleichsweise die Entwicklung von Pulsen mit 3,3 mm Amplitude und 17 ms Periodendauer sowie mit 5,7 mm Amplitude und 25 ms Periodendauer, siehe Abbildung 6-28. Zu

sehen sind die Bildabfolgen der DIC-Messung. Die Bildnummern starten für jeden Versuch mit Messbeginn, nicht mit Beginn der Lastaufbringung. Die Pulse der beiden Versuche führen auf Grund der hohen Amplitude zum instabilen Beulen. Im Vergleich von Bild 33 zu Bild 13 ist ein gleichartiges Beulmuster trotz leichter Unterschiede im Verschiebungsgradienten zu erkennen. Durch die verhältnismäßig geringe Abtastrate ist zunächst nur bei ausgewählten Versuchen ein Vergleich des Beulmodes möglich, wo die erfassten Verformungen zufällig nah beieinander liegen. Eine Schwingungsform ist in diesem Stadium nicht zu erkennen. In Bild 13 des Versuchs 63 ist jedoch im linken Bereich ansatzweise ein Rest des Helixbeulmodes zu erkennen, aus dem die lokalen Beulen entstehen.

Im Folgenden wird auf die Abbildung 6-34 eingegangen, wo das Entstehen einer lokalen Instabilität zu sehen ist. Der Versuch erfolgt mit 0,62 mm Pulsamplitude und 13,5 ms Periodendauer der Kreisplattenverschiebung (vgl. Abbildung 6-28). Mit Vorstauchung bedeutet dies eine Verschiebung bis 0,713 mm. Zu sehen ist bereits bei der Auflösung von 1 kHz das Hervortreten von lokalen stabilen Beulen in ähnlicher Anordnung wie bei den quasistatischen Versuchen. Dies geschieht erst an der Stelle, an der der maximale Betrag der Axialverschiebung erreicht wird. Bei sich verringernder Axialverschiebung (Bild 33) vergrößern und vertiefen sich die Beulen. Ihre Anzahl verringert sich (Bild 34). Dies geschieht obwohl global bereits eine Entlastung stattfindet. Die im





 ZD28; Vergleich Radialverschiebung Pulsversuch; Fallmasse 116 kg; DIC mit 1 kHz; Ausschnitt von 245° bis 335°
 oben: Versuch 62; Pulsamplitude 3,3 mm; Periodendauer 16 ms

unten: Versuch 63; Pulsamplitude 5,7 mm; Periodendauer 16 ms





Verformungsgeschehen entstehende lokale Instabilität setzt sich in verstärktem Beulwachstum fort, wenn sie einmal in Gang gesetzt wird, und wird zunächst nicht durch eine Entlastung in diesem Wachstum gehemmt. Erst mit vollständiger Rücknahme der axialen Pulsverschiebung verschwindet die Form der vertieften Beulen.

Ein Vergleich der Verformungsmuster aus zwei Versuchen zeigt, dass die Beulformen zeitlich nicht eng genug aufgezeichnet werden (Abbildung 6-35). Die Verformung wird in einem jeweils anderen Fortschrittsstadium erfasst. Bild 1 zeigt in diesem Fall den Helixbeulmode, wie er in den quasistatischen Versuchen bereits erfasst ist (vgl. Abbildung 6-14).



Abbildung 6-35: ZD28; Vergleich Radialverschiebung Pulsversuch; Fallhöhe 500 mm; DIC mit 1 kHz; Ausschnitt von 245° bis 335°: a) Versuch 64; b) Versuch 65 Eine erweiterte Auswertung erfolgt für ZD29, da daran bereits im quasistatischen Versuch das Entstehen der Beulform detailliert erfasst ist. Eine Zusammenfassung aller Pulsamplituden und Pulsdauern befindet sich in Tabelle A-5.

6.3.3.3 Ergebnisse ZD29, Begrenzung der Pulsamplitude durch Anschläge

Die experimentellen Versuche zum Ermitteln der Wirkung der Anschläge werden mit einer konstanten Masse des Fallkörpers unter Verwendung abgestufter, unterschiedlicher Fallhöhen und Abstände der Anschläge durchgeführt. Im Diagramm in Abbildung 6-36 ist die Reproduzierbarkeit des Pulses von zwei aufeinanderfolgenden Versuchen 83 und 84 mit identischen Einstellungen dargestellt. Die Verschiebung des Lastverteilers wird an dessen Unterseite zur Schnittstelle der Kreisplatte ermittelt. Es ergibt sich eine Amplitude von 0,81 mm und eine Periodendauer von 3,25 ms. Die leichten Abweichungen der Pulsbewegung liegen innerhalb der Abweichung der Messwerterfassung durch das Bildkorrelationsverfahren. Abbildung 6-37 a) zeigt den zeitlichen Verlauf zweier Versuche mit Variation der Pulsdauer bei gleichbleibender Amplitude für die Verschiebung der Kreisplatte. Darin ist zu erkennen, dass sowohl die Verschiebung der Kreisplatte als auch des Lastverteilers oberhalb der eingestellten Abstände des jeweiligen Anschlags liegen. In Abbildung 6-37 b) ist deshalb für Versuch 86



Abbildung 6-36: ZD29, Wiederholung Pulsverschiebung, aus DIC, 300° Beobachtungsposition, Abtastrate 10/20 kHz: Axialverschiebung Lastverteiler (Unterkante) und Kreisplatte

die aus der DIC-Messung ermittelte Verformung einer der sechs Festanschläge der Kreisplatte dargestellt. Es zeigt sich, dass dadurch die Differenz von 0,62 mm Pulsamplitude zum eingestellten Abstand von 0,3 mm entsteht. Der weitere Anteil ist in der Abstufung der Abstimmbleche als auch der Fühlerlehren mit 0,05 mm zu suchen. Die Festanschläge zur Bewegungsumkehr der Kreisplatten sind mit jeweils vier Schrauben hängend an der Säulenbaugruppe befestigt, was sich ungünstig auf die axiale Steifigkeit auswirkt. Weiterhin kommt es bei der Axialverschiebung des oberen Lastverteilers zu



Abbildung 6-37: ZD29, Pulsverschiebung aus DIC, 300° Beobachtungsposition, Abtastrate 10/20 kHz:
 a) Versuch 70 und 86, gleiche Höchstamplitude Kreisplatte bei unterschiedlichen Periodendauern
 b) Versuch 86, Verschiebungen und Verformung vom Anschlag der Kreisplatte in z-Richtung

einem höheren Betrag als dem vorgegebenen Wert im Bereich von 0,33 mm bei Versuch 70 und 0,24 mm bei Versuch 86. Da der Lastverteiler über eine deutlich höhere Masse von 369 kg im Vergleich zu den ca. 40 kg der Kreisplatte verfügt, besitzt er einen höheren Impuls und eine höhere kinetische Energie bei gleicher Geschwindigkeit. Dies führt zu ebenfalls weitaus höheren Kontaktkräften der Anschläge. Die hohen Kontaktkräfte bewirken elastische Verformungen aller im Kraftfluss liegenden Teile (Führungsarme des oberen Lastverteilers, die Festanschläge, die Säulen bis zur Grundplatte). Dies führt zu der Verschiebungsabweichung der Unterseite des Lastverteilers im Vergleich zur Vorgabe durch die Abstände der festen Anschläge. Die Abweichung der Amplitude ist bei Versuch 86 zu Versuch 70 höher, da sowohl der aufgebrachte Impuls als auch die Energie höher ausfallen.



Abbildung 6-38: ZD29; Fallmasse 201 kg; Pulsverschiebung für unterschiedliche Anschlagabstände; Lastverteiler und Kreisplatte; aus DIC; 300° Beobachtungsposition; Abtastrate 10 oder 20 kHz Fallhöhe 200 mm

Behält man die Einstellungen am Fallwerk gleich, so ist durch Veränderung der Abstände zu den Anschlägen eine Änderung der Pulsamplitude möglich (Abbildung 6-38). Es zeigt sich, dass bei verringerten Abständen zwischen der Kreisplatte und ihren Anschlägen die Pulsamplitude reduziert wird und die Pulsform ähnlich einer halben Sinusschwingperiode entsteht (Versuch 85). Durch den geringeren Abstand ist jedoch die Periodendauer mit kleiner werdendem Abstand ebenfalls reduziert. Aufgrund der erwähnten Nachgiebigkeit der Anschläge erfolgt auch die Reduktion der Periodendauer nicht in dem vollen Maß wie gewünscht. Die kleinste Periodendauer liegt im Bereich von ca. 3 *ms* und damit noch 25 % oberhalb der angestrebten 2,4 *ms* für die Schale ZD29.

Da durch die Variation der Abstände zu den Anschlägen die Amplitude allein nicht beeinflusst werden kann, müssen unterschiedliche Einstellparameter gleichzeitig für einen Versuch geändert werden. Dabei ist die Verformung der Anschläge zu berücksichtigen. Die Kombination aus steigender Auslösehöhe der Fallmasse mit einer Verringerung der Anschlagabstände führt zu steigender Pulsamplitude bei gleicher Periodendauer (Abbildung 6-39 a)). Darin variiert die Amplitude zwischen





0,74 mm bis 0,93 mm bei einer Periodendauer von 3 ms. Für die weiteren Einstellungen finden sich die Diagramme zum Verlauf der Pulsformen im Anhang A.4.4.2. Bei der Darstellung ist zu beachten, dass alle Verschiebungsangaben von ein- und derselben Umfangsposition stammen, an der Messstelle des Bildkorrelationssystems. Dadurch und durch das fehlerhafte Verhalten der induktiven Wegaufnehmer kann bezüglich der Verteilung der Verschiebung unter dynamischer, axialer Pulsverschiebung keine zuverlässige Aussage getroffen werden. Ein beispielhafter Vergleich der einzelnen Wegaufnehmer für die Verschiebungswerte des oberen Lastverteilers befindet sich im Anhang in Abbildung A-46. Eine Zusammenfassung befindet sich für alle Pulsamplituden und Pulsdauern im Anhang, Tabelle A-6.

Im Folgenden wird auf die Dehnungen und deren Verlauf eingegangen. Verwendet werden dabei Positionen, welche ebenso im quasistatischen Versuch aufgezeichnet werden. Während der Pulslastversuche verlieren einige DMS-Anbindungen ihre elektrische Verbindung, so dass die Positionen 3_1_1, 3_1_3 und 3_3_1 nicht dargestellt werden. Der Vergleich der Dehnungen bei gleicher Pulsamplitude zeigt, dass für Versuch 86 etwas höhere Druckdehnungen auftreten als für



Abbildung 6-40: ZD29, Membran- und Biegedehnung für Versuch 70 und 86, gleiche Amplitude bei unterschiedlichen Periodendauern: a) DMS 3_2_1; b) DMS 3_2_3; c) DMS 3_3_3; d) DMS 2_1_2

Versuch 70 (Abbildung 6-40, vgl. Abbildung 6-37). Für Position 3_3_3 und 2_1_2 zeigt sich bei Versuch 86 das Einsetzen von Biegedehnungen im Zeitbereich des Pulsmaximums mit nachfolgenden leichten Schwingungen. Dies deutet mit 100 bis 200 $\mu m/m$ auf eine einsetzende Biegeverformung der Schale hin. Im quasistatischen Versuch liegt die Biegedehnung an diesen vier DMS-Positionen zwischen 10 bis 50 $\mu m/m$ bis zum Zeitpunkt des Beulens. Die Membrandehnungen liegen jedoch leicht unterhalb derjenigen aus den quasistatischen Versuchen. Deutlicher ausgeprägt ist dies beim Vergleich der Druck- und Biegedehnungen für die Versuche mit einer Fallhöhe von 200 mm (Abbildung 6-41, vgl. Abbildung 6-38). Hier zeigt sich an Position 3_2_3 und 3_3_3 ein deutliches Einsetzen der Biegedehnunge nim Bereich von 200 $\mu m/m$ bis einigen tausend $\mu m/m$ ab dem Scheitelpunkt ein. Nach Verschwinden des Membrandehnungspulses reduziert sich auch die Biegedehnung zu Schwingungen mit deutlich geringerer Amplitude.

Durch die Dehnungssignale ist somit bereits deutlich ein Einsetzen des Beulens lokal zu erkennen, wie in der Forschungshypothese Punkt 4 aufgestellt, auch wenn eine zeitliche Zuordnung zu einer Verschiebung in dem Fall auf Grund der messtechnischen Ausführung nicht möglich ist. In den Dehnungsmessungen lässt sich weiterhin an einer bestimmten Umfangsposition eine verzögerte Antwort von 80 bis 100 μs über den Abstand von 440 mm erfassen. Dies ist der Laufzeit der axialen



Abbildung 6-41: ZD29, Fallmasse 201 kg, Druck- und Biegedehnung für Fallhöhe 200 mm und unterschiedliche Anschlagabstände a) DMS 3_2_1; b) DMS 3_2_3; c) DMS 3_3_3; d) DMS 2_1_2

Spannungswelle aufgrund der Schallgeschwindigkeit zuzuordnen. (Die Latenzprobleme wirken sich in diesem Fall nicht aus, da ein Sensortyp an ein- und demselben Messverstärker verwendet wird.) Auf Basis der Versuche mit der Schale ZD28 lässt sich das Entstehen der Beulform mittels der digitalen Bildkorrelation für die Pulsversuche detailliert beobachten. Dazu wird ein geändertes System mit erhöhter Bildrate von 10 kHz oder 20 kHz verwendet. Der erfasste Umfangsbereich beträgt jeweils 10° bis 75° sowie 20° bis 40° . Die Beobachtungsposition ist dieselbe, wie bei den quasistatischen Versuchen, wo die erste lokale Beule aus dem Beulmode erfasst wird. Zunächst wird für die Versuche mit ähnlicher Pulsamplitude, aber unterschiedlicher Periodendauer, das Verformungsmuster betrachtet (Abbildung 6-42). Die Gesamtamplitude des Pulses beträgt mit Vorstauchung 0,72 mm für Versuch 70 und 0,74 mm für Versuch 86. Es ist zu erkennen, dass sich der stabile Beulmode, wie er in den quasistatischen Versuchen auftritt, auch hier erscheint. Dazwischen entwickeln sich elliptische Beulen in gestaffelter Anordnung; auch dort, wo im quasistatischen Versuch die erste Beule hervortritt, aber nicht so dominant. In Versuch 70 ist die Pulsamplitude für eine tiefere Ausprägung der Beulen nicht ausreichend hoch. Jedoch in Versuch 86 zeigen sich etwas verstärkt stabile, elliptische Beulen im unteren und oberen Bereich. Die erweiterte Darstellung der Verformungsentwicklung ist im Anhang A.4.4.2 zu ersehen. Es zeigt sich, dass diese Beulform leicht verändert, aber stabil bis in den Entlastungsbereich hinein existiert und dann in leichte Biegeschwingungen der Schale übergeht. Deutlicher zu erkennen ist dies bei den Versuchen 76 und 78 (Abbildung 6-43), wo in beiden Fällen der



Abbildung 6-42:ZD29; DIC mit 10/20 kHz; Versuche ähnlicher Pulsamplitude:
Vergleich der hervortretenden stabilen Beulform bei maximaler Amplitude; Beobachtungsposition:
Versuch 70: 10° bis 75°; Versuch 86: 20° bis 40°

Beulmode über lokale Beulen, welche sich vergrößern und vertiefen, in instabile Beulen übergeht (für Versuch 76, Abfolge siehe Anhang Abbildung A-51). Im Vergleich zeigt sich, dass für den Versuch 76 (Pulsamplitude: 0,93 mm; Periodendauer: 3,75 ms) die sich vertiefenden Beulen sowohl im unteren als auch im oberen Bereich der Schale hervortreten. Für Versuch 78 (Pulsamplitude: 1,17 mm;



Abbildung 6-43: ZD29; Vergleich des Beulphänomens für unterschiedliche Pulsamplituden; DIC mit 10 kHz; Ausschnitt von 10° bis 80°:

Versuch 76: Auftreten der instabilen Beulen verstärkt im oberen Bereich Versuch 78: Auftreten der instabilen Beulen im unteren Bereich Periodendauer: 3,46 *ms*) findet dies nur im unteren Randbereich statt. Somit existiert ein Übergangsbereich, in dem sich der Ort der instabil hervortretenden Beulen ändert. Wie sich in weiteren Versuchen mit höheren Pulsamplituden zeigt, verbleibt der Entstehungsbereich der ersten und später instabil werdenden Beulen im unteren Randbereich der Schale. Möglicherweise hängt dies mit geänderten Membrandehnungs- oder Biegedehnungszuständen zusammen. Das Hervortreten der ersten instabilen Beule im unteren Mittenbereich, wie im quasistatischen Fall, kann in keinem der Versuche beobachtet werden. In den Versuchen 85, 86, 87 zeigt sich deutlich, dass die Beulentstehung am unteren Rand beginnt. Es ist anzunehmen, dass der Einfluss der Biegerandstörung in Verbindung mit dem Helix-förmigen Beulmode zu einer bevorzugten Beulentstehung im Randbereich führt. Denn die Biegerandstörung tritt zuerst hervor, bevor der Beulmode erkennbar ist, und wird somit immer zuerst erzwungen. Radialverformungen ähnlich denen der Biegeschwingungen lassen sich erst nach der Rücknahme des Pulses erkennen. Die Biegerandstörung und der Beulmode zeichnen sich wie im quasistatischen Versuch deutlich ab und werden nicht erkennbar von Schwingungseigenformen überlagert.

Es lässt sich weiterhin beobachten, dass die Entwicklung der instabilen, immer größer werdenden Beulen Zeit in Anspruch nimmt, welche fast bis zum Entlasten hinreicht. Bei Versuch 76 entsteht die tiefste Ausprägung einer Beule im Entlastungspfad der axialen Pulsverschiebung bei 3,3 *ms* und einer Stauchung von insgesamt 0,35 *mm*. Dies sind 1,6 *ms* nach Entstehen der ersten lokalen stabilen Beulen aus dem Helixbeulmode. Das bedeutet, dass im untersuchten Zeitbereich der Pulsdauer das Ausbilden instabiler Beulen fast den halben Zeitraum des Pulses beanspruchen kann. Bei einigen Versuchen, z.B. Versuch 90, existieren einige instabilen Beulen sogar noch, wenn sich die Schale durch das Rückspringen der Kreisplatte global im Zugbereich befindet (Beultiefe 4 *mm*, ca. 2,5 *ms* nach Initiierung). Das bedeutet, die Trägheit der Schale bei der radialen Verformung aufgrund von Instabilität lässt diese bei kürzeren Pulsdauern zu langsam kollabieren, als dass ein Abfall im Bereich des Maximums des aufgebrachten Verschiebungspulses eintritt. Daher ist davon auszugehen, dass bei noch kleineren Pulsen die Pulsdauer kürzer ist, als die Dauer des radialen Einfallens einer instabilen Beule.

Aus den gesamten Beobachtungen der statischen und dynamischen Belastung kann eine wesentliche Erkenntnis für das Beulphänomen dieser unversteiften Kreiszylinderschalen formuliert werden:

Stabile Beulen verändern sich in Tiefe und Durchmesser nur geringfügig, und verbleiben in ihrer Entstehungsposition in der Struktur des Beulmodes. Sie vereinigen sich nicht mit Nachbarbeulen und gehen bei Entlastung reversibel in den Ursprungszustand zurück.

6.3.3.4 Kurzdiskussion der Pulslastergebnisse

Die Ergebnisse zeigen, dass die Eigenschaften der Versuchsanlage geeignet sind, Pulslastuntersuchungen an unversteiften, dünnwandigen Kreiszylinderschalen durchzuführen. Sowohl Amplitude als auch Pulsdauer lassen sich über eine Variation aus Masse des Fallkörpers, Fallhöhe und Abstand der Anschläge variieren. Dies entspricht den geforderten Eigenschaften an eine Versuchstechnik aus der Forschungshypothese in Punkt 1 und 2. Problematisch ist in der vorgestellten Ausführung vorrangig die nicht ausreichende Steifigkeit der Festanschläge der Kreisplatte, welche eine zu große Verformung erlauben und die Axialverschiebung nicht in ausreichendem Maß begrenzen.

Dadurch wird indirekt verhindert, die angestrebte Pulsdauer der halben Periodendauer der ersten Biegeschwingung zu erreichen. Auch hat dies Auswirkung auf die Pulsamplitude. Mit mehr als der doppelten erreichten Amplitude als der eingestellten sind die Abweichungen recht hoch, können jedoch über verringerte Abstände teilweise ausgeglichen werden. Unter gleichen Einstellungen lassen sich reproduzierbar gleiche Pulsverschiebungen und Radialverformungen der Schale erreichen (ZD29, Versuch 83, 84). Im Vergleich zum quasistatischen Versuch ergeben sich bei gleicher Axialverschiebung im Pulsversuch gleichartige Verformungen der Kreiszylinderschale (ZD29, Versuch 70). Das unter Punkt 3 der Forschungshypothese geforderte Aufrechterhalten der Randbedingung kann realisiert werden. Lediglich geringe Unterschiede in den Abständen zu den Festanschlägen (bis zu 0,05 mm) können über den Umfang für leicht verzögertes Anschlagen der Kreisplatte an den unterschiedlichen Anschlagpunkten sorgen. Damit ist eine Ungleichmäßigkeit in der Rückprallbewegung möglich. Durch die Vorlast aufgrund der Gewichtskraft des oberen Lastverteilers wird die Anfangsbedingung zum quasistatischen Versuch geändert. Über die Dehnungsmesswerte und deren Abfall, sowie die Biegedehnungen an lokalen Stellen der Kreiszylinderschale lässt sich das instabile Beulereignis nachweisen. Damit ist ein Vergleich mit den Werten aus der quasistatischen Belastung möglich, wie in der Eigenschaft nach Punkt 4 der Forschungshypothese gefordert. Der Einsatz des digitalen Bildkorrelationsverfahrens (DIC) zeigt sich als besonders wertvoll, da damit die axialen Verschiebungen der lasteinleitenden Teile und die Radialverformung der Kreiszylinderschale in einem Sensor zu einem Zeitpunkt aufgezeichnet werden können. Die Nachteile des zeitlichen Abgleichs unterschiedlicher Kanäle entfällt. Eine mechanische Beeinflussung der Verschiebungsmessung durch schwingende Halterungen der Wegaufnehmer wird ebenfalls vermieden.

Der Beginn von wesentlichen Phänomenen wie Biegerandstörung, stabiler Helixbeulmode, sich daraus entwickelnde Beulen und das Umschlagen in sich vergrößernde, instabile Beulen lässt sich mit DIC ausreichend zeitlich als auch räumlich auflösen. Damit ist eine Zuordnung des Beulereignisses zu einer Verschiebung möglich. Der Schluss auf eine äquivalente Beullast ist indirekt über entsprechende Dehnungen und Verschiebungen des quasistatischen Versuches möglich. Eine direkte Lastermittlung ist weder durch die Kraftmessdosen, noch durch die an der Kreisplatte befindlichen Beschleunigungsaufnehmer möglich. Ein Auftreten instabiler Beulen kann bei einer geringeren Verschiebung als im quasistatischen Fall im Rahmen dieser Versuche für ZD29 nicht beobachtet werden.

Es ist zum Schluss zu berücksichtigen, dass die untersuchten Schalen einen deutlichen Unterschied zwischen Beulform als Helix und Biegeschwingungseigenform aufweisen. Dadurch wird eine gegenseitige Beeinflussung erschwert. Im Bereich von Untersuchungen zur zerstörungsfreien Beullastermittlung durch die Vibration-Correlation-Technique (VCT) mit den verwendeten Schalen ZD28 und ZD29 zeigt sich jedoch, dass sie für diese gekoppelte Analyse aus Biegeschwingungsmoden und Axiallast trotz Modeunterschieden geeignet sind [114].

Aus den Verformungsmessungen können die Phänomene der Radialverschiebung beobachtet und gemessen werden. Es zeigt sich eine klare Abgrenzung der Radialverformung vor Instabilität zu den Schwingungsverformungen nach Instabilität und Entlastung. Daher kann geschlossen werden, dass die unter Punkt 5 notwendige Eigenschaft der Forschungshypothese bezüglich Trennung von Beulform und Schwingungsform in Verbindung mit Kapitel 6.3.2 nachgewiesen ist. Der Punkt 6 zum Ermitteln des Zeitpunktes und Entstehungsortes der Instabilität ist praktisch für den dynamischen Pulslastfall durch das Beschreiben der Radialverformung nachgewiesen.

6.3.4 Nachprüfen der Tragfähigkeit der Kreiszylinderschalen unter quasistatischer Belastung

Im Nachgang der Pulslastversuche werden die Tragfähigkeiten der Kreiszylinderschalen unter quasistatischer Belastung überprüft. Damit wird ermittelt, ob es während der Pulslastversuche zu Schäden durch zu großen Verformungen kommt. Dazu wird die Versuchsanlage unter Beibehalten der jeweiligen Kreiszylinderschale in die statische Konfiguration gebracht. Eine Veränderung lässt sich bereits während der Pulslastversuche unter gleichen Versuchseinstellungen durchführen, indem die Dehnungsentwicklung über der Zeit verglichen wird. Eine zuverlässige, quantifizierte Beurteilung ist jedoch nur im quasistatischen Versuch möglich, wo z.B. Trägheitseffekte vernachlässigbar sind (Verwendung Kraftmessdosen für die Lastermittlung) und die Unterschiede des zeitlichen Versatzes der Messsignale an Einfluss verlieren.

Für die Schale ZD28 werden im Nachversuch 75 zwei Belastungen bezüglich der Tragfähigkeit durchgeführt. Es zeigt sich darin das Auftreten einer lokalen Einzelbeule in Umfangsposition $\varphi = 190^{\circ}$ mittig der Schale (Abbildung 6-44). Diese ist durch Schädigung verursacht, was die Brüche an dieser Stelle zeigen. Die Ergebnisse der beiden Belastungen lauten:

1. lokale Vorbeule bei 14,2 kN und Abfall bei 15,88 kN Nachbeullast 6,85 kN

2. lokale Vorbeule bei 14 kN und Abfall bei 15,87 kN Nachbeullast 6,75 kN



Abbildung 6-44: ZD28, Einzelbeule unter axialer Last durch Schädigung nach Pulslastversuchen

Die Kreiszylinderschale besitzt somit eine Tragfähigkeit von 75 % im Verhältnis zum ungeschädigten Zustand mit 21,1 kN Beullast. Die Verschiebung durch den Lastverteiler bis zum Punkt der lokalen Beule erfolgt gleichmäßig mit einer Abweichung der Verschiebung von unter 1 μm über die gesamte Belastung hinweg. Für die erste Belastung divergiert die Lastaufteilung von Kraft 1 bis zum Punkt des lokalen Beulens um 0,15 kN zu den Kräften 2 und 3, wodurch die Schädigung an der Position zwischen Kraft 2 und 3 als alleinige Ursache für die geringere Tragfähigkeit anzusehen ist.

Damit zeigt sich, dass ZD28 durch die Pulslastversuche ohne Begrenzung der axialen Verschiebung der Kreisplatte stark geschädigt ist. Eine Aussage bezüglich eines möglichen frühzeitigen Tragfähigkeitsverlustes bei dynamischen Pulsversuchen im Vergleich zu quasistatischen Versuchen ist in diesem Fall nicht möglich.

Für ZD29 ergibt der Vergleichsversuch 112 folgendes Ergebnis:

Die Beullast beträgt 20,49 kN und die Nachbeullast 6,48 kN. Damit liegt die Beullast bei 95,6 % der Beullast von 21,43 kN aus den Vergleichsversuchen vor den Pulslastuntersuchungen. Es sind keine äußerlichen Schäden erkennbar und der Verlauf ist linear bis Stabilitätsverlust. Daher können mehrere Gründe für den Abfall der Beullast in Betracht kommen. Entweder ist die Schale trotz der Beschränkung der Verschiebung der Kreisplattenanschläge strukturell leicht geschädigt worden. Eine lokale Schädigung kündigt sich jedoch durch eine leichte Einzelbeule und eine Störung in der Axiallast-Verschiebungskurve an. Oder die Späne des Lastverteilers, welche auf die Trennfolie an der Schnittstelle zwischen Kreisplatte und Lastverteiler gelangt sind, haben sich auf den Lastübertragenden Bereich negativ ausgewirkt (siehe A.4.5.2). Aufgrund der Vermutung wird die Schnittstelle von Metallspänen mit einem Handfeger gereinigt. Dies führt jedoch zu einer weiteren leichten Minderung der Beullast auf 20,3 kN in mehreren folgenden Versuchen. Es zeigt sich darin die Empfindlichkeit der Schnittstelle durch Beeinflussung von Fremdkörper dieser Art. Ob damit der Verlust von ca. 1 kN Beullast vollständig zu erklären ist, bleibt unklar. Es kann jedoch gezeigt werden, dass die Schädigung der Schale ZD29 im Vergleich zu ZD28 durch den Einsatz der zusätzlichen Anschläge für die Kreisplatte stark reduziert wird. Unter Berücksichtigung des ausführungsbedingten Einflusses der Metallspäne aus Bohrungen des Lastverteilers kann geschlossen werden, dass vergleichende Untersuchungen von ein- und derselben Kreiszylinderschale unter quasistatischer Lastaufbringung und Pulslasten möglich sind.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Basierend auf den Erfordernissen für dünnwandige Strukturen der Raumfahrt, das dynamische Beulverhalten von Kreiszylinderschalen unter Pulslasten zu untersuchen, wird der Stand der Technik in Kapitel 2 analysiert. Darin werden die Eigenschaften der in der Literatur beschriebenen Versuchstechniken bewertet und diskutiert. Aus den Unzulänglichkeiten bestehender experimenteller Versuchstechniken und -methoden werden in der Forschungshypothese in Kapitel 3 die einzelnen Eigenschaften eines Versuchsaufbaus und dessen Messtechnik formuliert. Daraus abgeleitet ergeben sich die Anforderungen an eine zu erstellende Versuchstechnik, den notwendigen Wissenshintergrund und die physikalischen Zusammenhänge in Kapitel 4. In Kapitel 5 wird die Ausführung der entwickelten Versuchstechnik in Form einer Versuchsanlage in Aufbau und Funktion erläutert und die gewählten Auslegungsparameter begründet. Der Bezug zu den Eigenschaften der Forschungshypothese und zu den Anforderungen zu Beginn des Kapitel 4 wird hergestellt. In Kapitel 6 werden sämtliche Eigenschaften der Forschungshypothese im experimentellen Versuch an zwei nominell gleichen Kreiszylinderschalen überprüft.

Es zeigt sich, dass das Konzept einer Versuchsanlage mit wechselbaren Aktuatoren, welche für ihren jeweiligen Einsatzbereich ausgelegt sind, deutliche Vorteile für den Abgleich der Pulslastergebnisse mit quasistatischen Versuchen bringt. Wesentlich ist die Trennung zwischen dem Aktuator in der Funktion eines Teils zur Verschiebungsgenerierung und der Lasteinleitung, welche selbständig frei vom Aktuator gelagert ist. Die mechanische Begrenzung der Pulsverschiebung führt trotz Nachgiebigkeit zu deutlich stärker kontrollierten Pulsamplituden als elektronisch gesteuerte oder gänzlich unbeschränkte bewegte Versuchsvorrichtungen. Unter Verwendung von Messtechnik mit geeigneter Auflösung können die veränderlichen Größen aufgezeichnet werden. Auftretende Unzulänglichkeiten sind auf die jeweilige technische Ausführung zurückzuführen, z.B. in der Art der Sensortechnik oder bei der Gestaltung der Anschläge. Durch Änderung der Ausführung oder Bauart sind diese Probleme überwindbar. Die optische Messtechnik spielt eine bedeutende Rolle in der Beurteilung der gesamten experimentellen Vorgänge und lässt den gesamten Verlauf der Radialverformung bis zur Instabilität beobachten und messen. Als begünstigend für das Unterscheiden von Beulmode zu Schwingungsmode ist der Lagenaufbau der gegebenen Kreiszylinderschale zu sehen, welcher einen deutlich unterschiedlichen Beulmode zu den Moden der Biegeschwingungen erzeugt. Das zeitliche Verhalten von Beulmode und Instabilität lässt sich jedoch klar vom Biegeschwingungsverhalten der Schale abgrenzen.

7.2 Ausblick

Für weitergehende Versuche mit kürzerer Pulsdauer ist im Rahmen der erstellten Anlage eine Änderung der Befestigung der Anschläge der Kreiszylinderschale notwendig. Damit ist ein Verkürzen der Pulsdauer und eine Reduktion der Amplitude möglich. Gleichbedeutend kann bei gleichen Verschiebungsparametern ein Lastverteiler mit geringerer Masse zur Reduktion der notwendigen Impulse und Energien beitragen, wodurch die Verformung der Anschläge reduziert wird. Weiterhin ist für zukünftige Untersuchungen interessant, ob sich für Kreiszylinderschalen anderer Lagenaufbauten, und somit anderer linearer Beulmoden, ähnliche Phänomene wie in dieser Arbeit beschrieben beobachten lassen. Dies wären interessante Fragestellungen, welche das Verständnis für Strukturen anderer Steifigkeitsverteilung vertiefen. Denn bisherige experimentelle Arbeiten beschäftigen sich lediglich mit dem Ausbilden eines Nachbeulmusters oder mit der ersten, instabilen Beule; ohne deren Entstehung weiter zu untersuchen. Zur weiteren detaillierten Untersuchung des Beulphänomens ist der Einsatz umfassender DIC-Systeme mit hoher zeitlicher Auflösung und das vollflächige Erfassen der Schalenoberfläche unabdingbar.

Es zeigt sich zudem, dass durch das verhältnismäßig langsame Einfallen der instabilen Beulen eine gehaltene Verschiebung, bzw. statische Last, nach einer Impulsinitiierung förderlich sein kann, auch wenn diese einen geringeren Betrag aufweist [115]. Für eine weitergehende Untersuchung eines Pulssprunges mit gehaltener Axialverschiebung ist denkbar, den Mechanismus darauf zu erweitern, dass die Kreisplatte nach einer Abwärtsbewegung durch radial einfahrbare Fixierungen in einer Position gehalten wird. Damit kann die Auswirkung eines Impulses einer plötzlichen Axialverschiebung auf eine nachfolgend bestehende statische Verschiebung untersucht werden. Dies würde auch das Zeitverhalten von Raketenmotoren auf zylindrische Schalenstrukturen ähnlicher nachbilden.

Aus technischer Sicht im Bereich der Messtechnik zeigt sich, dass induktive Wegaufnehmer und unterschiedliche Sensoren an unterschiedlichen Messverstärkern keinen zuverlässigen Abgleich der Messwerte bieten. Eine Vereinheitlichung auf einen Messverstärkertyp kann zukünftig zur zeitlichen Abgleichs durchgehende Verbesserung des beitragen. Der Einsatz von Lasertriangulationssensoren kann zudem für ein vibrationsarmes Erfassen von Verschiebungsamplituden ohne starkes Überschwingen sorgen.

A Anhang

A.1 Berechnung der Pulsverläufe im Belastungsmechanismus

A.1.1 Ausführliche Berechnung der Zylinderstauchung durch eine bewegte Masse

Dieses Unterkapitel beschreibt die Formelherleitung zur Vorabschätzung der Zylinderstauchung durch einen sich bewegenden, lasteinleitenden Kreisplatte auf die obere Kante einer Zylinderschale. Zunächst erfolgt die Berechnung der größten Stauchung einer Zylinderschale durch eine sich bewegende Masse allein unter Berücksichtigung der elastischen Verformung der Schale. Die kinetische Energie der Kreisplatte wird vollständig in die potentielle Energie der Zylinderstauchung überführt und führt damit zur max. Zylinderstauchung:

$$E_{kin,Kp,0} = E_{elast,Zy,max} = \frac{m_{Kp}}{2} v_{Kp,0}^2 = \frac{k_{Zy}}{2} s_{Zy,max}^2$$
(A.1)

$$s_{Zy,max} = v_{Kp,0} \sqrt{\frac{m_{Kp}}{k_{Zy}}}$$
(A.2)

Für den Zeitverlauf der axialen Stauchung der Zylinderschale durch eine sich bewegende Masse, in dem Fall der Zylinderdeckel, lautet die Energiebilanz:

$$E_{kin,Kp,0} = E_{elast,Zy} + E_{kin,Kp}$$
(A.3)

Die Anfangsenergie $E_{kin,Kp,0}$ der Kreisplatte teilt sich in die elastische Verformungsenergie $E_{elast,Zy}$ der Zylinderschale und die verbleibende kinetische Energie der Kreisplatte $E_{kin,Kp}$ auf. Da die Kreisplatte mit dem oberen Rand der Zylinderschale fest verbunden ist, sind die Verschiebungen gleich:

$$s_{Zy} = s_{Kp}$$

Die Energiebilanz lautet nun ausgeschrieben:

$$\frac{m_{Kp}}{2} v_{Kp,0}^2 = \frac{k_{Zy}}{2} s_{Zy}^2 + \frac{m_{Kp}}{2} \left(\frac{ds_{Zy}}{dt}\right)^2$$
(A.4)

Formt man diese um:

$$\frac{ds_{Zy}}{dt} = \sqrt{v_{Kp,0}^2 - \frac{k_{Zy}s_{Zy}^2}{m_{Kp}}}$$
(A.5)

und trennt die Variablen erhält man:

$$dt = \frac{ds_{Zy}}{\sqrt{v_{Kp,0}^2 - \frac{k_{Zy}s_{Zy}^2}{m_{Kp}}}}.$$
(A.6)

Eine Erweiterung führt zu:

$$dt = \frac{\sqrt{\frac{m_{Kp}}{k_{Zy}}}}{\sqrt{\frac{m_{Kp} v_{Kp,0}^2}{k_{Zy}} - s_{Zy}^2}} ds_{Zy}$$
(A.7)

Man erhält dann das Integral:

$$t = \sqrt{\frac{m_{Kp}}{k_{Zy}}} \int \frac{1}{\sqrt{\frac{m_{Kp} v_{Kp,0}^2}{k_{Zy}} - s_{Zy}^2}} ds_{Zy}$$
(A.8)

Die Lösung des Integrals ergibt nach Integraltabelle Eintrag (192) aus [116] das Verhältnis der Zeit zur erfolgten Stauchung:

$$t = \sqrt{\frac{m_{Kp}}{k_{Zy}}} \sin^{-1} \left(\frac{s_{Zy}}{\sqrt{\frac{m_{Kp}}{k_{Zy}}}} v_{Kp,0} \right)$$
(A.9)

Im Rahmen dieser Herleitung wird angenommen, dass der Vorgang ohne dissipative Verluste abläuft, also vollständig reversibel ist, und dass die Struktursteifigkeit der Zylinderschale unverändert bleibt (keine Stabilitätsänderung). Dadurch lässt sich die vollständige Periodendauer berechnen.

Für die Periodendauer der Pulsbewegung ergibt sich mit dem bekannten Wert für die maximale Stauchung der Zylinderschale $s_{Zy,max}$:

$$T = 2t = 2\sqrt{\frac{m_{Kp}}{k_{Zy}}} \sin^{-1}\left(\frac{s_{Zy,max}}{\sqrt{\frac{m_{Kp}}{k_{Zy}}}}v_{Kp,0}\right)$$
(A.10)

A.1.2 Stoß kugelförmiger Körper auf ebenen Körper unendlich großer Masse

Dieses Unterkapitel beschreibt die wesentlichen mechanischen Vorgänge für die Pressung eines Körpers mit kugelförmiger Oberfläche auf einen Körper mit ebener Fläche durch einen Stoß. Es erfolgt die Herleitung der Berechnung des Zeitverlaufs für Kraft und Weg. Angenommen werden eine konstante Krümmung der Kugeloberfläche und gleiche Materialien beider Körper. Die Gewichtskraft wird ab dem Zeitraum des Kontaktes, wie zuvor, vernachlässigt. Die Formel der Gesamtabplattung lautet:

$$\delta_0^3 = \left(\frac{a_h^2}{R}\right)^3 = \frac{2,25 \ (1-\nu^2)^2}{E^2 \ R} \ F_0^2 \tag{A.11}$$

Die Gesamtabplattung δ_0 entspricht der Annäherung beider an der Pressung beteiligten Körper. Die Annäherung wird bestimmt durch die Punkte, welche weit entfernt von der Deformationszone liegen

und von ihr unbeeinflusst sind. Durch die elastische Deformation während des Kontaktes kommt es zur Annäherung der beiden Punkte. Die kinematische Beziehung zwischen den zwei Körpern *I* und *II* lautet für die Gesamtabplattung:

$$\delta_0 = s_I - s_{II}$$
, wenn $s_I > s_{II}$
 $\delta_0 = 0$, sonst (A.12)

Nach der Kontaktkraft umgestellt lautet (A.11):

$$F = \sqrt{\frac{E^2 R}{2,25 (1 - \nu^2)^2}} \delta_0^{\frac{3}{2}}$$
(A.13)

Worin die Kontaktsteifigkeit zusammengefasst wird mit

$$\sqrt{\frac{E^2 R}{2,25 (1-\nu^2)^2}} = k_s \tag{A.14}$$

Dies ergibt für die Kontaktkraft in Abhängigkeit von der Gesamtabplattung δ_0 :

$$F = k_s \delta_0^{\frac{3}{2}} \tag{A.15}$$

Die elastische Verformungsenergie ergibt sich aus der Integration der Kontaktkraft über den Verformungsweg z, der gleich der Gesamtabplattung δ_0 ist.

$$E_{elast.} = \int F \, d\delta_0 = \frac{2}{5} k_s \, \delta_0^{\frac{5}{2}} + C_1 \text{ , mit } E_{elast.}(\delta_0 = 0) = 0 \text{ folgt } C_1 = 0 \tag{A.16}$$

Die Anfangsbedingung lautet, dass bei nicht vorhandener Abplattung keine Arbeit zur elastischen Verformung verrichtet wird. Somit fällt die Integrationskonstante weg. Es ergibt sich also:

$$\underline{E_{elast.}} = \frac{2}{5} k_s \, \delta_0^{\frac{5}{2}} \tag{A.17}$$

$$E_{kin,I,0} = E_{elast.} + E_{kin,I} \tag{A.18}$$

Aufgelöst:

$$\frac{m_{Fk}}{2} v_{I,0}^2 = \frac{2}{5} k_s \, \delta_0^{\frac{5}{2}} + \frac{m_I}{2} \left(\frac{ds_I}{dt}\right)^2 \tag{A.19}$$

Die kinematische Beziehung zwischen den Körpern lautet für den Vorgang des Kontaktes:

$$\delta_0 = s_I$$
 , außerhalb des Kontaktes $\delta_0 = 0$ (A.20)

Formt man dies um:

$$\frac{d\delta_0}{dt} = \sqrt{v_{I,0}^2 - \frac{4k_s \delta_0^{\frac{5}{2}}}{5m_I}}$$
(A.21)

$$dt = \frac{\sqrt{\frac{5 m_I}{4 k_s}}}{\sqrt{\frac{5 m_I v_{I,0}^2}{4 k_s} - \delta_0^{\frac{5}{2}}}} d\delta_0$$
(A.22)

$$t = \int \frac{\sqrt{\frac{5 m_I}{4 k_s}}}{\sqrt{\frac{5 m_I v_{I,0}^2}{4 k_s} - \delta_0^{\frac{5}{2}}}} d\delta_0$$
(A.23)

Dieses Integral lässt sich nicht einfach lösen und wird hier deshalb nicht analytisch fortgeführt. An der Stelle wird der entsprechende Fortschritt für die Gesamtabplattung iterativ gelöst.

Die Berechnung der größten Abplattung lässt sich hingegen einfach durchführen. Da bei der größten Abplattung die Abplattungsgeschwindigkeit null ist:

$$\frac{d\delta_0}{dt} = \frac{ds_I}{dt} = 0 \tag{A.24}$$

folgt für die Energiebilanz analog zu (A.19):

$$\frac{m_{Fk}}{2} v_{I,0}^2 = \frac{2}{5} k_s \,\delta_{0,max}^{\frac{5}{2}} \tag{A.25}$$

Nach umstellen

$$m_{Fk} v_{I,0}^2 = \frac{4}{5} k_s \, \delta_{0,max}^{\frac{5}{2}}$$
, weiter $\frac{5m_{Fk}}{4k_s} \, v_{I,0}^2 = \, \delta_{0,max}^{\frac{5}{2}}$ (A.26)

ergibt sich dann für die höchste Abplattung:

$$\delta_{0,max} = \left(\frac{5m_{Fk}}{4k_s} v_{I,0}^2\right)^{\frac{2}{5}}$$
(A.27)

Daraus kann wiederum die Höchstkraft errechnet werden:

$$F_{s,max} = k_s \,\delta_{0,max}^{\frac{3}{2}} = \sqrt{\frac{E^2 R}{2,25 \,(1-\nu^2)^2}} \,\delta_{0,max}^{\frac{3}{2}} \tag{A.28}$$

A.1.3 Pulsverlauf beim Stoß Körper auf Körper mit Kontakt Kugelfläche - Ebene

Nun erfolgt die Berechnung des Pulsverlaufs in einer erweiterten Form, wobei der zweite Körper sich ab dem Zeitpunkt des Kontaktes geradlinig bewegen kann. Ein Körper der Masse m_I trifft mit einer Anfangsgeschwindigkeit $v_{I,0}$ auf den Körper der Masse m_{II} , wobei dessen Masse eine ähnliche Größenordnung besitzt wie die Masse des ersten Körpers.

Die Gewichtskraft wird für den Zeitraum des Stoßvorganges jedoch vernachlässigt. Denn innerhalb dieses Zeitraumes erfolgt nur eine geringe Verschiebung des fallenden Körpers im Schwerefeld. Innerhalb des Kontaktzeitraumes trägt damit dieser Anteil an zusätzlicher potentieller Energie zu einem vernachlässigbaren Anteil der Gesamtenergie bei.

Die Bewegung erfolgt geradlinig entlang der Koordinate *z*. Dabei wird für den Verlauf des Weges über der Zeit die Energiebilanz erstellt:

$$E_{kin,I,0} = E_{elast.} + E_{kin,II} + E_{kin,I}$$
(A.29)

Aufgelöst:

$$\frac{m_{Fk}}{2} v_{I,0}^2 = \frac{2}{5} k_s \, \delta_0^{\frac{5}{2}} + \frac{m_{II}}{2} \left(\frac{dz_{II}}{dt}\right)^2 + \frac{m_I}{2} \left(\frac{dz_I}{dt}\right)^2 \tag{A.30}$$

Die kinematische Beziehung zwischen den Körpern bleibt wie in Gleichung (A.12) bestehen. Demnach ergibt sich für die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen:

$$\frac{d\delta_0}{dt} = \frac{ds_I}{dt} - \frac{ds_{II}}{dt} \text{ und } \frac{d^2\delta_0}{dt^2} = \frac{d^2s_I}{dt^2} - \frac{d^2s_{II}}{dt^2}$$
(A.31)

Umstellen nach der kinetischen Energie des ersten Körpers und Multiplikation mit 2 führt zu:

$$m_{I} \left(\frac{ds_{I}}{dt}\right)^{2} = m_{I} v_{I,0}^{2} - \frac{4}{5} k_{s} \delta_{0}^{\frac{5}{2}} - m_{II} \left(\frac{ds_{II}}{dt}\right)^{2}$$
(A.32)

Für die wirkende Kraft an der Kontaktstelle gilt, dass die Kontaktkraft gleich der jeweiligen Trägheitskraft des betrachteten Körpers ist. Die Kontaktkraft wirkt während des Stoßvorganges auf den bewegten Körper verzögernd und auf den zuvor ruhenden Körper beschleunigend.

$$F_I = F_s = F_{II}$$
, $m_I \frac{d^2 s_I}{dt^2} = k_s \delta_0^{\frac{3}{2}} = m_{II} \frac{d^2 s_{II}}{dt^2}$ (A.33)

$$m_{I}\left(\frac{d^{2}s_{II}}{dt^{2}} + \frac{d^{2}\delta_{0}}{dt^{2}}\right) = k_{s}\,\delta_{0}^{\frac{3}{2}} = m_{II}\frac{d^{2}s_{II}}{dt^{2}} \tag{A.34}$$

Der Kraftstoß ist proportional zum Betrag der Impulsänderung einer der beiden beteiligten Massen, und nicht zwangsläufig zum Gesamtimpuls! Er ist nur proportional zum Gesamtimpuls, wenn ein Körper fest gelagert ist oder eine unendlich hohe Masse besitzt. Das Integral für die halbe Periodendauer ergibt sich aus (A.34) zu:

$$t = \frac{T}{2} = \int_{0}^{\delta_{0,max}} \frac{1}{\sqrt{v_0^2 - \frac{4}{5} \frac{k_s \delta_0^{\frac{5}{2}}}{m}}} \, d\delta_0 \tag{A.35}$$

A.2 Ergänzende Ausführung zur Messwertermittlung

A.2.1 Einfluss der Abtastrate auf die Amplitudenbestimmung

Die Amplitude für jeden Messpunkt einer Sinus-Schwingung ergibt sich zu:

$$w_i = \widehat{w} \sin 2\pi f (i\Delta t + \Delta t_0) \tag{A.36}$$

Mit der größten Abweichung

$$\Delta w_{max} bei \frac{T}{4} - \frac{\Delta t}{2} \tag{A.37}$$

Daraus ergibt sich mit (5.2):

$$\Delta w_{max} = \widehat{w} \left[1 - \sin\left(2\pi f_w \left(\frac{1}{4f_w} - \frac{1}{2f_{Abt}}\right)\right) \right],\tag{A.38}$$

und gekürzt:

$$\Delta w_{max} = \widehat{w} \left[1 - \sin\left(\pi \left(\frac{1}{2} - \frac{f_w}{f_{Abt}}\right)\right) \right]. \tag{A.39}$$



Abbildung A-1: Messpunkte einer Sinusschwingung; ungünstige Lage mit 4-facher (grün) und 8-facher (rot) Abtastrate: a) Abtastintervalle; b) Kurvennachbildung mit Amplitudenfehlern

A.2.2 Dehnungsberechnung, logarithmische Dehnung

Die axiale Verschiebung der untersuchten Zylinderschale liegt im Bereich von 0.8 mm bei einer freien Anfangslänge von 560 mm. Daraus ergibt sich eine mittlere zu erwartende axiale Dehnung:

$$\varepsilon_{z,1} = \frac{\Delta l_1}{l_0} = 1,4286 \ \frac{mm}{m}$$
 (A.40)

Für die logarithmische Dehnung ergibt sich:

$$\varepsilon_{z,log} = ln\left(\frac{l_1}{l_0}\right) = 1,4276 \ \frac{mm}{m} \tag{A.41}$$

Der relative Fehler liegt also bei:

$$\Delta \varepsilon_z = \frac{\varepsilon_{z,tech} - \varepsilon_{z,log}}{\varepsilon_{z,log}} = 0.071\%$$
(A.42)

Auch eine weitere, zusätzlich zu dieser Zylinderstauchung erfolgende Dehnung durch Biegung oder Streckung, z.B. in Folge einer Schwingung um den gleichen Betrag, beträgt nach der technischen Dehnung:

$$\varepsilon_{z,2} = \frac{\Delta l_2}{l_0} = 1,4286 \ \frac{mm}{m} , \qquad \varepsilon_{z,tech} = \varepsilon_{z,1} + \varepsilon_{z,2} = 2,85714 \ \frac{mm}{m}$$
(A.43)

Und für die logarithmische Dehnung:

$$\varepsilon_{z,log} = ln\left(\frac{l_2}{l_0}\right) = 2,85306 \ \frac{mm}{m} \tag{A.44}$$

Der relative Fehler liegt hier also bei:

$$\Delta \varepsilon_z = \frac{\varepsilon_{z,tech} - \varepsilon_{z,log}}{\varepsilon_{z,log}} = 0.14\%$$
(A.45)

Auch dieser Fehler wird als klein genug angesehen, um auf eine logarithmische Berechnung verzichten zu können.

A.3 Erstellen der lasteinleitenden Elemente und Ausgleichsschicht

Die Eingussmasse besteht aus einem Epoxidharz-Quarzmehl-Gemisch [117], [118]. Das Massenverhältnis der Ausgangsstoffe beträgt 1:1, um die Druckeigenschaften zu erhöhen, aber die Gießfähigkeit des Materials bei der Verarbeitung zu erhalten. Die horizontal liegende Kreisplatte wird mit Zentrierring und Außenring montiert. In die dazwischen befindliche Ringnut wird das angerührte



Abbildung A-2: Kreiszylinderschale und Teile der Randbedingung, Schnittschema und Realisierung im Versuch



Abbildung A-3: Einguss einer Kreiszylinderschale: a) Kreisplatte, offen, mit Zentrierring Außenring und dazwischen befindlicher Eingussmasse; b) Detail des Eingusses; c) Zylinderschale in Einguss eingesetzt, Abgleich der Umfangskoordinate auf 0°; d) Kreiszylinderschale eingegossen in untere Kreisplatte

Epoxidharz-Quarzmehl-Gemisch gegossen, bis die Nut zur Höhe des Außenringes gefüllt ist (Abbildung A-3 a) und b)). Anschließend wird die Kreiszylinderschale mit ihrer Stirnseite über den innen liegenden Zentrierring geführt und in die Ringnut eingelassen (Abbildung A-3 c) und d)). Der Innendurchmesser der Kreiszylinderschale ist unwesentlich größer als der Außendurchmesser des Zentrierringes (ca. 0,1 bis 0,2 mm). Das Einlassen erfolgt bis zum Aufstand der Schalenkante auf dem Boden der Kreisplattennut. Danach erfolgt das Aushärten der Eingussmasse. Die Ausgleichsschicht wird zuerst zwischen unterem Lastverteiler und unterer Kreisplatte erstellt, danach zwischen oberer Kreisplatte und oberem Lastverteiler. Der zuletzt erstellten oberen Ausgleichschicht kommt somit die größte Bedeutung in der Angleichung etwaiger Winkelabweichungen zwischen Kreisplatte und Lastverteiler zu. Das Erstellen der Schicht wird im Folgenden beschrieben:

Die Ausgleichsmasse wird aus einem Gemisch aus Epoxidharz L und EPH 500 [117], Quarzmehl [118] und Quarzsand gebildet. Das Massenverhältnis Harz : Mehl : Sand liegt bei 48 : 100 : 100. Durch die Füllstoffanteile besitzt das Harz eine erhöhte Drucksteifigkeit und ist wenig fließfähig. Die fertig angerührte Masse wird mittels Spachtel gleichmäßig verteilt auf der Kreisplatte aufgetragen (Abbildung A-4 a)) und grob angedrückt (Zustand b)). Um ein späteres Trennen des oberen Lastverteilers von der Kreisplatte zu ermöglichen (z.B. zur Ermittlung der Kraftanzeige ohne Belastung), wird im Fall der oberen Ausgleichsschicht eine Trennfolie aufgelegt (Abbildung A-4 c)). Anschließend erfolgt das Anpressen der Ausgleichsmasse durch das Herunterbewegen des oberen Lastverteilers,



Abbildung A-4:

Erstellen der Ausgleichsschicht, oben zwischen Kreisplatte und Lastverteiler, ZD28: a) aufgetragenes Harz-Füllstoff-Gemisch auf oberer Kreisplatte;

- b) mit Spachtel eingeebnete Masse;
- c) auf die Masse aufgebrachte Trennfolie zum oberen Lastverteiler;
- d) herausgepresstes, überschüssiges Ausgleichsmaterial nach Andrücken durch Lastverteiler

wobei überschüssiges Material seitlich herausquillt (Abbildung A-4 d)). Das Anpressen wird in mehreren Stufen unter Beobachtung der Kraftanzeige der drei Kraftmessdosen durchgeführt. Die Anpresskraft wird mit einem Betrag von wenigen kN mehrmals erhöht (siehe Diagramme ZD28, Abbildung A-5). Zwischendurch verringert sich die Kraft bei beibehaltener Axialposition durch das seitliche Wegfließen der Ausgleichsmasse. Ziel ist, insbesondere für die obere Ausgleichschicht:

- 1. das über den Umfang gleichverteilte Herausfließen der Ausgleichsmasse
- 2. eine gleich hohe Kraftverteilung an allen drei Kraftmessdosen
- 3. das Abfallen der Kräfte auf den Betrag 0 kN

Dies dient dem Ausbilden einer gleichmäßig anliegenden Ausgleichsschicht ohne Vorspannung der Schale. Ist dies erreicht, so werden überstehende Teile der Ausgleichsmasse und der Folie entfernt.





ZD28; Zeitverlauf der Teilkräfte beim Erstellen der Ausgleichsschicht a) untere Schicht b) obere Schicht

Das Aushärten der Ausgleichsschicht erfolgt unter Beibehalten der axialen Position des oberen Lastverteilers für 24 h. Es zeigt sich für ZD28 an der unteren Ausgleichsschicht eine höhere bleibende Kraft; an der zweiten, oberen Schicht werden alle Kriterien erfüllt.

Beim Erstellen der Ausgleichsschicht kann das Füllmaterial verklumpen. Dies ist bei der oberen Ausgleichsschicht von ZD29 geschehen. Dadurch entsteht an dieser Stelle ein Material erhöhter Steifigkeit und verminderter Fließfähigkeit. Dies zeigt sich dadurch, dass beim Aufbringen der Axialkraft zum Egalisieren der Schicht eine ungleichmäßige Kraftverteilung zwischen den Kraftmessdosen auftritt. Durch diese Störung wird eine einmal durch Axialverschiebung aufgebaute Kraft nicht durch seitliches Wegfließen des Materials abgebaut. Gleichzeitig wird die darunter befindliche Kreiszylinderschale während des Aushärtevorganges der Ausgleichsschicht im Bereich der Störung vorbelastet. Nach Aushärten und Hochfahren des Lastverteilers kommt es somit zu einer Entlastung der Kreiszylinderschale in diesem Umfangsbereich und zu einem Verkippen der Kreisplatte. Umgekehrt entsteht im Belastungsversuch an dieser Stelle die erste Belastung und somit eine ungleichmäßige Lastverteilung in Umfangsrichtung. Auf Grund dessen ist eine solche Ausgleichsschicht für weitere Versuche ungeeignet und wird entfernt. Nach Entfernen zeigt sich im Material eine sichtbare weiße Störstelle. Eine neue, zweite obere Ausgleichsschicht wird aufgetragen. Abbildung A-6 zeigt die Zeitverläufe der Einzelkräfte. Die untere Ausgleichschicht kann durch mehrmaliges Andrücken bis 2,5 kN erstellt werden und es stellt sich eine bleibende Restkraft von 0,4 kN pro Kraftmessdose ein (a)). Die obere Ausgleichsschicht zeigt nach mehrmaligem Andrücken eine bleibende Kraftdifferenz zwischen Kraft 2 sowie Kraft 1 und 3 von ca. 0,6 kN (b)). Erneuert man die obere Ausgleichsschicht mit einem gleichmäßig heterogenen Harz-Füllstoff-Gemisch, so erhält man einen Einzelkraft-Zeit-Verlauf wie in Abbildung A-6 c). Es sind geringe Kräfte zum Egalisieren nötig und die Einzelkräfte stellen sich zu gleichen Beträgen ein. Sie schwinden über längere Zeit in Richtung 0 kN. In diesem Zeitraum ist die Aushärtung des Harzes bereits fortgeschritten, die Ausgleichsmasse fließt nur noch wenig seitlich und die Vorspannung verschwindet. Die Geometrie zwischen oberem Lastverteiler und oberer Kreisplatte ist angeglichen und die Kreiszylinderschale ist ohne örtliche axiale Vorspannung.





ZD29; Zeitverlauf der Teilkräfte beim Erstellen der Ausgleichsschicht a) untere Schicht b) 1. obere Schicht, fehlerbehaftet c) 2. obere Schicht

A.4 Ausführliche Ergebnisse der experimentellen Versuche

A.4.1 Sensorausrüstung der Kreiszylinderschalen

In den folgenden beiden Tabellen Tabelle A-1 und Tabelle A-2 sind die Koordinaten der DMS an den untersuchten Kreiszylinderschalen aufgeführt. Die Koordinaten beziehen sich auf das kartesische und das zylindrische Koordinatensystem der Kreiszylinderschale. Die Farben geben die Zugehörigkeit zum jeweiligen Sektor der Umfangskoordinate φ an, rot für Sektor 1 (320° bis 60°), grün für Sektor 2 (180° bis 320°) und blau für Sektor 3 (60° bis 180°).

Sensor	Orientierung	Position kartesisches KOS			Position Zylinder-KOS		
		X in mm	Y in mm	Z in mm	r in mm	Φin°	Z in mm
DMS_1	z-Richtung	250,5	0	-220	250,5	0,0	-220
DMS_2	z-Richtung	191,9	-161	-220	250,5	320,0	-220
DMS_3	z-Richtung	43,5	-246,7	-220	250,5	280,0	-220
DMS_4	z-Richtung	-125,3	-216,9	-220	250,5	240,0	-220
DMS_5	z-Richtung	-235,4	-85,7	-220	250,5	200,0	-220
DMS_6	z-Richtung	-235,4	85,7	-220	250,5	160,0	-220
DMS_7	z-Richtung	-125,3	216,9	-220	250,5	120,0	-220
DMS_8	z-Richtung	43,5	246,7	-220	250,5	80,0	-220
DMS_9	z-Richtung	191,9	161	-220	250,5	40,0	-220
DMS_10	z-Richtung	250,5	0	220	250,5	0,0	220
DMS_11	z-Richtung	-125,3	-216,9	220	250,5	240,0	220
DMS_12	z-Richtung	-125,3	216,9	220	250,5	120,0	220

Tabelle A-1: ZD28, DMS-Positionen
Sensor	Orientierung	Position kartesisches KOS			Position Zylinder-KOS			
		X in mm	Y in mm	Z in mm	r in mm	Φin°	Z in mm	
DMS_1_1_1a	z-Richtung	250,5	0,0	-220	250,5	0,0	-220	
DMS_1_2_1a	z-Richtung	-125,3	-216,9	-220	250,5	240,0	-220	
DMS_1_3_1a	z-Richtung	-125,3	216,9	-220	250,5	120,0	-220	
DMS_2_1_1a	z-Richtung	245,6	-49,5	-80	250,5	348,6	-80	
DMS_2_1_1i	z-Richtung	245,6	-49,5	-80	250,5	348,6	-80	
DMS_2_1_2a	z-Richtung	250,5	0,0	-80	250,5	0,0	-80	
DMS_2_1_2i	z-Richtung	250,5	0,0	-80	250,5	0,0	-80	
DMS_2_1_3a	z-Richtung	245,6	49,5	-80	250,5	11,4	-80	
DMS_2_1_3i	z-Richtung	245,6	49,5	-80	250,5	11,4	-80	
DMS_2_2_1a	z-Richtung	-245,6	49,5	-80	250,5	168,6	-80	
DMS_2_2_1i	z-Richtung	-245,6	49,5	-80	250,5	168,6	-80	
DMS_2_2_2a	z-Richtung	-250,5	0,0	-80	250,5	180,0	-80	
DMS_2_2_2i	z-Richtung	-250,5	0,0	-80	250,5	180,0	-80	
DMS_2_2_3a	z-Richtung	-245,6	-49,5	-80	250,5	191,4	-80	
DMS_2_2_3i	z-Richtung	-245,6	-49,5	-80	250,5	191,4	-80	
DMS_3_1_1a	z-Richtung	191,9	-161,0	220	250,5	320,0	220	
DMS_3_1_1i	z-Richtung	191,9	-161,0	220	250,5	320,0	220	
DMS_3_1_2a	z-Richtung	250,5	0,0	220	250,5	0,0	220	
DMS_3_1_2i	z-Richtung	250,5	0,0	220	250,5	0,0	220	
DMS_3_1_3a	z-Richtung	191,9	161,0	220	250,5	40,0	220	
DMS_3_1_3i	z-Richtung	191,9	161,0	220	250,5	40,0	220	
DMS_3_2_1a	z-Richtung	-235,4	85,7	220	250,5	160,0	220	
DMS_3_2_1i	z-Richtung	-235,4	85,7	220	250,5	160,0	220	
DMS_3_2_2a	z-Richtung	-125,3	216,9	220	250,5	120,0	220	
DMS_3_2_2i	z-Richtung	-125,3	216,9	220	250,5	120,0	220	
DMS_3_2_3a	z-Richtung	43,5	246,7	220	250,5	80,0	220	
DMS_3_2_3i	z-Richtung	43,5	246,7	220	250,5	80,0	220	
DMS_3_3_1a	z-Richtung	43,5	-246,7	220	250,5	280,0	220	
DMS_3_3_1i	z-Richtung	43,5	-246,7	220	250,5	280,0	220	
DMS_3_3_2a	z-Richtung	-125,3	-216,9	220	250,5	240,0	220	
DMS_3_3_2i	z-Richtung	-125,3	-216,9	220	250,5	240,0	220	
DMS_3_3_3a	z-Richtung	-235,4	-85,7	220	250,5	200,0	220	
DMS_3_3_3i	z-Richtung	-235,4	-85,7	220	250,5	200,0	220	

Tabelle A-2:ZD29, DMS-Positionen

A.4.2 Quasistatische Versuche

A.4.2.1 Verrechnung Nichtlinearität

Die Sekantensteifigkeit k_{Zy} der Zylinderschale wird ermittelt durch:

$$k_{Zy} = \frac{F_{Zy,2} - F_{Zy,1}}{s_{Kp,2} - s_{Kp,1}}$$
(A.46)

Mit dem Schnittpunkt der Kraftachse bei $s_{Kp} = 0$

$$F_{Zy,0} = k_{Zy} \, s_{Kp,2} - F_{Zy,2} \tag{A.47}$$

kann dann der zu korrigierende Wegversatz Δs_{Kp} ermittelt werden:

$$\Delta s_{Kp} = \frac{F_{Zy,0}}{k_{Zy}} \tag{A.48}$$

Für ZD28 liegen Punkt 1 bei 40% und Punkt 2 bei 100% der Beullast, da der Anfangsbereich bei Versuch 1 von einem stark nichtlinearen Anstieg geprägt ist, welcher auch bei nachfolgenden Versuchen abgeschwächt auftritt. Für ZD29 liegen Punkt 1 bei 10% und Punkt 2 bei 50% der Beullast. Der aus der Nullstelle der Geraden mit diesem Anstieg ermittelte Weg wird vom Wegsignal abgezogen.

A.4.2.2 Ergebnisse ZD28



Einzelkraftaufteilung der zehn Referenzversuche, geordnet nach Versuchsnummer

Abbildung A-7: ZD28, Axiallast-Stauchung, Einzelmessung Sektor 1, 2 und 3



Abbildung A-8: ZD28, Axiallast-Stauchung, Einzelmessung Sektor 1, 2 und 3

Einzelkräfte der zehn Referenzversuche, geordnet nach Kraftaufnehmer



Abbildung A-9: ZD28, Axiallast-Stauchung, Absolutwerte, sektorweise Zusammenfassung der Teilkräfte von 10 Versuchen, a) Sektor 1, b) Sektor 2 und c) Sektor 3

Radialverformungen, Messflächen



Abbildung A-10: ZD28; DIC; Fotos der Aufnahmeflächen; links: Ausschnitt von 245° bis 335°; rechts: Ausschnitt von 5° bis 120°

Verformungen vor Stabilitätsverlust von ZD28



Abbildung A-11: ZD28; DIC; Versuch 1 bis 5; Beulmode; Axialverschiebung 0,71 ... 0,735 mm; Ausschnitt von 245° bis 335°



Abbildung A-12: ZD28; DIC; Versuch 6 bis 10; Beulmode; Axialverschiebung 0,71 ... 0,735 mm; Ausschnitt von 5° bis 120°

Verformungen nach Stabilitätsverlust von ZD28



Abbildung A-13: ZD28; DIC; Versuch 1 bis 5; Nachbeulmuster bei ca. 0,9 mm Axialverschiebung; Ausschnitt von 245° bis 335°

Die Verformungsbilder der Versuche 2 bis 4 in Abbildung A-13 zeigen im Ansatz je eine zusätzliche Beule am linken Rand des Messfeldes. In diesen Versuchen liegt die Nachbeullast ca. 0,2 kN höher als in Versuch 1 und 3. Dies geht mit der anderen Beulverformung einher. Auf den Verformungsbildern der Abbildung A-14 der Versuche 6 bis 10 ist ein solcher Unterschied nicht erkennbar, obwohl auch bei Versuch 10 die Nachbeullast um 0,2 kN zu den vorherigen Versuchen abweicht.



Abbildung A-14: ZD28; DIC; Versuch 6 bis 10; Nachbeulmuster bei ca. 0,9 mm Axialverschiebung; Ausschnitt von 5° bis 120°

A.4.2.3 Phänomene der Beulverformung vor Stäbilitätsverlust



Abbildung A-15: ZD28; Phänomene der Vorbeulverformung; Versuch 2; DIC; radiale Verformungsmessung; Axialverschiebung 0,71 ... 0,735 mm; Ausschnitt von 245° bis 335°



Abbildung A-16: ZD29; Phänomene der Vorbeulverformung; Versuch 18; DIC; radiale Verformungsmessung; Axialverschiebung 0,735 mm; Ausschnitt von 15° bis 105°

A.4.2.4 Ergebnisse ZD29

Versuchs-	ε_m 3_1_1	ε_m 3_1_3	ε_m 3_2_1	ε_m 3_2_3	ε_m 3_3_1	ε_m 3_3_3	ε_m 2_1_2	ε_m 2_2_2
	[µm/m]							
3	-1178	-1199	-1224	-1231	-1279	-1318	-1219	-1226
4	-1180	-1198	-1222	-1233	-1280	-1320	-1221	-1228
5	-1181	-1204	-1221	-1229	-1281	-1323	-1215	-1225
6	-1184	-1202	-1220	-1230	-1283	-1324	-1219	-1231
7	-1189	-1191	-1221	-1231	-1276	-1322	-1224	-1230
8	-1187	-1206	-1220	-1229	-1282	-1320	-1217	-1230
9	-1186	-1209	-1223	-1232	-1285	-1321	-1219	-1232
10	-1187	-1207	-1219	-1230	-1286	-1319	-1220	-1231
11	-1184	-1206	-1223	-1229	-1283	-1322	-1223	-1231
12	-1185	-1209	-1222	-1230	-1285	-1322	-1221	-1232
Mittelwert	-1184	-1203	-1222	-1230	-1282	-1321	-1220	-1230
Standard- abweichung	3,300	5,412	1,500	1,281	2,933	1,758	2,522	2,332
Varianz	10,89	29,29	2,25	1,64	8,60	3,09	6,36	5,44

Tabelle A-3: ZD29, Ergebnisse der Membrandehnungen von Versuchen 03 bis 12

Einzelkraftaufteilung der zehn Referenzversuche, geordnet nach Versuchsnummer



Abbildung A-17: ZD29, Axiallast-Stauchung, Versuche 3 bis 6, Einzelmessung Sektor 1, 2 und 3



Abbildung A-18: ZD29, Axiallast-Stauchung, Versuche 7 bis 12, Einzelmessung Sektor 1, 2 und 3



Dehnungen der zehn Referenzversuche, geordnet nach DMS-Position

Abbildung A-19: ZD29, Membrandehnung-Stauchung, Versuch 3 bis 12

Versuchsnummer	S_{z, cr} krit. Axial- verschiebung ohne Kreisplatte	F _{z, cr} Beullast ohne Kreisplatte	F _{z, cr, Kp} Beullast mit Kreisplatte ^{*1}	F _{z, Nb} Nachbeullast mit Kreisplatte	k zy Versuchs- körpersteifigkeit
	[mm]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN/mm]
13	0,7453	21,541	21,968	6,54	29,379
14	0,7447	21,538	21,965	6,53	29,404
15	0,7445	21,521	21,948	6,54	29,376
16	0,7444	21,518	21,945	6,53	29,377
17	0,7438	21,522	21,949	6,53	29,421
18	0,7420	21,485	21,912	6,54	29,399
19	0,7425	21,480	21,906	6,53	29,391
20	0,7408	21,468	21,894	6,53	29,376
21	0,7410	21,465	21,891	6,54	29,392
12	0,7420	21,466	21,892	6,53	29,395
Mittelwert	0,7431	21,500	21,927	6,53	29,39
Standardabweichung	0,0016	0,029	0,029	0,005	0,014
Varianz	2,415E-06	0,0009	0,0009	0,0000	0,0002

Tabelle A-4: ZD29, Ergebnisse von Versuchen 13 bis 22 mit DIC-Messung

*1 mit Berücksichtigung der Belastung durch die obere Kreisplatte ergeben sich zusätzlich:

 $s_z = 0,0145 mm, F_G = 0,472 kN$

Übersicht Kraft-Weg-Verlauf weiterer Referenzversuche



Abbildung A-20: ZD29, Versuche 13 bis 22, Axiallast-Stauchung, Abtastrate 1200 Hz

Radialverformungen, Messflächen





Abbildung A-21: ZD29; DIC; Fotos der Aufnahmeflächen; links: Ausschnitt von 250° bis 340°; rechts: Ausschnitt von 0° bis 105°

Verformungen vor Stabilitätsverlust von ZD29



Abbildung A-22: ZD29; DIC; Versuch 13 bis 17; Beulmode; Ausschnitt von 250° bis 340°



Abbildung A-23: ZD29; DIC; Versuch 18 bis 22; Beulmode; Ausschnitt von 15° bis 105°

Schnitte Radialverformung



Abbildung A-24:ZD29; Versuch 18; DIC; radiale Verformungsmessung; Axialverschiebung 0,692 mm:
rechts:rechts:z-Schnittpositionen im Abstand 20 mm; Schalenausschnitt von 15° bis 105°
links:Beispiele einzelner Schnitte der Radialverschiebung der Schale

Verformungen nach Stabilitätsverlust von ZD29



Abbildung A-25: ZD29; DIC; Versuch 13 bis 17; Nachbeulmuster; Ausschnitt von 250° bis 340°



Abbildung A-26: ZD29; DIC; Versuch 18 bis 22; Nachbeulmuster ; Ausschnitt von 15° bis 105°

Zeitlich detailliertere Verformungsverläufe von ZD29



Abbildung A-27: ZD29; Axialgeschwindigkeit 0,8 μm/s; DIC mit 500 Hz; Versuch 46; Entstehung der ersten Beule aus dem Beulmode; Ausschnitt von 0° bis 95°



Abbildung A-28: ZD29; Axialgeschwindigkeit 0,8 μm/s; DIC mit 500 Hz; Versuch 47; Entstehung der ersten Beule aus dem Beulmode; Ausschnitt von 0° bis 95°



Abbildung A-29:ZD29; Axialgeschwindigkeit 0,8 μm/s; DIC mit 2000 Hz; Versuch 50;
Entstehung der ersten Beule an 30° Position aus dem Beulmode; Ausschnitt von 20° bis 40°

Detail der ersten instabilen Beule



Abbildung A-30: ZD29; Versuch 50; DIC; wiederholtes Auftreten der ersten instabilen Beule an der zuvor mit einem Kreuz markierten Position der Zylinderoberfläche

A.4.3 Schwingungsuntersuchung

A.4.3.1 Ergebnisse ZD28



Abbildung A-31: ZD28; der erste Schwingungsmode unter Axiallasten bis kurz vor der kritischen Beullast (ohne Berücksichtigung Gewichtskraft Kreisplatte 0,38 kN)



Abbildung A-32: ZD28; die ersten acht Schwingungsmoden; Vorlast 0 kN (ohne Berücksichtigung Gewichtskraft Kreisplatte 0,38 kN)



Abbildung A-33: ZD29; der erste Schwingungsmode unter Axiallasten bis kurz vor der kritischen Beullast (ohne Berücksichtigung Gewichtskraft Kreisplatte 0,47 kN)



Abbildung A-34: ZD29; die ersten acht Schwingungsmoden; Vorlast 0,08 kN (ohne Berücksichtigung Gewichtskraft Kreisplatte 0,47 kN)



Abbildung A-35: ZD29; Eigenfrequenzentwicklung unter steigender Axiallast bis 20,5 kN (kurz vor Instabilität)

A.4.4 Pulslasten

A.4.4.1 Ergebnisse ZD28

	Г					
Versuchs-	Masse	Fallhöhe	Energie	Impuls	Amplitude	Periodendauer
nummer	Fallkörper	\hat{S}_{Fk}	Fallkörper	Fallkörper	S_{Kp}	T_{Kp}
ZD28	m_{Fk}	in mm	E_{Fk}	p_{Fk}	in mm	in <i>ms</i>
	in kg		in Nm	in Ns		
55	116	100	114	162	2,6	25
56	116	50	57	115	2,4	55
57	116	10	11	51	0,54	13
58	116	30	34	89	1,3	50
59	116	20	23	73	0,76	21
60	116	15	17	63	0,62	13,5
61	116	12	14	56	0,56	13
62	116	300	341	281	3,3	16
63	116	400	455	325	5,7	25
64	116	500	569	363	7,2	28
65	116	500	569	363	7	33
66	201	133	262	325	3,9	19
67	201	100	197	282	3,4	17
68	201	67	132	230	3	16
69	201	167	329	364	4,5	21
70	301	59	174	324	3,1	-
71	301	46	136	286	2,7	-
72	301	30	89	231	2,5	-
73	301	89	263	398	3,6	-
74	301	200	591	596	5,9	-

 Tabelle A-5:
 ZD28, Übersicht der Pulsversuche mit Variation der Fallmasse und Fallhöhe



Dehnungsverlauf an drei DMS-Positionen für unterschiedliche Fallhöhen und Fallmassen

Abbildung A-36: ZD28, DMS10, Fallmasse 201 kg und 301 kg, Dehnungsentwicklung über der Zeit für unterschiedliche Fallhöhen



Abbildung A-37: ZD28, DMS11, Fallmasse 201 kg und 301 kg, Dehnungsentwicklung über der Zeit für unterschiedliche Fallhöhen



Abbildung A-38: ZD28, DMS12, Fallmasse 201 kg und 301 kg, Dehnungsentwicklung über der Zeit für unterschiedliche Fallhöhen

A.4.4.2 Ergebnisse ZD29

Versuchs-	Fallhöhe	Anschlag	Anschlag	Energie Fk.	Impuls	Amplitude	Periodendauer
nummer	S _{Fk}	Lv.	Kp.	E_{Fk}	Fk.	S_{Kp}	T_{Kp}
ZD29	in <i>mm</i>	S _{Lvo,soll}	S _{Kp,soll}	in Nm	p_{Fk}	in <i>mm</i>	in <i>ms</i>
		in <i>mm</i>	in <i>mm</i>		in Ns		
68	200	0,2	0,5	394	398	0,79	3,20
69	200	0,2	0,7	394	398	0,97	3,55
70	50	0,2	0,7	99	199	0,60	3,72
71	300	0,2	0,7	592	488	1,02	3,45
72	400	0,2	0,7	789	563	1,05	3,45
73	500	0,2	0,7	986	630	1,1	3,4
74	550	0,2	0,7	1084	660	1,1	3,4
75	200	0,25	0,6	394	398	0,91	3,55
76	100	0,25	0,6	197	282	0,84	3,75
77	300	0,25	0,6	592	488	1,00	3,46
78	400	0,25	0,6	789	563	1,08	3,46
79	100	0,25	0,5	197	282	- (>0,45)	- (>2,40)
80	300	0,25	0,5	592	488	0,84	3,16
83	200	0,25	0,5	394	398	0,81	3,23
84	200	0,25	0,5	394	398	0,81	3,22
85	200	0,25	0,3	394	398	0,74	2,95
86	100	0,25	0,3	197	282	0,62	3,01
87	300	0,25	0,3	592	488	0,82	3,00
88	400	0,25	0,3	789	563	0,87	3,00
89	500	0,15	0,3	986	630	0,86	2,95
90	700	0.15	0.3	1380	745	0.93	2.95

Tabelle A-6:ZD29, Übersicht der Pulsversuche mit Variation der Anschlagabstände und Fallhöhen Fallmasse201 kg

Übersicht der Pulsverschiebungen nach Fallhöhe des Fallkörpers geordnet



Abbildung A-39: ZD29, Fallmasse 201 kg, Pulsverschiebung für unterschiedliche Anschlagabstände, Lastverteiler und Kreisplatte, aus DIC, 300° Beobachtungsposition, Abtastrate 10 oder 20 kHz, Fallhöhe 200 mm



Abbildung A-40: ZD29, Fallmasse 201 kg, Pulsverschiebung für unterschiedliche Anschlagabstände, Lastverteiler und Kreisplatte, aus DIC, 300° Beobachtungsposition, Abtastrate 10 oder 20 kHz a) Fallhöhe 100 mm; b) Fallhöhe 300 mm



Abbildung A-41: ZD29, Fallmasse 201 kg, Pulsverschiebung für unterschiedliche Anschlagabstände, Lastverteiler und Kreisplatte, aus DIC, 300° Beobachtungsposition, Abtastrate 10 oder 20 kHz a) Fallhöhe 400 mm; b) Fallhöhe 500 mm

Übersicht der Pulsverschiebungen nach Anschlagabstand geordnet

Abstand: $s_{z,soll,Lvo} = 0,2 mm; s_{z,soll,Kp} = 0,7 mm; \pm 0,05 mm$



aj

Abbildung A-42: ZD29; Pulsverschiebung aus DIC; 300° Beobachtungsposition; Abtastrate 10 kHz:

a) Kreisplatte und Lastverteiler oben

b) jeweilige Axialverformung vom Anschlag der Kreisplatte in z-Richtung



Abbildung A-43: ZD29; Pulsverschiebung aus DIC; 300° Beobachtungsposition; Abtastrate 10 kHz: Kreisplatte und Lastverteiler oben a) b)

jeweilige Axialverformung vom Anschlag der Kreisplatte in z-Richtung

 $s_{z,soll,Lvo} = 0,25 mm; s_{z,soll,Kp} = 0,5 mm; \pm 0,05 mm$ Abstand:



Abbildung A-44: ZD29; Pulsverschiebung aus DIC; 300° Beobachtungsposition; Abtastrate 10/20 kHz: a) Kreisplatte und Lastverteiler oben

jeweilige Axialverformung vom Anschlag der Kreisplatte in z-Richtung b)



Abbildung A-45: ZD29; Pulsverschiebung aus DIC; 300° Beobachtungsposition; Abtastrate 20 kHz:

Kreisplatte und Lastverteiler oben a)

Abstand:

jeweilige Axialverformung vom Anschlag der Kreisplatte in z-Richtung b)

Vergleichsbeispiel Verschiebungsverteilung aus induktiver Wegmessung, vibrationsbehaftet



ZD29; Versuch 69 und Versuch 90; Vergleich der Verschiebungsmessungen; Abbildung A-46: Einzelmessung Sektor 1, 2 und 3; induktive WA; oberer Lastverteiler; Abtastrate 19,2 kHz

Dehnungen an Einzelpositionen



Abbildung A-47: ZD29; Fallmasse 201 kg; Membran- und Biegedehnung für Fallhöhe 100 mm und unterschiedliche Anschlagabstände a) DMS 3_2_1; b) DMS 3_2_3; c) DMS 3_3_3; d) DMS 2_1_2



Abbildung A-48: ZD29; Fallmasse 201 kg; Membran- und Biegedehnung für Fallhöhe 300 mm und unterschiedliche Anschlagabstände a) DMS 3_2_1; b) DMS 3_2_3; c) DMS 3_3_3; d) DMS 2_1_2

Verformungsmuster ZD29



Abbildung A-49: ZD29; DIC mit 10/20 kHz:

Vergleich der hervortretenden Verformung des Helix-Beulmodes in der ausgeprägten Phase für unterschiedliche Versuche; Beobachtungsposition 60°



Abbildung A-50: ZD29; DIC mit 10/20 kHz:

Vergleich der hervortretenden Verformung des fortschreitenden Beulmodes bei Umkehrpunkt des Pulses mit abnehmendem Abstand der Anschläge; Beobachtungsposition 60°










Abbildung A-53: ZD29; Versuch 85; DIC mit 20 kHz; Ausschnitt von 28° bis 55°: Hervortreten des Beulmode und Entstehung von stabilen Beulen am oberen und unteren Rand bei Maximum der Pulsverschiebung



Abbildung A-54: ZD29; Versuch 86; DIC mit 20 kHz; Ausschnitt von 28° bis 55°: Hervortreten des Beulmode und Entstehung von stabilen Beulen am oberen und unteren Rand bei Maximum der Pulsverschiebung



Abbildung A-55: ZD29; Versuch 87; DIC mit 20 kHz; Ausschnitt von 28° bis 55°: Hervortreten des Beulmode und Entstehung von stabilen Beulen am oberen und unteren Rand bei Maximum der Pulsverschiebung



Abbildung A-56: ZD29; Versuch 90; DIC mit 20 kHz; Ausschnitt von 28° bis 55°: Hervortreten des Beulmode und Entstehung von stabilen Beulen am oberen und unteren Rand bei Maximum der Pulsverschiebung

A.4.5 Signifikante Fehlereinflüsse der Versuchstechnik auf die experimentelle Untersuchung der Kreiszylinderschalen

A.4.5.1 Axiale Steifigkeit der quasistatischen Belastungsvorrichtung

An den Last-Stauchungskurven der quasistatischen Versuche fällt auf, dass bei Eintreten der Instabilität trotz sofortigem Anhalten der Verschiebung des Elektrostellzylinders der Lastverteiler ca. 0,23 mm danach zum Halten gelangt (z.B. für ZD28). Dies deutet auf eine geringe axiale Steifigkeit des gesamten Belastungsmechanismus hin. Bei einem Lastabfall von ca. 14,9 kN von der Beullast zur Nachbeullast errechnet sich daraus eine axiale Steifigkeit von 64,8 kN/mm. Dies bedeutet, die Steifigkeit entspricht lediglich etwas mehr als dem Zweifachen der Versuchskörpersteifigkeit von ca. 29 kN/mm.

Führt man Axiallastversuche bis 40 kN in einer externen servohydraulischen Prüfmaschine an dem Elektrostellzylinder durch und misst die Stauchung, kann man daraus die axiale Steifigkeit bzw. Nachgiebigkeit dieser Komponente ermitteln. Im Rahmen der Axialnachgiebigkeitsmessung kann für den in der Versuchsanlage verwendeten Elektrostellzylinder von Typ GSX50-0601 eine Nachgiebigkeit im Bereich von 0,011 mm/kN (Steifigkeit 94 kN/mm) bei eingefahrenem Kolben bis 0,013 mm/kN (Steifigkeit 74 kN/mm) bei ausgefahrenem Kolben angegeben werden. Da die Axiallastversuche bei fast vollständig ausgefahrener Kolbenstange durchgeführt werden, zeigt sich, dass die Nachgiebigkeit vorrangig in diesem verwendeten Elektrostellzylinder zu suchen ist.

Diese Nachgiebigkeit besitzt jedoch keinen Einfluss auf den Verlauf der Belastung und den Übergang von der Stabilität zur Instabilität. Jedoch kann bei Versuchskörpern, wo unmittelbar nach Stabilitätsabfall das Material geschädigt wird oder plastifiziert die Wiederholbarkeit der Versuche eingeschränkt sein. Eventuell wird auch das Phänomen der Beulentwicklung der Kreiszylinderschale aus dem stabilen Beulmode heraus beeinflusst.

A.4.5.2 Einflüsse auf eine verminderte Reproduzierbarkeit

Während des Zeitraums der Fallwerkversuche für die Pulslasterzeugung ruht der obere Lastverteiler auf der oberen Kreisplatte. Wird der Lastverteiler während Einstellarbeiten mit Hilfe des Fallwerkes nach oben gehoben, so zeigt sich nach Pulslastversuchen, dass sich auf der oberen Kreisplatte Stahlspäne angesammelt haben (Abbildung A-57). Diese sind während der Ruhephase zwischen den Versuchen nicht sichtbar. Durch die konstruktiv bedingten inneren Öffnungen des Lastverteilers werden Fertigungsspäne aus den Gewindebohrungen und dem inneren Hohlraum durch die Stöße während der Pulslastversuche herausgeschleudert und landen auf der Trennfolie. Vermutlich sind auch während der Fertigung des Schweißteils einige der oberen Sackbohrungen als Durchgangsbohrungen ausgeführt worden. Diese Späne auf der durchgehenden Trennfolie können bei weiteren Pulsversuchen in der Aufwärtsbewegung durch die elastische Bewegung der Folienmembran zwischen die Schnittstelle von Lastverteiler und Kreisplatte gelangen. Somit können sie den großflächigen Kontakt beider Teile durch singuläre Erhöhungen negativ beeinflussen. Bereits das Zwischenlegen eines Notizzettels in die Schnittstelle kann eine Reduktion von 0,3 kN bewirken, ein Blech von 0,05 mm Dicke bis zu 0,8 kN (bei Kreiszylinderschale ZD29). Das Problem der heraustretenden Späne zeigt sich dadurch sehr stark, dass die Anlagenteile mit diesen Zylinderschalen das erste Mal nach der



Abbildung A-57: Späne aus Bohrungen des Lastverteilers auf Trennfolie, obere Kreisplatte

Fertigung in Betrieb sind. Nach der Fertigung kann ein Reinigen, z.B. durch Ausblasen, dieses Problem stark vermindern. Da während der Montage und der quasistatischen Versuche keine Stöße auftreten, zeigt sich das Problem erst bei den Pulsversuchen. Nach dem Wegfegen der Späne von der Folie werden nach einigen Versuchen neue Späne auf die Trennfolie geschleudert. Mit zunehmender Anzahl der Stöße reduziert sich zwangsläufig der Anteil der Späne im Lastverteiler. Bei weiteren Zylinderschalen kann durch Entfernen des inneren Teils der Trennfolie ein nach außen Schleudern der Späne zusätzlich vermindert werden.

A.4.5.3 Beschränkungen der Messtechnik zur Bestimmung der erforderlichen Axialverschiebungen

Während der Pulsversuche mit der Kreiszylinderschale ZD29 zeigt sich, dass die aufgezeichneten Amplituden der Axialverschiebung deutlich über den eingestellten Abständen zu den Anschlägen des Lastverteilers als auch der Kreisplatte liegen. Im Fall von ZD29 sind die Festanschläge des Lastverteilers durchgehend auf Stahlteilen gelagert, ohne NBR-Platte, wodurch an dieser Stelle mit einer geringen Nachgiebigkeit zu rechnen ist. Außerdem liegen diese Amplituden mit mehr als dem Zweifachen weit oberhalb der Werte, welche mit dem Bildkorrelationssystem ermittelt werden. Dies ist nicht mit der geringeren Aufzeichnungsrate der Kameras von 10 kHz zu 19,2 kHz bzw. 96 kHz der induktiven Wegaufnehmer zu erklären. In Abbildung A-58 ist dies beispielhaft für zwei Versuche 79 und 89 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sowohl für den Lastverteiler als auch die Kreisplatte die Messwerte der induktiven Wegaufnehmer höher ausfallen als in der DIC-Messung. Insbesondere gilt das für die plötzlich eintretende Bewegung des Pulses aus der Ruhe. Für Versuch 89 zeigen die induktiven Wegaufnehmer zuerst eine starke Abweichung zu den Wegen aus der digitalen Bildkorrelation. Im Verlauf des Ausschwingens stimmen sie jedoch in der Amplitude überein. Die Wegaufnehmer des Lastverteilers zeigen außerdem stellenweise starke Oberwellen. Im Fall von Versuch 79 ist die Verschiebung des Lastverteilers nach dem Puls sogar größer ist als die der Kreisplatte, was eine Durchdringung beider Körper bedeuten würde. Es ist zunächst zu vermuten, dass Messfehler durch



Abbildung A-58: ZD29, Vergleich der Verschiebungsmessung von Kreisplatte Kp und Lastverteiler Lvo: DIC-Messung und induktive Wegaufnehmer (ind_WA); Samplerate: 10 kHz DIC; 19,2 kHz für WA Lvo; 96 kHz für WA Kp; a) Versuch 79; b) Versuch 89

Probleme in der mechanischen Führung und Lagerung der Wegaufnehmer oder von elektronischen Einflüssen herrühren. Die Wegaufnehmer sind bedingt durch die Bauform exzentrisch befestigt. In Abbildung A-59 ist deren Anordnung für die Wegmessung des Lastverteilers und der Kreisplatte mit der Schale ZD29 zu sehen. Um die Ursache der möglichen Messfehler zu überprüfen, wird zuerst ein



Abbildung A-59: Ausführung der exzentrischen Befestigung der induktiven Wegaufnehmer bei Schale ZD29: links: zwischen den Kreisplatten; rechts: zwischen Lastverteiler oben und Lastverteiler unten; jeweils Tauchanker (unten) und Eisenkern am Blech (oben)

induktiver Wegaufnehmer parallel zu einem Lasertriangulationssensor gegen ein schwingendes Objekt einstellbarer Frequenz befestigt und die Ergebnisse abgeglichen. Die Anordnung zeigt der Versuchsaufbau nach Abbildung A-60. Es wird der Schwingerreger aus den Schwingungsuntersuchungen der Kreiszylinderschalen verwendet. Da der Kolben des Schwingerregers lose gelagert ist, wird ein Blech als Biegefeder eingesetzt. Quer dazu befindet sich ein weiteres Blech, an dem einseitig der Eisenkern des induktiven Wegaufnehmers befestigt ist. Die andere Seite wird als Messfläche für den Lasertriangulationssensor genutzt. Aufgrund der Eigenfrequenzen und Bauart können Schwingungen bis 50 *Hz* durchgeführt werden, mit Spitze-Spitze-Werten zwischen ca. 1 *mm* und 8 *mm*. Bei diesem Messaufbau sind keine signifikanten Abweichungen der beiden Sensorarten zueinander messbar. Sie liegen im Bereich bis 2 % sowohl im eingeschwungenen, stationären Zustand als auch im Einschwingbereich. Die geringen Abweichungen sind möglicherweise induziert durch Drehschwingungen, hervorgerufen durch den einseitig montierten Eisenkern oder eine ungleichmäßig in der Stativklemme gelagerte Biegefeder. Die erreichte Frequenz liegt zudem weit unterhalb des Frequenzbereichs der äquivalenten Periodendauer der Pulsversuche. Da mit diesem Messaufbau die



a)



b) Messung gegen federnd gelagertes Querblech am Schwingerreger

Ursache des Überschwingens der induktiven Wegaufnehmer nicht ermittelt werden kann, werden bei weiteren Pulslastversuchen einige induktive Wegaufnehmer durch Lasertriangulationssensoren ersetzt. Dies soll ermitteln, inwieweit die mechanische Befestigung einen Einfluss ausübt.

Vergleichsversuche zeigen eine deutlich bessere Übereinstimmung der Verschiebungswerte vom Lasersensor zur DIC-Messung als die der induktiven Wegaufnehmer. Dies gilt sowohl für die Amplitude als auch die Periodendauer. Zu sehen ist dies in einer Gegenüberstellung in Abbildung A-61 für den zeitlichen Verschiebungsverlauf des oberen Lastverteilers. Die gezeigten Ergebnisse beider Versuche erfolgen unter gleichen Einstellungen für Fallkörper und Anschlag des Lastverteilers. Versuch 80 zeigt die stark vibrationsbehaftete Schwingung der drei induktiven Wegaufnehmer im Vergleich mit der Verschiebung an zwei Stellen des Lastverteilers aus der Bildkorrelation. In Versuch 95 ist ein induktiver Wegaufnehmer durch einen Lasertriangulationssensor ersetzt. Der Lasersensor misst dabei gegen dasselbe Blech, an dem beim induktiven Wegaufnehmer der Eisenkern befestigt ist. Hinsichtlich der Amplitude von 0,8 mm und der Periodendauer von ca. 2,3 ms stimmen die Ergebnisse aus DIC-Messung und Lasersensor gut überein. Nur eine Oberschwingung im Messergebnis des Lasersensors lässt vermuten, dass das Blech als Messobjekt schwingt. Dies zeigt, dass das Überschwingen der Messwerte von den induktiven Wegaufnehmern vorrangig auf mechanische Ursachen zurückzuführen

ist. Dies ist einerseits die Schwingung des Blechs zur Befestigung des Eisenkerns und andererseits die Führung des Eisenkerns mit seiner Beschichtung im Tauchanker. In Verbindung mit Fluchtungsfehlern der beiden Teile zueinander kann es demnach bei plötzlicher Beschleunigung aus der Ruhe zu einem Impuls mit Überschwingen und variierender Reibung kommen, wodurch zusätzlich die Oberwellen entstehen.



 Abbildung A-61:
 ZD29, Verschiebungsmessung des oberen Lastverteilers

 (m_Fk = 201 kg; s_Fk = 200 mm; s_Lvo = 0,25 mm):

 a) Versuch 80: DIC-Messung und induktive Wegaufnehmer (WA);

 b) Versuch 95: Lasertriangulationssensor und induktive Wegaufnehmer (WA)

A.4.5.4 Beschränkung des zeitlichen Abgleichs der Messgrößen durch Latenzen der Messsignale

Während der Aufzeichnung der Messdaten stellt sich eine zeitliche Verschiebung der Messsignale unterschiedlicher Aufnehmer an den drei Messverstärkern heraus. Deutlich wird dies dadurch, dass die aufgezeichneten Werten eine Verschiebung des oberen Lastverteilers angeben, während die Wegaufnehmer der direkt darunter großflächig anliegenden Kreisplatte noch keine Verschiebung zeigen (Abbildung A-62). Ein unkorrigiertes Ergebnis aus den Messsignalen ergibt demnach, dass der Lastverteiler einen Weg von 1 mm durchführt ohne die obere Kreisplatte der Zylinderschale zu bewegen.

Bei genauerer Untersuchung zeigt sich, dass der Zeitversatz, bzw. der zeitliche Abgleich der Messgrößen eine vielschichtige Ursache besitzt, die jedoch nicht vollständig geklärt werden kann.

Die drei eingesetzten Messverstärker stammen aus einer Typfamilie, jedoch unterschiedlichen Typs und inneren Aufbaus. Einer der Messverstärker fungiert als Zeitgeber über eine direkte Kabelverbindung, dem die anderen mit einer Abweichung von 1 μ s folgen. Nach einer Überprüfung der Hardware-Zeitkanäle zeigt sich dieser Abgleich als zeitlich stabil.

Die Laufzeiten der Signale von Messaufnehmern sind vom Hersteller im Datenblatt für die unterschiedlichen Abtastraten angegeben [93], [94], [95]. Der Versatz der zeitlichen Zuordnung von Messdaten der Messverstärker kann über einen Sprung eines Spannungssignals auf je einen Messkanal experimentell ermittelt werden. Dazu wird mit einer Gleichspannungsquelle (Batteriepack mit



Abbildung A-62: ZD29, Versuch 83, zeitliche Verschiebung der Rohaufzeichnung von Verschiebung des oberen Lastverteilers (WA3), Kreisplatte (WA12) und eines DMS

Spannung 6V) ein Sprung über einen Folientaster mit geringer Prellwirkung ausgelöst. Jeder Messverstärker gibt den Kanal mit der höchsten Abtastrate ohne nachgeschaltete Filter aus. Die aufgezeichnete Flanke des Sprungs gibt einen Hinweis auf die Zeitunterschiede der Signalverarbeitung zwischen den Messverstärkern. Dabei zeigen sich zeitliche Unterschiede im Bereich von bis zu 200 μs . Diese erklären jedoch nicht die Unterschiede in den Messsignalen der Wegaufnehmer im Bereich von 750 μs . Das Aufschalten der Spannung auf zwei Kanäle ein- und desselben Messverstärkers führt hingegen zu identischen Werten in Amplitude und Zeit.

Auch eine Berücksichtigung der Schallgeschwindigkeit der mechanischen Spannungswelle in den verwendeten Teilen führt zu deutlich kürzeren Verzögerungen. Zum Beispiel liegt sie zwischen den oberen und unteren DMS der Kreiszylinderschale (Weg 440 *mm*) anhand der Messergebnisse bei ca. 50 ... 60 µs. Es kann vermutet werden, dass sich je nach Aufnehmertyp zusätzliche Latenzen durch etwaige zusätzliche Filter ergeben. Dies ist zum Beispiel denkbar bei Sensoren mit einer Trägerfrequenz-Speisespannung. Weiterhin zeigen Versuche, dass eine höhere Abtastrate auch zu einer höheren Latenz des Wegaufnehmersignals führt. Bekannt sind die zeitlichen Verzögerungen der Signalausgabe bei Lasertriangulationssensoren durch die interne digitale Signalverarbeitung anhand der Betriebsanleitung [92].

Quellenverzeichnis

- [1] A. G. Piersol und T. L. Paez, Harris' Shock and Vibration Handbook, Sixth Edition Hrsg., New York, u.a.: McGraw-Hill Handbooks, Sixth Edition, 2010.
- [2] W. Beitz und K.-H. Grote, Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin: Springer, 19. Auflage 1997.
- [3] E. Hering, R. Martin und M. Stohrer, Physik für Ingenieure, Berlin: Springer, 1999.
- [4] J. Wiedemann, Leichtbau, Elemente und Konstruktion, Band 1, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [5] J. M. Hedgepeth, "Survey of Problems of Structural Dynamic Stability in Vehicle Design," in Dynamic Stability of Structures, Northwestern University, Evanston, Illinois, Pergamon Press, 1965, pp. 109-112.
- [6] J. Wijker, Mechanical Vibrations in Spacecraft Design, Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2004.
- [7] C. J. Moening, "Pyrotechnic Shock Flight Failures," in *Proceedings of the 8th Aerospace Testing Seminar*, Los Angeles, 1984.
- [8] Northrop Grumman Innovation Systems, ehem. Orbital ATK, *Propulsion Products Catalog*, Northrop Grumman, 2018.
- J. M. Lyon, "Introduction to Rocket Propulsion, Technical Report RD-PR-91-17," US Army Missile Command, Redstone Arsenal, Alabama, 1991.
- [10] Y. S. Tamura und C. D. Babcock, "Dynamic Stability of Cylindrical Shells Under Step Loading," in American Society of Mechanichal Engineers ASME, University of Hawai, Honolulu, Hawai, 1975, 25-27 März.
- [11] R. Lorenz, "Achsensymmetrische Verzerrungen in d
 ünnwandigen Hohlzylindern," Zeitschrift des VDI 52, pp. 1706 - 1713, 1908.
- [12] S. Timoschenko, "Einige Stabilitätsprobleme der Elastizitätstheorie," Zeitschrift für Mathematik und Physik, p. 337, 1910.
- [13] R. V. Southwell, "On the General Theory of Elastic Stability," *Phil. Trans. Roy. Soc.*, pp. 187 244, 6. August 1913.
- [14] W. Flügge, "Die Stabilität der Kreiszylinderschale," in *Ingenieur Archiv, Band III*, Berlin, 1932, pp. 463 - 506.

- [15] L. H. Donnell, "A new Theory for the Buckling of Thin Cylinders under Axial Compression and Bending," *Trans. Am. soc. Mech. Eng., Volume 56,* pp. 795 806, 3. 7. December 1934.
- [16] E. E. Lundquist, "Strenght tests of thin-walled duralumin cylinders in compression," NACA report No. 473, pp. 585 - 602, 1934.
- [17] T. v. Karman und H.-S. Tsien, "The Buckling of Thin Cylindrical Shells under Axial Compression," Journal of the Aeronautical Sciences Volume 8, No. 8, p. 898, Juni 1941.
- [18] W. T. Koiter, "The stability of elastic equilibrium," Dissertation, November 1945.
- [19] H. L. Cox, "A stress analysis of thin metal construction," Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol. XLIV, p. 231, 1940.
- [20] A. Pflüger, Stabilitätsprobleme der Elastostatik, dritte neubearbeitete Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1975.
- [21] J. Singer, J. Arbocz und T. Weller, Buckling Experiments: Experimental Methods in Buckling of Thin-Walled Structures Basic Concepts, Columns, Beams and Plates - Volume 1, New York: John Wiley & Sons Inc., 1998.
- [22] H.-S. Tsien, "A Theory for the Buckling of Thin Shells," *Journal of the Aeronautical Sciences*, Bd.
 9, Nr. 10, pp. 373 384, 1942.
- [23] C. D. Babcock und E. E. Sechler, "The Effect of End Slope on the Buckling Stress of Cylindrical Shells," NASA TN D-2537, Pasadena, California, 1964.
- [24] C. D. Babcock, "The Influence Of The Testing Machine On The Buckling Of Cylindrical Shells Under Axial Compression," *International Journal of Solids and Structures*, pp. 809-817, September 1967.
- [25] R. C. Tennyson, "An Experimental Investigation of the Buckling of Circular Cylindrical Shells in Axial Compression Using the Photoelasticity Technique," UTIAS Report No. 102, University of Toronto, Institute for Aerospace Studies, 1964.
- [26] R. C. Tennyson und S. W. Welles, "Analysis of the buckling process of circular cylindrical shells under axial compression," UTIAS Report No. 129, University of Toronto, Institute for Aerospace Studies, Februar 1968.
- [27] R. S. Sendelbeck und N. J. Hoff, "Loading Rig in which Axially Compressed Thin Walled Cylindrical Shells Buckle near Theoretical Values," *Experimental Mechanics*, pp. 372-376, 1972.
- [28] C. Koning und J. Taub, "Stoßartige Knickbeanspruchung schlanker Stäbe im elastischen Bereich bei beiderseits gelenkiger Lagerung," *Luftfahrtforschung*, Bd. 10, Nr. 2, pp. 55 64, 1933.

- [29] C. Koning und J. Taub, "Impact Buckling of Thin Bars in the Elastic Range hinged at both Ends," NACA-TM-748, Washington, DC, 1934.
- [30] A. F. Schmitt, "Dynamic buckling tests of aluminium shells," *Aeronautical Engineering Review*, pp. 54-58, 1956.
- [31] A. S. Wolmir und W. E. Minejew, "An experimental investigation of the buckling of a shell under dynamic load," in *Theory of Elasticity*, Soviet Physics - Doklady, Vol. 4, 1959, pp. 464-465.
- [32] A. S. Wolmir, "On the Stability of Dynamically Loaded Cylindrical Shells," in *Dokladi Akademii* Nauk SSSR, 123: 806–808. Translation in: Soviet Physics Dokladi, 3, 1958, pp. 1287 1289.
- [33] V. L. Agamirow und A. S. Wolmir, "Behavior of Cylindrical Shells Under Dynamic Loading by Hydrostatic Pressure or by Axial Compression," Übersetzung in American Rocket Society Journal Supplement aus Izvestiia Akademii Nauk SSSR, Otd. Tekh. Nauk, Mekhanika i Mashinostroenie no. 3, 1959, pp. 78-83, January 1961.
- [34] J. D. Wood und L. R. Koval, "Buckling of Cylindrical Shells under Dynamic Loads," in AIAA Launch and Space Vehicles Shell Structures Conference, Palm Springs, California, USA, 1963.
- [35] A. P. Coppa, "On the Mechanism of Buckling of a Circular Cylindrical Shell Under Longitudinal Impact," TIS Report R60SD494, Proceedings of Tenth International Congress of Applied Mechanics, Nr. 6, pp. 274 - 276, 1961.
- [36] A. P. Coppa und W. A. Nash, "Dynamic Buckling of Shell Structures Subject to Longitudinal Impact, Report no. ASD-TDR-62-744," Air Force Flight Dynamics Labratory Research and Technology Division Air Force Systems Command, Wright-Patterson AFB, Ohio, 1962.
- [37] A. P. Coppa, "The Buckling of Circular Cylindrical Shells Subject to Axial Impact," *TN D-1510, Collected Papers of Instability of Shell Structures,* pp. 361-400, Dezember 1962.
- [38] A. P. Coppa und W. A. Nash, "Dynamic buckling of shell structures subject to longitudinal impact, Report no. FDL-TDR-64-65," Air Force Flight Dynamics Labratory Research and Technology Division Air Force Systems Command, Wright-Patterson AFB, Ohio, 1964.
- [39] A. P. Coppa, "Effect of end conditions on buckling of cylindrical shells under axial compression impact," in *Test methods for compression members, ASTM STP 419*, Am. Society Testing Mats., 1967, pp. 115 - 136.
- [40] R. S. Roth und J. M. Klosner, "Nonlinear Response of Cylindrical Shells with Initial Imperfections Subjected to Dynamic Axial Loads," in AIAA Aerospace Science Meeting, New York, 1964, 20-22 Januar.

- [41] R. S. Roth und J. M. Klosner, "Nonlinear Response of Cylindrical Shells Subjected to Dynamic Axial Loads," *AIAA Journal*, Bd. 2, Nr. 10, pp. 1788-1794, Oktober 1964.
- [42] H. E. Lindberg und R. E. Herbert, "Dynamic Buckling of a Thin Cylindrical Shell Under Axial Impact," *Journal of Applied Mechanics*, pp. 105-112, März 1966.
- [43] B. O. Almroth, A. Holmes und D. O. Brush, "An Experimental Study of the Buckling of Cylinders Under Axial Compression," *Experimental Mechanics*, pp. 263-270, September 1964.
- [44] H. Schwieger und C. Spuida, "Untersuchungen über die Stabilität axial gestoßener Zylinderschalen," DFVLR, Deutsche Luft- und Raumfahrt, Forschungsbericht 70-19, Mülheim (Ruhr), Juni 1970.
- [45] J. D. Tulk, "Buckling of Circular Cylindrical Shells under Dynamically applied Axial Loads," UTIAS Report No. 160, University of Toronto, Institute for Aerospace Studies, 1972.
- [46] С. А. Утешев, "ВЫПУЧИВАНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ КОНИЧЕСКИХ И ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ПРИ УДАРИЕ ПО ТОРЦУ," *Механика Полимеров No. 1,* pp. 75-79, 1977.
- [47] D. G. Zimcik, "Stability of Circular Cylindrical Shells under Transient Axial Impulsive Loading," UTIAS Report No. 206, University of Toronto, Institute for Aerospace Studies, 1976.
- [48] D. G. Zimcik und R. C. Tennyson, "Stability of Circular Cylindrical Shells under Transient Axial Impulsive Loading," AIAA Journal, Bd. 18, Nr. 6, pp. 691 - 699, 1980.
- [49] H. E. Lindberg, M. B. Rubin und L. H. Schwer, "Dynamic Buckling of Cylindrical Shells from Oscillating Waves Following Axial Impact," *International Journal of Solids and Structures*, Bd. Volume 23, Nr. Issue 6, pp. 669-692, 1987.
- [50] H. E. Lindberg und A. L. Florence, Dynamic Pulse Buckling Theory and Experiment, Dordrecht, Niederlande: Martinus Nijhoff Publishers, 1987.
- [51] B. Budiansky und J. W. Hutchinson, "Dynamic Buckling of Imperfection-Sensitive Structures," in *Proceedings of the 11th International Congress of Applied Mechanics*, München, 1964.
- [52] H. E. Lindberg, "Dynamic Pulse Buckling of Imperfection-Sensitive Shells," APTEK Inc., San Jose, California, USA, 1989.
- [53] H. Röhrle und K. Jorde, "Bestimmung des dynamischen Beulverhaltens plattenförmiger Faserverbundwerkstoffe bei stoßförmigen Lasten," Dornier-Abschlußbericht 01/41205790000/01/S/0, Friedrichshafen, 1987.
- [54] H. Röhrle, K. Jorde und W. Schiffer, "Dynamisches Beulverhalten einer Stringer-versteiften CFK-Schale," Daimler-Benz Aerospace Dornier, Dornier-Luftfahrt Bericht 01/41209560000/01/S/0, Wessling, 1992.

- [55] H. Röhrle, "Beulstabilität von faserverstärkten Werkstoffen," Daimler-Benz Aerospace Dornier, TS4-9609/011, Wessling, 1996.
- [56] C. Bisagni, "Dynamic Buckling Tests of Cylindrical Shells in Composite Materials," in Proc. 24th International Congress of the Aeronautical Sciences, ICAS 2004-5.3.4, Yokohama, Japan, August/ September 2004.
- [57] R. Yaffe und H. Abramovich, "Dynamic buckling of cylindrical stringer stiffened shells," Computers and Structures, pp. 1031 - 1039, No. 81 2003.
- [58] J. Hutchinson und B. Budiansky, "Dynamic buckling estimates," AIAA Journal, Bd. Vol. 4, Nr. No. 3, pp. 525-530, 1966.
- [59] T. Weller und R. Zimmermann, "Buckling Behavior of Composite and Metal Circular Cylindrical Shells subjected to Impulsive Axial Compression," G.I.F. Research Project No. I-0532-049.10/97, 2006.
- [60] N. Laufer, "Untersuchung des Einflusses von in-plane Moden auf das Beulverhalten dynamisch belasteter Schalen," Hochschule Wismar, Institut für Strukturmechanik des DLR, Braunschweig, 2003.
- [61] A. Reimer und O. Schmidt, "Untersuchung des Einflusses von Laminataufbau und Last-Zeit-Funktion auf das dynamische Beulen an axialen stoßbelasteten Kreiszylinderschalen aus Faserverbundwerkstoff," DLR e.V., Institut für Strukturmechanik, Braunschweig, 2000.
- [62] E. Eglitis, "Dynamic Buckling of Composite Shells," Riga Technical University, Riga, Lettland, 2011.
- [63] A. Böge, Technische Mechanik, Wiesbaden: Vieweg, 27. überarb. Aufl., 2006.
- [64] H. Hertz, "Über die Berührung fester elastischer Körper," *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, Bd. 92, pp. 156-171, 1881.
- [65] G. Niemann, H. Winter und B.-R. Höhn, Maschinenelemente Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 3. Auflage 2001.
- [66] H. Haberhauer und F. Bodenstein, Maschinenelemente Gestaltung, Berechnung, Anwendung, Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 14. Auflage, 2007.
- [67] E. H. Baker, L. Kovalevsky und F. L. Rish, Structural Analysis of Shells, New York: McGraw-Hill, 1972.
- [68] V. V. Novozhilov, The Theory of Thin Shells, Groningen, Niederlande: Erven P. Noordhoff, Ltd., 1959.

- [69] M. S. Qatu, Vibration of Laminated Shells and Plates, Academic Press, 2004.
- [70] L. H. Donnell und C. C. Wan, "Effect of Imperfections on Buckling of Thin Cylinders and Columns Under Axial Compression," *Journal of Applied Mechanics*, Nr. 17, pp. 73 - 83, März 1950.
- [71] V. I. Weingarten, P. Seide und J. P. Peterson, "Buckling of Thin-Walled Circular Cylinders," NASA SP-8007, 1968.
- [72] C. Hühne, R. Rolfes, E. Breitbach und J. Teßmer, "Robust Design of Composite Cylindrical Shells under Axial Compression — Simulation and Validation," *Thin-Walled Structures*, Nr. 46, pp. 947-962, 2008.
- [73] R. Degenhardt, A. Bethge, A. Kling, R. Zimmermann und K. Rohwer, "Probabilistic Approach for Better Buckling Knock-Down Facotrs of CFRP Cylindrical Shells – Tests and Analyses," in 18th Engineering Mechanics Division Conference (EMD2007), Blacksburg, Virginia, USA, 2007.
- [74] R. M. Jones, "Buckling of Circular Cylindrical Shells with Multiple Orthotropic Layers and Eccentric Stiffeners," AIAA Journal, pp. 2301 - 2305, Dezember 1968.
- [75] Anonym, "ANSYS Hilfe, Dokumentation," ANSYS Inc., Ausgabe 18.2, Canonsburg, 2017.
- [76] CADFEM GmbH, "CADFEMWIKIPLUS," [Online]. Available: http://www.cae-wiki.info/. [Zugriff am 12 02 2019].
- [77] L. A. Samuelson und S. Eggwertz, Shell Stability Handbook, London, New York: Elsevier, 1992.
- [78] H. Abramovich und A. Grunwald, "Stability of Axially Impacted Plates," *Journal of Composite Structures*, Nr. 32, pp. 151 158, 1995.
- [79] H. Abramovich, P. Pevsner und T. Weller, "Thin Walled Composite Shells under Axial Impulsive Loading," in *18th International Conference on Composite Materials*, Jeju, Korea, 2011.
- [80] G. J. Simitses, "Instability of dynamically-loaded Structures," Applied Mechanics Reviews, pp. 1403 - 1408, Oktober 1987.
- [81] J. Ari-Gur und S. R. Simonetta, "Dynamic Pulse Buckling of Rectangular Composite Plates," Journal of Composites Part B, Nr. 28B, pp. 301 - 308, 1997.
- [82] V. Svalbonas und A. Kalnins, "Dynamic Buckling of Shells: Evaluation of Various Methods," Nuclear Engineering and Design, Nr. 44, pp. 331 - 356, 1977.
- [83] J. Amiro, "Detemination of the Critical Parameters of a Load dropping rapidly with Time (Triangular Pulse)," *Prikladnaja Mechanika, vom Russischen in das Englische übersetzt,* Bde. %1 von %2Vol. 16, No. 9, pp. 70 - 76, 1979 / 1980.

- [84] Hexcel Composites, *HexPly® 8552, Product Data,* Hexcel Composites, 2008.
- [85] R. J. Allemang, "The Modal Assurance Criterion Twenty Years of Use and Abuse," *Sound and Vibration*, pp. 14 21, August 2003.
- [86] F. Odermann, 2.004.00. V03 Dynamikbeulanlage DBA, Braunschweig: DLR, Institut FA, 2015.
- [87] C. Hühne, "Robuster Entwurf beulgefährdeter, unversteifter Kreiszylinderschalen aus Faserverbundwerkstoff," Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 2006.
- [88] H. R. Meyer-Piening, M. Farshad, B. Geier und R. Zimmermann, "Buckling Loads of CFRP Composite Cylinders under Combined Axial and Torsion Loading - Experiments and Computations," *Composite Structures*, Nr. 53, pp. 427 - 435, 2001.
- [89] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, *Kugelumlaufeinheiten KUSE35 (Baureihe KUSE), Datenblatt,* 2020.
- [90] F. Odermann, *Lastimperfektion Beulanlage Versuchsauswertung, Interner Bericht, IB* 131-2009/19, Braunschweig: DLR, 2009, p. 32.
- [91] A-Drive Technology GmbH, Linearstellzylinder Baureihe GSX, Datenblatt, Taunusstein, 2012.
- [92] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, *Betriebsanleitung optoNCDT 1302*, Ortenburg: Micro-Epsilon Messtechnik, 2012.
- [93] HBM, Datenblatt QuantumX MX410 Hochdynamischer Universalmessverstärker, Darmstadt: HBM, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2013.
- [94] HBM, Datenblatt QuantumX MX840A Universalmessverstärker, Darmstadt: HBM, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2013.
- [95] HBM, "Datenblatt QuantumX MX1615 DMS Brückenmessverstärker," Darmstadt, 2012.
- [96] X. Huyan und G. J. Simitses, "Dynamic Buckling of Imperfect Cylindrical Shells under Axial Compression and Bending Moment," in *AIAA Journal*, 1997.
- [97] A. Donges und R. Noll, Laser Measurement Technology, Fundamentals and Applications, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015.
- [98] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, "optoNCDT // Laser-Wegsensoren (Triangulation)," 2015. [Online]. [Zugriff am 15 05 2015].
- [99] GOM GmbH, GOM Testing, Technische Dokumentation ab V8 SR1, Grundlagen der digitalen Bildkorrelation und Dehnungsberechnung, Braunschweig: GOM GmbH, 2016, p. 30.

- [100] A. Gilat, R. K. Goldberg und G. D. Roberts, "Experimental Study of Strain-Rate-Dependent Behavior of Carbon/Epoxy Composite," *Composites Science and Technology*, Bd. 62, pp. 1469-1476, 25 - 29 June 2002.
- [101] J. P. Hou und C. Ruiz, "Measurement of the Properties of woven CFRP T300/914 at different Strain Rates," *Composites Science and Technology*, Bd. 60, pp. 2829-2834, 2000.
- [102] A. Gilat, R. K. Goldberg und G. D. Roberts, "Strain Rate Sensitivity of Epoxy Resin in Tensile and Shear Loading," Cleveland, USA, 2005.
- [103] K. Hoffmann, Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen, Darmstadt: HBM.
- [104] HBM, Datenblatt Kraftaufnehmer U10M, Darmstadt: HBM, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2012.
- [105] HBM, Datenblatt WA Induktive Standard-Wegaufnehmer, Darmstadt: HBM, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2012.
- [106] Metra Mess- und Frequenztechnik in Radebeul e.K., "Bedienungsanleitung Ladungsvorverstärker IEPE100," MMF, Radebeul, 2012.
- [107] C. Bisagni und et.al., "Dynamics in Aircraft Engineering Design and Analysis for Light Optimized Structures (DAEDALOS) Project Final Report," Mailand, 2014.
- [108] C. Friedrich, H. Abramovich, E. Feldman, E. V. Jurado, C. Pedetti, J. Krena und M. Geier, "DAEDALOS Project Deliverable D 4.1," 2011.
- [109] H. Baier, Faserverbundwerkstoffe, Kern-Skriptum zur Vorlesung, München: TU München, 2005.
- [110] C. Albrecht, Prüfprotokoll Compression nach AITM 1-0008 Is5 für DAE-HZ4-COM-0-D-RT, I. F.
 DLR, Hrsg., Braunschweig, 2012, p. 5.
- [111] C. Albrecht, *Prüfprotokoll Compression nach AITM 1-0008 Is5 für DAE-HZ4-COM-90-D-RT,* I. F. DLR, Hrsg., Braunschweig, 2012, p. 7.
- [112] C. Albrecht, *Prüfprotokoll Schubversuch nach DIN EN 6031 für DAE-HZ2-IPS-+-45-D-RT,* Braunschweig: DLR, Institut FA, 2012, p. 6.
- [113] C. Albrecht, *Prüfprotokoll Tension Plain nach DIN EN 2561 für DAE-HZ3.2-TEN-O-D-RT,* Braunschweig: DLR, Institut FA, 2012.
- [114] F. Franzoni, F. Odermann, E. Labans, C. Bisagni, M. A. Arbelo und R. Degenhardt, "Experimental validation of the vibration correlation technique robustness to predict buckling of unstiffened composite cylindrical shells," *Composite Structures*, Nr. 224, Mai 2019.

- [115] E. Unjaev und F. Odermann, "Numerische Simulation des Verhaltens einer Kreiszylinderschale aus Faserverbundwerkstoff unter axialer statischer und dynamischer Belastung," DLR, Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik, Braunschweig, 2016.
- [116] H.-J. Bartsch, Taschenbuch mathematischer Formeln, 18. Auflage Hrsg., Leipzig, München, Wien: Fachbuchverlag Leipzig im Carl-Hanser-Verlag, 1999.
- [117] R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, *Technische Daten Epoxydharz L+ Härter S, L, EPH 161 und EPH 500,* Waldenbuch, 2010.
- [118] Gebrüder Dorfner GmbH & Co. Kaolin- und Kristallquarzsand-Werke KG, *Produktprogramm für die Baustoffindustrie.,* Hirschau, 2012.