



PhD-FSTC-2013-12
Fakultät für Naturwissenschaften, Technologie und Kommunikation

DISSERTATION

verteidigt am 26/06/2013 in Luxemburg

zur Erlangung des Titels

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DU LUXEMBOURG EN SCIENCES DE L'INGÉNIEUR

von

LAURENT WAHL
geboren am 25. Oktober 1984 in Ettelbrück (Luxemburg)

ERMÜDUNGSEIGENSCHAFTEN DES WABENKERNNS VON SANDWICHPANEelen AUS ALUMINIUM

Prüfungskommission:

Dr.-Ing. Arno Zürbes, Betreuer der Doktorarbeit
Professor, FH Bingen (vorher Universität Luxemburg)

Dr.-Ing. Stefan Maas
Professor, Universität Luxemburg

Dr.-Ing. Danièle Waldmann, Vorsitzende
Ass.-Professor, Universität Luxemburg

Dr.-Ing. Cetin Morris Sonsino
Professor, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit u. Systemzuverlässigkeit LBF, Darmstadt / Techn. Universität Darmstadt (TUD)

Dr.-Ing. Hans-Georg Herrmann
Professor, Universität des Saarlandes

Tests can show what happens, *analysis* can show why.

To make a good decision you need *both*.

— Steven G. Rensinger, Experimental Techniques, 1988 —

ZUSAMMENFASSUNG

Sandwichstrukturen mit Wabenkern werden im Flugzeugbau, Schienenfahrzeugbau, in der Raumfahrt oder im Fahrzeugbau benutzt und werden deshalb üblicherweise zyklisch beansprucht. Solche Sandwichpaneelle bestehen aus zwei steifen Deckblechen, welche mittels einer Klebung mit dem sehr leichten Kern aus einer Wabenstruktur verbunden sind. Im Vergleich zu normalen Platten besitzen Sandwichstrukturen eine sehr hohe Steifigkeit bei niedrigem Gewicht.

Die Spannungen in Sandwichpaneelen mit Wabenkern hängen sehr stark von der Orientierung des Wabenkerns ab, da dieser nicht homogen ist. Die verschiedenen Spannungskomponenten werden analytisch hergeleitet, sodass eine schwächste Orientierung des Wabenkerns definiert werden kann. Die höchstbeanspruchte Richtung fällt nicht mit der W-Richtung (Definition in Kapitel 1) zusammen, welche die nachgiebigste Richtung ist.

Die Ermüdungsfestigkeit von Wabenkernen wurde bislang wenig untersucht. Die Ermüdungseigenschaften des Wabenkerns von Sandwichstrukturen aus Aluminium sollen in dieser Arbeit numerisch mittels Finite-Elemente-Methode und vergleichend experimentell untersucht werden. Die experimentellen Untersuchungen erfolgen mit Hilfe von 3-Punkt-Biegeproben, pulsierenden Rollenversuchen, Food-Cart Roller Versuchen und mehreren Versuchen an realen Bauteilen.

Je nachdem wie die Kräfte eingeleitet werden, treten im Wabenkern zwei verschiedene Formen des Versagens auf: Der Kern wird eingedrückt (core indentation: Kerneinbuchtung) oder der Kern versagt aufgrund der Schubbelastungen. In dieser Arbeit werden mehrere kraftgeregelte Ermüdungsversuche mit konstanter Lastamplitude beschrieben und die Versagenserscheinungen werden untersucht.

Der rechnerische Teil der Arbeit beinhaltet die Modellierung der Sandwichproben mithilfe von Schalenelementen mit der Finite-Elemente Software ANSYS. Zur Reduktion der Rechenzeit von großen Modellen wurde der Kern homogenisiert, um anschließend nur einen sehr kleinen kritischen Teil der Struktur in einem Submodell genau zu modellieren. Ferner wird analytisch hergeleitet, wie aus den Resultaten des homogenisierten Kerns, reale Spannungen berechnet werden können. Zudem wird der Einfluss von Imperfektionen der Geometrie und der Lasteinleitung untersucht. Des Weiteren werden auch Beulanalysen durchgeführt.

Aufgrund dieser Simulationen können beide oben beschriebenen Versagensarten erklärt werden. Falls die Krafteinleitung die Waben zum Beulen bringt, dann entstehen hohe Biegespannungen im Wabenkern und dieser versagt durch Kerneinbuchtung. Das Beulen kann vermieden werden, indem die Kraft flächiger eingeleitet wird. In diesem Fall wird der Kern durch Druck und Schub beansprucht, und das Bauteil versagt aufgrund hoher zyklischer Schubspannungen. Somit kann aufgrund der Simulationen die Wechselfestigkeit der Proben ermittelt werden. Die rechnerische Bewertung der Probenlebensdauer stützt sich auf die FKM-Richtlinie. Alle Simulationen werden mit Versuchsergebnissen validiert.

ABSTRACT

In comparison to their weight, honeycomb composite structures have a high bending stiffness, which makes them very suited for every application where little weight is important, like airplanes, railway-cars and vehicles. These structures are subjected to cyclic loading. The sandwich panels consist of two thin and stiff aluminium face sheets, which are bonded to a thick and lightweight aluminium honeycomb core.

The shear stresses in the core of these structures depend strongly on the angle of the load application, because the core is not homogeneous. The distribution and the level of the shear stresses are investigated using analytical calculations. The load direction which induces highest stresses in the honeycomb core is derived. This direction is not the W-direction, which is the most compliant one.

In literature, there are few fatigue properties of the honeycomb core described. The fatigue properties of the core are investigated in this work using the finite element method and experiments. The experimental investigations consist of three-point bending tests, pulsating roller tests, Food-Cart Roller tests and several tests on real components.

Depending on the load application, the honeycomb core fails either through core indentation or shear failure. Several fatigue tests were carried out at constant load amplitude and the failure mode is investigated.

The sandwich structures were modeled with the ANSYS finite element software. The number of elements is reduced by replacing the honeycomb core with a homogeneous core with orthotropic properties. In order to get the stresses in the honeycomb core at the critical location, a submodel was created. In this work, some equations are derived in order to calculate the real shear stresses from the shear stresses of the homogeneous core. In addition, imperfections are included in the model. Furthermore, buckling analyses were used to examine core indentation failure.

Based on these simulations, both failure modes described above can be explained. Core indentation occurs, when the honeycomb cells are buckling due to the load application. The buckling of the cells can be avoided by using a smoother load application. In this case, the core fails in the three-point bending test by shear failure. The fatigue life of the examined specimens is successfully approximated in this manuscript, with the lifetime analysis being based on the FKM-guideline. Every simulation is validated by experimental results.

RÉSUMÉ

Les panneaux sandwichs en nid d'abeilles sont des structures composites constituées d'une âme en nid d'abeille sur laquelle sont apposées deux peaux rigides au moyen d'une couche adhésive. Ces panneaux composites possèdent une très grande rigidité et une grande légèreté comparées à des panneaux normaux. Ainsi, les structures sandwichs avec âme en nid d'abeille sont couramment utilisées dans les industries telles que la construction aéronautique, ferroviaire et automobile, ou encore l'aérospatiale. De ce fait, elles sont généralement soumises à des contraintes cycliques.

Ces contraintes dans les panneaux sandwichs en nid d'abeilles dépendent fortement de l'orientation de l'âme, car celle-ci n'est pas homogène. Les différentes composantes des contraintes peuvent être dérivées analytiquement, de telle sorte que l'orientation la plus faible de l'âme en nid d'abeilles peut être définie. La direction concernée par les contraintes maximales (i.e. la direction la plus faible) ne coïncide pas avec la direction W, qui est la direction la plus souple.

Les propriétés de comportement en fatigue de structures sandwich avec âme à nid d'abeilles en aluminium sont étudiées dans cette thèse numériquement au moyen de la méthode des éléments finis. Les résultats sont ensuite comparés aux études expérimentales conduites en parallèle. Ces dernières consistent en des tests de flexion trois-points, des tests de roue pulsative, des tests nommés «Food-Cart Roller», et de plusieurs essais sur des composants réels.

Selon la façon dont les forces sont appliquées, l'âme en nid d'abeilles peut subir deux types d'échec de résistance à la fatigue: soit le noyau est enfoncé (i.e. «core indentation»), soit le noyau ne résiste pas aux contraintes de cisaillement. Dans le cadre de ce travail, plusieurs essais de fatigue conduits avec une amplitude de force constante sont décrits et les dommages sont étudiés.

La partie calcul du travail correspond à la modélisation des structures sandwichs par la méthode des éléments finis avec le logiciel ANSYS. Afin de réduire le temps de calcul des modèles de grande taille, la structure en nid d'abeilles a été remplacée par une âme homogène avec des propriétés orthotropiques. Néanmoins, un sous-modèle exact a été créé pour une petite partie critique de la structure. À partir des contraintes dans l'âme homogénéisée, les contraintes réelles peuvent être calculées. De plus, l'influence des imperfections de la géométrie ou de la charge est examinée dans le modèle à éléments finis. En outre, des simulations de flambage sont réalisées.

Sur base de ces simulations, les deux modes d'échec introduits ci-dessus peuvent être expliqués. Si la force entraîne le flambage de la structure en nid d'abeilles alors des contraintes de flexion élevées apparaissent dans le noyau, et le noyau est enfoncé (i.e. «core indentation»). Ce mode d'échec peut être évité si la force est appliquée sur une plus grande surface. Dans ce cas, il n'y a plus de contraintes de flexion dans le noyau, mais seulement des contraintes de pression et de cisaillement. La structure échoue alors en raison des contraintes de cisaillement cycliques

élevées. Par conséquent, la résistance à la fatigue peut être déterminée sur la base des simulations en utilisant la directive FKM. Toutes les simulations sont validées avec les résultats expérimentaux.

VORWORT

Diese Arbeit entstand von 2009 bis 2013 im Rahmen einer Doktorarbeit an der Fakultät für Naturwissenschaften, Technologie und Kommunikation an der Universität Luxemburg. Sie wurde in Kooperation mit der Firma Eurocomposites in Echternach durchgeführt, welche die Untersuchungen materiell und finanziell unterstützt haben.

Einen besonderen Dank geht an Prof. Arno Zürbes, der von der Universität Luxemburg zur FH Bingen im Laufe des Projektes wechselte und welcher mich trotz der Distanz zur Universität Luxemburg immer fachlich betreut und unterstützt hat. Einen großen Dank geht auch an Prof. Stefan Maas der Universität Luxemburg wegen der geleisteten Hilfestellung während des gesamten Projektes. Zudem hat Prof. Danièle Waldmann mich immer wieder unterstützt. Des weiteren danke ich Prof. Cetin Morris Sonsino und Prof. Hans-Georg Herrmann für die Beteiligung im Prüfungskomitee.

Gleichfalls gilt der Dank meinen Projektpartnern der Firma Eurocomposites: Dr. Patrick Frères, Dipl.-Ing. Willy Wintgens und Dr. Hassania Kiefer-Kamal, welche in vielen Sitzungen Hilfestellung leisteten.

Des Weiteren möchte ich mich bei den Labormitarbeitern für die Hilfe bei den Versuchen und der Fertigung bedanken: Claude Collé, Vicente Reis Adonis, Ralph Reiter, Ken Adam, Marc Seil und Gilbert Klein.

An dieser Stelle bedanke ich mich auch bei allen Arbeitskollegen für die schöne Zeit und die Diskussionen, insbesondere bei den Doktorandenkollegen Julien Carton, Joana Tarres und Stephan Sellen. Zudem bedanke ich mich bei Stephan Sellen fürs Korrekturlesen dieser Arbeit.

Abschließend möchte ich mich noch bei meiner Freundin und Familie bedanken, die mich stets unterstützt haben.

INHALTSVERZEICHNIS

Zusammenfassung	v
Vorwort	ix
Inhaltsverzeichnis	xi
Abkürzungen	xv
I EINLEITUNG	1
1 BESCHREIBUNG DER UNTERSUCHTEN STRUKTUR	3
2 STAND DER FORSCHUNG	9
2.1 Grundlagen der Materialermüdung	9
2.2 Mögliche Versagensarten von Sandwichstrukturen	16
2.3 Statische Eigenschaften von Sandwichstrukturen mit Wabenkern . . .	19
2.4 Ermüdung in Sandwichstrukturen	22
3 ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE	27
II THEORETISCHE ÜBERLEGUNGEN, MATERIALPARAMETER UND MODEL- LIERUNG	29
4 ANALYTISCHE BERECHNUNG DER SPANNUNGEN IN SANDWICHSTRU- TUREN	31
4.1 Druckbeanspruchung	31
4.2 Biegebeanspruchung	35
4.3 Schubspannungen	37
4.3.1 Verteilung der Schubspannungen in einer Sandwichstruktur mit Wabenkern	37
4.3.2 Berechnung der Schubspannungen im Wabenkern in Abhän- gigkeit der Winkelorientierung	40
4.3.3 Vergleich der analytischen Formeln mit einer Finite-Elemente Simulation	47
5 VERWENDETE WERKSTOFFE UND JEWELIGE EXPERIMENTELLE ER- GEBNISSE	49
6 MODELLIERUNG MITHILFE DER FINITE-ELEMENTE-METHODE UND GE- TROFFENE ANNAHMEN	55
6.1 Modellierung der Wabenstruktur	55
6.2 Imperfektionen	57
6.3 Homogenisierung des Wabenkerns	59
6.3.1 Prinzip der Homogenisierung	59
6.3.2 Analytische Berechnung der Schubspannungen im homoge- nen Kern	61
6.3.3 Berechnung der realen Spannungen mithilfe eines homoge- nen Modells	63
6.4 Große Strukturen: Submodell erstellen	67
6.5 Lasteinleitung	68

III BEULVERSAGEN IM WABENKERN	73
7 BEULVERSAGEN IM 3-PUNKT BIEGEVERSUCH	75
7.1 Experimentelle Ergebnisse: 3-Punkt Biegung mit Beulversagen	75
7.2 Numerische Beulanalyse	82
IV SCHUBVERSAGEN IM WABENKERN	87
8 SCHUBVERSAGEN IM 3-PUNKT BIEGEVERSUCH	89
8.1 Experimentelle Ergebnisse: 3-Punkt Biegung mit Schubversagen	89
8.2 Ermüdberechnung: 3-Punkt Biegung mit Schubversagen	95
8.3 Verifikation der Ermüdberechnung	102
9 PULSIERENDER ROLLENVERSUCH MIT SCHUBVERSAGEN	105
9.1 Experimentelle Ergebnisse: pulsierender Rollenversuch	105
9.2 Ermüdberechnung: pulsierender Rollenversuch	108
9.3 Verifikation der Ermüdberechnung	112
10 FOOD-CART ROLLER VERSUCHE MIT SCHUBVERSAGEN	113
10.1 Experimentelle Ergebnisse: Food-Cart Roller Versuch	113
10.2 Ermüdberechnung: Food-Cart Roller Versuch	118
10.3 Verifikation der Ermüdberechnung	126
11 REALBAUTEILVERSUCHE	129
11.1 Experimentelle Ergebnisse: Realbauteilversuche	129
11.1.1 Rampe für Schienenfahrzeuge	129
11.1.2 Probe mit Aluminiumeinleger (Insert)	134
11.1.3 Probe mit Bohrloch und Kernversagen	137
11.2 Ermüdberechnung: Realbauteilversuche	140
11.2.1 Ermüdung: Rampe für Schienenfahrzeuge	140
11.2.2 Ermüdung in der Nähe von Aluminiumeinleger	143
11.2.3 Ermüdung: Bohrloch und Kernversagen	145
11.3 Verifikation der Ermüdberechnung	147
V RESÜMEE	149
12 SCHLUSSFOLGERUNG	151
13 AUSBLICK	155
VI ANHANG	157
A MODELLERSTELLUNG IN ANSYS MIT APDL, VBA UND EXCEL	159
B VORGEHEN IN ANLEHNUNG AN DIE FKM-RICHTLINIE	163
C BEISPIEL DER AUSLEGUNG EINER SANDWICHSTRUKTUR IM DETAIL	165
C.1 Einfache analytische Berechnung	165
C.2 Detaillierte Finite-Elemente Berechnung	166
D DATENBLÄTTER	173
D.1 Mechanische Eigenschaften Vulkollan (Härte 80 Shore A)	173
D.2 Prüfprotokoll der Aluminiumfolie für den Wabenkern	174
D.3 Induktiver Wegsensor (HBM WA10: 10mm)	176
D.4 Kapazitiver Wegsensor (Micro-Epsilon S600-3: 3mm)	177
D.5 Kraftmessdose	178
D.6 Extensometer (Instron 2620-602)	179

D.7	Dehnmessstreifen (HBM 1-LY13-6/120)	180
D.8	Druckmessfolie	181
	Abbildungsverzeichnis	183
	Tabellenverzeichnis	188
	LITERATURVERZEICHNIS	191

ABKÜRZUNGEN

- a Länge der Klebung (Abbildung 1.2)
a' Risslänge
b Halbe Zellgröße (Abbildung 1.2)
b' Materialkonstante
c Projezierte Länge der freien Wände (Abbildung 1.2)
c' Ermüdungsduktilität
c'' Materialkonstante
h Höhe Wabenkern
l Länge / Breite
n Materialkonstante
pl plastisch
q Linienlast (Quer)
s Koordinate
t Dicke des Kernmaterials
w Durchbiegung
A Konstante
Alu Aluminium
B Konstante
C Konstante
DMS Dehnmessstreifen
Do Deckblech oben
Du Deckblech unten
E Elastizitätsmodul
F Kraft
G Schubmodul
H_x Flächenintegral

K	Spannungsintensitätsfaktor
L-Rtg	Richtung der geklebten doppelten Wabenwände
M_y	Biegemoment
N	Zyklenzahl
Q	Querkraft
R	Spannungsverhältnis
$R_{p0,2}$	Dehngrenze
S	Fläche
T-Rtg	Transversalrichtung des Paneels
W-Rtg	Richtung senkrecht zur L- und zur T-Richtung)
α	Orientierung des Wabekerns
β	Biegeweifigkeit
γ	Schubwinkel
δ	Azentrizität
ϵ	Dehnung
η	Lokale Koordinate
ϵ'_f	Ermüdungsduktilitätskoeffizient
λ	Eigenwert: Beullast
ν	Poissonzahl
φ	Phasenverschiebung
ρ	Dichte
σ	Normalspannung
σ'_f	Materialkonstante
θ	Verdrehung um x-Achse
ϑ	Verdrehung um z-Achse
τ	Schubspannung
τ'	Schubfluss
ξ	Lokale Koordinate
Δ	Differenz

Teil I
EINLEITUNG

BESCHREIBUNG DER UNTERSUCHTEN STRUKTUR

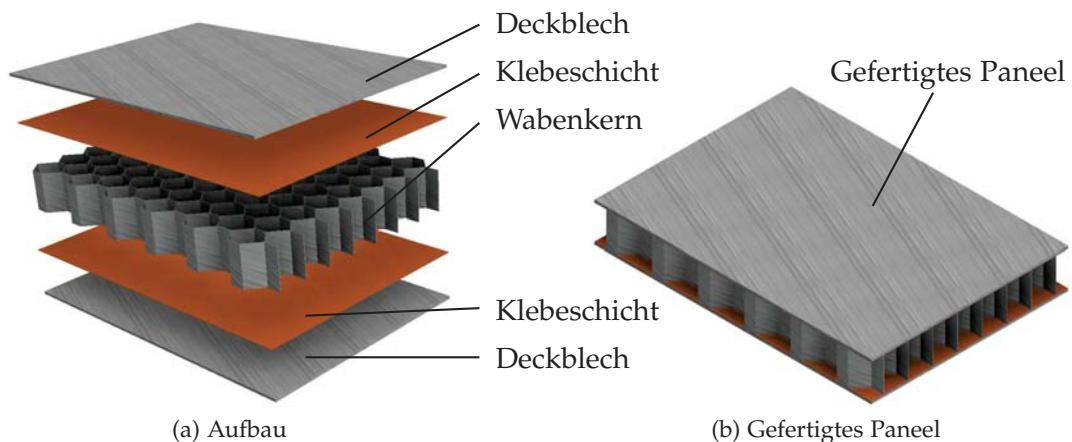


Abbildung 1.1: Sandwichstruktur mit Wabenkern

Sandwichstrukturen mit Wabenkern werden üblicherweise für Anwendungen eingesetzt, bei welchen ein geringes Gewicht und eine hohe Biegesteifigkeit wichtig sind, wie beim Einsatz in Flugzeugen, Eisenbahnwaggons und Fahrzeugen. Die Sandwichstrukturen bestehen aus zwei dünnen und steifen Deckschichten aus Aluminium, verbunden mit einem dicken und leichten Aluminium-Wabenkern (Abbildung 1.1).

Die beschriebenen Leichtbaupaneele bestehen normalerweise aus Aluminium oder faserverstärkten Kunststoffen. In diesem Bericht bestehen die untersuchten Deckbleche und Wabengerne jedoch ausschließlich aus Aluminium, welche durch eine Klebschicht miteinander verbunden sind (Abbildung 1.1a).

Obwohl Sandwichstrukturen mit Wabenkern seit 40 Jahren in der Industrie verwendet werden, ist ihr mechanisches Verhalten nicht vollständig untersucht.

Der Wabenkern hat verschiedene Aufgaben: Einerseits muss dieser den Abstand zwischen den Deckblechen halten, andererseits muss der Kern, bei einer Querkraftbelastung, Druck- und Schubspannungen übertragen. Im Vergleich zu anderen Kernmaterialien, wie zum Beispiel Schaumkernen, besitzen Wabengerne das höchste Verhältnis zwischen Steifigkeit und Gewicht [38, 99].

Da das Festigkeits- und Verformungsverhalten des untersuchten Wabekerns orthotrop (Kapitel 6.3.1) ist, reagieren die Paneele unterschiedlich, je nachdem in welcher Richtung diese beansprucht werden. Aus diesem Grund wurden die Richtungen der Symmetrieebenen mit L, W und T bezeichnet [30] (Abbildung 1.2). Die Wände der Wabenzellen haben verschiedene Wandstärken. Dies ist bedingt durch

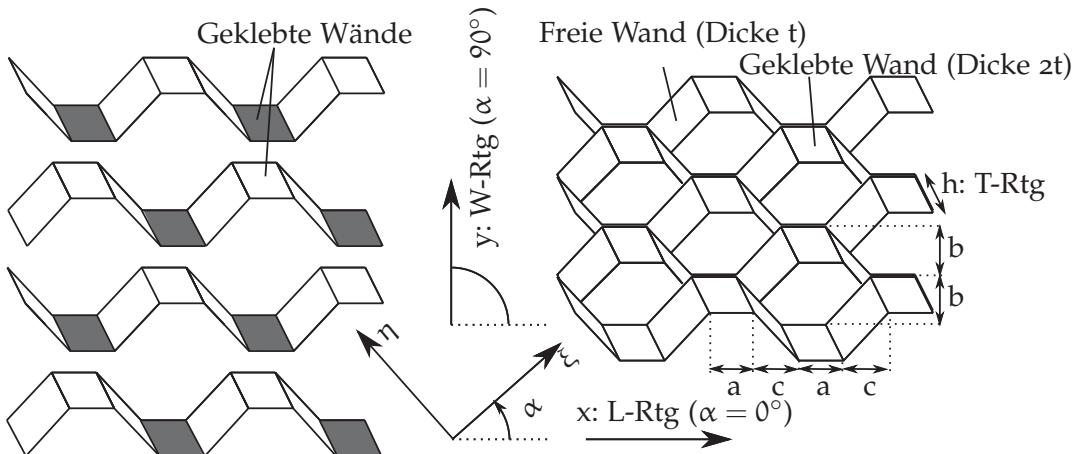


Abbildung 1.2: Notationen des Wabenkerns

den Herstellungsprozess (Abbildung 1.3), in dem verschiedene Folien aneinandergeklebt werden. In Abbildung 1.2 ist zu erkennen, dass die geklebten Wände in L-Richtung im Vergleich zu den freien Wänden die doppelte Dicke besitzen.

Die verschiedenen Parameter, die in den nächsten Kapiteln verwendet werden, sind in Abbildung 1.2 dargestellt. Die Parameter a , b , c und h beschreiben die Zellgröße und der Parameter t die Dicke der freien Wände. Da die Struktur nicht isotrop ist, muss der Winkel α eingeführt werden, wobei $\alpha = 0^\circ$ die L-Richtung bedeutet und $\alpha = 90^\circ$ die W-Richtung. In diesem Manuskript ist das $x - y$ -Koordinatensystem immer so gedreht, dass die L-Richtung des Wabenkerns stets der x -Richtung entspricht. Die ξ -Richtung des lokalen $\xi - \eta$ -Koordinatensystems entspricht der Längsrichtung der Probe (oder der Belastungsrichtung). Das heißt α beschreibt den Winkel zwischen dem Wabenkern ($x - y$ -Koordinatensystem) und der Probe ($\xi - \eta$ -Koordinatensystem).

Alle Berechnungen (Kapitel 4) werden für einen allgemeinen Fall mit den oben definierten variablen Parametern (Abbildung 1.2) durchgeführt. Die Simulationen und die Versuche müssen jedoch mit einer definierten Zellgeometrie erfolgen. Die Parameterwerte der untersuchten Platten sind in Tabelle 1.1 dargestellt.

Zellgröße (=2b)	6.4 mm	9.6 mm
Dichte des Wabenkerns	82 kg/m ³	55 kg/m ³
Material	Aluminium	Aluminium
Paneelhöhe h	10 mm	10 mm
$a = c$	3 mm	4,5 mm
b	3,2 mm	4,8 mm
Dicke der Deckbleche	0,6 mm	0,6 mm
Dicke der Wabenkernfolie t	0,08 mm	0,08 mm

Tabelle 1.1: Material und Dimensionen der verwendeten Paneele

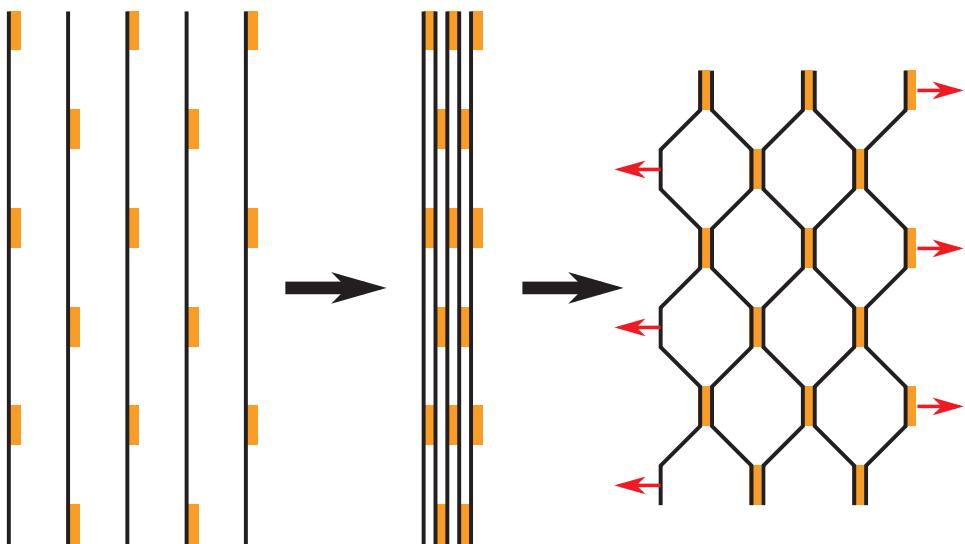


Abbildung 1.3: Schematische Darstellung der Fertigung des Wabenkerns (Schwarz: Aluminiumblech, Orange: Klebstoff)

Die Fertigung des Wabenkerns aus Aluminium erfolgt in drei einfachen und kosteneffizienten Schritten (Abbildung 1.3). In einem ersten Schritt werden definierte Klebeflächen auf die dünnen Aluminiumfolien aufgetragen. Im zweiten Schritt werden die Aluminiumfolien zusammengepresst, bis der Klebstoff ausgehärtet ist. Anschließend werden die beiden äußersten Folien auseinandergezogen. Wenn diese drei Schritte sorgfältig durchgeführt werden, kann eine fast perfekte Wabenstruktur entstehen (Abbildung 1.4a). In der Praxis kann es jedoch auch vorkommen, dass Sechsecke nicht ganz so regelmäßig sind (Abbildung 1.4b zeigt einen extremen Fall). Wenn die Form zu stark vom idealen Sechseck abweicht, kann es sein, dass die Festigkeit und Steifigkeit der Struktur dadurch negativ beeinflusst wird. Solche Proben können in einer Sichtkontrolle aussortiert werden.

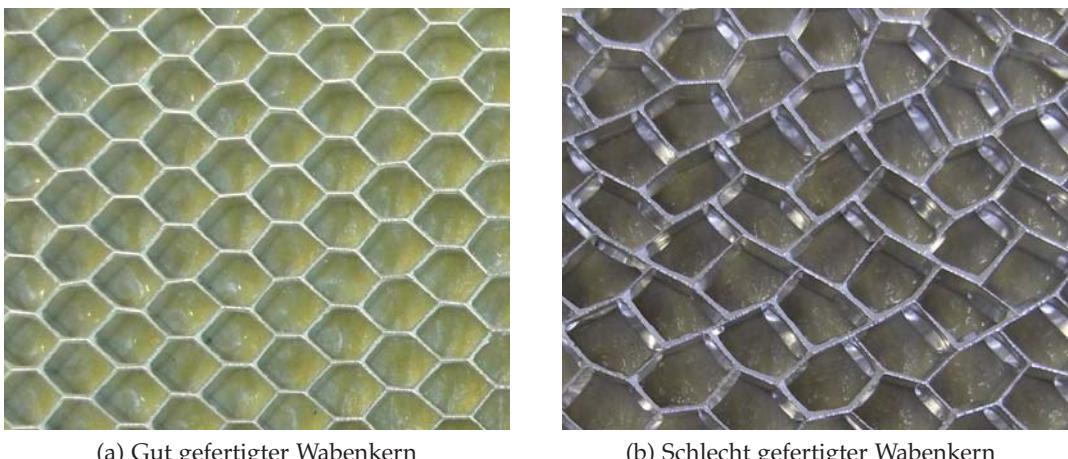


Abbildung 1.4: Gefertigte Wabenkerne

Wenn die Fertigung der Wabenstruktur abgeschlossen ist, kann diese möglicherweise an kritischen Stellen, vor allem an Schraubstellen oder an den Rändern, verstärkt werden. Entweder kann der Kern in diesem Fall mit einer Kunststoffmasse gefüllt werden (Potting), oder dieser wird an den kritischen Stellen komplett durch einen stabileren Einleger (Insert) ersetzt (Abbildung 1.5). Anschließend kann der Kern zwischen zwei Deckbleche platziert werden, welche mit einer Klebeschicht beschichtet sind. Das zusammengesetzte Paneel wird erhöhtem Druck und Temperatur ausgesetzt, bis die Klebeschicht ausgehärtet ist (Abbildung 1.6).

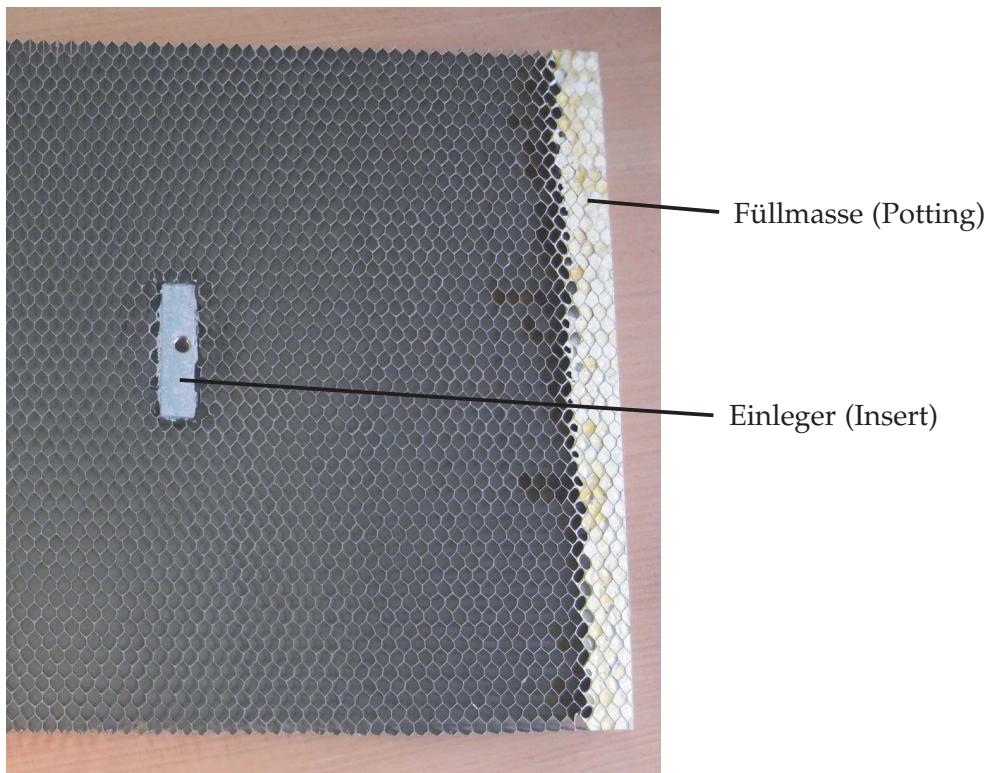


Abbildung 1.5: Teilweise verstärkter Wabenkern



Abbildung 1.6: Zusammengesetzte Sandwichstrukturen, vor dem Zusammenpressen bei erhöhter Temperatur

2

STAND DER FORSCHUNG

Die Themen Ermüdung und Sandwichstrukturen werden seit vielen Jahren intensiv untersucht. Da diese Themen sehr komplex sind, sind jedoch immer noch mehrere Teilbereiche nicht vollständig erforscht. Lebensdauerabschätzungen von Wabenstrukturen mithilfe der Finite-Elemente-Methode sind bisher noch wenig dokumentiert, was den Einsatz von diesen Strukturen in sicherheitsrelevanten Bauteilen stark einschränkt.

2.1 GRUNDLAGEN DER MATERIALERMÜDUNG

Bis ins 19. Jahrhundert wurden Bauteile fast ausschließlich statisch ausgelegt. Vor allem mit dem Aufkommen des Eisenbahnbetriebes ereigneten sich immer häufiger Unfälle aufgrund eines Materialversagens, welche sich mit einer statischen Auslegung nicht erklären ließen. August Wöhler führte daraufhin systematisch Schwingfestigkeitsversuche, zur Untersuchung von Eisenbahnachsen durch. Er fand einen Zusammenhang zwischen der konstanten Spannungsamplitude und der Lebensdauer. Auch eine Last, die statisch zu keinerlei sichtbaren Schäden in einem Bauteil führt, kann ein Bauteil zerstören, wenn diese Last wiederholt angebracht wird. Die Materialermüdung wurde im 19. Jahrhundert als mysteriöses Phänomen betrachtet. Nach August Wöhler wird das doppellogarithmische Schwingfestigkeitsdiagramm (Abbildung 2.1) genannt, auf welchem die vorgewählte Spannungsamplitude über der ermittelten Lebensdauer dargestellt wird. Auf der Abszisse des Wöhlerdiagramms ist die Zyklenzahl bis zum Anriß dargestellt und auf der Ordinate die im Versuch vorhandene konstante Spannungsamplitude im Bauteil.

Im abgebildeten Wöhlerdiagramm (Abbildung 2.1) sind die Schwingfestigkeitskurven für Überlebenswahrscheinlichkeiten von 10%, 50% und 90% dargestellt. Die Versuche (Rauten in Abbildung 2.1) zeigen eine gewisse Streuung, sodass bei einer Lebensdauerabschätzung immer die Überlebenswahrscheinlichkeit angegeben werden muss [39, 51, 58]. In dieser Arbeit wird immer von einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50% ausgegangen, das heißt vom logarithmischen Mittelwert der Bruchschwingzahl bei einer konstanten Last (Gleichung 2.1 [39, 51, 58]). Zyklenzahlen bis 10^4 werden als Kurzzeitschwingfestigkeit bezeichnet. Im Bereich der Zeitfestigkeit (10^4 bis 10^6 Zyklen) fällt die Lebensdauerlinie im doppellogarithmischen Diagramm linear über der Zyklenzahl ab. Ab 10^6 Zyklen (Langzeit-

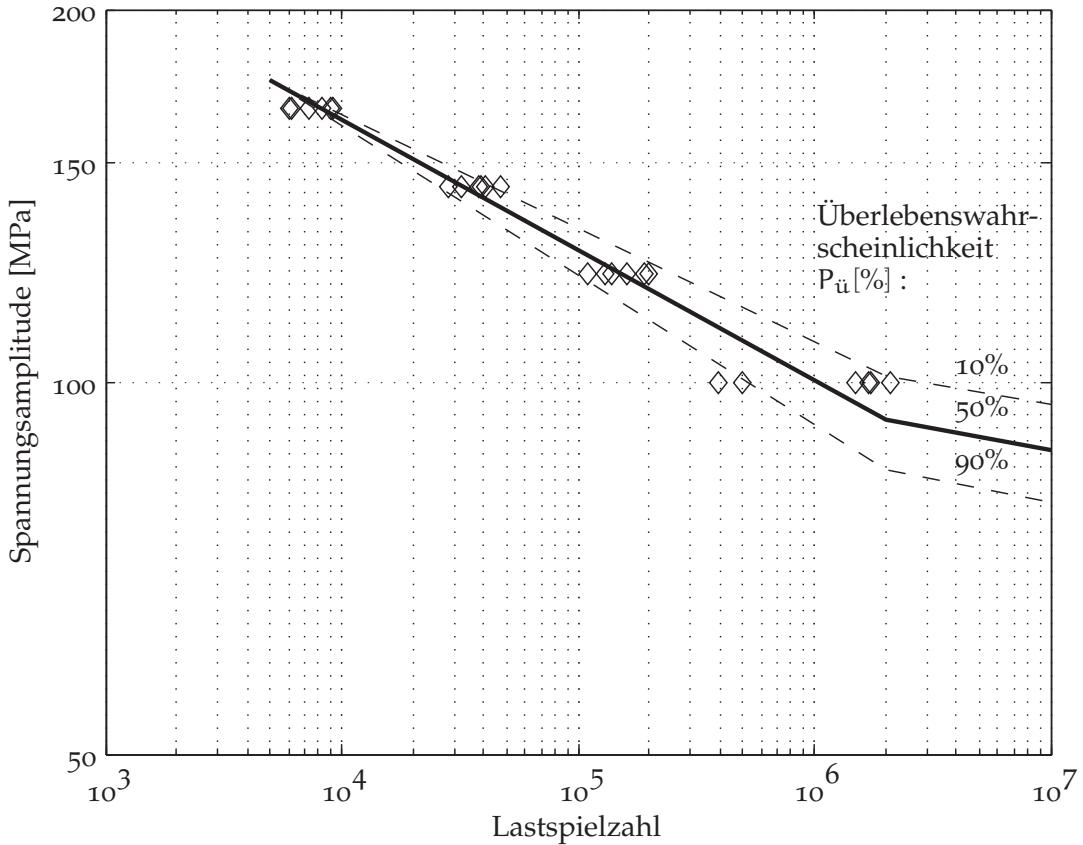


Abbildung 2.1: Skizze eines Wöhlerdiagramms [58]

schwingfestigkeit) ist dieser lineare Trend gebrochen, und die Lebensdauerlinie fällt weiter ab [91].

$$\lg(N_{50}) = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \lg(N_i) \quad (2.1)$$

Boyer hat eine Zusammenstellung von Wöhlerlinien und statischen Eigenschaften von häufig auftretenden Metallen erstellt [32]. Eine weitere Zusammenstellung von Wöhlerkurven wurden von Boller und Seeger veröffentlicht [31]. Diese beiden Werke enthalten Materialeigenschaften von einer Vielzahl von Materialien, jedoch ist die Aluminiumlegierung AlMn1Cu H19, welche für diese Arbeit relevant ist, nicht vorhanden.

Nachdem August Wöhler die Materialermüdung untersucht hat, gab es viele Nachfolger, welche die Ermüdungseigenschaften, vor allem von Stahl und Aluminium, noch weiter erforscht haben. Ermüdung ist ein progressiver Schaden während einer zyklischen Belastung. Es entstehen zuerst Mikrorisse, welche weiter wachsen und sich bis zum Versagen des Bauteils ausbreiten. Der Hauptparameter, welcher die Lebensdauer bestimmt, ist die Lastamplitude. Es gibt jedoch noch mehrere andere Parameter, welche nicht vernachlässigt werden dürfen [82]:

- Mittelspannungseinfluss
- Beanspruchungsart (Zug, Druck, Schub)
- Kerbwirkung (Spannungsüberhöhung)
- Stützwirkung (Spannungsgradient)
- Oberflächenqualität (Rauheit)
- Randschichten (unterschiedliche Festigkeit an der Oberfläche)
- Eigenspannungen (z. B. Spannungen aus dem Fertigungsprozess)
- Technologische Größe (Gefüge des Werkstoffes beeinflusst Festigkeit)
- Temperatur (hohe Temperaturen wirken sich negativ auf die Festigkeit aus)
- (Reib-)Korrosion (beeinflusst Oberflächenqualität)
- Belastungskollektiv (Reihenfolge und Häufigkeit von unterschiedlichen Spannungsamplituden)
- Belastungsfrequenz, Belastungsform

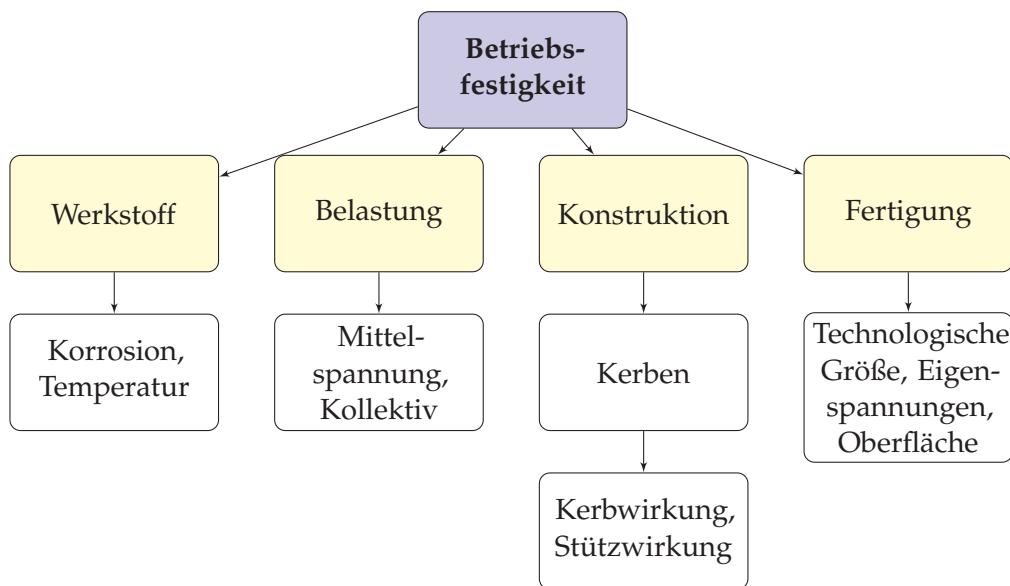


Abbildung 2.2: Betriebsfestigkeitsübersicht

Diese Vielzahl von Faktoren, zusammen mit einer normalen statistischen Streuung, führen dazu, dass die Lebensdauer von realen Bauteilen nur abgeschätzt werden kann. Eine Genauigkeit von Faktor 2 bei der Lebensdauerabschätzung eines komplexen Bauteils kann als gut betrachtet werden.

Der Mittelspannungseinfluss nach FKM-Richtlinie [14] ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Eine positive Mittelspannung (Mittelspannung auf Abszisse) wirkt sich

negativ auf die ertragbare Lastamplitude (Betriebsfestigkeitsamplitude σ_{BK} auf Ordinate) und somit auf die Lebensdauer aus. Eine negative Mittelspannung wirkt sich positiv auf die Lebensdauer aus (nach links steigende Kurve). Zudem sind die Spannungsamplituden durch die statischen Festigkeiten begrenzt. Andere Annahmen zur Abschätzung des Mittelspannungseinflusses wurden von Goodman [47], Gerber [45], Soderberg [89], Smith, Watson & Topper [88] und Morrow [73] hergeleitet (Abbildung 2.4), wobei letztere in dieser Arbeit nicht verwendet wurden.

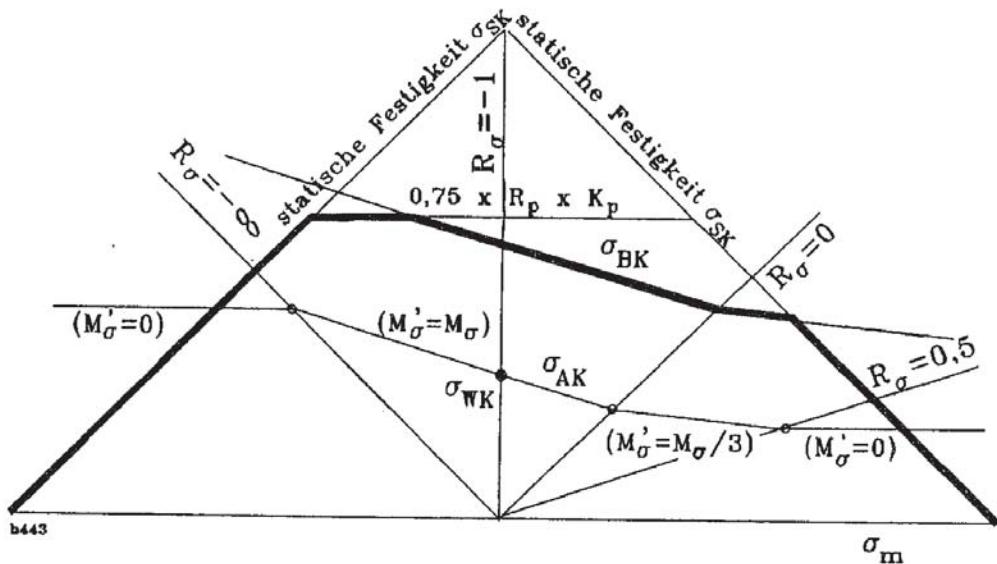


Abbildung 2.3: Mittelspannungseinfluss nach FKM-Richtlinie [14] im Haigh-Diagramm dargestellt

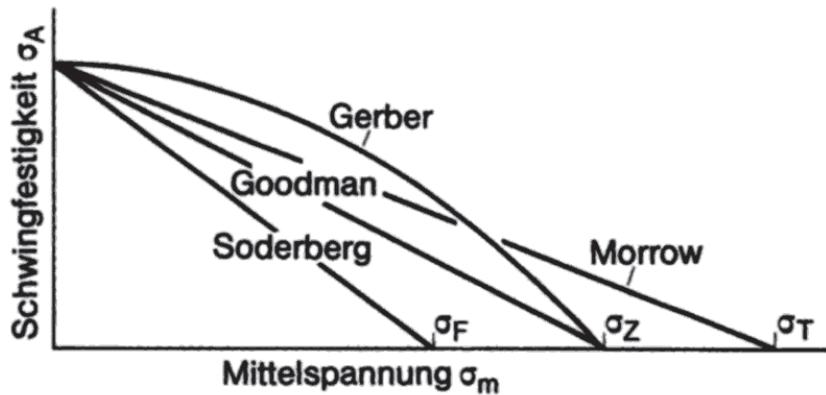


Abbildung 2.4: Mittelspannungseinfluss nach Goodman, Gerber, Soderberg und Morrow im Haigh-Diagramm dargestellt [79]

Die Stützwirkung tritt an Stellen mit Spannungsgradienten auf. Ein Bauteil, welches nur sehr lokal hohe Spannungen ertragen muss, hat eine wesentlich höhere Lebensdauer als ein Bauteil, welches die gleiche Spannung in einem größeren Volumen ertragen muss [90]. Das heißt, dass die Stützzahl die Gestalt des Bauteils berücksichtigt. In diesem Manuskript wird die Stützzahl nach FKM-Richtlinie [14] berücksichtigt. Die Stützzahl hängt stark vom Material und dem Spannungsgefälle senkrecht zur Oberfläche (Annahme nach FKM-Richtlinie [14]) ab und ist stets größer 1 und wirkt sich somit immer positiv auf die Lebensdauer aus.

Es gibt mehrere Gesetze, welche die Lebensdauer von Bauteilen beschreiben. An dieser Stelle soll das Thema nur angeschnitten werden. Einen Überblick erhält man zum Beispiel in [33, 39, 49, 51, 58, 80, 79, 82]. Das Coffin-Manson Gesetz [42, 70, 90] (Gleichung 2.2) beschreibt die Lebensdauer bis zum Anriss N_A in Abhängigkeit der plastischen Dehnungsdifferenz $\Delta\epsilon_{pl}$. ϵ'_f und c' sind Materialparameter. Dieses Gesetz wird im Bereich der Kurzzeitschwingfestigkeit angewendet:

$$\frac{\Delta\epsilon_{pl}}{2} = \epsilon'_f \cdot (N_A)^{c'} \quad (2.2)$$

Der Kurzzeitschwingfestigungsbereich wird in diesem Manuskript jedoch nicht behandelt, weil die Zyklenzahlen bis zum Versagen in diesem Fall sehr gering sind. Im Bereich der Zeitfestigkeit (10^4 bis 10^6 Zyklen) kann das Basquin Gesetz angewendet werden:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f \cdot (N_A)^{b'} \quad (2.3)$$

Das Basquin Gesetz beschreibt die Lebensdauer N_A bis zum ersten technisch feststellbaren Anriss in Abhängigkeit der Spannungsdifferenz $\Delta\sigma$. σ'_f und b' stellen Materialparameter dar. Nach dem Anriss fängt der Riss an zu wachsen. In der linearen Bruchmechanik wird die Risswachstumsgeschwindigkeit $\frac{da'}{dN}$ mit dem Paris Gesetz beschrieben [76], welche vom Spannungsintensitätsfaktor ΔK und den Materialkonstanten c'' und n abhängt:

$$\frac{da'}{dN} = c''(\Delta K)^n \quad (2.4)$$

Die Risswachstumsphase ist meistens viel kürzer als die Rissentstehungsphase. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit nur die Rissentstehungsphase nach dem Basquin Gesetz betrachtet. Die vorherigen Gesetze sagen jedoch nicht, wie zum Beispiel Spannungsspitzen in der Umgebung von Kerben behandelt werden sollen. Hierfür werden vier verschiedene Berechnungskonzepte unterschieden [51, 58]:

- Nennspannungskonzept: benutzt Spannungen ohne ihre Änderung durch die Geometrie und die Belastungsart. Die benutzte Wöhlerlinie muss korrigiert werden (zum Beispiel mit der entsprechenden Formzahl), um eine Bauteilwöhlerlinie zu erhalten.
- Strukturspannungskonzept: benutzt Spannungen mit Geometrieffekten aber ohne den Einfluss von Kerben. Die Strukturspannung wird über Stützstellen linear auf die kritische Stelle extrapoliert. Dieses Konzept wird bei der Auslegung von Schweißverbindungen angewendet.
- Örtliches Konzept: versucht die reale Dehnung oder Spannung (ausgehend von infinitesimalen Volumen im Kerbgrund) für die Berechnung zu benutzen. Die Stützwirkung des Materials muss zusätzlich noch berücksichtigt werden.
- Bruchmechanikkonzept: versucht die Risswachstumsphase abzuschätzen

In Abbildung 2.5 ist die Nennspannung und die örtliche Spannung im Beispiel eines Zugstabes mit Kerbe dargestellt. In dieser Arbeit wird das örtliche Spannungskonzept benutzt, da eine komplexe Geometrie mit Spannungsgradienten vorhanden ist. Als Grundlage für dieses Konzept wird nur eine Materialwöhlerlinie benötigt (und keine Bauteilwöhlerlinie). Es müssen keine Formzahlen (wie beim Nennspannungskonzept) und keine Stützstellen (wie beim Strukturspannungskonzept) berücksichtigt werden.

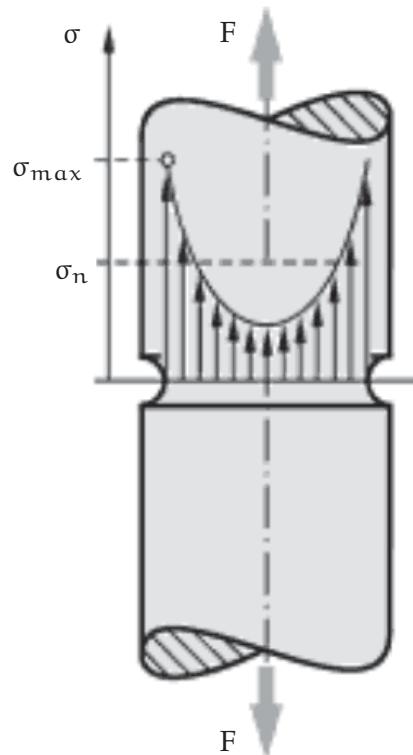


Abbildung 2.5: Nennspannung σ_n , und örtliche Spannung σ_{\max} in einem Zugstab mit Kerbe nach Läpple [66]

Details, wie das örtliche Konzept in dieser Arbeit angewendet ist, befinden sich in der FKM-Richtlinie [14]. Das Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM) hat die FKM-Richtlinie herausgebracht, welche im allgemeinen Maschinenbau für die Berechnung von Stahl- und Aluminiumstrukturen sehr verbreitet ist. Die FKM-Richtlinie beinhaltet das Nennspannungskonzept, welches vor allem für stabförmige Bauteile verwendet werden kann. Für alle anderen Bauteile (flächenförmig oder volumenförmig) wird das spannungsbasierte örtliche Konzept verwendet. Die Lebensdauerberechnung nach FKM-Richtlinie besteht immer aus einem statischen und einem zyklischen Nachweis, wobei bei beiden Nachweisen der berechnete Auslastungsgrad kleiner 1 sein muss. Die FKM-Richtlinie ist für Zyklenzahlen ab 10^4 anwendbar.

Neben der FKM-Richtlinie gibt es noch weitere Richtlinien, welche jedoch nicht in dieser Arbeit benutzt wurden. Die „American Society of Mechanical Engineers“ (ASME) beschreibt in einem Standard [1], wie Druckbehälter, welche zyklisch beansprucht werden, ausgelegt werden müssen. Als Grundlage wird das Strukturspannungskonzept benutzt. Das „European Committee for Standardisation“ beschreibt im neunten Teil des Eurocodes [10] wie Aluminiumkonstruktionen im Bauwesen statisch und zyklisch berechnet werden sollen. Der Verein Deutscher Ingenieure (VDI) hat in einem Bericht verschiedene Konzepte zur zeit- und sogenannten dauerfesten Auslegung beschrieben [13]. Schijve [82] gibt einen sehr umfassenden Überblick aller Effekte, welche bei der Ermüdung eine Rolle spielen. Keine dieser Quellen beschreibt jedoch konkret, wie Sandwichstrukturen mit Wabenkern, berechnet werden können. Bishop und Sherratt [29] beschreiben, wie eine Ermüdungsanalyse mithilfe der Finite-Elemente-Methode durchgeführt werden kann. Ein anderer Bereich der Ermüdung ist die Bruchmechanik. Das Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM) [26] beschreibt in einer Bruchmechanikrichtlinie eine Methode, wie das Risswachstum in Aluminium oder Stahlstrukturen berechnet werden kann. Broek [33] beschreibt, wie die Bruchmechanik praktisch angewendet werden kann.

Auch wenn mehrere Richtlinien zur Berechnung der Ermüdungseigenschaften vorhanden sind, werden Strukturen insbesondere auch durch Tests überprüft. Zur Dimensionierung von Fußböden mit Wabenkern im Flugzeugbau existieren zum Beispiel nur experimentelle Anforderungen [12, 15].

2.2 MÖGLICHE VERSAGENSARTEN VON SANDWICHSTRUKTUREN

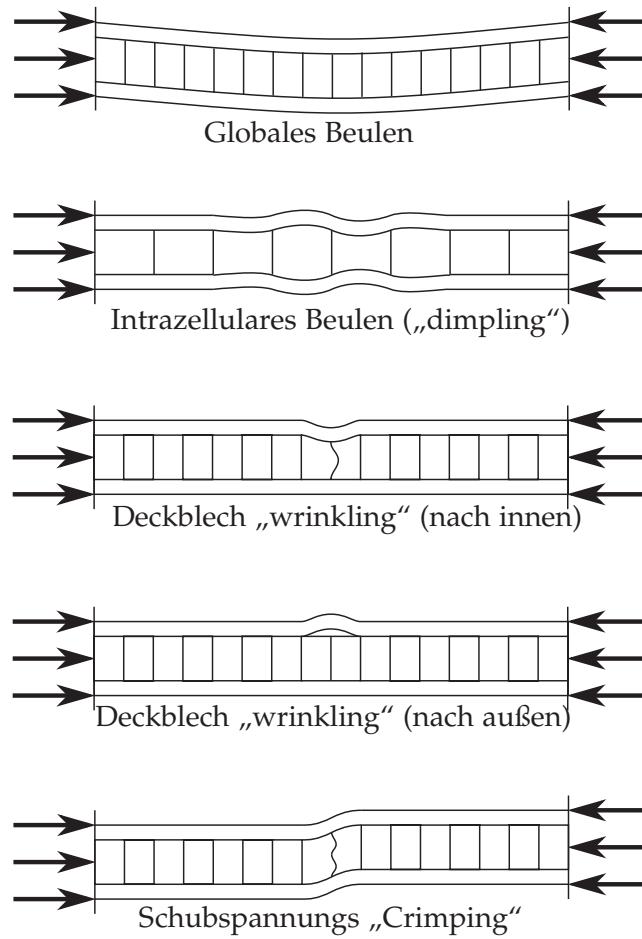


Abbildung 2.6: Versagensarten bei einer statischen Längsbeanspruchung [30]

Sandwichstrukturen können aufgrund der komplexen Struktur auf viele verschiedene Arten versagen. Es kann Versagen in den Deckblechen, dem Wabenkern und den Klebeschichten auftreten. Zudem können verschiedene Arten von Instabilitäten auftreten.

Bitzer [30] unterscheidet neun verschiedene Versagenstypen (Abbildungen 2.6, 2.7 und 2.8). Auch Petras [77] hat verschiedene Versagensformen von Wabenstrukturen beschrieben.

Vor allem durch eine Druckbeanspruchung in Längsrichtung der Sandwichstruktur (Abbildung 2.6: statische Last) können unterschiedliche Arten von Instabilitäten auftreten. Die Sandwichstruktur kann wie ein Knickstab global ausbeulen. Durch die Wabenstruktur kann es auch dazu kommen, dass intrazellulare Beulen auftritt, das heißt, dass die Deckbleche wellenförmig in den Wabenzellen ausbeulen. „Wrinkling“ bedeutet, dass der Wabenkern oder die Klebeschicht lokal nachgibt, sodass eine Beule im Deckblech entsteht. Beim „Crimping“ versagt der Kern durch die Schubspannungen.

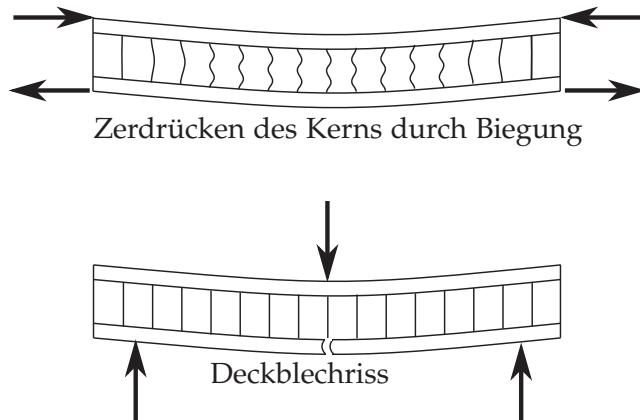


Abbildung 2.7: Einige Versagensarten bei einer Biegebeanspruchung [30] (oben: statische Last, unten: zyklische Last)

Nach Bitzer [30] können Biegebeanspruchungen zu einem Zerdrücken des Kerns oder einem Deckblechriss führen (Abbildung 2.7). In diesem Manuskript wird nur eine Biegung (Beanspruchungsart wie beim Deckblechriss) in Transversalrichtung betrachtet, da diese Belastungsart in der Realität die häufigste ist. Die Versagensart des Deckblechrisse (bei zyklischer Belastung) wird jedoch nicht näher betrachtet, da dieses Versagen von Bauer [21] ausreichend untersucht wurde.

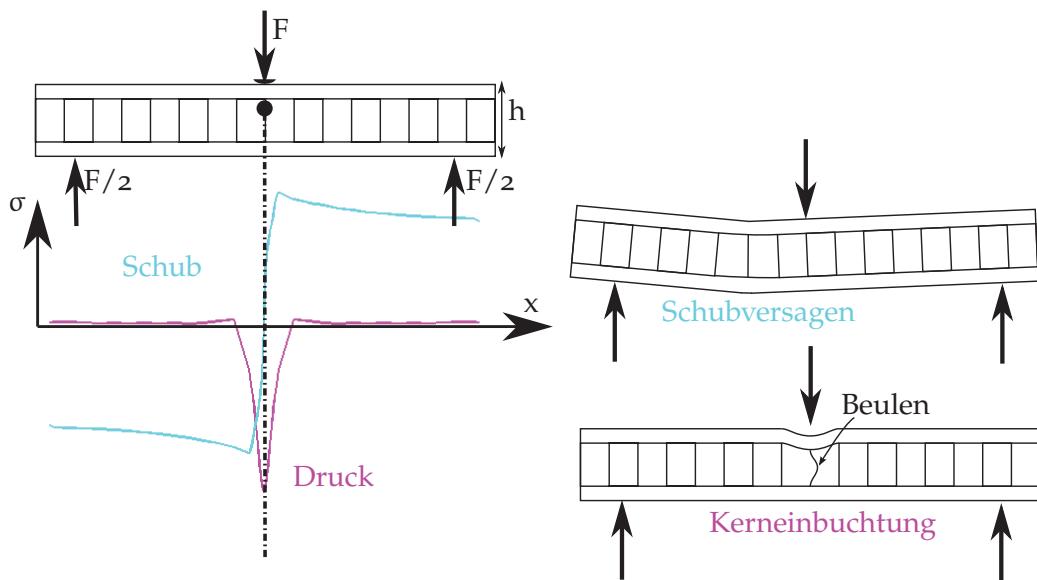


Abbildung 2.8: Schubversagen und Kerneinbuchtung bei einer Biegebeanspruchung [30]

Bitzer [30] beschreibt noch zwei weitere Versagensarten, welche durch eine Biegebeanspruchung in Transversalrichtung verursacht wird: Schubversagen im Kern und Kerneinbuchtung. Ein Sandwichpaneel, belastet mit einer Querkraft, wird mit unterschiedlichen Spannungen belastet: Die Deckbleche werden hauptsächlich auf Zug und Druck belastet, und der Kern auf Schub und Druck. Abbildung 2.8 zeigt die Druck- und Schubspannungsverläufe im Wabenkern einer Sandwichstruktur, welche in Form eines 3-Punkt Biegeversuches belastet wird (Werte aus einer Finite-Elemente Simulation). Abhängig von der Geometrie des Wabekerns und der Lasteinleitung sind entweder die Schub- oder die Druckspannungen vorherrschend. Wenn die Druckspannungen dominieren, versagt der Kern durch Kerneinbuchtung. Bei dieser Versagensart tritt der Schaden genau unter der Krafteinleitung auf, indem die Wabenzellen ausbeulen und somit nachgeben. Falls jedoch die Schubspannungen gegenüber den Druckspannungen vorherrschend sind, dann tritt Schubversagen auf. Diese Schadensart tritt nicht genau unter der Lasteinleitung auf, sondern etwas daneben, da hier die Schubspannungen maximal sind.

Da nur die beiden Versagensarten aus Abbildung 2.8 während der Versuche aufgetreten sind, werden nur diese betrachtet. Das Versagen der Klebeschicht ist nicht Bestandteil dieser Arbeit, da es nie zu einem derartigen Schaden gekommen ist (für die untersuchten Proben kann man sagen, dass die Klebeschicht stabiler ist als der Wabekern).

2.3 STATISCHE EIGENSCHAFTEN VON SANDWICHSTRUKTUREN MIT WABENKERN

Die Elastizitätskonstanten und andere mechanische Eigenschaften von Sandwichstrukturen mit Wabenkern wurden in der Vergangenheit von mehreren verschiedenen Autoren untersucht. Gibson und Ashby [46] haben die mechanischen Eigenschaften von unterschiedlichen Kernmaterialien untersucht, darunter Wabenkerne, Schaumkerne und weitere (mehrere Studien zusammengefasst). Unter anderem wurden analytische Formeln von Elastizitätskonstanten, Schubmodulen und Druckfestigkeiten hergeleitet. In Abbildung 2.9 sind die analytischen und experimentellen Elastizitätskonstanten im Vergleich dargestellt. Grediac [48] hat den Schubmodul in Querrichtung mithilfe einer Finite-Elemente-Analyse hergeleitet. Qiao und Wang [78] haben analytische Formeln hergeleitet, um die Schubsteifigkeiten von sehr verschieden geformten Wabenstrukturen zu ermitteln. Eine experimentelle Methode, um die mechanischen Eigenschaften von Wabenstrukturen zu ermitteln, kommt von Schwingshackl et al. [83]. Meraghni et al. [71] haben die mechanischen Eigenschaften von Wabenstrukturen und anderen Kernstrukturen analytisch und experimentell untersucht. Dabei wurde eine gute Korrelation zwischen den Resultaten gefunden. Tripplett und Schonberg [93] hat bei der Berechnung der Elastizitätskonstanten auch die doppelte Dicke der geklebten Wabenwände berücksichtigt. Zudem wurden die Impakteigenschaften untersucht.

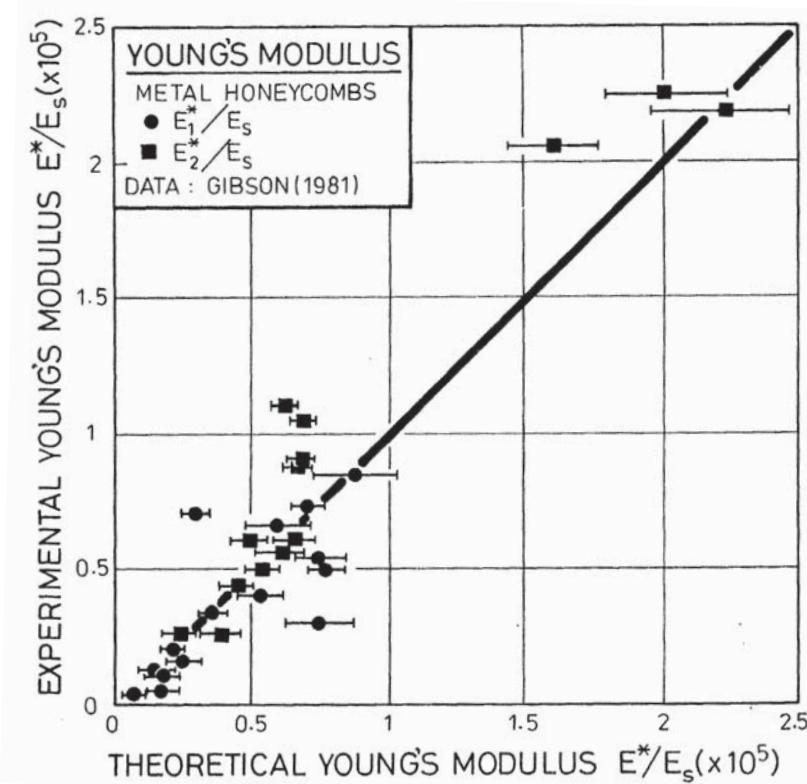


Abbildung 2.9: Analytische und experimentelle Elastizitätskonstanten im Vergleich nach Gibson und Ashby [46]

Pan et al. [75] haben die Schubfestigkeit von Wabenkernen in L-Richtung experimentell und analytisch untersucht, indem Einzelblock Schubversuche durchgeführt wurden. Dabei stellte sich heraus, dass die Strukturen im Versuch besser abschneiden als in der Berechnung, da die Klebeschicht vernachlässigt wurde.

Oft wird der Wabenkern homogenisiert, um die Rechenzeit einer Finite-Elemente Simulation zu reduzieren. Beim Homogenisieren wird der Wabenkern durch einen Vollkörper ersetzt, welcher die gleichen orthotropen Eigenschaften wie der Wabenkern besitzt. Bauer [21] hat mehrere analytische Methoden beschrieben, die orthotropen Eigenschaften zu bestimmen. Zusätzlich wurden die Ergebnisse mit einer Finite-Elemente Simulation verglichen. Arbaoui [20] hat die mechanischen Eigenschaften von verschiedenen Sandwichstrukturen untersucht, und die Homogenisierung beschrieben. Es konnte jedoch keine Quelle gefunden werden, nach welcher die realen Spannungen aus dem homogenisierten Modell berechnet wurden. Dies wird in dieser Arbeit im Kapitel 6.3.3 gezeigt.

Zhang und Ashby [100, 101] haben die Eigenschaften von Wabenstrukturen in Längs- und in Querrichtung untersucht. Hierbei wurden theoretische Beullasten berechnet. Eine weitere Methode zur Berechnung der Beullast im Kern liefert Kunitomo et al. [65]. Die ertragbare Druckspannung des Paneels nach dem ersten Beulen ist viel kleiner als vor dem Beulen. Wierzbicki [98] hat diese Last berechnet. Analytische Formeln zur Berechnung der maximalen und der mittleren Beullasten von gleichmäßig in T-Richtung belasteten Wabenstrukturen wurden von Paik et al. [74] überprüft. Zudem wurden analytisch berechnete statische Festigkeiten von Aluminium Sandwichstrukturen im 3-Punkt Biegeversuch mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Lee und Tsotsis [67] haben das Kerneinbuchtungsverhalten von Sandwichstrukturen mit Wabenkern ermittelt. Die Krümmung von den Zellwänden hat einen Einfluss auf die Beullast und die Schubsteifigkeit von Wabenstrukturen. Dieser Einfluss wurde von Lin et al. [68] ermittelt.

Staal et al. [92] hat Versagensmoden von Sandwichstrukturen mit Wabenkern untersucht, welche auf Biegung beansprucht wurden. Mithilfe der Finite-Elemente-Methode wurden statische Versagenslasten vorausgesagt.

Doyoyo [44] beschreibt das Schadensbild eines Aluminium-Wabenkerns, welcher durch eine Normalkraft oder durch eine Schubkraft beansprucht wird (Abbildung 2.10). Meraghni et al. [72] haben statisches Beul- und Schubversagen analytisch und experimentell untersucht. Bei kleineren Lasten tritt eher Beulen auf, und bei höheren Lasten eher Schubversagen (Abbildung 2.11), was auch analytisch bestätigt werden konnte. Belouettar et al. [25] haben Sandwichpaneele mit Wabenkern in Längsrichtung belastet, und mithilfe einer Finite-Elemente-Analyse die Beullasten bestimmt. Der gleiche Autor [24] hat lokale plastische Verformungen mit der Arlequin Methode (numerische Methode zur Kopplung von zwei Modellen) berechnet.

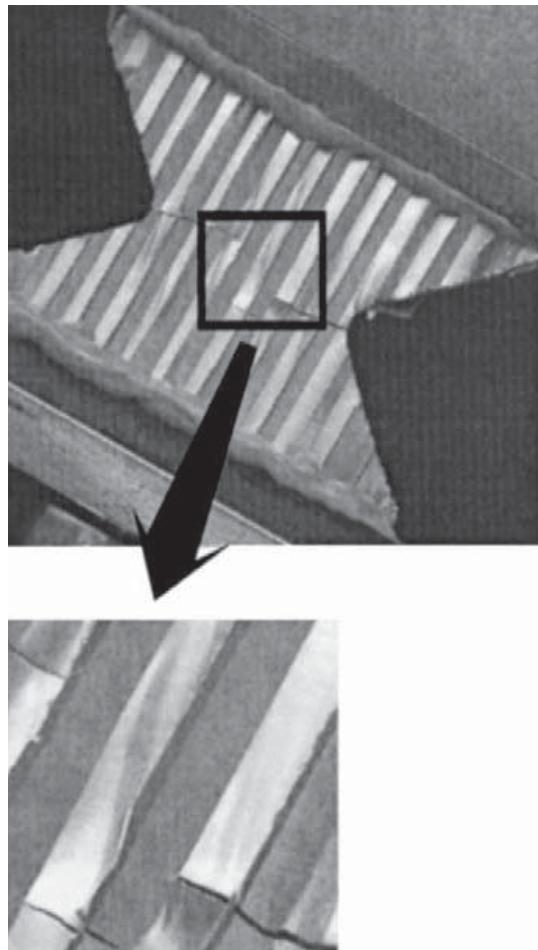


Abbildung 2.10: Schadensbild eines Aluminium-Wabenkerns unter kombinierter Zug und Schubkraft nach Doyoyo [44]

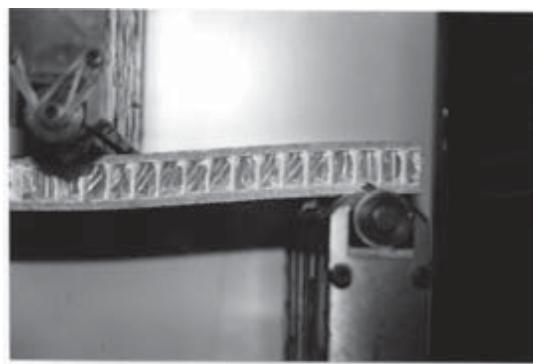


Abbildung 2.11: Statisches Schubversagen im Kern einer Sandwichstruktur belastet in einem 4-Punkt Biegeversuch nach Meraghni [72]

2.4 ERMÜDUNG IN SANDWICHSTRUKTUREN

Auch die Ermüdungseigenschaften von Sandwichstrukturen wurden in vielen verschiedenen Projekten, meist experimentell, untersucht. Die Untersuchungen beinhalten Deckblechversagen, Klebeversagen, Schaumkernversagen und Wabenkernversagen. Der Wabenkern bestand dabei in den meisten Fällen aus Nomex und nicht aus Aluminium, wie in dieser Arbeit. Es konnte keine Quelle gefunden werden, welche die Lebensdauer von Wabenkernen mithilfe von Finite-Elemente Simulationen abschätzt. Dieses Fehlen an Wissen behindert den Einsatz von Sandwichstrukturen mit Wabenkern in vielen Bereichen.

Sharma et al. [84] präsentieren eine Zusammenfassung von statischen und zyklischen Eigenschaften von Sandwichstrukturen mit Schaum- und Wabenkern. Es werden unter anderem Degradationsmodelle, statische Versagensmoden, Impaktschäden und zyklische Schäden beschrieben.

Bauer [21] konnte die Lebensdauer von ungekerbten und gekerbten Aluminium Deckblechen erfolgreich berechnen. Dabei wurden die FKM-Richtlinie und ein Volumenkonzept benutzt. Belouettar et al. [23] haben in einer experimentellen Untersuchung das statische und zyklische Versagen von Aluminium und Nomex Wabenstrukturen in einem 4-Punkt Biegeversuch untersucht. Die Versagensform der Aluminiumproben im zyklischen Versuch war Deckblechversagen.

Die Universität Metz hat auch mehrere Untersuchungen an Sandwichstrukturen mit Wabenkern durchgeführt. Abbadi [16, 17] hat die statischen und Ermüdungseigenschaften von Aluminium- und Aramidsandwichstrukturen im 4-Punkt Biegeversuch experimentell untersucht. Bei den Aramidstrukturen ist Kernversagen (Abbildung 2.12) und bei den Aluminiumstrukturen ist Deckblechversagen aufgetreten. Zudem wurden Finite-Elemente Modelle mit homogenisiertem Kern erstellt.

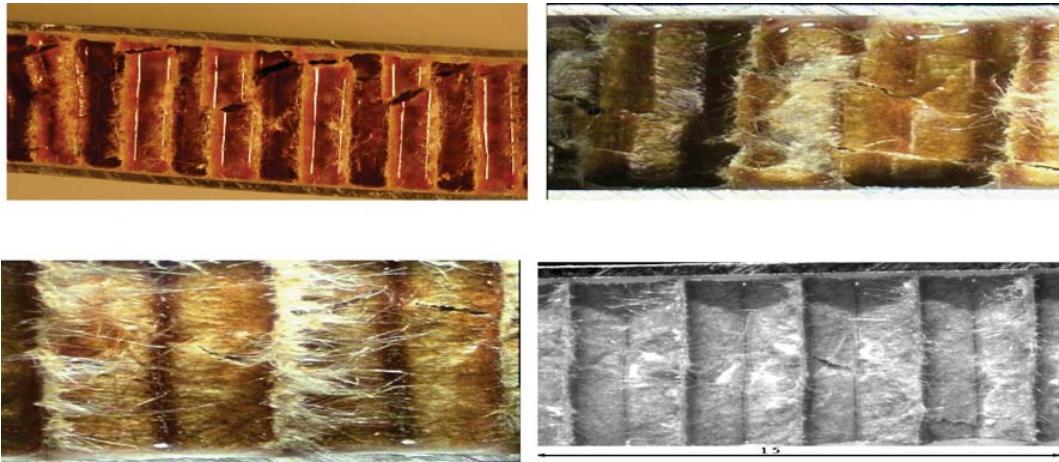


Abbildung 2.12: Kernschaden in einer Sandwichstruktur mit Aramidkern nach einem Ermüdungsversuch (Abbadì [17])

Zyklische 4-Punkt Biegeversuche mit teilweise vorgeschädigten Proben, welche zum Versagen der Klebeschicht geführt haben, wurden von Belingardi et al [22] durchgeführt. Berkowitz und Johnson [27] haben mithilfe von zyklischen Abscherversuchen das Versagen der Klebeschicht herbeigeführt. Sharma [85] hat, mithilfe von zyklischen 3-Punkt Biegeversuchen, die Festigkeit der Klebeschicht zwischen Wabenkern und Deckblech ermittelt.

Die Ermüdungseigenschaften von Sandwichstrukturen mit Schaumkern wurden von Harte et al. [53] bestimmt. Es wurde Deckblechversagen, Kerneinbuchtung und Schubversagen analytisch und experimentell untersucht. Shenoi et al. [86] haben, mithilfe von zyklischen Biegeversuchen, Sandwichstrukturen mit Schaumkern analysiert, wobei der Kern auf Schub versagt hat. Ermüdungsversagen im Schaumkern wurde noch von weiteren Autoren untersucht [34, 36, 37, 41, 64, 87].

Kanny und Mahfuz [61] haben die Ermüdungseigenschaften von Sandwichstrukturen mit Schaumkern bei verschiedenen Frequenzen betrachtet. Burchard [35] hat die Ermüdungsfestigkeit von Sandwichstrukturen mit Schaumkern und Einlegern (Inserts) untersucht. Die Risse wurden an einer Ecke des Einlegers initiiert, um anschließend im Kern immer weiter zu wachsen. Dies konnte auch mithilfe von numerischen Berechnungen nachgebildet werden.

Burman und Zenkert [38] ermittelten die Ermüdungseigenschaften von geschädigten und ungeschädigten Sandwichstrukturen mit Wabenkern. Diese experimentelle Untersuchung hat zu Schubversagen im Wabenkern geführt, welcher aus Nomex bestand. Demelio et al. [43] haben an Nomex Sandwichstrukturen die Ermüdungseigenschaften von Verbindungselementen ermittelt. Huang und Liu [56, 57] haben mit analytischen Theorien (Paris, Basquin und Coffin-Manson Gesetze) die Rissentstehungsphase und Risswachstumsphase beschrieben.

Jen und Chang [59, 60] haben Aluminium Sandwichstrukturen mit Wabenkern im 4-Punkt Biegeversuch zyklisch belastet und das Versagen beschrieben. Es konnte Klebeschicht- und Kernversagen festgestellt werden. Die Versuche wurden mit verschiedenen Kerndichten durchgeführt, wobei eine höhere Dichte auch zu einer höheren Festigkeit geführt hat.

Bianchi et al. [28] haben in einem Einzelblocktest die statischen und dynamischen Eigenschaften eines Wabenkerns aus Aluminium untersucht (Abbildung 2.13). Die Versagensart war Schubversagen. Der Wabenkern wurde in verschiedenen Richtungen belastet, und es konnte festgestellt werden, dass der Wabenkern sowohl statisch, als auch zyklisch nicht in W-Richtung am schwächsten ist, sondern irgendwo zwischen 45° und der W-Richtung (Abbildung 2.14). Die Ursache konnte jedoch nicht beschrieben werden. Dies ist in Kapitel 4.3.2 in dieser Arbeit aufgegriffen.

Die Norm DIN EN 6072 [3] beschreibt das Vorgehen von Ermüdungstests mit konstanter Amplitude. Die DIN 53293 [2] beschreibt den Biegeversuch zur Prüfung von Kernverbunden. Zur zyklischen Prüfung von Sandwichstrukturen mit Wabenkern gibt es einen Versuch, welcher die Rollbewegung eines Speisewagens auf einer Sandwichstruktur simulieren soll. Dieser Versuch ist in den Spezifikationen von zwei Flugzeugherstellern festgehalten [12, 15] und in Kapitel 10.1 näher beschrieben.



Abbildung 2.13: Einzelblocktest von Bianchi et al. [28]

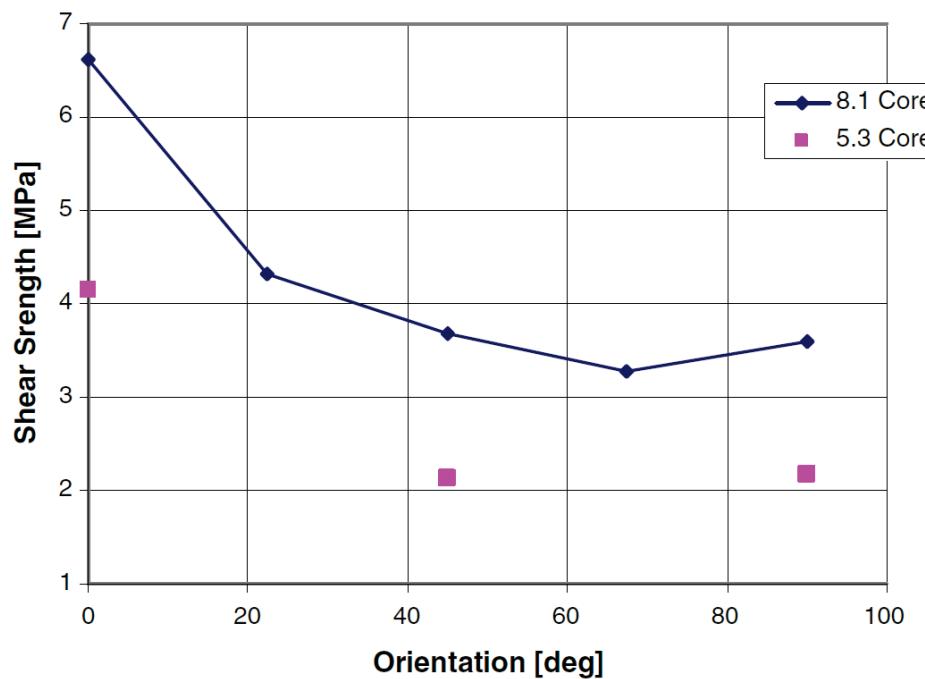


Abbildung 2.14: Nach Bianchi et al. ist nicht die 90° -Richtung am schwächsten, sondern irgendwo zwischen 45° und 90° [28]

Es konnte jedoch keine Quelle gefunden werden, in welcher die Lebensdauerabschätzung des Wabenkerns mit Finite-Elemente Simulationen untersucht wurde. Alle Arbeiten, welche Schubversagen im Kern provoziert haben, waren auf Experimenten basiert. Aus diesem Grund ist es wichtig, dass in diesem Bereich weitere Forschung betrieben wird.

3

ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE

Im Rahmen dieses Projektes wird die Lebensdauerberechnung des Wabenkerns von Sandwichstrukturen untersucht. Die Lebensdauerermittlung soll mithilfe von Finite-Elemente Berechnungen durchgeführt und anschließend mit zyklischen Versuchen bestätigt werden. Dabei wird nur der Kern der Struktur untersucht, weil die Deckbleche in einem Vorgängerprojekt schon ausreichend untersucht wurden [21] und die Klebeschicht in den Versuchen nie versagt hat.

Da die Lebensdauerabschätzung von Wabenstrukturen nicht vollständig erforscht ist, wurden mehrere Randbedingungen gesetzt, um das Thema angemessen bearbeiten zu können. Als Material des Wabenkerns und der Deckbleche soll nur Aluminium benutzt werden, da das Ermüdungsverhalten dieses Materials relativ gut bekannt ist. Die Proben werden mit konstanter sinusförmiger Amplitude belastet, wobei die Schwingsspielzahlen bis zum Schaden zwischen 10^4 und 10^6 liegen sollen. Auf Parameter, wie Temperatureinfluss, Korrosion, Belastungsfrequenz, Belastungsform oder Vorschäden werden in diesem Projekt nicht eingegangen. Das Ziel dieser Arbeit ist nicht, jeden einzelnen speziellen Fall zu untersuchen, sondern im Allgemeinen zu verstehen, was in der Struktur passiert und was zum Ermüdungsversagen führt und daraus ein rechnerisches Designkonzept zu entwerfen.

In dieser Arbeit wird so vorgegangen, dass mit einfachen Grundlagen begonnen wird, um dann schrittweise tiefer in die Materie einzutauchen. Aus diesem Grund beginnt dieses Manuskript nach der Einleitung (Teil I) mit einfachen theoretischen Überlegungen (Teil II). Hier werden die Spannungen in einer statisch belasteten Struktur analytisch hergeleitet. Dieser Teil ist sehr wichtig zum Verständnis der nachfolgenden Kapitel, da hier der Zusammenhang zwischen den geometrischen Abmessungen, der Wabenorientierung und den Spannungen beschrieben wird. Eine Ermüdungsanalyse verlangt immer ein bestimmtes Grundwissen vom Benutzer. Zu den wichtigen Grundlagen einer Ermüdungsanalyse zählen auch gute Kenntnisse der Materialien, welche untersucht werden sollen. Vor allem eine korrekte Wöhlerlinie ist wichtig, da diese die Grundlage der Ermüdungsanalyse darstellt.

Anschließend werden zwei mögliche Versagensarten untersucht. Beullasten werden berechnet (Teil III), sodass diese in Realität vermieden werden können. Falls kein Beulversagen im Kern auftritt, kann Schubversagen im Kern auftreten (Teil IV). Die Lebensdauerberechnung für Schubversagen wird zuerst an sehr einfachen 3-Punkt Biegeproben mit unterschiedlichen Kernorientierungen gezeigt, um dann schrittweise die Komplexität zu erhöhen (andere Einspannung, zeitabhängiger Laststeinleitungs-ort und Realbauteil).

Alle Untersuchungen wurden mit der Finite-Elemente-Methode simuliert, und im Versuch verifiziert. Die Simulationen dienen einerseits dem Verständnis, wie sich die Spannungen in Wabenstrukturen verhalten und andererseits als Grundlage für die Lebensdauerberechnung, welche nach FKM-Richtlinie [14] durchgeführt wurde. Die FKM-Richtlinie hat sich über Jahre als gute Methode zur Lebensdauerabschätzung von Bauteilen bewährt, und sie lässt auch in dieser Arbeit eine gute Prognose bis zum Anriss zu.

Der letzte Teil (Teil v) fasst die theoretischen und experimentellen Ergebnisse im direkten Vergleich zusammen: Lebensdauerabschätzungen mit Finite-Elemente Simulationen und in Anlehnung an die FKM-Richtlinie können durchgeführt werden, da es in allen untersuchten Fällen eine gute Übereinstimmung zwischen den Versuchen und den Simulationen gegeben hat.

Teil II

THEORETISCHE ÜBERLEGUNGEN, MATERIALPARAMETER UND MODELLIERUNG

4

ANALYTISCHE BERECHNUNG DER SPANNUNGEN IN SANDWICHSTRUKTUREN

Sandwichstrukturen werden sehr häufig für Wände, Fußböden oder andere planare Bauteile eingesetzt, welche vor allem senkrecht zur Oberfläche beansprucht werden. In diesem Kapitel werden die verschiedenen Spannungskomponenten unter der Annahme berechnet, dass die Kräfte senkrecht zur Oberfläche angreifen und keine Instabilitäten (Beulen) auftreten. Sandwichstrukturen werden durch die äußere Belastung vor allem auf drei verschiedene Arten beansprucht:

- Druckbeanspruchung in der Nähe der Krafteinleitung.
- Biegebeanspruchung, welche auch zu einer
- Schubbeanspruchung führt.

Das Bauteil muss immer auf jede Beanspruchungsart untersucht werden, um herauszufinden, welche kritisch ist. In den folgenden Kapiteln wird die analytische Berechnung dieser Beanspruchungsarten beschrieben. Die Druckbeanspruchung wurde in der Literatur schon ausreichend behandelt, sodass hier die Formeln der Literatur mit Druckversuchen verglichen werden, welche im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden. Die analytischen Formeln der Biegung sind auch in ähnlicher Form in der Literatur zu finden. Da für die Schubbeanspruchung in Abhängigkeit der Kernorientierung keine allgemeinen Formeln in der Literatur gefunden werden konnten, wurden diese Formeln im Rahmen dieser Arbeit komplett neu hergeleitet. Alle Berechnungen aus diesem Kapitel gelten für statische Belastungen, sind jedoch auch für zyklische Belastungen übertragbar.

In dieser Arbeit werden die Berechnungsgrundlagen der Mechanik von Sandwichstrukturen nur angeschnitten. Eine vollständigere Übersicht erhält man in der Literatur [18, 19, 40, 46, 62, 94]. Die hergeleit

4.1 DRUCKBEANSPRUCHUNG

In einer Sandwichstruktur, welche gleichmäßig auf Druck beansprucht wird (Abbildung 4.1), entspricht die Druckbeanspruchung in den Deckblechen genau der Spannung der Lasteinleitung. Diese Spannung ist üblicherweise unkritisch für das Deckblech.

Die Drucklast im Wabenkern wird von einem deutlich kleineren Volumen übertragen. Diese Druckspannung ist proportional zur Dichte ρ des Kerns, wenn kein

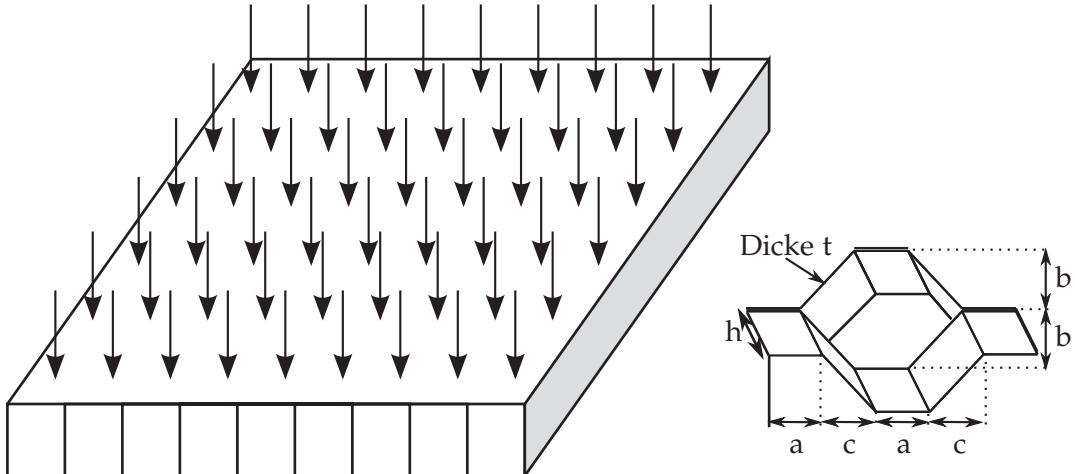


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung des Druckversuchs

Beulen auftritt. Nach Zhang [101] tritt Versagen auf, wenn die Dehngrenze $R_{p0,2}$ erreicht wird:

$$\sigma_{\text{Versagen ohne Beulen}} = R_{p0,2A_{lu}} \frac{\rho_{Waben}}{\rho_{A_{lu}}} \quad (4.1)$$

Nach Zhang [101] kann auch die Beullast des Kerns mit folgender Formel berechnet werden, wobei E der Elastizitätsmodul ist:

$$\sigma_{\text{Beulen Zhang}} = 6 \cdot E_{A_{lu}} \left(\frac{\rho_{Waben}}{\rho_{A_{lu}}} \right)^3 \quad (4.2)$$

Eine weitere Methode zur Berechnung der Beulspannung des Kerns liefert Kunimoto et al. [65] (Parameter in Abbildung 4.1 dargestellt):

$$\sigma_{\text{Beulen Kunimoto}} = \frac{2at}{b(a+c)} \left[\frac{\pi^2 E_{A_{lu}} R_{p0,2A_{lu}}^2}{3(1-\nu_{A_{lu}}^2)} \cdot \left(\frac{t}{a} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (4.3)$$

Nachdem der Wabekern gebeult hat, verliert der Kern einen großen Teil seiner Stabilität. Die ertragbare Druckspannung des Panels nach dem Beulen ist viel kleiner als vor dem Beulen (Abbildung 4.2) und kann nach Wierzbicki [98] berechnet werden:

$$\sigma_{\text{Mittel}} = 16.56 R_{p0,2A_{lu}} \left(\frac{t}{2 \cdot b} \right)^{5/3} \quad (4.4)$$

Tabelle 4.1 zeigt einen Vergleich der berechneten Beullasten (Gleichungen 4.1 bis 4.4) und den experimentellen Ergebnissen bei quasistatischer Lastaufprägung (Abbildung 4.3). Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die Probe mit einer Höhe von

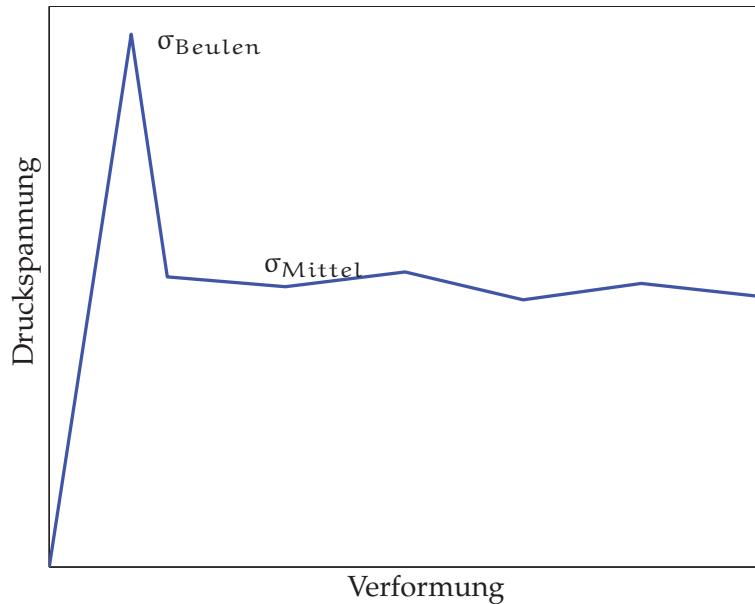


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung der Druckspannung über der Verformung, mit Beulspannung und mittlerer Spannung nach dem Beulen



Abbildung 4.3: Druckprobe nach dem Beulversagen

10 mm eine leicht höhere Beulspannung erträgt, als die Probe mit doppelter Höhe. Der Einfluss der Höhe ist jedoch sehr gering, da die Beulform sehr lokal und nicht über die ganze Höhe verteilt ist (Abbildung 4.3). Die Zellgröße hat jedoch einen sehr großen Einfluss auf die Beullast. Die Probe mit einer Zellgröße (2b) von 6,4 mm und einer Dichte von $82 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ kann eine wesentlich höhere Drucklast ertragen, als eine Probe mit einer Zellgröße von 9,6 mm und einer Dichte von $55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Die berechneten Beullasten nach Kunimoto (Gleichung 4.3), stimmen für beide Zellgrößen sehr gut mit den Versuchsergebnissen überein (Tabelle 4.1). Die Berechnungsmethode berücksichtigt nicht die Höhe der Probe, was jedoch keinen wesentlichen Fehler ergibt. Die berechnete Beullast nach Zhang liegt dagegen viel höher als die Versuchsergebnisse oder als die angegebenen Werte im Datenblatt des Paneels.

	6,4 mm Zelle mit $h=20 \text{ mm}$ ($\rho = 82 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	9,6 mm Zelle mit $h=20 \text{ mm}$ ($\rho = 55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	9,6 mm Zelle mit $h=10 \text{ mm}$ ($\rho = 55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)
Erreichen der Dehngrenze $R_{p0,2}$ falls kein Beulen (Gl. 4.1 [101])	5,7 MPa	3,8 MPa	3,8 MPa
Beulversagen nach Zhang (Gl. 4.2 [101])	11,3 MPa	3,4 MPa	3,4 MPa
Beulversagen nach Kunimoto (Gl. 4.3 [65])	4,7 MPa	2,4 MPa	2,4 MPa
Mittlere Beullast nach Wierzbicki (Gl. 4.4 [98])	2,1 MPa	1,1 MPa	1,1 MPa
Beulast nach Material- datenblatt ($h=25,4 \text{ mm}$)	4,5 MPa	2,75 MPa	2,75 MPa
Beullast (Maximale Last) ermittelt aus Versuch	4,7 MPa	2,7 MPa	2,9 MPa

Tabelle 4.1: Kritische Drucklasten: analytische Berechnungen, Versuchsergebnisse und Datenblattwerte

4.2 BIEGEBEANSPRUCHUNG

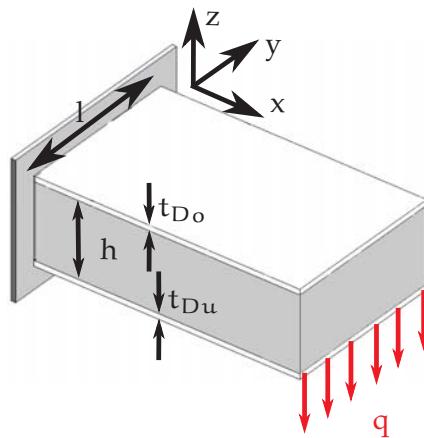


Abbildung 4.4: Auf Biegung beanspruchtes Paneel

In diesem Kapitel werden einige Grundformeln zur Beschreibung von Sandwichpaneelen dargestellt, welche durch eine Querkraft auf Biegung beansprucht werden (Abbildung 4.4). Im Gegensatz zur Schubbeanspruchung (Kapitel 4.3) konnten die meisten Formeln aus der Literatur von den angegebenen Quellen entnommen werden. Die Biegesteifigkeit und das Flächenträgheitsmoment wurden jedoch neu hergeleitet, damit die obere und die untere Deckblechdicke auch unterschiedlich sein können.

Die Gesamtdurchbiegung setzt sich aus einer Biegeverformung w_b und einer Schubverformung w_s zusammen [62]:

$$w = w_b + w_s \quad (4.5)$$

Eine wichtige Größe von Sandwichstrukturen ist die Biegesteifigkeit β , welche den Zusammenhang zwischen dem Biegemoment M_y und der Durchbiegung w_b beschreibt [62]:

$$w_b'' = \frac{M_y}{\beta} \quad (4.6)$$

Die Biegesteifigkeit eines Sandwichpaneels lässt sich wie folgt berechnen (D steht für Deckblech und K für Kern):

$$\begin{aligned}
\beta &= \iint z^2 \cdot E(z) dS \\
&= E_D \cdot l \int_{-t_{Du}-h/2}^{-h/2} z^2 dz + E_K \cdot l \int_{-h/2}^{h/2} z^2 dz + E_D \cdot l \int_{h/2}^{h/2+t_{Do}} z^2 dz \\
&= \frac{1}{12} E_K \cdot l \cdot h^3 + \frac{1}{3} E_D \cdot l (t_{Du}^3 + t_{Do}^3) + \frac{1}{2} E_D \cdot l \cdot h \cdot t_{Du} \left(\frac{h}{2} + t_{Du} \right) \\
&\quad + \frac{1}{2} E_D \cdot l \cdot h \cdot t_{Do} \left(\frac{h}{2} + t_{Do} \right)
\end{aligned} \tag{4.7}$$

Da der E-Modul des Kerns in Längsrichtung um mehrere Größenordnungen kleiner ist als der E-Modul der Deckbleche, ist die Steifigkeit fast unabhängig vom Kern.

Die Schubverformung w_s hängt von der Querkraft q , dem Schubmodul G und der Höhe des Wabekerns h ab [62]:

$$w'_s = \gamma = \frac{q}{G_{zx} \cdot h} \tag{4.8}$$

Für den Fall der 3-Punkt Biegeversuche in Kapitel 8 besitzt die Schubverformung und die Biegeverformung die gleiche Größenordnung.

Die Biegespannung σ_{Zug} in der Sandwichstruktur ist wie folgt definiert [81]:

$$\sigma_{Zug} = -\frac{M_y}{I_y} \cdot z \tag{4.9}$$

Das Flächenträgheitsmoment kann wie folgt berechnet werden (unter Annahme eines homogenen Kerns):

$$\begin{aligned}
I &= \iint z^2 dS \\
&= l \int_{-t_{Du}-h/2}^{-h/2} z^2 dz + l \frac{\rho_{Waben}}{\rho_{Alu}} \int_{-h/2}^{h/2} z^2 dz + l \int_{h/2}^{h/2+t_{Do}} z^2 dz \\
&= \frac{1}{12} \frac{\rho_{Waben}}{\rho_{Alu}} \cdot l \cdot h^3 + \frac{1}{3} l (t_{Du}^3 + t_{Do}^3) + \frac{1}{2} l \cdot h \cdot t_{Du} \left(\frac{h}{2} + t_{Du} \right) \\
&\quad + \frac{1}{2} l \cdot h \cdot t_{Do} \left(\frac{h}{2} + t_{Do} \right)
\end{aligned} \tag{4.10}$$

Die Gleichung 4.9 zeigt, dass die Biegespannung linear nach außen zunimmt. Aus diesem Grund nehmen vor allem die Deckbleche die Biegebeanspruchungen auf.

4.3 SCHUBSPANNUNGEN

4.3.1 Verteilung der Schubspannungen in einer Sandwichstruktur mit Wabenkern

Sandwichstrukturen werden durch eine Querkraftbelastung (Abbildung 4.5a) auf Schub belastet. Für dünnwandige Strukturen kann angenommen werden, dass die Schubspannung konstant über die Dicke ist. Für solche Strukturen kann der Schubfluss τ' definiert werden:

$$\tau'(s) = \tau(s) \cdot t(s) \quad (4.11)$$

Der Schubfluss hängt im Gegensatz zur Schubspannung nicht von der Wanddicke t ab. In Abbildung 4.5b ist der Schubfluss mit Pfeilen dargestellt. An den Übergängen zwischen Deckblech und Steg stoßen zwei Pfeile der Deckbleche aufeinander und werden zu einem Pfeil im Steg. Aus diesem Grund verdoppelt sich der Schubfluss zwischen Deckblech und Steg.

Die Schubspannung τ ist dagegen im Steg aufgrund der geringen Wanddicke um Faktoren höher wie im Deckblech, so wie in Abbildung 4.5b dargestellt. Analog zu einem Doppel-T-Träger kann angenommen werden, dass fast nur der Wabenkern durch Schubspannungen belastet wird. Zudem sind die Schubspannungen im Wabenkern annähernd konstant über der Höhe.

Die Schubspannungsverteilung infolge Querkraft Q (Abbildung 4.5) kann wie folgt berechnet werden [81] (in diesem Fall ist die y -Richtung die Längsrichtung, da die W -Richtung dargestellt ist):

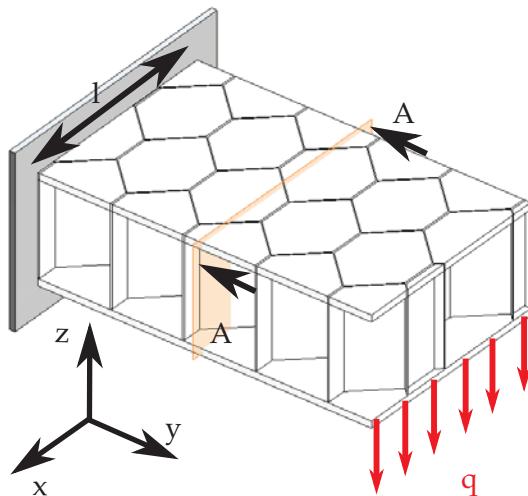
$$\tau(s) = \frac{Q \cdot H_x(s)}{I_x \cdot t(s)} \text{ mit: } H_x(s) = \iint \eta dS \text{ (Flächenintegral)} \quad (4.12)$$

η bezeichnet den Abstand in z -Richtung zwischen dS und dem Schwerpunkt der Struktur. Angewendet für den Fall einer Sandwichstruktur (Abbildung 4.5) beträgt das Flächenintegral H_x in den Teilstücken der Deckbleche:

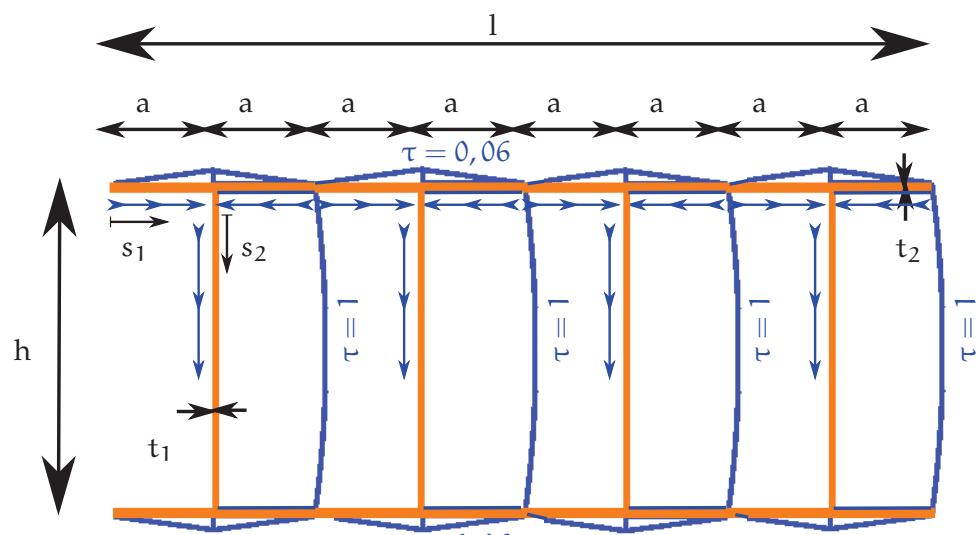
$$H_{x\text{Deckblech}}(s_1) = t_2 \cdot \frac{h}{2} \cdot s_1 \quad (4.13)$$

Es wird angenommen, dass die Höhe h viel größer ist, als die Dicke t_2 der Deckbleche. Im Steg addiert sich der Schubfluss der Deckblechteilstücke. H_x beträgt im Steg:

$$H_{x\text{Steg}}(s_2) = 2 \cdot H_{x\text{Deckblech}}(a) + t_1 \cdot \left(\frac{h}{2} \cdot s_2 - \frac{1}{2} \cdot s_2^2 \right) \quad (4.14)$$



(a) Sandwichstruktur mit Querkraft



(b) Schnitt A-A (Orange: Sandwichstruktur, Blau: Schubspannungen)

Abbildung 4.5: Berechnete Schubbeanspruchung (normiert) einer Sandwichstruktur

Aus den Flächenintegralen H_x können die Schubverteilungen in den Deckblechen und dem Steg berechnet werden:

$$\tau_{\text{Deckblech}}(s_1) = \frac{Q \cdot \frac{h}{2} \cdot s_1}{I_x} \quad (4.15)$$

$$\tau_{\text{Steg}}(s_2) = \frac{Q \cdot [2 \cdot (t_2 \cdot \frac{h}{2} \cdot a) + t_1 \cdot (\frac{h}{2} \cdot s_2 - \frac{1}{2} \cdot s_2^2)]}{I_x \cdot t_1} \quad (4.16)$$

Die Formeln 4.15 und 4.16 wurden benutzt, um die Schubspannungsverteilung in Abbildung 4.5b darzustellen.

Da die Schubspannungen im Deckblech sehr klein im Vergleich zu den Schubspannungen im Wabenkern sind, wird im Folgenden nur noch der Wabenkern betrachtet. In der Abbildung 4.6 sind die Schubspannungen für eine W-Probe im dreidimensionalen Fall dargestellt. Die Schubspannungen sind gleichmäßig in den freien Wänden verteilt, was eine Berechnung der Spannungen leicht macht. In den geklebten Wänden sind die Schubspannungen null, da sie quer zur Paneeellängsachse ausgerichtet sind.

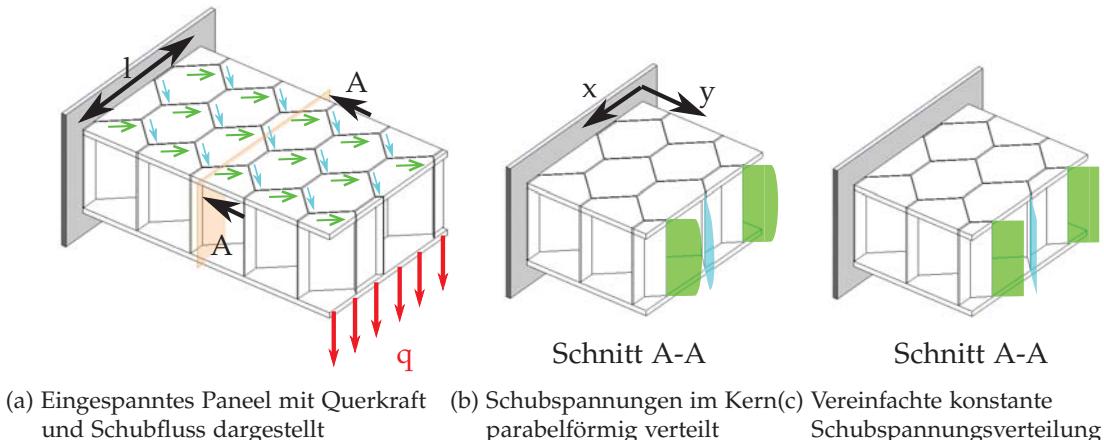


Abbildung 4.6: Schubfluss und Schubspannungen in einer Sandwich-Platte in W-Richtung (gleiche Schubspannung in jeder freien Wand) belastet

In Abbildung 4.7 ist die Orientierung des Wabenkerns gedreht. Die Schubspannungen sind in diesem Fall nicht mehr gleichmäßig verteilt. Die Zellwände sind in drei verschiedenen Winkeln angeordnet, und sind somit auch durch drei unterschiedliche Schubspannungen τ_1 , τ_2 und τ_3 belastet. Im Kapitel 4.3.2 werden die Schubspannungen für jede Kernorientierung berechnet. Die Schubspannungen τ_1 , τ_2 und τ_3 sind, wie in Abbildung 4.7 dargestellt, definiert.

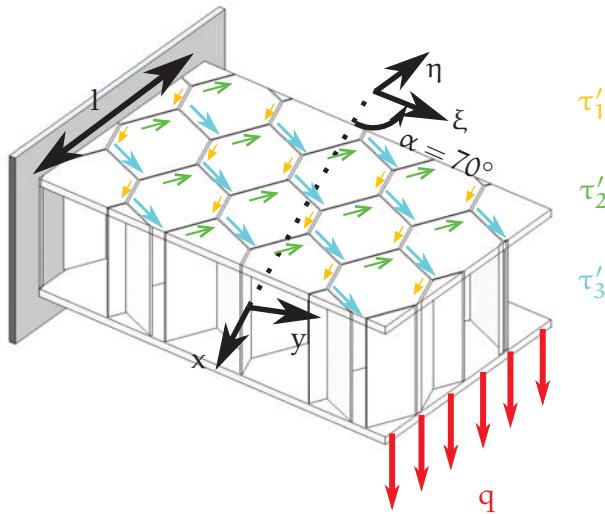


Abbildung 4.7: Der Schubfluss τ'_1 , τ'_2 und τ'_3 (und auch die Schubspannungen τ_1 , τ_2 und τ_3) sind unterschiedlich für eine Kernorientierung von 70°

4.3.2 Berechnung der Schubspannungen im Wabenkern in Abhängigkeit der Winkelorientierung

Die Schubspannungen im Kern einer Wabenstruktur, infolge einer Querkraft werden für jede Orientierung berechnet [96]. α ist die Orientierung des Kerns, wie in Abbildung 1.2 gezeigt. $\alpha = 0^\circ$ ist die L-Richtung (steifste Richtung) und $\alpha = 90^\circ$ ist die W-Richtung.

4.3.2.1 Annahmen

Zur Berechnung der Schubspannungen müssen mehrere Annahmen getroffen werden:

- Es wird angenommen, dass die Schubspannungen im Kern in einer Zellwand konstant sind (die Spannungen haben in Wirklichkeit eine parabolische Form (Abbildung 4.5), der Fehler beträgt jedoch weniger als fünf Prozent).
- Die dünnen Zellwände sind nur durch Schubspannungen in der Ebene der jeweiligen Zellwand beansprucht (2-dimensionaler Spannungszustand in jeder Wand).
- Die Schubspannungen in jeder Zellwand hängen cosinusförmig vom Winkel α ab (im Kapitel 4.3.3 wird gezeigt, dass diese Annahme gut war):

$$\tau_{1,2,3}(\alpha) = A_{1,2,3} \cdot \cos(B_{1,2,3}\alpha + \varphi_{1,2,3}) + C_{1,2,3} \quad (4.17)$$

In Gleichung 4.17 ist α der variable Orientierungswinkel, φ eine konstante Phasenverschiebung und die Indizes 1, 2 und 3 sind in Abbildung 4.7 definiert. A, B, C sind Konstanten, welche im Folgenden definiert werden.

4.3.2.2 Vereinfachungen

Die Schubspannungen sind periodisch mit einer Periode von 360° :

$$\tau_{1,2,3}(\alpha) = \tau_{1,2,3}(\alpha + 360^\circ) \Rightarrow B_{1,2,3} = 1 \quad (4.18)$$

Wenn die Richtung α des Wabekerns invertiert wird (rotiert um 180°), ändert sich das Vorzeichen (invertierte Kraft führt zur Änderung des Vorzeichens):

$$\tau_{1,2,3}(\alpha) = -\tau_{1,2,3}(\alpha + 180^\circ) \Rightarrow C_{1,2,3} = 0 \quad (4.19)$$

Durch die Substitution der Gleichungen 4.18 und 4.19 in Gleichung 4.17 erhält man:

$$\tau_{1,2,3}(\alpha) = A_{1,2,3} \cdot \cos(\alpha + \varphi_{1,2,3}) \quad (4.20)$$

Die geklebten Wabenwände sind parallel zur xz-Ebene (Symmetrievereinheit), also ist :

$$\tau_1(\alpha) = \tau_1(-\alpha) \Rightarrow \varphi_1 = 0 \quad (4.21)$$

Die freien Wände sind nicht parallel zur xz-Ebene, also :

$$\varphi_2 \neq 0 \text{ und } \varphi_3 \neq 0 \quad (4.22)$$

Die freien Wände sind symmetrisch zur xz-Ebene, sodass:

$$\tau_2(\alpha) = \tau_3(-\alpha) \Rightarrow \varphi_3 = -\varphi_2 = \varphi \text{ und } A_2 = A_3 \quad (4.23)$$

Zusammengefasst:

$$\tau_1(\alpha) = A_1 \cdot \cos(\alpha) \quad (4.24)$$

$$\tau_2(\alpha) = A_2 \cdot \cos(\alpha - \varphi) \quad (4.25)$$

$$\tau_3(\alpha) = A_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (4.26)$$

4.3.2.3 Schubspannungen in L- und W-Richtung

In diesem Kapitel werden die Schubspannungen in L-Richtung (0°) und W-Richtung (90°) hergeleitet. Hinsichtlich dieser bestimmten Richtungen können die Schubspannungen anschließend für beliebige Richtungen abgeleitet werden. Mit diesen Ergebnissen können die unbekannten Konstanten A_1 , A_2 und φ abgeleitet werden.

L-Richtung:

Der Schubfluss im Wabenkern einer Sandwichplatte in L-Richtung ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Alle freien Wände besitzen den gleichen Schubfluss, während die geklebten Wände mit dem doppelten Schubfluss beansprucht werden. Da die geklebten Wände die doppelte Dicke besitzen, wird jede Zellwand mit derselben Schubspannung beansprucht:

$$\tau_1(0^\circ) = \tau_2(0^\circ) = \tau_3(0^\circ) = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}} = \frac{q \cdot l}{h \cdot t \frac{l}{b}} = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \quad (4.27)$$

In Gleichung 4.27 wird die Spannung als Kraft durch Fläche definiert, da eine konstante Spannung in einer Zellwand angenommen wird. Die Fläche ist das Produkt aus der Höhe h mal die Wandstärke mal der Anzahl der Wände. Die Anzahl der Wände ist l/b . Der Winkel der Wände spielt im Elementkoordinatensystem keine Rolle, sondern nur die Anzahl von Zellwänden über die Breite.

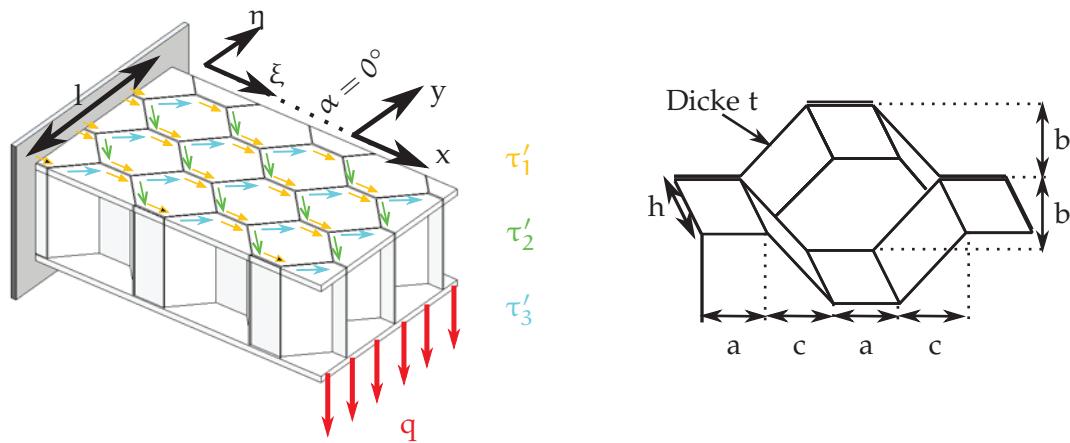


Abbildung 4.8: Schubfluss in einem Panel in L-Richtung

W-Richtung:

Abbildung 4.9 veranschaulicht den Schubfluss im Kern einer Sandwichplatte in W-Richtung. Die geklebten Zellwände werden nicht belastet:

$$\tau_1(90^\circ) = 0 \quad (4.28)$$

Die freien Wände werden mit folgender Schubspannung belastet:

$$\tau_2(90^\circ) = \tau_3(90^\circ) = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}} = \frac{q \cdot l}{h \cdot t \frac{l}{a+c}} = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{a+c}} \quad (4.29)$$

Der einzige Unterschied zwischen Gleichung 4.27 und 4.29 ist die Anzahl der Zellwände über die Breite l . In W-Richtung beträgt die Anzahl der Wände $l/(a + c)$.

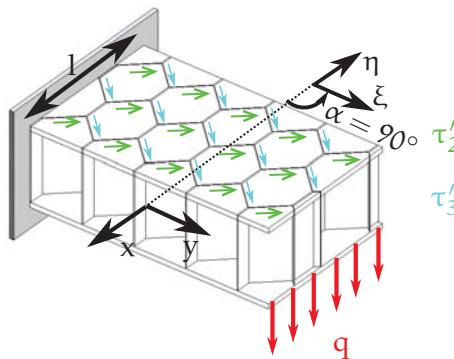


Abbildung 4.9: Schubfluss in einem Panel in W-Richtung belastet

4.3.2.4 Bestimmung der Phasenverschiebung φ (=schwächste Richtung)

Die Gleichungen 4.25 und 4.26 zeigen, dass die Schubspannungen in den freien Wänden mit dem Kosinus des Winkels α variieren. Es wurde hergeleitet, dass im Kosinus noch ein Phasenwinkel φ enthalten ist. $\pm\varphi$ bestimmt, bei welchem Winkel α die Spannungen ihr Maximum erreichen. Die Phasenverschiebung φ ist verschieden von 0° und 90° , sodass die schwächste Richtung (mit den höchsten Spannungen) weder die L- noch der W-Richtung ist. Die schwächste (höchstbeanspruchte) Richtung ist die φ -Richtung, da τ_2 ein Maximum bei $\alpha = +\varphi$ erreicht (und τ_3 bei $\alpha = -\varphi$).

Die Gleichung 4.27 kann in Gleichung 4.25 eingesetzt werden:

$$\tau_2(0^\circ) = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \Rightarrow A_2 \cdot \cos(\varphi) = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \quad (4.30)$$

Einsetzen der Gleichung 4.29 in Gleichung 4.25:

$$\tau_2(90^\circ) = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{a+c}} \Rightarrow A_2 \cdot \sin(\varphi) = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{a+c}} \quad (4.31)$$

Die Division der Gleichung 4.31 durch Gleichung 4.30 ergibt:

$$\tan(\varphi) = \frac{a+c}{b} \quad (4.32)$$

Daher ist die schwächste Richtung (d. h. die Richtung mit der höchsten Schubspannung τ_2) nur abhängig von der Zellgeometrie und wird durch den Phasenwinkel φ bestimmt, welcher mithilfe der Gleichung 4.32 bestimmt werden kann. Für die Zellgeometrien aus Tabelle 1.1 ist φ genau 62° . Kapitel 4.3.2.6, zeigt ein einfaches Beispiel, welches anschaulich zeigt, dass 62° die schwächste Richtung ist.

4.3.2.5 Bestimmung der Schubspannungsamplituden

In diesem Kapitel werden die Schubspannungsamplituden A_1 und A_2 hergeleitet.

Die Randbedingung der L-Richtung (Gleichung 4.27) können in Gleichung 4.24 eingesetzt werden, um A_1 zu erhalten:

$$\tau_1(0^\circ) = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \Rightarrow A_1 = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \quad (4.33)$$

Einsetzen von Gleichung 4.25 in Gleichung 4.27:

$$\tau_2(0^\circ) = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \Rightarrow A_2 \cdot \cos(\varphi) = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \quad (4.34)$$

Gleichung 4.34 führt zur Amplitude A_2 :

$$A_2 = \frac{q \cdot b}{h \cdot t \cdot \cos(\varphi)} \quad (4.35)$$

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse ist in Tabelle 4.2 dargestellt. Diese Formeln erlauben es die Schubspannungen, im Wabenkern eines Querkraft belasteten Paneels, analytisch zu berechnen. In Abbildung 4.10 sind die Schubspannungen über die Wabenorientierung α dargestellt.

$$\tau_1(\alpha) = A_1 \cdot \cos(\alpha) \quad (4.36)$$

$$\tau_2(\alpha) = A_2 \cdot \cos(\alpha - \varphi) \quad (4.37)$$

$$\tau_3(\alpha) = A_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (4.38)$$

mit

$$\tan(\varphi) = \frac{a + c}{b} \quad (4.39)$$

$$A_1 = \frac{q}{h \cdot \frac{t}{b}} \quad (4.40)$$

$$A_2 = \frac{q \cdot b}{h \cdot t \cdot \cos(\varphi)} \quad q: \text{Linienlast} \quad (4.41)$$

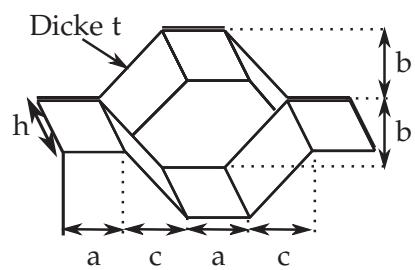


Tabelle 4.2: Analytische Formel zur Berechnung der Schubspannungen im Wabenkern

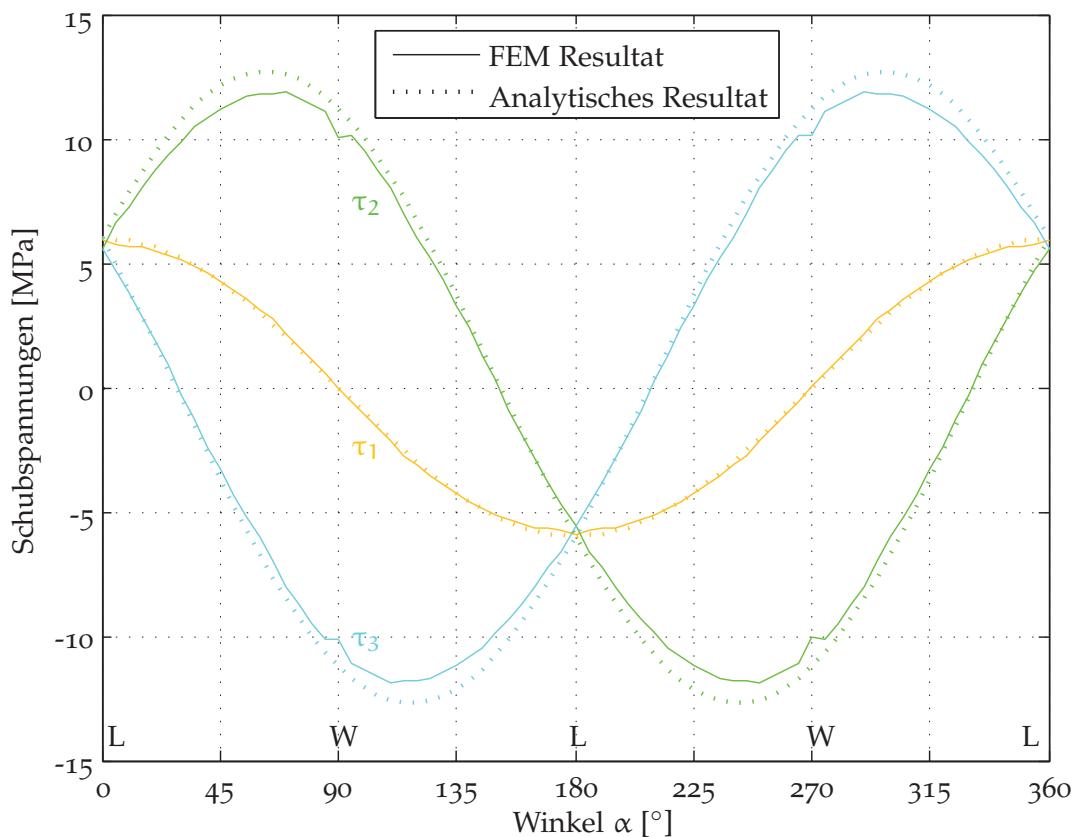


Abbildung 4.10: Berechnete Schubspannungen in einem Wabenkern verglichen mit einer Simulation

4.3.2.6 Veranschaulichung

Die nachgiebigste Richtung einer Sandwichstruktur mit Wabenkern ist die W-Richtung. Die Schubspannungen erreichen ihr Maximum jedoch in der φ -Richtung, wie im Kapitel 4.3.2.4 beschrieben. Abbildung 4.11 veranschaulicht den Schubfluss in L-, W- und φ -Richtung, für eine runde Platte mit der Zellgeometrie aus Tabelle 1.1 (für diese Zellgeometrie ist $\varphi = 62^\circ$). Eine Schubbelastung in $\varphi = 62^\circ$ -Richtung induziert einen Schubfluss über 11 Wände, gegenüber 13 (oder 25) Wände in der W- (oder L-) Richtung. Daher erreichen die Schubspannungen ein Maximum in 62° -Richtung.

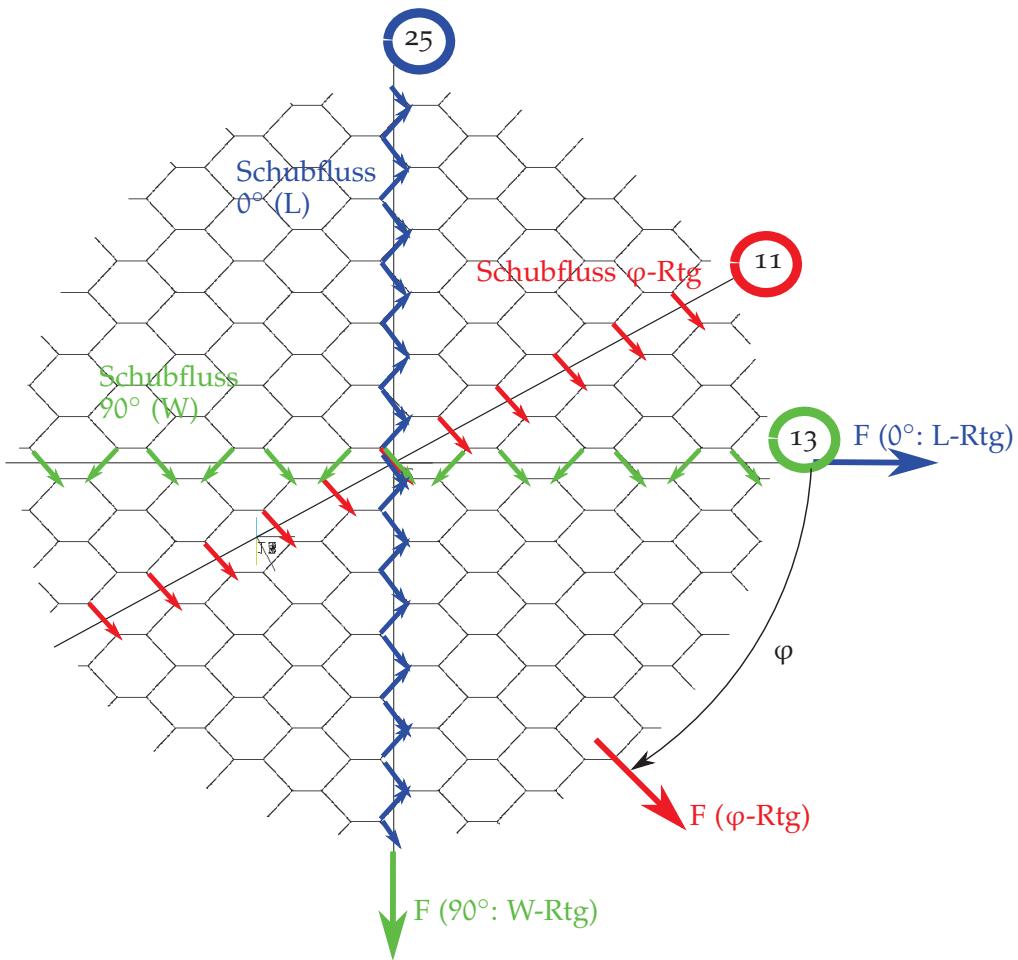


Abbildung 4.11: Schubfluss in L, W und φ -Richtung

4.3.3 Vergleich der analytischen Formeln mit einer Finite-Elemente Simulation

Die Formeln aus Tabelle 4.2 können mit einer FEM-Simulation überprüft werden, um die analytische Lösung zu bestätigen. Das Finite-Elemente Modell wurde mit Schalenelementen modelliert, wie in Abbildung 4.12 dargestellt.

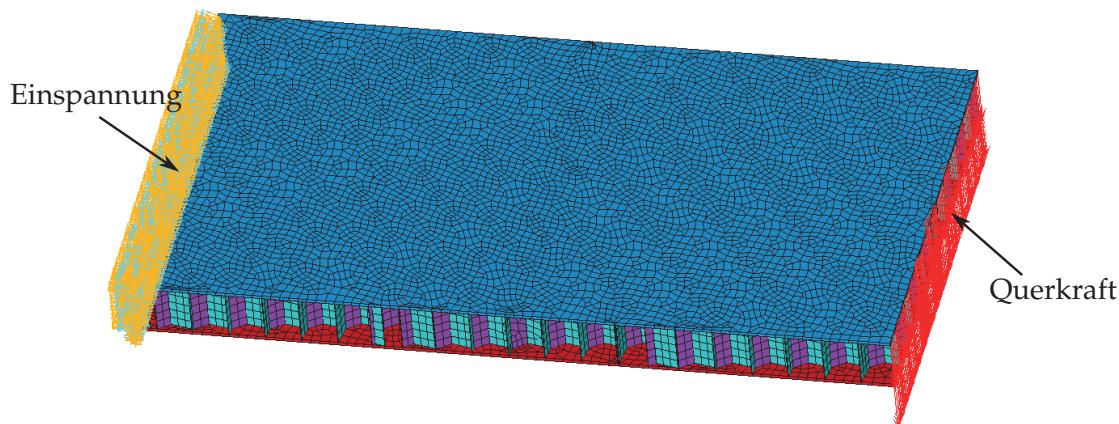


Abbildung 4.12: Finite-Elemente Modell von einem fest eingespannten Paneel

Es wurden mehrere Simulationen mit unterschiedlichen Kernorientierungen (Abbildung 4.7) durchgeführt, ohne die anderen Parameter zu variieren. Die modellierte Sandwich-Platte besitzt eine Zellgröße von 6,4 mm ($=2b$) und eine Gesamtbreite von 76 mm ($=l$). Die Zellgeometrie des analysierten Paneels ist in Tabelle 1.1 dargestellt.

Dieses Paneel ist auf der linken Seite eingespannt, und an der rechten Seite wurde eine Querkraft von 100 N aufgebracht (Abbildung 4.12). In den Simulationen wurde der Winkel des Kerns in 5°-Schritten variiert. Da die Schubspannungen τ_1 , τ_2 und τ_3 (Abbildung 4.7) in den Simulationen nicht perfekt konstant sind (Abbildung 4.13), wurde ein Mittelwert über die gesamte Struktur berechnet.

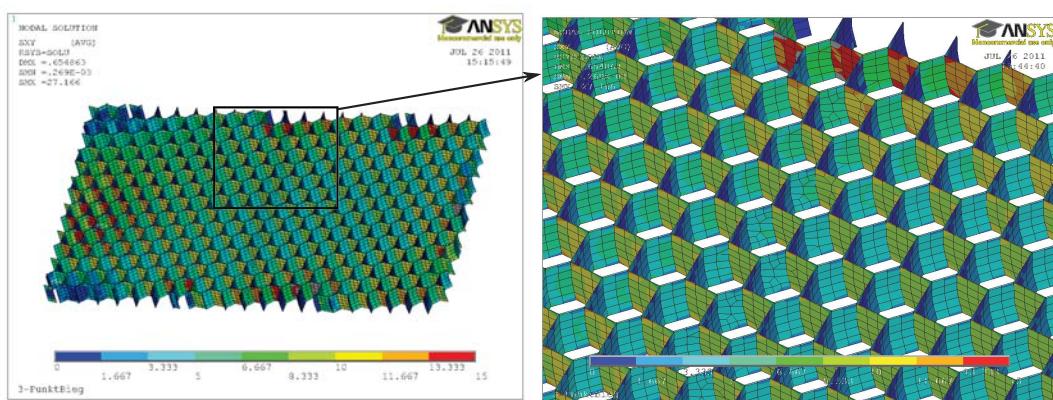


Abbildung 4.13: Schubspannungen im Kern (dargestellt im Elementkoordinatensystem)

Abbildung 4.10 zeigt die Auswertung der Schubspannungen τ_1 , τ_2 und τ_3 in Abhängigkeit der Kernorientierung. Zusätzlich sind die Ergebnisse der analytischen Formeln aus Tabelle 4.2 als gepunktete Linien dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Finite-Elemente-Analyse gut mit den analytischen Ergebnissen in Kapitel 4.3.2 übereinstimmt. Die Schubspannungen haben einen sinusförmigen Verlauf über dem Winkel, wie bei den analytischen Berechnungen angenommen. Die analytische Lösung zeigt etwas höhere Werte als die Finite-Elemente Ergebnisse, da die Deckbleche im analytischen Modell keine Schubspannungen übertragen, was in der Finite-Elemente Simulation besser berücksichtigt wird.

5

VERWENDETE WERKSTOFFE UND JEWELIGE EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE

Eine Voraussetzung für gute Ergebnisse aus einer Finite-Elemente Simulation und einem Lebensdauernachweis ist die Kenntnis der Eigenschaften der einzelnen Materialien, welche untersucht werden sollen.

Die Sandwichstruktur besteht aus drei verschiedenen Materialien:

- Epoxidklebstoff
- Aluminiumlegierung AlMg₃ H44 (AW 5754): Deckblech
- Aluminiumlegierung AlMn₁Cu H19 (AW3003): Waben

In dieser Arbeit wird das Versagen des Wabenkerns aus der Legierung AlMn₁Cu H19 untersucht. Der Wabenkern hat eine Dicke von 0,08 mm, wobei die Materialeigenschaften in verschiedenen Normen festgelegt sind [5, 6, 8, 9, 54]. Nach Norm muss die Zugfestigkeit dieser Legierung mindestens 210 MPa und die Streckgrenze mindestens 180 MPa betragen. Da dies aber nur Minimalwerte sind, wurden die realen Werte in einem Zugversuch [4, 7] ermittelt, indem ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm aufgenommen wurde. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Probe wurde beidseitig gelenkig gelagert, damit kleine Exzentrizitäten im Versuchsaufbau nicht zu Biegespannungen in der Probe führen. Die Dehnung der Probe im eingeschnürten Bereich wurde mit einem Extensometer, und die Kraft mit einer Kraftmessdose gemessen. Belastet wurde die Probe mit einem hydraulischen Zylinder, welcher mit einer Geschwindigkeit von 1 mm/min nach unten bewegt wurde. Die Geometrie der Probe ist in Abbildung 5.2 dargestellt

Einige ermittelte Spannungs-Dehnungs-Kurven für das Wabenmaterial sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Es wurde zwischen Walzrichtung und 90° quer zur Walzrichtung unterschieden. Bis auf die Bruchdehnung ist die Streuung der Kurven sehr gering. Die Bruchdehnung ist in Walzrichtung geringer als in Querrichtung, da das Material während des Walzvorganges in diese Richtung schon stärker belastet wurde.

Nach Abbildung 5.3 beträgt die Dehngrenze $R_{p0,2}$ etwa 230 MPa und die Zugfestigkeit etwa 265 MPa. Diese Werte unterscheiden sich nur leicht von den Werten, welche aus der Literatur entnommen wurden ([21]: Dehngrenze 210 MPa, Zugfestigkeit 250 MPa). Die gemessenen Werte liegen alle über den minimalen Normwerten [6]: Dehngrenze 180 MPa, Zugfestigkeit 210 MPa und Bruchdehnung 1%.

Mit dem gleichen Versuchsaufbau wurden auch zyklische Zugversuche am Kernmaterial AlMn₁Cu H19 durchgeführt. Da die Probe aufgrund der geringen Dicke

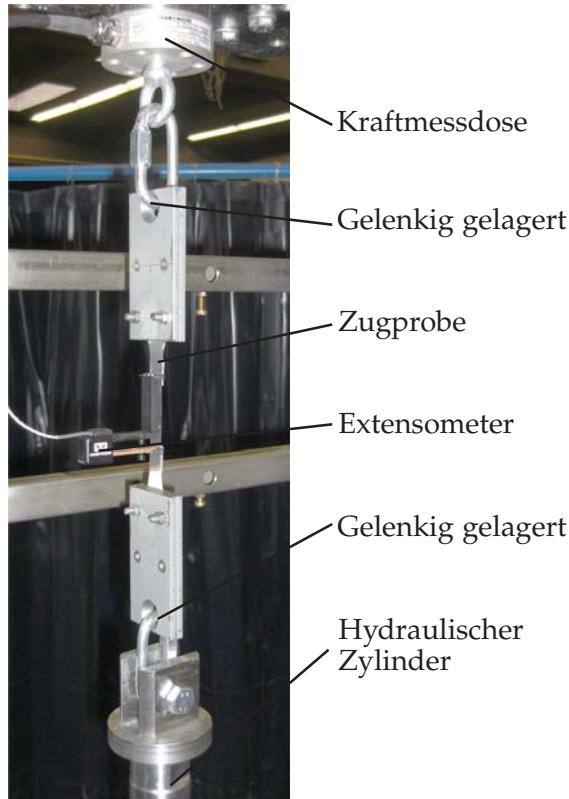


Abbildung 5.1: Zugversuch

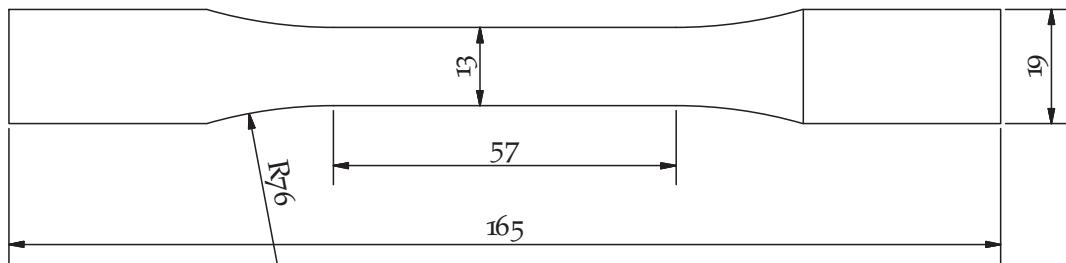


Abbildung 5.2: Abmessungen der Zugproben

(0,08 mm) nicht auf Druck beansprucht werden kann, wurde diese nicht wechselnd belastet, sondern bei einem Kraftverhältnis von $R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = 0,1$. Die Proben wurden mit konstanter Amplitude belastet, sodass eine Wöhlerkurve ermittelt werden konnte (Abbildung 5.5 zeigt Wöhlerlinie mit 50% Überlebenswahrscheinlichkeit). Da das Wabenmaterial jedoch hauptsächlich auf Schub beansprucht wird, wurde die Wöhlerlinie für Schubspannungen aus der experimentellen Kurve abgeleitet. Nach Von-Mises Kriterium und FKM-Richtlinie [14] wird die Spannung, bei einer Zyklenzahl von 10^6 , um den Faktor $\sqrt{3}$ nach unten verschoben. Nach FKM-Richtlinie [14], wird die Neigung k um den Faktor 1,6 von 8 auf 13 verändert. Nach Haibach [50] ist die Schubwechselfestigkeit von Aluminium nur spärlich dokumentiert, jedoch wird dieser Faktor von 1,6 benutzt, welcher auch

in dieser Arbeit zu guten Ergebnissen geführt hat. Die Neigung k ist wie folgt definiert:

$$k = \frac{\log(N_2/N_1)}{\log(\sigma_1/\sigma_2)} \quad (5.1)$$

In Abbildung 5.6 ist die Materialwöhlerlinie für eine wechselnde Last ($R=-1$) dargestellt, indem die Versuchskurve mit dem Mittelspannungsfaktor aus der FKM-Richtlinie [14] korrigiert wurde.

Bei einer Zyklenzahl von 10^6 beträgt die ertragbare Spannungsamplitude 78 MPa (Abbildung 5.6). Nach FKM-Richtlinie ist die Zugfestigkeit um den Faktor 1/0,3 höher: $R_m = 78/0,3 = 260$ MPa. Dies stimmt sehr gut mit der im Versuch ermittelten Zugfestigkeit in Abbildung 5.3 überein.

Die Abbildungen 5.4a und 5.4b zeigen, dass die statischen und die zyklischen Versuche ein relativ sprödes Verhalten zeigen. In beiden Fällen reißt nur ein sehr kleiner Bereich am Rand unter 45° zur Probe, und der Restquerschnitt reißt senkrecht zur Probe. Dieses Bild passt zu den niedrigen Bruchdehnungen aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm von kleiner 2,5%.

In Tabelle 5.1 sind die statischen Materialkennwerte zusammengefasst.

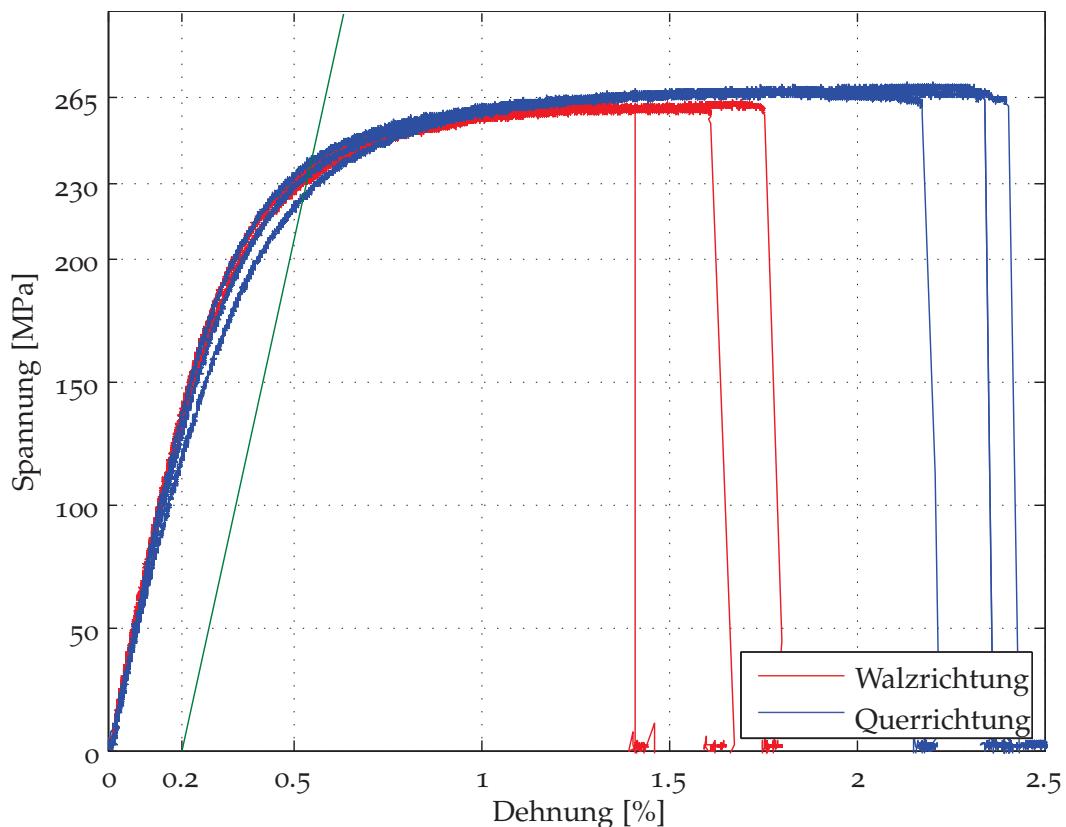
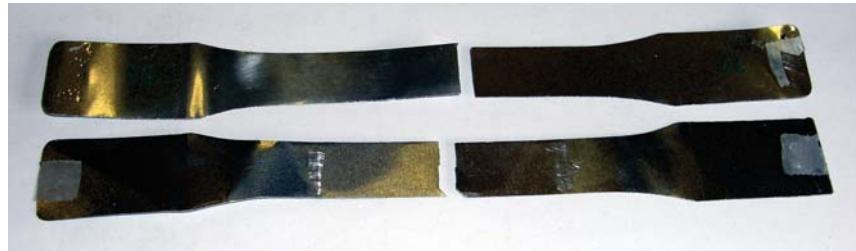


Abbildung 5.3: Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Wabenmaterials (6 Versuche)

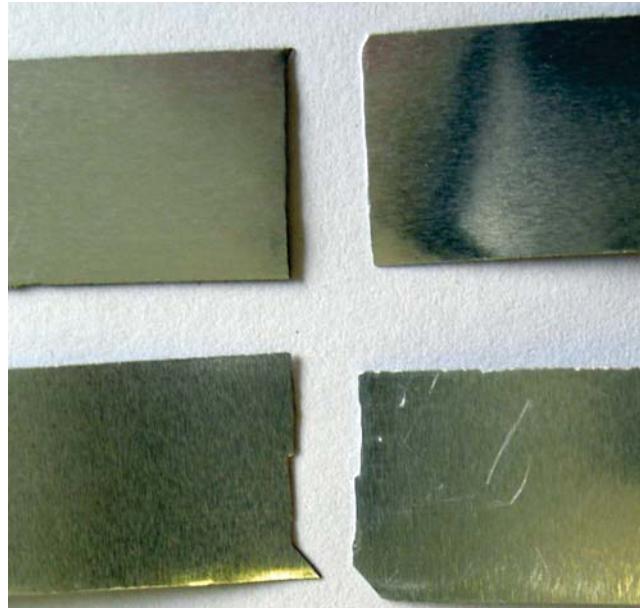
	AlMg3 H44 (Deckblech)	AlMn1Cu H19 (Wabenkern)	Epoxidkleber
E-Modul [MPa]	70'500 ³	69'500 ³	1'900 ⁴
Dehgrenze R _{p0,2} [MPa]	200 ¹	230 ²	
Zugfestigkeit [MPa]	270 ¹	265 ²	50 ⁴
Bruchdehnung [%]	5 ¹	1,1 – 2,1 ²	
Dichte [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	2660 ³	2730 ³	

¹ Bauer [21]² Versuchsergebnis³ Aluminiumschlüssel [55]⁴ Datenblatt

Tabelle 5.1: Mechanische Eigenschaften der benutzten Materialien

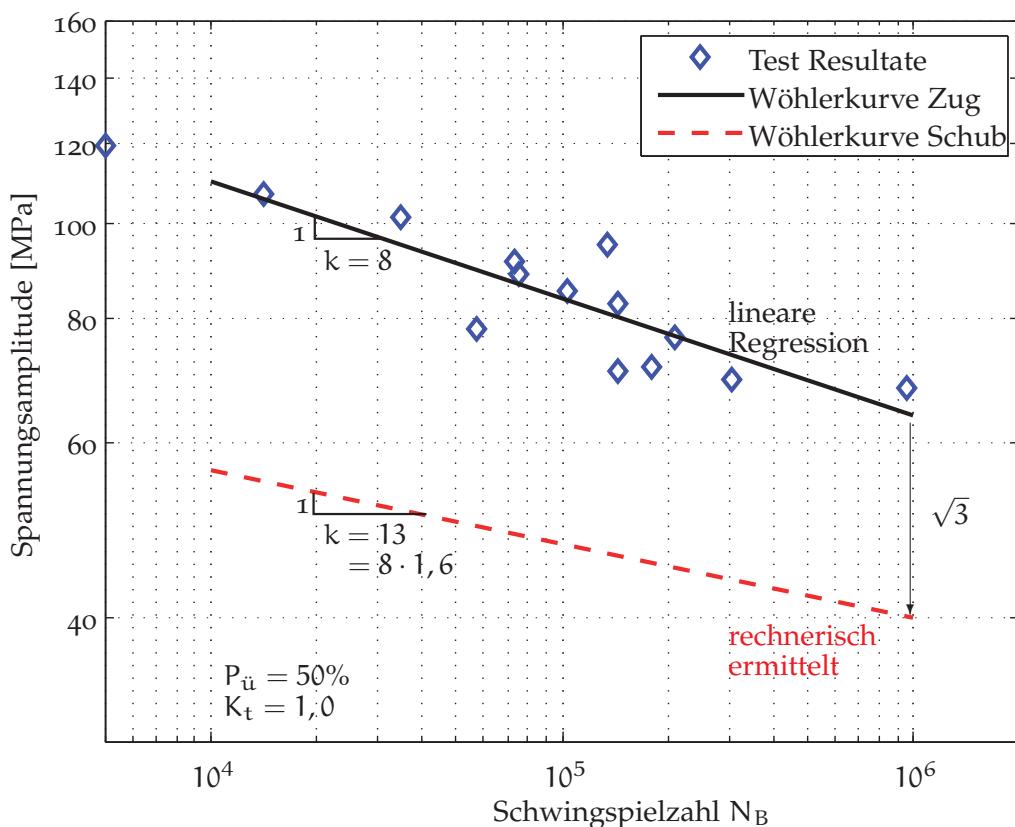
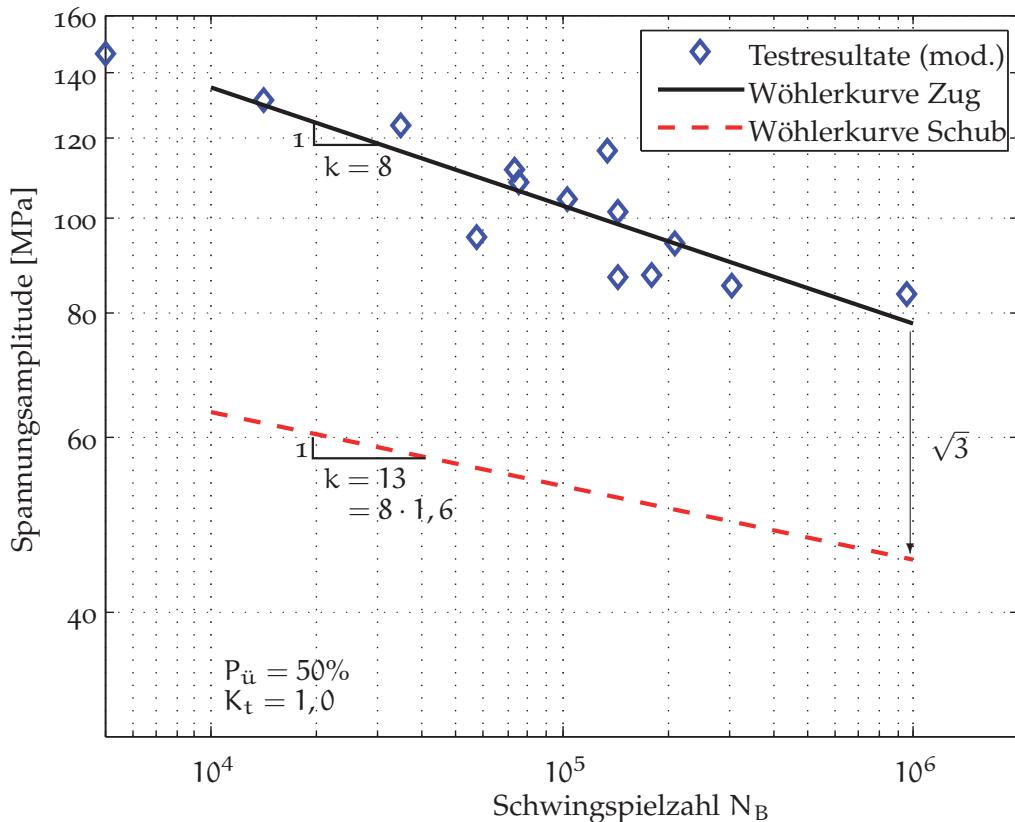


(a) Versagen der Zugprobe



(b) Detail des Versagens

Abbildung 5.4: Versagen der Zugprobe: oben zyklisch, unten statisch

Abbildung 5.5: Wöhlerlinien des Wabenmaterials für Zug- und Schubspannungen ($R=0,1$)Abbildung 5.6: Wöhlerlinien des Wabenmaterials ($R=-1$, berechnet nach [14])

6

MODELLIERUNG MITHILFE DER FINITE-ELEMENTE-METHODE UND GETROFFENE ANNAHMEN

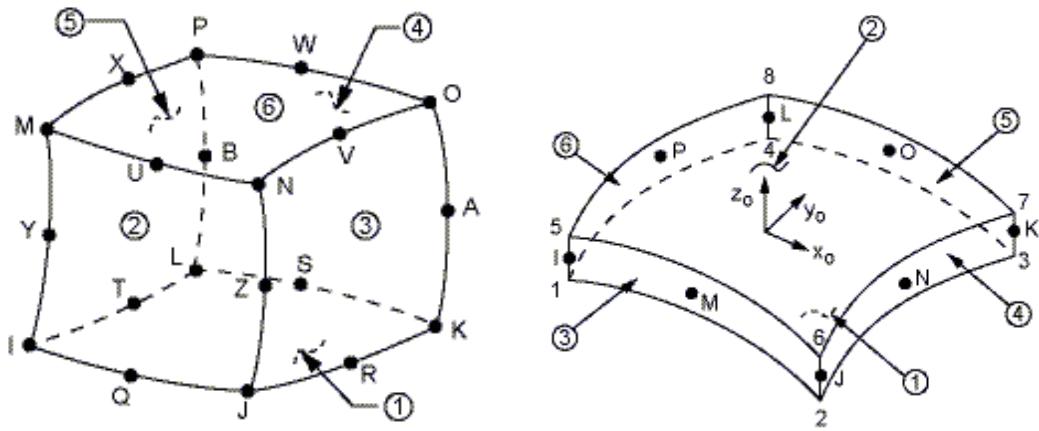
6.1 MODELLIERUNG DER WABENSTRUKTUR

Ein Modell der Sandwichstruktur wurde mit dem Finite-Elemente Programm ANSYS erstellt (Abbildung 6.1). Da die Geometrie nur aus einfachen ebenen Flächen besteht, ist kein separates CAD-Programm zur Geometrieerstellung nötig. Die Zellen des Wabenkerns sind regelmäßig über die Fläche verteilt, sodass die Geometrieerstellung mit wenig Aufwand in der eigenen Programmiersprache APDL (ANSYS Parametric Design Language) von ANSYS programmiert werden kann. Im Anhang A ist das Vorgehen zur Erstellung des Programmiercodes beschrieben.



Abbildung 6.1: Vernetztes Sandwich-Paneel

Die Kernstruktur wurde mit den Schalenelementen Shell281 vernetzt (Abbildung 6.2b), welche acht Knoten mit je sechs Freiheitsgraden (drei Translationen und drei Rotationen) besitzen. Shell281 Elemente sind auch für große Verformungen und plastisches Verhalten geeignet. Die Deckbleche wurden mit Solid95 Elementen modelliert (Abbildung 6.2a), Volumenelemente mit 20 Knoten und je 3 Translationsfreiheitsgraden. Die Deckbleche wurden nicht mit Schalenelementen modelliert, weil Schalenelemente keine Dehnung in Dickenrichtung der Elemente zulassen. Da die äußeren Lasten jedoch meistens in Richtung der Dicke der Elemente eingeleitet werden, ist es korrekter hierfür Volumenelemente zu benutzen.



(a) Volumenelement Solid95 mit 20 Knoten

(b) Schalenelement Shell281 mit 8 Knoten

Abbildung 6.2: Skizzen der benutzten Finite-Elemente kopiert aus ANSYS 14.0 Hilfe

Weil die Klebeschicht zwischen den Aluminiumblechen sehr dünn ist ($<0,1$ mm), wurde die Klebeschicht nicht modelliert, sondern es wurde eine starre Verbindung angesetzt. Die Klebeschicht wurde einfach als starre Verbindung modelliert, da diese in den Versuchen nie versagt hat. Da die Knoten der Volumenelemente keine Rotationsfreiheitsgrade besitzen, ist eine Linienberührung zwischen Schalen- und Volumenelementen gelenkig (Elemente teilen sich die Knoten, welche sich auf der gemeinsamen Linie befinden). Um eine feste Verbindung zu erreichen (Klebeverbindung) kann das Modell so modifiziert werden, dass die Schalenelemente in die Volumenelemente eindringen, sodass ein Flächenkontakt entsteht.

Zur Modellierung der Proben könnten Symmetrien ausgenutzt werden, indem nur die Hälfte oder ein Viertel der Probe modelliert wird. Dies ist aber nur möglich, wenn alle Wabenzellen des Kerns genau so orientiert und angeordnet sind, dass diese eine Symmetrie zur Probenmitte haben. Zudem müssen die angreifenden Kräfte und die anderen Randbedingungen auch symmetrisch angeordnet sein. In den allermeisten Fällen ist mindestens eine dieser Bedingungen nicht erfüllt. Eine Probe in L-Richtung ist zum Beispiel nur symmetrisch, wenn die Mittellinie der Probe genau über den geklebten Wänden mit doppelter Dicke verläuft. Andere Wabenwinkel als 0° und 90° sind zudem nicht symmetrisch. Wegen diesen Einschränkungen wurde keine Symmetrie ausgenutzt.

6.2 IMPERFEKTIONEN

Um die Simulation möglichst realitätsnah zu gestalten, können mehrere Imperfektionen eingefügt werden, um die eventuellen Abweichungen zu den Experimenten verstehen zu können [95]. Mögliche Imperfektionen sind (Abbildung 6.3):

- Krafteinleitung schräg (verdreht um x-Achse), sodass das Bauteil ungleichmäßig belastet wird (θ)
- Krafteinleitung verdreht um z-Achse (φ)
- Krafteinleitung nicht zentriert (δ)
- Die Zellen sind keine regelmäßigen Sechsecke (alle Koordinaten der „Keypoints“ durch einen kleinen zufälligen Wert verschoben)
- Zellen sind verbeult (sehr kleine Kräfte F_i in die Simulation eingefügt, welche die Wände verbeulen)

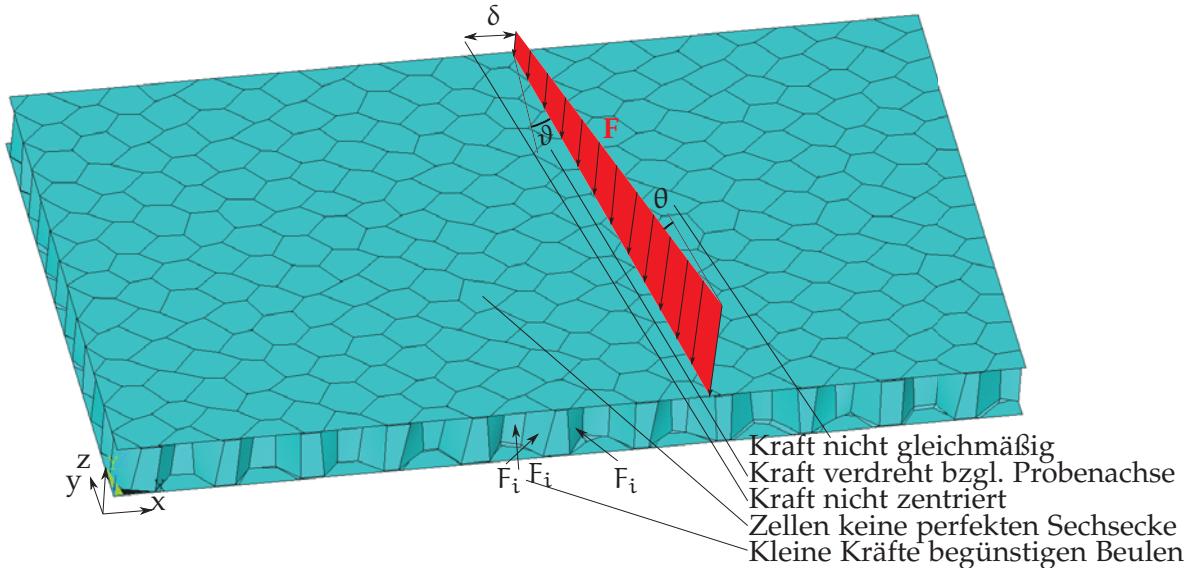


Abbildung 6.3: In die Simulation eingefügte Imperfektionen (übertrieben dargestellt)

Die Simulationen zeigen, dass eine ungleichmäßige Krafteinleitung (θ) einen großen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Eine horizontale Verschiebung der Wabe (δ) kann die Lasteinleitungsstelle von einer geklebten Zellwand zu einer freien Wand bewegen, was auch einen Einfluss auf die Ergebnisse haben kann. Alle anderen Imperfektionen haben in den Simulationen nur einen unbedeutenden Einfluss gezeigt. Wenn jedoch die Wabenzellen so stark verzerrt werden, dass die Dichte des Wabekerns beeinflusst wird, könnte dies auch einen Einfluss haben.

Das Versagen des Klebstoffes wird in dieser Arbeit nicht untersucht, da in den Versuchen nie Klebstoffversagen aufgetreten ist. Da der Klebstoff jedoch den Wabekern an den Rändern stützt, wurde dieser Effekt in den Beulanalysen modelliert (Abbildung 6.4).

Die Klebeschicht überdeckt den Wabenkern leicht und stabilisiert diesen im Randbereich. Die Beullast der Waben kann hierdurch leicht beeinflusst werden. Diese Überdeckung lässt sich am einfachsten simulieren, indem das Schalenmodell des Wabekerns an den betroffenen Stellen um zwei Schichten mit konstanter Dicke erweitert wird, welche die Steifigkeit des Klebstoffes besitzen. Dies ist jedoch nur eine Abschätzung, da die Form des Klebstoffes in Realität eher die Form einer dreieckähnlichen Kehlnaht besitzt. In Abbildung 6.4 ist der Wabekern mit der Klebeschicht volumenförmig dargestellt. In der Simulation sind die Schalenelemente jedoch Flächen mit drei Schichten. Es wurde zudem die Annahme getroffen, dass der Klebstoff sich linear elastisch verhält.

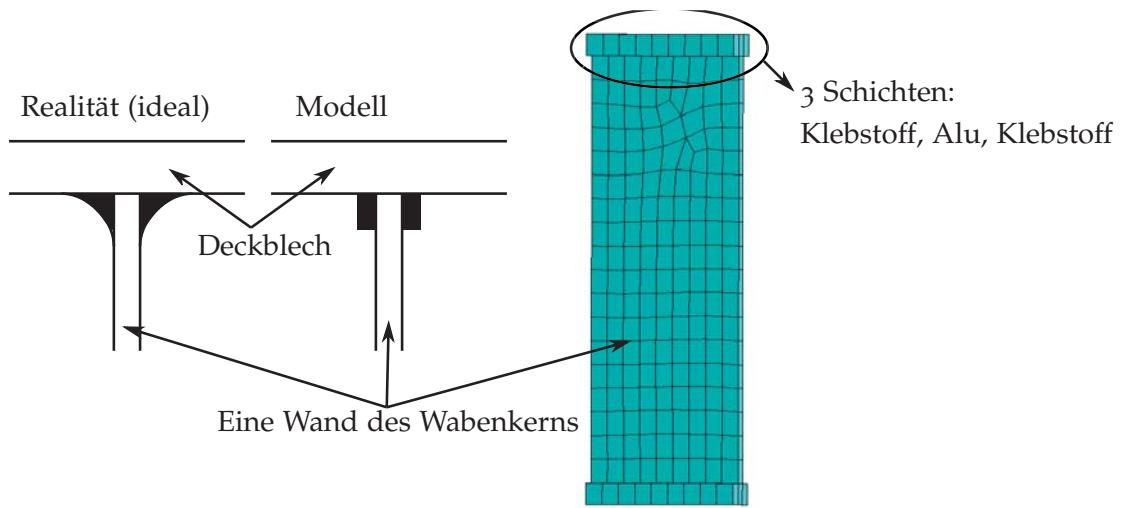


Abbildung 6.4: Klebeschicht modelliert mit verschiedenen Schichten des Schalenelementes

6.3 HOMOGENISIERUNG DES WABENKERNNS

6.3.1 Prinzip der Homogenisierung

Bei einer Finite-Elemente-Analyse wird eine Struktur in sehr viele Elemente unterteilt, die so klein sein müssen, dass angenommen werden kann, dass der Verschiebungsverlauf in jedem Element einer gewählten Ansatzfunktion entspricht (häufig lineare oder quadratische Ansatzfunktion, sodass der Verschiebungsverlauf im Element auch linear oder quadratisch sein muss). Um eine große Sandwichstruktur mit Wabenkern gut zu vernetzen, kann es vorkommen, dass Millionen Elemente benötigt werden. Solche Mengen von Elementen können jedoch nicht mehr mit einem herkömmlichen Rechner bearbeitet werden, da die Rechenzeit zu hoch wäre.

Die Anzahl von Elementen kann reduziert werden, indem der Wabenkern (Abbildung 6.5a) als homogenes Kontinuum (Abbildung 6.5b) angenommen wird. Dieser Vorgang wird als Homogenisierung bezeichnet. Das homogenisierte Kontinuum hat eine sehr einfache Geometrie (oft einen einfacheren Quader), was dazu führt, dass die Elementgröße wesentlich erhöht werden kann. Somit kann die Elementanzahl viel kleiner sein, als bei der detaillierten Modellierung des Wabenkerns. Der homogene Kern sollte die gleiche Steifigkeit wie der Wabenkern haben. So mit entsprechen trotz der Vereinfachung die resultierenden Verschiebungen der Realität.

Da der Wabenkern je nach Belastungsrichtung unterschiedliche Steifigkeiten besitzt, ist dieser anisotrop. In dem Fall eines Wabenkerns existieren jedoch drei zueinander orthogonale Symmetrieebenen, somit ist der Wabenkern auch orthotrop (Spezialfall der Anisotropie). Das Elastizitätsgesetz für ein orthotropes Material ist in Gleichung 6.1 dargestellt [18, 19]. Im Gegensatz zum allgemeinen Fall der Anisotropie sind mehrere Konstanten der Nachgiebigkeitsmatrix null, sodass entlang der Symmetrieebenen keine Kopplung zwischen den Dehnungen und den Schubverzerrungen existiert. Die Materialeigenschaften des homogenisierten Modells müssen als orthotrop angenommen werden.

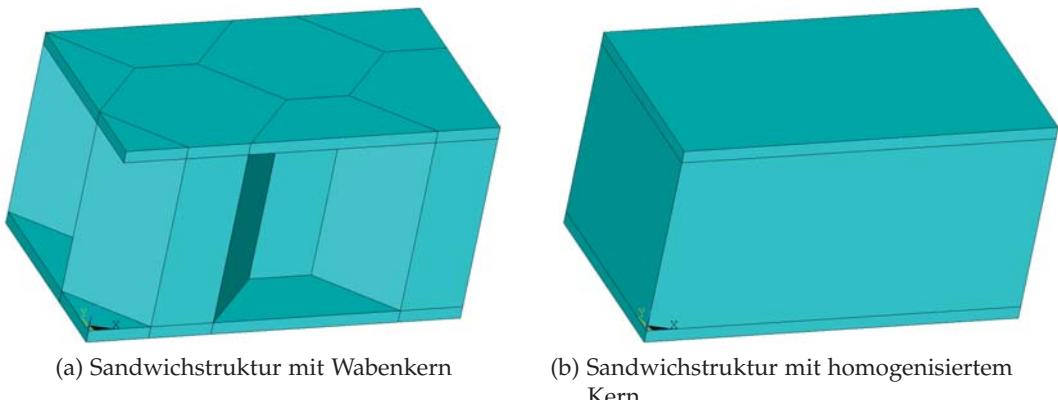


Abbildung 6.5: Skizze von einem Wabenkern und einem homogenisierten Kern

$$\begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & -\frac{\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xy}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & -\frac{\nu_{zy}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xz}}{E_x} & -\frac{\nu_{yz}}{E_y} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{yz}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{zx}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} \quad (6.1)$$

Die Vereinfachung des Wabenkerns als homogenes Kontinuum bringt jedoch einige Einschränkungen mit sich. Obwohl die berechneten Verschiebungen der Realität entsprechen, weichen die berechneten Spannungen sehr stark von der Realität ab. An Orten, wo die Spannungen keine großen Gradienten aufweisen, können die Spannungskomponenten der homogenisierten Simulation in reale Spannungen umgerechnet werden (Kapitel 6.3.3). Falls jedoch hohe Spannungsgradienten im Wabenkern auftreten (z. B. in der Nähe von Krafteinleitungen), ist es nicht mehr möglich, die genauen Spannungen mit einem homogenisierten Modell zu berechnen. Zumindest an diesem Ort muss der Kern in seiner realen dreidimensionalen Form modelliert werden (Kapitel 6.4).

Wie schon erwähnt, unterscheiden sich die Eigenschaften des homogenisierten Kerns stark von den Materialeigenschaften des benutzten Aluminiums. Die Materialkonstanten des Kerns können aus der Literatur [21, 46, 48] abgeleitet werden, und sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

Zellgröße	6.4 mm	9.6 mm
E_x [MPa]	1,49	0,44
E_y [MPa]	0,48	0,14
E_z [MPa]	2139	1426
ν_{xy}	1,76	1,76
ν_{yz}	0,00007	0,00003
ν_{xz}	0,0002	0,0001
ν_{yx}	0,57	0,57
ν_{zy}	0,33	0,33
ν_{zx}	0,33	0,33
G_{xy} [MPa]	0,71	0,21
G_{yz} [MPa]	254	169
G_{xz} [MPa]	538	361

Tabelle 6.1: Mechanische Eigenschaften des homogenisierten Wabenkerns für die Aluminiumwaben nach Gibson und Ashby [46] und Grediac [48]

Im Kapitel 6.3.2 werden die Schubspannungen im homogenen Kern analysiert. Im Kapitel 6.3.3 ist ein Verfahren hergeleitet, um die realen Spannungen im Wabenkern, anhand der Simulationsergebnisse mit homogenem Kern zu berechnen.

6.3.2 Analytische Berechnung der Schubspannungen im homogenen Kern

In diesem Kapitel werden die Schubspannungen im homogenisierten Kern in Abhängigkeit des Winkels α hergeleitet. Diese Berechnungen werden im folgenden Kapitel 6.3.3 benötigt, um die realen Spannungen des Wabekerns zu berechnen. Der Winkel α beschreibt die Orientierung des Kerns, wie in Abbildung 1.2 dargestellt. Wie im Kapitel 4.3 ist die x -Richtung als 0° -Richtung definiert, was auch immer die L-Richtung (steifste Richtung) entspricht. Die ξ -Richtung entspricht der Längsrichtung der Probe. Der homogenisierte Kern ist orthotrop und homogen. Wenn der homogenisierte Kern in L-Richtung orientiert und belastet ist (Abbildung 6.6), und unter der Annahme, dass der Kern konstant nur auf Schub belastet wird (Abbildung 4.5: wie beim Flansch eines Doppel-T-Profils ist diese Annahme zulässig), kann die Schubspannung im homogenisierten Kern als Kraft geteilt durch die Fläche angenommen werden:

$$\tau_{xz}(0^\circ) = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}} = \frac{q \cdot l}{h \cdot l} = \frac{q}{h} \quad (6.2)$$

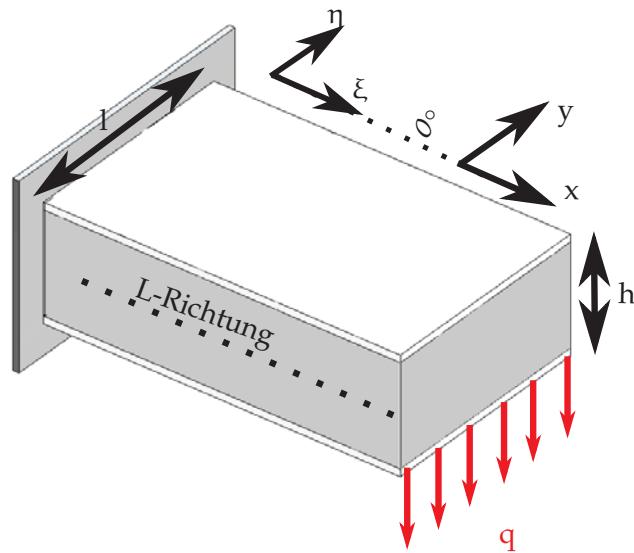


Abbildung 6.6: Sandwichstruktur mit homogenen Kern in L- und W-Richtung

Der Spannungstensor ist wie folgt definiert:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & \tau_{xz} \\ 0 & 0 & 0 \\ \tau_{zx} & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{q}{h} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{q}{h} & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (6.3)$$

Wenn der Wabenkern (und somit auch das Koordinatensystem) rotiert wird, können die Spannungskomponenten des Spannungstensors umgerechnet werden [69] (Belastung und Probengeometrie bleiben unverändert):

$$\sigma'_{kl} = \sigma_{ij} n_{ki} n_{lj} \quad (6.4)$$

σ' beschreibt den transformierten Spannungstensor und σ den alten Tensor. k und l können jeweils die drei Koordinatenrichtungen des neuen Koordinatensystems beschreiben, sodass $3 \times 3 = 9$ Spannungskomponenten berechenbar sind. i und j beschreiben die Koordinatenrichtungen des alten Koordinatensystems. n_{ki} und n_{lj} sind die Einheitsvektoren in k- und in l-Richtung im alten Koordinatensystem.

In diesem Fall wird das Koordinatensystem um den Winkel α um die z-Achse rotiert. Die neun berechneten Spannungskoordinaten ergeben folgenden Spannungstensor:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & \tau_{xz}(\alpha) \\ 0 & 0 & \tau_{yz}(\alpha) \\ \tau_{zx}(\alpha) & \tau_{zy}(\alpha) & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{q}{h} \cdot \cos(\alpha) \\ 0 & 0 & \frac{q}{h} \cdot \sin(\alpha) \\ \frac{q}{h} \cdot \cos(\alpha) & \frac{q}{h} \cdot \sin(\alpha) & 0 \end{pmatrix} \quad (6.5)$$

Der Spannungstensor ist symmetrisch, sodass es ausreicht τ_{xz} und τ_{yz} zu berechnen. Tabelle 6.2 zeigt, wie die Schubspannungen im Wabenkern in Abhängigkeit des Winkels berechnet werden können. Anders als im Fall eines Wabenkerns existiert im homogenen Kern keine schwächste Richtung. Die Resultierende der Schubspannungen $\tau_{res} = \sqrt{\tau_{xz}^2(\alpha) + \tau_{yz}^2(\alpha)}$ ist bei jedem Winkel gleich $\frac{q}{h}$ (Dehnungen sind im homogenisierten Kern richtungsabhängig, Spannungen jedoch nicht).

$$\tau_{xz}(\alpha) = \frac{q}{h} \cdot \cos(\alpha) \quad (6.6)$$

$$\tau_{yz}(\alpha) = \frac{q}{h} \cdot \sin(\alpha) \quad (6.7)$$

Tabelle 6.2: Analytische Formeln zur Berechnung der Schubspannungen im homogenisierten Kern

6.3.3 Berechnung der realen Spannungen mithilfe eines homogenen Modells

Zur Reduzierung der Rechenzeit in Finite-Elemente Simulationen ist es möglich, den Wabenkern durch einen orthotropen homogenen Kern mit gleicher Steifigkeit zu ersetzen. In diesem Kapitel wird gezeigt, wie die Spannungen des homogenisierten Kerns umgerechnet werden können, um die realen Spannungen im Wabenkern zu erhalten. Diese Berechnung ist nur möglich, wenn die Schubspannungen τ_{xz} und τ_{yz} im homogenisierten Kern mindestens innerhalb einer Elementarzelle (Abbildung 6.7) als konstant angenommen werden können. In diesem Fall sind die Schubspannungen τ_1 , τ_2 und τ_3 auch innerhalb dieser Elementarzelle konstant.

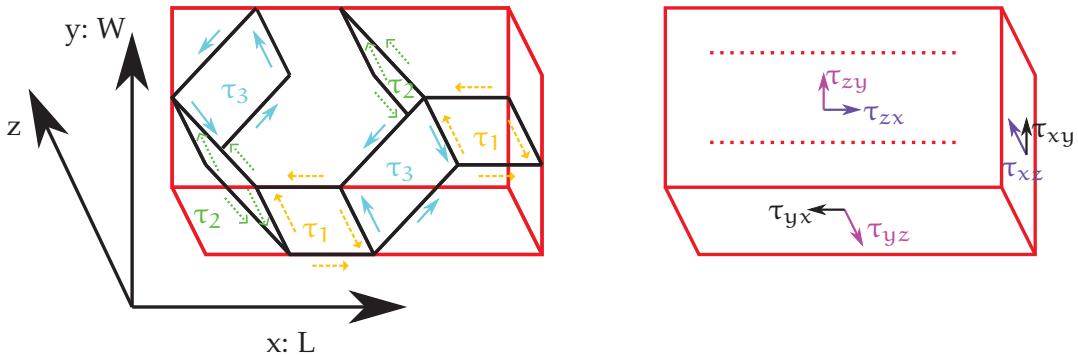


Abbildung 6.7: Spannungskomponenten in einer Elementarzelle des Wabenkerns und des homogenen Kerns

In Abbildung 6.8 sind die Schubspannungen im homogenen Kern und im Wabenkern in Abhängigkeit von der Orientierung dargestellt (nach Tabelle 4.2 und Tabelle 6.2 berechnet). Diese Werte entsprechen einer Sandwich-Platte mit einer Zellgröße von 6,4 mm (Tabelle 1.1). Die Struktur wird durch eine Querkraft q von $\frac{100\text{N}}{76\text{mm}} = 1,32 \text{ N/mm}$ belastet, wie in Abbildung 4.7 und 6.6 dargestellt.

Im Folgenden werden aus den Spannungen des homogenisierten Kerns, die Spannungen im Wabenkern berechnet.

Aus Gleichung 4.36, 4.40 und 6.6 können wir schließen:

$$\frac{\tau_1}{\tau_{xz}} = \frac{b}{t} \quad (6.8)$$

Dividieren von Gleichung 6.7 durch Gleichung 6.6:

$$\tan(\alpha) = \frac{\tau_{yz}}{\tau_{xz}} \quad (6.9)$$

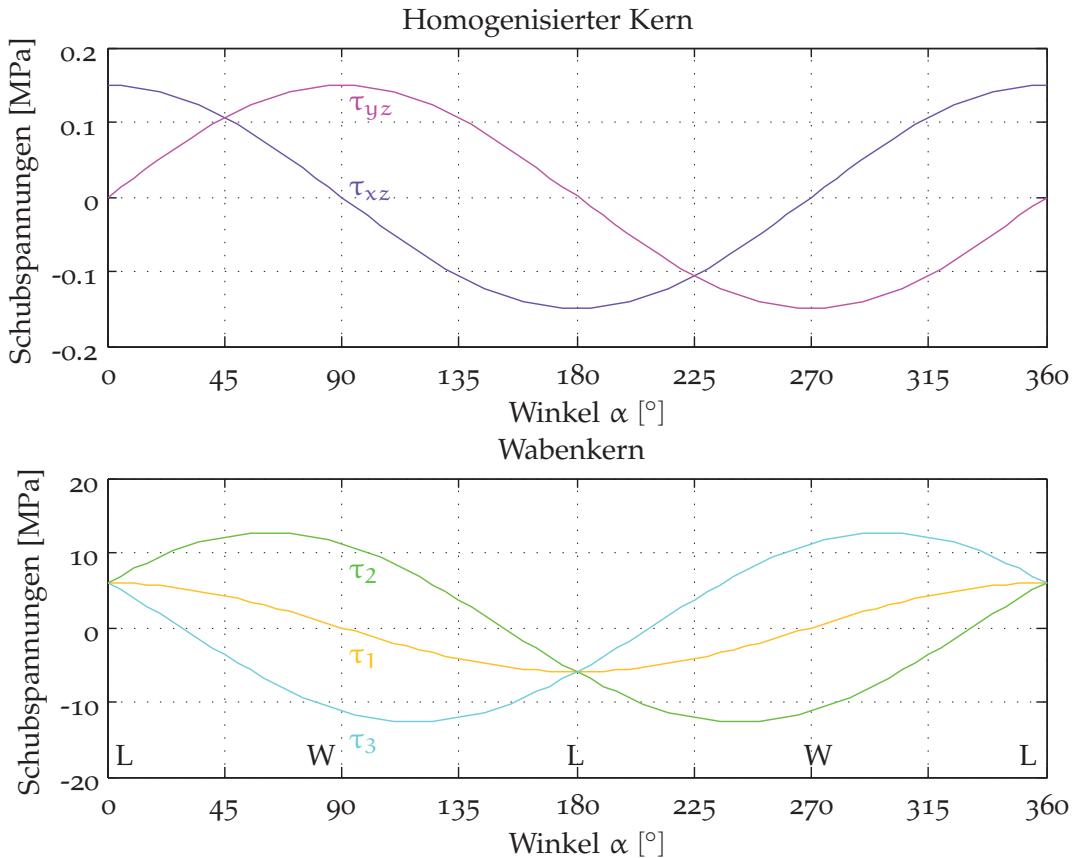


Abbildung 6.8: Vergleich der Schubspannungen im homogenisierten Kern und im Wabenkern

Aus Gleichung 6.6 und 6.7 folgt auch:

$$\frac{q}{h} = \sqrt{\tau_{xz}^2(\alpha) + \tau_{yz}^2(\alpha)} \quad (6.10)$$

Einsetzen der Gleichung 6.10 in Gleichung 4.41:

$$A_2 = \frac{b \cdot \sqrt{\tau_{xz}^2(\alpha) + \tau_{yz}^2(\alpha)}}{t \cdot \cos(\varphi)} \quad (6.11)$$

Tabelle 6.3 gibt einen Überblick der verwendeten Formeln, zur Berechnung der Schubspannungen im Wabenkern aus den Schubspannungen des homogenen Kerns.

$$\tau_1 = \frac{b}{t} \cdot \tau_{xz} \quad (6.12)$$

$$\tau_2 = A_2 \cdot \cos(\alpha - \varphi) \quad (6.13)$$

$$\tau_3 = A_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (6.14)$$

mit

$$\tan(\alpha) = \frac{\tau_{yz}}{\tau_{xz}}$$

$$\tan(\varphi) = \frac{a+c}{b}$$

$$A_2 = \frac{b \cdot \sqrt{\tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2}}{t \cdot \cos(\varphi)} \quad (6.17)$$

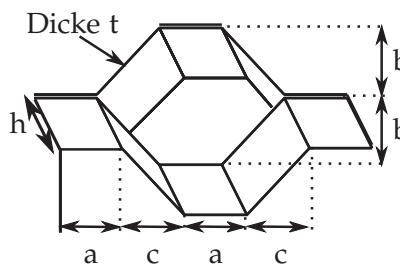


Tabelle 6.3: Analytische Formeln zur Berechnung der Schubspannungen im Wabenkern aus den Spannungen des homogenisierten Kerns

Wenn zusätzlich noch Zug- oder Druckspannungen in z-Richtung (senkrecht zur Paneelebene) wirken, dann werden diese Spannungen mit den Spannungen aus Tabelle 6.3 überlagert. Im Gegensatz zum homogenen Kern müssen die Zug- oder Druckkräfte im Wabenkern durch ein viel kleineres Volumen aufgenommen werden. Die Zug- und Druckspannungen sind im Wabenkern um das gleiche Verhältnis größer, als das Verhältnis der entsprechenden Volumen. Die Spannungen im Wabenkern haben die gleiche Richtung als die Spannungen im homogenen Kern:

$$\sigma_{z,Wabe} = \sigma_{z,Homogen} \frac{A_{\text{homogen}}}{A_{\text{Wabe}}} = \sigma_{z,Homogen} \frac{b \cdot (a+c)}{t \cdot (a + \sqrt{b^2 + c^2})} \quad (6.18)$$

6.3.3.1 Verifikation

Die Formeln aus Tabelle 6.3 werden in diesem Kapitel durch ein einfaches Beispiel überprüft: Ein fest eingespanntes Sandwichpaneel mit einer Kernorientierung von 40° und einer Querkraft $q = \frac{100\text{N}}{76\text{mm}} = 1,32 \text{ N/mm}$ wird untersucht.

Die Gleichungen 6.6 und 6.7 führen zu den Schubspannungen im homogenisierten Kern:

$$\tau_{xz}(40^\circ) = \frac{q}{h} \cdot \cos(40^\circ) = 0,1145 \text{ MPa} \quad (6.19)$$

$$\tau_{yz}(40^\circ) = \frac{q}{h} \cdot \sin(40^\circ) = 0,0961 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

Mit den Formeln aus Tabelle 6.3 können die realen Schubspannungen im Kern berechnet werden:

$$\tau_1 = 4,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = 11,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_3 = -2,6 \text{ MPa}$$

Diese Spannungen entsprechen genau den FEM-Ergebnisse in Abbildung 4.10.

6.4 GROSSE STRUKTUREN: SUBMODELL ERSTELLEN

Um eine Sandwichstruktur mit Wabenkern gut zu vernetzen, werden sehr viele Elemente benötigt. Aus diesem Grund können nur kleine Proben, z. B. mit wenigen Tausenden von Zellen im Kern gut vernetzt werden (die Vernetzung jeder Zelle kann über hundert Elemente benötigen). In Kapitel 6.3.1 wurde gezeigt, dass die Elementzahl durch das Homogenisieren des Kerns reduziert werden kann. Dies führt jedoch dazu, dass die berechneten Spannungen nicht mehr der Realität entsprechen (Kapitel 6.3.3).

Aus diesem Grund ist das Vorgehen einer komplexen Finite-Elemente Simulation häufig wie folgt: Zuerst wird eine Simulation mit homogenisiertem Kern (Kapitel 6.3) und grobem Netz durchgeführt, welche das globale Verhalten der Struktur widerspiegelt. Dieses Modell dient nur dazu, die kritischen Stellen zu ermitteln. Die Schubspannungen im Kern können mit den Formeln aus Tabelle 6.3 in reale Spannungen umgerechnet werden. Es ist darauf zu achten, dass Spannungen, welche im homogenisierten Modell identisch sind, nach dem Umrechnen um Faktor zwei abweichen können (62° -Richtung viel schwächer als L-Richtung). Die Druckspannungen können mit der Formel 6.18 berechnet und mit der Beullast (Formel 4.3) verglichen werden. Nach der Bestimmung der kritischen Stellen, können diese Stellen mit einem Submodell genauer untersucht werden. Hierfür wird, nur im Bereich der kritischen Stelle, der Wabenkern mit Schalenelementen genau modelliert und fein vernetzt. Die Verschiebungen und Verdrehungen am Rand des Submodells sind aus der ersten Simulation bekannt und können im Finite-Elemente Programm als Randbedingung vorgegeben werden (Abbildung 6.9). Die Belastung des Submodells erfolgt analog zum homogenisierten Modell, sodass die Verformungen identisch mit dem homogenisierten Modell sind. Die Vernetzung des Submodells muss sehr fein sein, damit die Resultate der Realität so nahe wie möglich kommen.

Da im Submodell nur eine kleine kritische Stelle modelliert werden muss, kann diese Stelle sehr fein vernetzt werden, ohne Probleme mit der Rechenzeit zu bekommen.

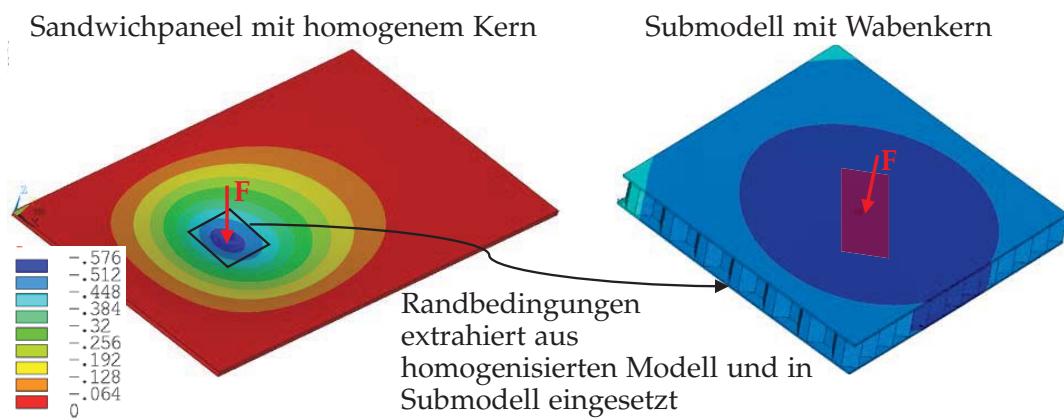


Abbildung 6.9: Sandwichplatte mit homogenisiertem Kern und Submodell mit Wabenkern modelliert (vertikale Verschiebung ist dargestellt)

6.5 LASTEINLEITUNG

Ein wichtiger Teil der Simulation ist die korrekte Modellierung der Krafteinleitung, da dies einen großen Einfluss auf die Ergebnisse haben kann. Die Fläche, über welche die Last verteilt eingeleitet wird, hat einen direkten Einfluss auf die Schub- und Druckspannungen im Kern.

Da die Einleitung der Last in den meisten Fällen mit einem Kunststoff aus Polyurethan (Vulkollan) erfolgt ist, wird dieses Material im Folgenden experimentell genauer untersucht. Zur Ermittlung eines ungefähren E-Moduls des Polyurethans (genauen Wert gibt es nicht, da das Material aufgrund von Kriecheffekten zeitabhängig ist), wurden Druckversuche durchgeführt. In Abbildung 6.10 ist der Druckversuch an einer Rolle dargestellt, welche im 3-Punkt Biegeversuch in Kapitel 8 benutzt wurde. Dabei wurde das Material mehrmals belastet und entlastet. Es konnte festgestellt werden, dass das Material anfangs stark fließt. Jedoch bereits am Ende des ersten Zyklus sind die Ergebnisse identisch mit den darauffolgenden Zyklen (Abbildung 6.11). Der E-Modul beträgt ungefähr 35 MPa (ermittelt aus der Steigung des letzten Zyklus). Das gleiche Material wurde auch im pulsierenden Rollenversuch (Kapitel 9) und im Food-Cart Roller Versuch (Kapitel 10) benutzt.

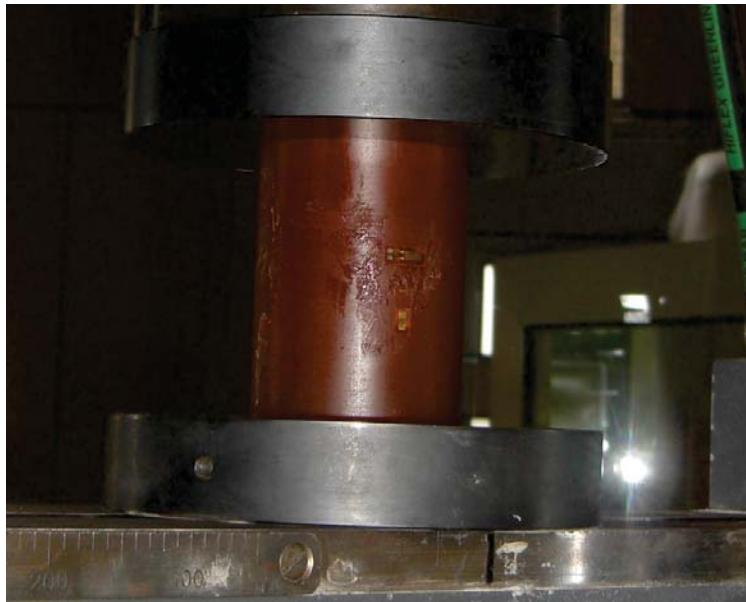


Abbildung 6.10: Druckversuch einer Rolle aus Polyurethan (Vulkollan)

Der Druckversuch hat gezeigt, dass das Vulkollan bei einer Belastung anfangs fließt, jedoch stabilisiert sich das Material sehr schnell. Dieses Fließen hat den positiven Effekt, dass sich das Polyurethan bei einer Belastung sehr gut an den Untergrund anpasst, und die Auflagefläche größer wird. Die Schwierigkeit des Fließverhaltens ist, diesen Vorgang genau in einer Finite-Elemente Simulation abzubilden. Die Annahme von linearem Materialverhalten würde zu einer starken Unterschätzung der Abplattung der Rolle führen, was eine kürzere Lebensdauer des Paneels bedeuten würde.

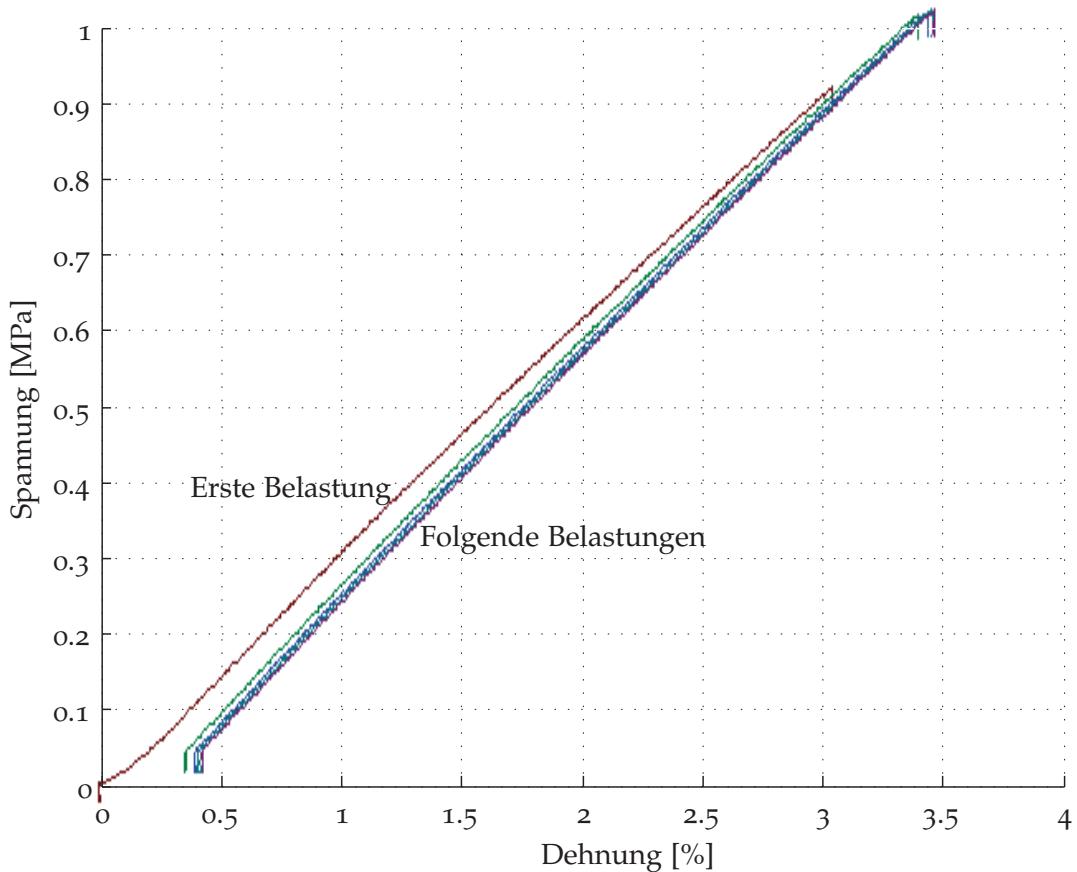


Abbildung 6.11: Spannungsdehnungsdiagramm der Vulkollanrolle für 5 Zyklen

Da die Auflagefläche der Krafteinleitung eine wesentliche Rolle in der Beanspruchungsverteilung in Wabenkernen spielt, wurde die Flächenpressung mithilfe von Druckmessfolien ("Fujifilm Prescale" <http://www.fujifilm.eu>) gemessen. Diese Druckmessfolie besteht aus zwei Lagen. Die erste Lage beinhaltet Mikrokapseln unterschiedlicher Größe, die unter einer definierten Last aufplatzen. Die freigegebene Flüssigkeit reagiert mit der zweiten Lage, welche sich rot verfärbt. Die druckabhängige Rotverfärbung zeigt schließlich die Druckverteilung im Kontaktbereich.

Wenn die beschriebene Druckmessfolie zwischen Lasteinleitung und Probe platziert wird, entsteht eine rote Kontur, welche die Druckverteilung auf der Probe darstellt. Abbildung 6.13a zeigt die Druckverteilung einer Rolle, wie in Kapitel 9.1 und 10.1 benutzt, für fünf verschiedene Lasten, wenn die Last langsam eingeleitet wird (0,01 mm/s). Für steigende Kräfte wird die Kontaktfläche größer (jedoch nicht linear). Die Druckspannung ist relativ gut über die Fläche verteilt. Es ist kein parabolischer Druckverlauf wie bei der Hertzschens Pressung erkennbar, da Kriechvorgänge im Vulkollan eine Spannungshomogenisierung bewirken.

In Abbildung 6.13b sind die Druckverteilungen unter dem Rad für verschiedene Belastungsgeschwindigkeiten dargestellt. Dabei wurde die Rolle mit der angegebenen Geschwindigkeit belastet und sofort danach mit der gleichen Geschwindigkeit wieder entlastet. Je nach Last entspricht der Rollvorgang beim Food-Cart Roller Test (Kapitel 10.1) einer Geschwindigkeit zwischen 50 mm/s und 200 mm/s. Die

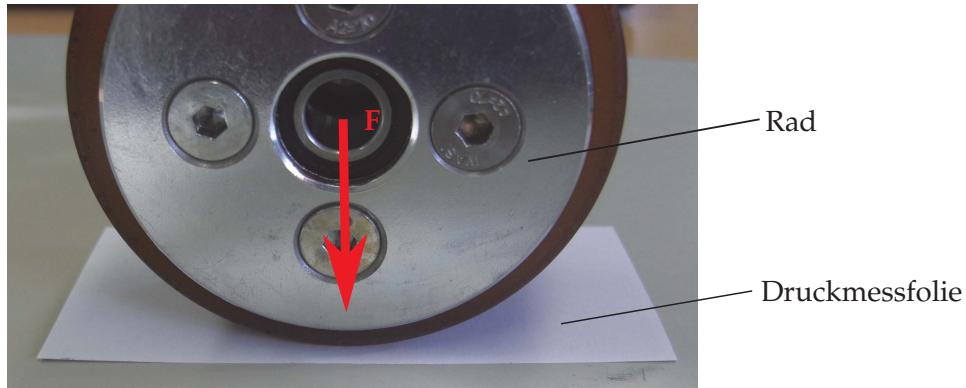


Abbildung 6.12: Druckmessfolie

Belastungsgeschwindigkeit hat einen Einfluss auf die Kraftverteilung, jedoch ist dieser nicht so stark, wie der Einfluss der Last. Je schneller die Last angreift, desto konzentrierter wirkt die Last.

An den seitlichen Rändern der Aufstandsfläche ist nur eine gewisse Spannungsüberhöhung erkennbar. Diese kann aber über die Zeit aufgrund der Abnutzung oder Materialfließens abnehmen. Abbildung 6.14 zeigt eine neue und eine durch den Food-Cart Roller Test stark abgenutzte alte Rolle im Vergleich. Die Rolle neigt dazu, sich so abzunutzen und so zu fließen, dass die Kraft konstant über der Breite verteilt ist. Aus diesem Grund wurde die Krafteinleitung in der Simulation als konstant angenommen.

In einer Simulation kann die Krafteinleitung auf zwei verschiedene Arten und Weisen modelliert werden: Es besteht die Möglichkeit, die Krafteinleitung genau zu modellieren, indem in der Finite-Elemente Simulation zwischen Krafteinleitung und Probe Kontaktlemente eingefügt werden (Abbildung 6.15). Die Kontaktbedingung zwischen der Rolle und dem Probenkörper wurde mit den Elementen Conta174 und Targe170 modelliert. Wenn ein Conta174 Element ein Targe170 Element durchdringt, erkennt das Finite-Elemente Programm den Kontakt. Die Kontaktsteifigkeit muss hoch genug gewählt sein, dass keine Durchdringung auftritt und tief genug, dass die Lösung noch konvergiert.

Wenn die Krafteinleitung aus einem Material besteht, welches eine zeitabhängige Verformung aufweist, muss dieses nichtlineare Verhalten auch in der Simulation nachgebildet werden, was sehr aufwändig wäre. Um sicherzustellen, dass die Abbildung der Lasteinleitungsfläche in der Simulation richtig erfolgt, wurden in dieser Arbeit keine Kontaktbedingungen mehr benutzt, sondern die Last wurde als konstanter Druck auf der gemessenen Fläche eingeleitet (Abbildung 6.13). Für den Fall einer Lasteinleitung mit einer harten Stahlrolle (Kapitel 7.1), kann eine Linienlast angenommen werden, da dies annähernd der Realität entspricht.

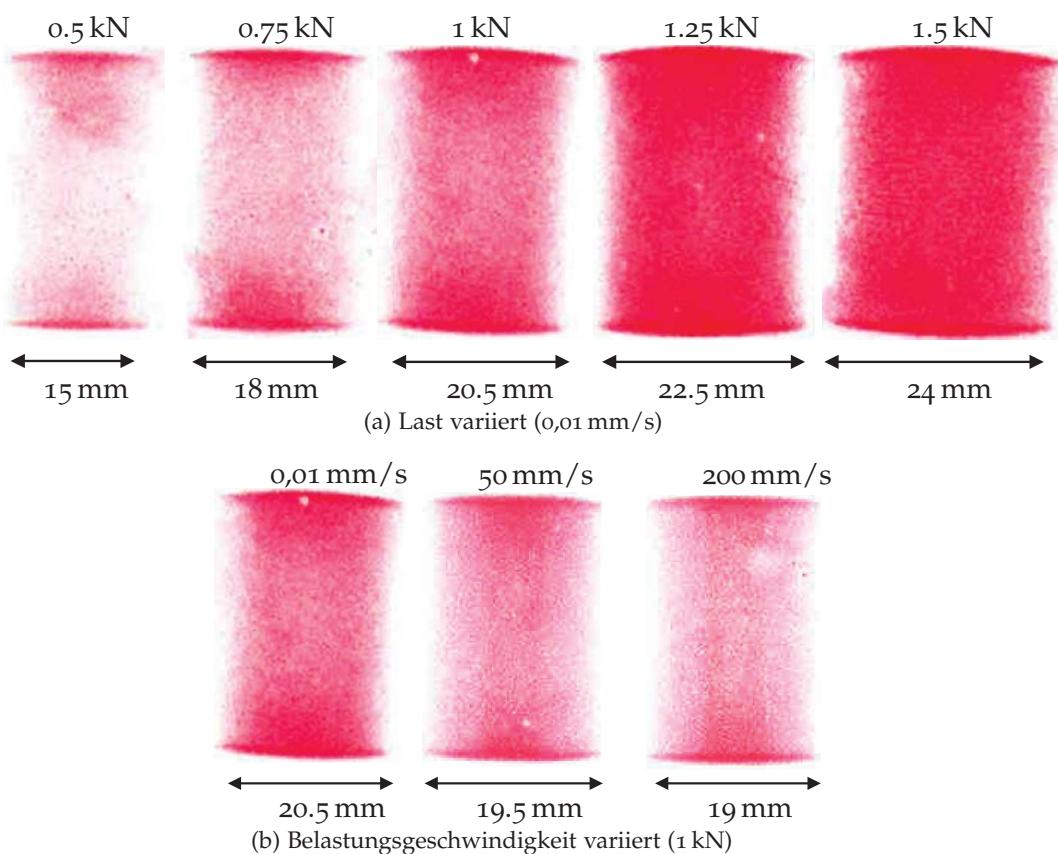


Abbildung 6.13: Druckverteilung unter einem neuen Rad aus Polyurethan, abhängig von der Last und der Belastungsgeschwindigkeit



Abbildung 6.14: Neue Rolle (konkav), abgenutzte Rolle (konvex)

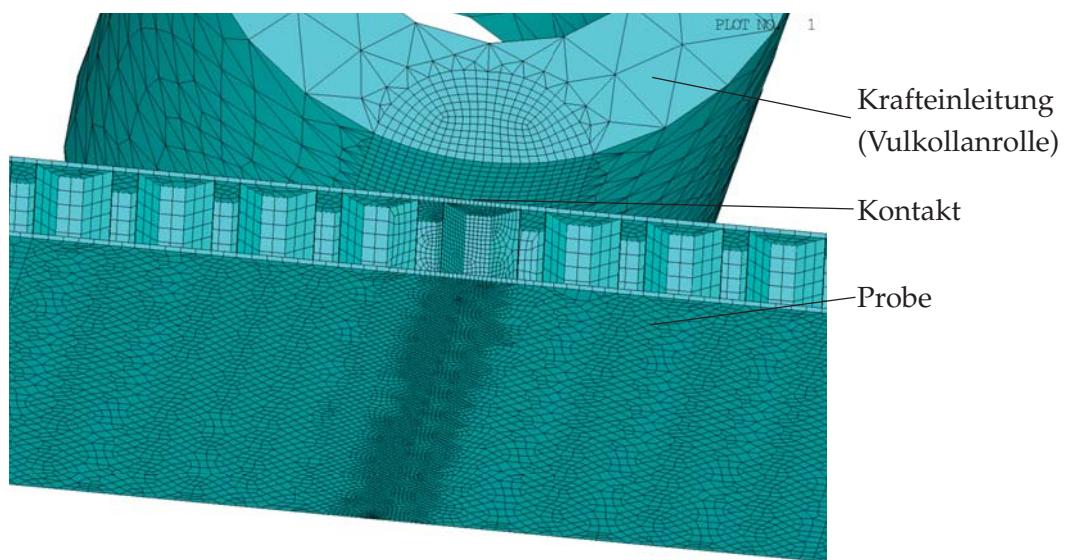


Abbildung 6.15: Finite-Elemente Modell mit Kontakt

Teil III
BEULVERSAGEN IM WABENKERN

7

BEULVERSAGEN IM 3-PUNKT BIEGEVERSUCH

7.1 EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE: 3-PUNKT BIEGUNG MIT BEULVERSAGEN

In Kapitel 2.2 wurde gezeigt, dass das Einleiten einer Querlast auf das Deckblech einer Sandwichstruktur mit Wabenkern zu verschiedenen Arten von Versagen führen kann. Bei niedriger Last kann angenommen werden, dass der Kern nur auf Druck und Schub beansprucht wird. Wenn die Drucklast jedoch einen kritischen Wert überschreitet, können die sehr dünnen Zellwände des Wabenkerns die Druckkräfte nicht mehr tragen und beulen aus. Dabei entsteht im Deckblech eine Einbuchtung (Abbildung 7.1).



Abbildung 7.1: Kerneinbuchtung nach einem Beulversagen (L-Probe)

Diese hohen Druckspannungen treten üblicherweise auf, wenn eine Last konzentriert, also auf einer sehr kleinen Fläche, ins Deckblech eingeleitet wird. Zur Untersuchung der Festigkeit des Kerns gegen Einbuchtungen wurde ein Versuchsaufbau mit konzentrierter Krafteinleitung aufgebaut (Abbildung 7.2). Die Kräfte werden mithilfe von Stahlrollen mit kleinem Durchmesser eingeleitet, sodass die lokale Druckbeanspruchung möglichst hoch ist. Die Lasteinleitung erfolgt in Form eines 3-Punkt Biegeversuches, das heißt, dass auf der oberen Seite der Probe eine Rolle mittig drückt, und unterhalb der Probe wirken zwei Rollen in einem gleichen Abstand von der Mitte.

Der Prüfstand wird durch einen universell einsetzbaren hydraulischen Zylinder der Firma Instron Structural Testing Systems (IST) angetrieben. Dieser Zylinder kann Kräfte bis zu 10 kN einleiten. Angetrieben wird der Zylinder durch ein

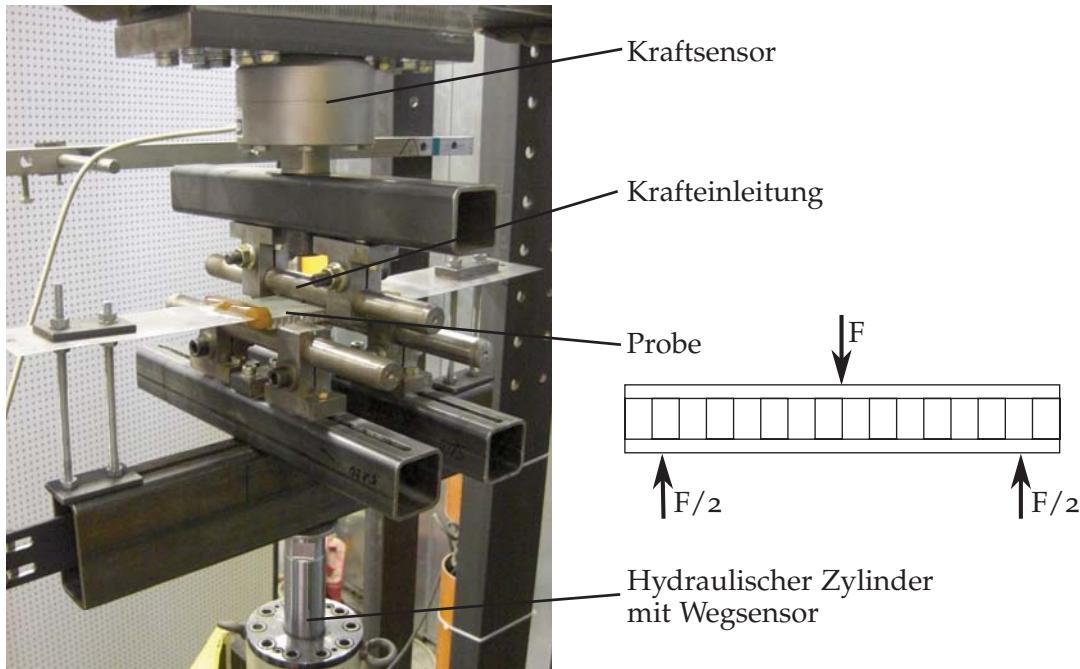


Abbildung 7.2: Versuchsaufbau des 3-Punkt Biegeversuches: führt zu Beulversagen

Hydraulikaggregat, welches Volumenströme von bis zu 41 l/min fördern kann. Daraus folgt, dass der Zylinder Wegamplituden von 5mm bei einer maximalen Frequenz von etwa 50 Hz fahren kann. Diese Anlage kann über eine zugehörige Software von Instron über beliebige Sensoren geregelt werden. Deshalb kann der Prüfstand sowohl für statische als auch für zyklische Versuche genutzt werden. Der hydraulische Zylinder kann wahlweise weg- oder kraftgeregelt gefahren werden. In Abbildung 7.2 ist der Versuchsaufbau dargestellt. Der Teil des Versuchsaufbaus unterhalb der Probe wird durch den hydraulischen Zylinder belastet. Der Teil oberhalb der Krafteinleitung kann als starr und unbeweglich angenommen werden. Die Kraftmessdose wird also nicht beschleunigt, was dazu führt, dass diese keine Beschleunigungskräfte misst, sondern nur die Beanspruchungskräfte an der Probe.

Die Größe der Proben wurde so gewählt, dass diese möglichst klein sind, jedoch groß genug, dass die getrennten Zellen an den Rändern und die Fertigungstoleranzen keinen großen Einfluss haben. In der Abbildung 7.3 sind die wichtigsten Maße des Versuchsaufbaus und der Proben dargestellt.

Quasistatische 3-Punkt Biegeversuche wurden in L- und in W-Richtung der Proben durchgeführt. Quasistatisch bedeutet, dass die Belastungsgeschwindigkeit so langsam ist, dass dynamische Effekte keine Rolle spielen. Der Zylinder wurde mit einer konstanten Geschwindigkeit von 1 mm/min bis zum Versagen der Proben nach oben bewegt. Die Versuche wurden abgebrochen, nachdem die Traglast ihr Maximum erreicht hat.

Das aufgenommene Kraft-Weg-Diagramm (Abbildung 7.4) zeigt, dass die Proben mit einer Kernorientierung in L-Richtung eine höhere Steifigkeit und Festigkeit als Proben mit einer Kernorientierung in W-Richtung haben. W-Proben erlaub-

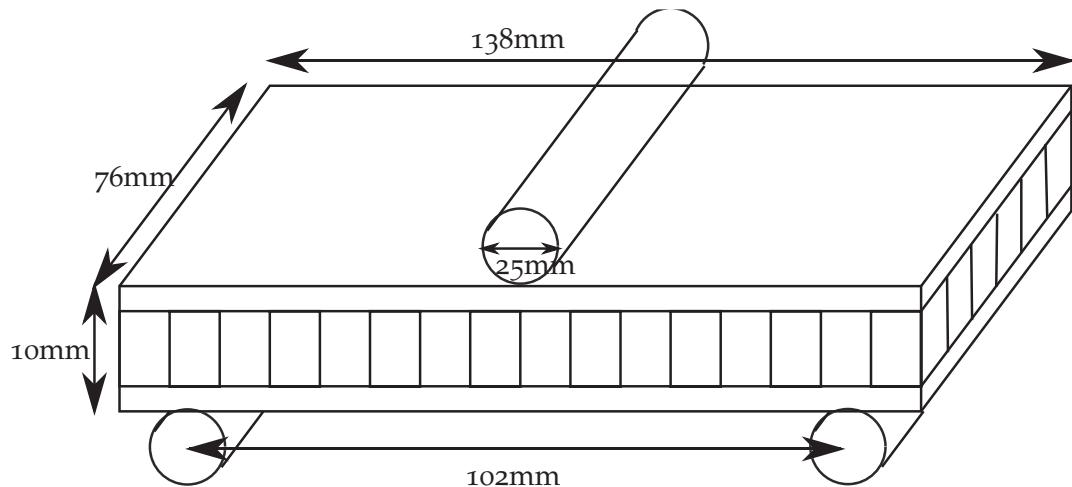


Abbildung 7.3: Abmessungen des Versuchsaufbaus

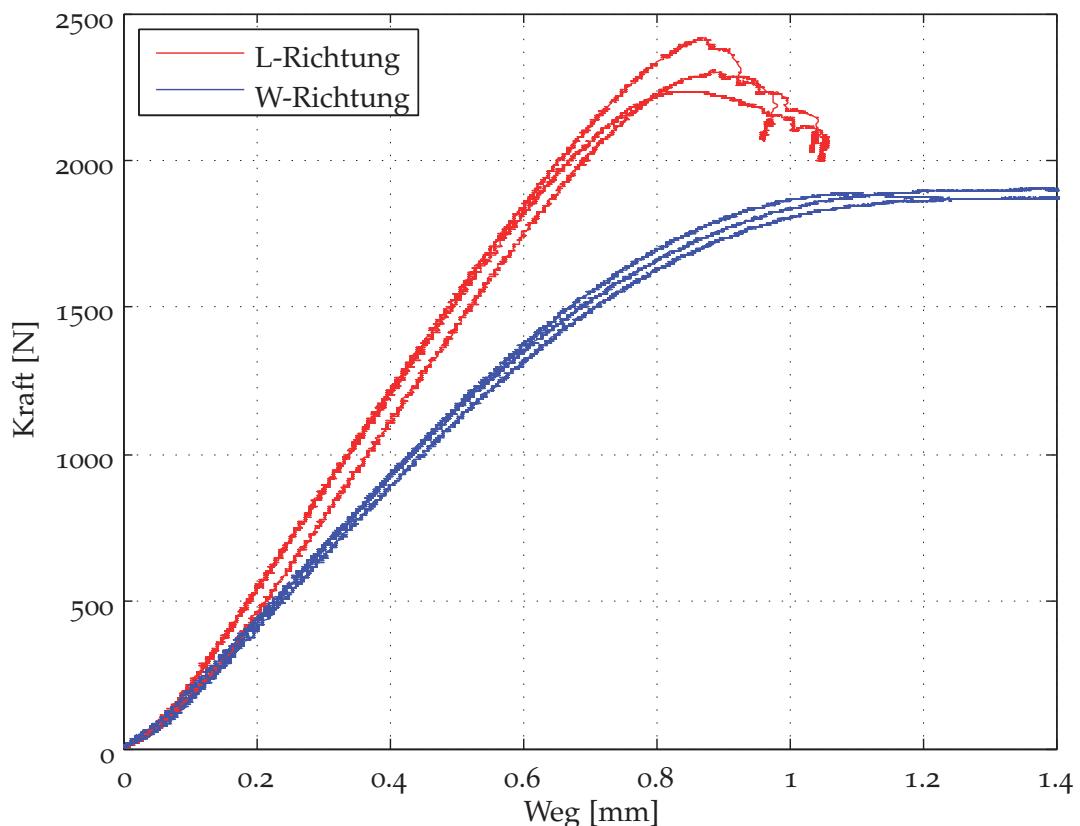


Abbildung 7.4: Kraft-Weg-Diagramme der statischen 3-Punkt Biegeversuche mit harter Krafteinleitung

ben jedoch eine höhere plastische Verformung, ohne dass nach Erreichen der Traglast die Last wieder stark abfällt. In Abbildung 7.4 kann man auch erkennen, dass die Ergebnisse zwischen verschiedenen Versuchen nur sehr wenig streuen. Also haben die Fertigungstoleranzen der Proben fast keinen Einfluss auf die Resultate.

Die zerstörten L-Proben (Abbildung 7.1) zeigen, dass die Versagensart Kerneinbuchtung ist. Genau unter der Krafteinleitung beulen die Wabenzellen aus und der Kern wird zerdrückt, sodass eine Einbuchtung in der Sandwichstruktur entsteht. W-Proben versagen auch durch Kerneinbuchtung (Abbildung 7.5), jedoch ist in den statischen Versuchen auch Schubversagen neben der Krafteinleitung erkennbar. In Kapitel 8 wird gezeigt, dass das Schubversagen der Probe nur unwesentlich höher liegt, als das Beulversagen, sodass beide Versagensarten parallel auftreten. Aus diesem Grund ähnelt das Kraft-Weg-Diagramm der W-Probe (Abbildung 7.4) stark dem Kraft-Weg-Diagramm der Proben mit reinem Schubversagen (Abbildung 8.2).



Abbildung 7.5: Kerneinbuchtung einer W-Probe mit überlagertem Schubversagen (quasistatisch)

Zur Untersuchung der Ermüdungseigenschaften der Struktur wurden mit dem gleichen Versuchsaufbau auch zyklische Versuche durchgeführt. Dabei wurden die Proben im 3-Punkt Biegeversuch mit einer sinusförmigen Kraft bei einer Frequenz von 5 Hz und bei einem Kraftverhältnis von $R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = 0,1$ (konstante Amplitude) belastet. Dieses Kraftverhältnis wurde gewählt, da die Proben mit dem benutzten Versuchsaufbau nur auf Druck belastet werden können. Zudem kann eine Last von Null zu Problemen mit der Regelung führen, da dies an der Grenze zum Abheben der Lasteinleitung liegt. Deshalb wurde kein Kraftverhältnis von 0, sondern von 0,1 gewählt. Die Last wurde kraftgeregelt eingeleitet.

In Abbildung 7.6 ist ein typisches Zeit-Weg-Diagramm von Proben mit Beulversagen dargestellt. Das blaue Signal entspricht einem Sinussignal. Da jedoch viele Tausende Zyklen getestet wurden, sind die einzelnen Sinusbögen so nahe zusammen, dass nur noch eine blaue Fläche erkennbar ist. Da die Versuche kraftgeregt sind, ist die Amplitude und der Mittelwert der Kraft über die gesamte Lebensdauer konstant. Man erkennt jedoch, dass der Mittelwert des Weges über die Lebensdauer der Probe anwächst. Schon zu Beginn der Lebensdauer steigt der Mittelwert des Weges langsam an, woraus man schließen kann, dass hier schon plastische Verformungen und kleine Risse entstehen. Der Mittelwert des Weges steigt mit der Zeit langsam weiter, und am Ende der Lebensdauer stark an.

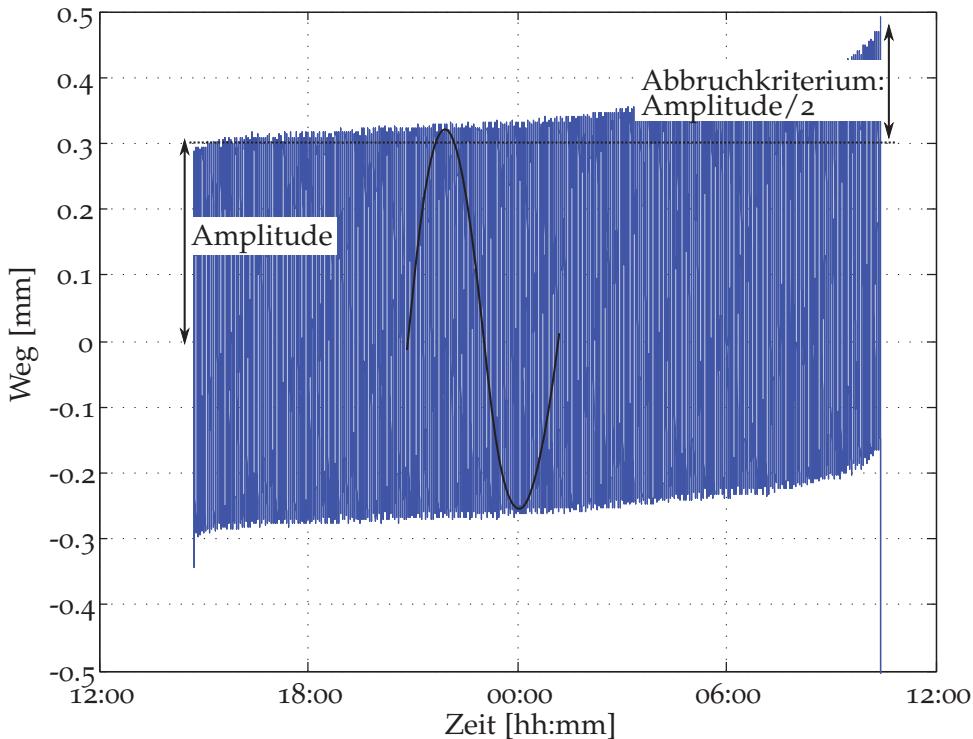


Abbildung 7.6: Verschiebung über die Zeit der zyklischen 3-Punkt Biegeversuche mit harter Krafteinleitung (W-Probe)

Die Amplitude des Weges (also die Steifigkeit der Probe) ändert sich jedoch kaum über die Lebensdauer, da vor allem die Deckbleche die Steifigkeit eines Sandwichpaneels definieren (die Deckbleche bleiben unbeschädigt über die Lebensdauer). Aus diesem Grund ist die Wegamplitude nicht geeignet, um einen Schaden zu definieren. Ein Schaden wurde so definiert, dass der Mittelwert des Weges um 50% der Wegamplitude ansteigt. Einzelne kleine Risse sind also noch akzeptabel, da dies kein Versagen der Struktur ist.

In Abbildung 7.7 ist ein typischer Schaden einer L-Probe dargestellt. Da sich der Schaden im Wabenkern befindet, ist es nötig ein Deckblech zu entfernen, um den Schaden sehen zu können. Hierfür kann die Probe im Ofen etwa 30 Minuten bei 200° erwärmt werden. Bei dieser Temperatur erwacht die Klebeschicht so sehr, dass das Deckblech ohne weitere Beschädigungen zu erzeugen, entfernt werden kann. Der Schaden befindet sich genau unter der Krafteinleitung an der Stelle des maximalen Drucks und nicht an der Stelle des maximalen Schubs, sodass als Versagensform Kerneinbuchtung und nicht Schubversagen vorliegt. Die Risse verlaufen dabei fast ausschließlich in horizontaler Richtung.

Die Abbildung 7.8 zeigt den Schaden einer W-Probe. Die Bilder a bis d zeigen vier unterschiedliche Proben mit identischen Maßen, welche auch identisch zyklisch belastet wurden (Lastamplitude 750 N). Der Versuch der Probe (a) wurde nach 25'000 Zyklen abgebrochen, Probe (b) nach 50'000 Zyklen, Probe (c) nach 100'000 Zyklen und Probe (d) nach 350'000 Zyklen. Die Krafteinleitungsstelle ist jeweils mit einem roten Rechteck markiert. Die unterschiedlich gefärbten Kreise

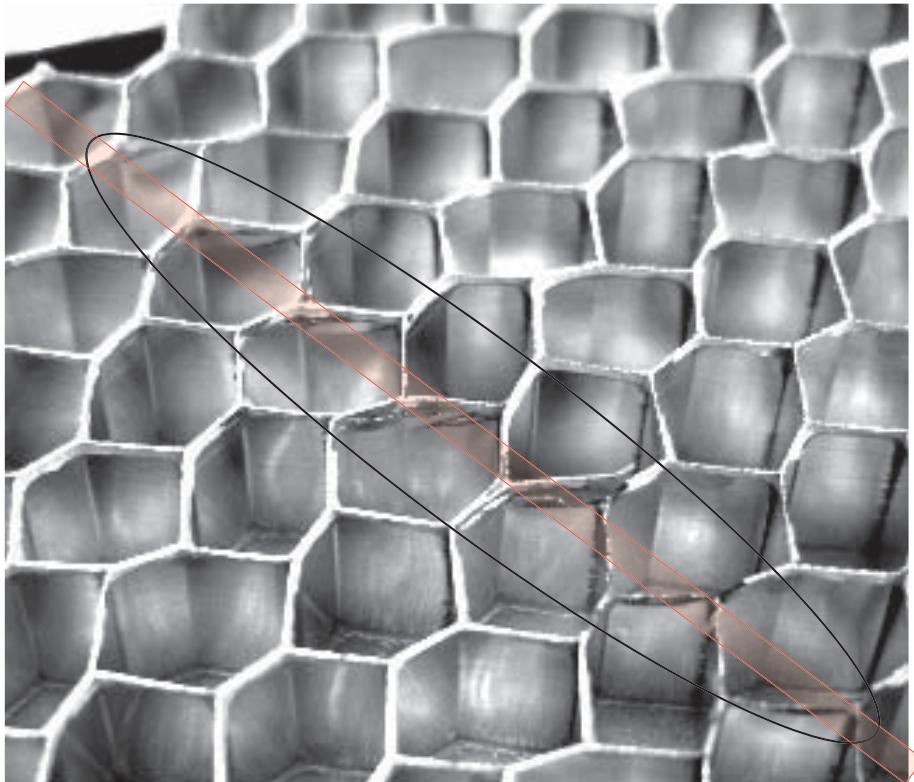


Abbildung 7.7: Schaden einer L-Probe (rot: Ort der Krafteinleitung)

markieren unterschiedliche Rissarten. Nach 25'000 Zyklen ist neben einigen plastisch verformten Stellen im Kern auch schon ein Riss in horizontaler Richtung erkennbar (Entfernung zur Klebeschicht: etwa 0,5mm). Die horizontalen Risse sind typisch für ein Beulversagen (wie bei der L-Probe). Nach 50'000 Zyklen sind mehrere Risse in horizontaler Richtung erkennbar. Dann nach 100'000 Zyklen treten neben den horizontalen Rissen auch diagonale Risse auf, welche eher typisch für ein Schubversagen sind (In L-Richtung sind keine Schubrisse erkennbar). Die Risse breiten sich anschließend auch über die doppelten Wabenwände aus, und vermehren sich. Nach etwa 350'000 Zyklen überlappen verschiedene Risse mehrere Zellen. Hier ist die Grenze erreicht, an der die Zellen die Lasten bald nicht mehr tragen können und der Kern zusammengedrückt wird. Man kann zudem erkennen, dass sich die Risse nur in der Mitte der Probe und nicht am Rand befinden. Man muss das Deckblech entfernen, um die Risse zu erkennen.

Die ersten Risse treten schon nach weniger als 10% der gesamten Lebensdauer auf. Diese einzelnen Risse führen aber noch keinesfalls zu einem gesamten Versagen der Struktur. Da die Last sehr lokal eingeleitet wird, beulen die Zellen auch nur sehr lokal aus und es treten nur sehr vereinzelte Risse auf. Die Nachbarzellen sind aber noch stark genug, um die Lasten tragen zu können.

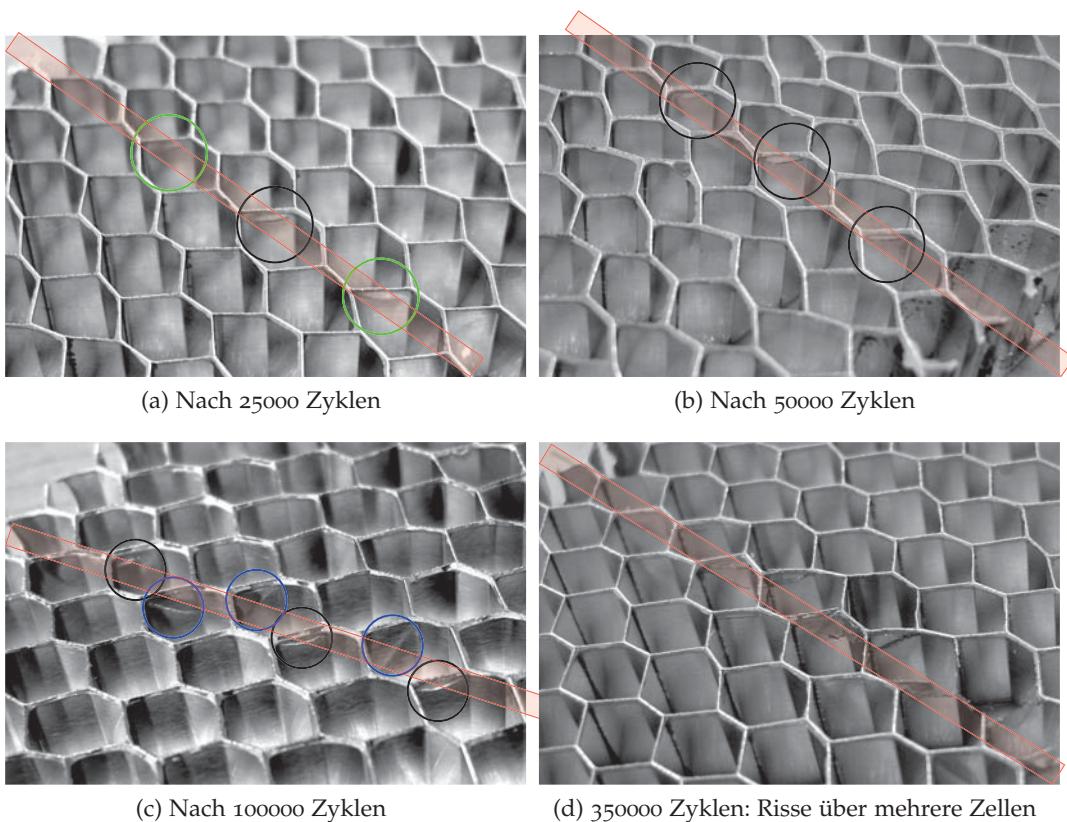


Abbildung 7.8: Schadensverlauf von W-Proben bei einer Lastamplitude von 750 N:
Krafteinleitung (rot), plastische Zonen (grün), horizontale Risse (schwarz)
und diagonale Risse (blau)

7.2 NUMERISCHE BEULANALYSE

Im Kapitel 7.1 sind 3-Punkt Biegeversuche beschrieben, bei welchen Kerneinbuchtung als Versagensart identifiziert wurde. Physikalisch bedeutet Kerneinbuchtung, dass die Zellwände im Wabenkern beulen. Solange es kein Beulen gibt, entstehen nur Druckkräfte im Wabenkern unter der Krafteinleitung, und es ist kein Ermüdungsversagen zu erwarten. Beim Auftreten von Beulen im Wabenkern entstehen hohe Biegespannungen, also auch hohe Zugspannungen. Diese Zugspannungen haben einen sehr negativen Einfluss auf die Lebensdauer des Wabenkerns, sodass die Rissentstehungsphase sehr kurz wird.

Beim Beulverhalten ist es schwer möglich, genaue Spannungen zu berechnen (kleine Imperfektionen können einen sehr großen Einfluss haben), was eine Lebensdauerberechnung für den Beulfall schwierig macht. Zudem hat Kapitel 7.1 gezeigt, dass die Risswachstumsphase den größten Teil der Lebensdauer einnimmt. Das Risswachstum in einer komplexen Struktur mit vielen Klebestellen im Wabenkern ist ein sehr anspruchsvolles Thema, welches in einer separaten Untersuchung analysiert werden kann (siehe Ausblick 13). In der Praxis sind Risse häufig unerwünscht, sodass hier empfohlen wird, Bauteile so auszulegen, dass kein Beulen entsteht. Beulen kann entweder vermieden werden, indem die lokale Druckbeanspruchung reduziert wird (z. B. großflächigere Krafteinleitung), oder durch lokales Verstärken des Kerns an solchen Stellen. Eine Verstärkung kann mithilfe von Einlegern (Inserts) realisiert werden (Wabenkern wird lokal durch stabileres Material ersetzt), oder indem der Kern an dieser Stelle mit einer verstärkenden und stabilisierenden Pottingmasse gefüllt wird.

Da in diesem Kapitel das Beulen des Wabenkerns als Versagen der Struktur angenommen wird, ist es wichtig, die kritische Last berechnen zu können, ab welcher Beulen auftritt. Die Beullast für diese komplizierte Geometrie kann analytisch nur grob abgeschätzt werden (Kapitel 4.1). Deshalb wird diese in diesem Kapitel ausschließlich mittels der Finite-Elemente-Methode berechnet. Wenn kein Beulen auftritt, dann sind die Spannungen im Kern einfacher berechenbar und das Versagen des Wabenkerns kann nach Kapitel 8.2 abgeschätzt werden.

Das Beulverhalten des Wabenkerns mithilfe der Finite-Elemente-Methode kann auf zwei verschiedene Arten durchgeführt werden: Entweder mit einer linearen Beulanalyse, welche durch das Lösen eines Eigenwertproblems die theoretische Beullast eines perfekt elastischen Systems berechnet oder mit einer nichtlinearen Analyse, bei welcher große Verformungen zugelassen werden. Beide Methoden der Finite-Elemente Berechnung haben jeweils Vor- und Nachteile, die nun diskutiert werden.

Die Berechnung der Beullast mit einer linearen Beulanalyse hat den Vorteil, dass keine besonders hohe Rechenleistung benötigt wird. Mit einem relativ geringen Aufwand können Beullasten und Beulformen ermittelt werden. Man ist jedoch auch limitiert, da keine weitergehenden Aussagen mit dieser Methode berechenbar sind. Zur Ermittlung von Spannungen und Verformungen ist eine separate Simulation nötig. Zudem können keine Nichtlinearitäten in die Simulation eingelegt werden.

Eine lineare Beulanalyse wird in der finite Elemente Analyse als eine Art Eigenwertproblem formuliert:

$$([K] + \lambda_i \cdot [S]) \cdot \{\psi\}_i = 0 \quad (7.1)$$

Beim Auftreten einer geometrischen Nichtlinearität, wie sie beim Beulen auftritt, reicht es nicht mehr aus, nur die elastische Steifigkeitsmatrix $[K]$ zu berücksichtigen, sondern auch die geometrische Steifigkeitsmatrix $[S]$ muss berücksichtigt werden (Theorie II. Ordnung). Diese hängt zusätzlich von der Last ab. Wenn λ_i mit der Last multipliziert wird, welche die geometrische Steifigkeitsmatrix erzeugt hat, erhält man die Beullast. $\{\psi\}_i$ sind die Eigenvektoren der Verschiebungen.

Abbildung 7.9a zeigt den ersten Beulmodus einer L-Probe. Die Last wurde als Linienlast genau über den nichtgeklebten Wabenwänden eingeleitet. Man erkennt, dass im ersten Beulmodus nur die Zellwand ganz am Rand ausbeult. Diese Wand ist auf einer Seite frei, sodass hier die Beullast sehr klein ist. Da dies nur eine einzelne Zellwand betrifft, kann dieser Beulmodus üblicherweise ignoriert werden. Ein Versagen in dieser Wabenwand würde die Stabilität des Gesamtpaneels nicht entscheidend reduzieren. Der zweite Beulmodus, welcher bei einer Last von 1986 N auftritt, ist dagegen relevant, und soll in der Realität vermieden werden (Abbildung 7.9b). In diesem Beulmodus geben mehrere Zellen in der Mitte der Struktur nach. Der Ort des Versagens entspricht genau den experimentellen Beobachtungen aus Abbildung 7.7.

In den Abbildungen 7.9c und 7.9d sind die Modelle leicht modifiziert worden. In Abbildung 7.9c wurde die Last genau über die doppelten geklebten Wände verschoben. Die Beullast ist hier bedeutend höher. Obwohl die Anzahl der Wabenwände unter der Lasteinleitung halbiert ist, können die doppelten Wabenwände aufgrund der höheren Wandstärke viel mehr Last tragen. In der Praxis ist es jedoch fast unmöglich, die Last nur über doppelten Wabenwänden einzuleiten, da der Kern durch den Fertigungsprozess nicht zu hundert Prozent reproduzierbar ist. Aus diesem Grund ist die niedrigste Beullast ausschlaggebend (also wenn die Last über den einzelnen nichtgeklebten Zellwänden eingeleitet wird). In Abbildung 7.9d wurde das Modell mit einer Klebeschicht (Dicke: 0.08 mm, Höhe: 0.2 mm), wie in Kapitel 6.2 beschrieben, ergänzt. Die Klebeschicht hat eine stützende Wirkung, sodass die Beullast leicht erhöht wird (Einfluss maximal 5%).

Wenn zusätzlich noch die Materialnichtlinearität im plastischen Bereich berücksichtigt werden soll, kann die Beullast nur mit einer nichtlinearen statischen Analyse ermittelt werden. Eine nichtlineare Simulation bedeutet, dass die Finite-Elemente Software die Simulation in mehreren Schritten durchführt, und die Steifigkeitsmatrix nach jedem Schritt aktualisiert wird. Zudem müssen in der Simulation große Verformungen erlaubt werden. In diesem Fall kann man an den Normalspannungen erkennen, dass beim Erreichen der Beullast, Zugspannungen (also positive Spannungen) im Kern auftreten. Diese Zugspannungen, wie in Abbildung 7.10a gezeigt, treten nur auf, wenn der Kern ausbeult. Zur Verbesserung der Resultate kann eine Klebeschicht hinzufügt werden (Abbildung 7.10b).

Zur Überprüfung der Ergebnisse, wurde das gleiche Modell in einem reinen Druckversuch belastet (Abbildung 4.1) und die Beullast numerisch berechnet. Die

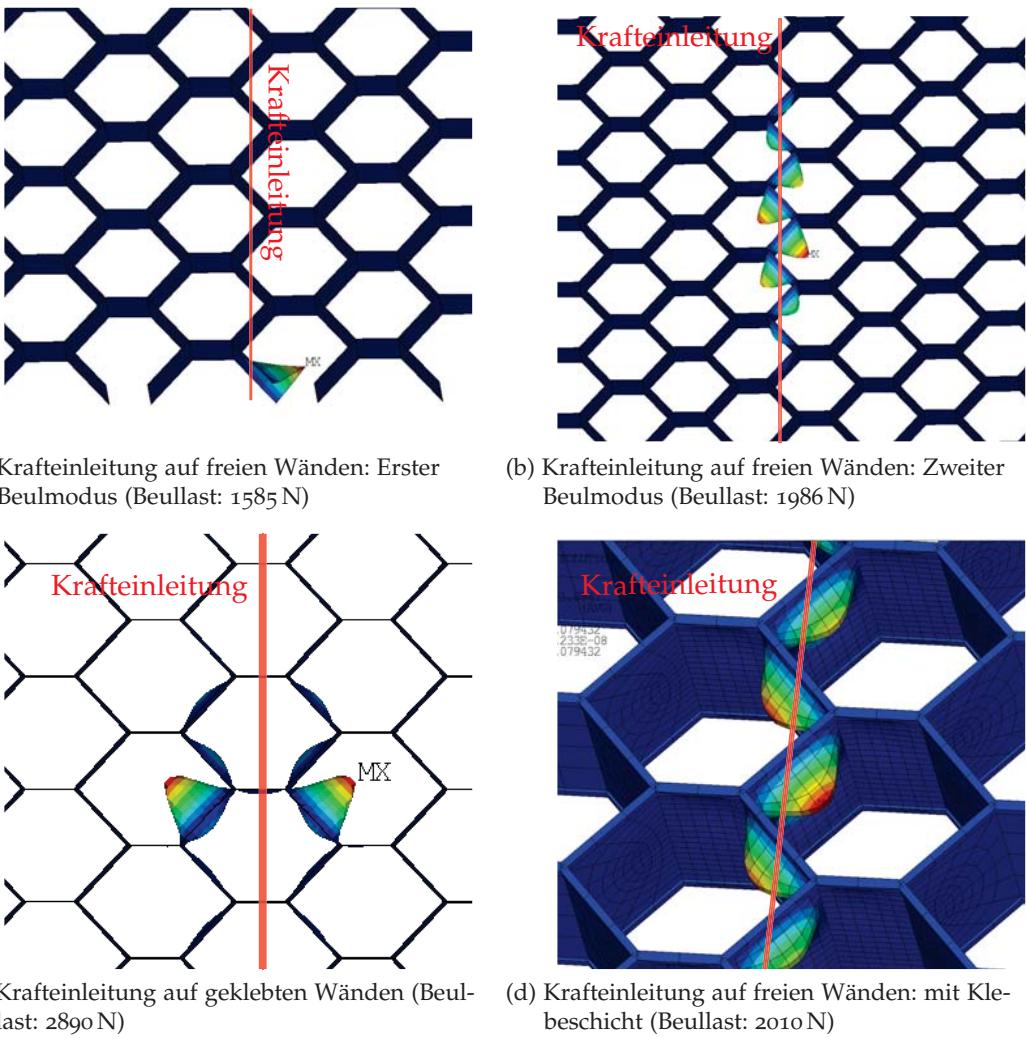


Abbildung 7.9: Lineare Beulanalysen einer L-Probe

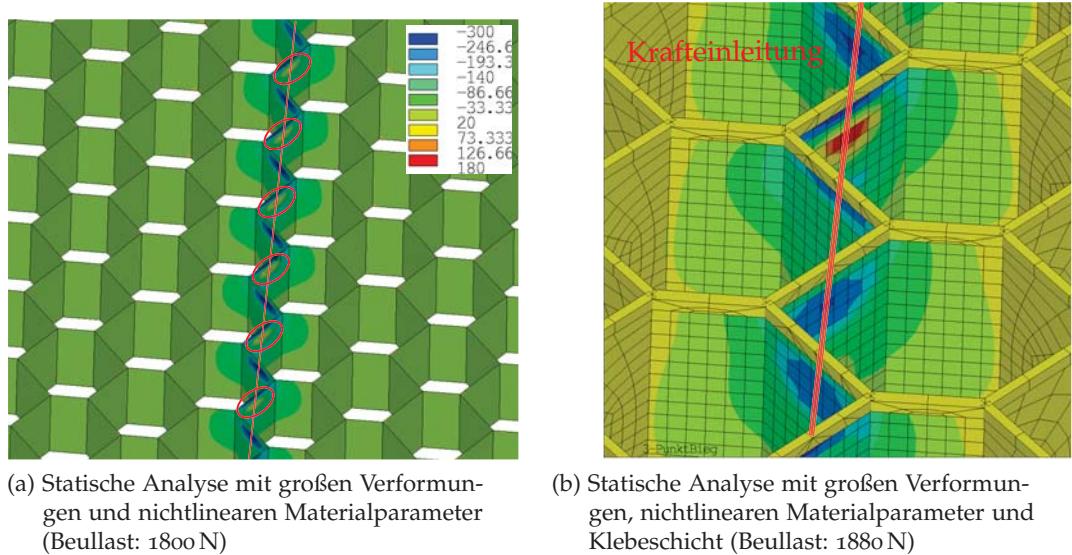


Abbildung 7.10: Nichtlineare statische Simulation einer L-Probe bei erreichen der Beullast (Normalspannung dargestellt)

berechnete Beullast beträgt 46,2 kN, was einer Druckspannung von 4,4 MPa entspricht. Dieser Druck entspricht sehr genau der Beullast in Tabelle 4.1, sodass die Richtigkeit der Simulation verifiziert ist.

Die gleiche nichtlineare Simulation des 3-Punkt Biegeversuches mit Klebeschicht kann in W-Richtung durchgeführt werden und anschließend kann die Beullast ermittelt werden (Abbildung 7.11). Die W-Probe erreicht die Beullast schon bei niedrigeren Lasten als die L-Probe.

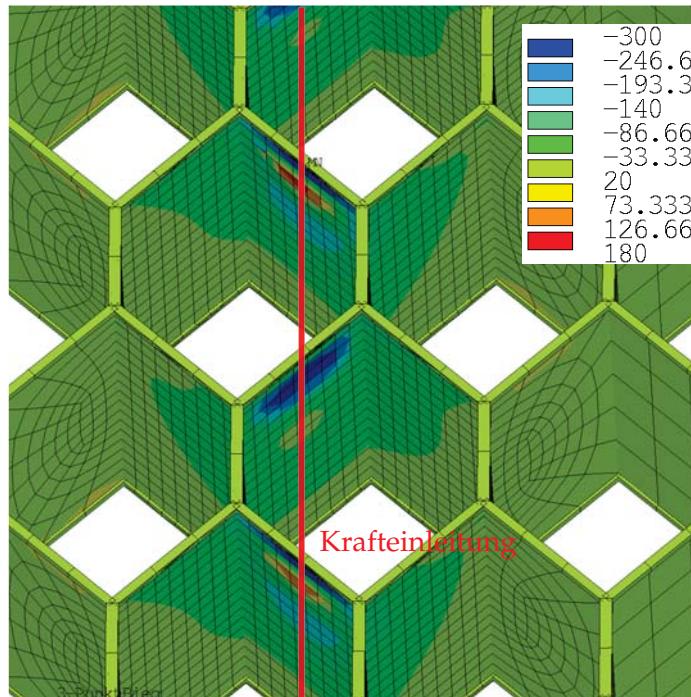


Abbildung 7.11: Normalspannung einer beulenden W-Probe (Beullast: 1550 N)

Die L-Probe beult nach Simulation bei einer Last von 1880 N. Bei einem Lastverhältnis von $R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = 0,1$, wird diese Last bei einer Amplitude von 846 N erreicht. Bei einer W-Probe wird die Beullast von 1550 N bei einer Amplitude von 697 N erreicht. Wenn man annimmt, dass sich die Last auf einer Breite von 4 mm verteilt, dann beträgt der Druck $\frac{1550 \text{ N}}{76 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}} = 5,1 \text{ MPa}$. Dieser Wert ist sehr nahe am theoretischen Wert von 4,7 MPa aus Tabelle 4.1.

Die berechneten Beullasten des 3-Punkt Biegeversuches sind in einem Schwingfestigkeitsdiagramm mit den Versuchen verglichen dargestellt (Abbildung 7.12). Das Schwingfestigkeitsdiagramm ist kein übliches Wöhlerdiagramm, da auf der Ordinate nicht die Spannungsamplitude am Rissentstehungsort, sondern die Kraftamplitude auf das Bauteil dargestellt ist (diese beiden Werte hängen jedoch direkt voneinander ab). Die Schwingspielzahl auf der Abszisse entspricht der Schwingspielzahl bis zum kompletten Versagen des Bauteils und nicht bis zum ersten Riss. Die Messresultate liegen trotzdem sehr gut auf einer Geraden.

Man kann erkennen, dass bei jedem Versuch mit Versagen die berechnete Beullast überschritten wurde (mit einer Genauigkeit von 5%). Die Versuche haben also gezeigt, dass beim Überschreiten der berechneten Beullast im Versuch Beulversa-

gen auftritt. Bei niedrigeren Lasten (Lebensdauer von über 10^6 Zyklen) konnte kein Beulen in den Proben nachgewiesen werden, sodass die Simulationen sehr gut mit den Versuchsergebnissen übereinstimmen.

Die Versuchsergebnisse (Abbildung 7.12) zeigen auch, dass eine Probe, die hunderttausend Zyklen hält, nur etwa 10% höhere Lasten ertragen kann als eine Probe, welche eine Lebensdauer von einer Million Zyklen hat. Wegen der sehr flachen Schwingfestigkeitskurve (L-Richtung: $k=26$, W-Richtung: $k=23$) entsteht keine bedeutende Überdimensionierung mit der Annahme, dass kein Beulen akzeptiert wird. Aufgrund der nichtlinearen Effekte beim Beulvorgang entsteht diese außergewöhnlich flache Kurve. Wenn die Beullast erreicht wird, steigen die Spannungen fast sprunghaft an.

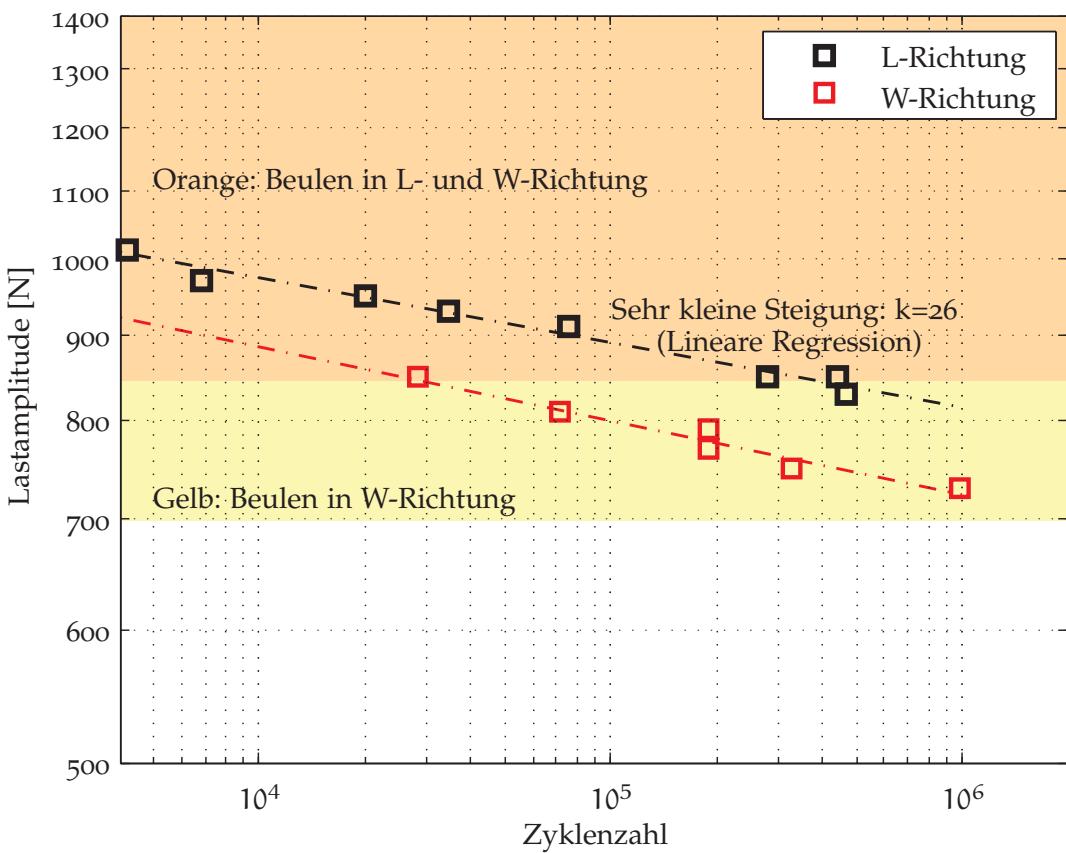


Abbildung 7.12: Schwingfestigkeit unter 3-Punkt-Biegung: Vergleich Experimente mit Berechnung

Teil IV

SCHUBVERSAGEN IM WABENKERN

8

SCHUBVERSAGEN IM 3-PUNKT BIEGEVER SUCH

8.1 EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE: 3-PUNKT BIEGUNG MIT SCHUBVERSAGEN

Wenn der Versuchsaufbau aus Kapitel 7.1 so modifiziert wird, dass die Kräfte weniger konzentriert eingeleitet werden (reduzierter Druck bei gleicher Last), dann ist die beobachte Versagensform nicht mehr Beulversagen, sondern Schubversagen (Kapitel 2.2). Im 3-Punkt Biegeversuch kann die Kraft besser verteilt werden als mit einer Stahlrolle (Kapitel 7.1), indem die mittlere Rolle der Krafteinleitung durch eine Rolle mit größerem Durchmesser und einer niedrigeren Steifigkeit ersetzt wird. In diesem Fall wurde ein Durchmesser von 76 mm und als Material ein Polyurethan Kautschuk (Vulkollan) gewählt (vgl. Kapitel 6.5), was zu einer etwa zehn Mal größeren Lasteinleitungsfläche führt. Die beiden äußeren Lagerrollen sind identisch wie im Kapitel 7.1 (Stahlrollen), da hier die Kraft nur halb so hoch ist wie bei der mittleren Rolle und deshalb sind hier keine Schäden zu erwarten.

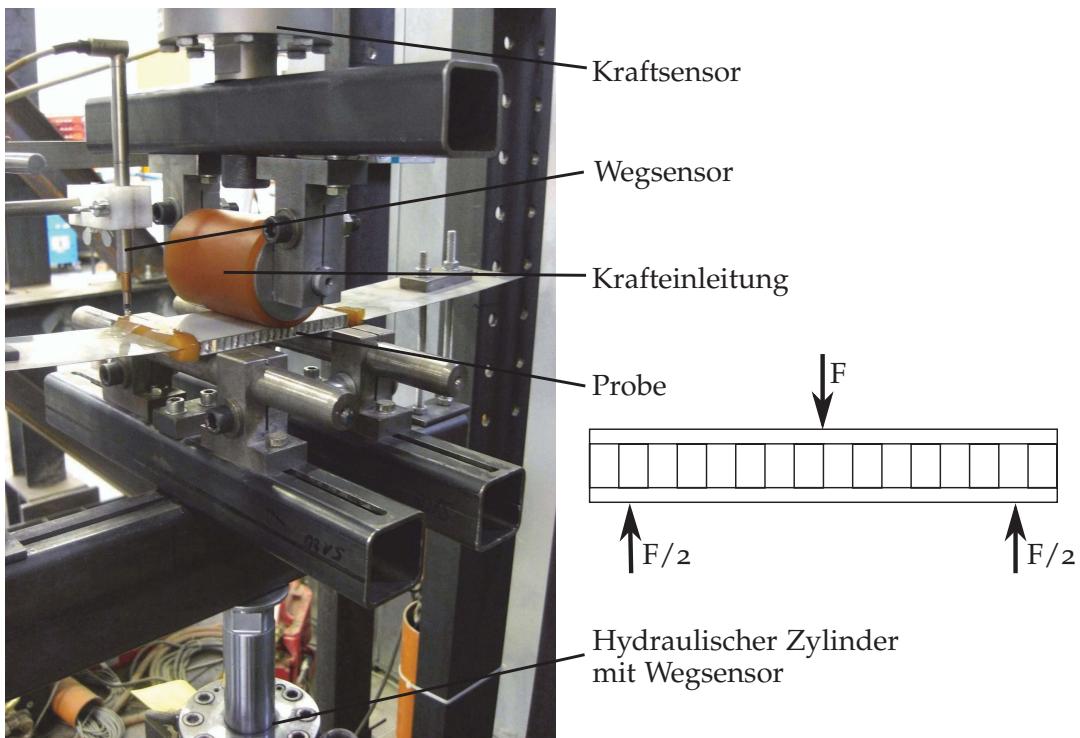


Abbildung 8.1: 3-Punkt Biegeversuch mit weicher Krafteinleitung

In Abbildung 8.1 ist der Versuchsstand mit der weichen Krafteinleitung dargestellt. Der Versuchsaufbau ist identisch mit dem aus Abbildung 7.2, außer der geänderten Krafteinleitung.

Quasistatische Versuche wurden mit einer sehr langsamen Hubgeschwindigkeit von 1 mm/min durchgeführt. Es wurden Proben in L- und in W-Richtung sowie Zellgrößen von 6,4 mm und 9,6 mm getestet. Die Ergebnisse können in einem Kraft-Weg-Diagramm miteinander verglichen werden (Abbildung 8.2). Bei allen Proben sind anfangs ähnliche Steifigkeiten erkennbar, da die Anfangssteifigkeit vor allem von den Deckblechen abhängt (Kapitel 4.2). Die Festigkeit, das heißt die maximal ertragbare Kraft, hängt jedoch sehr stark von der Kerngeometrie ab. Die Zellgrößen beider untersuchten Zellgeometrien liegen um Faktor 1,5 auseinander, ähnlich wie das Festigkeitsverhältnis (Abbildung 8.2) und die Dichte (Tabelle 1.1) beider Zellgrößen.

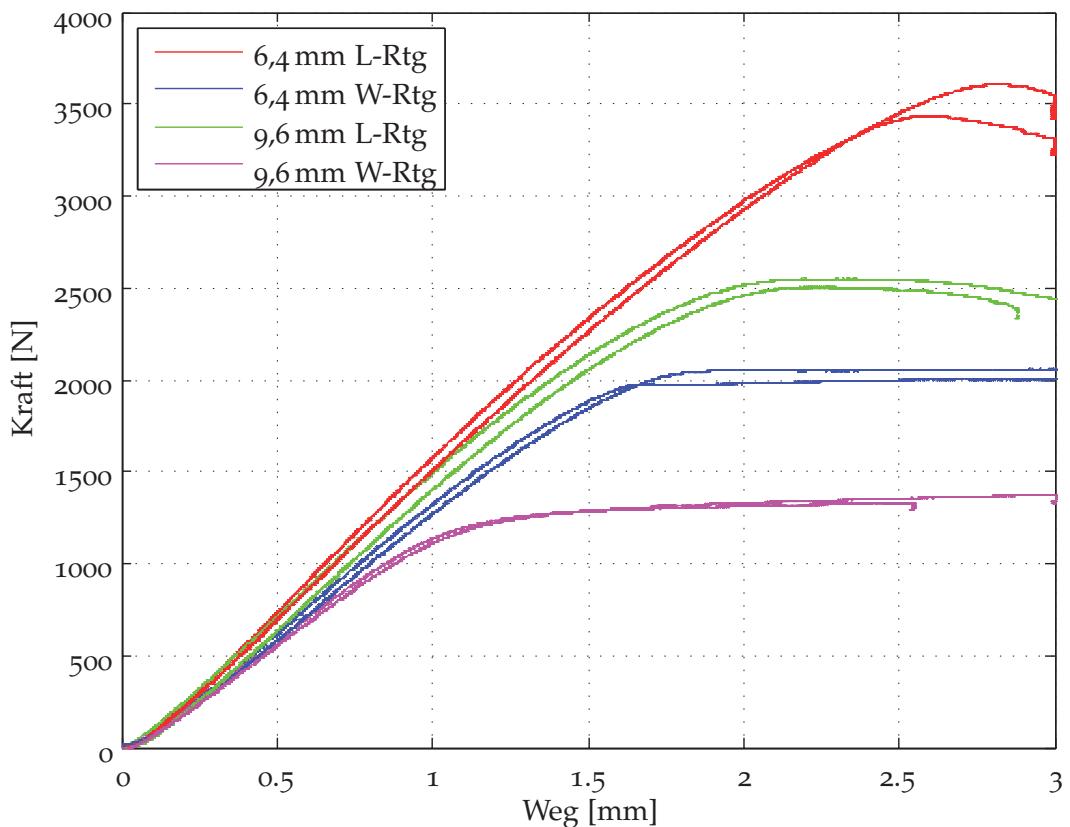


Abbildung 8.2: Kraft-Weg-Diagramme der statischen 3-Punkt Biegeversuche mit weicher Krafteinleitung

Die Versagensform ist eindeutig Schubversagen (Abbildung 8.3). Die Probe versagt nicht genau unter der Krafteinleitung, wo die Druckspannung am höchsten ist, sondern daneben, wo fast nur Schubspannungen im Kern wirken.

Neben den statischen Versuchen, wurden auch zyklische Versuche bei einem Kraftverhältnis von $R = \frac{\text{Minimale Kraft}}{\text{Maximale Kraft}} = 0,1$ gefahren. Es wurde eine kraftregelte Belastung mit einer Frequenz von 5Hz und einer konstanten Kraftamplitude gewählt. Ein typisches Weg-Zeit-Diagramm, welches aufgenommen wurde, ist in Abbildung 8.4 dargestellt. Da viele tausende Zyklen dargestellt sind, ist das Sinus-

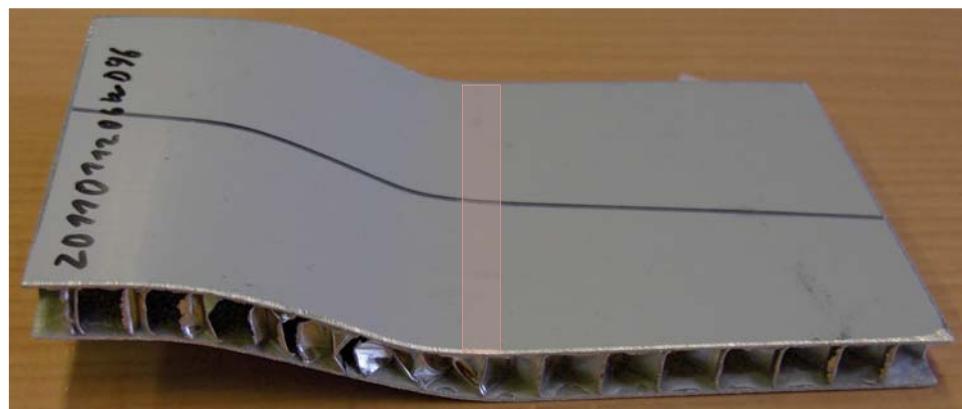


Abbildung 8.3: Schubversagen

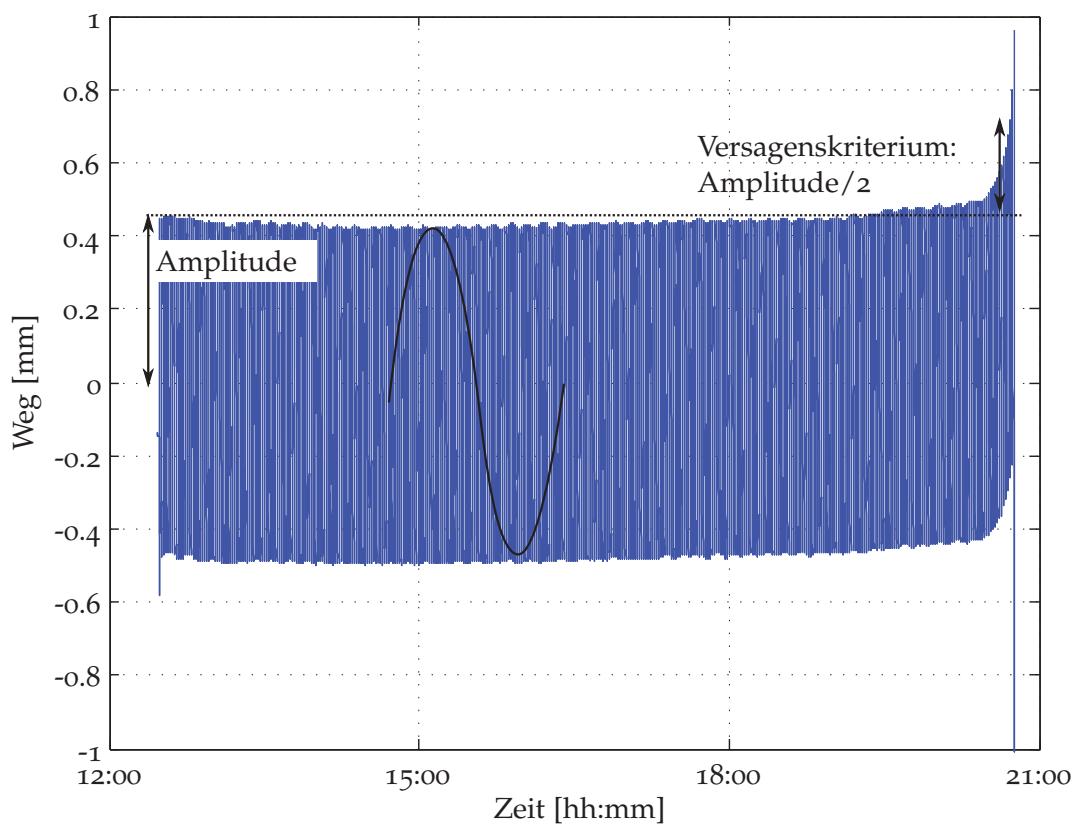


Abbildung 8.4: Verschiebung über die Zeit der statischen 3-Punkt Biegeversuche mit weicher Krafteinleitung

signal nur als blaue Fläche erkennbar. Während der ersten 90% der Lebensdauer, verändert sich die Amplitude und der Mittelwert des Weges kaum. Erst ganz am Ende der Lebensdauer steigt der Mittelwert des Weges stark an, wobei die Amplitude dagegen fast konstant bleibt. Da sich der Weg-Zeit Verlauf während der ersten 90% der Lebensdauer kaum verändert, sind hier auch noch keine Risse entstanden. Dies wurde an einigen Stichproben überprüft, indem ein Versuch vor einem Versagen abgebrochen wurde, und die Proben visuell auf Risse untersucht wurden. Diese Erkenntnis ist sehr wichtig, da dies überhaupt erst die Anwendung der FKM-Richtlinie [14] im folgenden Kapitel rechtfertigt, welche nur bis zum technischen Anriß anwendbar ist.

Die Versuche wurden in drei verschiedenen Richtungen durchgeführt: 0° (L), 62° und 90° (W), wobei 0° die steifste Richtung ist, 90° die weichste Richtung und 62° die schwächste Richtung (in dieser Richtung sind die Schubspannungen maximal, wie im Kapitel 4.3 gezeigt).

Nach dem Erreichen des Abbruchkriteriums konnte der Schaden untersucht werden. In den Abbildungen 8.5a ist der Schaden einer L-Probe dargestellt. Da sich der Schaden ausschließlich im Wabenkern befindet, wurde ein Deckblech entfernt, sodass der Kern im Ganzen erkennbar ist (Abbildung 8.5b). Auch in diesem Fall befinden sich die Risse nicht genau unter der Lasteinleitung, sondern einige Zellen weit entfernt von dieser. Aus diesem Grund ist auch das zyklische Versagen ein Schubversagen. Es sind mehrere einzelne Risse erkennbar, dadurch ist nicht nur der Rissfortschritt für das Bauteilversagen verantwortlich, sondern auch das gleichzeitige Auftreten von vielen Anrisse in der Zellstruktur. Auch in W- und in 62° -Richtung kann ein Schubversagen erkannt werden, da die Probe nicht am Ort der Krafteinleitung, sondern etwas entfernt von dieser versagt (Abbildungen 8.7 und 8.8)

Die Risse wachsen vor allem in diagonaler Richtung, senkrecht zur ersten Hauptspannung (Abbildung 8.6). Dies ist jedoch nicht immer der Fall, teilweise treten auch Risse senkrecht zur dritten Hauptspannung, also senkrecht zur Druckspannung auf. Häufig treten auch Risse in horizontaler Richtung auf (45° zur ersten Hauptspannung), oder auch eine Mischung von mehreren Risswachstumsrichtungen. Auch in den Simulationen ist die höchstbeanspruchte Stelle nicht immer gleich orientiert (Abbildungen 8.12 und 8.10).

Im folgenden Kapitel wird gezeigt, dass die Stellen mit Rissen auch die höchstbeanspruchten Stellen sind.

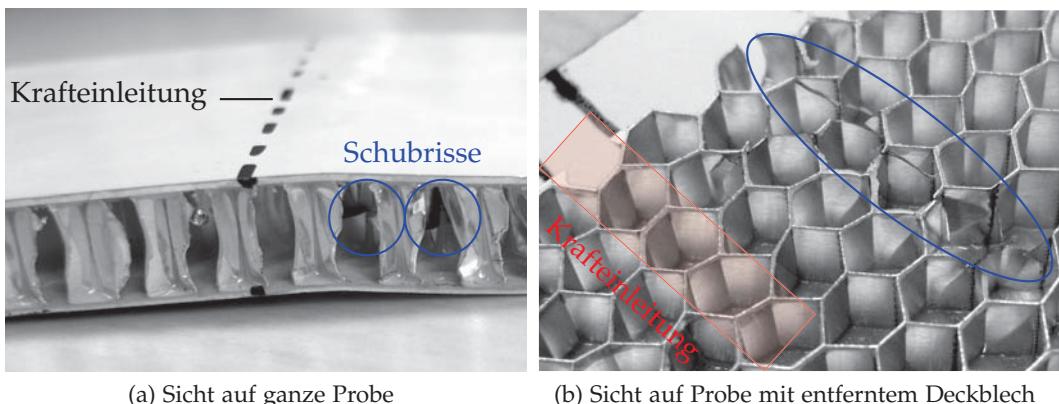


Abbildung 8.5: Schubversagen des Wabenkerns einer L-Probe

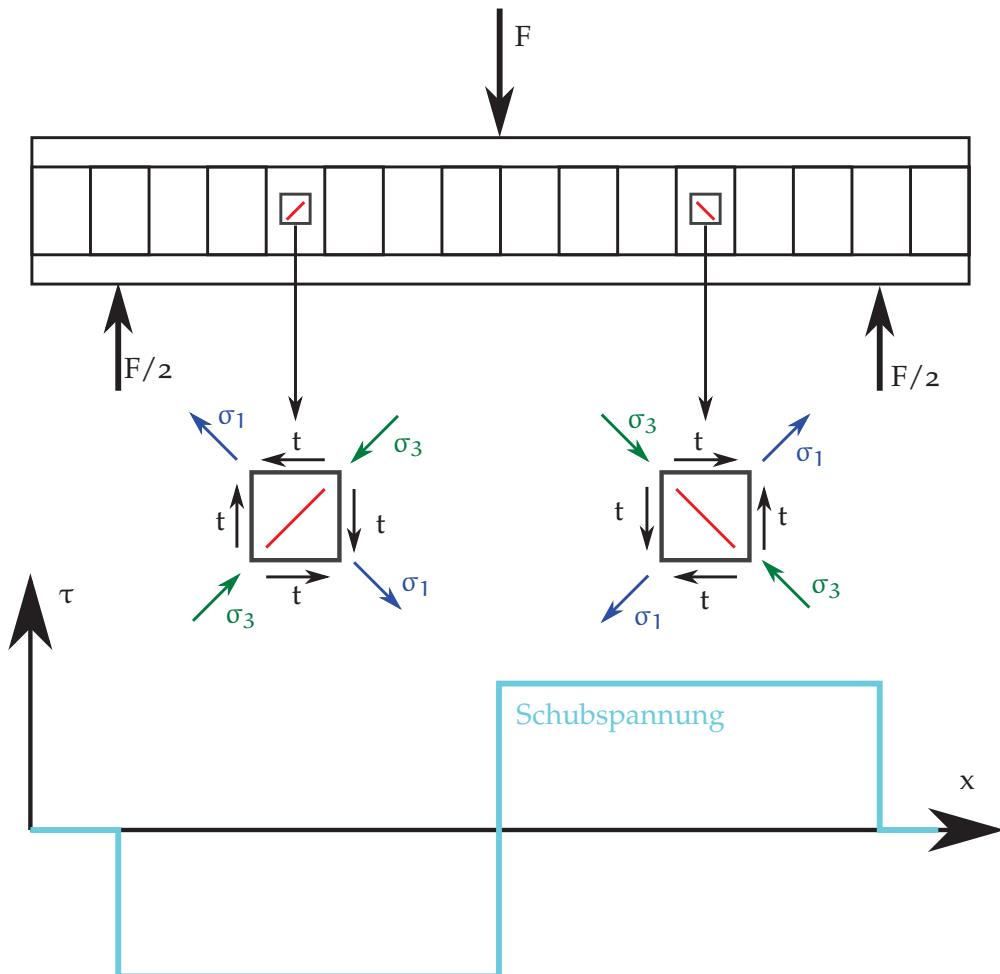


Abbildung 8.6: Skizzierte Wabenstruktur mit größter (blau) und kleinster Hauptspannung (grün): Riss (rot) senkrecht zur ersten Hauptspannung dargestellt

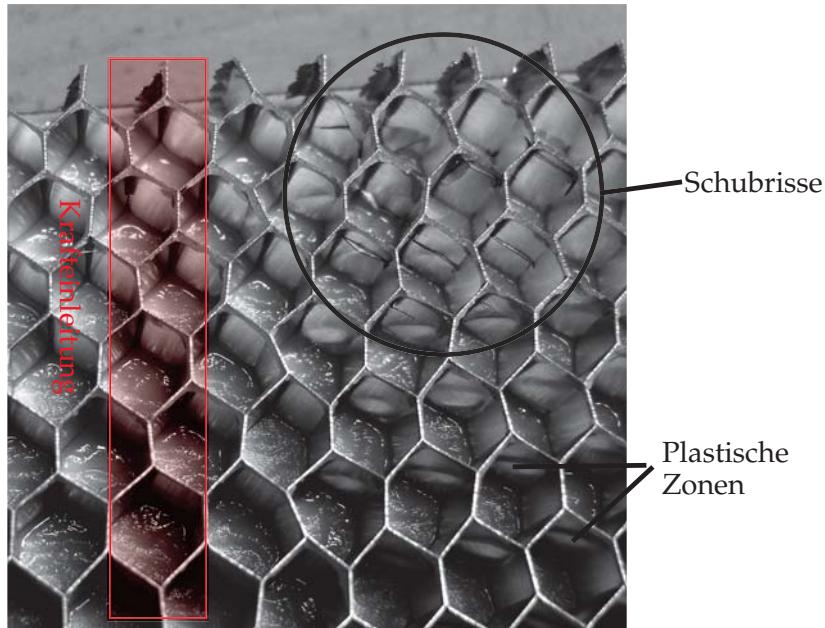


Abbildung 8.7: Schubversagen des Wabenkerns einer W-Probe nach 1'023'000 Zyklen bei einer Lastamplitude von 720 N

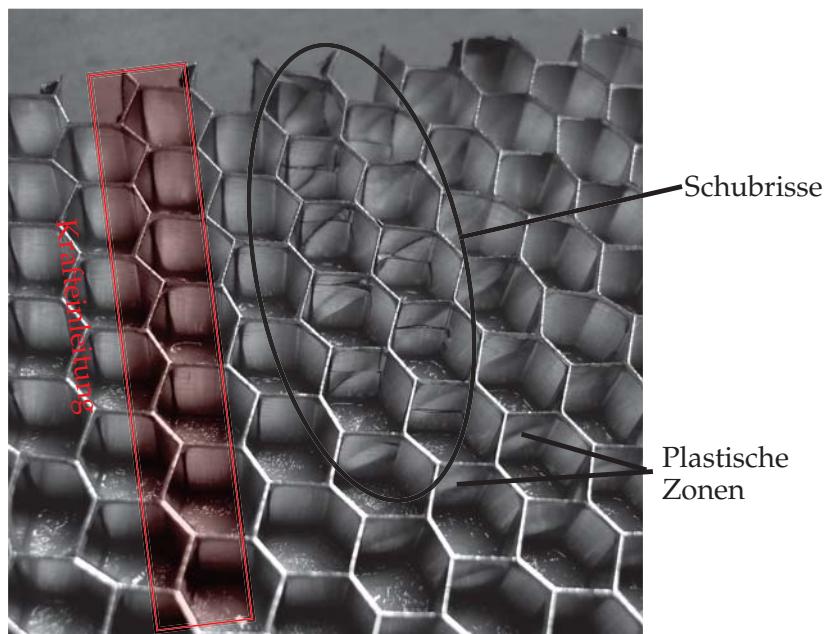


Abbildung 8.8: Schubversagen des Wabenkerns einer 62°-Probe nach 1'089'000 Zyklen bei einer Lastamplitude von 697,5 N

8.2 ERMÜDUNGSBERECHNUNG: 3-PUNKT BIEGUNG MIT SCHUBVERSGAGEN

In diesem Kapitel werden die 3-Punkt Biegeversuche aus Kapitel 8.1 in ANSYS modelliert, um anschließend in Kapitel 8.3 einen Vergleich der Simulationsergebnisse und der Versuchsergebnisse durchzuführen. Bevor eine Ermüdungsberechnung durchgeführt werden kann, muss sichergestellt werden, dass kein Beulen auftritt. Wenn kein Beulen auftritt, kann eine statische Analyse durchgeführt werden, welche als Grundlage für die Ermüdungsanalyse benutzt wird. Hierfür wurde die Sandwichstruktur, wie im Kapitel 6.1 beschrieben, modelliert und vernetzt. Anschließend können die Lasten in das Modell eingeleitet werden. Da die Last im Versuch mit einer sehr weichen Rolle mit großem Durchmesser eingeleitet wird, ist die Last keine Linienlast, sondern ist als flächige Last anzusehen. Mit einer Druckmessfolie kann gemessen werden, dass die Breite der Krafteinleitung je nach Last etwa 10 mm beträgt. Einfachheitshalber wurden die beiden äußeren Rollen durch eine Linienlast modelliert. In diesem Fall ist die Annahme zulässig, da diese Rollen nur die Hälfte der Kraft der mittleren Rolle einleiten, sodass dort keine Schädigung zu erwarten ist.

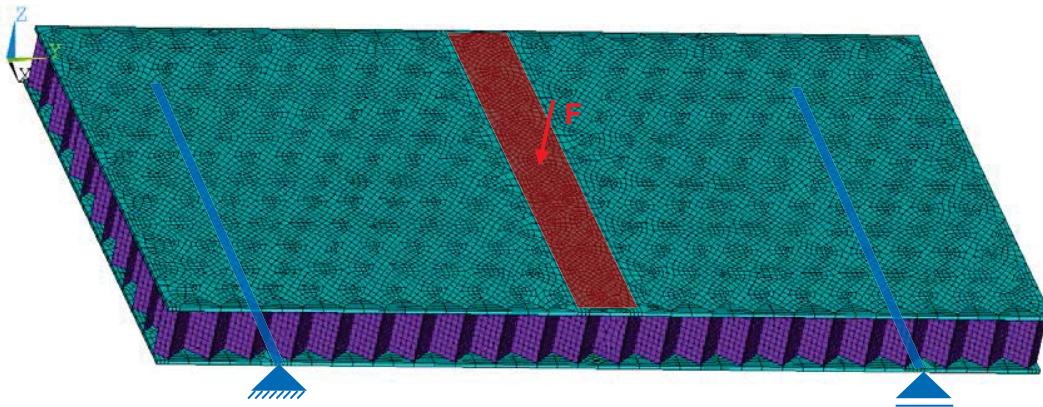


Abbildung 8.9: Finite-Elemente Modell des 3-Punkt Biegeversuches

Mit der gleichen Vorgehensweise, wie im Kapitel 7.2 beschrieben, werden die Beullasten bestimmt, da eine Ermüdungsanalyse nur durchführbar ist, wenn kein Beulen auftritt. Die Beullasten sind in Tabelle 8.1 dargestellt. Diese berechneten Lasten liegen über den Lasten, welche in den Versuchen benutzt wurden, also tritt kein Beulen auf.

Zur Überprüfung der Größenordnung der Beullast, kann diese mit der theoretischen Beullast aus Kapitel 4.1 verglichen werden. Eine Last von 3700 N entspricht einem Druck von $\frac{3700 \text{ N}}{76 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} = 4,87 \text{ MPa}$. Dieser Wert ist sehr ähnlich mit dem theoretischen Wert von 4,7 MPa aus Tabelle 4.1.

Nachdem gezeigt wurde, dass kein Beulen auftritt, kann eine statische Analyse durchgeführt werden. In Abbildung 8.10 sind die einzelnen Spannungskomponenten im Kern einer W-Probe, welche mit einer Lastamplitude von 787 N belastet wird, dargestellt (die simulierte Last ist die maximale Last = $\frac{2 \cdot 787 \text{ N}}{1 - 0,1} = 1750 \text{ N}$ da $R = \frac{\text{Minimale Last}}{\text{Maximale Last}} = 0,1$). Die Spannungen sind homogener verteilt, als bei den Proben mit Beulversagen aus Kapitel 7.2, was sich positiv auf die Genauigkeit der

	Beullast 6.4 mm Zelle	Beullast 9.6 mm Zelle
3-Punkt Biegung L-Rtg	3700 N	2300 N
3-Punkt Biegung W-Rtg	3150 N	1950 N
3-Punkt Biegung 62°-Rtg	3100 N	1925 N
Food-Cart Roller 62°-Rtg	1950 N	1200 N

Tabelle 8.1: Beullasten

Berechnung auswirkt. In den Simulationen erkennt man, dass im Wabenkern vor allem Schub- (τ_{xy}) und Druckspannungen (σ_y negativ) auftreten. Genau unter der Lasteinleitung herrschen hohe Druckspannungen und genau neben der Krafteinleitung herrschen hohe Schubspannungen. Da Druckspannungen das Material wenig auf Ermüdung schädigen, ist die Schubspannung die relevante Spannungskomponente. Deshalb können die kritischen Punkte mithilfe der Schubspannungen ermittelt werden.

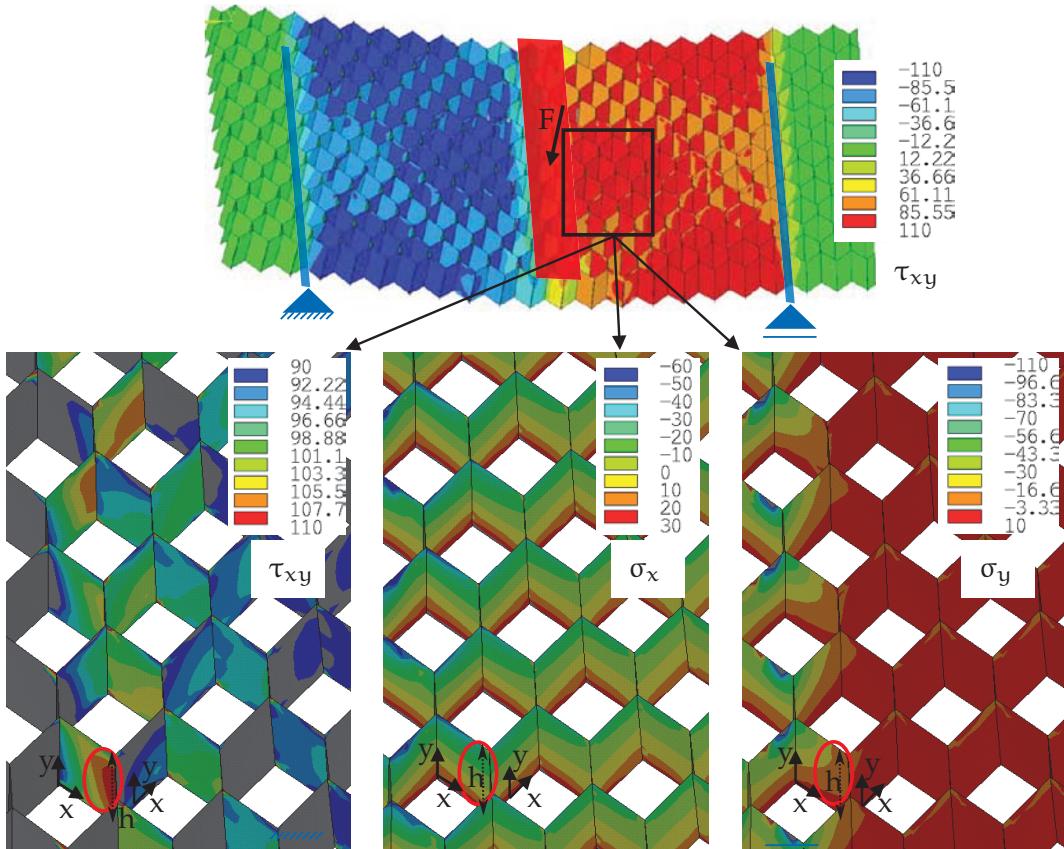


Abbildung 8.10: Spannungen im Wabenkern während des 3-Punkt Biegeversuchs (Lastamplitude=787 N, W-Richtung, Elementkoordinatensystem)

An der kritischen Stelle kann eine Lebensdaueranalyse mithilfe der FKM-Richtlinie durchgeführt werden [14]. In Tabelle 8.2 ist das Vorgehen der FKM-Richtlinie

für den Belastungsfall der Abbildung 8.10 dargestellt. Die maximale Schubbelastung beträgt 108 MPa und die Normalspannungskomponenten liegen in diesem Fall ungefähr bei Null (Abbildung 8.10). Daraus folgt die Spannungsamplitude = $\frac{(1-0,1) \cdot \text{Maximale Spannung}}{2}$ da $R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = 0,1$. Die Materialwechselfestigkeit für eine Million Lastzyklen stammt aus der experimentellen Untersuchung aus Kapitel 5. Die FKM-Richtlinie berücksichtigt zudem die Spannungsgradienten. Das heißt, dass eine Schädigung wahrscheinlicher für ein Bauteil ist, wenn ein größeres Materialvolumen hoch beansprucht wird, als ein kleines Volumen. Der Gradient wird nach FKM-Richtlinie von dem kritischen Punkt, senkrecht ins Bauteilinnere berechnet. In unserem Fall gibt es keinen Gradienten über die Dicke des Bauteils (sehr dünne Zellwände), was zu einem Konstruktionsfaktor von Eins führt. Das Spannungsverhältnis $R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = 0,1$ führt zu einem Mittelspannungsfaktor von 0,88. Das heißt, dass die Spannungsamplituden, welche das Material tragen kann, um den Mittelspannungsfaktor kleiner sind, als wenn das Spannungsverhältnis $R = -1$ wäre. Der Betriebfestigkeitsfaktor wurde iterativ verändert, sodass der am Ende berechnete Auslastungsgrad eins beträgt. In diesem Fall muss der Betriebfestigkeitsfaktor 1,21 sein, um einen Auslastungsgrad von eins zu erhalten. Daraus folgt, dass die mittlere Lebensdauer ($P_{\text{ü}} = 50\%$, Sicherheitsfaktor: 1) 80'000 Zyklen beträgt. Im Versuch ist die Lebensdauer im Mittel etwa doppelt so hoch.

Zur Bestätigung, dass die Annahme die Normalspannungen zu vernachlässigen zulässig ist, sind alle Spannungskomponenten aus Abbildung 8.10 oben in Abbildung 8.11 an der kritischen Stelle über die Höhe h des Wabekerns dargestellt. Man kann erkennen, dass die Schubspannungen die Normalspannungen bei weitem überschreiten und dass die Schubspannungen sehr gleichmäßig über die Zelle verteilt sind (Spannungsgradient sehr klein). Aufgrund der Biegebeanspruchung ist die Normalspannung in x-Richtung unten ($h=0,6 \text{ mm}$) positiv (Zug) und oben ($h=9,4 \text{ mm}$) negativ (Druck). Eine Normalspannung in y-Richtung ist fast nicht vorhanden. Im unteren Diagramm in Abbildung 8.11 sind die Auslastungsgrade (Auslastungsgrad = vorhandene Spannung / ertragbare Spannung) nach FKM-Richtlinie [14] für alle Spannungskomponenten aufgetragen. Zudem wurde ein zusammengesetzter Auslastungsgrad nach FKM-Richtlinie berechnet (nichtduktiles Aluminium: 50% Normalspannungshypothese und 50% Gestaltänderungsenergiehypothese). Man erkennt, dass der zusammengesetzte Auslastungsgrad fast mit dem Auslastungsgrad der Schubspannung übereinstimmt, sodass es in diesem Fall zulässig ist, die Normalspannungen zu vernachlässigen.

Ähnlich wie in W-Richtung kann eine Lebensdaueranalyse in L-Richtung durchgeführt werden. Die Spannungskomponenten sind in Abbildung 8.12 dargestellt, und die Ermüdungsanalyse in Tabelle 8.3. Man kann sehen, dass die L-Probe eine wesentlich höhere Lebensdauer hat, obwohl die Probe stärker beansprucht wurde (990 N statt 787 N). Im folgenden Unterkapitel werden die Ermüdberechnungen mit den Versuchen verglichen.

Maximale Schubspannung an $\tau_{\text{Max}} = 108 \text{ MPa}$

der kritischen Stelle (Abbildung

8.10)

Schubspannungsamplitude an $\tau_a = (1 - R) / 2 \cdot \tau_{\text{Max}} = 48,6 \text{ MPa}$
der kritischen Stelle ($R=0,1$)

Normalspannungsamplituden $\sigma_x \approx 0$ und $\sigma_y \approx 0$
an der kritischen Stelle

Zugdruckwechselfestigkeit (Ab- $\sigma_{W,zd} = 79,5 \text{ MPa} (N_k = 10^6)$
bildung 5.6)

Schubwechselfestigkeit

$$\tau_{W,s} = \sigma_{W,zd} / \sqrt{3} = 45,9 \text{ MPa} (N_k = 10^6)$$

Konstruktionsfaktor (Gute Ober-
fläche, kein Spannungsgradient
senkrecht zur Oberfläche)

$$K_{WK,\tau} = \frac{1}{n_\tau} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_f} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S} = 1$$

Bauteilwechselfestigkeit

$$\tau_{WK} = \tau_{W,s} / K_{WK,\tau} = 45,9 \text{ MPa}$$

Mittelspannungsfaktor ($R=0,1$)

$$K_{AK,\tau} = 0,88 \text{ (Mittelsp.: } 59,4 \text{ MPa)}$$

Eigenspannungsfaktor

$$K_{E,\tau} = 1$$

Bauteil-„Dauerfestigkeit“

$$\tau_{AK} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{WK} = 40,25 \text{ MPa}$$

Betriebsfestigkeitsfaktor ($k = 13$,
 $N = 8 \cdot 10^4$, $N_D = 10^6$)

$$K_{BK,\tau} = \left(\frac{N_D}{N} \right)^{1/k} = 1,21$$

Bauteil-Betriebsfestigkeit

$$\tau_{BK} = K_{BK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{AK} = 48,69 \text{ MPa}$$

Sicherheitsfaktor

$$j = 1$$

Auslastungsgrad

$$a_{BK,\tau} = \frac{\tau_a}{\tau_{BK}/j} = 1$$

Tabelle 8.2: Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 8.10 (W-Probe, $P_{ü} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 787 N versagt das Bauteil nach 80'000 Zyklen

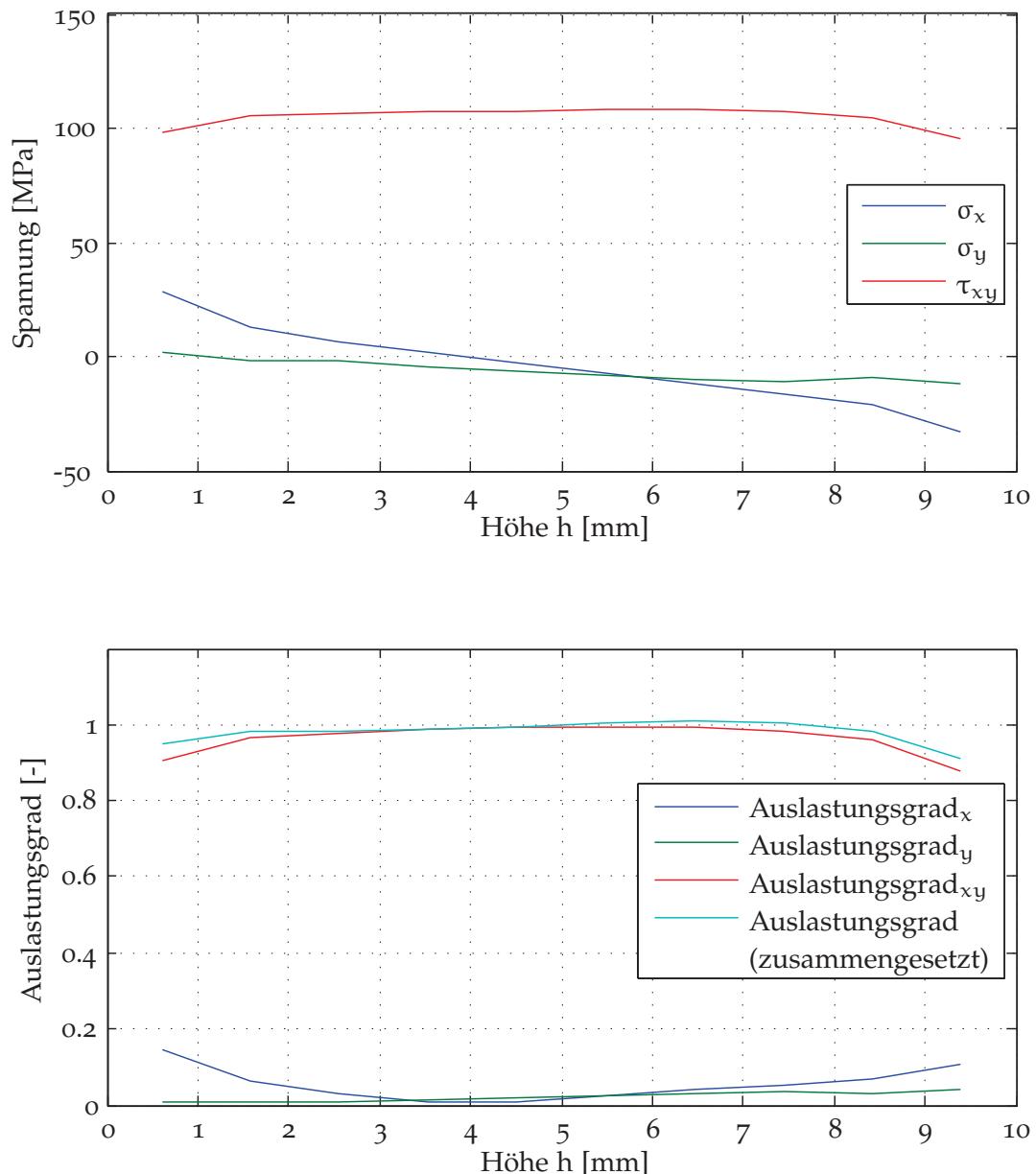


Abbildung 8.11: Verteilung der Spannungen und der Auslastungsgrade über die Höhe an den kritischen Stellen für den Fall aus Abbildung 8.10 (W-Probe)

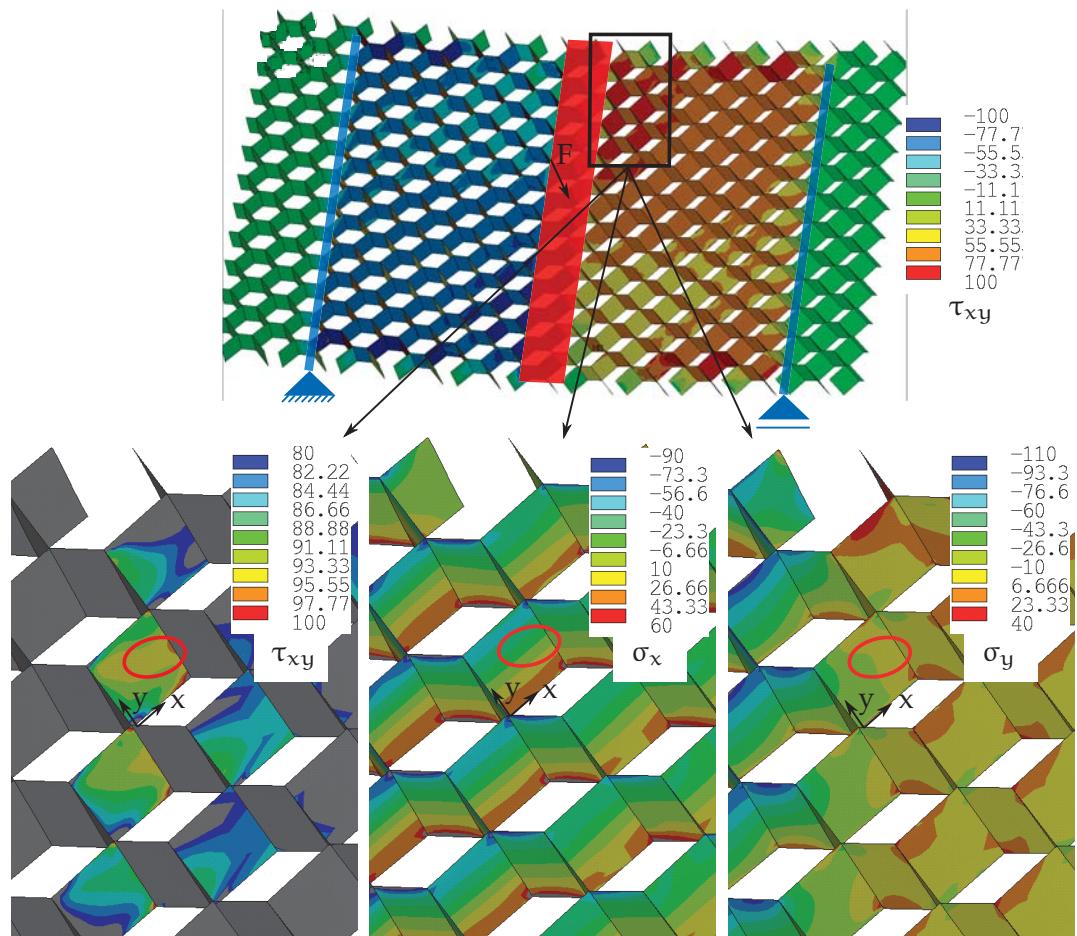


Abbildung 8.12: Spannungen im Wabenkern während dem 3-Punkt Biegeversuch (Lastamplitude=990 N, L-Richtung, Elementkoordinatensystem)

Maximale Schubspannung an der kritischen Stelle (Abbildung 8.12)	$\tau_{\max} = 96 \text{ MPa}$
Schubspannungsamplitude an der kritischen Stelle ($R=0,1$)	$\tau_a = (1 - R) / 2 \cdot \tau_{\max} = 43,2 \text{ MPa}$
Normalspannungsamplituden an der kritischen Stelle	$\sigma_x \approx 0$ und $\sigma_y \approx 0$
Zugdruckwechselfestigkeit (Abbildung 5.6)	$\sigma_{W,zd} = 79,5 \text{ MPa}$ ($N_k = 10^6$)
Schubwechselfestigkeit	$\tau_{W,s} = \sigma_{W,zd} / \sqrt{3} = 45,9 \text{ MPa}$ ($N_k = 10^6$)
Konstruktionsfaktor (Gute Oberfläche, kein Spannungsgradient senkrecht zur Oberfläche)	$K_{WK,\tau} = \frac{1}{n_\tau} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_f} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S} = 1$
Bauteilwechselfestigkeit	$\tau_{WK} = \tau_{W,s} / K_{WK,\tau} = 45,9 \text{ MPa}$
Mittelspannungsfaktor ($R=0,1$)	$K_{AK,\tau} = 0,88$ (Mittelsp.: 52,8 MPa)
Eigenspannungsfaktor	$K_{E,\tau} = 1$
Bauteil-„Dauerfestigkeit“	$\tau_{AK} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{WK} = 40,3 \text{ MPa}$
Betriebsfestigkeitsfaktor ($k = 13$, $N = 3,9 \cdot 10^5$, $N_D = 10^6$)	$K_{BK,\tau} = (\frac{N_D}{N})^{1/k} = 1,07$
Bauteil-Betriebsfestigkeit	$\tau_{BK} = K_{BK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{AK} = 43,2 \text{ MPa}$
Sicherheitsfaktor	$j = 1$
Auslastungsgrad	$a_{BK,\tau} = \frac{\tau_a}{\tau_{BK}/j} = 1$

Tabelle 8.3: Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 8.12 (L-Probe, $P_{ü} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 990 N versagt das Bauteil nach 390'000 Zyklen

8.3 VERIFIKATION DER ERMÜDUNGSBERECHNUNG

Im Kapitel 4.3.2 wurde gezeigt, dass die Festigkeit einer Sandwichstruktur mit Wabenkern sehr stark von der Orientierung des Kerns abhängt. Aus diesem Grund wurden die zyklischen 3-Punkt Biegeversuche in drei Richtungen untersucht: 0° (L), 62° und 90° (W). 0° ist die steifste Richtung, 90° die nachgiebigste Richtung und 62° die Richtung mit der niedrigsten Festigkeit.

In Abbildung 8.13 sind die Ermüdberechnungen der drei Wabenorientierungen mit den Versuchen verglichen [97]. Dabei ist nur der Bereich zwischen 10^4 und 10^6 Zyklen dargestellt, da in diesem Bereich die FKM-Richtlinie [14] gilt. Man kann sehen, dass die 62° -Richtung auch im Versuch am schwächsten ist. In L-Richtung stimmen die Versuchsergebnisse sehr gut mit den Simulationsergebnissen überein. Im W-Richtung und 62° -Richtung wird die ertragbare Last in der Berechnung um etwa 10% unterschätzt. Die kleine Abweichung ist unbedenklich, da diese auf der konservativen Seite liegt. Die Steigungen der Berechnungskurven und der Versuchsergebnisse stimmen auch sehr gut überein. Die Steigung der experimentellen Ergebnisse ist in L-Richtung leicht steiler ($k=11$), und in W- und 62° -Richtung leicht flacher ($k=17$) als die angenommene Neigung der Materialwöhlerlinie ($k=13$).

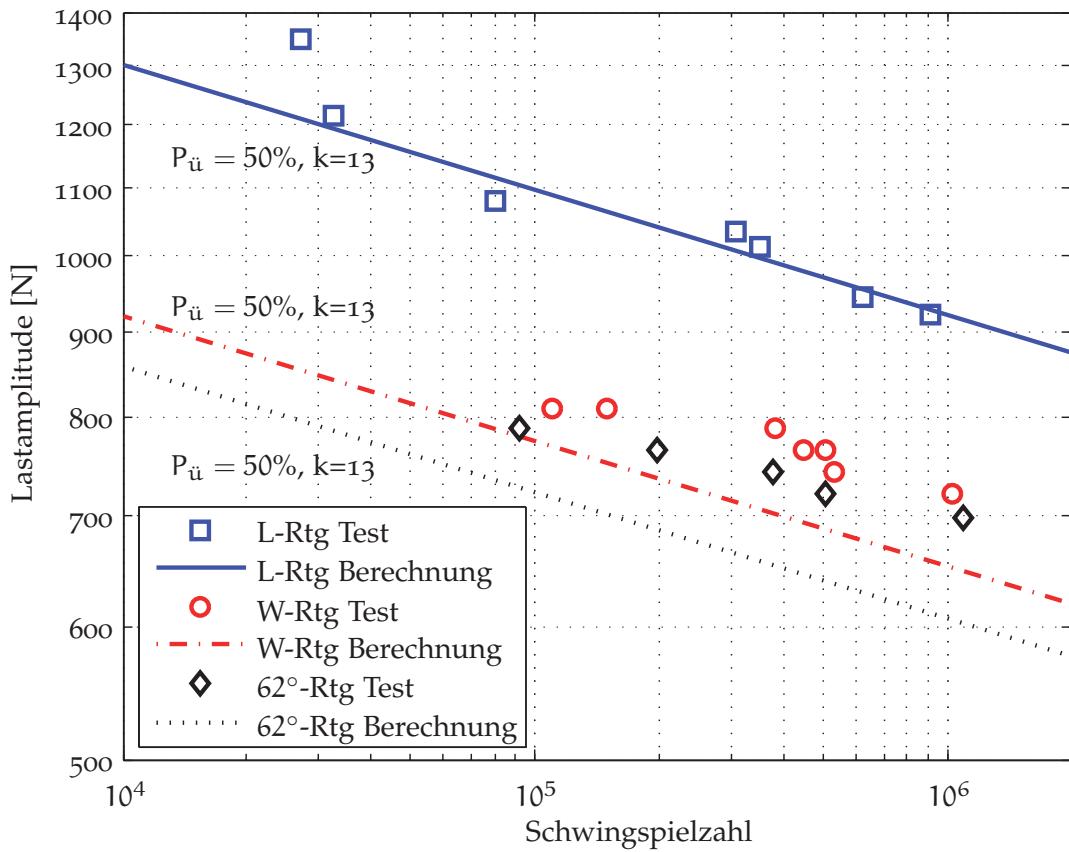


Abbildung 8.13: Schwingfestigkeitsdiagramme des 3-Punkt Biegeversuches für die 6,4 mm Wabenzelle in verschiedenen Richtungen (Versagenskriterium: Abbildung 8.4)

Die Ergebnisse der Berechnung und der Versuche können auch für eine Zellgröße von 9,6 mm miteinander verglichen werden (Abbildung 8.14). In diesem Fall stimmen die Berechnungen und die Versuchsergebnisse noch besser überein. In den Versuchsergebnissen gibt es immer eine gewisse Streuung, was aber ganz normal ist. Hardrath et al. [52] haben Streuspannen von über 10 gemessen (Streuspanne = $\frac{\text{Lebensdauer mit } 10\% \text{ Überlebenswahrscheinlichkeit}}{\text{Lebensdauer mit } 90\% \text{ Überlebenswahrscheinlichkeit}}$). Kotte und Eulitz [63] haben in experimentellen Materialversuchen mit Stahl Streuspannen von 2,5 bis 3,5 ermittelt. Auch in diesem Fall kann man wieder deutlich erkennen, dass die L-Richtung am stärksten ist, und die 62°-Richtung am schwächsten. Zudem sind die Paneele mit einer Zellgröße von 9,6 mm viel schwächer, als jene mit 6,4 mm Zelle.

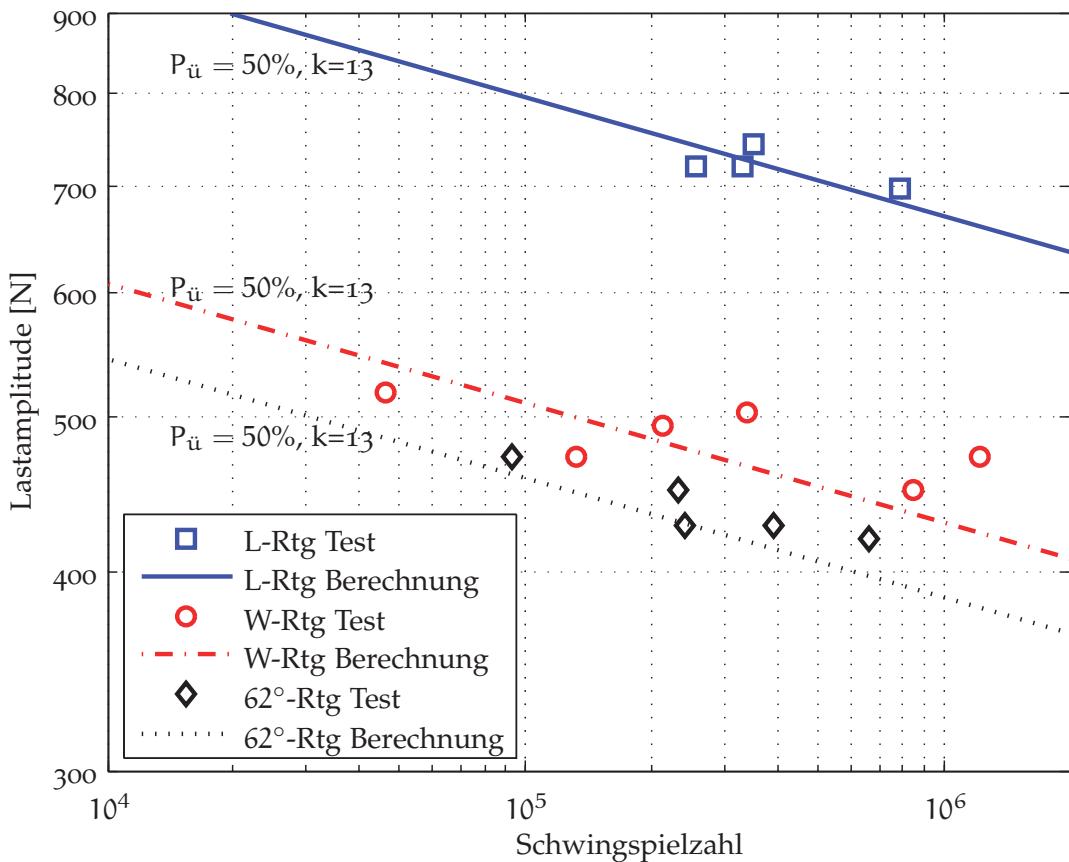


Abbildung 8.14: Schwingfestigkeitsdiagramme des 3-Punkt Biegeversuches für die 9,6mm Wabenzelle in verschiedenen Richtungen

Auf der Abszisse der Schwingfestigkeitsdiagramme ist die Anzahl Zyklen bis zum kompletten Versagen dargestellt und nicht bis zum ersten Riss. Die Versuche haben gezeigt, dass die Risswachstumsphase weniger als 10% der Lebensdauer ausmacht. Diese Annahme kann trotzdem dazu führen, dass die Berechnung die Lebensdauer leicht unterschätzt. Dies kann eine Erklärung sein, wieso verschiedene Lebensdauerberechnungen zu konservativ waren. Es ist jedoch schwierig, den ersten Riss im Versuch festzustellen, da dieser im Kern der Struktur versteckt ist.

9

PULSIERENDER ROLLENVERSUCH MIT SCHUBVERSGAGEN

9.1 EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE: PULSIERENDER ROLLENVERSUCH

Ein typischer Anwendungsbereich von Sandwichstrukturen sind Zwischendecks, zum Beispiel in Flugzeugen. Diese Zwischendecks werden vor allem durch Personen und Gegenstände belastet, welche sich darauf bewegen. Das Rollen von schweren Speisewagen über den Fußboden erzeugt hohe Flächenpressungen, da diese Wagen oft mit sehr kleinen Rädern bestückt sind. Daher wurde von Luftfahrtunternehmen der sogenannte Food-Cart Roller Test entwickelt, der in Kapitel 10 vorgestellt wird. Zunächst wird in diesem Kapitel ein vereinfachter Test untersucht, der sogenannte pulsierende Rollenversuch. Bei diesen Versuchen wird keine Rollbewegung mit dem Rad erzeugt, sondern eine pulsierende Bewegung.

Der Versuchsaufbau dieses Tests ist in Abbildung 9.1 dargestellt. Das Paneel ist auf allen vier Seiten mit mehreren Schrauben an einem sehr steifen Rahmen befestigt, so wie in der Praxis üblich und wie beim Original Food-Cart Roller Test (Kapitel 10). Die Rolle wird durch einen hydraulischen Zylinder pulsierend mit einer Frequenz von 5 Hz gegen das Paneel gedrückt. Hierbei erfolgt die Beanspruchung sinusförmig und mit konstanter Amplitude. Der getestete Fußboden wird von unten belastet, also umgekehrt wie in der Realität, was aber keinen Einfluss auf die Ergebnisse haben sollte (Die Masse des Paneeles ist viel kleiner als die angreifenden Kräfte).

Im Kapitel 4.3 wurde gezeigt, dass eine Kernorientierung von 62° am schwächsten ist. Aus diesem Grund ist das Rad der Lasteinleitung so gedreht, als wenn der Wagen den Kern in 62° -Richtung überfährt. Die genauen Maße des Paneeles und der Ort der Krafteinleitung sind in Abbildung 9.2 dargestellt. Das Rad hat das gleiche Material und den gleichen Durchmesser wie die Rollen der 3-Punkt Biegeversuche aus Kapitel 8. Nur die Breite der Räder beträgt in diesem Fall lediglich 32 mm.

Während der pulsierenden Rollenversuche wurden mehrere Werte gemessen (Abbildung 9.2). Genau neben dem Rad der Krafteinleitung wurde ein induktiver Wegsensor befestigt, welcher den vertikalen Weg des Sandwichpaneeles an diesem Ort messen kann. Zudem wurden die vertikalen Verschiebungen und die Kräfte des Zylinders aufgezeichnet. Da die Kraftmessdose während des Versuchs vom Zylinder beschleunigt wird, müssen die Beschleunigungskräfte von den gemessenen Kräften abgezogen werden. Die Beschleunigungskräfte erhält man aus einer Kraftmessung, wenn der Versuch ohne das Vorhandensein eines Paneeles gefahren wird (in diesem Fall ist die Beschleunigungskraft weniger als 1% der Gesamtlast). Die

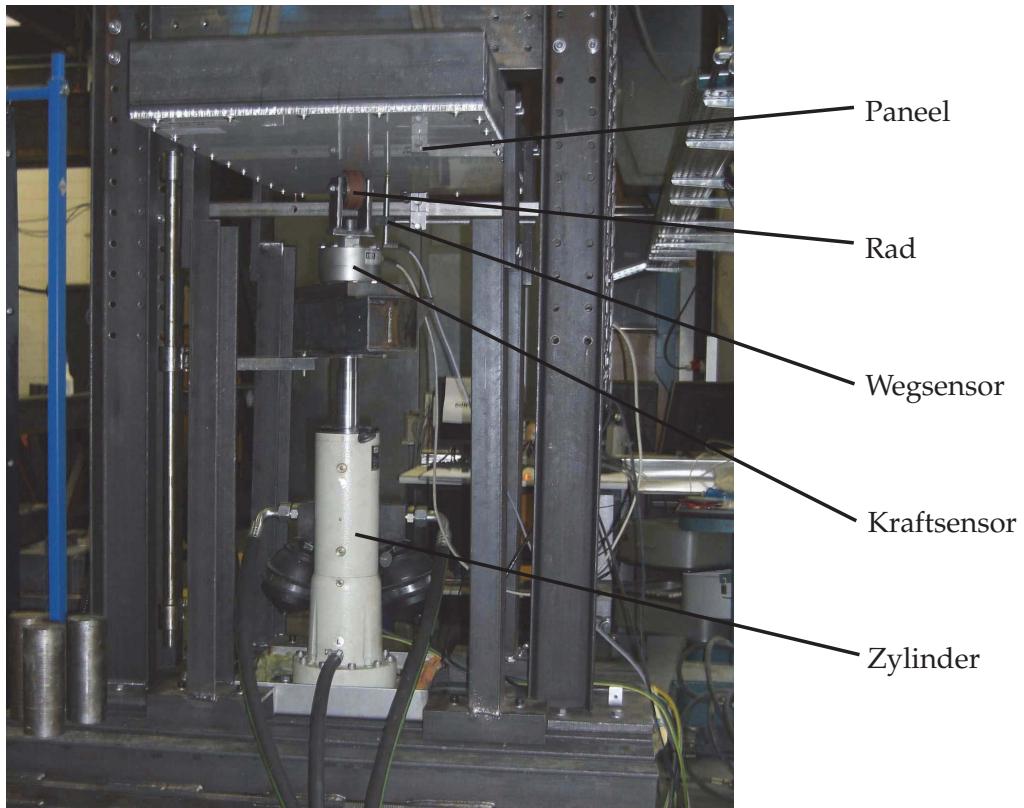


Abbildung 9.1: Versuchsaufbau des pulsierenden Rollenversuchs

Druckfläche konnte mithilfe einer Druckmessfolie gemessen werden (diese Folie, welche im Ausgangszustand weiß ist, verfärbt sich rot, wenn eine Drucklast auf die Folie aufgebracht wird). Die Folie kann sehr gut benutzt werden, um die qualitative Verteilung der Last zu erkennen. Die Druckverteilung ist fast identisch mit Abbildung 6.13. Zudem wurde auch die Zyklenzahl gezählt und aufgezeichnet.

Dieser Test wurde nicht statisch durchgeführt, sondern nur zyklisch mit konstanter Lastamplitude und einem Kraftverhältnis von $R = \frac{\text{Minimale Kraft}}{\text{Maximale Kraft}} = 0,1$ (auch bei diesem Versuch sind nur Druckkräfte möglich). Der Einfluss der Lastamplitude wurde untersucht, indem diese für jeden Test neu gewählt wurde. Das Abbruchkriterium entspricht einem Anstieg des Mittelwertes der Zylinderverschiebung um die Hälfte der Amplitude des Verformungsweges (identisch wie beim 3-Punkt Biegeversuch: Abbildung 8.4). Die Zylinderverschiebung über der Zeit sieht qualitativ gleich aus wie in der Abbildung 8.4.

Nach Erreichen des Abbruchkriteriums konnte nur ein Schaden im Kern festgestellt werden, das Deckblech war nicht beschädigt. Genau unter der Krafteinleitung befinden sich keine Risse (Abbildung 9.3). Dies bedeutet, dass kein Beulversagen aufgetreten ist. Der Schaden verläuft fast kreisförmig um die Krafteinleitungsstelle, wo die Schubspannungen am höchsten sind. Hieraus kann man schließen, dass Schubversagen aufgetreten ist. Etwas weiter entfernt von der Krafteinleitung sind wiederum keine Risse feststellbar.

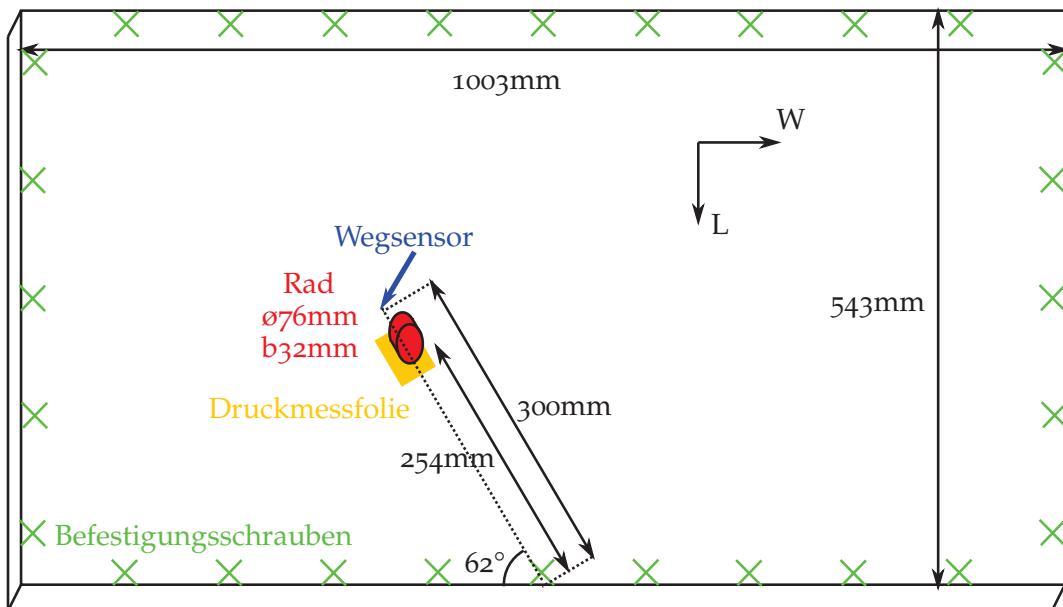


Abbildung 9.2: Geometrie, Befestigungsstellen und Sensoren am pulsierenden Rollenversuch

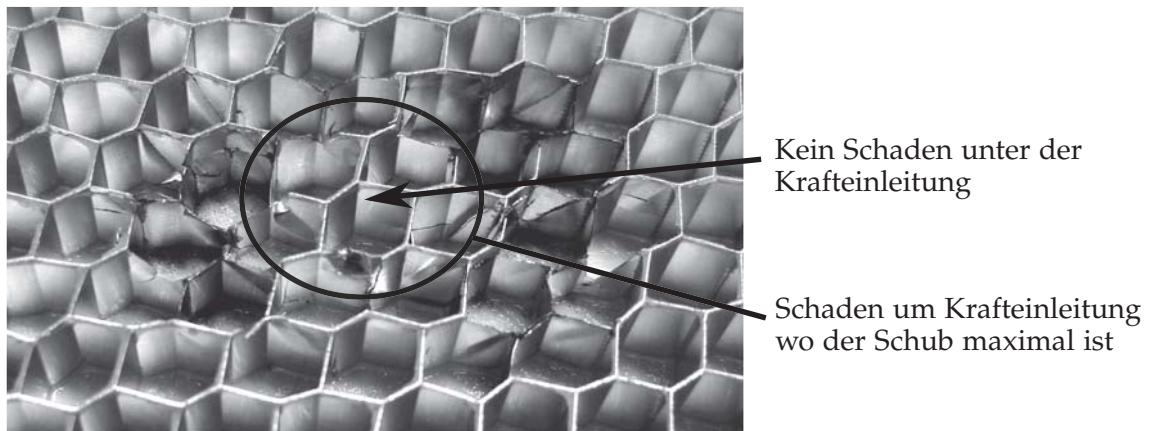


Abbildung 9.3: Risse im Wabenkern nach einem pulsierenden Rollenversuch

9.2 ERMÜDUNGBERECHNUNG: PULSIERENDER ROLLENVERSUCH

Genau wie beim 3-Punkt Biegeversuch ist als Basis der Ermüdungsberechnung des pulsierenden Rollenversuches eine statische Analyse nötig. Das Vernetzen mit finiten Elementen der gesamten Probe mit Wabenkern benötigt viele Millionen von Elementen. Diese Anzahl an Elementen ist mit der zur Verfügung stehenden Rechenleistung nicht in einem vernünftigen Zeitrahmen berechenbar. Aus diesem Grund wird die Simulation in einem ersten Schritt homogenisiert (Kapitel 6.3). Das heißt, dass der Kern nicht als Wabe modelliert wird, sondern als homogenes Vollmaterial, welches die gleichen Steifigkeits- und Querkontraktionswerte besitzt, wie der Wabenkern (Steifigkeiten in Tabelle 6.1). Auf diese Weise kann die Elementanzahl stark reduziert werden.

Die berechneten Verschiebungen aus der Simulation mit homogenisiertem Kern sind identisch mit denen aus einer Simulation mit Wabenkern. Die Spannungen sind jedoch sehr verschieden. An Stellen ohne hohen Spannungsgradienten können die berechneten Spannungen mit den Formeln aus Tabelle 6.3 in reale Spannungen umgerechnet werden. Jedoch an Stellen, wo hohe Spannungsgradienten auftreten, können diese Formeln nur Annäherungswerte geben. Aus diesem Grund wurde an der kritischen Stelle ein Submodell mit Wabenkern erstellt, wie in Kapitel 6.4 beschrieben. Diese Methode liefert genaue Resultate, ohne dass die Berechnungszeit sehr hoch ist.

Beim pulsierenden Rollenversuch ist es noch wichtiger als beim 3-Punkt Biegeversuch, die Lasteinleitung richtig zu modellieren. Der Schubfluss verteilt sich um die Fläche der Krafteinleitung, das heißt, dass der Schubfluss und die Lasteinleitungsfläche invers voneinander abhängen. Zur Untersuchung der Lasteinleitung wurde im Versuch eine Druckmessfolie zwischen Lasteinleitung und Probe gelegt. In Abbildung 9.4 ist die Rolle im belasteten Zustand und der Abdruck auf der Druckmessfolie zu sehen. Die Intensität der roten Farbe ist ziemlich gleichmäßig verteilt, sodass beim Kontakt zwischen einem Elastomer und Metall die Annahme einer Hertzschene Pressung nicht angebracht ist. Eine einfache und gute Annahme ist die gleichmäßige Verteilung des Druckes an der Kontaktfläche, da das Elastomer alle Unregelmäßigkeiten durch Fließen ausgleichen kann.

In Abbildung 9.5 ist die Vergleichsspannung im homogenisierten Kern nach von Mises dargestellt, für eine Probe, welche mit einer Lastamplitude von 630 N belastet wird. Die dargestellte Spannung ist sehr klein, da diese Spannung auf den homogenisierten Kern bezogen ist. Dies ist also keine reale Spannung, kann aber benutzt werden, um die kritischen Punkte zu ermitteln. In diesem Fall ist der einzige Ort mit hohen Spannungen die Umgebung der Krafteinleitung, weshalb ein Submodell mit Wabenkern an diesem Ort erstellt wurde. Aus diesem Submodell können die realen Spannungen in diesem Ort ausgelesen werden (Abbildung 9.6). Im Gegensatz zum 3-Punkt Biegeversuch, wo im gesamten Bereich zwischen den Krafteinleitungen die Schubspannungen fast identisch sind, sind hier nur wenige Zellwände hoch beansprucht. Der Berechnungsweg ist trotzdem identisch wie beim 3-Punkt Biegeversuch (Kapitel 8.2) und dieser ist in Tabelle 9.1 zusammengefasst. Wie schon in Abbildung 8.11 gezeigt wurde, ist es auch in diesem Fall zulässig nur die Schubspannungen und keine Normalspannungen zu berücksich-

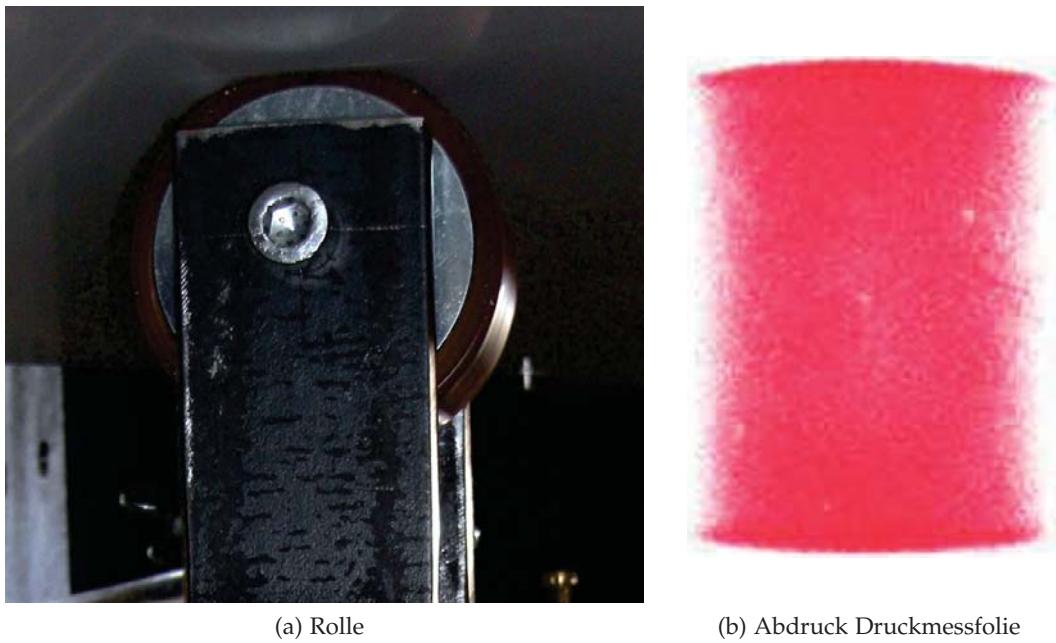


Abbildung 9.4: Abplattung der Rolle

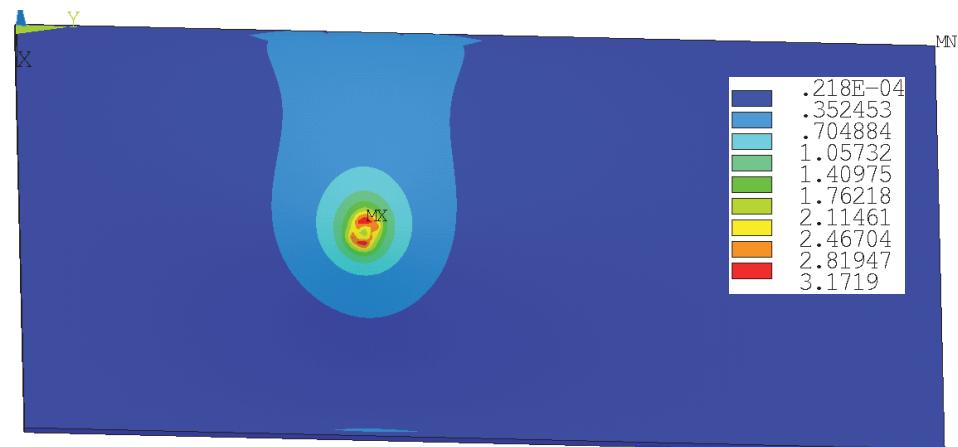


Abbildung 9.5: Von Mises Vergleichsspannung im homogenisierten Kern: Spannungen maximal um Krafteinleitung (Lastamplitude: 630 N)

tigen. Das berechnete Sandwichpaneel hat bei einer Lastamplitude von 630 N im pulsierenden Rollenversuch eine berechnete Lebensdauer von 130'000 Zyklen (Sicherheitsfaktor: 1).

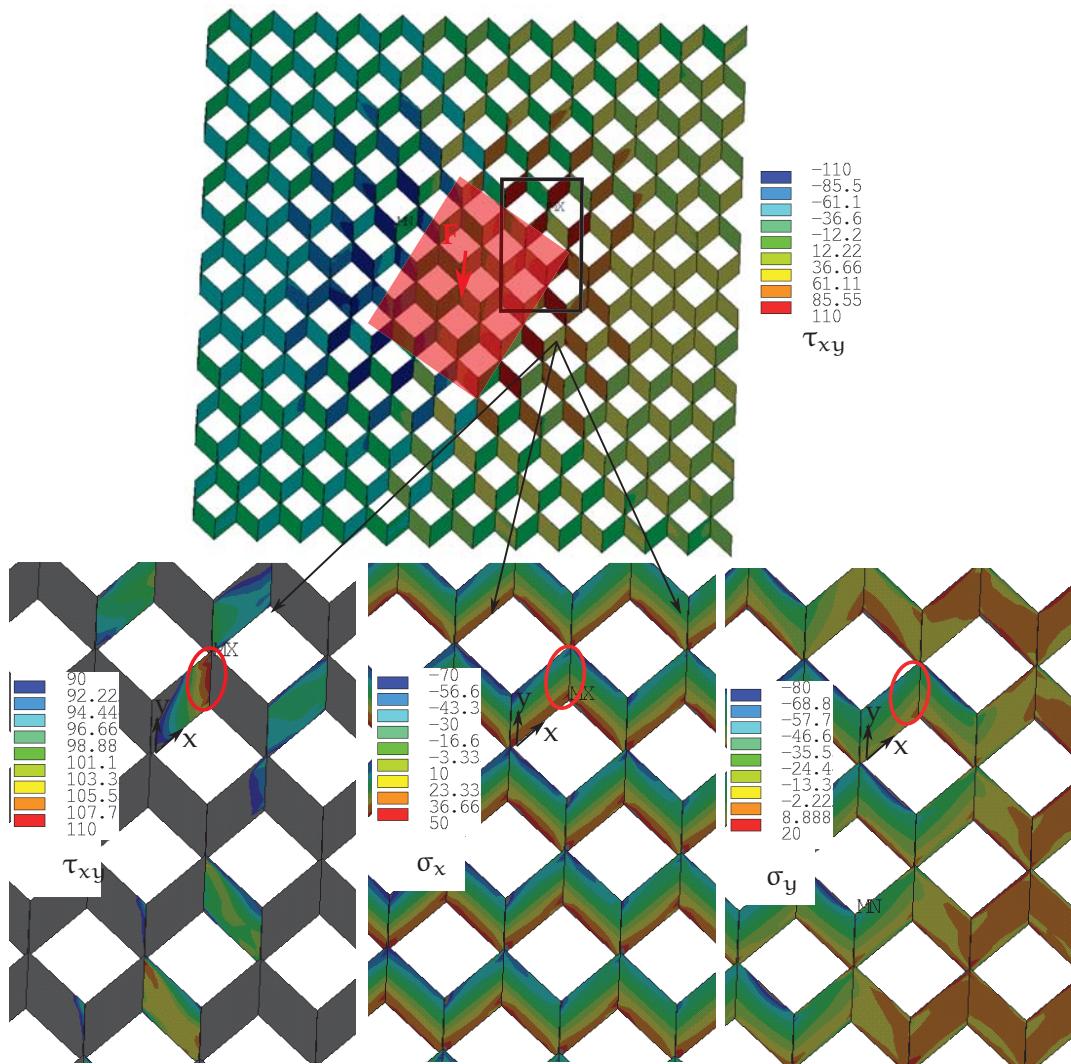


Abbildung 9.6: Spannungen im Wabenkern während dem pulsierenden Rollenversuch (Lastamplitude=630 N, Elementkoordinatensystem)

Maximale Schubspannung an der kritischen Stelle (Abbildung 9.6)	$\tau_{\max} = 104 \text{ MPa}$
Schubspannungsamplitude an der kritischen Stelle ($R=0,1$)	$\tau_a = (1 - R) / 2 \cdot \tau_{\max} = 46,8 \text{ MPa}$
Normalspannungsamplituden an der kritischen Stelle	$\sigma_x \approx 0$ und $\sigma_y \approx 0$
Zugdruckwechselfestigkeit (Abbildung 5.6)	$\sigma_{W,zd} = 79,5 \text{ MPa}$ $N_k = 10^6$
Schubwechselfestigkeit	$\tau_{W,s} = \sigma_{W,zd} / \sqrt{3} = 45,9 \text{ MPa}$ ($N_k = 10^6$)
Konstruktionsfaktor (Gute Oberfläche, kein Spannungsgradient senkrecht zur Oberfläche)	$K_{WK,\tau} = \frac{1}{n_\tau} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_f} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S} = 1$
Bauteilwechselfestigkeit	$\tau_{WK} = \tau_{W,s} / K_{WK,\tau} = 45,9 \text{ MPa}$
Mittelspannungsfaktor ($R=0,1$)	$K_{AK,\tau} = 0,88$ (Mittelsp.: 57,2 MPa)
Eigenspannungsfaktor	$K_{E,\tau} = 1$
Bauteil-„Dauerfestigkeit“	$\tau_{AK} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{WK} = 40,3 \text{ MPa}$
Betriebsfestigkeitsfaktor ($k = 13$, $N = 1,3 \cdot 10^5$, $N_D = 10^6$)	$K_{BK,\tau} = (\frac{N_D}{N})^{1/k} = 1,17$
Bauteil-Betriebsfestigkeit	$\tau_{BK} = K_{BK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{AK} = 46,9 \text{ MPa}$
Sicherheitsfaktor	$j = 1$
Auslastungsgrad	$a_{BK,\tau} = \frac{\tau_a}{\tau_{BK}/j} = 1$

Tabelle 9.1: Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 9.6 ($P_{\ddot{u}} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 630 N versagt das Bauteil nach 130'000 Zyklen

9.3 VERIFIKATION DER ERMÜDUNGSBERECHNUNG

Zur Validierung der Berechnungsergebnisse werden diese in diesem Kapitel mit den Versuchsergebnissen verglichen. In Abbildung 9.7 sind die Berechnungsergebnisse als Linien dargestellt, und die Versuchsergebnisse als Punkte. Man kann feststellen, dass die Berechnungsergebnisse in den meisten Fällen um weniger als 10% konservativ sind. Da die Abweichungen der Berechnung ausschließlich leicht auf der konservativen Seite liegen ist die Berechnungsmethode gut geeignet für die Dimensionierung von Bauteilen. Eine Ursache für die konservativen Ergebnisse ist, dass die Risswachstumsphase in der Berechnung nicht berücksichtigt wird.

Zudem wird deutlich, dass die 6,4 mm Zellen eine höhere Festigkeit besitzen, als die 9,6 mm Zellen. Der Unterschied der Festigkeit entspricht auch ungefähr dem Unterschied in der Dichte. Aus diesem Grund kann nicht gesagt werden, welche Zellgröße am besten ist. Eine höhere Festigkeit muss mit einer höheren Dichte bezahlt werden, wie bereits in den einfachen Formeln in Tabelle 4.2 erkennbar ist. Eine Berechnung erlaubt es, die optimale Geometrie für jeden Fall zu wählen.

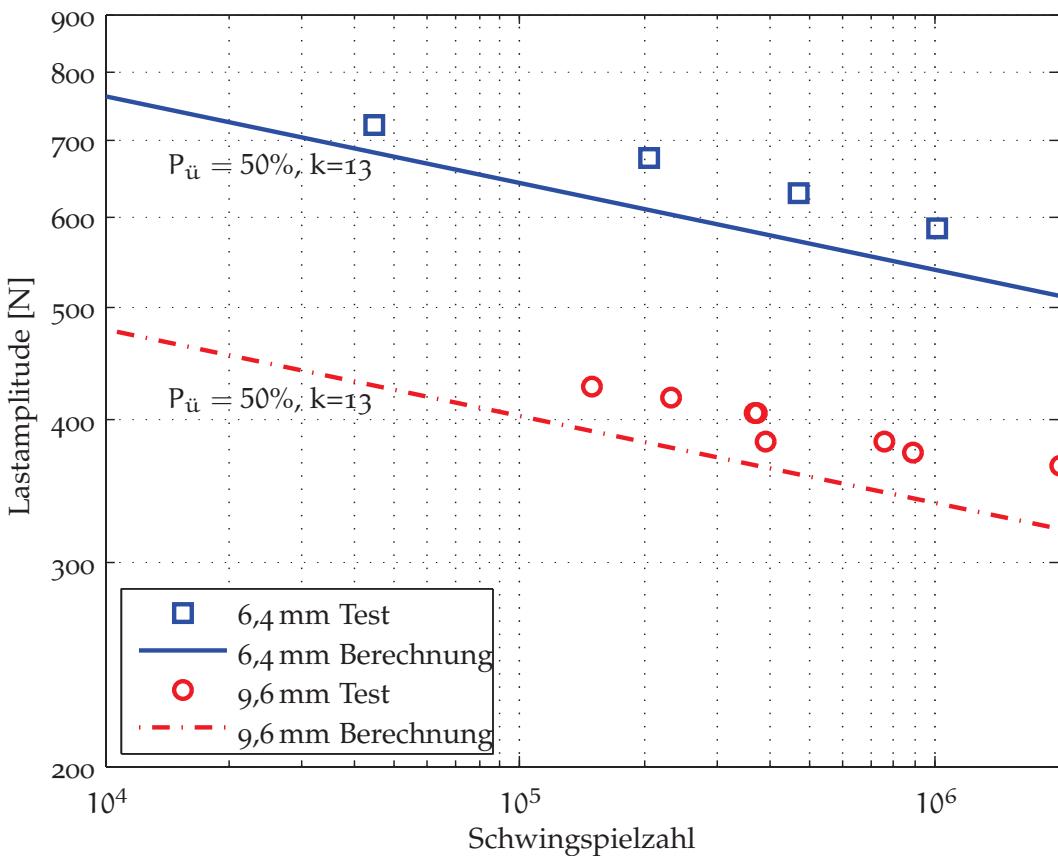


Abbildung 9.7: Schwingfestigkeitsdiagramm des pulsierenden Rollversuches für zwei verschiedene Zellgrößen

10

FOOD-CART ROLLER VERSUCHE MIT SCHUBVERSAGEN

10.1 EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE: FOOD-CART ROLLER VERSUCH

Der gezeigte pulsierende Rollenversuch aus Kapitel 9.1 soll die Last von Speisewagen in Flugzeugen nachbilden. Dieser Versuch hat jedoch den Nachteil, dass das Rad keine Rollbewegung macht, was somit nicht der Realität entspricht. Im pulsierenden Rollenversuch ist die Last nur zeitabhängig und nicht ortabhängig. Dies führt dazu, dass die Spannungskomponenten im pulsierenden Rollenversuch sich synchron schwellend verändern, also sind die Hauptspannungsrichtungen konstant. Um die rollende Last, also eine nichtsynchrone Last, untersuchen zu können, kann der Aufbau aus Abbildung 10.1 benutzt werden, der sogenannte Food-Cart Roller Test [12, 15]. Dieser Test wird häufig von Flugzeugherstellern vorgeschrieben, um Fußböden aus der Luftfahrt zu untersuchen. Der Versuchsaufbau besteht aus einem mit Gewichten beschwerten Teller, welcher auf drei Rollen über zwei fest eingespannte Proben im Kreis rollt. Der Teller dreht sich mit einer Geschwindigkeit von $20 \frac{\text{U}}{\text{min}}$. Bei drei Rädern entspricht das einer Belastungsfrequenz von einem Hertz. Da sich die Räder im Kreis bewegen, wird das Sandwichpaneel in jeder Wabekernorientierung belastet, sodass bei diesem Versuch der Kern immer auch im schwächsten Winkel belastet wird.



Abbildung 10.1: Food-Cart Roller Versuchsaufbau, nach Spezifikation [12, 15]

Die Sandwichpaneelle haben die gleichen Dimensionen wie jene des pulsierenden Rollenversuches (Abbildung 10.2)). Die Einspannung ist auch gleich, nur dass hier zwei identische Paneele nebeneinanderliegen. Der Versuchsstand ist so dimensioniert, dass die Platte im gleichen Punkt belastet wird, wie beim pulsierenden Rollenversuch, wenn das Rad auf der Position 62° steht. Die Räder sind identisch bei beiden Versuchen.

Am Teller werden die vertikale Verschiebung mit einem berührungslosen kapazitiven Wegaufnehmer und die Anzahl der Umdrehungen gemessen. Die gemessene Verschiebung am Teller entspricht der Durchbiegung der Paneele an den drei Rädern. Am Paneel werden an vier verschiedenen Orten die vertikalen Verschiebungen mit induktiven Wegsensoren gemessen (zwei Wegsensoren oberhalb der Paneele, zwei unterhalb). Die horizontalen Dehnungen in den Deckblechen wurden an verschiedenen Orten mit Dehnmessstreifen gemessen (Abbildung 10.2).

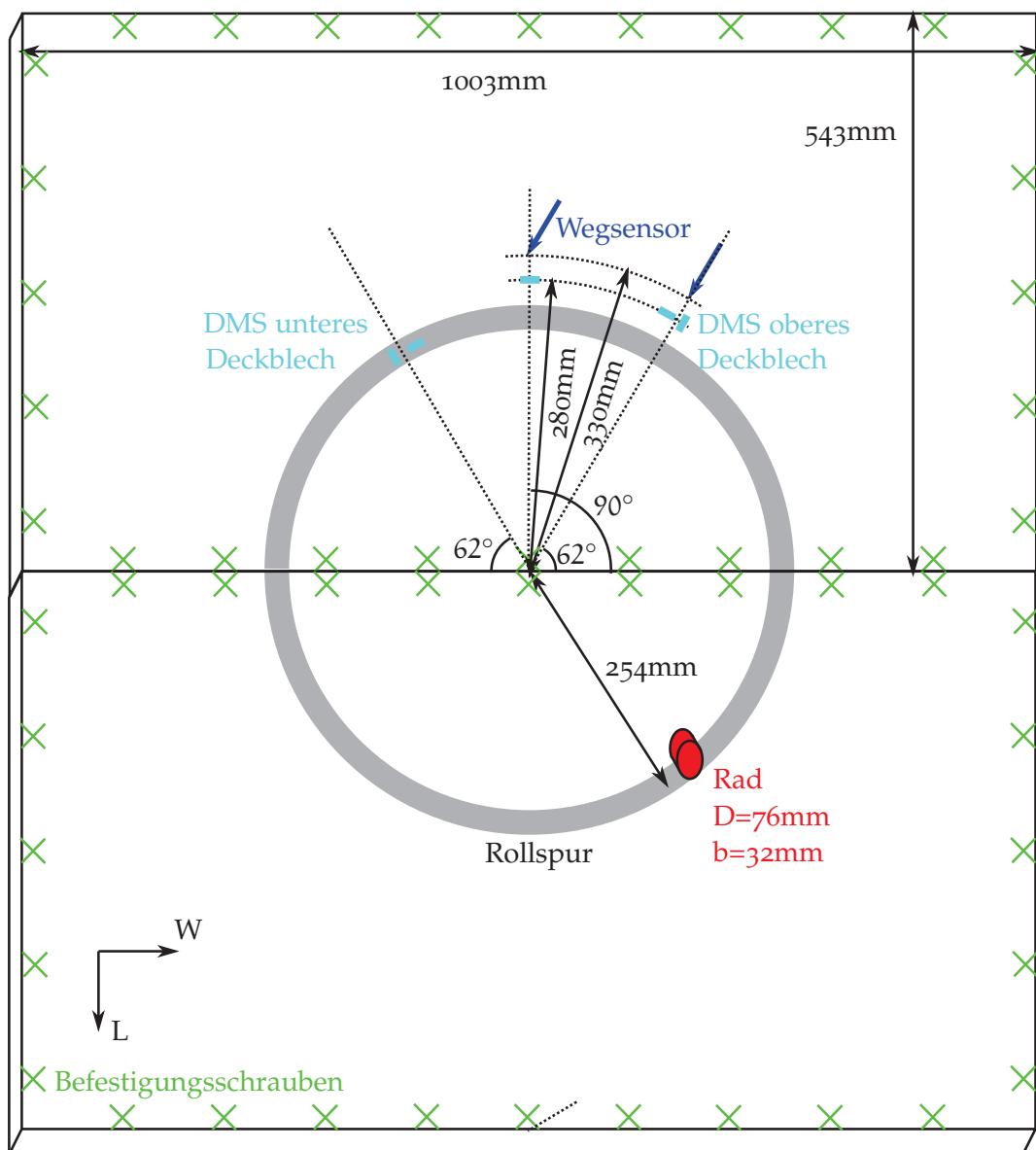


Abbildung 10.2: Geometrie, Befestigungsstellen und Sensoren im Food-Cart Roller Test

Die Food-Cart Roller Versuche haben immer zum gleichen Schadensmechanismus geführt (Schubrisse → Eindrücken des Kerns → Deckblechversagen). Es konnte stichprobenartig überprüft werden, dass Proben, welche rechnerisch schon 90% der gesamten Lebensdauer überstanden haben, trotzdem noch keine erkennbaren Risse im Kern oder anderswo besitzen (analog zum pulsierenden Rollenversuch). Das heißt, dass die Rissentstehungsphase bei weitem den größten Teil der Lebensdauer ausmacht. Anschließend treten einige horizontale Risse im Kern auf (Abbildung 10.3). Diese Risse befinden sich genau unter der Fahrspur und nur in den Wänden, welche nahezu parallel zur Rollrichtung sind. Die Risse liegen immer etwa 62° von der L-Richtung, also genau an der Stelle wo auch die pulsierenden Rollenversuche durchgeführt wurden (Kapitel 9.1). Die Risse sind nur erkennbar, indem das Paneel durch das Abnehmen eines Deckbleches geöffnet wird. Während der Versuche konnte keiner der angebrachten Sensoren diese ersten Risse messen.

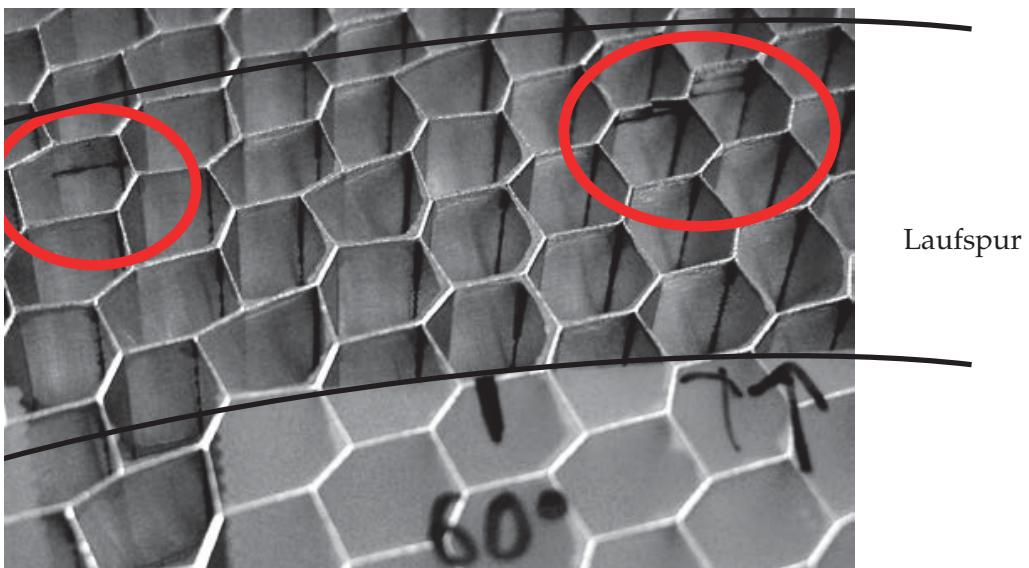
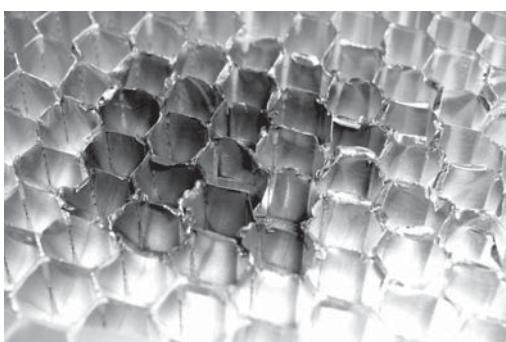


Abbildung 10.3: Erste Risse entstehen erst, nachdem das Paneel 90% seiner Lebensdauer überstanden hat



(a) Eindrücken des Kerns bei 62°



(b) Riss im Deckblech bei 62°

Abbildung 10.4: Nachdem mehrere Risse im Sandwichpaneel entstanden sind, treten Folgeschäden auf

Wenn mehrere Risse an einem Ort entstehen, dann kann der Kern auf einmal die Drucklasten nicht mehr tragen und beult. Wenn dies passiert, dann entsteht eine Einbuchtung und der kapazitive Wegsensor am Teller kann den Schaden erkennen. Ein Absacken des Tellers um 1 mm wurde als Schaden definiert (Abbildung 10.5). Abbildung 10.4a zeigt den Schaden, nachdem ein Deckblech vom Paneel gelöst wurde.

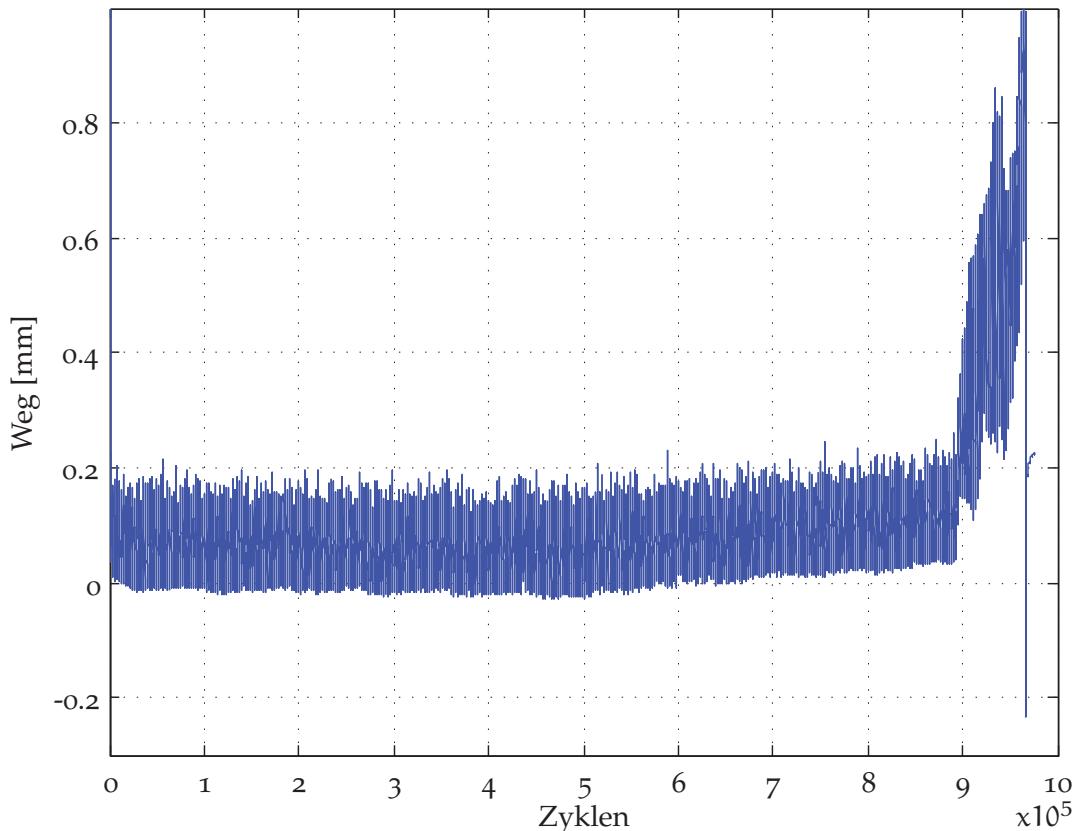


Abbildung 10.5: Der kapazitive Sensor am Teller zeigt einen Schaden bei 900'000 Zyklen

Nachdem ein Versagen aufgetreten ist, kann das Sandwichpaneel trotzdem noch Lasten tragen, und der Versuch kann fortgesetzt werden. Man kann erkennen, dass der Schaden immer weiter wächst, aber fast nur in die Drehrichtung der Last (Abbildung 10.6).

Bei einer weiteren Belastung des Paneels nach einem Kernversagen wird das obere Deckblech wesentlich höher beansprucht, weil dieses jetzt auch Biegespannungen ertragen muss. Dies führt folglich zu einem Riss im Deckblech. Hierdurch verliert die Platte wesentlich an Steifigkeit und kann die geforderten Lasten nicht mehr tragen.

Die Versuche haben gezeigt, dass das Versagen immer bei ungefähr 62° von der L-Richtung auftritt (Abbildung 10.6). Dies passt zu den theoretischen Resultaten aus dem Kapitel 4.3, wo gezeigt wurde, dass die Schubspannungen am höchsten sind, wenn die Lasten 62° von der L-Richtung angreifen.

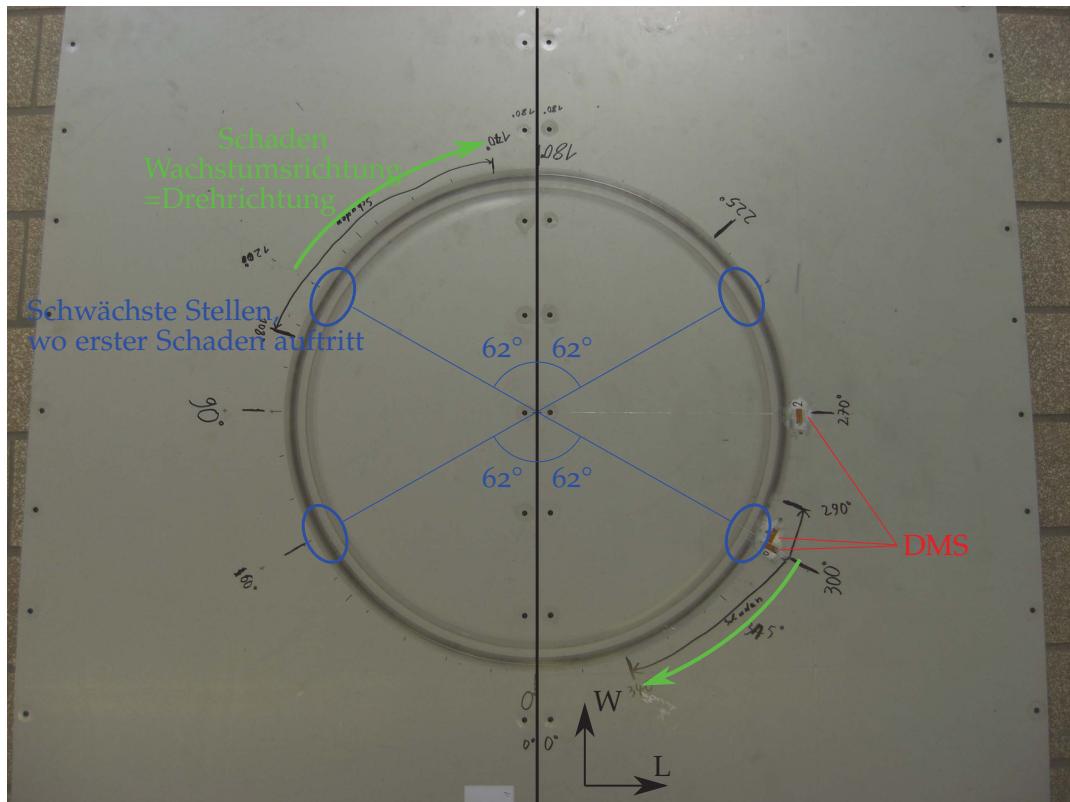


Abbildung 10.6: Paneele des Food-Cart Roller Tests nach einem Versagen (Schaden tritt immer bei ungefähr 62° von der L-Richtung auf)

10.2 ERMÜDUNGSBERECHNUNG: FOOD-CART ROLLER VERSUCH

Der Food-Cart Roller Versuch ist um einiges komplexer als der pulsierende Rollenversuch. Der Ort der Krafteinleitung ändert sich kontinuierlich durch die rollenden Räder, was eine erste Schwierigkeit darstellt. Theoretisch kann dies simuliert werden, indem zuerst eine vertikale Last eingeleitet wird und anschließend wird der Ort der Last in der Simulation schrittweise verändert. So könnte die gesamte Kreisbewegung der Rolle simuliert werden. In der Praxis wäre eine sehr hohe Rechenzeit bei diesem Vorgehen ein größeres Problem. In der Umgebung der Lasteinleitung muss die Platte sehr fein vernetzt werden. Wenn die Last einen weiten Weg zurücklegt, dann muss diese fein vernetzte Fläche sehr groß sein. Aus diesem Grund wird in den folgenden Abschnitten die Rollbewegung des Versuches in einem ersten Schritt mechanisch untersucht, sodass es nicht mehr notwendig sein wird, die ganze Kreisbewegung der Lasteinleitung zu simulieren.

Dazu muss der höchstbelastete Winkel der Lasteinleitung bestimmt werden, der am schädlichsten für die Struktur ist. Drei verschiedene Effekte könnten einen Einfluss auf diesen Winkel haben:

- Ortsabhängigkeit (Abstand zur Einspannung), aber ohne Einfluss der Durchbiegung oder des Winkels der Lasteinleitung
- Einfluss der Durchbiegung des Paneels auf die Spannung
- Winkelabhängigkeit der Lasteinleitung (Rollrichtung), ohne Einfluss des Ortes oder der Durchbiegung

Die Ortsabhängigkeit ohne Einfluss des Winkels kann an einer Probe mit homogenisiertem Kern untersucht werden. Ein Wabenkern (z. B. die Orientierung) hat bei diesem Effekt keinen Einfluss, sondern nur die Abstände von den Einspannungsstellen. Die Last wurde mittels einer Punktlast eingeleitet, damit die Durchbiegung keinen Einfluss auf die Lasteinleitung hat. Die Vergleichsspannung nach von Mises im Kern wurde für verschiedene Positionen der Punktlast berechnet (Abbildung 10.7) und verglichen. Der Einfluss des Ortes auf die Spannungen im Kern hat in den Simulationen jedoch nie um mehr als 1% variiert. Daraus kann man schließen, dass der Kern fast ausschließlich Schubspannungen aufnehmen muss, weil Schubspannungen unabhängig vom Hebelarm sind (Biegespannungen wären abhängig vom Ort).

Die Durchbiegung des Paneels hat einen Einfluss auf die Lastverteilung, da eine gerade Rolle auf ein gekrümmtes Panel wirkt. In Abbildung 10.8 ist die Durchbiegung des Panels unter dem Rad dargestellt, bei einer Lage von 45° . Zwischen der maximalen und der minimalen Durchbiegung liegen nur $25 \mu\text{m}$. Dies ist kleiner als die Toleranzen des Rades, woraus man schließen kann, dass die Durchbiegung und die daraus resultierende ungleichmäßige Lasteinleitung keinen relevanten Einfluss auf die Lebensdauer hat.

In den Kapiteln 4.3.2 und 8.2 wurde schon gezeigt, dass die Orientierung des Wabenkerns einen sehr großen Einfluss auf die Lebensdauer haben kann. Da alle anderen Einflüsse vernachlässigbar sind, wird der Kern an dem Ort versagen, wo der Orientierungswinkel des Kerns am ungünstigsten ist.

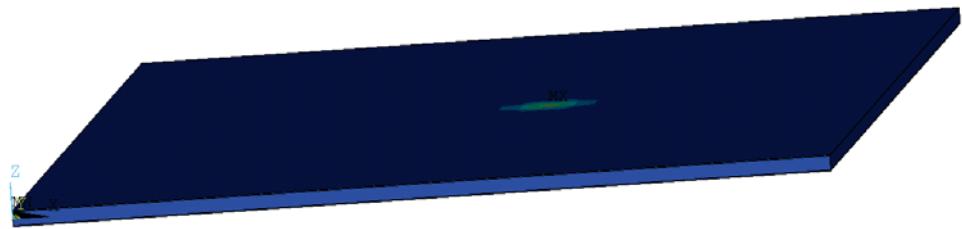


Abbildung 10.7: Punktlast: Nur ein sehr kleiner Bereich bei der Krafteinleitung ist hoch belastet, ansonsten sind die Spannungen fast null (Vergleichsspannung nach von Mises im Kern dargestellt, dunkelblau: Spannung fast null)

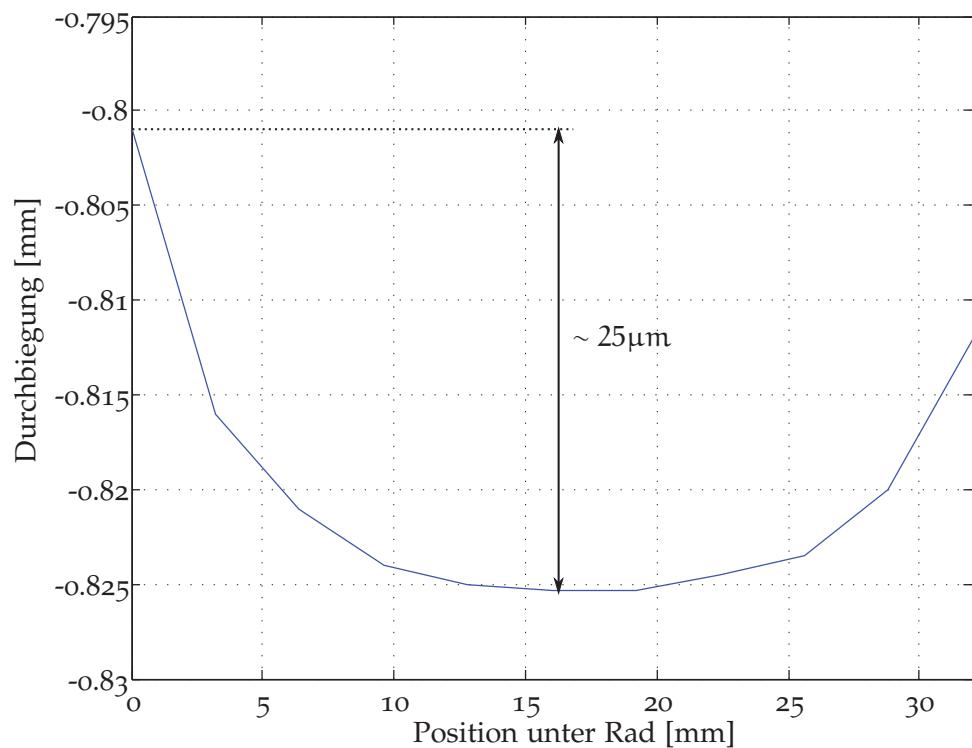


Abbildung 10.8: Durchbiegung [mm] des Paneels unter dem Rad, bei 45°

In Abbildung 10.9 sind die Schub- und die Druckspannungen im Wabenkern in der Mitte der Rollspur gezeigt. Dies sind simulierte Spannungen aus einer Finite-Elemente Simulation. Die dargestellte Spannungsverteilung startet 40 mm vor der Rolle und endet 40 mm dahinter in der Mitte der Rollspur. Genau unter der Krafteinleitung sind hohe Druckspannungen und der Schub ist Null. Druckspannungen haben jedoch nur einen kleinen Einfluss auf die Lebensdauer im Vergleich zu den Schubspannungen, welche auf einer Seite der Rolle positiv und auf der anderen negativ sind. Das heißt, dass die Schubspannungen in jedem Punkt der Rollspur wechselnd sind, also ist das Spannungsverhältnis $R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = -1$. Neben der Rollspur sind die Schubspannungen jedoch auf einer Seite immer positiv ($R = 0$) und auf der anderen Seite immer negativ ($R = -\infty$, Abbildung 10.10). Aus diesem Grund ist die Spannungsamplitude auf der Spur ungefähr doppelt so hoch wie neben der Spur.

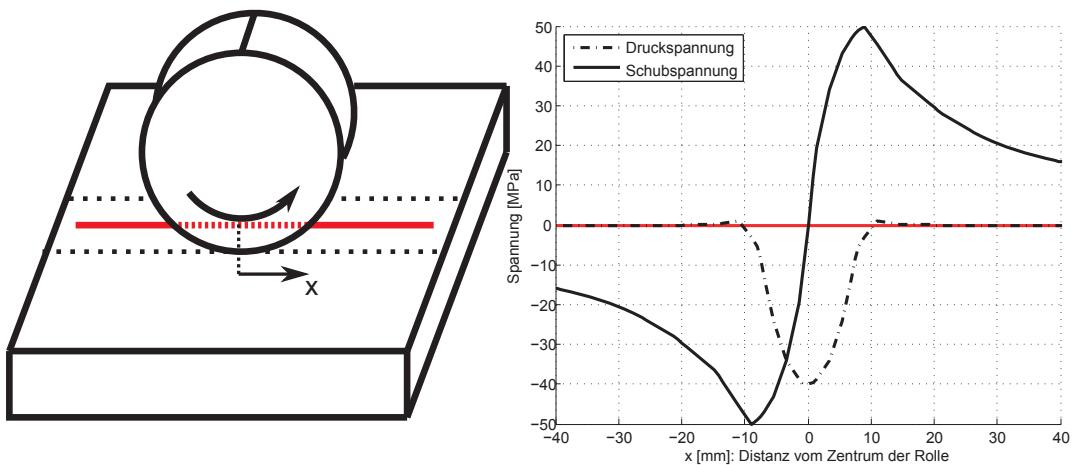


Abbildung 10.9: Spannungsverlauf unter der Krafteinleitung (Finite-Elemente Simulation)

Da die Schubspannungsamplituden auf der Rollspur am höchsten sind, sind die Zellen des Wabenkerns neben dem Rad nicht relevant für die Lebensdauerberechnung. Somit sind nur die Schubspannungen vor und hinter dem Rad relevant. Daraus folgt, dass genau wie beim 3-Punkt Biegeversuch (Kapitel 8.2), eine Orientierung des Kerns in 62° -Richtung am schwächsten ist. Somit sind die kritischen Radpositionen bei 62° , 118° , 242° und 298° . Aus Symmetriegründen werden diese Punkte identisch belastet. Deshalb reicht es aus, nur eine einzige Radposition zu simulieren, und zwar bei 62° . Dieses Wissen reduziert den Arbeitsaufwand erheblich, da theoretisch unendlich viele Radpositionen möglich sind.

Die rollende Bewegung der Last bringt eine weitere Schwierigkeit mit sich, da diese Belastungsart nichtsynchrone Beanspruchungen zur Folge hat. Die Druck- und die Schubbelastungen sind also nicht konstant proportional über die Zeit. Es existieren Methoden (z. B. im Anhang der FKM-Richtlinie [14]) zum Lösen solcher Probleme, welche jedoch größtenteils sehr konservativ sind. Da die auftretenden Druckspannungen unkritisch auf Ermüdung sind, wurde in den Berechnungen angenommen, dass die Spannungen synchron sind (die Druckspannungen werden in der Berechnung zu wenig berücksichtigt, was jedoch kaum Einfluss auf das Ergebnis hat).

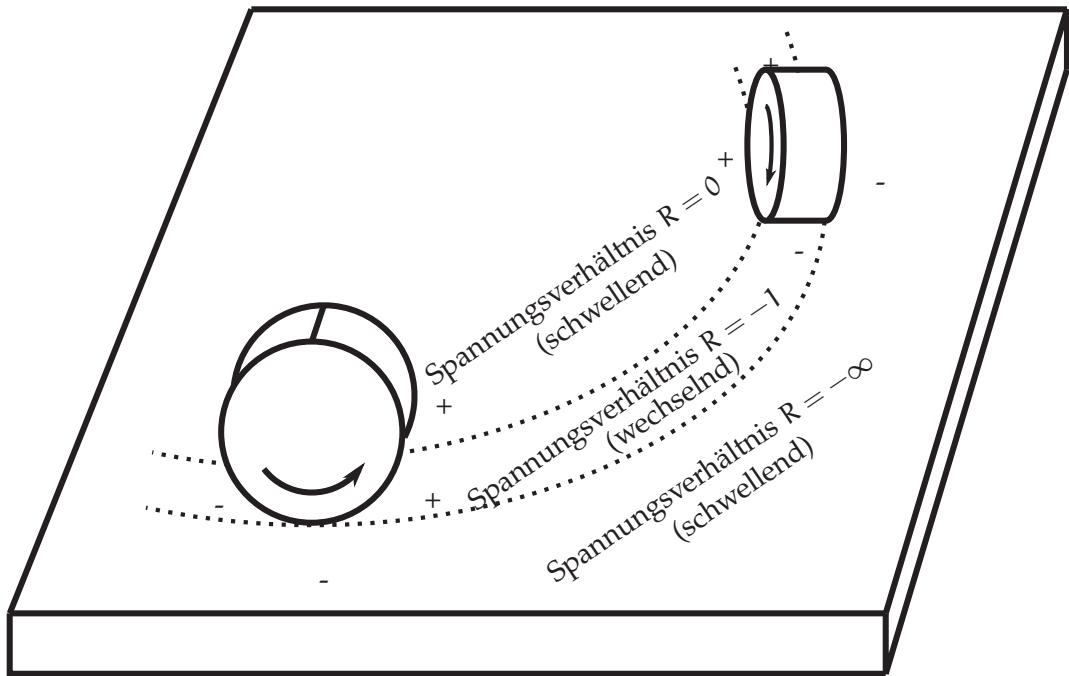


Abbildung 10.10: Verschiedene Schubspannungsverhältnisse ($R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}}$), abhängig vom Ort

Eine Beulanalyse hat gezeigt, dass Beulen im ungünstigsten Fall (Linienlast bei einem Winkel von 62°) erst bei 1950 N auftritt (Tabelle 8.1). Die Schubspannungen im Kern führen aber schon bei kleineren Lasten zum Versagen, weshalb Schubversagen auftreten wird.

Das Modell zur Ermittlung der statischen Spannungen ist identisch zum Modell des pulsierenden Rollenversuches. Es musste nur ein Paneel des Food-Cart Roller Versuches modelliert werden, da beide Paneele unabhängig voneinander sind. Die Kontaktfläche zwischen dem Rad und dem Paneel ist jedoch verschieden von der Kontaktfläche des pulsierenden Rollenversuches. Da die rollende Krafteinleitung wechselnde Schubspannungen einleitet, dürfen beim Food-Cart Roller Test nur etwa halb so hohe Lasten eingeleitet werden als beim pulsierenden Rollenversuch, um gleich hohe Spannungsamplituden zu erhalten. Aus diesem Grund ist die Lasteinleitungsfläche im Food-Cart Roller Test kleiner, was in der Simulation beachtet werden muss (Vergleiche Abbildung 10.13 mit Abbildung 9.6). Die Lasteinleitungsfläche je nach Last wurde in Abbildung 6.13 mithilfe von Druckmessfolien untersucht.

Die Resultate der Simulation mit homogenisiertem Kern (Abbildung 10.11) können mit den Sensorwerten aus den Versuchen verglichen werden (Abbildung 10.12). Die Sensoren messen die vertikale Verschiebung und die Dehnungen des unteren Deckbleches, genau unter der Rolle bei 62° . Die Maximalwerte der Messungen sind nur sehr leicht höher als die Maximalwerte in der Simulation. Die vertikale Verschiebung und die radiale Dehnung sinken nie auf Null, da zu jedem Moment mindestens eines der drei Räder auf dem Paneel steht. Aus diesem Grund ist das Paneel nie komplett entlastet. Alle Simulationsergebnisse korrespondieren gut mit den Versuchsergebnissen, sodass die Simulation validiert ist.

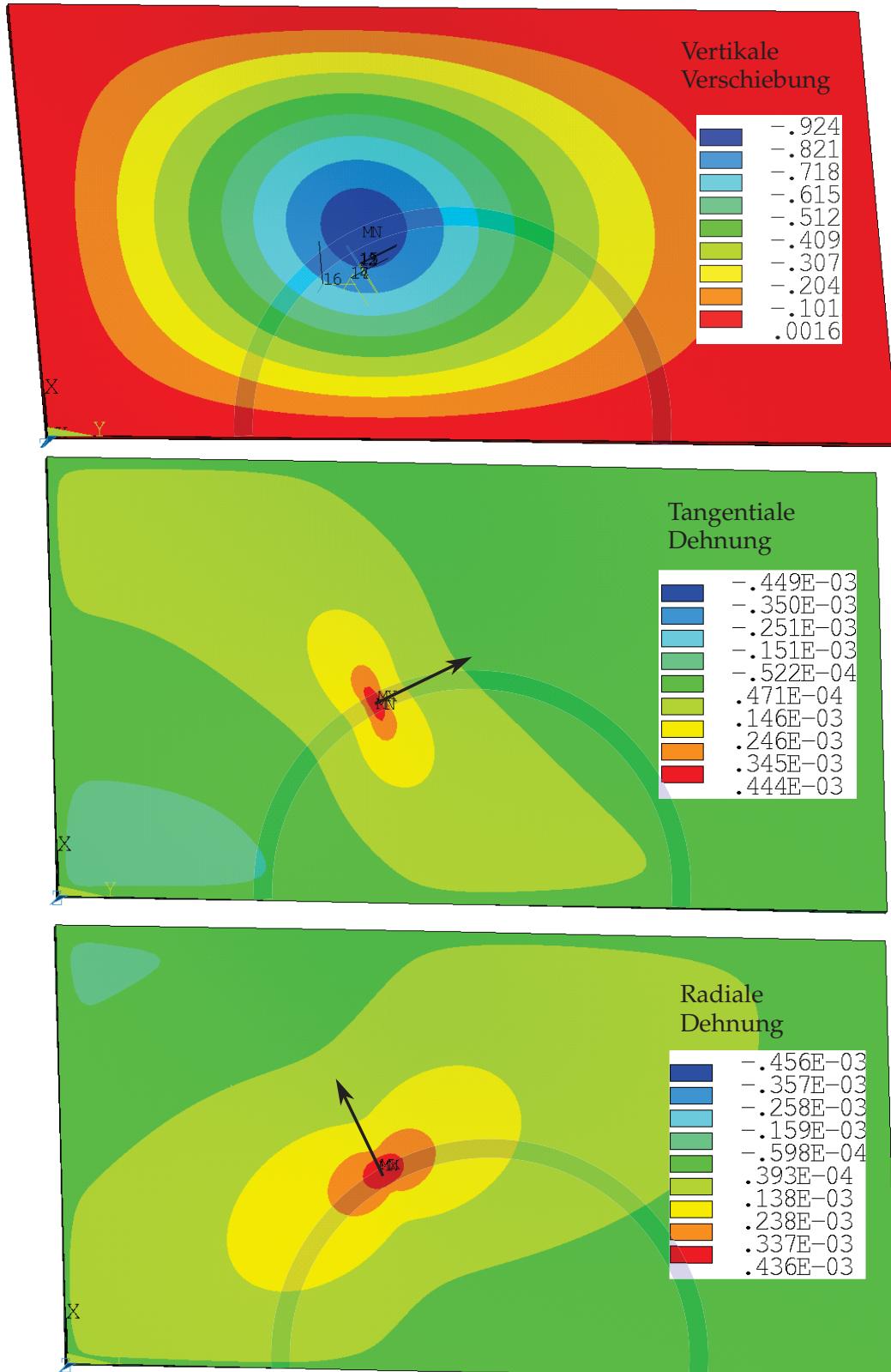


Abbildung 10.11: Simulierte Verschiebungen und Dehnungen genau unterhalb der Lasteinleitung während dem Food-Cart Roller Test (Rollspur eingezeichnet)

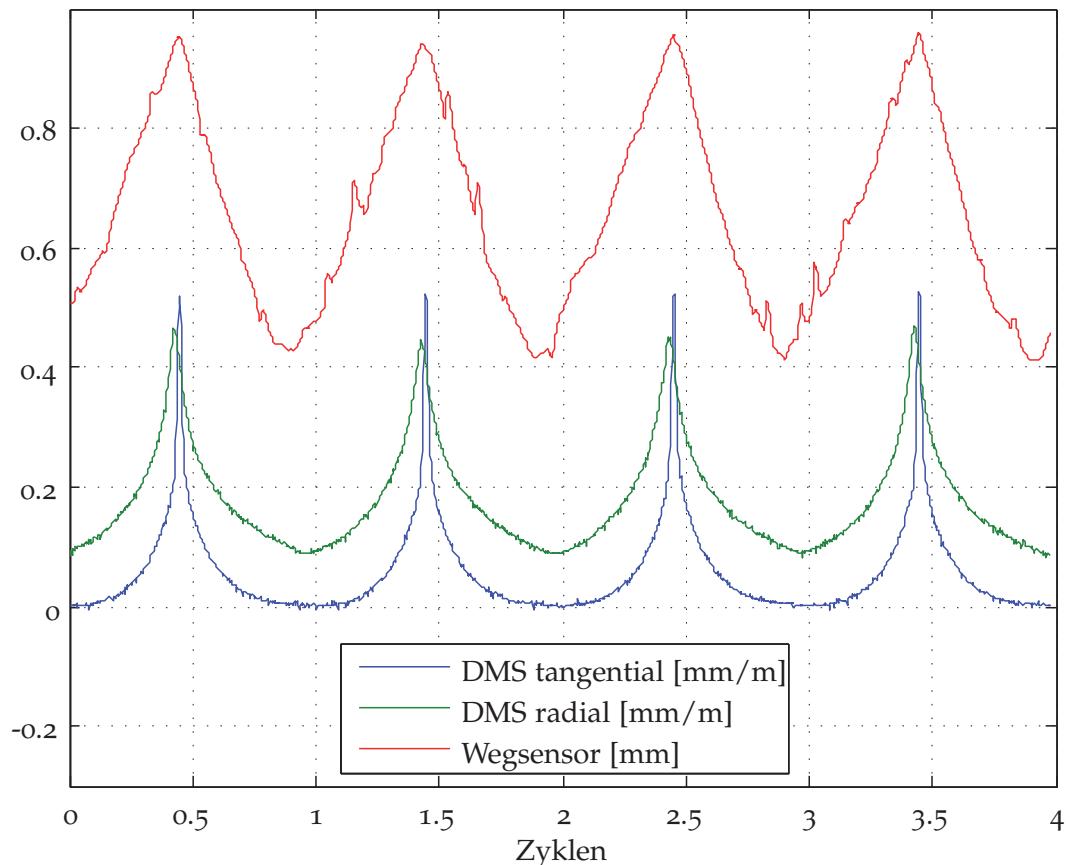


Abbildung 10.12: Gemessene Verschiebungen und Dehnungen genau unterhalb der La-
steinleitung während dem Food-Cart Roller Test

Wie im Kapitel 9.2 beschrieben, können die Ergebnisse des homogenisierten Modells benutzt werden, um die Randbedingungen für ein kleines detailliertes Submodell zu liefern. Die einzelnen Spannungskomponenten des Submodells sind in Abbildung 10.13 dargestellt, wenn das Rad mit 560 N belastet wird und genau bei 62° (kritische Position) steht. Die kritischen Zellwände sind jene, wo das Spannungsverhältnis $R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = -1$ ist. Das heißt, dass nicht der höchst beanspruchte Punkt ($\tau = 55 \text{ MPa}$) kritisch ist, sondern der rot umkreiste Punkt, da dieser auf der Rollspur liegt.

Mit den statischen Spannungswerten aus Abbildung 10.13, zusammen mit dem Wissen, wo der kritische Ort ist, kann eine Ermüdungsanalyse durchgeführt werden (Tabelle 10.1). Das Vorgehen ist gleich, wie im Kapitel 8.2 beschrieben, nur dass der Mittelspannungseinfluss für die Schubspannungen wegfällt. Die Normalspannungen wurden in der Berechnung vernachlässigt, was auch zulässig ist (Abbildung 8.11). Für 350'000 Zyklen ist der Auslastungsgrad 1, was bedeutet, dass die Struktur im Mittel nach 350'000 Zyklen gemäß FKM-Richtlinie versagen wird. Im folgenden Kapitel wird dieser Wert mit den Versuchsergebnissen verglichen.

Maximale Schubspannung an der kritischen Stelle (Abbildung 10.13)	$\tau_{\max} = 50 \text{ MPa}$
Schubspannungsamplitude an der kritischen Stelle ($R=-1$)	$\tau_a = (1 - R) / 2 \cdot \tau_{\max} = 50 \text{ MPa}$
Normalspannungsamplituden an der kritischen Stelle	$\sigma_x \approx 0 \text{ und } \sigma_y \approx 0$
Zugdruckwechselfestigkeit (Abbildung 5.6)	$\sigma_{W,zd} = 79,5 \text{ MPa} (\text{N}_k = 10^6)$
Schubwechselfestigkeit	$\tau_{W,s} = \sigma_{W,zd} / \sqrt{3} = 45,9 \text{ MPa} (\text{N}_k = 10^6)$
Konstruktionsfaktor (Gute Oberfläche, kein Spannungsgradient senkrecht zur Oberfläche)	$K_{WK,\tau} = \frac{1}{n_\tau} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_f} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S} = 1$
Bauteilwechselfestigkeit	$\tau_{WK} = \tau_{W,s} / K_{WK,\tau} = 45,9 \text{ MPa}$
Mittelspannungsfaktor ($R=-1$)	$K_{AK,\tau} = 1$ (Mittelsp.: 0 MPa)
Eigenspannungsfaktor	$K_{E,\tau} = 1$
Bauteil-„Dauerfestigkeit“	$\tau_{AK} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{WK} = 45,9 \text{ MPa}$
Betriebsfestigkeitsfaktor ($k = 13$, $N = 3,5 \cdot 10^5$, $N_D = 10^6$)	$K_{BK,\tau} = \left(\frac{N_D}{N} \right)^{1/k} = 1,1$
Bauteil-Betriebsfestigkeit	$\tau_{BK} = K_{BK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{AK} = 50, \text{ MPa}$
Sicherheitsfaktor	$j = 1$
Auslastungsgrad	$a_{BK,\tau} = \frac{\tau_a}{\tau_{BK}/j} = 1$

Tabelle 10.1: Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 10.13 ($P_{ü} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 560 N versagt das Bauteil nach 350'000 Zyklen

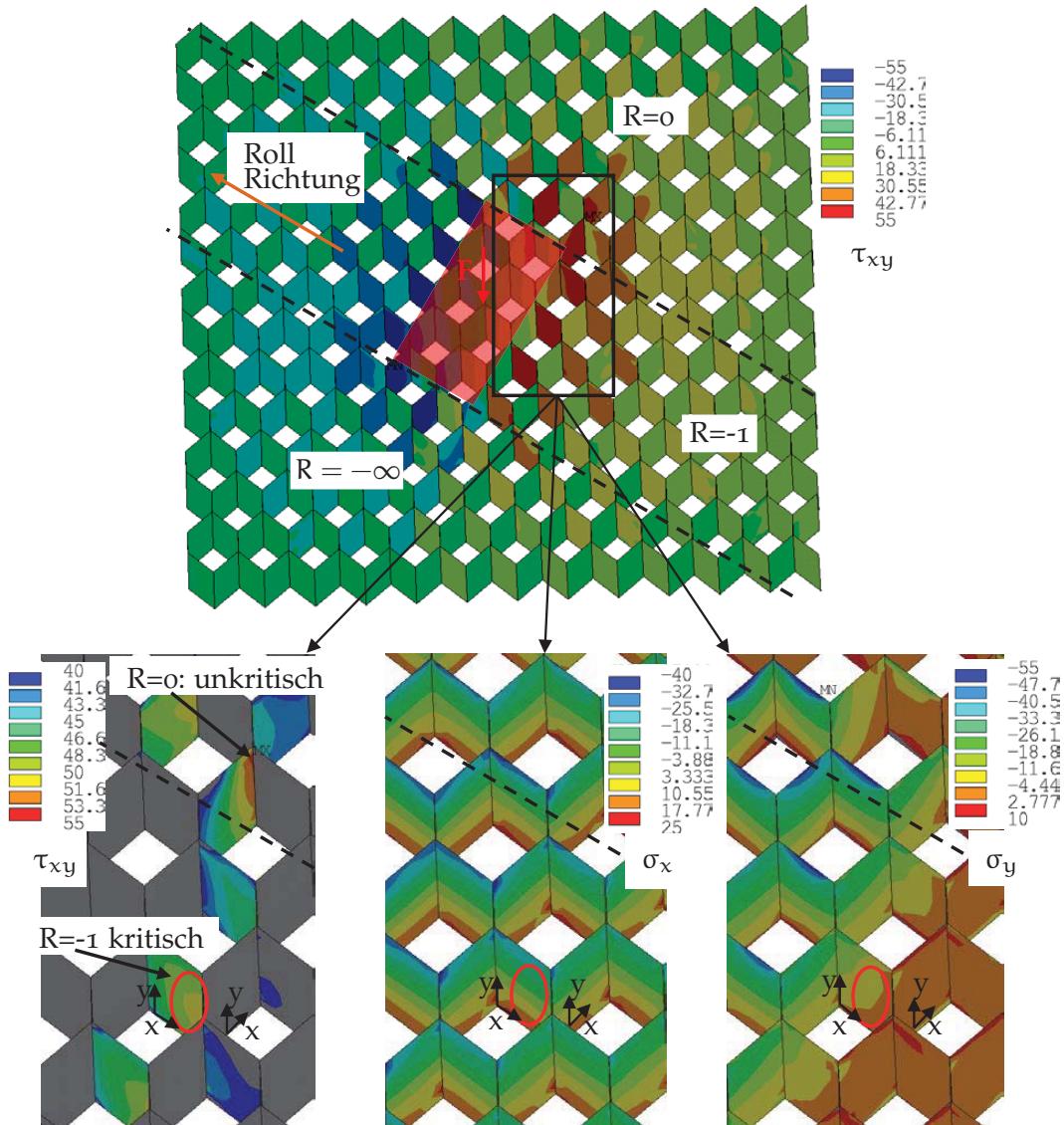


Abbildung 10.13: Spannungen im Wabenkern während des Food-Cart Roller Tests
(Last=560 N pro Rad, 62° , Elementkoordinatensystem)

10.3 VERIFIKATION DER ERMÜDUNGBERECHNUNG

Die Berechnungsergebnisse der Food-Cart Roller Versuche in Kapitel 10.2 können in Schwingfestigkeitsdiagrammen (Abbildung 10.14) mit den Versuchsergebnissen in Kapitel 10.1 verglichen werden. Die Schwingfestigkeitsdiagramme ähneln den Kurven des pulsierenden Rollenversuches (Abbildung 9.7) sehr stark. Beide Versuche können fast identische Lastamplituden ertragen. Aufgrund des unterschiedlichen Lastverhältnisses R beider Versuche ist die maximale Last des pulsierenden Rollenversuches doppelt so hoch als beim Food-Cart Roller Versuch. Letzterer besitzt also eine niedrigere Mittelspannung, jedoch ist die Lasteinleitungsfläche auch kleiner aufgrund der niedrigeren Last. Diese beiden Effekte löschen sich gegenseitig teilweise aus, sodass die Kurven fast identisch aussehen.

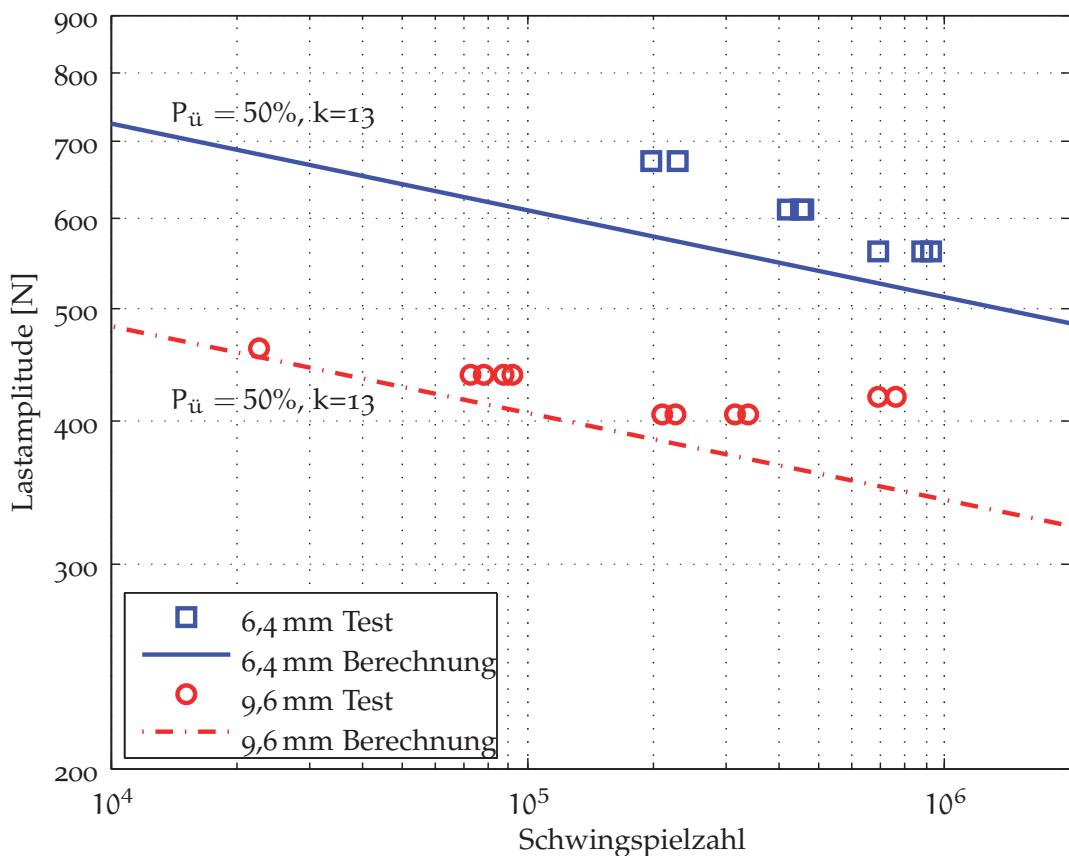


Abbildung 10.14: Schwingfestigkeitsdiagramm des Food-Cart Roller Versuches für zwei verschiedene Zellgrößen

In Abbildung 10.6 wurde gezeigt, dass es vier schwächste Stellen in den Paneelen gibt, welche versagen können. Aus diesem Grund wurde der Versuch nach einem ersten Versagen nicht gestoppt, sondern es wurde beobachtet, wann der nächste Schaden auftritt. Aus diesem Grund gibt es in Abbildung 10.14 bei jeder Last immer mehrere Lebensdauerpunkte. Wenn der Schaden so stark ist, dass dieser den Versuchsaufbau beschädigen könnte, wurde der Versuch gestoppt. Aus diesem Grund konnte in den meisten Fällen nur weniger als vier Messpunkte pro Versuch ermittelt werden.

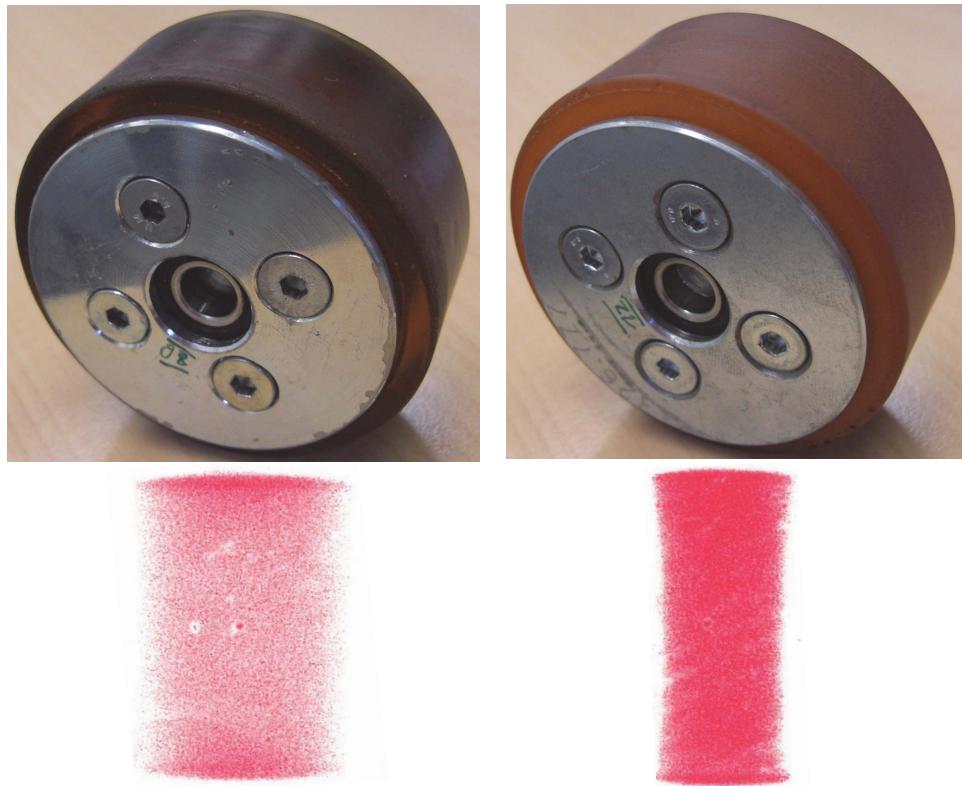


Abbildung 10.15: Abdruck von 2 Rädern des Food-Cart Roller Versuches: Hohe Streuung

Zudem fällt in Abbildung 10.14 auf, dass die Ergebnisse der 9,6 mm Zelle sehr stark streuen. Dies ist aufgrund der Streuung der Materialparameter der Lasteinleitung erklärbar. Die weichste Rolle (Abbildung 10.15 links) hat die Messpunkte bei 700'000 Zyklen erzeugt. Die härteste Rolle (Abbildung 10.15 rechts) den Messpunkt bei 22'000 Zyklen. Dies zeigt, dass die Lasteinleitung einen sehr großen Einfluss hat. Die Streuung der Paneele dagegen ist viel kleiner, da die einzelnen Messpunkte bei einer identischen Last sehr nahe zusammen liegen.

In Abbildung 10.14 kann man erkennen, dass die Berechnung leicht konservativ ist. Eine Ursache hierfür ist, dass die Risswachstumsphase in der Berechnung nicht berücksichtigt wurde.

11

REALBAUTEILVERSUCHE

11.1 EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE: REALBAUTEILVERSUCHE

Neben den in Kapitel 8, 9 und 10 beschriebenen normalen rechteckigen Sandwichplatten, welche nur aus zwei Deckblechen und einem Wabenkern bestehen, wurden auch kompliziertere Bauteile untersucht, welche unter anderem mit Aussparungen, An- oder Einbauteilen versehen wurden. Diese Bauteile sind nahe an Realbauteilen aus der Serienproduktion, sodass die herbeigeführten Schäden auch in der Realität auftreten können. Aus diesem Grund werden diese Versuche Realbauteilversuche genannt.

11.1.1 Rampe für Schienenfahrzeuge

Die in Abbildung 11.1 gezeigte Rampe dient gehbehinderten Menschen als Hilfsmittel zum Überbrücken der Stufe zwischen Zug und Bahnsteig mit dem Rollstuhl.

Die untersuchten Rampen sind manuelle Rampen, welche bei Bedarf vom Bahnpersonal bedient werden. Diese Rampen sind in Längsrichtung klappbar ausgeführt, sodass diese gut in einem Schrank von Zügen verstaut werden können. Hier kommen Sandwichstrukturen zum Einsatz, um hohe Steifigkeit und Leichtbau zu kombinieren.

Diese Rampe besteht aus mehreren Bauteilen, wie in der Abbildung 11.1 dargestellt. Das große Profil aus Aluminium ist das schwerste Bauteil mit einem Gewicht von 6 kg. Dieses Profil hat die Funktion, sich im Zug festzuhaken, sodass die Rampe nicht verrutschen kann. Am anderen Ende befindet sich ein weiteres Aluminiumprofil von 2,2 kg, welches den Übergang vom Bahnsteig zur Rampe bildet. Die Verbindung zwischen den beiden Rampenhälften ist mit zwei Scharnieren realisiert. An den Rändern befinden sich zwei Wangen aus Aluminium (0,8 kg), welche das Abrutschen eines Rollstuhlfahrers von der Rampe verhindern soll. An einer Wange ist noch ein Handgriff befestigt. Zwischen diesen Anbauteilen befinden sich zwei Sandwichpaneele. Diese bestehen genau wie in Abbildung 1.1 beschrieben aus Aluminium Deckblechen (5,2 kg), einem Kern aus Aluminium (2,6 kg) und Klebeschichten. Zudem ist der Kern bei jeder Verschraubung und am Rand mit einer Kunststoffmasse (Potting) gefüllt (Abbildung 11.2). Dies ist eine Kunststoffmasse, welche im unausgehärteten Zustand in den Kern gefüllt wird. Nachdem die Pottingmasse ausgehärtet ist, kann diese zur lokalen Verstärkung des Kerns benutzt werden. Alle Bauteile sind verklebt und teilweise zusätzlich noch verschraubt oder vernietet.

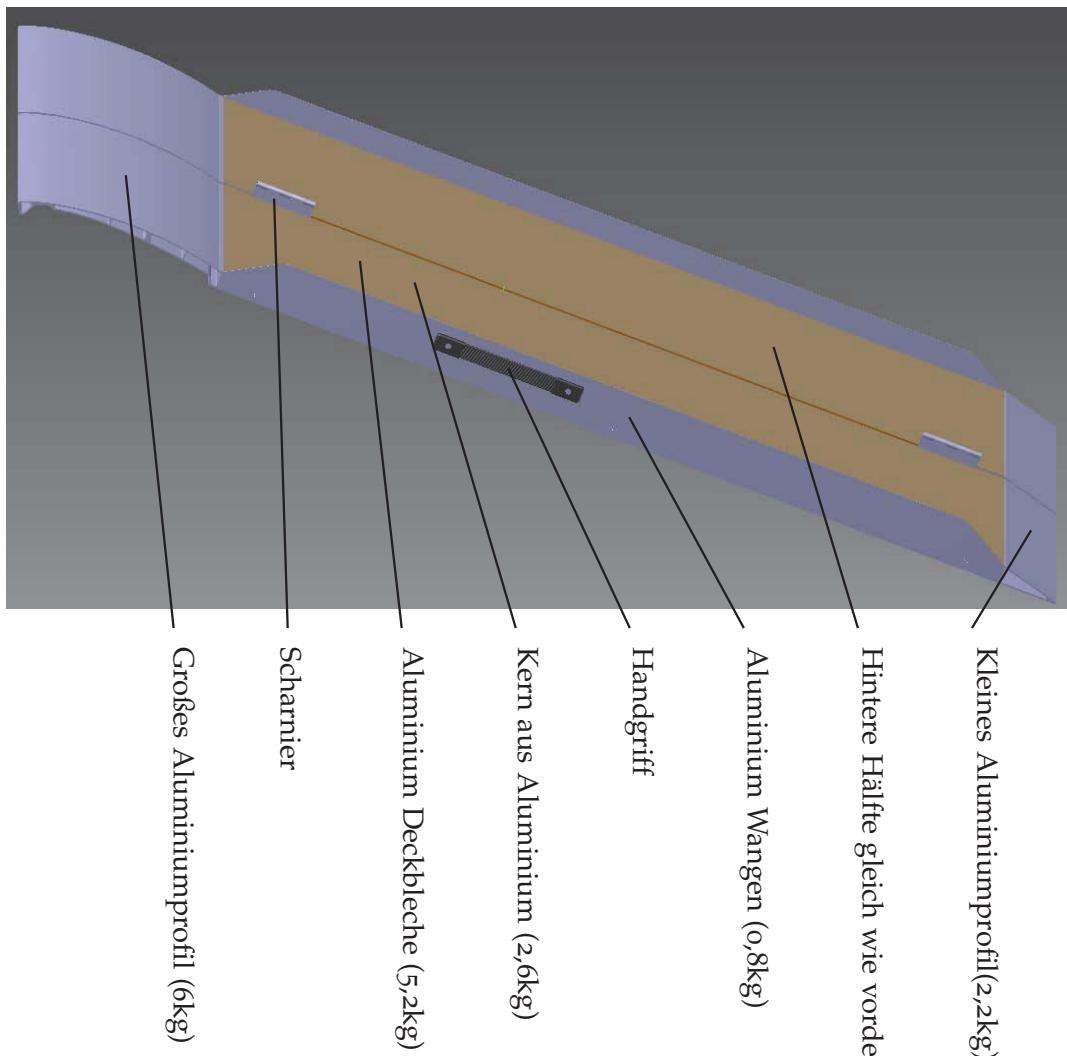


Abbildung 11.1: Bauteile der Rampe



Abbildung 11.2: Wabenkern am Rand mit weißer Pottingmasse gefüllt

Die Rampe hat eine Länge von 1800 mm und im auseinandergeklappten Zustand eine Breite von 907 mm. Alle Komponenten der Rampe besitzen zusammen ein Gewicht von ungefähr 17 kg. Dieses Gewicht ist eigentlich zu hoch, um von jeder Person bequem ohne große Kraftanstrengung bewegt zu werden. Daher werden in Kapitel 11.2.1 Vorschläge gemacht, wie das Gewicht reduziert werden kann. Die Rampe muss nach Verordnung [11] 300 kg tragen können, welche auf einer Fläche von 660 mm x 660 mm mittig eingeleitet wird.

Die Annahme der Verordnung, die Krafteinleitung auf einer Fläche von 660 mm x 660 mm einzuleiten, bildet die Realität nicht genau nach. Aus diesem Grund wurde mit einer Druckmessfolie die Druckfläche der Rollstuhlräder gemessen, für den Fall, dass ein handelsüblicher Rollstuhl, mit einem Reifendruck von 0,75 MPa und einer Zuladung von 120 kg, in einer Rampeneigung von etwa 20% steht. Im Abdruck der Druckmessfolie (Abbildung 11.3) kann man erkennen, dass das Hinterrad eines Rollstuhls eine ovale Druckfläche erzeugt, welche relativ konstant beansprucht wird.

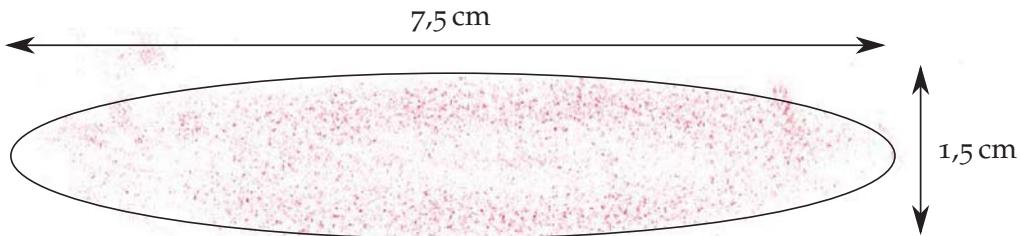


Abbildung 11.3: Druckfläche des Hinterrades eines Rollstuhls bei einer Last von 120 kg und einem Reifendruck von 0,75 MPa

Da die Verwendung eines richtigen Rollstuhlrades zur Krafteinleitung umständlich gewesen wäre, wurde die Last mit einem Elastomerstempel eingeleitet, welcher eine ähnliche Kontaktfläche wie ein Rollstuhlradsatz besitzt. In Abbildung 11.4 ist der Versuchsaufbau dargestellt. Die Rampe ist symmetrisch bezüglich ihrer Längsachse, was dazu führt, dass es ausreicht, nur eine Hälfte der Rampe zu testen. Die Rampe wird von unten belastet, ist also umgekehrt angeordnet wie in der Realität. Auf einer Seite ist die Rampe nur aufgelegt und kann horizontal gleiten (entspricht Bahnsteig), auf der anderen Seite liegt die Rampe in einer Nut, sodass sie nicht verschoben werden kann (Fest-Los-Lagerung).

Die Last wurde zyklisch in Sinusform mit konstanter Amplitude eingeleitet. Die Belastung erfolgte kraftgeregt. Zudem wurden Dehnmessstreifen und Wegsensoren angebracht (Abbildung 11.4). Identisch wie bei den zuvor beschriebenen Versuchen wurde ein Ansteigen des Mittelwertes der Zylinderverschiebung um 50% der Amplitude der Zylinderverschiebung als Schaden definiert.

In Abbildung 11.5 ist das Versagen der Rampe dargestellt. Der Riss entsteht genau an der Stelle, wo das Aluminiumprofil einen kleinen Radius hat. Das große Aluminiumprofil ist also zugleich das schwerste und das schwächste Bauteil. Dies ist schon ein Hinweis, dass dieses Bauteil nicht optimal ausgelegt ist, was auch im Kapitel 11.2.1 noch gezeigt wird.

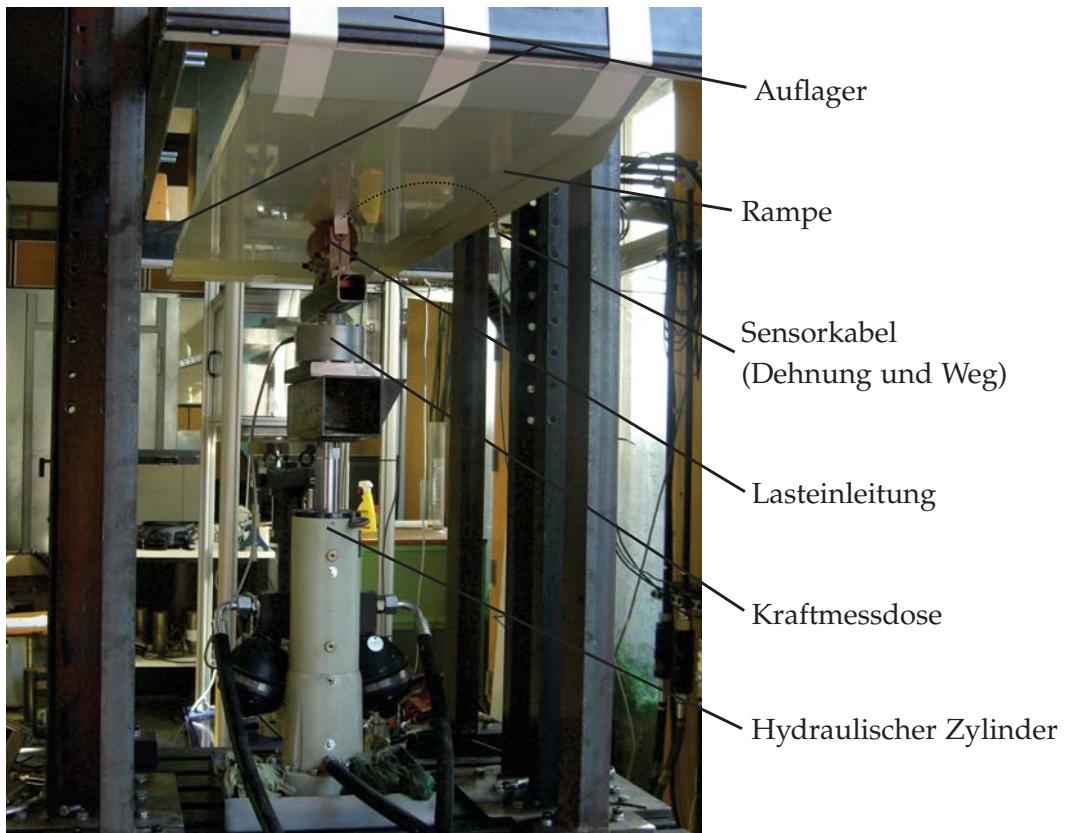


Abbildung 11.4: Versuchsaufbau zum Testen der Rampe



Abbildung 11.5: Versagen der Rampe: Riss im großen Aluminiumprofil

Während der Versuche konnte zudem festgestellt werden, dass in der seitlichen Wange ein Beulmuster entsteht (Abbildung 11.6). Aufgrund der Durchbiegung der Rampe entstehen hohe Druckspannungen in der Wange. Weil die Wange sehr dünn ist, wird die Beulspannung überschritten, sodass ein Beulmuster entsteht. Die Festigkeit der Rampe wird hierdurch jedoch nur unwesentlich eingeschränkt. Es ist jedoch ein unschönes Detail.



Abbildung 11.6: Wange beult bei einer Belastung

11.1.2 Probe mit Aluminiumeinleger (Insert)

Da das Versagen der Rampen nicht im Sandwichpaneel stattfand, wurde die Rampe so umgebaut, dass das Versagen in den Sandwichkern verlagert wird. Das große Aluminiumprofil wurde durch ein kleineres rechteckiges Aluminiumrohr ersetzt, welches stabiler ist. Die Maße der neuen Probe sind in Abbildung 11.7 dargestellt.

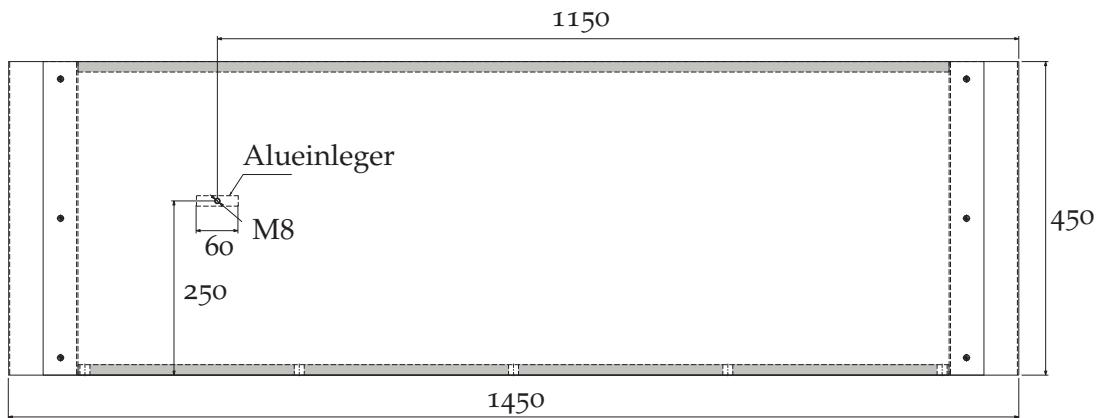


Abbildung 11.7: Probe mit Alueinleger

Um keine ähnliche Versagensform wie in Kapitel 9.1 zu erhalten, wurde die Last nicht über ein Rad wie in Kapitel 9.1 eingeleitet, sondern es wurde ein Aluminiumeinleger in den Kern eingesetzt. Solche Aluminiumeinleger werden häufig benutzt, um Verschraubungsstellen, welche Kräfte übertragen müssen, zu verstärken (z. B. Befestigung von Sitzen im Flugzeug). In Abbildung 11.8 ist ein solcher Einleger dargestellt, bevor die Deckbleche mit dem Wabenkern verklebt wurden.

In den Aluminiumeinleger wurde ein Gewindeloch gebohrt, sodass die Kraft über dieses Gewinde eingeleitet werden kann (Abbildung 11.9). Der Versuchsstand wurde mithilfe der Kraftmessdose, mit einem konstanten Sinussignal, kraftgeregt betrieben. Genau über der Krafteinleitung wurde ein Wegsensor angebracht. Dieser Wegsensor diente nur der Kontrolle des Wegsignals aus dem hydraulischen Zylinder.

Die Versuche wurden bis zum Versagen der Probe durchgeführt. Die Proben haben knapp neben dem Aluminiumeinleger versagt (Abbildung 11.10), wo die Schubspannungen am höchsten sind. Das heißt, dass der Kern aufgrund der Schubspannungen versagte.



Abbildung 11.8: Wabenkern mit eingefügtem Aluminiumeinleger

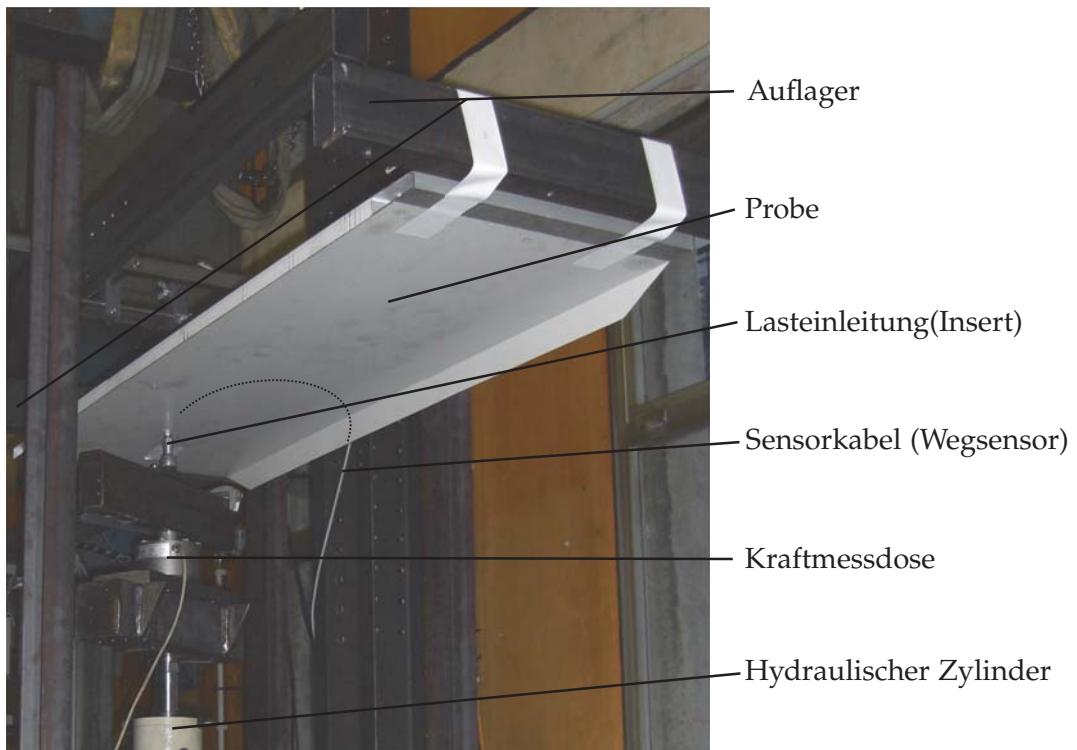


Abbildung 11.9: Versuchsaufbau zum Testen der Probe mit Insert

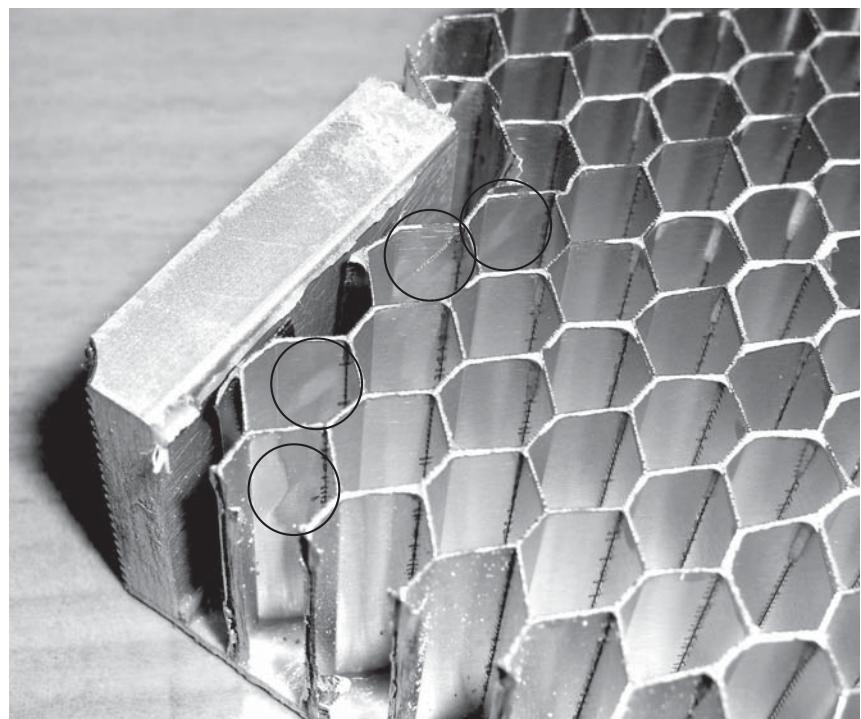


Abbildung 11.10: Schaden im Wabenkern nahe dem Insert bei einer Lastamplitude von 1710 N nach 51000 Zyklen (Nur ein Viertel des Inserts dargestellt)

11.1.3 Probe mit Bohrloch und Kernversagen

Um die Lebensdaueruntersuchungen zu komplettieren, werden in diesem Abschnitt Proben mit Kerben untersucht. Getestet wurde eine Probe mit einem kreisförmigen Loch (Durchmesser: 100 mm) in einem 3-Punkt Biegeversuch (Abbildung 11.11 und 11.12). Solche Löcher können zum Beispiel als Kabeldurchführung dienen. Die Last wurde, wie in Abbildung 11.12 dargestellt, in 30 mm Abstand vom Bohrloch eingeleitet. Der Wabenkern ist in 62°-Richtung orientiert, also in die schwächste Richtung.

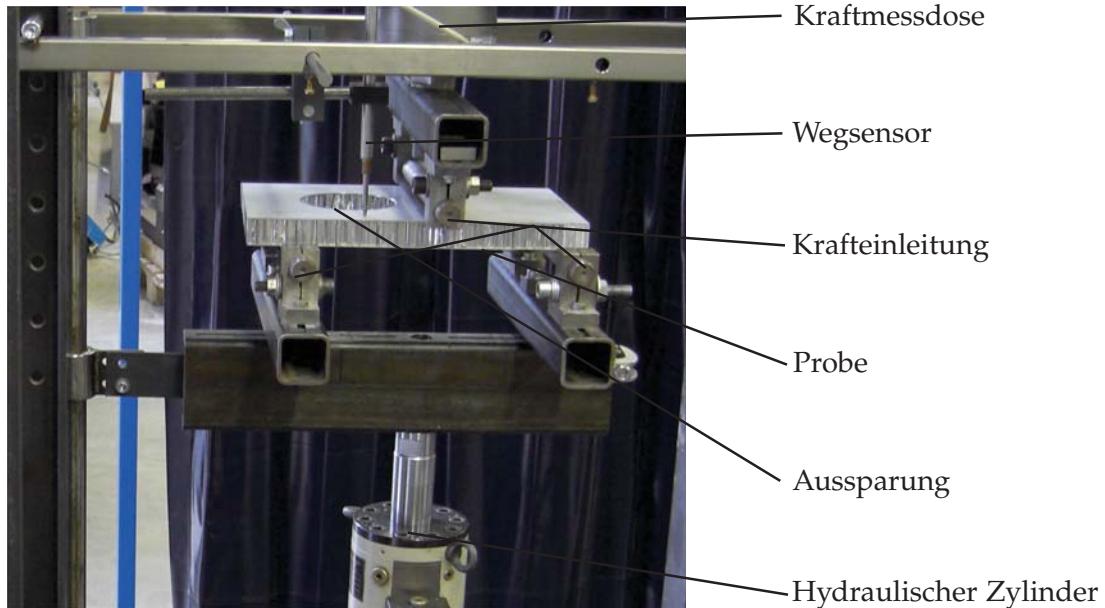


Abbildung 11.11: Probe mit Bohrloch, belastet in einem 3-Punkt Biegeversuch

Wie in allen im Rahmen dieser Arbeit durchgeföhrten Versuche wird die Last kraftgeregelt und mit konstanter Amplitude eingeleitet. Identisch zu den anderen Versuchen wurde als Abbruchkriterium das Ansteigen des Mittelwertes des Zylinderweges benutzt. Es wurden mehrere Versuche bei verschiedenen Lastamplituden gefahren.

Abbildung 11.13a zeigt einen Riss, welcher nach 31'000 Zyklen bei einer Lastamplitude von 2160 N beobachtet werden konnte. Dieser Riss hat die Probe jedoch nicht stark geschwächt. Erst nach 85'000 Zyklen konnte ein weiterer Riss entdeckt werden (Abbildung 11.13a). Anschließend wurde die Probe noch weiter bis zum Erreichen des Abbruchkriteriums bei 170'000 Zyklen belastet.

Nachdem die Versuche abgebrochen wurden, konnte kein Schaden in den Deckblechen festgestellt werden. Zur Untersuchung des Kerns wurde ein Deckblech von der Probe entfernt. Im Kern sind auf der Seite des Lochs mehrere Risse erkennbar (Abbildung 11.14), welche zum Versagen der Struktur geführt haben.

Im folgenden Unterkapitel werden die Realbauteilversuche mithilfe der Finite-Elemente-Methode simuliert, um anschließend die Versuchsergebnisse mit den Berechnungsergebnissen vergleichen zu können (Kapitel 11.3).

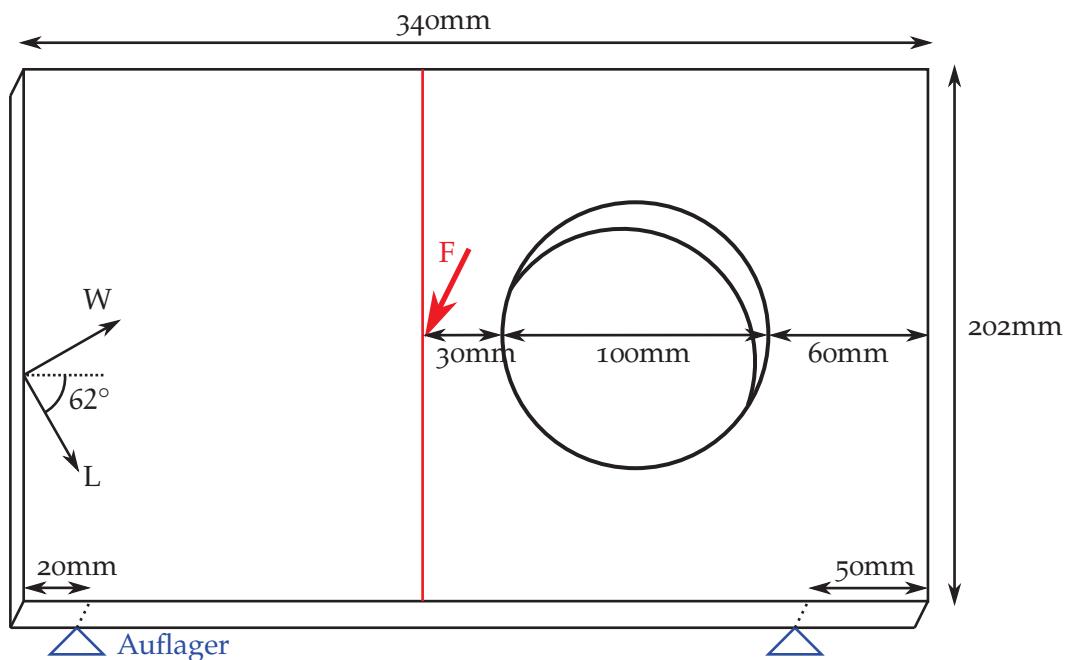


Abbildung 11.12: Geometrie und Lasteinleitung der Probe mit Bohrloch

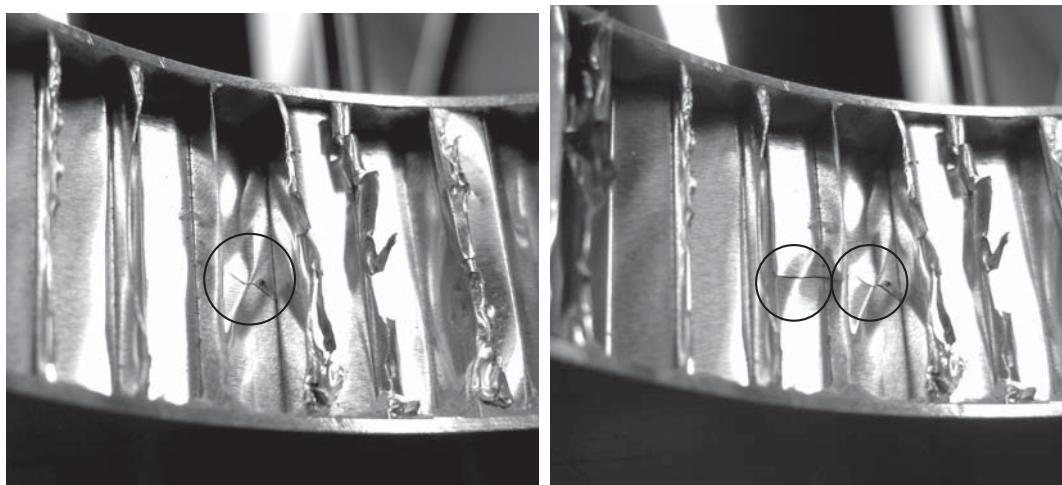


Abbildung 11.13: Erster Riss nach 31'000 Zyklen, zweiter nach 85'000 Zyklen (Lastamplitude: 2160 N)

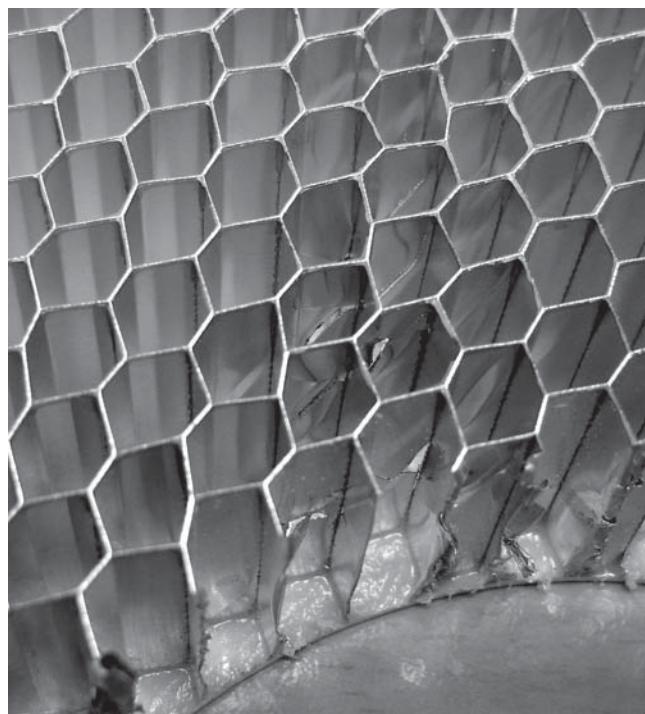


Abbildung 11.14: Schaden nach 170'000 Zyklen (Lastamplitude: 2160 N)

11.2 ERMÜDUNGSBERECHNUNG: REALBAUTEILVERSUCHE

11.2.1 Ermüdung: Rampe für Schienenfahrzeuge

Es wurde ein Finite-Elemente Modell der Rampe mit relativ grobem Netz erstellt (Abbildung 11.15). Die Randbedingungen wurden dem Versuch entsprechend angebracht, sodass die Verschiebungen des linken großen Aluminiumprofils in alle Richtungen blockiert sind, und im rechten kleinen Profil sind nur die vertikalen Verschiebungen (z-Richtung) blockiert. Die Krafteinleitung wurde über mehrere Knoten verteilt in vertikaler Richtung eingeleitet, identisch wie im Versuchsaufbau. Der Kern ist in diesem Modell homogenisiert, da in einem ersten Schritt nur das globale Verhalten der Struktur untersucht werden soll.

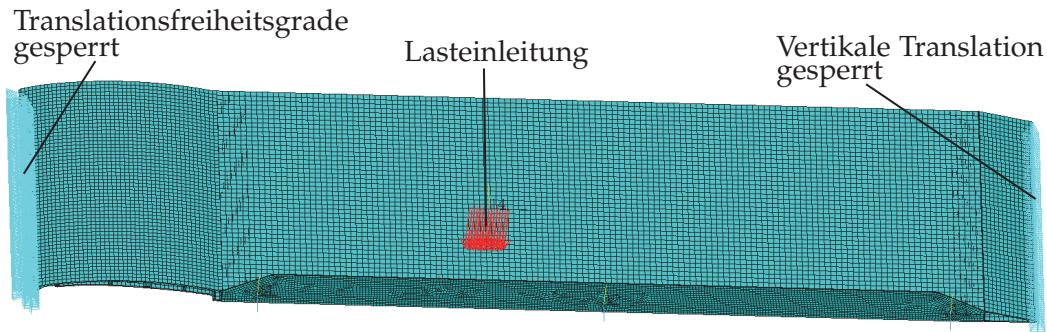


Abbildung 11.15: Finite-Elemente Modell der Rampe mit Randbedingungen

Nach Verordnung [11] muss eine Maximallast von 1500 N pro Rampenhälfte bei sehr niedrigen Zyklenzahlen ertragen werden. Diese Last wurde hier auf 2200 N erhöht, um eher ein Versagen herbeizuführen. Bei einer Belastung der Rampe wird die seitliche Wange im oberen Bereich stark auf Druck beansprucht, sodass hier Beulen auftreten kann. Aus diesem Grund ist es wichtig, große Verformungen in der Simulation zu erlauben. Ansonsten kann ein Beulen dieser Wange in den Ergebnissen nicht erkannt werden. Abbildung 11.17 zeigt, dass bei einer Belastung von 2200 N (jedoch auch aber schon bei tieferen Lasten) die Wange identisch wie im Versuch (Abbildung 11.6) mit mehreren Verschiebungsmaxima und -minima ausbeult. Dieses Beulen belastet die Verklebung stark und führt zu hohen Biegespannungen. Die Stabilität der Rampe selbst ist jedoch nicht gefährdet, sodass dieses Beulen einfach ignoriert wird. In den Versuchen hat dieses Ausbeulen mit der Zeit auch zu einem Versagen der Klebeschicht zwischen der Wange und dem Paneel geführt.

Abgesehen von der seitlichen Wange treten im großen Aluminiumprofil bei Weitem die höchsten Spannungen auf (Abbildung 11.17: oberes Bild). Das Profil besteht aus einem oberen und einem unteren Blech, wobei das obere Blech bei einer Beanspruchung der Rampe vor allem auf Druck beansprucht wird, und das untere Blech auf Zug. Am Ort der höchsten Spannungen besitzt das untere Blech einen engen Radius, um die Dicke des Profils fast schlagartig zu verändern. Wenn ein gebogenes Blech auf Zug beansprucht wird, dann entstehen Biegespannungen in

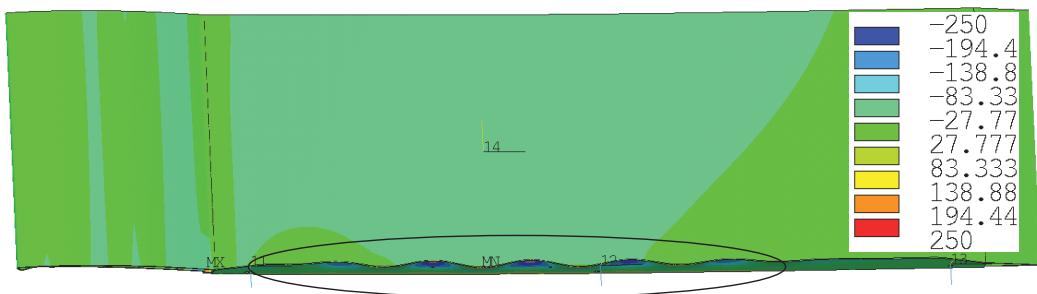


Abbildung 11.16: Seitliche Wange beult in der Simulation mit gleichem Muster als im Versuch (Normalspannung dargestellt)

diesem Blech, welche sich wie in diesem Fall sehr negativ auf die Lebensdauer auswirken.

Die Lebensdauer des Profils kann nach FKM-Richtlinie [14] berechnet werden. Die Maximalspannung von 180 MPa (Abbildung 11.17) führt zu einer Spannungsamplitude von 81 MPa. Das Material besitzt eine Wechselfestigkeit von etwa 70 MPa. Dieser Wert ist nach Materialdatenblatt und FKM-Richtlinie abgeschätzt, kann jedoch leicht verschieden sein, da keine Materialversuche mit dieser Legierung durchgeführt wurden. Unter Berücksichtigung des Konstruktionsfaktors (0,96), Mittelspannungsfaktors (0,83) und Betriebsfestigkeitsfaktors (1,35), erhält man eine Lebensdauer von 93'000 Zyklen. Daraus folgt, dass das Profil für diese Anwendung mehr als ausreichend dimensioniert ist, da 93'000 Zyklen bei einer Last von 2200 N sehr hoch sind für eine Rampenhälfte.

Eine Entschärfung des Radius, wie in Abbildung 11.17 unten dargestellt reduziert die Spannungen um über 60%. Zudem sinkt die gesamte Durchbiegung der Rampe bei der neuen, im Vergleich zur ursprünglichen, Variante von 23mm auf 13mm. Theoretisch könnten die Wandstärken gedrittelt werden, und somit das Gewicht auch, ohne Einschränkungen bezüglich der Festigkeit und der Steifigkeit zu erhalten. Dies ist ein Verbesserungsvorschlag, der jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht umgesetzt werden konnte.

Zudem sind die Deckbleche nur sehr wenig beansprucht (maximal 50 MPa). Aus Sicht der Festigkeit könnte die Wandstärke der Deckbleche auch verringert werden. Dadurch sinkt jedoch auch die Steifigkeit der Rampe, was dazu führt, dass das Gewichtseinsparungspotenzial limitiert ist.

Der Kern spielt nur eine kleine Rolle bezüglich der Steifigkeit, somit kann bei diesem das Gewicht besser optimiert werden. Nach Verordnung [11] muss die Rampe eine Last von 300 kg auf einer Fläche von 4350 cm^2 ertragen. Die Simulationen und Versuche haben gezeigt, dass der Kern diese Last dauerhaft ertragen kann, wenn die Last auf einer Fläche von 10 cm^2 eingeleitet wird. Somit kann ein Wabenkern mit einer wesentlich geringeren Dichte gewählt werden, und eine Gewichtsreduzierung von 1 kg ist problemlos möglich.

Mithilfe der vorherigen Untersuchungen und Lebensdauervorhersagen kann das Gewicht der Rampe um mindestens 5 kg (großes Profil 4 kg + Kern 1 kg) reduziert werden, was einer Gewichtsreduktion von 30% entspricht. Dies bringt eine Reduktion der Materialkosten und somit auch der Gesamtkosten. Es konnte gezeigt wer-

den, dass mithilfe von Finite-Elemente Berechnungen ein reales Bauteil optimiert werden kann.

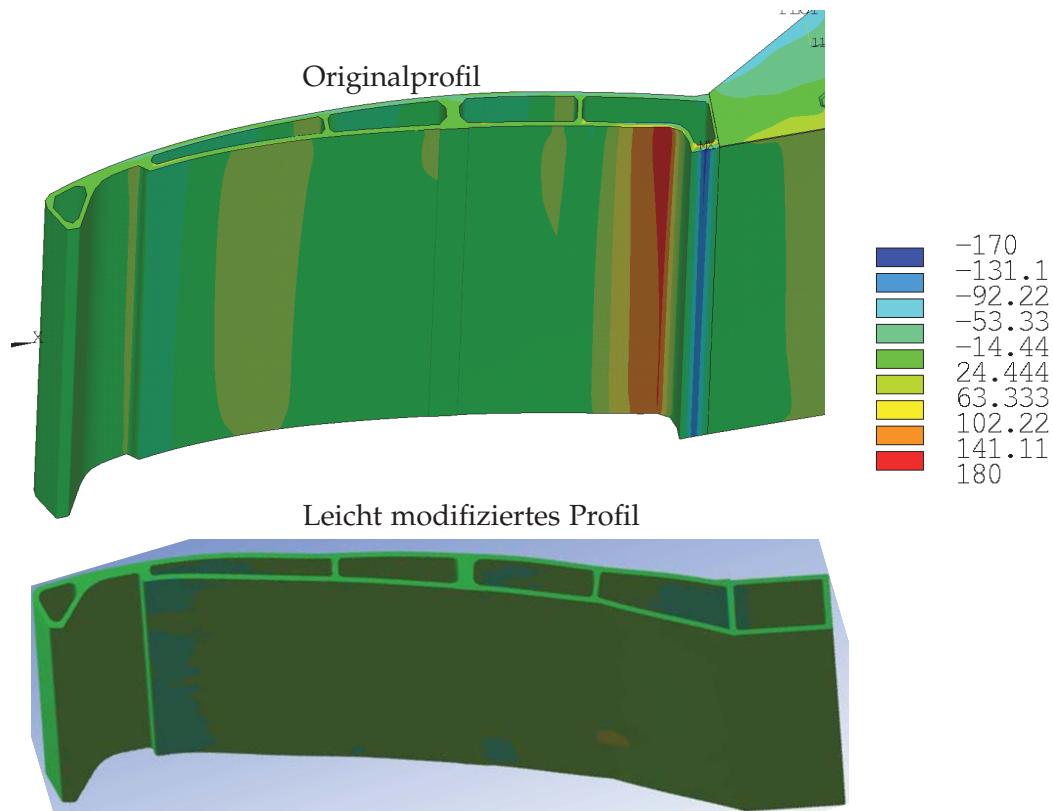


Abbildung 11.17: Normalspannungen im großen Aluminiumprofil: Originalprofil und Profil mit verbesserter Geometrie (Last: 2200 N)

11.2.2 Ermüdung in der Nähe von Aluminiumeinleger

Aluminiumeinleger werden benutzt, um einen Kern lokal zu verstärken, zum Beispiel in der Nähe von Verschraubungsstellen. In Abbildung 11.18 ist das Modell mit Aluminiumeinleger dargestellt, welches in Kapitel 11.1.2 experimentell getestet wurde. Um die Rechenzeit zu reduzieren, wurde mit einem homogenisierten Modell und einem Submodell gearbeitet (Kapitel 6.4). Wie in der Realität ist der Einleger nur mit den Deckblechen verbunden und nicht mit dem Wabenkern. Die Last wurde auf dem Aluminiumeinleger in vertikale Richtung eingeleitet.

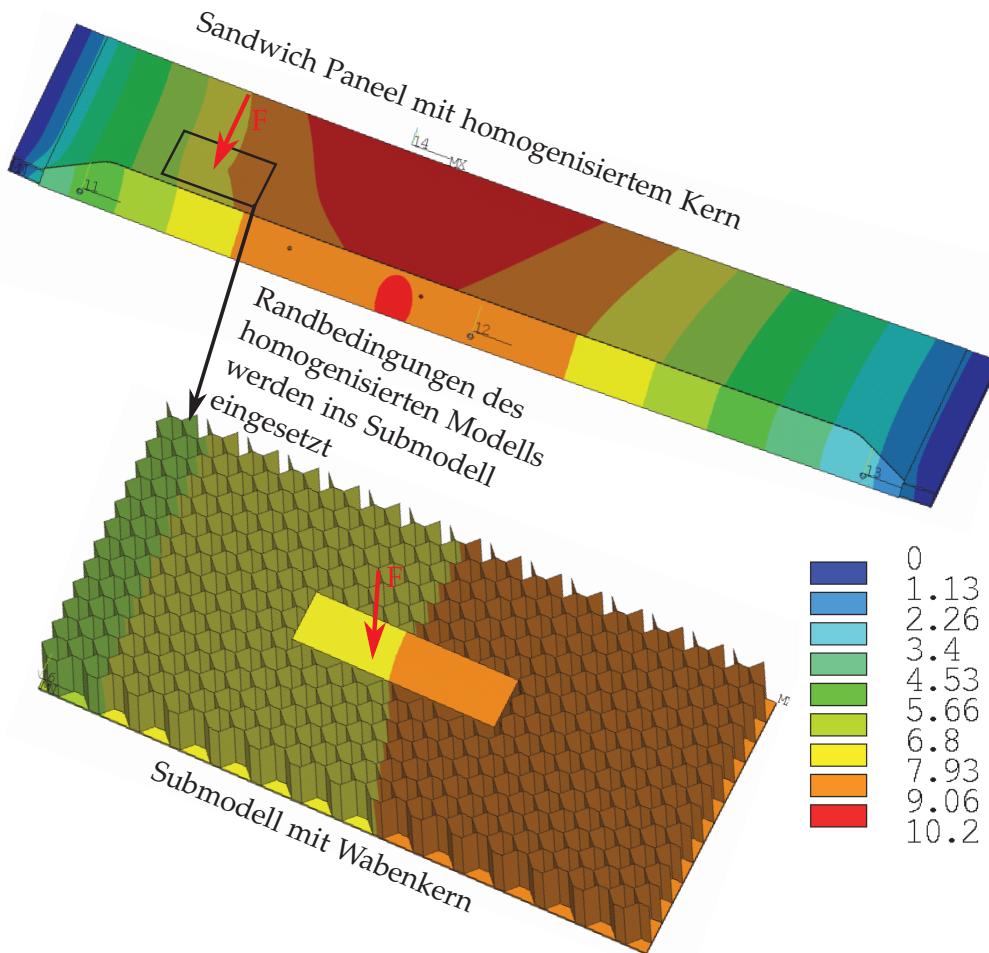


Abbildung 11.18: Verschiebung des gesamten Modells mit Aluminiumeinleger und homogenisiertem Kern (oben), anschließend des Submodells (unten)

Die Ermüdberechnung funktioniert in diesem Fall sehr ähnlich wie im Kapitel 9.2. Die Schubspannung von 108MPa (Abbildung 11.19) führt bei einer Lebensdauer von 60'000 Zyklen zu einem Auslastungsgrad auf Schub von 0,97. In y-Richtung ist die Normalspannung fast null. In x-Richtung ist eine Druckspannung von 35MPa vorhanden. Durch die negative Mittelspannung hat die Druckspannung nur einen sehr kleinen Einfluss auf die Lebensdauer. Der zusammengesetzte Auslastungsgrad (Schub- und Normalspannungen) ist genau 1 bei einer Lebensdauer von 60'000 Zyklen.

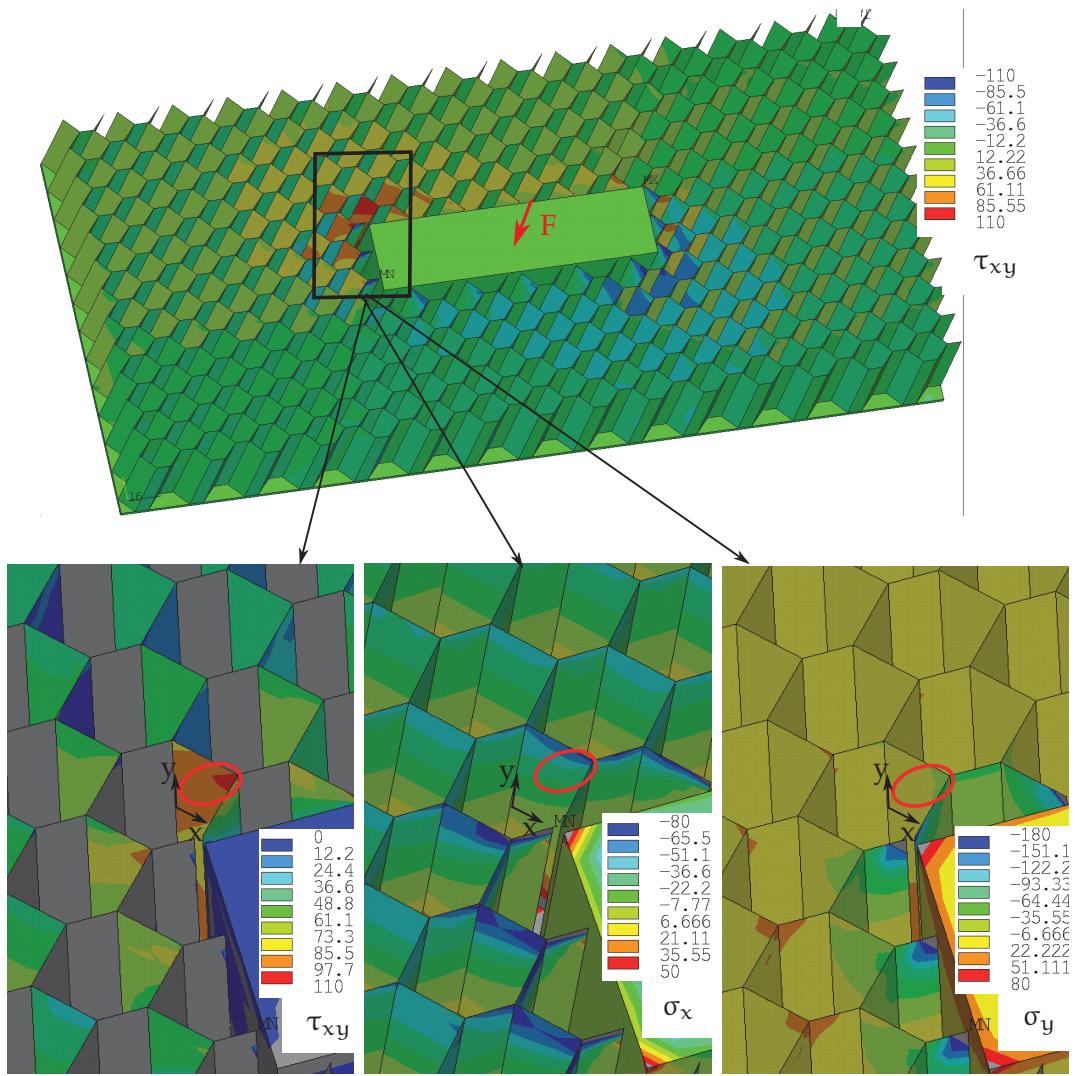


Abbildung 11.19: Spannungskomponenten im Submodell mit Wabenkern und Aluminiumeinleger bei einer Lastamplitude von 1710 N

11.2.3 Ermüdung: Bohrloch und Kernversagen

In allen bisher analysierten Versuchen mit Schubversagen im Kern wurden immer quaderförmige Kerne ohne Aussparung beansprucht. Dies führte dazu, dass mehrere Zellwände des Kerns mit der maximalen Schubspannung beansprucht wurden und somit hat ein Riss immer auch schnell zu einem gesamten Versagen der Struktur geführt.

Wenn ein Loch in der Struktur vorhanden ist, werden dagegen nur wenige Zellwände um das Loch maximal beansprucht (Abbildung 11.20), sodass die Funktion der Struktur bei einem Riss noch nicht beeinträchtigt wird. Risse in den höchst beanspruchten Zellwänden bedeuten noch kein Versagen der gesamten Struktur.

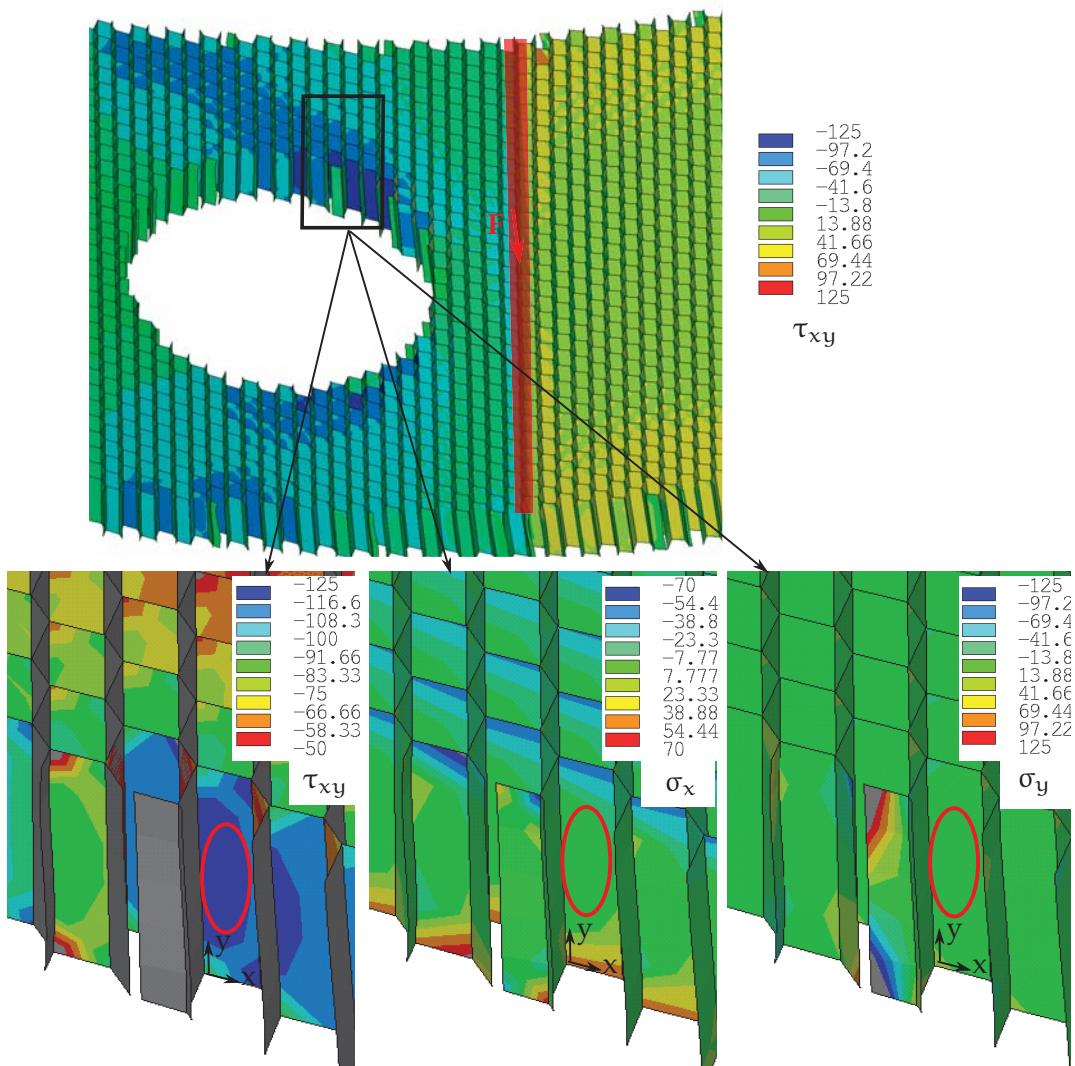


Abbildung 11.20: Spannungskomponenten im Kern einer Probe mit Bohrloch (Lastamplitude=2160 N, Kernorientierung 62°, Elementkoordinatensystem)

In der Simulation in Abbildung 11.20 ist die Probe mit 4800 N beansprucht. Eine maximale Last von 4800 N entspricht einer Lastamplitude von 2160 N ($R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}} = 0,1$). Die höchstbeanspruchte Zelle am Rand der Aussparung

wird mit 121 MPa beansprucht und hält somit nach FKM-Richtlinie 18'000 Zyklen (genau gleiches Berechnungsvorgehen wie in Tabelle 9.1). Die höchstbeanspruchte Zelle, welche sich nicht ganz am Rand der Aussparung befindet, überträgt nur noch eine Schubspannung von 90 MPa, was einer Lebensdauer von 900'000 Zyklen entspricht. Man kann also erkennen, dass der Zeitpunkt eines ersten Risses und eines Strukturversagens stark auseinanderliegen kann.

Wenn jedoch ein Riss entstanden ist, können sich die Spannungen umlagern, so dass andere Wabenzellen höher beansprucht werden. Abbildung 11.21 zeigt, dass die Nachbarzellen von einer zerstörten Zelle leicht höhere Lasten ertragen müssen. Das heißt, dass ein Riss immer weiter wachsen wird, bis zu einem Versagen der gesamten Struktur. Wie schnell dies passiert, ist jedoch sehr schwierig zu simulieren, da die Struktur überall Klebestellen und Zellübergänge besitzt. Risswachstumsberechnungen in diesen Strukturen sind noch unerforscht. Es kann also nur ein erster Riss vorhergesagt werden, jedoch nicht seine Wachstumsgeschwindigkeit (siehe Ausblick: Kapitel 13).

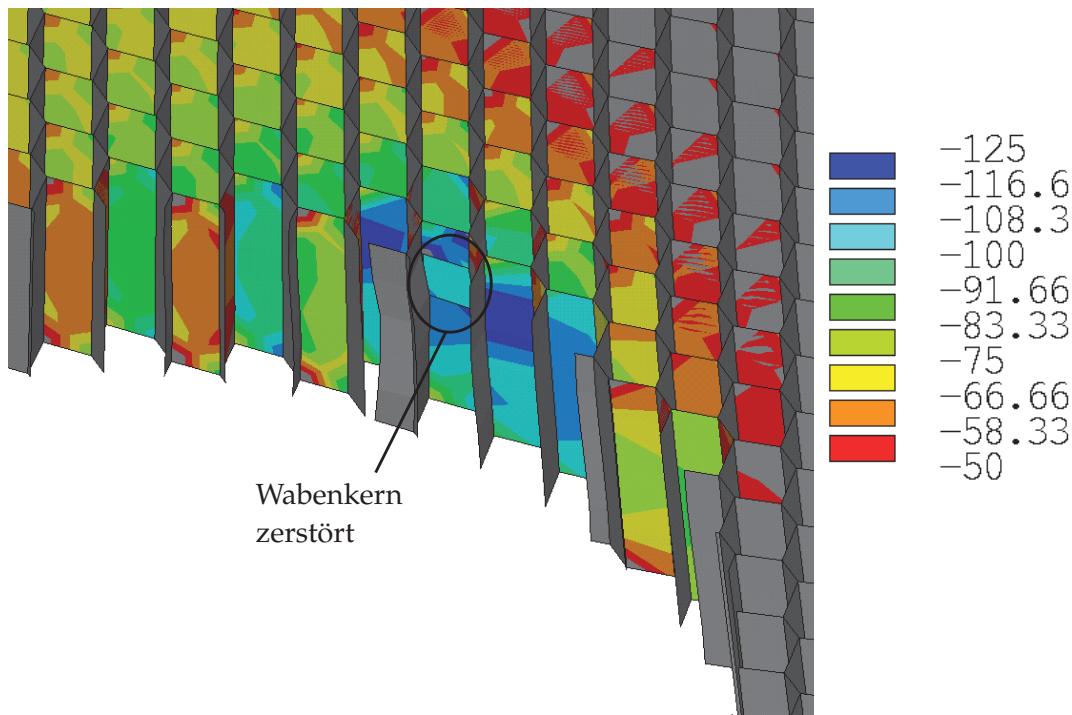


Abbildung 11.21: Schubspannungen im Wabenkern einer Probe, wenn eine Wabenzelle zerstört ist

11.3 VERIFIKATION DER ERMÜDUNGSBERECHNUNG

Die Lebensdauervorhersagen der realen Bauteile sind in Abbildung 11.22 mit den Versuchsergebnissen verglichen. Man kann erkennen, dass alle Ergebnisse weniger als 10% in der Lastamplitude voneinander abweichen. Die Berechnungen, der Rampenversuche und der Versuche mit Bohrloch, liegen leicht auf der konservativen Seite. Die Paneele mit Aluminiumeinleger wurden dagegen in der Berechnung leicht überschätzt. Dies kann man auf eine unpräzise Fertigung der Paneele zurückführen. In Abbildung 11.8 wird gezeigt, dass verschiedene Nachbarzellen des Inserts schon bei der Fertigung beschädigt wurden.

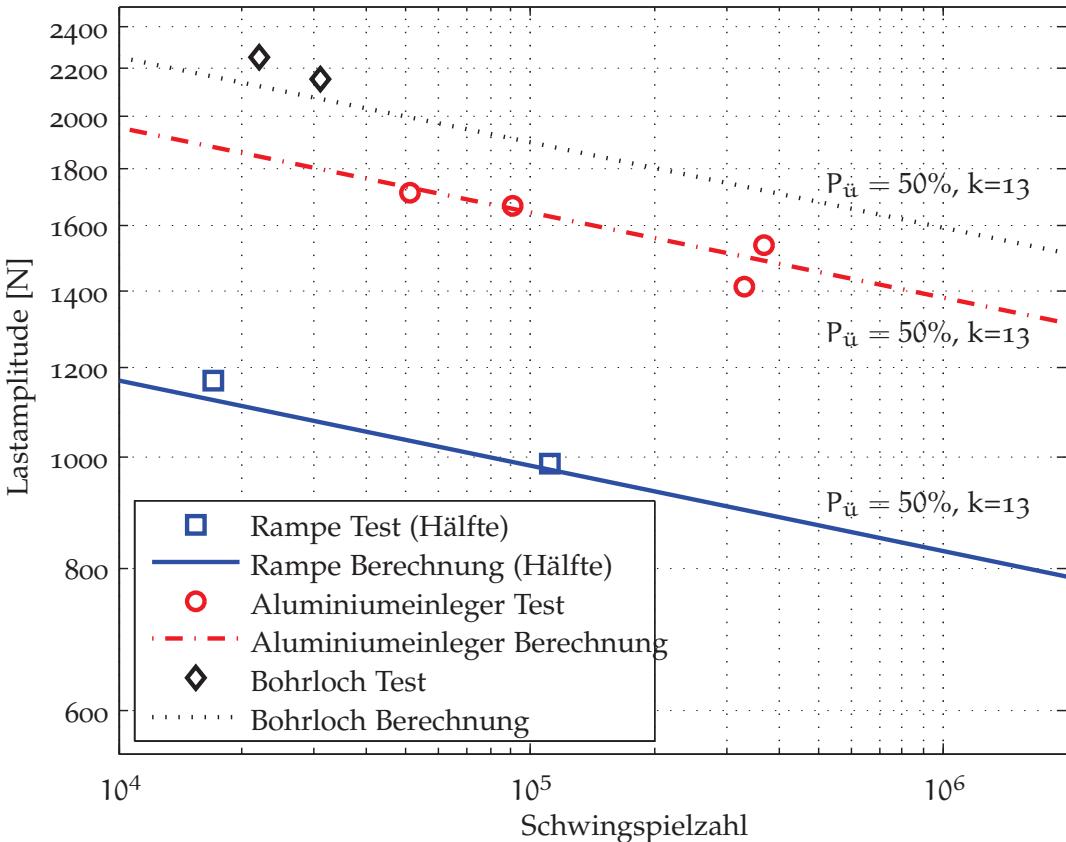


Abbildung 11.22: Schwingfestigkeitsdiagramm der Realbauteilversuche: Versuchsergebnisse und Berechnungsergebnisse

Abschließend kann man sagen, dass die Lebensdauer von allen getesteten Bau teilen mit einer gewissen Streuung sehr gut berechnet werden konnte. Eine Lebensdauerberechnung hängt von sehr vielen Faktoren ab, sodass die ermittelten Abweichungen fast nicht vermeidbar sind. Zum Beispiel eine Abweichung der Lasteinleitungshärte kann große Auswirkungen haben (Abbildung 10.15). Kotte und Eulitz [63] haben zum Beispiel in einfachen experimentellen Materialversu chen mit Stahl Streuspannen von 2,5 bis 3,5 ermittelt.

$$\text{Streuspanne} = \frac{\text{Lebensdauer mit } 10\% \text{ Überlebenswahrscheinlichkeit}}{\text{Lebensdauer mit } 90\% \text{ Überlebenswahrscheinlichkeit}} \quad (11.1)$$

Da es vor diesem Projekt noch sehr wenig Wissen über Lebensdauerberechnungen des Wabenkerns in der Literatur vorhanden war, können diese Resultate als ein großer Fortschritt gesehen werden.

Teil V

RESÜMEE

12

SCHLUSSFOLGERUNG

Zwei verschiedene Versagensarten des Wabenkerns aus Aluminium wurden untersucht: Kerneinbuchtung und Schubversagen. Kerneinbuchtung tritt auf, wenn eine Sandwichstruktur so stark mit einer Querlast beansprucht wird, dass die Wabenzellen im Kern beulen. In der Praxis sollen Sandwichstrukturen so dimensioniert werden, dass kein Beulen auftreten kann. Die Beullast kann mit einer Finite-Elemente Simulation berechnet werden, sodass unterdimensionierte Stellen verstärkt werden können (höhere Kerndichte oder Kern lokal verstärken mit einem Einleger (Insert) oder einer Pottingmasse). Die zweite Versagensart, das Schubversagen, kann mithilfe einer statischen Finite-Elemente-Analyse untersucht werden. Anschließend ist es möglich die Lebensdauer in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für Einstufenbelastung zu berechnen.

Das Beulversagen wurde mithilfe von zyklischen 3-Punkt Biegeversuchen experimentell untersucht und mit den numerischen Finite-Elemente-Analysen verglichen. Die Proben haben im Versuch nicht versagt (Lebensdauer größer 10^6 Zyklen), wenn kein Beulen auftritt (in der Simulation). Wenn die Last jedoch die Beullast überschreitet, steigen die Spannungen im Kern stark an, sodass die Lebensdauer sehr schnell fällt (10% höhere Lastamplitude bewirkt eine Reduktion der Lebensdauer um Faktor 100). Aus diesem Grund darf ein Beulen nicht toleriert werden.

Die Lebensdauerabschätzung bei Schubversagen wurde für zwei verschiedene Zellgeometrien validiert. Zudem wurden mehrere unterschiedliche Belastungsarten untersucht: 3-Punkt Biegeversuche, pulsierende Rollenversuche, Food-Cart Roller Versuche und Realbauteilversuche. Zu den Realbauteilversuchen gehören Proben mit Anbauteilen, Einlegern (Inserts) und Aussparungen. In allen Fällen liegen die Abweichungen zwischen den Versuchen und den Berechnungen bei maximal 10% der Lastamplitude, wobei die Berechnungen in den meisten Fällen konservativ waren.

Der Beanspruchungsverlauf der Food-Cart Roller Versuche wurde hergeleitet, sodass die ortsbabhängige Lasteinleitung in einer statischen Finite-Elemente-Analyse untersucht werden kann. Obwohl die Spannungen in diesem Fall nichtsynchron verlaufen, kann die Lebensdauer trotzdem abgeschätzt werden. Beim Food-Cart Roller Versuch erzeugt die Rollbewegung unter dem Rad einen wechselnden Schubspannungsverlauf über die Zeit. Aus diesem Grund dürfen die maximalen Kräfte nur etwa halb so hoch sein wie beim pulsierenden Rollenversuch (schwellender Schubspannungsverlauf).

Die Realbauteilversuche haben gezeigt, dass eine Lebensdaueranalyse genutzt werden kann, um das Gewicht eines Bauteils zu optimieren. Die Lebensdauerun-

tersuchungen haben einerseits gezeigt, wann ein Bauteil versagt, und andererseits wann ein Bauteil (teilweise) überdimensioniert ist. Es konnten mehrere Vorschläge gemacht werden, wie die untersuchte Rampe optimiert werden kann. Zudem konnte die Lebensdauerberechnung in der Umgebung von Einlegern und Einsparungen verifiziert werden. In der Nähe von Einsparungen kann es vorkommen, dass die Risswachstumsphase viel größer sein kann, als die Rissentstehungsphase. In diesem Fall kann die Entstehung der ersten Risse berechnet werden.

Eine Lebensdaueranalyse von Sandwichstrukturen soll wie folgt durchgeführt werden:



Einige analytische Herleitungen haben es ermöglicht, den Einfluss der Kernorientierung auf die Schubspannungen zu ermitteln. Wenn der Wabenkern in L-Richtung (0°) orientiert ist, sind die Spannungen minimal (weil die Spannungen optimal verteilt sind). Die L-Richtung ist also zugleich die Orientierung mit der höchsten Steifigkeit und der höchsten Festigkeit. In 62° -Richtung erreichen die Schubspannungen im Wabenkern ein Maximum, somit ist dies die Orientierung mit der niedrigsten Festigkeit (im Fall eines regelmäßigen Sechsecks wären es 60°). Die nachgiebigste Richtung ist dagegen nicht 62° , sondern die W-Richtung (90°). Die 3-Punkt Biegeversuche wurden mit unterschiedlichen Kernorientierungen untersucht, sodass bestätigt werden konnte, dass die L-Richtung fester ist als die W-Richtung, und diese ist fester als die 62° -Richtung. Die Food-Cart Roller Versuche haben Versagen an vier verschiedenen Punkten gezeigt. An diesen Punkten beträgt die Kernorientierung immer 62° , sodass dies die schwächste Richtung ist.

Da diese Richtungsabhängigkeit der Spannungen in einem homogenisierten Kern nicht erkennbar ist, wurde die Berechnung der realen Spannungen analytisch hergeleitet. Identische Spannungen im homogenisierten Kern können je nach Kernorientierung um Faktor zwei voneinander abweichen. Vor allem an Stellen mit hohen Spannungsgradienten ist es genauer, die Spannungen in einem Submodell mit Wabenkern numerisch zu bestimmen.

13

AUSBLICK

In dieser Arbeit konnte ein Konzept zur Lebensdauerberechnung von Aluminium Wabenstrukturen hergeleitet und validiert werden. Um die Lebensdauerberechnung von Sandwichstrukturen mit Wabenkern zu vervollständigen, sollte in Zukunft noch das Versagen der Klebeschicht untersucht werden. Dieses wurde in dieser Arbeit nicht untersucht, da dieses Versagen während der Versuche auch nicht aufgetreten ist. Dies könnte jedoch interessant sein, wenn ein schwächerer Klebstoff oder eine andere Lasteinleitung (z. B. Abscherversuch) gewählt wird. Um ein Klebstoffversagen mit der Finite-Elemente-Methode zu untersuchen, kann die Klebeschicht nicht wie in dieser Arbeit als einfache starre Verbindung angenommen werden. Die genauen Materialparameter des Klebstoffes müssen bekannt sein, sodass dieser mit Volumenelementen realistisch modelliert werden kann. Außerdem benötigt das Modell wesentlich mehr Elemente, wenn realitätsnahe Spannungen in der Klebeschicht berechnet werden sollen.

In Kapitel 2.2 wurden noch weitere, etwas seltener Versagensarten beschrieben, welche noch untersucht werden müssen. Zudem kann der Einfluss von Einlegern (Inserts) weiter untersucht werden, indem die Belastungsart, die Einspannungsart und die Größe variiert werden.

Es wurden nur Sandwichstrukturen mit Aluminiumdeckblech und Aluminiumkern untersucht. Häufig bestehen Sandwichstrukturen jedoch auch aus Nomex, Carbon oder anderen faserverstärkten Kunststoffen. Für diese Materialien ist die FKM-Richtlinie, welche in dieser Arbeit als Basis der Ermüdberechnungen gedient hat, jedoch nicht gültig. Aus diesem Grund müssen für diese Materialien neue Ermüdungskonzepte untersucht werden, oder möglicherweise reicht es aus, die FKM-Richtlinie leicht anzupassen.

Die Lebensdaueranalyse in Anlehnung an die FKM-Richtlinie sollte mit anderen Konzepten verglichen werden, zum Beispiel dem Bruchmechanikkonzept. Dieses kann benutzt werden, um die Risswachstumsgeschwindigkeit zu bestimmen. Die Realbauteilversuche mit Bohrloch haben gezeigt, dass die Risswachstumsphase größer sein kann, als die Rissentstehungsphase. Die Untersuchung von weiteren Konzepten kann zu einer höheren Genauigkeit der Resultate führen.

Zudem müssen noch verschiedene Einflussfaktoren auf die Lebensdauer untersucht werden, wie den Temperatureinfluss oder den Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit (z. B. Stöße). Zudem sollte der Einfluss eines Initialschadens in der Klebeschicht, dem Kern oder dem Deckblech untersucht werden.

Ein weiteres relevantes Thema ist die Entdeckung von Schäden. Da sehr häufig Schäden im Wabenkern entstehen, ist es wichtig die Schäden zu detektieren, ohne die Struktur zerstören zu müssen.

Schlussendlich müssen Sandwichstrukturen neben den mechanischen Anforderungen möglicherweise auch Schalldämm- oder Wärmedämmvorgaben erfüllen, welche untersucht werden sollen.

Teil VI

ANHANG

A

MODELLERSTELLUNG IN ANSYS MIT APDL, VBA UND EXCEL

Zur mechanischen Untersuchung der Sandwichstrukturen wird das Finite-Elemente Programm ANSYS benutzt. Diese Software kann mit zwei unterschiedlichen Benutzeroberflächen bedient werden: ANSYS Classic oder ANSYS Workbench. Die Workbench ist so ausgelegt, dass alle Optionen durch Mausklicks ausgewählt werden können, sodass die Bedienung sehr einfach ist. Die benutzerfreundliche Oberfläche der Workbench führt jedoch auch dazu, dass noch nicht der vollständige Funktionsumfang von ANSYS Classic vorhanden ist. In dieser Arbeit wurde die Classic Benutzeroberfläche gewählt. Hier kann die gesamte Simulation (Modellerstellung, Lösung und Resultatsanalyse) in der eigenen Programmiersprache APDL (ANSYS Parametric Design Language) von ANSYS programmiert werden kann. Die Erstellung des Modells in APDL hat den Vorteil, dass sich kleine Anpassungen am Modell sehr einfach vornehmen lassen und sogar automatisieren lassen. Man ist somit sehr flexibel.

Die Zellen des Wabekerns sind regelmäßig über die Fläche verteilt, sodass die Geometrieerstellung sehr einfach programmiert werden kann (keine CAD-Software ist nötig). Die APDL-Codeerstellung wurde in Microsoft Excel programmiert, da in Excel immer wiederkehrende Befehle sehr leicht (mit kleinen Modifikationen) kopiert werden können. Die Erstellung jedes Keypoints und jeder Fläche benötigt eine Codezeile, sodass in Excel sehr lange Codes erstellt wurden. Um dies zu beschleunigen, wurde die Erstellung des Codes zur Erstellung der sehr regelmäßigen Sechseckstruktur in der Excel Programmiersprache VBA automatisiert (theoretisch kann dies auch in der ANSYS-Programmiersprache APDL gemacht werden, der Autor findet es aber einfacher so). Nachdem der gesamte APDL-Code in Excel erstellt wurde, kann dieser in ANSYS kopiert werden, und die gesamte Simulation läuft durch, ohne irgendwas auswählen zu müssen.

Die praktische Umsetzung ist in Abbildung A.1 dargestellt. Im abgebildeten Excel-Interface können alle gewünschten Parameter (Geometrie, Materialien, Lasteinleitung, Imperfektionen und Simulationsparameter) eingetragen werden. Durch einen Klick auf die Schaltfläche „Codegenerierung“ wird der VBA-Code ausgeführt, sodass der ANSYS APDL-Code erstellt wird. Anschließend kann der Code in ANSYS ausgeführt werden, indem die Schaltfläche „ANSYS BATCH RUN“ ausgewählt wird.

Natürlich kann das vorher beschriebene Vorgehen auch mit einigen manuellen Schritten kombiniert werden, wenn man nicht jeden Schritt programmieren möchte (z.B. Erstellung der Hexagonstruktur programmieren und anschließend noch einen Einleger (Insert) manuell einfügen). Im Prinzip kann man sagen, dass es sich vor allem lohnt, den Teil der Simulation zu programmieren, welcher immer wiederkehrt (in diesem Fall, vor allem die Modellierung einer Platte mit Wabenkern). Teile die nur einmal simuliert werden müssen (z.B spezielle Anbauteile), können manuell in ANSYS eingefügt werden.

Bericht.xlsxm - Microsoft Excel					
	A	B	C	D	E
1	finish				
2	/clear				
3	/title,	3-PunktBieg			Codegenerierung
4	/prep7				ANSYS BATCH RUN
5					
6	!Notation	Eingabe	Beschreibung	Bsp. 1	Bsp. 2
7	!				
8	a=	3	Zellenlänge/4 in L-Rtg	3	4.5
9	b=	6.4	Zellenhöhe in W-Rtg	6.4	9.6
10	t=	0.08	Dicke Waben	0.08	0.08
11	h=	8.8	Höhe Sandwich	8.8	18.8
12	L=	160	Länge Ungeschnitten	138	141
13	Q=	160	Breite Ungeschnitten	76	76
14	tP=	0.6	Dicke Deckplatte	0.6	0.6
15	!	KINH	Verfestigungsmodell	KINH	KINH
16	!	69500	E-Modul Wabe	69500	69500
17	!	0.33	Querkontraktion Wabe	0.33	0.33
18	!	AlMn1Cu H19	Spannungs- Dehnungskurve Wabe	AlMn1Cu H19	AlMn1Cu H19
19	!	70500	E-Modul Platte	69000	69000
20	!	0.33	Querkontraktion Platte	0.33	0.33
21	!	LINEAR	Spannungs- Dehnungskurve Platte	AlMg3 H44	AlMg3 H44
22	drehs=	0	Unsymmetrische Kraft	0.1	0.3
23	Ky=	0	Ungenauigkeit Waben Keypoints	0.2	0.2
24	ex=	<input checked="" type="radio"/> Steg <input type="radio"/> Dünne W.	Exzentrizität Zylinder	1.5(StegL)/-1.5	-1.6(StegW)/0
25	dreh=	-90	Wabenrtg	-61.9275	-90
26	Fi=	0	Kraft auf Wabe (N/mm^2)	0.02	0
27	hK=	<input checked="" type="checkbox"/> An/Aus	Höhe Klebung	0.5	0.2
28	tk=	0.08	Dicke Klebung	0.2	0.1
29	FF=	2000	Kraft (total auch bei symm)	1900	1600
30	weg=	<input type="checkbox"/> An/Aus	Weggesteuert (nur bis time 1)	-2	-2
31	lager=	102	Lagerabstand (Linien unten)	102	102
32	wegh=	0	Weg der horizontalen Bewegung	0	5
33	weg_fliess=	<input type="checkbox"/> An/Aus	Wieviel Fliessen (mm)	0	0.2
34	!	69	Ort feine Elemente		
35	!	0.5	Grösse Elemente bei Krafteinleitung		
36	lmax_size	2	Grösse grobe Elemente	0.5	0.5
37	typ=	<input checked="" type="radio"/> Stat. <input type="radio"/> Buckle	Statische- oder Buckling-Analyse	Stat	Buckle
38	!	76	Breite geschnitten		
39	!	138	Länge geschnitten		
40	lastbreite=	0	Lastbreite (Linien oben)		
41	!	3	Verschiebung Paneel		
42	!	SHELL281	Elementtyp shell		

Abbildung A.1: Excel-Interface zur Erstellung des ANSYS Codes

B

VORGEHEN IN ANLEHNUNG AN DIE FKM-RICHTLINIE

An dieser Stelle wird die örtliche Lebensdauerabschätzung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie erläutert. Neben der örtlichen Lebensdauerabschätzung können nach der Richtlinie auch Nennspannungsnachweise (statisch und zyklisch) durchgeführt werden. Die FKM-Richtlinie gilt im Maschinenbau und in verwandten Bereichen der Industrie für geometrisch beliebige Bauteile, mit oder ohne Schweißverbindungen. Die Ermüdbungsberechnung kann zur Bestimmung eines technischen Anrisses in Aluminium oder Stahlbauteilen für Zyklenzahlen ab 10^4 benutzt werden. Zulässige Temperaturen bei Aluminiumwerkstoffen sind -25°C bis 200°C.

Im Folgenden wird das Vorgehen für flächenförmige Bauteile erläutert (jedoch ist die FKM-Richtlinie auch für stab- und volumenförmige Bauteile anwendbar).

- A. Die kritische Stelle, wo die Richtlinie angewendet wird, muss bestimmt werden (zum Beispiel aus der Vergleichsspannung einer FEM-Simulation).
- B. Die Spannungsamplituden $\sigma_{x,a}$ $\sigma_{y,a}$ und $\tau_{xy,a}$ sowie die Spannungsmittelwerte $\sigma_{x,m}$ $\sigma_{y,m}$ und $\tau_{xy,m}$ müssen an der kritischen Stelle ermittelt werden (zum Beispiel aus der FEM-Simulation). Das Spannungsverhältnis R ist das Verhältnis zwischen der Unter- und der Oberspannung: $R = \frac{\sigma_u}{\sigma_o}$.
- C. Der einzige Werkstoffkennwert, der vorausgesetzt wird, ist die Zugfestigkeit R_m mit $P_{\ddot{u}} = 97,5\%$. Allerdings werden in dieser Arbeit experimentell ermittelte Werte für $P_{\ddot{u}} = 50\%$ verwendet. Mit aluminiumspezifischen Kennwerten kann aus der Zugfestigkeit die Wechselfestigkeit des Materials auf Zug und auf Schub berechnet werden ($N_k = 10^6$): $\sigma_{W,zd} = f_{W,\sigma} \cdot R_m$ und $\tau_{W,s} = f_{W,\tau} \cdot \sigma_{W,zd}$ (Für Aluminium: $f_{W,\sigma} = 0,3$ und $f_{W,\tau} = 1/\sqrt{3}$). Beim Auftreten von hohen Temperaturen muss noch ein Temperaturfaktor berücksichtigt werden.
- D. Ein Konstruktionsfaktor $K_{WK,\dots}$ kann bestimmt werden, welcher aus mehreren Faktoren zusammengesetzt wird: Stützzahl n, Materialkonstante K_f , Rauheitsfaktor $K_{R,\dots}$, Randschichtfaktor K_V und Schutzschichtfaktor K_S : $K_{WK,\dots} = \frac{1}{n \cdot \left(1 + \frac{1}{K_f} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\dots}} - 1\right)\right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S}}$. Der Stützfaktor kann aus den Spannungsgradienten senkrecht zur Oberfläche bestimmt werden.
- E. Die Bauteilwechselfestigkeiten betragen: $\sigma_{WK} = \sigma_{W,zd}/K_{WK,\sigma}$ und $\tau_{WK} = \tau_{W,s}/K_{WK,\tau}$.

- f. Die Bauteil-Dauerfestigkeiten mit Mittelspannungen und Eigenspannungen betragen: $\sigma_{AK} = K_{AK,\sigma} \cdot K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{WK}$ und $\tau_{AK} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{WK}$, wobei der Mittelspannungsfaktor $K_{AK,\dots}$ von der Mittelspannung und der Mittelspannungsempfindlichkeit des Materials abhängt.
- g. Der Betriebsfestigkeitsfaktor hängt von der Zyklenzahl ab: $K_{BK,\dots} = (N_D/\bar{N})^{1/k}$ (falls konstante Amplitude).
- h. Anschließend kann die Bauteil-Betriebsfestigkeit berechnet werden: $\sigma_{BK} = K_{BK,\sigma} \cdot \sigma_{AK}$ und $\tau_{BK} = K_{BK,\tau} \cdot \tau_{AK}$.
- i. Sicherheitsfaktoren j werden bestimmt.
- j. Für jede Spannungskomponente wird ein einzelner Auslastungsfaktor bestimmt: $a_{BK,\sigma} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{BK}/j} \leq 1$ und $a_{BK,\tau} = \frac{\tau_a}{\tau_{BK}/j} \leq 1$.
- k. Durch eine Mischung der Normalspannungshypothese und der Gestaltänderungshypothese wird aus den einzelnen Auslastungsfaktoren der Spannungskomponenten ein zusammengesetzter zyklischer Auslastungsfaktor bestimmt, der kleiner als 1 sein muss (für sehr duktile Materialien wird die Gestaltänderungshypothese benutzt).

Dieses Vorgehen wurde in Matlab für flächenförmige Bauteile programmiert. Die Spannungen aus der Finite Elemente Simulation und die Materialparameter müssen eingesetzt werden, sodass man die Lebensdauer oder den Auslastungsgrad als Ergebnis erhalten kann. Dies muss jedoch für jeden kritischen Punkt wiederholt werden.

Wenn die Lebensdauer nicht nur in einzelnen Punkten, sondern über das ganze Volumen dargestellt werden soll, existieren kommerzielle Programme, welche dies machen können (z. B.: FEMFAT, nCode, AutoFENA3D oder fe-safe)

C

BEISPIEL DER AUSLEGUNG EINER SANDWICHSTRUKTUR IM DETAIL

In diesem Anhang wird eine komplette Lebensdauerabschätzung des Food-Cart Roller Tests für die 9,6mm Zelle für eine Last von 420 N pro Rad Schritt für Schritt dargestellt. Die Beschreibungen werden möglichst klar formuliert, jedoch ist einige Erfahrung des Anwenders für jede Lebensdaueranalyse nötig. Der Anwender benötigt das Gefühl, wie genau die Randbedingungen gesetzt werden müssen und wo genau die Lebensdaueranalyse durchgeführt werden soll.

Die Dimensionierung eines Paneels ist ein iterativer Prozess. Es muss eine definierte Geometrie angenommen werden, sodass ein Lebensdauernachweis durchgeführt werden kann. Wenn dann die berechnete Lebensdauer nicht den Anforderungen entspricht, können die Geometrie oder die Randbedingungen iterativ angepasst werden, um im Lebensdauernachweis die gewünschten Ergebnisse zu erhalten.

Der Lebensdauernachweis kann entweder annähernd analytisch durchgeführt werden, oder es können genauere Ergebnisse mithilfe einer Finite-Elemente Simulation erreicht werden. Da eine analytische Berechnung mit sehr geringem Aufwand schon sehr gute Anhaltswerte liefern kann, wird hier mit einer analytischen Bewertung begonnen.

Bevor jede Art von Berechnung durchgeführt werden kann, müssen immer zuerst alle Randbedingungen bekannt sein. In diesem Fall ist die Lasteinleitungsfläche wichtig. Dies wurde in Abbildung 6.13 untersucht, sodass die Last auf einer Fläche von 32 mm x 13 mm eingeleitet wird.

C.1 EINFACHE ANALYTISCHE BERECHNUNG

In Kapitel 4.3.2 wurde gezeigt, dass die Schubspannung in einer Zellwand des Wabenkerns mit Formel C.1 abgeschätzt werden kann:

$$\tau = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}} = \frac{F/n}{h \cdot t} = \frac{420/12}{8.8 \cdot 0.08} = 50 \text{ MPa} \quad (\text{C.1})$$

Es wird angenommen, dass die Kraft F eine gleichmäßige Schubspannung in den n umliegenden Zellwänden verursacht, sodass die Kraft pro Zellwand durch n geteilt werden kann. n beträgt in diesem Fall 12 (Abbildung C.1), was zu einer Spannung von 50 MPa führt (Belastung in 62°-Richtung, da dies der kritische

Winkel ist). Aus Abbildung 5.6 erhält man somit eine Lebensdauer von 250'000 Zyklen.

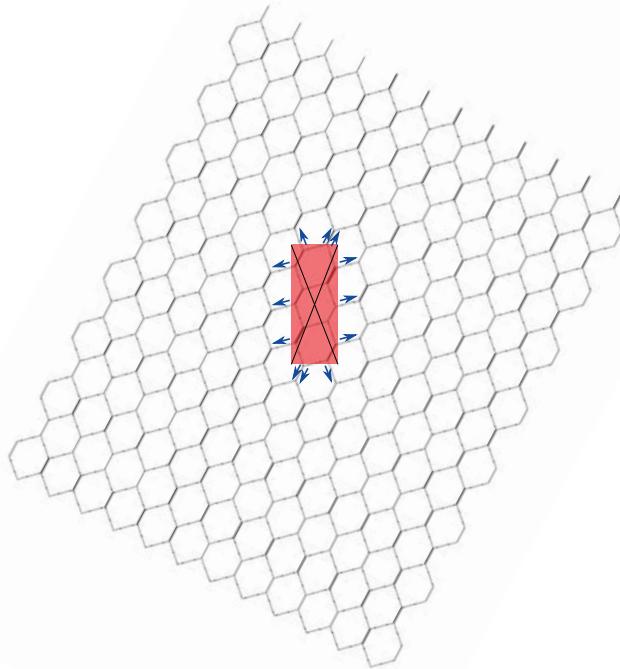


Abbildung C.1: Lasteinleitungsfläche auf dem Wabenkern (Schubfluss über 12 Wabenwände)

Es ist zudem wichtig zu überprüfen, ob ein Beulversagen im Kern auftreten kann. Eine Kraft von 420 N auf einer Fläche von 32 mm x 13 mm entspricht einem Druck von 1 MPa, was weit von der Beullast entfernt ist (Tabelle 4.1). Somit tritt kein Beulen auf, sondern Schubversagen nach 250'000 Zyklen.

C.2 DETAILLIERTE FINITE-ELEMENTE BERECHNUNG

Eine detaillierte Finite-Elemente-Analyse ist ungleich aufwendiger als die analytische Berechnung. Aufgrund der Größe des Paneels des Food-Cart Roller Versuches, muss dieses zuerst mit homogenisiertem Kern und grobem Netz modelliert werden. Dieses Modell besteht aus 27 quaderförmigen Volumen (2 Deckbleche & 1 Kern, jeweils in 9 Teilen: Abbildung C.2). Die Volumen wurden so unterteilt, dass die Grenzen des mittleren Volumens (rot in Abbildung C.2) genau mit den Rändern des späteren Submodells übereinstimmen (somit fallen die Knoten beider Modelle genau aufeinander und es muss nicht interpoliert werden). Benachbarte Quader besitzen gemeinsame Flächen, sodass diese nach der Vernetzung gemeinsame Knoten besitzen.

Zur Modellierung des homogenisierten Modells werden folgende Einstellungen vorgenommen:

- Elementtyp: SOLID95
- Lineare Materialparameter aus Tabelle 5.1 und 6.1
- Vernetzung mit Quadern wie in Abbildung C.3 dargestellt
- Gelenkige Lagerung an den Rändern (Abbildung C.3)
- Vertikale Lasteinleitung an der 62° Position des Rades (Abbildung C.3)
- Statische Analyse
- Kleine Verformungen
- Lineare Analyse mit nur einem Lastschritt

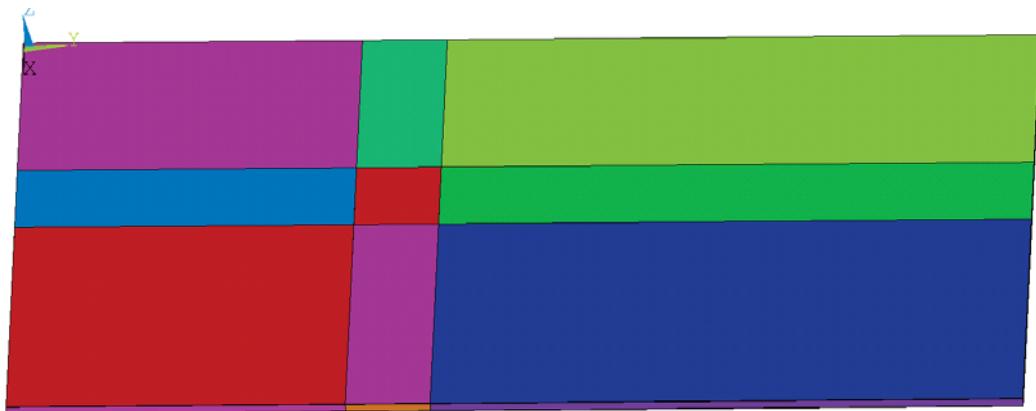


Abbildung C.2: Paneel mit homogenisiertem Kern besteht aus mehreren Volumen

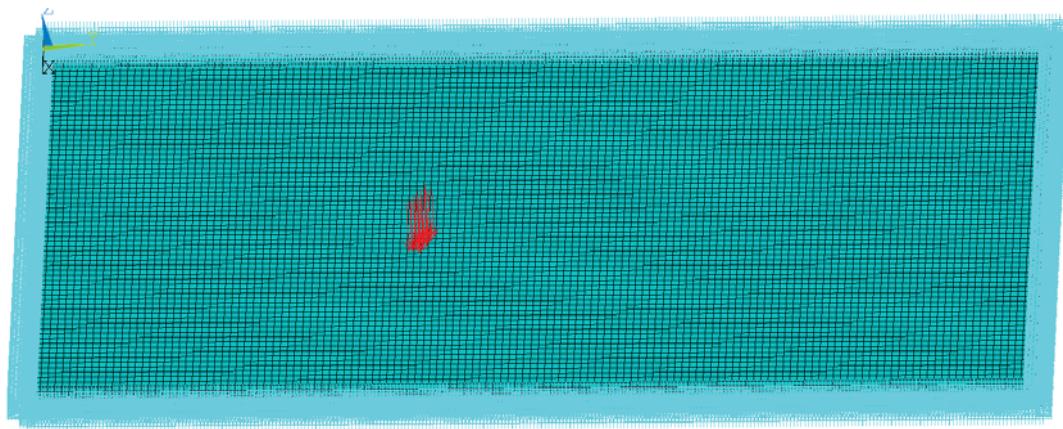


Abbildung C.3: Vernetztes Paneel mit homogenisiertem Kern mit Randbedingungen

Aus dieser Simulation kann die kritische Stelle ermittelt werden, es ist jedoch nicht möglich genaue Spannungen im Wabenkern zu ermitteln. Die Ermittlung der genauen Spannungen kann mithilfe eines Submodells mit Wabenkern und feinem Netz durchgeführt werden (Abbildung 6.9):

- Elementtyp für den Wabenkern: SHELL281
- Materialparameter aus Tabelle 5.1 (nichtlinear, falls Beulen untersucht werden soll)
- Geometrie des Wabenkerns erstellen (Koordinatensysteme des Submodells identisch wie beim homogenisierten Modell wählen). Dies kann automatisiert werden wie in Anhang A beschrieben.
- Den geklebten und den freien Wabenwände müssen unterschiedliche Materialdicken zugeordnet werden.
- Modellierung der Deckbleche als Flächen. Es wird keine Klebeschicht modelliert, sondern eine perfekte Verbindung mit gemeinsamen Knoten an den Verbindungspunkten
- Flächen an Krafteinleitungsfläche mit Linien trennen, sodass der Ort der Krafteinleitung richtig definiert ist (Abbildung C.4)
- Vernetzung aller Flächen mit feinen Elementen
- Ein Element des Wabenkerns kann mehrere Schichten in der Region der Klebeschicht besitzen (Abbildung 6.4)
- Wenn die Deckbleche als Volumenelemente modelliert werden sollen, können die Flächenelemente in Dickenrichtung in Volumen verwandelt werden (sweep). In diesem Fall ist drauf zu achten, dass die Flächenelemente in die Volumenelemente eindringen, sodass die Verbindung nicht gelenkig ist.
- Alle Knoten am Rand des Submodells auswählen und die Koordinaten dieser Knoten in eine Datei schreiben lassen
- Homogenisiertes Modell öffnen, und die Verschiebungen und Verdrehungen an den vorher notierten Koordinaten auslesen lassen und in eine weitere Datei schreiben lassen
- Modell mit Wabenkern wieder öffnen und die Ergebnisse des letzten Schrittes als Randbedingung definieren
- Alle weiteren Randbedingungen festlegen (z. B. Krafteinleitung)
- Je nachdem statische oder Beulanalyse auswählen
- Bei einer Beulanalyse mit großen Verformungen rechnen (nichtlineare statische Analyse oder Beulanalyse), ansonsten mit kleinen Verformungen (lineare statische Analyse)

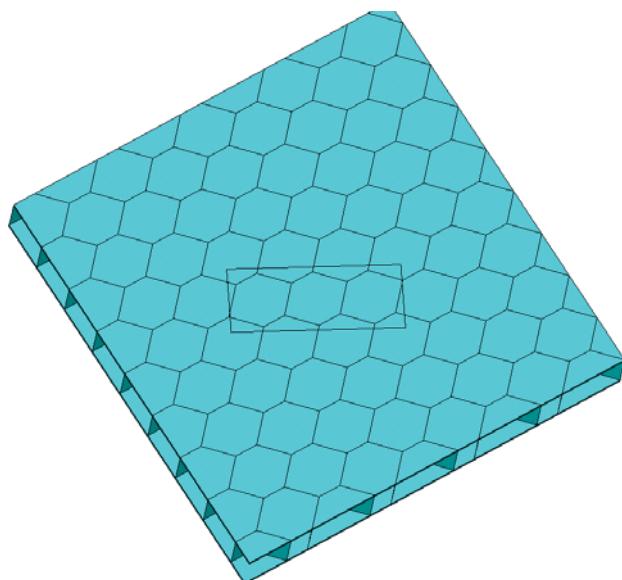


Abbildung C.4: Flächen bei Krafteinleitungsfläche mit Linien getrennt, sodass der Ort der Krafteinleitung richtig definiert ist

Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung C.5 und Tabelle C.1 dargestellt. Man sieht, dass die analytisch berechnete Schubspannung von 50 MPa aus Anhang C.1 sehr gut mit den numerischen Ergebnissen übereinstimmt (Abbildung C.5). Da die Spannung nicht perfekt um die Lasteinleitung herum verteilt ist, ist die numerische Maximalspannung leicht höher als die analytisch berechnete Spannung.

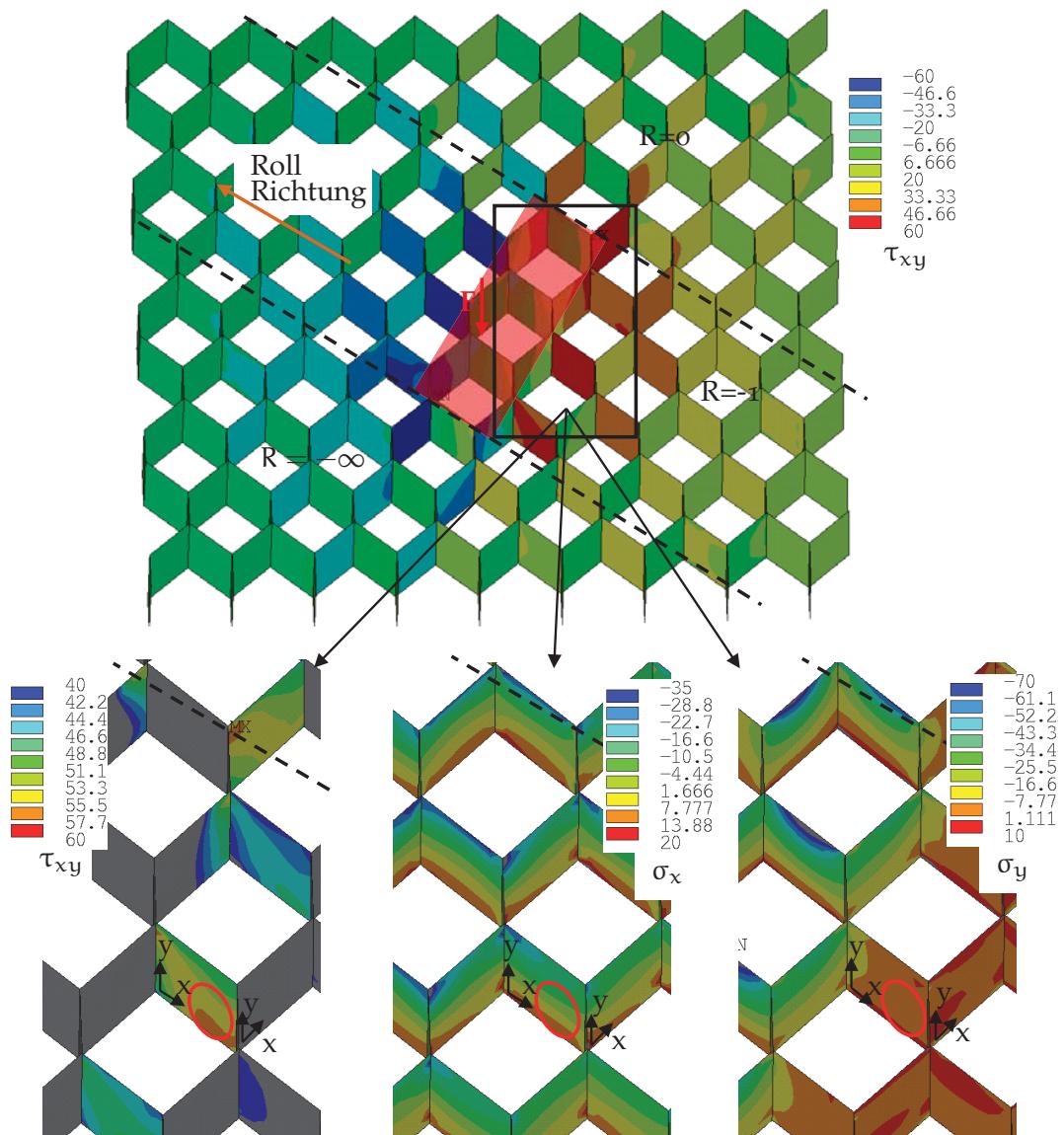


Abbildung C.5: Spannungen im Wabenkern während dem Food-Cart Roller Test
(Last=420 N pro Rad, 62°, Elementkoordinatensystem)

Maximale Schubspannung an	$\tau_{\text{Max}} = 56 \text{ MPa}$
der kritischen Stelle (Abbildung 10.13)	
Schubspannungsamplitude an	$\tau_a = (1 - R) / 2 \cdot \tau_{\text{Max}} = 56 \text{ MPa}$
der kritischen Stelle ($R=-1$)	
Normalspannungsamplituden	$\sigma_x \approx 0$ und $\sigma_y \approx 0$
an der kritischen Stelle	
Zugdruckwechselfestigkeit (Abbildung 5.6)	$\sigma_{W,zd} = 79,5 \text{ MPa}$ ($N_k = 10^6$)
Schubwechselfestigkeit	$\tau_{W,s} = \sigma_{W,zd} / \sqrt{3} = 45,9 \text{ MPa}$ ($N_k = 10^6$)
Konstruktionsfaktor (Gute Oberfläche, kein Spannungsgradient senkrecht zur Oberfläche)	$K_{WK,\tau} = \frac{1}{n_\tau} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_f} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S} = 1$
Bauteilwechselfestigkeit	$\tau_{WK} = \tau_{W,s} / K_{WK,\tau} = 45,9 \text{ MPa}$
Mittelspannungsfaktor ($R=-1$)	$K_{AK,\tau} = 1$
Eigenspannungsfaktor	$K_{E,\tau} = 1$
Bauteil-„Dauerfestigkeit“	$\tau_{AK} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{WK} = 45,9 \text{ MPa}$
Betriebsfestigkeitsfaktor ($k = 13$, $N = 7 \cdot 10^4$, $N_D = 10^6$)	$K_{BK,\tau} = \left(\frac{N_D}{N} \right)^{1/k} = 1,22$
Bauteil-Betriebsfestigkeit	$\tau_{BK} = K_{BK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{AK} = 56 \text{ MPa}$
Sicherheitsfaktor	$j = 1$
Auslastungsgrad	$a_{BK,\tau} = \frac{\tau_a}{\tau_{BK}/j} = 1$

Tabelle C.1: Ermüdberechnung für den Fall aus Abbildung C.5 ($P_{\ddot{u}} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 420 N versagt das Bauteil nach 70'000 Zyklen

D

DATENBLÄTTER

D.1 MECHANISCHE EIGENSCHAFTEN VULKOLLAN (HÄRTE 80 SHORE A)



Shore Härte	DIN 53 505	A/D	84/32	89/36	92/40	95/45
Dichte	DIN 53 479	Mg/m³	1,26	1,26	1,26	1,26
Spannung bei 100% Dehnung	DIN 53 504	MPa	4,8	6,6	9,0	11,1
Spannung bei 300% Dehnung	DIN 53 504	MPa	7,9	10,2	13,1	15,0
Reißfestigkeit	DIN 53 504	MPa	45,8	47,2	45,0	37,9
Reißdehnung	DIN 53 504	%	654	679	658	632
Rückprallelastizität	DIN 53 512	%	60	60	59	57
Abrieb	DIN 53 516	mm³	32	32	34	37
Taber (S 42/0,5 kp)	DIN 53 754	mg	3,5	4,0	6,1	7,5
Taber (H 18/1,0 kp)	ASTM 1044-76	mg	11	14	13	10
Weiterreißwiderstand	DIN 53 515	kN/m	33	42	58	65
Weiterreißwiderstand	DIN 53 507	kN/m	33	44	59	50
Weiterreißwiderstand	ASTM D 624-73 (C)	kN/m	66	118	137	157
Druckverformungsrest 23 °C/70 h	DIN 53 517	%	10	11	12	13
Druckverformungsrest 70 °C/24 h	DIN 53 517	%	20	20	21	22
Druckverformungsrest 23 °C/70 h	ASTM 395-78 (B)	%	9	12	12	13
Druckverformungsrest 70 °C/24 h	ASTM 395-78 (B)	%	15	16	17	18

Mechanische Eigenschaften von glykolvernetztem Vulkollan®

D.2 PRÜFPROTOKOLL DER ALUMINIUMFOLIE FÜR DEN WABENKERN

 Laminazione Sottile S.p.A. ASSICURAZIONE QUALITÀ QUALITY ASSURANCE Tel. 0823/222111 Telefax 0823/451722-422134	 CERTIFICATO DI CONFORMITA' TEST CERTIFICATE 2011 Nº 11000946 DEL / DTD 7/02/11 Certificazione Sistema Qualità PAG (1)
Cliente Customer EUROCOMPOSITES SA Conferma d'ordine Our confirmation (4501) Vs. Ordine Your Order 2010/1585-01 395124	
Ns Codice Prodotto Vs. Prodotto Stato Dimensioni in ordine Our Product code Your Product Temper Alloy DimensionS in order 4501 -000034 / 1 H19 3003 0,08 x 1000	
Cassa/Pallet Rotolo/Coil Colata/Casting Data Produzione/Production Date 2011/05299 2010-11-0923 2010- 00682-2 6/02/11 2011/05300 2010-11-0923 2010- 00682-2 6/02/11	
CARATTERISTICHE DIMENSIONALI RILEVATE / ACTUAL DIMENSIONS	
Bolla lav./Cycle Caratteristica/Characteristic UM/MU 2010-21581 WIDTH mm Min 1000,0000 Max 1000,1000 THICKNESS mm Min 0,0800 Max 0,0850 CHROMATED LAYER(MG/M2) mg/m2 Min 80,0000 Max 100,0000	
Cassa/Pallet Rotolo/Coil Colata/Casting Data Produzione/Production Date 2011/05285 2010-12-0258 2010- 00802-3 6/02/11 2011/05286 2010-12-0258 2010- 00802-3 6/02/11 2011/05287 2010-12-0258 2010- 00802-3 6/02/11 2011/05288 2010-12-0258 2010- 00802-3 6/02/11 2011/05293 2010-12-0258 2010- 00802-3 6/02/11	
CARATTERISTICHE DIMENSIONALI RILEVATE / ACTUAL DIMENSIONS	
Bolla lav./Cycle Caratteristica/Characteristic UM/MU 2010-22417 WIDTH mm Min 1000,5000 Max 1000,5000 THICKNESS mm Min 0,0780 Max 0,0840 CHROMATED LAYER(MG/M2) mg/m2 Min 125,0000 Max 135,0000	
VALORI RICHIESTI / SPECIFIED VALUES	
Caratteristica/Characteristic UM/MU UTS - 0° N/mm2 Min 200,0000 Max 286,0000 YS - 0° N/mm2 Min 180,0000 A100 - 0° % Min 3,0000	
ANALISI CHIMICA DELLE COLATE / CHEMICAL ANALYSIS CASTING	
Colata/Casting Fe % Mg % Si % Mn % Cu % Zn % Ni % Cr % Pb % Ti % Al % 2010- 00682-2 0,4764 0,0358 0,1231 1,0490 0,0929 0,0079 0,0058 0,0057 0,0056 ~ REM - 2010- 00802-3 0,5445 0,0461 0,1410 1,1090 0,0656 0,0071 0,0031 0,0033 0,0087 - REM -	
CARATTERISTICHE MECCANICHE ROTOLO MADRE / MASTER COIL MECHANICAL PROPERTIES	
Rotolo/Master Coil Caratteristica/Characteristic UM/MU 2010-11-0923 UTS - 0° N/mm2 Med/Avg 267,2000 YS - 0° N/mm2 Med/Avg 252,0000	
SEGUE >>>	
ISPEZIONATO DA / INSPECTED BY _____ RESPONSABILE CONTROLLO QUALITÀ / QUALITY CONTROL RESPONSIBLE _____	

 Laminazione Sottile S.p.A. ASSICURAZIONE QUALITÀ QUALITY ASSURANCE Tel. 0823/222111 Telefax 0823/451722-422134	 2011 CERTIFICATO DI CONFORMITA' TEST CERTIFICATE N° 11000946 DEL / DTD 7/02/11 Certificazione Sistema Qualità PAG (2)
Cliente Conferma d'ordine Customer Our confirmation EUROCOMPOSITES SA (4501) 2010/1585-01 Vs. Ordinc Your Order Ns Codice Prodotto Vs. Prodotto Stato Lega Dimensioni in ordine Our Product code Your Product Temper Alloy DimensionS in order 4501 -000034 / 1 H19 3003 0,08 x 1000	
CARATTERISTICHE MECCANICHE ROTOLO MADRE / MASTER COIL MECHANICAL PROPERTIES	
Rotolo/Master Coil Caratteristica/Characteristic UM/MU 2010-11-0923 A100 - 0° % Med/Avg 3,3000	
Roto/Master Coil Caratteristica/Characteristic UM/MU 2010-12-0258 UTS ~ 0° N/mm2 Med/Avg 260,6000 YS - 0° N/mm2 Med/Avg 244,0000 A100 - 0° % Med/Avg 3,5000	
<small>()</small>	
CP(ECMS116-01) CERTIFICHIAMO CHE IL MATERIALE E' ADATTO ALL'UTILIZZAZIONE PREVISTA E CONFORTE ALLE SPECIFICHE TECNICHE. Certificato di controllo conforme alla norma UNIEN10204 WE CERTIFY THAT THE MATERIAL IS SUITABLE FOR USE AND IT COMPLIES WITH TECHINCAL SPECIFICATIONS. Inspection certificate according to UNIEN10204 NOUS CERTIFIONS QUE CE MATERIEL EST APTE A L'UTILISATION ET CONFORME AU CAHIER DES CHARGES. Certificat d'inspection conformement à la norme UNIEN10204	
CQ25 CQ08 ISPEZIONATO DA / INSPECTED BY CQ05 PROD23 PRO101 CQ05	RESPONSABILE CONTROLLO QUALITÀ / QUALITY CONTROL RESPONSIBLE CQ22 - Dott. C. Salerno

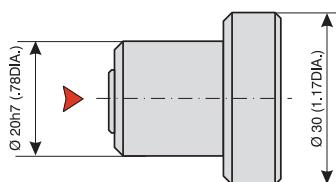
D.3 INDUKTIVER WEGSENSOR (HBM WA10: 10MM)



Technische Daten

Typ		WA2	WA10	WA20	WA50	WA100	WA200	WA300	WA500
Nennmessweg	mm	0...2	0...10	0...20	0...50	0...100	0...200	0...300	0...500
Nennkennwert Nennausgangssignal bei Nennweg und unbe lastetem Ausgang	mV/V					80			
Kennwerttoleranz Abweichung des Kennwertes vom Nennkennwert	%				" 1				
Nullpunktstoleranz bei Kern in Nullstellung	mV/V	" 1				" 8			
Linearitätsabweichung größte Abweichung zwischen Anfangs- und End punkt (einschließlich Hysterese bezogen auf den Nennkennwert)	%				v " 0,2 bzw. v " 0,1				
Nenntemperaturbereich	°C				-20...+80				
Gebrauchstemperaturbereich Standard	°C				-25...+80				
Variante für Hochtemperatur	°C				-25...+150				
Variante für Tieftemperatur	°C				40...+125				
Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperatur bereich auf das Nullsignal, bezogen auf den Nenn kennwert	%				t " 0,1				
Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperatur bereich auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert	%				t " 0,1				
Eingangswiderstand	Ω	100 " 10%			350" 10%				
Ausgangswiderstand	Ω	570 " 10%			680" 10%				
Nennspeisespannung	V _{eff}				2,5				
Gebrauchsreich der Speisespannung	V _{eff}				0,5...10				
Trägerfrequenz, Nennbereich	kHz				4,8" 1%				
Gebrauchsbereich	kHz				4,8" 8%				
Masse des Aufnehmerkörpers des Tauchankers	g	54 4	56 6	57 7	68 9	104 13	147 20	190 28	276 42
Stoßbeständigkeit, Prüfschärfegegrad nach DIN IEC 68, Teil 2-27; IEC 68-2-27-1987									
Anzahl der Schocks (je Richtung)	-				1000				
Schockbeschleunigung	m/s ²				650				
Schockdauer	ms				3				
Schockform	-				Sinushalbwelle				
Vibrationsbeständigkeit, Prüfschärfegegrad nach DIN IEC 68, Teil 2-6, IEC 68-2-6-1982									
Frequenzbereich	Hz				5 bis 65				
Schwingbeschleunigung	m/s ²				150				
Beanspruchungsdauer (je Richtung)	h				0,5				
Max. zulässige Beschleunigung des Tauchankers	m/s ²				2500				
					Tasterausführung		Lose Tauchankerausführung		
Lebensdauer typ.					10 Millionen Wegzyklen		-		
Federkonstante	N/mm				0,116		0,063		-
Federkraft in Nullstellung (bei 1 mm Anhub) ca.	N				2,4		2		-
Federkraft in Endstellung (=Nennmessweg) ca.	N	2,7	3,6	4,7	8,2	8,3			-
Max. zulässige Beschleunigung der Tastspitze	m/s ²	170	140	95	45				-
Grenzfrequenz der Tastspitze bei 1mm Hub ca.	Hz	60	55	45	30				-
Grenzfrequenz der Tastspitze bei Nennmessweg	Hz	18	10	5	3				-
Schutzart nach EN 60529 für Aufnehmerrohr und Kernkanal	-				IP67 (abhängig vom Anschlussstück)				
Max. zulässiger Druck (schwellende Belastung)	bar				350				
Überlastgrenze (nach VDI/VDE 2600, Blatt 4)	bar				450				
Zerstörungsbereich (nach VDI/VDE 2600, Blatt 4)	bar				> 500				

D.4 KAPAZITIVER WEGSENSOR (MICRO-EPSILON S600-3: 3MM)



Technical data

Specification	Sensor											
	S601-0,05	S601-0,2	S600-0,2	S601-0,5	S610-0,7	S600-1	S601-1	S600-2	S600-3	S600-5	S600-10	
Measuring range	el. cond. (metal) mm inch	.05 .002	.2 .008	.5 .019	— —	1 .039	1 .039	2 .078	3 .117	5 .195	10 .39	
	Insulator mm (») inch (»)	— —	.4 .015	.4 .015	1 .039	.7 .027	2 .078	4 .078	6 .234	10 .39	20 .78	
Linearity	£±0.2 % FSO stat. (... 30 Hz) £0.004 % FSO dyn. (... 6 kHz) £0.002 % FSO	±µm µm µm	.1 .002 .01	.4 .008 .04	.4 .008 .04	1 .02	1.4 .03	2 .04	2 .08	6 .12	10 .2	20 .4
Resolution	stat. (... 30 Hz) £0.004 % FSO dyn. (... 6 kHz) £0.002 % FSO	µm µm µm	.002 .01 .01	.008 .008 .04	.02 .02 .04	.03 .03 .14	.04 .04 .2	.04 .04 .2	.08 .12 .4	.12 .2 .6	.2 .1 1	.4 .2 2
Sensor outer diameter	mm inch	6 .23	6 .23	6 .23	8 .31	7 .27	10 .39	10 .39	20 .78	30 .117	40 .156	60 .234
Weight	Sensor g	2	2	2.5	12	3.5	7.1	7.1	61	95	120	230
Active measuring area (diameter)	mm inch	1.3 .05	2.3 .09	2.3 .09	3.9 .15	2.5 .1	5.5 .21	5.5 .21	7.9 .31	9.8 .38	12.6 .49	17.8 .69
Guard ring width	mm inch	.8 .03	1 .04	1 .04	1.4 .05	.4 .015	1.5 .06	1.5 .06	4 .06	8.1 .16	11.8 .32	18.1 .46
Min. diameter of target	el. cond. (metal) mm inch	3 .12	5 .2	5 .2	7 .27	— —	9 .35	9 .35	17 .66	27 1.05	37 1.44	57 2.22
	Insulator mm inch	— —	7 .27	7 .27	10 .39	8 .31	12 .47	12 .47	24 .94	36 1.4	48 1.87	72 2.8
Temp. stab. sensor	Zero Sensitivity ±µm/°C -ppm/°C	.03 3	.06 11	.03 3	.06 30	.17 30	.17 30	.06 11	.17 30	.17 30	.17 30	.17 30
Temp. stab. electronics												± 0.01 % FSO / °C
Long term stability												£ 0.02 % FSO / month
Sensitivity	V/mm V/inch	200 5080	50 1270	50 1270	20 508	» 10 » 254	10 254	10 254	5 127	3,33 83.58	2 50.8	1 25.4
Output	Voltage											0 - 10 V
Power supply												230 / 115 VAC
Band width												static 4 kHz (-0.1 dB), 6 kHz (-3 dB)
Temp. range	Sensor											-50 to +200 °C / -60 to +400 °F (S600-1 max. 150°C / 300°F)
	Sensor cable											-50 to +150 °C / -60 to +300 °F
	Preamplifier cable											-20 to +80°C / -4 to 176 °F
	Preamplifier											+10 to +50 °C / +50 to +125 °F
	Electronics											+10 to +50 °C / +50 to +125 °F
Air humidity	Sensor											5 to 95 % (non condensing)
Electromagnetic compatibility (EMC)												EN 50081-1 Spurious emission
Protection class	Sensor											EN 50082-2 Immunity to interference - uncertainty of measurement max. 2.6 %
	Sensorable											IP 54
	Preamplifier											IP 40 (MF 684 IP 20)

FSO = Full Scale Output

1 µm = 1 micron

1) The measuring range for insulators is approximate and depends upon the relative dielectric constant of the insulator

2) At reference temperature 20 °C (68 °C) and steady state

D.5 KRAFTMESSDOSE

Specifications

Linearity (for static applications)	Better than ± 0.25% of reading from 1% to 100% of load cell rating	Resistance to thermal gradients	Better than ± 0.002% of load cell rating per °C temperature difference across the load cell, lateral or axial
Linearity (for dynamic applications)	Error due to inertia force of attached mass reduced by at least 85% over 0 to 200 Hz or, worst case, to a value of 0.5% of load cell rating, whichever is greater	Zero stability	Better than ± 0.001% of load cell rating per hour. After short term stability achieved (isothermal test conditions)
Repeatability.....	Better than ± 0.25% of reading from 1% to 100% of load cell rating	Offset loading.....	Error due to offset static loading per 10 mm radial offset less than ± 0.5% of reading
Hysteresis.....	Less than ± 0.1% of full scale		
Creep	Less than ± 0.1% of reading over 3 minutes minus 5 seconds at 20°C		
Zero error (residual indicated force)	Less than ± 0.5% of load cell rating after removing a series of forces		
Load reversal zero shift	Less than ± 0.5% of load cell rating (tension to compression)		
Sensitivity	1.6 to 24 mV/V		
Zero balance	Better than 2% of load cell rating		
Bridge resistance	700 ohms -5% + 15%		
Insulation resistance	Greater than 5000 MΩ at 50 Vdc		
Excitation.....	.5 VRMS at 5 kHz		
Deflection.....	...0.02 mm at full load		
Compensated temperature range.....	0 to + 50°C		
Storage temperature range.....	-20 to + 60°C		
Temperature effect on zero	Less than ± 0.002% of load cell rating per °C		
Temperature effect on sensitivity	Less than ± 0.002% of load cell rating per °C		

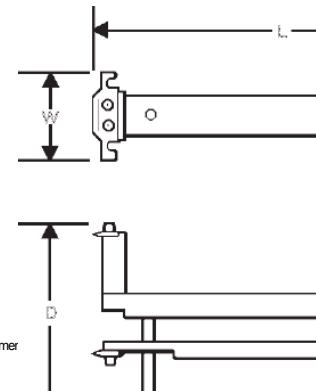


D.6 EXTENSOMETER (INSTRON 2620-602)

2620 Series Dynamic Strain Gauge Extensometer

Specifications

Catalog Numbers	2620-601, 2620-602, 2620-603, 2620-604
Linearity	± 0.15% Full-Scale Deflection (FSD)
Repeatability	± 0.08% FSD
Hysteresis	± 0.15% FSD
Creep (in 3 Minutes)	± 0.15% FSD
Electrical Calibration Accuracy	± 0.10% full rated output
Output Sensitivity	2.5 mV/V ± 20%
Excitation Voltage	5 V (A.C. RMS or D.C.) with 10 V maximum
Bridge Resistance	350 Ω nominal
Balance	± 2.5% of full-scale
Overtavel	Mechanical stops
Operating Temperature Range	-80 °C to + 200 °C (-112 °F to + 392 °F)
Weight (Less Cable and Connectors)	20 g (0.71 oz) average
Attachment	Tension springs or special high tear strength rubber bands
SPECIMEN SIZES	
Round	3 mm to 25 mm (0.12 in to 1 in) diameter
Rectangular	3 mm to 12.5 mm x 25 mm (0.12 in to 0.5 in x 1 in)
Square	3 mm to 12 mm (0.12 in to 0.5 in)



Model Specifications

Catalog Number	Gauge Length	Maximum Strain	Full-Scale Range	Frequency Range (Typically Flat at 25 mm GL)	Operating Force
2620-601	12.5 mm (0.5 in)	40%	± 5 mm (± 0.2 in)	50 Hz	150 g (5.29 oz)
	25 mm (1 in)	20%	± 5 mm (± 0.2 in)		
	50 mm (2 in)	10%	± 5 mm (± 0.2 in)		
2620-602	12.5 mm (0.5 in)	20%	± 2.5 mm (± 0.1 in)	70 Hz	150 g (5.29 oz)
	25 mm (1 in)	10%	± 2.5 mm (± 0.1 in)		
	50 mm (2 in)	5%	± 2.5 mm (± 0.1 in)		
2620-603	10 mm (0.4 in)	10%	± 1 mm (± 0.04 in)	100 Hz	150 g (5.29 oz)
	25 mm (1 in)	4%	± 1 mm (± 0.04 in)		
	50 mm (2 in)	2%	± 1 mm (± 0.04 in)		
2620-604	(not used without extenders)			20 Hz	75 g (2.65 oz)
	With 15 mm (0.6 in) Extender	25 mm (1 in)	50% to 10%		
	With 40 mm (1.6 in) Extender	50 mm (2 in)	25% to 5%		

Dimensions

Catalog Number	Length	Width	Depth
2620-601	87 mm (3.4 in)	21 mm (0.8 in)	63 mm (2.5 in)
2620-602	58 mm (2.3 in)	21 mm (0.8 in)	56 mm (2.2 in)
2620-603	40 mm (1.6 in)	21 mm (0.8 in)	59 mm (2.3 in)
2620-604	99 mm (3.9 in)	21 mm (0.8 in)	69 mm (2.7 in)

Corporate Headquarters
100 Royal Street, Canton, Massachusetts 02021-1089, USA
Tel: + 1 800 564 8378 or + 1 781 575 5751 Fax: + 1 781 575 5751

Instron Industrial Products
900 Liberty Street, Grove City, PA 16127-9969, USA
Tel: + 1 724 458 9610 Fax: + 1 724 478 9814

European Headquarters
Coronation Road, High Wycombe, Bucks HP12 3SY, United Kingdom
Tel: + 44 1494 464646 Fax: + 44 1494 456123

www.instron.com

Instron is a registered trademark of Instron Corporation. Other names, logos, icons, and marks identifying Instron products and services and their references herein are trademarks of Instron Corporation and may not be used without the prior written permission of Instron. Other product and company names listed are trademarks or trade names of their respective companies.

Copyright© Instron 2004. All rights reserved.
All of the specifications shown in this brochure are subject to change without notice.

pod_2620Series_rev2-1204

D.7 DEHNMESSSTREIFEN (HBM 1-LY13-6/120)

DMS / Serie Y mit 1 Messgitter / Linear-DMS

LY11

Linear-DMS
Temperaturgang angepasst an Stahl
mit $\alpha = 10,8 \cdot 10^{-6}/K$

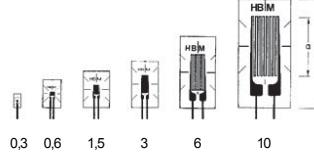
LY13

Temperaturgang angepasst an Aluminium
mit $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}/K$

LY1x

Temperaturgang angepasst nach Kundenwunsch
siehe Seite 16

Abbildungen in natürlicher Größe
(Angabe: Gitterlänge in mm)



Inhalt je Packung 10 Stück

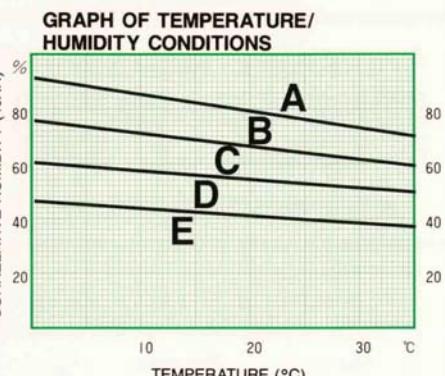
Stahl	Aluminium	Sonstige	Ω	Abmessungen (mm)	Max. zul. effektive Brückenspeisep.				Lötstützpunkte	
					Messgitter		Messgitterträger			
					a	b	c	d		
1-LY11-0.3/120		1-LY1x-0.3/120#	120	0,3 0,9 2 1,2	0,6				LS7	
1-LY11-0.6/120	1-LY13-0.6/120	1-LY1x-0.6/120#	120	0,6 1 5 3,2	1,5				LS7	
1-LY11-1.5/120	1-LY13-1.5/120	1-LY1x-1.5/120	120	1,5 1,2 6,5 4,7	2,5				LS7	
1-LY11-3/120	1-LY13-3/120	1-LY1x-3/120	120	3 1,6 8,5 4,5	4				LS7	
1-LY11-3/120A		1-LY1x-3/120A	120	3 1,6 8,5 4,5	4				LS7	
1-LY11-6/120	1-LY13-6/120	1-LY1x-6/120	120	6 2,7 13 6	8				LS5	
1-LY11-6/120A		1-LY1x-6/120A	120	6 2,7 13 6	8				LS5	
1-LY11-10/120	1-LY13-10/120	1-LY1x-10/120	120	10 4,6 18,5 9,5	13				LS5	
1-LY11-10/120A		1-LY1x-10/120A	120	10 4,6 18,5 9,5	13				LS5	
1-LY11-1.5/350	1-LY13-1.5/350	1-LY1x-1.5/350#	350	1,5 1,2 5,7 4,7	4,5				LS7	
1-LY11-3/350	1-LY13-3/350	1-LY1x-3/350	350	3 1,6 8,5 4,5	7				LS7	
		1-LY1x-3/350A	350	3 1,6 8,5 4,5	7				LS7	
1-LY11-6/350	1-LY13-6/350	1-LY1x-6/350	350	6 2,8 13 6	13				LS5	
1-LY11-6/350A		1-LY1x-6/350A	350	6 2,8 13 6	13				LS5	
1-LY11-10/350		1-LY1x-10/350	350	10 5,0 18,5 9,5	23				LS5	
1-LY11-10/350A		1-LY1x-10/350A	350	10 5,0 18,5 9,5	23				LS5	

D.8 DRUCKMESSFOLIE

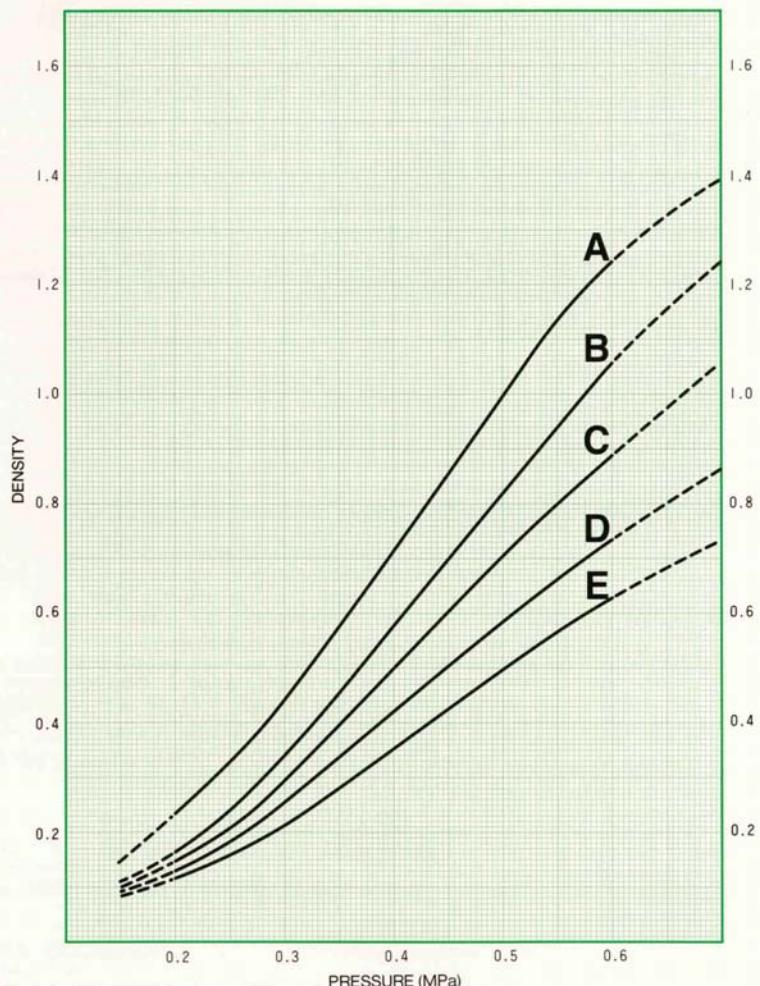
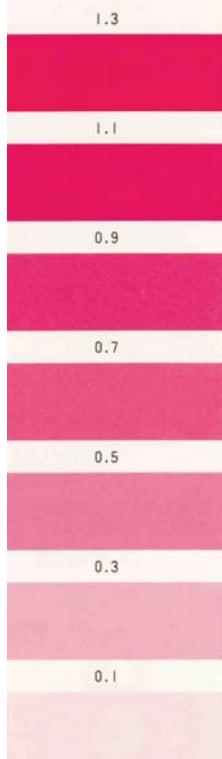
STANDARD CONTINUOUS PRESSURE CHART

Measurement pressure range: 0.2–0.6 MPa
 • Pressure application conditions
 Time to reach the pressure to be measured: 5 sec.
 Time of retention at the pressure to be measured: 2 min.

Check if the temperature and humidity meet with the conditions above when the pressure is applied.
 (For example, if the room temperature is 25°C and the humidity factor is 60%RH, acquire the pressure from the C curve in the standard chart.)



STANDARD COLOR SAMPLE



As the pressure range indicated by the broken line in the graph may exceed the permissible error range, it should be used for reference purposes only.

STANDARD MOMENTARY PRESSURE CHART

Measurement pressure range: 0.2–0.6 MPa

• Pressure application conditions

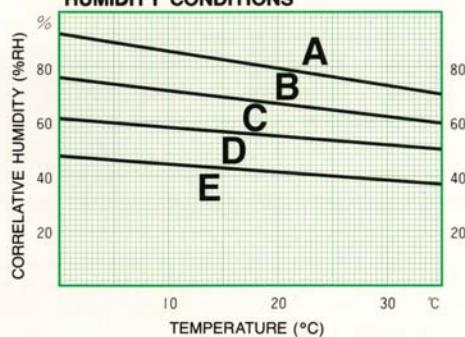
Time to reach the pressure to be measured: 5 sec.

Time of retention at the pressure to be measured: 5 sec.

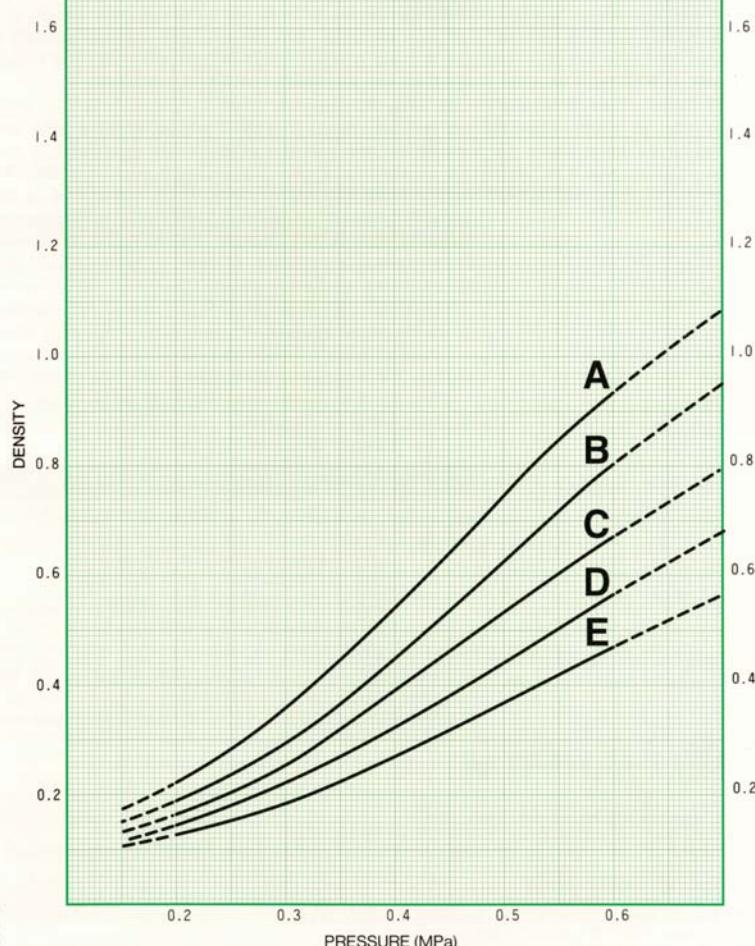
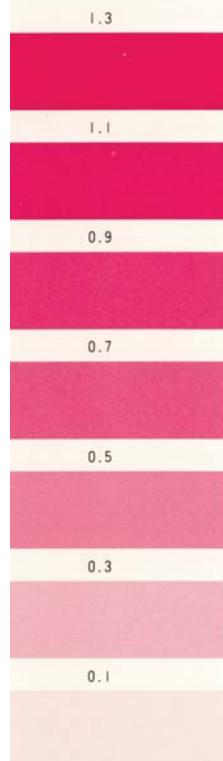
Check if the temperature and humidity meet with the conditions above when the pressure is applied.

(For example, if the room temperature is 25°C and the humidity factor is 60%RH, acquire the pressure from the C curve in the standard chart.)

GRAPH OF TEMPERATURE/HUMIDITY CONDITIONS



STANDARD COLOR SAMPLE



As the pressure range indicated by the broken line in the graph may exceed the permissible error range, it should be used for reference purposes only.

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1.1	Sandwichstruktur mit Wabenkern	3
Abbildung 1.2	Notationen des Wabenkerns	4
Abbildung 1.3	Schematische Darstellung der Fertigung des Wabenkerns (Schwarz: Aluminiumblech, Orange: Klebstoff)	5
Abbildung 1.4	Gefertigte Wabenkerne	5
Abbildung 1.5	Teilweise verstärkter Wabenkern	6
Abbildung 1.6	Zusammengesetzte Sandwichstrukturen, vor dem Zusam- menpressen bei erhöhter Temperatur	7
Abbildung 2.1	Skizze eines Wöhlerdiagramms [58]	10
Abbildung 2.2	Betriebsfestigkeitsübersicht	11
Abbildung 2.3	Mittelspannungseinfluss nach FKM-Richtlinie [14] im Haigh- Diagramm dargestellt	12
Abbildung 2.4	Mittelspannungseinfluss nach Goodman, Gerber, Soderberg und Morrow im Haigh-Diagramm dargestellt [79]	12
Abbildung 2.5	Nennspannung σ_n , und örtliche Spannung σ_{\max} in einem Zugstab mit Kerbe nach Läpple [66]	14
Abbildung 2.6	Versagensarten bei einer statischen Längsbeanspruchung [30]	16
Abbildung 2.7	Einige Versagensarten bei einer Biegebeanspruchung [30] (oben: statische Last, unten: zyklische Last)	17
Abbildung 2.8	Schubversagen und Kerneinbuchtung bei einer Biegebean- spruchung [30]	17
Abbildung 2.9	Analytische und experimentelle Elastizitätskonstanten im Vergleich nach Gibson und Ashby [46]	19
Abbildung 2.10	Schadensbild eines Aluminium-Wabenkerns unter kombi- nierter Zug und Schubkraft nach Doyoyo [44]	21
Abbildung 2.11	Statisches Schubversagen im Kern einer Sandwichstruktur belastet in einem 4-Punkt Biegeversuch nach Meraghni [72]	21
Abbildung 2.12	Kernschaden in einer Sandwichstruktur mit Aramidkern nach einem Ermüdungsversuch (Abbadì [17])	22
Abbildung 2.13	Einzelblocktest von Bianchi et al. [28]	24
Abbildung 2.14	Nach Bianchi et al. ist nicht die 90°-Richtung am schwächs- ten, sondern irgendwo zwischen 45° und 90° [28]	24
Abbildung 4.1	Schematische Darstellung des Druckversuchs	32
Abbildung 4.2	Schematische Darstellung der Druckspannung über der Ver- formung, mit Beulspannung und mittlerer Spannung nach dem Beulen	33
Abbildung 4.3	Druckprobe nach dem Beulversagen	33
Abbildung 4.4	Auf Biegung beanspruchtes Paneel	35
Abbildung 4.5	Berechnete Schubbeanspruchung (normiert) einer Sandwich- struktur	38

Abbildung 4.6	Schubfluss und Schubspannungen in einer Sandwich-Platte in W-Richtung (gleiche Schubspannung in jeder freien Wand) belastet	39
Abbildung 4.7	Der Schubfluss τ'_1 , τ'_2 und τ'_3 (und auch die Schubspannun- gen τ_1 , τ_2 und τ_3) sind unterschiedlich für eine Kernoriен- tierung von 70°	40
Abbildung 4.8	Schubfluss in einem Panel in L-Richtung	42
Abbildung 4.9	Schubfluss in einem Panel in W-Richtung belastet	43
Abbildung 4.10	Berechnete Schubspannungen in einem Wabenkern vergli- chen mit einer Simulation	45
Abbildung 4.11	Schubfluss in L, W und φ -Richtung	46
Abbildung 4.12	Finite-Elemente Modell von einem fest eingespannten Paneel	47
Abbildung 4.13	Schubspannungen im Kern (dargestellt im Elementkoordi- natensystem)	47
Abbildung 5.1	Zugversuch	50
Abbildung 5.2	Abmessungen der Zugproben	50
Abbildung 5.3	Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Wabenmaterials (6 Ver- suche)	51
Abbildung 5.4	Versagen der Zugprobe: oben zyklisch, unten statisch	52
Abbildung 5.5	Wöhlerlinien des Wabenmaterials für Zug- und Schubspan- nungen ($R=0.1$)	53
Abbildung 5.6	Wöhlerlinien des Wabenmaterials ($R=-1$, berechnet nach [14])	53
Abbildung 6.1	Vernetztes Sandwich-Paneel	55
Abbildung 6.2	Skizzen der benutzten Finite-Elemente kopiert aus ANSYS 14.0 Hilfe	56
Abbildung 6.3	In die Simulation eingefügte Imperfektionen (übertrieben dargestellt)	57
Abbildung 6.4	Klebeschicht modelliert mit verschiedenen Schichten des Scha- lenelementes	58
Abbildung 6.5	Skizze von einem Wabenkern und einem homogenisiertem Kern	59
Abbildung 6.6	Sandwichstruktur mit homogenen Kern in L- und W-Richtung	61
Abbildung 6.7	Spannungskomponenten in einer Elementarzelle des Wa- benkerns und des homogenen Kerns	63
Abbildung 6.8	Vergleich der Schubspannungen im homogenisierten Kern und im Wabenkern	64
Abbildung 6.9	Sandwichplatte mit homogenisiertem Kern und Submodell mit Wabenkern modelliert (vertikale Verschiebung ist dar- gestellt)	67
Abbildung 6.10	Druckversuch einer Rolle aus Polyurethan (Vulkollan)	68
Abbildung 6.11	Spannungsdehnungsdiagramm der Vulkollanrolle für 5 Zy- klen	69
Abbildung 6.12	Druckmessfolie	70
Abbildung 6.13	Druckverteilung unter einem neuen Rad aus Polyurethan, abhängig von der Last und der Belastungsgeschwindigkeit .	71
Abbildung 6.14	Neue Rolle (konkav), abgenutzte Rolle (konvex)	71

Abbildung 6.15	Finite-Elemente Modell mit Kontakt	72
Abbildung 7.1	Kerneinbuchtung nach einem Beulversagen (L-Probe)	75
Abbildung 7.2	Versuchsaufbau des 3-Punkt Biegeversuches: führt zu Beulversagen	76
Abbildung 7.3	Abmessungen des Versuchsaufbaus	77
Abbildung 7.4	Kraft-Weg-Diagramme der statischen 3-Punkt Biegeversuche mit harter Krafteinleitung	77
Abbildung 7.5	Kerneinbuchtung einer W-Probe mit überlagertem Schubversagen (quasistatisch)	78
Abbildung 7.6	Verschiebung über die Zeit der zyklischen 3-Punkt Biegeversuche mit harter Krafteinleitung (W-Probe)	79
Abbildung 7.7	Schaden einer L-Probe (rot: Ort der Krafteinleitung)	80
Abbildung 7.8	Schadensverlauf von W-Proben bei einer Lastamplitude von 750 N: Krafteinleitung (rot), plastische Zonen (grün), horizontale Risse (schwarz) und diagonale Risse (blau)	81
Abbildung 7.9	Lineare Beulanalysen einer L-Probe	84
Abbildung 7.10	Nichtlineare statische Simulation einer L-Probe bei erreichen der Beullast (Normalspannung dargestellt)	84
Abbildung 7.11	Normalspannung einer beulenden W-Probe (Beullast: 1550 N) .	85
Abbildung 7.12	Schwingfestigkeit unter 3-Punkt-Biegung: Vergleich Experimente mit Berechnung	86
Abbildung 8.1	3-Punkt Biegeversuch mit weicher Krafteinleitung	89
Abbildung 8.2	Kraft-Weg-Diagramme der statischen 3-Punkt Biegeversuche mit weicher Krafteinleitung	90
Abbildung 8.3	Schubversagen	91
Abbildung 8.4	Verschiebung über die Zeit der statischen 3-Punkt Biegeversuche mit weicher Krafteinleitung	91
Abbildung 8.5	Schubversagen des Wabenkerns einer L-Probe	93
Abbildung 8.6	Skizzierte Wabenstruktur mit größter (blau) und kleinster Hauptspannung (grün): Riss (rot) senkrecht zur ersten Hauptspannung dargestellt	93
Abbildung 8.7	Schubversagen des Wabenkerns einer W-Probe nach 1'023'000 Zyklen bei einer Lastamplitude von 720 N	94
Abbildung 8.8	Schubversagen des Wabenkerns einer 62°-Probe nach 1'089'000 Zyklen bei einer Lastamplitude von 697,5 N	94
Abbildung 8.9	Finite-Elemente Modell des 3-Punkt Biegeversuches	95
Abbildung 8.10	Spannungen im Wabenkern während des 3-Punkt Biegeversuchs (Lastamplitude=787 N, W-Richtung, Elementkoordinatensystem)	96
Abbildung 8.11	Verteilung der Spannungen und der Auslastungsgrade über die Höhe an der kritischen Stellen für den Fall aus Abbildung 8.10 (W-Probe)	99
Abbildung 8.12	Spannungen im Wabenkern während dem 3-Punkt Biegeversuch (Lastamplitude=990 N, L-Richtung, Elementkoordinatensystem)	100

Abbildung 8.13 Schwingfestigkeitsdiagramme des 3-Punkt Biegeversuches für die 6,4 mm Wabenzelle in verschiedenen Richtungen (Versagenskriterium: Abbildung 8.4)	102
Abbildung 8.14 Schwingfestigkeitsdiagramme des 3-Punkt Biegeversuches für die 9,6mm Wabenzelle in verschiedenen Richtungen	103
Abbildung 9.1 Versuchsaufbau des pulsierenden Rollenversuchs	106
Abbildung 9.2 Geometrie, Befestigungsstellen und Sensoren am pulsierenden Rollenversuch	107
Abbildung 9.3 Risse im Wabenkern nach einem pulsierenden Rollenversuch	107
Abbildung 9.4 Abplattung der Rolle	109
Abbildung 9.5 Von Mises Vergleichsspannung im homogenisierten Kern: Spannungen maximal um Krafteinleitung (Lastamplitude: 630 N)	109
Abbildung 9.6 Spannungen im Wabenkern während dem pulsierenden Rollenversuch (Lastamplitude=630 N, Elementkoordinatensystem)	110
Abbildung 9.7 Schwingfestigkeitsdiagramm des pulsierenden Rollversuches für zwei verschiedene Zellgrößen	112
Abbildung 10.1 Food-Cart Roller Versuchsaufbau, nach Spezifikation [12, 15]	113
Abbildung 10.2 Geometrie, Befestigungsstellen und Sensoren im Food-Cart Roller Test	114
Abbildung 10.3 Erste Risse entstehen erst, nachdem das Paneel 90% seiner Lebensdauer überstanden hat	115
Abbildung 10.4 Nachdem mehrere Risse im Sandwichpaneel entstanden sind, treten Folgeschäden auf	115
Abbildung 10.5 Der kapazitive Sensor am Teller zeigt einen Schaden bei 900'000 Zyklen	116
Abbildung 10.6 Paneele des Food-Cart Roller Tests nach einem Versagen (Schaden tritt immer bei ungefähr 62° von der L-Richtung auf)	117
Abbildung 10.7 Punktlast: Nur ein sehr kleiner Bereich bei der Krafteinleitung ist hoch belastet, ansonsten sind die Spannungen fast null (Vergleichsspannung nach von Mises im Kern dargestellt, dunkelblau: Spannung fast null)	119
Abbildung 10.8 Durchbiegung [mm] des Paneels unter dem Rad, bei 45° . .	119
Abbildung 10.9 Spannungsverlauf unter der Krafteinleitung (Finite-Elemente Simulation)	120
Abbildung 10.10 Verschiedene Schubspannungsverhältnisse ($R = \frac{\text{Minimale Spannung}}{\text{Maximale Spannung}}$), abhängig vom Ort	121
Abbildung 10.11 Simulierte Verschiebungen und Dehnungen genau unterhalb der Lasteinleitung während dem Food-Cart Roller Test (Rollspur eingezeichnet)	122
Abbildung 10.12 Gemessene Verschiebungen und Dehnungen genau unterhalb der Lasteinleitung während dem Food-Cart Roller Test	123
Abbildung 10.13 Spannungen im Wabenkern während des Food-Cart Roller Tests (Last=560 N pro Rad, 62°, Elementkoordinatensystem)	125

Abbildung 10.14 Schwingfestigkeitsdiagramm des Food-Cart Roller Versuches für zwei verschiedene Zellgrößen	126
Abbildung 10.15 Abdruck von 2 Rädern des Food-Cart Roller Versuches: Hohe Streuung	127
Abbildung 11.1 Bauteile der Rampe	130
Abbildung 11.2 Wabenkern am Rand mit weißer Pottingmasse gefüllt	130
Abbildung 11.3 Druckfläche des Hinterrades eines Rollstuhls bei einer Last von 120 kg und einem Reifendruck von 0,75 MPa	131
Abbildung 11.4 Versuchsaufbau zum Testen der Rampe	132
Abbildung 11.5 Versagen der Rampe: Riss im großen Aluminiumprofil	132
Abbildung 11.6 Wange beult bei einer Belastung	133
Abbildung 11.7 Probe mit Alueinleger	134
Abbildung 11.8 Wabenkern mit eingefügtem Aluminiumeinleger	135
Abbildung 11.9 Versuchsaufbau zum Testen der Probe mit Insert	135
Abbildung 11.10 Schaden im Wabenkern nahe dem Insert bei einer Lastamplitude von 1710 N nach 51000 Zyklen (Nur ein Viertel des Inserts dargestellt)	136
Abbildung 11.11 Probe mit Bohrloch, belastet in einem 3-Punkt Biegeversuch	137
Abbildung 11.12 Geometrie und Lasteinleitung der Probe mit Bohrloch	138
Abbildung 11.13 Erster Riss nach 31'000 Zyklen, zweiter nach 85'000 Zyklen (Lastamplitude: 2160 N)	138
Abbildung 11.14 Schaden nach 170'000 Zyklen (Lastamplitude: 2160 N)	139
Abbildung 11.15 Finite-Elemente Modell der Rampe mit Randbedingungen	140
Abbildung 11.16 Seitliche Wange beult in der Simulation mit gleichem Muster als im Versuch (Normalspannung dargestellt)	141
Abbildung 11.17 Normalspannungen im großen Aluminiumprofil: Originalprofil und Profil mit verbesserter Geometrie (Last: 2200 N)	142
Abbildung 11.18 Verschiebung des gesamten Modells mit Aluminiumeinleger und homogenisiertem Kern (oben), anschließend des Submodells (unten)	143
Abbildung 11.19 Spannungskomponenten im Submodell mit Wabenkern und Aluminiumeinleger bei einer Lastamplitude von 1710 N	144
Abbildung 11.20 Spannungskomponenten im Kern einer Probe mit Bohrloch (Lastamplitude=2160 N, Kernorientierung 62°, Elementkoordinatensystem)	145
Abbildung 11.21 Schubspannungen im Wabenkern einer Probe, wenn eine Wabenzelle zerstört ist	146
Abbildung 11.22 Schwingfestigkeitsdiagramm der Realbauteilversuche: Versuchsergebnisse und Berechnungsergebnisse	147
Abbildung A.1 Excel-Interface zur Erstellung des ANSYS Codes	161
Abbildung C.1 Lasteinleitungsfläche auf dem Wabenkern (Schubfluss über 12 Wabenwände)	166
Abbildung C.2 Paneel mit homogenisiertem Kern besteht aus mehreren Volumen	167
Abbildung C.3 Vernetztes Paneel mit homogenisiertem Kern mit Randbedingungen	167

Abbildung C.4	Flächen bei Krafteinleitungsfläche mit Linien getrennt, so dass der Ort der Krafteinleitung richtig definiert ist	169
Abbildung C.5	Spannungen im Wabenkern während dem Food-Cart Roller Test (Last=420 N pro Rad, 62°, Elementkoordinatensystem) .	170

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1.1	Material und Dimensionen der verwendeten Paneele	4
Tabelle 4.1	Kritische Drucklasten: analytische Berechnungen, Versuchsergebnisse und Datenblattwerte	34
Tabelle 4.2	Analytische Formel zur Berechnung der Schubspannungen im Wabenkern	45
Tabelle 5.1	Mechanische Eigenschaften der benutzten Materialien	52
Tabelle 6.1	Mechanische Eigenschaften des homogenisierten Wabenkerns für die Aluminiumwaben nach Gibson und Ashby [46] und Grediac [48]	60
Tabelle 6.2	Analytische Formeln zur Berechnung der Schubspannungen im homogenisierten Kern	62
Tabelle 6.3	Analytische Formeln zur Berechnung der Schubspannungen im Wabenkern aus den Spannungen des homogenisierten Kerns	65
Tabelle 8.1	Beullasten	96
Tabelle 8.2	Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 8.10 (W-Probe, $P_{\ddot{u}} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 787 N versagt das Bauteil nach 80'000 Zyklen	98
Tabelle 8.3	Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 8.12 (L-Probe, $P_{\ddot{u}} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 990 N versagt das Bauteil nach 390'000 Zyklen	101
Tabelle 9.1	Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 9.6 ($P_{\ddot{u}} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 630 N versagt das Bauteil nach 130'000 Zyklen	111
Tabelle 10.1	Ermüdberechnung in Anlehnung an die FKM-Richtlinie [14] für den Fall aus Abbildung 10.13 ($P_{\ddot{u}} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 560 N versagt das Bauteil nach 350'000 Zyklen	124

Tabelle C.1	Ermüdberechnung für den Fall aus Abbildung C.5 ($P_{\text{ü}} = 50\%$): bei einer Lastamplitude von 420 N versagt das Bauteil nach 70'000 Zyklen	171
-------------	--	-----

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Asme boiler and pressure vessel code, Technische Regel, 2010.
- [2] DIN 53293:1982-02 – Prüfung von Kernverbunden; Biegeversuch, .
- [3] DIN EN 6072:2011-06 – Luft- und Raumfahrt - Metallische Werkstoffe - Prüfverfahren - Ermüdungstest mit konstanter Amplitude; Deutsche und Englische Fassung EN 6072:2010, .
- [4] DIN 10002 – Metallische Werkstoffe - Zugversuch, .
- [5] DIN EN 1396 – Aluminium und Aluminiumlegierungen - Bandbeschichtete Bleche und Bänder für allgemeine Anwendungen - Spezifikationen, .
- [6] DIN EN 485 – Aluminium und Aluminiumlegierungen; Bänder, Bleche und Platten, .
- [7] DIN 50154 – Zugversuch ohne Feindehnungsmessung an Folien und Bändern aus Aluminium und Aluminium-Knetlegierungen mit einer Dicke bis zu 0,179 mm, .
- [8] DIN EN 546 – Aluminium und Aluminiumlegierungen - Folien, .
- [9] DIN EN 573 – Aluminium und Aluminiumlegierungen - Chemische Zusammensetzung und Form von Halbzeug, .
- [10] Eurocode 9: Bemessung und Konstruktion von Aluminiumtragwerken - Teil 2: Ermüdungsanfällige Tragwerke, European Committee for Standardisation.
- [11] Technische Spezifikation für Interoperabilität (TSI); Anwendungsbereich: Teilsysteme Infrastruktur und Fahrzeuge; Teilbereich: Zugänglichkeit für eingeschränkt mobile Personen.
- [12] Douglas specification dac 7954400. douglas specification, size a, code 88277, dac 7954400. Technical report, 1985.
- [13] VDI Berichte 661: Dauerfestigkeit und Zeitfestigkeit: zeitgemäße Berechnungskonzepte. 1988. ISBN 9783180906614.
- [14] Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM). Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. VDMA Verlag GmbH, 2003.
- [15] Boeing specification bms 4-17: Types i, ii, iii, iv. boeing material specification, bms 4-17u. Technical report, 2007.
- [16] Abbadi, A. *Caractéristiques en fatigue d'une structure sandwich à âme nids d'abeilles*. PhD thesis, Université de Metz, 2007.

- [17] Abbadi, A.; Azari, Z.; Belouettar, S.; Gilgert, J.; Freres, P. Modelling the fatigue behaviour of composites honeycomb materials (aluminium/aramide fibre core) using four-point bending tests. *International Journal of Fatigue*, 32(11):1739–1747, 2010.
- [18] Altenbach, H.; Altenbach, J.; Rikards, R. *Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke*. DVG, 1996.
- [19] Altenbach, H. *Kontinuumsmechanik: Einführung in die materialunabhängigen und materialabhängigen Gleichungen*. Springer, 2. aufl. 2012 edition, August 2012. ISBN 3642241182.
- [20] Arbaoui, J. E. *Etude comparative et caractérisation mécaniques des structures sandwichs multicouches*. PhD thesis, Université Paul Verlaine - Metz, 2009.
- [21] Bauer, J. *Ermittlung von Schwingfestigkeitseigenschaften für Leichtbaupaneele mit Wabenstruktur*. PhD thesis, Université du Luxembourg, Faculté des Sciences, de la Technologie et de la Communication, PhD-FSTC-5-2008, 2008.
- [22] Belingardi, G.; P., M.; L., P. Fatigue analysis of honeycomb-composite sandwich beams. *Composites: Part A, Applied Science & Manufacturing*, 38(4):1183–1191, 2007. ISSN 1359-835X.
- [23] Belouettar, S.; Abbadi, A.; Azari, Z.; Belouettar, R.; Freres, P. Experimental investigation of static and fatigue behaviour of composites honeycomb materials using four point bending tests. *Composite Structures*, 87(3):265–273, 2009.
- [24] Belouettar, S.; Hu, H.; Koutsawa, Y. Multi-scale modelling of sandwich structures using the arlequin method. *Advanced Modelling of Multifunctional Smart Materials and Structures*, pages 37–45, 2009.
- [25] Belouettar, S.; Hu, H.; Koutsawa, Y.; Freres, P. Wrinkling and buckling analysis of honeycomb sandwich composite structures. *Advanced Modelling of Multifunctional Smart Materials and Structures*, page 119, 2009.
- [26] Berger, C.; Blauel, J.; Hodulak, L.; Pyttel, B.; Varfolomeyev, I. *Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. VDMA Verlag GmbH, 2009.
- [27] Berkowitz, C.; Johnson, W. Fracture and fatigue tests and analysis of composite sandwich structure. *Journal of composite materials*, 39(16):1417–1431, 2005.
- [28] Bianchi, G.; Aglietti, G.; Richardson, G. Static and fatigue behaviour of hexagonal honeycomb cores under in-plane shear loads. *Applied Composite Materials*, Springer, 2011.
- [29] Bishop, N.; Sherratt, F. *Finite element based fatigue calculations*. NAFEMS, 2000.
- [30] Bitzer, T. *Introduction, Honeycomb Technology, Materials, design, manufacturing, applications and testing*. Chapman & Hall, first edition edition, 1997.

- [31] Boller, C.; Seeger, T. *Materials Data for Cyclic Loading*. Elsevier Science Ltd, November 1998. ISBN 044428755.
- [32] Boyer, H. E. *Atlas of Fatigue Curves*. ASM International, February 1986. ISBN 0871702142.
- [33] Broek, D. *The Practical Use of Fracture Mechanics*. Springer, softcover reprint of the original 1st ed. 1989 edition, May 2008. ISBN 0792302230.
- [34] Burchardt, C. Fatigue in sandwich structures loaded in transverse shear. *Composite structures*, 40(1):73–79, 1997.
- [35] Burchardt, C. Fatigue of sandwich structures with inserts. *Composite structures*, 40(3):201–211, 1997.
- [36] Burman, M.; Zenkert, D. Fatigue of foam core sandwich beams, 1: undamaged specimens. *International journal of fatigue*, 19(7):551–561, 1997.
- [37] Burman, M.; Zenkert, D. Fatigue of foam core sandwich beams–2: effect of initial damage. *International journal of fatigue*, 19(7):563–578, 1997.
- [38] Burman, M.; Zenkert, D. Fatigue of undamaged and damaged honeycomb sandwich beams. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2(1):50–74, 2000.
- [39] Buxbaum, O. *Betriebsfestigkeit. Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile*. Bericht. nachdr. edition, 1988. ISBN 3514003998.
- [40] Carlsson, L. A.; Kardomateas, G. A. *Structural and Failure Mechanics of Sandwich Composites*. Springer, 2011 edition, May 2011. ISBN 1402032242.
- [41] Clark, S.; Shenoi, R.; Allen, H. Modelling the fatigue behaviour of sandwich beams under monotonic, 2-step and block-loading regimes. *Composites science and technology*, 59(4):471–486, 1999.
- [42] Coffin Jr, L. Low cycle fatigue—a review. Technical report, General Electric Co. Research Lab., Schenectady, NY, 1962.
- [43] Demelio, G.; Genovese, K.; Pappalettere, C. An experimental investigation of static and fatigue behaviour of sandwich composite panels joined by fasteners. *Composites Part B: Engineering*, 32(4):299–308, 2001.
- [44] Doyoyo, M.; Mohr, D. Microstructural response of aluminum honeycomb to combined out-of-plane loading. *Mechanics of materials*, 35(9):865–876, 2003.
- [45] Gerber, H. Bestimmung der zulässigen Spannungen in Eisenkonstruktionen. Z.d. Bayer. Architekten- u. Ingenieurvereins 6, 6:101–110, 1874.
- [46] Gibson, L.; Ashby, M. *The mechanics of honeycombs, Cellular solids, Structure and properties*. Cambridge University Press, second edition edition, 1997.
- [47] Goodman, J. *Mechanics applied to engineering*. Longmans, Green & Co., 1919.
- [48] Grediac, M. A finite element study of the transverse shear in honeycomb cores. *International journal of solids and structures*, 30(13):1777–1788, 1993.

- [49] Gudehus, H.; Eisenhüttenleut, V. *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung*. Verlag Stahleisen, 4 edition, 1999.
- [50] Haibach, E. *Festigkeitsnachweis Aluminium: Vorhaben Nr. 209: Richtlinie Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Bauteile aus Aluminiumwerkstoff ; Abschlussbericht ; Beginn der Arbeiten: 01.05.1996, Ende der Arbeiten: 30.06.1998*. FKM, 1999.
- [51] Haibach, E. *Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Springer, January 2006. ISBN 9783540293637.
- [52] Hardrath, H. F.; Utley, E. C.; Guthrie, D. E. Rotating-beam fatigue tests of notched and unnotched 7075-t6 aluminum-alloy specimens under stresses of constant and varying amplitudes. 1959.
- [53] Harte, A. M.; Fleck, N.; Ashby, M. The fatigue strength of sandwich beams with an aluminium alloy foam core. *International Journal of Fatigue*, 23(6): 499–507, 2001. ISSN 01421123.
- [54] Hesse, W. *Aluminium-Schlüssel*. Beuth, 2010.
- [55] Hesse, W. *Aluminium-Schlüssel*. Beuth, 9., aufl. edition, 2010. ISBN 3410220259.
- [56] Huang, J.-S.; Liu, S.-Y. Fatigue of honeycombs under in-plane multiaxial loads. *Materials Science and Engineering: A*, 308(1):45–52, 2001.
- [57] Huang, J.; Lin, J. Fatigue of cellular materials. *Acta materialia*, 44(1):289–296, 1996.
- [58] Issler, L.; Ruoff, H.; Häfele, P. *Festigkeitslehre-Grundlagen*. Springer, 2005.
- [59] Jen, Y.-M.; Chang, L.-Y. Evaluating bending fatigue strength of aluminum honeycomb sandwich beams using local parameters. *International Journal of Fatigue*, 30(6):1103–1114, 2008.
- [60] Jen, Y.-M.; Chang, L.-Y. Effect of thickness of face sheet on the bending fatigue strength of aluminum honeycomb sandwich beams. *Engineering Failure Analysis*, 16(4):1282–1293, 2009.
- [61] Kanny, K.; Mahfuz, H. Flexural fatigue characteristics of sandwich structures at different loading frequencies. *Composite structures*, 67(4):403–410, 2005.
- [62] Klein, B. *Leichtbau-Konstruktion: Berechnungsgrundlagen und Gestaltung*. Vieweg+Teubner Verlag, 9., überarb. u. erw. aufl. 2012 edition, September 2011. ISBN 3834816043.
- [63] Kotte, K.; Eulitz, K.-G. Datensammlung Betriebsfestigkeit–Zuverlässigkeit von Lebensdauerabschätzungen. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 34 (9):836–842, 2003.
- [64] Kulkarni, N.; Mahfuz, H.; Jeelani, S.; Carlsson, L. Fatigue crack growth and life prediction of foam core sandwich composites under flexural loading. *Composite Structures*, 59(4):499–505, 2003.

- [65] Kunimoto, T.; Yamada, H. Study on the buffer characteristics of the honeycomb sandwich construction under dynamic loading. *Japan Institute of Light Metals, Journal*, 37:327–331, 1987.
- [66] Läpple, V. *Einführung in die Festigkeitslehre: Lehr- und Übungsbuch*. Springer, 2011.
- [67] Lee, S.; Tsotsis, T. Indentation failure behavior of honeycomb sandwich panels. *Composites science and technology*, 60(8):1147–1159, 2000.
- [68] Lin, T.-C.; Yang, M.-Y.; Huang, J.-S. Effects of solid distribution on the out-of-plane elastic properties of hexagonal honeycombs. *Composite Structures*, 100:436–442, 2013.
- [69] Mang, H. A.; Hofstetter, G. *Festigkeitslehre*. Springer DE, 2004. ISBN 9783211212080.
- [70] Manson, S.; Hirschberg, M. H. Fatigue behavior in strain cycling in the low- and intermediate-cycle range. *Fatigue: An Interdisciplinary Approach*, pages 133–178, 1964.
- [71] Meraghni, F.; F., D.; M.L., B. Mechanical behaviour of cellular core for structural sandwich panels. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 30(6):767–779, 1999. ISSN 1359835X.
- [72] Meraghni, F.; Desrumaux, F.; Benzeggagh, M. Damage analysis in sandwich beams with cellular core using micromechanics coupled to a statistical approach. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 6(6):463, 2004.
- [73] Morrow, J. D. Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals. 1965.
- [74] Paik, J. K. The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels. *Thin-Walled Structures*, 35(3):205–231, 1999. ISSN 02638231.
- [75] Pan, S.-D.; Wu, L.-Z.; Sun, Y.-G.; Zhou, Z.-G.; Qu, J.-L. Longitudinal shear strength and failure process of honeycomb cores. *Composite Structures*, 72(1):42–46, 2006.
- [76] Paris, P. C. A critical analysis of crack propagation laws. *Trans. ASME*, 85:528–534, 1963.
- [77] Petras, A. Failure mode maps for honeycomb sandwich panels. *Composite Structures*, 44(4):237–252, 1999. ISSN 02638223.
- [78] Qiao, P.; Wang, J. Transverse shear stiffness of composite honeycomb cores and efficiency of material. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 12(2):159–172, 2005.
- [79] Radaj, D.; Vormwald, M. *Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure*. Springer, 3., neubearb. u. erw. aufl. 2nd printing. 2007 edition, August 2007. ISBN 3540714588.

- [80] Radaj, D.; Sonsino, C. M.; Fricke, W. *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*. Woodhead publishing, 2006.
- [81] Sayir, M.; Dual, J.; Kaufmann, S. *Ingenieurmechanik 2: Deformierbare Körper*. Vieweg+Teubner Verlag, 2., korrigierte und ergänzte Auflage. February 2009. ISBN 3834806943.
- [82] Schijve, J. *Fatigue of Structures and Materials*. Kluwer Academic Publishers, 2001.
- [83] Schwingshackl, C.; Aglietti, G.; P.R., C. Determination of honeycomb material properties: Existing theories and an alternative dynamic approach. *Journal of Aerospace Engineering*, 19(3):177–181, 2006.
- [84] Sharma, N.; Gibson, R.; Ayorinde, E. Fatigue of foam and honeycomb core composite sandwich structures: A tutorial. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, 8(4):263–319, 2006. ISSN 10996362.
- [85] Sharma, S.; Murthy, H.; Krishna, M. Interfacial studies in fatigue behavior of polyurethane sandwich structures. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 23(8):893, 2004.
- [86] Shenoi, R.; Clark, S.; Allen, H. Fatigue behaviour of polymer composite sandwich beams. *Journal of composite materials*, 29(18):2423–2445, 1995.
- [87] Shipsha, A. Fatigue behavior of foam core sandwich beams with sub-interface impact damage. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 5:147–160, 2003.
- [88] Smith, K.; Topper, T.; Watson, P. A stress-strain function for the fatigue of metals(stress-strain function for metal fatigue including mean stress effect). *Journal of Materials*, 5:767–778, 1970.
- [89] Soderberg, C. R. Factor of safety and working stress. *Transactions of ASME*, 52:13–28, 1939.
- [90] Sonsino, C. Zur Bewertung des Schwingfestigkeitsverhaltens von Bauteilen mit Hilfe örtlicher Beanspruchungen. *Konstruktion*, 45(1):25–33, 1993.
- [91] Sonsino, C. Dauerfestigkeit - Eine Fiktion. *Konstruktion*, 57(4):87–92, 2005.
- [92] Staal, R.; Mallinson, G.; Jayaraman, K.; Horrigan, D. Predicting failure loads of undamaged sandwich honeycomb panels subject to bending. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 11(2-3):73–104, 2009.
- [93] Triplett, M. H.; Schonberg, W. P. Static and dynamic finite element analysis of honeycomb sandwich structures. *Structural Engineering and Mechanics*, 6(1):95–113, 1998.
- [94] Vautrin, A. *Mechanics of Sandwich Structures: Proceedings of the Euromech 360 Colloquium held in Saint-Etienne, France, 13-15 May 1997*. Springer Netherlands, softcover reprint of hardcover 1st ed. 1998 edition, December 2009. ISBN 9048150272.

- [95] Wahl, L.; Zürbes, A.; Maas, S.; Waldmann, D.; Frères, P.; Wintgens, W. Fatigue in aluminium honeycomb-core plates. *NAFEMS Benchmark Magazine*, pages 26–32, 2011.
- [96] Wahl, L.; Zürbes, A.; Maas, S.; Waldmann, D.; Frères, P. Shear stresses in honeycomb sandwich plates: Analytical solution, finite element method and experimental verification. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 14(4): 449–468, 2012.
- [97] Wahl, L.; Zürbes, A.; Maas, S.; Waldmann, D.; Frères, P. Fatigue in the core of aluminium honeycomb panels: Lifetime prediction compared to fatigue tests. *International Journal of Damage Mechanics*, eingereicht und noch nicht akzeptiert.
- [98] Wierzbicki, T. Crushing analysis of metal honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 1(2):157–174, 1983.
- [99] Zenkert, D. *The Handbook of Sandwich Construction*. North European Engineering and Science Conference Series. Emas Publishing, 1997. ISBN 9780947817961.
- [100] Zhang, J.; Ashby, M. Buckling of honeycombs under in-plane biaxial stresses. *International journal of mechanical sciences*, 34(6):491–509, 1992.
- [101] Zhang, J.; Ashby, M. The out-of-plane properties of honeycombs. *International Journal of Mechanical Sciences*, 34(6):475–489, 1992.

LEBENSLAUF

Persönliche Daten

Laurent Wahl

Geboren am 25. Oktober 1984 in Ettelbrück, Luxemburg

Luxemburgische Staatsbürgerschaft

Ausbildung

1991-1997	Grundschule in Lorentzweiler, Luxemburg
1997-2004	Lycée Robert Schuman Luxembourg, Luxembourg
2004-2009	Studium an der ETH Zürich, Fach Maschineningenieurwissenschaften, Studienschwerpunkt „Strukturmechanik“ und Ernen-nung zum Master of Science ETH in Maschineningenieurwis-senschaften
2009-2013	Doktorand an der Fakultät für Naturwissenschaften, Technolo-gie und Kommunikation an der Universität Luxemburg

Berufserfahrung/Praktikas

2004	Werkstattpraktikum, Arcelor-Mittal, Luxemburg
2006	Hilfsassistent in Elektrotechnik
2008-2009	Praktikum und Masterarbeit bei Hilti AG, Fürstentum Liech-tenstein
2009-2013	Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Fakultät für Naturwis-senschaften, Technologie und Kommunikation an der Univer-sität Luxemburg