

Konstruktive Aspekte beim Entwurf von Bugwülsten zur Verbesserung des Energieaufnahmevermögens bei Schiffskollisionen

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Ingo Martens
aus Stuttgart

2014

Konstruktive Aspekte beim Entwurf von Bugwülsten
zur Verbesserung des Energieaufnahmevermögens
bei Schiffskollisionen

Ingo Martens, 2014

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h. c. Eike Lehmann
 2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger
 3. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Grabe
- Vorsitzender der Prüfungskommission: Prof. Dr.-Ing. Moustafa Abdel-Maksoud

Tag der mündlichen Prüfung: 23.06.2014

© Schriftenreihe Schiffbau der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
Schwarzenbergstrasse 95c
D-21073 Hamburg

Bericht Nr.: 679

ISBN: 978-3-89220-679-8

Zusammenfassung

Herkömmliche Bugwulststrukturen sind in der Regel extrem steif ausgeführt und weisen oft scharf geformte Linien auf. Dies führt im Falle einer Kollision zu einem raschen Aufreißen der Schiffshülle des gerammten Gegners bei verhältnismäßig geringer Energiedissipation. Diese Arbeit untersucht konstruktive Alternativen für Bugwülste, die eine gezielte Verformung des Bugwulstes erlauben. Dadurch soll ein insgesamt erheblich stumpferes Eindringen in die gerammte Schiffsstruktur bei deutlicher Erhöhung der kritischen Kollisionsenergie erreicht werden.

Mit aufwändiger Versuchstechnik wurde zunächst untersucht, welche Effekte mit derartigen kollisionsfreundlichen Bugwulststrukturen erreichbar sind. Hierfür wurde auf der großen Festigkeitsprüfanlage des Instituts für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen der Technischen Universität Hamburg-Harburg ein Versuchsstand für Kollisionsversuche im Modellmaßstab von etwa 1:3 mit maximalen Kollisionskräften von 4.000 kN errichtet. Ausgehend von zwei Vorversuchen mit Bugwülsten gegen starren Gegner, wurden insgesamt vier Kollisionsversuche mit Bugwülsten gegen Modelle einer Schiffsseitenstruktur durchgeführt. Die versuchstechnisch ermittelten kollisionsmechanischen Effekte haben zwar prinzipielle Gültigkeit für die Großausführung, die absolute Bewertung der Großausführung erfolgte jedoch durch numerische Kollisionssimulationen in Originalgröße. Die Validierung der für diese Simulationen verwendeten Berechnungstechnik erfolgte anhand der Versuchsergebnisse und ist einer der wesentlichen Bestandteile der vorliegenden Arbeit.

Im Ergebnis der Untersuchungen werden Bugwulstkonstruktionen vorgeschlagen, die ein Abflachen mindestens der vorderen Bugwulstspitze schon bei möglichst geringen Kollisionskräften ermöglichen. Die Dimensionierung einer derart leicht verformbaren Kappe unter üblichen Betriebslasten ist eine weitere Aufgabe dieser Arbeit. Hierzu wurden in Zusammenarbeit mit Lloyd's Register Lastfälle für eine direkte Bemessung der Struktur definiert. Diese umfassen symmetrische wie unsymmetrische, dynamische wie hydrostatische Drucklasten durch die See aber auch Einzellasten wie sie durch das Auftreffen treibender Gegenstände entstehen können.

Vorwort

Ein wesentlicher Entwicklungsschritt in der Verbesserung der Kollisionssicherheit von schiffbaulichen Konstruktionen wurde mit der internationalen Forderung nach einer Doppelhüllenbauweise für Tankschiffe erreicht. In Deutschland wurden solche Doppelhüllentanker lange Zeit erfolgreich von der LINDENAU GmbH Schiffswerft & Maschinenfabrik in Kiel gebaut. Meine ersten Berufsjahre war ich dort mit dem Aufbau und der anschließenden Leitung der Gruppe „Forschung und Entwicklung“ betraut und bin sehr dankbar, dass ich so unter anderem meinem Interesse an der Entwicklung kollisionssicherer Schiffsstrukturen nachgehen konnte. Eine meiner Aufgaben war zu dieser Zeit die technische Umsetzung einer Konstruktionsidee zur Verbesserung des Energieaufnahmevermögens von Doppelhüllenstrukturen im Kollisionsfall. Nach Bildung einer Forschungsgruppe und Erarbeitung eines entsprechenden Forschungsprogramms führte mich 2008 mein Weg wieder zurück an die Technische Universität Hamburg-Harburg (TUHH), um mich dort ganz den wissenschaftlichen Inhalten dieses Projektes und der Begleitung der geplanten Versuche zu widmen. Im Winter desselben Jahres meldete die LINDENAU GmbH Insolvenz an und die Finanzierung der geplanten Forschungstätigkeit wurde eingestellt. Zu diesem Zeitpunkt wurde zwar bereits mit der Montage des geplanten Versuchsstandes an der TUHH begonnen, auch die Detailkonstruktion wesentlicher Versuchsanlagenkomponenten war teilweise abgeschlossen oder weit fortgeschritten. Ohne geeignete Anschlussfinanzierung und neue Industriepartner konnten die Arbeiten jedoch nicht fortgesetzt werden. Davon unbenommen trieb die Weltwirtschaft zu dieser Zeit an den Rand des Kollapses und eine Werfteninsolvenz folgte in Deutschland der Nächsten.

Unter diesen eher düster anmutenden Vorzeichen begann ich – damals noch unter meinem Geburtsnamen *Tautz* - die Arbeit an der hier vorliegenden Dissertation, die in meiner Zeit am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen der Technischen Universität Hamburg-Harburg entstand. Ich bin sehr dankbar, dass es trotz der eingangs beschriebenen Umstände gelungen ist, neue Forschungsprojekte unter dem Dach der Kollisionssicherheit von Seeschiffen zu realisieren, ohne die eine substantielle Auseinandersetzung mit dem vorliegenden Thema nicht möglich gewesen wäre.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. Eike Lehmann, der durch seine gewinnende Art meinen Entschluss beförderte aus der Industrie wieder zurück an die Hochschule zu gehen und jederzeit mit seiner umfassenden Erfahrung sowohl mit fachlichem wie menschlichem Rat zur Verfügung stand. Den Herren Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger und Prof. Dr.-Ing. Jürgen Grabe danke ich für die Erstellung Ihrer Gutachten.

Herrn Prof. Dr.-Ing Wolfgang Fricke danke ich für die Möglichkeit am Institut zu promovieren, für seinen fachlichen Rat und besonders für seine Bereitschaft und Unterstützung wenn es darum ging, mein Arbeitsverhältnis den sich im Laufe der Dissertation ändernden Umständen anzupassen.

Den Mitarbeitern des Instituts danke ich für die kollegiale und freundschaftliche Zusammenarbeit. Ganz herzlich bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Martin Schöttelndreyer, mit dem ich all die Jahre ein Büro teilen durfte, für die besonders vertrauensvolle Zusammenarbeit, seinen Pragmatismus, für seine unablässige Unterstützung, die guten fachlichen Diskussionen und so manchen ebenso schwachsinnigen wie amüsanten Witz. Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Schröder gilt, stellvertretend für die Mitarbeiter der Versuchshalle, mein Dank für die technische Umsetzung des Versuchsprogramms. Herrn Dipl.-Ing. Adolph Krohn danke ich für seine wertvolle Beratung im Zuge der Versuchsplanung

und Durchführung. Mein Dank gilt ebenfalls den zahlreichen Studierenden die unter meiner Anleitung, im Rahmen von wissenschaftlichen Hilfstätigkeiten, Studien-, Projekt- oder Abschlussarbeiten das umfangreiche Versuchs- und Berechnungsprogramm begleitet haben. Besonders hervorheben möchte ich hier stellvertretend die Beiträge von Jakob Gauerke zur rechnerischen Bewertung von Bugwulstkonstruktionen unter Betriebslast und von Hauke Herrnring zur Ermittlung wahrer Spannungs-Dehnungsbeziehungen aus Zugversuchen.

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Verbundforschungsvorhabens ELKOS. Das von mir bearbeitete Teilvorhaben „Validierung von Kollisionsberechnungen durch Großversuche an Konstruktionsvarianten von Seitenhüllen“ wurde im Zeitraum vom 01.08.2009-30.09.2013 vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie finanziert. Für diese Unterstützung bedanke ich mich ausdrücklich. Für die Fertigung und Anlieferung stahlbaulicher Komponenten der Versuchsanlage sowie der Modellkörper bedanke ich mich beim Vorhabenspartner Flensburger Schiffbau-Gesellschaft. Weiterhin bedanke ich mich beim Projektträger Jülich, hier insbesondere bei Frau Bude und Herrn Dr. Kaltoven für die jahrelange, gute und vertrauensvolle Zusammenarbeit und Unterstützung bei zahlreichen (Änderungs-) Anträgen dieses und anderer Forschungsprojekte.

Meinen Eltern und meinen Schwestern möchte ich für das Rüstzeug danken, das mir in unserem Elternhaus mit auf den Weg gegeben wurde. Ihr liebevoller Rückhalt hat mich auch während der Ausarbeitung dieser Dissertation getragen.

Die letzten Zeilen dieses Vorworts richte ich mit herzlichem Dank an meine Frau Julie Martens, die gemeinsam mit mir die Höhen und Tiefen der hier vorliegenden Arbeit erlebt und durchlebt hat. Sie hat mir unsere beiden wunderbaren Söhne geschenkt und mit ihrer Entscheidung, sich in deren ersten Lebensjahren hauptsächlich um die Familie zu kümmern, ganz wesentlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	vii
Abbildungsverzeichnis	ix
Abkürzungen.....	xi
1. Einleitung	1
2. Stand der Wissenschaft	3
2.1. Bewertung der Kollisionssicherheit schiffbaulicher Strukturen	3
2.2. Alternative Vorschiffskonstruktionen	6
2.3. Versuche zur Validierung von Kollisionsberechnungen	10
2.4. Kollisionssimulation mit FEM	11
2.4.1. Ermittlung wahrer Spannungs-Dehnungskurven	13
2.4.2. Bruchkriterien	14
2.4.3. Reibung	17
3. Zielstellung und Vorgehensweise.....	19
4. Versuche.....	23
4.1. Basiskonzept.....	24
4.2. Versuchsaufbau	26
4.3. Modellkörper	29
4.3.1. Bugwulstmodelle	29
4.3.2. Seitenhüllenmodelle	32
4.4. Versuchsergebnisse	34
4.4.1. Kollisionsverhalten gegen starren Gegner (Vorversuche)	34
4.4.2. Kollisionsverhalten gegen Seitenhüllenmodelle (KV1-KV4).....	36
4.4.3. Materialverhalten	39
5. Validierung der Berechnungsmethodik	45
5.1. Berechnung der Versuche	46
5.1.1. Ermittlung wahrer Spannungs- Dehnungskurven	46
5.1.2. Angaben zur Modellierung	49
5.1.3. Ergebnisse bei Verwendung unterschiedlicher Bruchkriterien	52
5.2. Berechnung einer realen Schiffskollision	57
5.2.1. Einfluss der Reibung.....	59
5.2.2. Bewertung der Randbedingungen	62

5.3. Zusammenfassung der Validierungsergebnisse	63
6. Dimensionierung alternativer Bugwulstkonstruktionen	65
6.1. Bewertung unter Kollisionsbelastung	66
6.2. Bewertung unter druckförmiger Belastung	68
6.3. Bewertung unter lokalen Einzellasten	72
6.4. Schlussfolgerungen.....	75
7. Kollisionsberechnung mit vollständigem Vorschiff einer Großausführung	77
8. Zusammenfassung.....	83
Veröffentlichungen	85
Literaturverzeichnis	87
Lebenslauf.....	93

Abbildungsverzeichnis

Bild 2.1: Energiedissipation der Kollisionsgegner in vereinfachter, schematischer Darstellung	5
Bild 2.2: Bekannte Vorschläge für kollisionsfreundliche Vorschiffsstrukturen aus der Literatur	7
Bild 2.3: Konventioneller und kollisionsfreundlicher Bugwulst („Buffer Bow“) eines VLCC aus [16] und [17]	8
Bild 2.4: Versagensmoden des „Buffer Bows“ aus [78]	8
Bild 4.1: Betrachtetes Kollisionsszenario im Versuch	23
Bild 4.2: Frühes Konzept für Versuchsaufbau, später verworfen	26
Bild 4.3: Versuchsaufbau für Kollisionsversuche (KV1-KV4), 3-D Ansicht, teiltransparent	27
Bild 4.4: Versuchsaufbau für Vorversuche (VV1,VV2), Seitenansicht	28
Bild 4.5: Modellkörper für VV1, konventionelle Bauweise	30
Bild 4.6: Berechnete Energieaufnahme der Auslegungsvarianten für VV2 im Vergleich zu VV1	31
Bild 4.7: Modellkörper für VV2, kollisionsfreundliche Bauweise	31
Bild 4.8: Bugwulstmodellkonfigurationen für Kollisionsversuche, Maße in mm	32
Bild 4.9: Seitenhüllenmodell für Kollisionsversuche	33
Bild 4.10: Raster im Kollisionsbereich	33
Bild 4.11: Gemessene Kollisionskraft über –weg für Vorversuch1 (oben) und Vorversuch2 (unten)	35
Bild 4.12: Gemessene Kollisionskraft über –weg für KV1 und KV2	36
Bild 4.13: Schematisches Verformungsbild kurz vor dem Anriss der Außenhaut (*), KV1 und KV2, Querschnitt	37
Bild 4.14: gemessene Kollisionsenergie über –weg für KV1 und KV2	38
Bild 4.15: Energiedifferenzen bei Verwendung eines verformbaren Bugwulstes für Seitenhüllen mit und ohne Füllstoff	39
Bild 4.16: Übersicht verwendeter Flachzugproben	40
Bild 4.17: Technische Spannungs-Dehnungskurven aus Zugversuchen	40
Bild 4.18: Dehnungsmessungen am Kreisraster, exemplarisch für KV1 im Bereich des Rissbeginns	42
Bild 5.1: Möglichkeiten zur Ermittlung wahrer Spannungs-Dehnungsbeziehungen im Vergleich, a) gesamter Dehnungsbereich, b) Detail: kleine Dehnungen	47
Bild 5.2: Ermittlung a) und Validierung b) der wahren Spannungs-Dehnungskurven (wSDK) für die Simulation am Beispiel des Zugversuchs der Außenhaut bzw. Innenhülle von KV1	48

Bild 5.3: Berechnungsmodelle mit Randbedingungen für Vorversuche	49
Bild 5.4: Berechnungsmodelle mit Randbedingungen für Kollisionsversuche.....	50
Bild 5.5: Simulationsmodell für Kollisionsversuche – FE-Netz.....	51
Bild 5.6: Simulations- und Berechnungsergebnisse für VV1 (oben) und VV2 (unten)	52
Bild 5.7: Versuchs- und Berechnungsergebnisse für verschiedene Bruchkriterien, oben KV1, unten KV2	54
Bild 5.8: Rissbilder im Kollisionsbereich von KV2 für Anriss der Außenhaut und Durchriss der HPs.....	56
Bild 5.9: Kollisionsszenario URD – NILS HOLGERSSON	57
Bild 5.10: Unfallschaden an der URD (links) und der NILS HOLGERSSON (rechts)	58
Bild 5.11: Reaktionskräfte a) und Verformungsbilder b), c) für Szenario aus Abschnitt 5.2, $\mu = 0,23$	60
Bild 5.12: Absorbierte Kollisionsenergie für verschiedene Reibbeiwerte	61
Bild 5.13: Skizze der tatsächlichen Kollisionssituation samt Anordnung der Fender (überzeichnet).....	62
Bild 6.1: Konstruktive Trennung des Bugwulstes am Beispiel des Typs ConRo 220	65
Bild 6.2: Kollisionsszenario und Randbedingungen	67
Bild 6.3: Verformung der untersuchten Varianten kurz vor dem Außenhautversagen des gerammten Schiffes	68
Bild 6.4: Neigungswinkel zur Beschreibung der Schiffsform für Slammingstöße	69
Bild 6.5: Lastannahmen für hydrostatischen Druck und Slamming im Vergleich	70
Bild 6.6: Vergleichsspannungen für berechnete Lastfälle und Modelle, Darstellung beschränkt auf Bereich vor #234	71
Bild 6.7: Spannungsauswertung an charakterischen Punkten normiert mit zulässiger Spannung	72
Bild 6.8: Belastungspositionen für Traglastuntersuchung	73
Bild 6.9: Traglastkurven für seitliche Kontaktpositionen.....	74
Bild 6.10: Traglastkurven für vorliche Kontaktpositionen	75
Bild 7.1: Bugwulstlinien des Typs ConRo 220 und der NILS HOLGERSSON im Vergleich.....	78
Bild 7.2: Kollisionskraft- und –energie über Eindringtiefe für Kollisionsszenario aus Abschnitt 5.2 für konventionellen Bugwulst (starr) und für einen Bugwulst mit verformbarer Kappe (soft).....	79
Bild 7.3: Rissbilder (rot) und Verformung der Außenhaut für ausgewählte Kollisionszeitpunkte	80

Abkürzungen

AH	Außenhaut
AIS	Automatic Identification System
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
BW	Bugwulst
E	Kollisionsenergie, indiziert mit weiteren Angaben
ELKOS	Verbesserung der Kollisionssicherheit durch Integration struktureller Maßnahmen in die Leckstabilitätsberechnung moderner RoRo-Fahrgastschiffe, Bezeichnung eines Forschungsprojektes
FEM	Finite Elemente Methode
GL	Germanischer Lloyd, Klassifikationsgesellschaft, hier auch als Bezeichnung eines Bruchkriteriums verwendet
HP	Hollandprofil, Wulstflachstahlerzeugnis
IH	Innenhülle
KV	Kollisionsversuch
LC	Lastfall (englisch: load case)
LR	Lloyd's Register, Klassifikationsgesellschaft
NVA	normalfester Schiffbaustahl mit Nennstreckgrenze von 235 N/mm ² , Klassifikationsbezeichnung von Det Norske Veritas (DNV)
PES	Peschmann, Bezeichnung eines Bruchkriteriums
RTCL	Rice Tracey Cockroft Latham, Bezeichnung eines Bruchkriteriums
VLCC	Very Large Crude Carrier, Rohöltanker (ca. 200.000-320.000 DWT)
W	Vorversuch

1. Einleitung

Am 30. Oktober 1952 wurde die deutsche Patentschrift Nr. 854 157 mit dem Titel „Kraftfahrzeug, insbesondere zur Beförderung von Personen“ ausgegeben. Als Erfinder wird Béla Barényi genannt, der zwischen 1939 und 1972 bei Daimler-Benz tätig war. Seine Erfindung basiert gemäß Patentschrift auf dem Konzept, „dass Fahrgestell und Aufbau so bemessen und gestaltet sind, dass Ihre Festigkeit im Bereich des Fahrgastraumes am größten ist und nach den Enden zu stetig oder stufenweise abnimmt“. Hierdurch wird der Abbau von kinetischer Energie im Falle einer Kollision auf die Fahrzeugenden konzentriert und damit der Insassenschutz in der steifen Fahrgastzelle erhöht. 1959 geht diese als Sicherheitskarosserie bezeichnete Konstruktion mit der Mercedes-Benz „Heckflosse“ (W 111) erstmals in Serie. Diese Bauart wird schon bald zum internationalen Standard in der weltweiten Automobilkonstruktion und wird heute landläufig auch gerne als Knautschzone bezeichnet.

Die Übertragung dieses Konstruktionsprinzips auf Seeschiffe würde zu einer grundsätzlichen Überarbeitung des Konstruktionsstandards von Vorschiffsstrukturen führen und könnte einen wichtigen Beitrag zur Verbesserung des passiven Kollisionsschutzes in der Seeschifffahrt darstellen. Derzeit hat die von Barényi vorgeschlagene Reduzierung der „Festigkeit [...] nach den Enden zu“ für schiffbauliche Konstruktionen allerdings noch keine praktische Relevanz. Einerseits liegt dies an den Belastungen, die auch im üblichen Betrieb auf Vorschiffe einwirken und die angestrebten Festigkeitsreduzierungen einschränken. Beispielsweise sind hier dynamische Belastung aus dem Seegang zu nennen (Slamming), die die hydrostatischen Belastungen des Unterwasserschiffes um mehrere Größenordnungen überschreiten können. Andererseits besteht praktisch kein wirtschaftlicher Anreiz, Vorschiffsstrukturen derart zu ändern, dass sie im Kollisionsfall besonders viel Energie durch plastische Verformung dissipieren. Profitieren würde der potentiell gerammte Kollisionsgegner, der Reeder des rammenden Schiffes hingegen hätte - rein wirtschaftlich betrachtet - zunächst lediglich höhere Reparaturkosten an seinem Vorschiff zu tragen, ohne die Sicherheit seiner Besatzung durch die „Knautschzone“ unmittelbar verbessert zu haben.

Sicherheitstechnisch betrachtet könnten besonders kollisionsfreundliche Vorschiffsstrukturen in Zukunft jedoch Totalverluste bei Schiffskollisionen oder andere schwere Unfälle vermeiden helfen. Dies dürfte letztlich dann wieder im Interesse der gesamten Schifffahrt und jedes einzelnen Reeders liegen. Um diese sicherheitstechnischen Aspekte mit betriebswirtschaftlichen Zusammenhängen zu verbinden, stehen – sehr zur Erleichterung des Autors – eigene Wissenschaften zur Verfügung. Im Rahmen dieser ingenieurwissenschaftlichen Dissertation sollen ausschließlich Sicherheitsaspekte herausgearbeitet werden.

Die in der Vergangenheit durchgeführten Arbeiten zur Erhöhung der Kollisionssicherheit schiffbaulicher Konstruktionen fokussierten bis zum Ende des zwanzigsten Jahrhunderts eindeutig auf Seitenstrukturen der gerammten Schiffe. Die Betrachtung von Kollisionen zwischen Schiffen und

Wasserbauten wie Brücken, Schleusen oder Offshoreplattformen führte parallel zu Untersuchungen des Energieaufnahmevermögens von Vorschiffen. Schwerpunkt dieser Arbeiten war jedoch nicht, die Verbesserung von Vorschiffsstrukturen für den Kollisionsfall sondern vielmehr die Entwicklung von Berechnungsverfahren zur Abschätzung der Energiedissipation konventioneller Vorschiffsstrukturen bei bestimmten Kollisionsszenarien.

Bis heute wird die Energiedissipation von rammendem und gerammtem Schiff unter Annahme eines jeweils starren Gegners separat abgeschätzt und ggf. addiert. Für starre Gegner wurde hierfür eine Vielzahl von Kollisionsversuchen im großen und kleinen Maßstab durchgeführt, die zur Validierung von analytischen und numerischen Berechnungsmethoden mit der Methode der finiten Elemente verwendet wurden.

Etwa seit dem Ende der 1990er Jahre wurden vereinzelt Finite Elemente Berechnungen durchgeführt, die eine Verformung von beiden Kollisionspartnern im Kollisionsfall betrachten. Diese Berechnungen deuten darauf hin, dass sich das Energieaufnahmevermögen der Strukturen unter dieser neuen Randbedingung grundsätzlich verändert und bisher nicht beachtete Versagensmoden entstehen. Allerdings stützen sich diese Berechnungen auf eine Validierung mit Versuchen, die das Versagen von gerammtem und rammendem Schiff jeweils mit einem starren Gegner untersuchen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll zunächst diese Lücke in der Validierungsbasis geschlossen werden, indem ein Versuchsprogramm entwickelt und durchgeführt wird, das systematisch die Steifigkeitsverhältnisse von rammendem und gerammtem Gegner verändert.

Durch begleitende FE-Berechnungen dieses Versuchsprogramm wird im Anschluss eine konstruktive Lösung für einen Bugwulst erarbeitet, der im Kollisionsfall zu einer insgesamt vergrößerten Energieaufnahme führt. Durch geschickte lokale Reduzierung der Steifigkeit im Bugwulstbereich soll ein Abflachen der Bugwulstspitze ermöglicht werden. Die dadurch veränderte Energieaufnahme im Bugwulstbereich ist dabei von weniger großem Interesse als die Auswirkungen auf die Energiedissipation beim gerammten Gegner, der mit abgeflachter Bugwulstspitze erheblich stumpfer penetriert wird. Vereinzelt in der Literatur vorgeschlagene Lösungen, das gesamte Vorschiff als Knautschzone auszubilden werden nicht verfolgt.

Nach Abschluss dieser konstruktiven Aufgabe werden wesentliche kollisionsmechanische Effekte bei Einsatz der ausgearbeiteten Konstruktionslösung am Beispiel einer realen Schiffskollision herausgearbeitet und diskutiert.

2. Stand der Wissenschaft

Kollisionssicherheit im Seeverkehr ist ein sehr komplexes und vielschichtiges Themengebiet. Auch wenn dies im weiteren Verlauf der Arbeit keine Beachtung mehr finden wird, so soll zumindest an dieser Stelle Erwähnung finden, dass der beste Schutz vor einer Schiffskollision, die Beachtung der Grundregeln guter Seemannschaft, der sinnvolle Einsatz wachsamer Lotsen und intelligenter Navigations-, Verkehrsleit- und Überwachungstechnik ist. Insbesondere auf den letztgenannten Gebieten ist in den vergangenen Jahrzehnten ganz erheblicher Fortschritt erzielt worden, der erreichte Stand der Technik soll hier allerdings nicht weiter diskutiert werden.

Dieses Kapitel beschränkt sich bei der Beschreibung des Standes von Wissenschaft und Technik auf einige Teilgebiete, die zum Verständnis der vorliegenden Arbeit besonders hilfreich erscheinen. Die Bewertung der Kollisionssicherheit von schiffbaulichen Strukturen ist dabei ein zentraler Punkt und soll zunächst näher erläutert werden. Die aus der Literatur bekannten Vorschläge für alternative Vorschiffsstrukturen mit verbesserten Kollisionseigenschaften werden in Abschnitt 2.2 beschrieben. Zur Einordnung des im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsprogramms wird anschließend in Abschnitt 2.3 über Versuche aus anderen Arbeiten berichtet, die sich ebenfalls der Berechnung von Schiffskollisionen angenommen haben. Die für die hier vorliegende Arbeit relevante Beschreibung gängiger Modellierungstechniken für Kollisionssimulationen mit der Methode der finiten Elemente findet abschließend in Abschnitt 2.4 Berücksichtigung.

2.1. Bewertung der Kollisionssicherheit schiffbaulicher Strukturen

Aus strukturmechanischer Sicht wird die Kollisionssicherheit einer Konstruktion durch das Energieaufnahmevermögen der Struktur bis zum Versagen der Außenhaut bzw. Innenhülle bewertet. Mit dieser Betrachtungsweise der internen Mechanik lässt sich die Energiedissipation durch plastische Verformung der Kollisionsgegner und durch Reibung dieser Kontaktpartner ermitteln. In der Regel führen beide Gegner nach der Kollision noch eine Bewegung aus, so dass nur ein Teil des kinetischen Energieeintrages durch Strukturverformung dissipiert wird. Die Ermittlung dieser Energiedifferenz ist Aufgabe der externen Dynamik.

Die externe Dynamik lässt sich im Wesentlichen auf Impuls- und Energieerhaltung zurückführen. Für Kollisionen im Winkel von annähernd 90° und unter der Annahme eines plastischen Stoßes sollen die Zusammenhänge nachfolgend kurz, auf Basis der Ausführungen in [47], beschrieben werden. Es bedeuten:

m_B, v_B die Masse und Geschwindigkeit des rammenden Schiffes vor dem Zusammenstoß

m_A, v_A die Masse und Geschwindigkeit des gerammten Schiffes vor dem Zusammenstoß

- u die endgültige gemeinsame Geschwindigkeit in der Richtung des rammenden Schiffes
- dm die wirksame Massenzunahme des gerammten Schiffes infolge der hydrodynamischen Massenwirkung.
- θ Auftreffwinkel.
- Δ_{KE} Durch Impulsänderung während des Stoßes dissipierte kinetische Energie

Nimmt man an, dass nur die senkrecht zur Mittschiffsrichtung des gerammten Schiffes liegende Auftreffrichtung Bedeutung hat, so ergibt sich aus der Impulserhaltung

$$m_B \cdot v_B \cdot \sin\theta = (m_B + m_A + dm) \cdot u \quad (2.1)$$

gemeinsam mit der Energieerhaltung in der Form

$$\frac{1}{2} m_B (v_B \cdot \sin\theta)^2 = \Delta_{KE} + \frac{1}{2} (m_B + m_A + dm) \cdot u^2 \quad (2.2)$$

findet sich dann der in [47] detailliert hergeleitete Ausdruck

$$\Delta_{KE} = \frac{m_B (m_A + dm)}{2(m_B + m_A + dm)} \cdot (v_B \cdot \sin\theta)^2 \quad (2.3)$$

Die mit den Gleichungen (2.1) bis (2.3) dem Grundsatz nach beschriebene Vorgehensweise zur Betrachtung der externen Dynamik wurde zwischenzeitlich auf beliebige Kollisionswinkel, teilplastischen Stoß und streifenden Stoß erweitert. In [8] findet sich eine gute Zusammenfassung einiger der wesentlichen Primärstellen [84] und [52]. Damit kann der Teil des kinetischen Energieeintrages bestimmt werden, der durch Strukturverformung dissipiert werden muss. Die resultierenden Beschädigungen sind dann abhängig von den Konstruktionen der beteiligten Gegner und lassen sich durch Betrachtung der internen Mechanik separat ermitteln.

Zur Berechnung der Energieabsorption von Schiffsstrukturen unter Kollisionsbelastung wurden in der Vergangenheit verschiedene vereinfachte Methoden entwickelt. Die ersten Ansätze waren rein empirischer Natur und stellten beispielsweise Zusammenhänge zwischen verformtem Stahlvolumen und Verformungsenergie her [47]. Später ging man dazu über, die komplexen schiffbaulichen Konstruktionen als eine Kombination von Einzelbaugruppen wie Platten, Biegebalken oder axial belastete L- und T-Stößen zu verstehen, für die sich geschlossene oder halb-analytische Lösungen finden konnten. Das Energieaufnahmevermögen der Gesamtstruktur wird mit diesen Verfahren als Summe der Energieaufnahme der Einzelkomponenten interpretiert. Dabei werden die unterschiedlichen Versagensmoden, wie membranartige Verformung der Außenhaut im Unterschied zum Aufschneiden und Falten von Decksstrukturen, mit berücksichtigt. Eine recht gute Übersicht über die zahlreichen auf diesem Gebiet durchgeführten Arbeiten findet sich beispielsweise in [44] oder [29].

Diese vereinfachten Verfahren berechnen die Verformung sowohl für das rammende als auch für das gerammte Schiff unabhängig voneinander. Unter der Annahme eines starren, rammenden Vorschiffes wird einerseits die Last-Verschiebungsbeziehung für die Seitenstruktur des gerammten Schiffes ermittelt. Andererseits erfolgt dies für das rammende Schiff unter der Annahme eines starren, gerammten Gegners. Die von den beiden Kollisionsgegnern insgesamt dissipierte Energie lässt sich dann wie folgt ausdrücken:

$$E = E_B + E_A = \int_0^{u_B} F_B \cdot du + \int_0^{u_A} F_A \cdot du \quad (2.4)$$

Der eingangs erläuterten Nomenklatur folgend wird hier das rammende Schiff mit B, das gerammte Schiff mit A indiziert. Typischerweise werden die Last-Verformungskurven gemäß Bild 2.1 dargestellt. Ist der relevante Energieeintrag beispielsweise aus der Lösung der externen Dynamik für ein bestimmtes Kollisionsszenario bekannt, lässt sich durch eine iterative Vorgehensweise auf Basis des geforderten Kräftegleichgewichts die Eindringtiefe und damit das Schadensausmaß an beiden Kollisionsgegnern abschätzen.

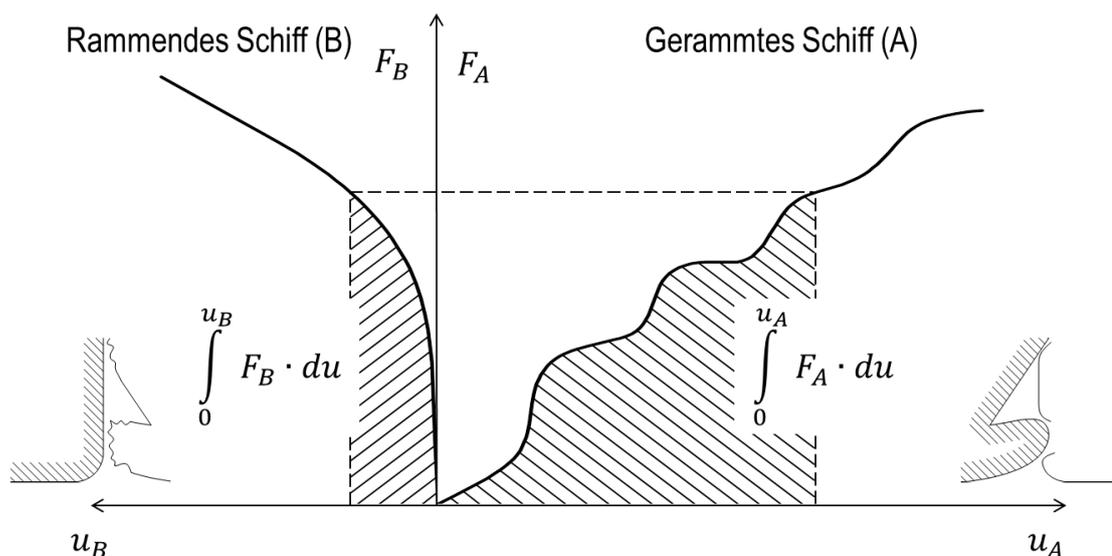


Bild 2.1: Energiedissipation der Kollisionsgegner in vereinfachter, schematischer Darstellung

Der wesentliche Vorteil, der bis hier erläuterten Verfahren, ist deren Eignung für eine probabilistische Betrachtung. Dies ist insofern von besonderer Bedeutung, da im Zuge von Risikoanalysen stets auch die Wahrscheinlichkeit für das Eintreten einer bestimmten Gefährdungssituation zu ermitteln ist. Dieses Gebiet der Kollisionssicherheit im Seeverkehr hat insbesondere in jüngerer Vergangenheit an Bedeutung gewonnenen, der Stand der Wissenschaft ist in [54] detailliert beschrieben. Die Entwicklung von Sonderkonstruktionen zur Verbesserung der Kollisionssicherheit kann mit derartigen Verfahren allerdings, wenn überhaupt, nur mit großen Einschränkungen erfolgen.

In der hier vorliegenden Arbeit soll gezielt die Last-Verformungsbeziehung des gerammten Schiffes durch konstruktive Maßnahmen am rammenden Schiff verändert werden. Eine Bewertung solcher Konstruktionen kann nur mit Berechnungsverfahren erfolgen, die die gegenseitige Beeinflussung der Verformung von gerammtem und rammendem Gegner mindestens iterativ mit berücksichtigt. Für diese Aufgaben erscheint die Methode der finiten Elemente besonders geeignet. Zwischenzeitlich stehen leistungsstarke FE-Löser zur Verfügung, die sehr detailliert die Strukturverformung im Kollisionsfall berechnen können. Allerdings stützen sich die bisher angewendeten Modellierungstechniken allesamt auf Versuche mit jeweils starrem Gegner, ähnlich wie bei den eingangs beschriebenen vereinfachten Verfahren. Die Beeinflussung der Güte der Berechnungen bei Einführung der gleichzeitigen Betrachtung zweier verformbarer Kollisionsgegner ist bisher versuchstechnisch kaum untersucht.

FE Simulationen eignen sich zwar hervorragend um den Einfluss konstruktiver Änderungen auf die Energieaufnahmefähigkeit einer Struktur detailliert zu untersuchen, aufgrund der relativ großen Berechnungszeiten kann mit vertretbarem Aufwand jedoch immer nur eine Auswahl von Kollisionsszenarien in die Bewertung einfließen. So wird beispielsweise vom Germanischen Lloyd ein Bewertungsschema vorgeschlagen, dem ein Kollisionsszenario mit einem konstanten Kollisionswinkel von 90° zugrunde liegt [22]. Für insgesamt vier unterschiedliche Tiefgangsdifferenzen und zwei unterschiedliche Vorschiffsformen soll das Energieaufnahmevermögen einer als kollisionsfreundlich zu klassifizierenden Konstruktion mit dem einer konventionellen Konstruktion verglichen werden. Daraus ergibt sich ein recht anspruchsvolles Berechnungsprogramm mit insgesamt 16 Einzelrechnungen, das allerdings nur einen Bruchteil der denkbaren Kollisionsszenarien abdeckt.

2.2. Alternative Vorschiffskonstruktionen

Grundsätzlich unterliegen Vorschiffsstrukturen, ebenso wie alle anderen schiffbaulichen Konstruktionen den jeweils anzuwendenden Bauvorschriften einer Klassifikationsgesellschaft. Diese schreiben immer vor, das Vorschiff vom übrigen Schiffskörper durch ein wasserdichtes Kollisionsschott zu trennen. Die Positionierung des Kollisionsschottes ist in SOLAS II-1, 12 klar geregelt, ebenso wie der sehr begrenzte Umfang von erlaubten Durchführungen durch dieses Schott wie beispielsweise für Ballastwasserrohre. Letztlich dient diese wichtige Vorschrift dazu, den Schiffskörper auch im Falle einer Beschädigung des Vorschiffes durch eine Kollision schwimmfähig zu halten. Sie zielt damit, wie alle anderen Vorschriften auch, auf die strukturelle Integrität des jeweils betrachteten Schiffes ab. Die Formgebung und die Konstruktion von Vorschiffen hat aber immer auch Auswirkungen auf die Beschädigung, ggf. sogar auf die Schwimmfähigkeit eines im Kollisionsfall getroffenen Gegners. Dieser Aspekt spielt bei der Gestaltung und Konstruktion von Vorschiffen derzeit jedoch praktisch keine Rolle.

In der Literatur finden sich allerdings einige Vorschläge für alternative Vorschiffskonstruktionen, von denen einige nachfolgend erläutert werden sollen. Diese Auswahl wurde skizzenhaft aufbereitet und in Bild 2.2 zusammengestellt. Die bekannten Vorschläge zielen allesamt auch auf den Schutz eines potentiellen Kollisionsgegners ab und haben mindestens einen der beiden folgenden grundsätzlichen Überlegungen zum Gegenstand:

- a) Durch konstruktive Maßnahmen kann ein progressives Kollapsverhalten der Vorschiffsstruktur im Kollisionsfall günstig beeinflusst werden, womit zusätzlich Kollisionsenergie dissipiert würde.
- b) Durch möglichst stumpfe Formgebung des Vorschiffes wird der Kollisionsvorgang insgesamt im eigentlichen Wortsinn entschärft. Physikalisch zielt dies auf möglichst weitläufige plastische Verformung der Kollisionsgegner ab, die durch die Vergrößerung der entsprechenden Kontaktflächen entstehen würde.

Der älteste aus der Literatur bekannte Vorschlag greift insbesondere den Aspekt a) auf. Cheung [10] schlägt eine Art Knautschzone im Vorschiffsbereich vor. Die Konstruktion besteht im Bugwulst und im Überwasserschiff aus kreuzweise angeordneten Rohrreihen, die an den Kreuzungspunkten verschweißt und an ein massives Endschott angeschlossen sind. Lee [38] und Schultz [63] greifen die grundsätzliche Idee einer solchen Knautschzone für Vorschiffe auf. Sie schlagen u.a. Formeln zur Ermittlung des Energieaufnahmevermögens isotroper und versteifter Platten vor. Ihre Arbeit wird

von systematischen experimentellen Untersuchungen an stark vereinfachten, kleinen Strukturmodellen begleitet. Für einen 209.000 dwt Turbinentanker machen Sie einen Konstruktionsvorschlag einer bis zum Kollisionsschott reichenden Knautschzone. Sie besteht im Wesentlichen aus einer üblichen schiffbaulichen Konstruktion in Querspantbauweise mit geknickt ausgeführten Längsbauteilen. Für die Vorschiffsform wird ein senkrechter Vorsteven ohne Wulstbug vorgeschlagen. Der jüngste bekannte Vorschlag geht auf japanische Arbeiten aus den 1990er Jahren zurück, in denen das Verbesserungspotential von Doppelhüllenstrukturen für Tanker untersucht wurde. Mit Verweis auf die Kosten von entsprechenden Verbesserungsmaßnahmen deutet Kitamura in [34] an, dass die Einführung von verformbaren Bugwulststrukturen möglicherweise die realistischere Option sein könnte, um die Kollisionssicherheit weiter zu verbessern. Er schlägt für Bugwülste eine abgeflachte Form mit Ringspanten vor und führt den Begriff des „buffer bow“ ein. In [35] wird ausführlich über durchgeführten Arbeiten mit Bezug auf solch pufferartige Bugstrukturen informiert, die grundsätzlich auch für das Vorschiff über Wasser vorgeschlagen werden. Detaillierte Angaben finden sich aber auch in allen relevanten Folgeveröffentlichungen nur für Bugwulststrukturen.

Aufbauend auf den Arbeiten von Kitamura sind weitere umfangreiche Arbeiten von Endo und Yamada veröffentlicht worden [15] - [17], [77] - [79]. Diese japanischen Arbeiten konzentrieren sich auf Tankerkollisionen. Als getroffenes Schiff werden dort VLCCs untersucht, da nahezu der vollständige Crude-Oil-Import Japans mit diesen Fahrzeugen erfolgt. Als Kollisionsgegner werden fast ausschließlich ebenfalls Tanker (Suezmax oder VLCC) angenommen, die auf denselben Routen verkehren. Begleitet von einem aufwändigen Versuchsprogramm, das in 2.3 näher beschrieben wird, wurden in [16] und [17] Lösungen für einen „buffer bow“ eines solchen Schiffstyps vorgestellt. Die konstruktiven Änderungen beschränken sich auf den Bugwulstbereich, von dem ein konventionelles Design in Längsspantbauweise zum Vergleich herangezogen wurde (Bild 2.3 links). Im Bereich zwischen Spant A und B wurde die Konstruktion in Querspantbauweise mit einem möglichst gerin-

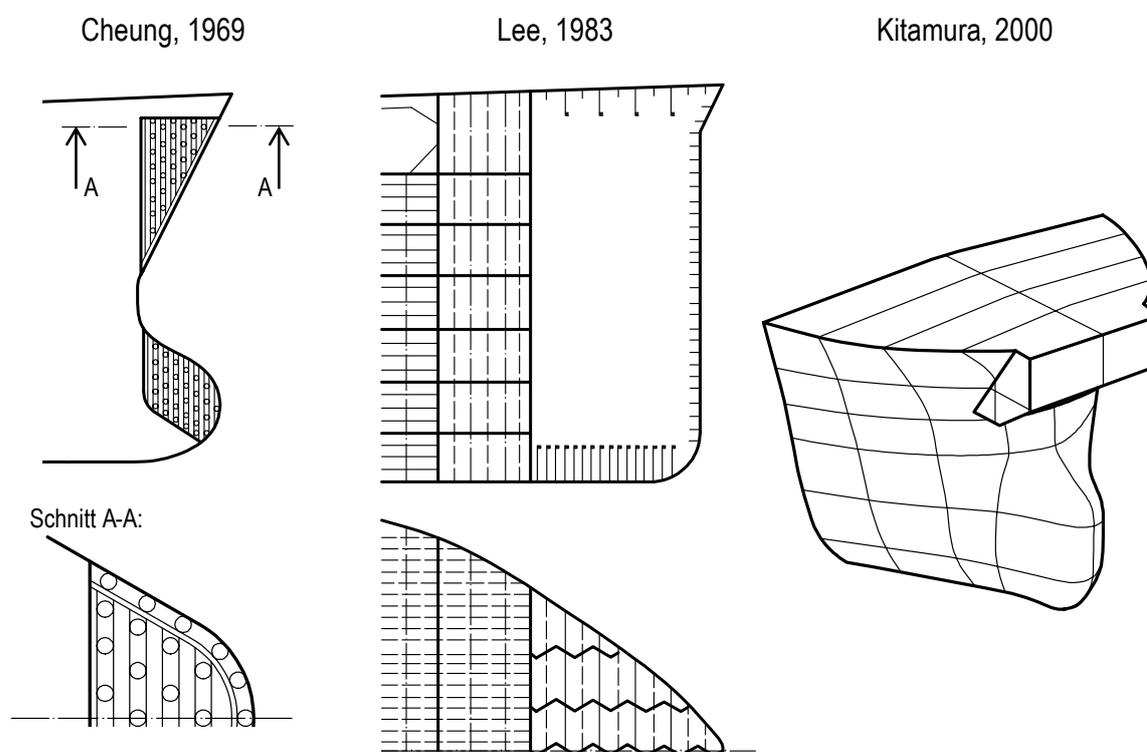


Bild 2.2: Bekannte Vorschläge für kollisionsfreundliche Vorschiffsstrukturen aus der Literatur

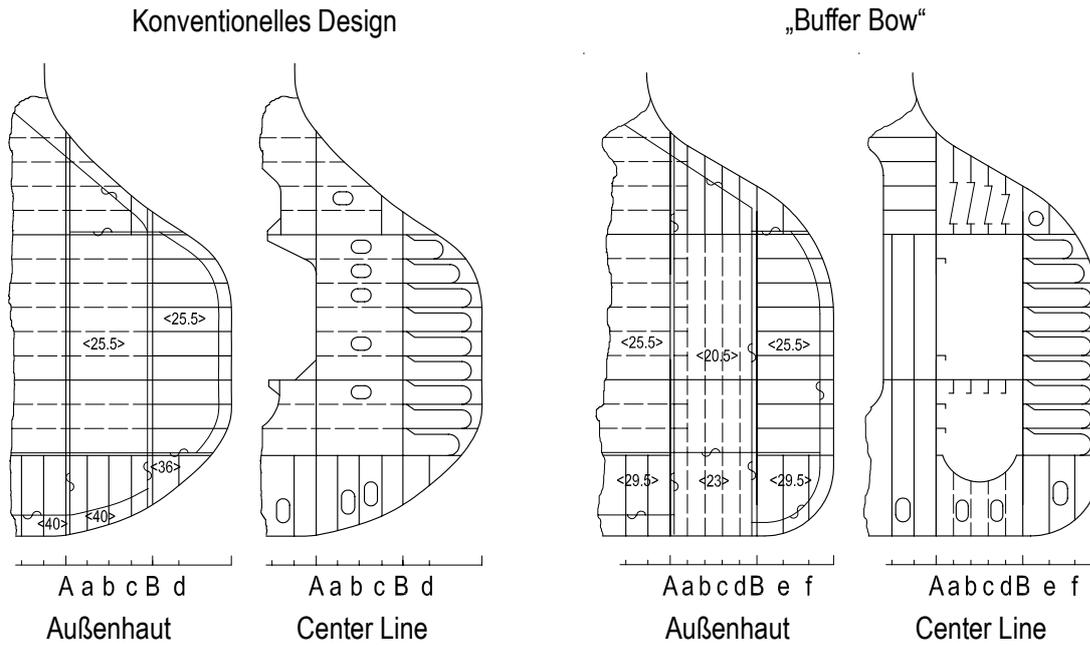


Bild 2.3: Konventioneller und kollisionsfreundlicher Bugwulst („Buffer Bow“) eines VLCC aus [16] und [17]

gen Spantabstand geändert. Dadurch wurde eine deutliche Reduzierung der Außenhautdicke in diesem Bereich möglich (Bild 2.3 rechts). Diese Maßnahmen reduzieren sehr wirkungsvoll die maximalen Faltungslasten. Gleichzeitig soll durch eine stumpfere Formgebung des Wulstes die Kontaktfläche im Kollisionsfall erhöht werden, dies wiederum führt zu insgesamt größeren Axiallasten auf den Wulst im Kollisionsfall und begünstigt damit den angestrebten Faltungsprozess des Wulstes. Die beschriebenen konstruktiven Änderungen entsprechen nach Angaben der Autoren von [16] und [17] den Vorgaben der Klassifikationsvorschriften. Im Folgenden soll auf das Versagensverhalten solcher Strukturen im Kollisionsfall etwas näher eingegangen werden.

Neben den bereits genannten Quellen wurden u.a. auch in [78] Berechnungen mit „Buffer Bow“ -

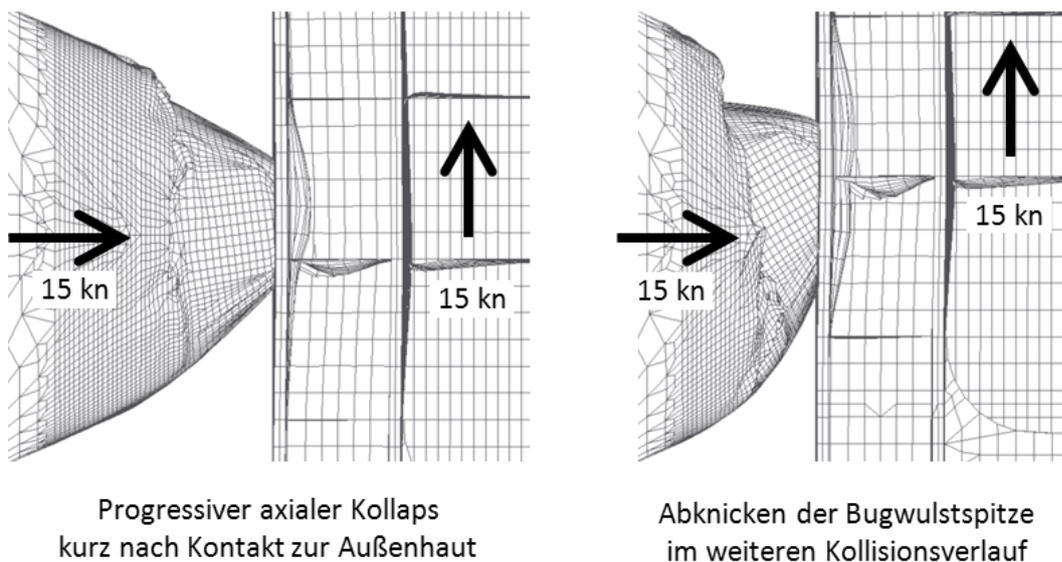


Bild 2.4: Versagensmoden des „Buffer Bows“ aus [78]

Strukturen gemäß Bild 2.3 rechts durchgeführt. Bild 2.4 zeigt in einem Schnitt auf Wasserlinienebene Berechnungsergebnisse aus dieser Quelle für ein Kollisionsszenario, in dem sich zwei VLCCs im Winkel von 90° begegnen. Beide Fahrzeuge weisen dabei eine Geschwindigkeit von 15 kn auf. Schiffsbewegungen in der Wasserlinienebene wurden berücksichtigt, jedoch keine Tiefertauchung, Krängung oder Trimm der Fahrzeuge. Man erkennt deutlich, kurz nach dem Kontakt zur Außenhaut, dass der Bugwulst im Faltungsbereich (zwischen Spant A und B) wie vorgesehen kollabiert. Hierdurch wird in gewissem Umfang kinetische Energie dissipiert. Auf den unmittelbaren Kontaktbereich zum Kollisionsgegner hat dieser Vorgang allerdings keinen wesentlichen Einfluß, was im Hinblick auf die Ziele der hier vorliegenden Arbeit an späterer Stelle erneut Erwähnung finden wird. Erst das Abknicken der Wulstspitze, zurückzuführen auf das hier vorliegende Kollisionsszenario, führt dann auch zu einer signifikanten Beeinflussung des Verformungsbildes beim gerammten Gegner. Bild 2.4 lässt ebenfalls erkennen, dass die Bugwulstspitze keine signifikanten Verformungen erfährt. Dies erklärt sich, da bei der in [78] vorgenommenen Auslegung der Klassifikationsvorschriften nicht auf die Bugbänder verzichtet werden kann. Damit ist eine Steifigkeitsreduzierung in der Bugwulstspitze praktisch nicht möglich.

Bezüglich Konstruktion und Formgebung für alternative Vorschiffs- bzw. Bugwulststrukturen sind aus den vorgenannten Quellen einige grundsätzliche Aspekte bekannt, die hier abschließend stichpunktartig zusammengefasst werden sollen:

- Kollisionsfreundliche Bugwülste sollten möglichst geringe Faltungs- bzw. Traglasten aufweisen. Der potentiell mögliche Faltungsbereich sollte eine möglichst große Länge aufweisen, um trotzdem eine hohe Faltungsenergie zu ermöglichen [35].
- Die Kollisionskraft muss über eine möglichst große Kontaktfläche in den Kollisionsgegner eingebracht werden (Minimierung des Kontaktdrucks). Die Gesamtkraft sollte dabei jedoch maximal sein, um möglichst frühzeitig die Faltungslast des rammenden Vorschiffes und/oder dessen Bugwulstes zu erreichen. Daraus folgt, dass stumpfe Formen gegenüber scharfen Formen bevorzugt werden sollten [15].
- „Die Höhe der Traglast ist [...] für die Höhe der Energieaufnahme von keiner oder nur geringer Bedeutung. Andererseits ist die Höhe der Traglast aber ausschlaggebend für den Grad der Zerstörung des getroffenen Schiffes, da die Stoßenergie zunächst bis zum Erreichen der Traglast nur vom getroffenen Schiff dissipiert wird“ [63].
- Querspantbauweise ist Längsspantbauweise vorzuziehen. Längsbauteile sind auf ein Minimum zu reduzieren, nach Möglichkeit geknickt auszuführen. Der Querspantabstand sollte möglichst klein gewählt werden, um eine möglichst geringe Außenhautdicke realisieren zu können. (Grundsätzliche Aussage auf Basis der Ergebnisse u.a. aus [63]).
- Die mögliche Energieabsorption ist an erster Stelle von der Bugwulstform, erst an zweiter Stelle von der Steifigkeit des Wulstes dominiert [35].

2.3. Versuche zur Validierung von Kollisionsberechnungen

Die Untersuchung von strukturellen Effekten bei Schiffskollisionen nimmt in der Regel stets Bezug auf Versuchsergebnisse zur Validierung der verwendeten numerischen Berechnungen. Diese Versuche können wie folgt gruppiert werden:

- a) Laborversuche zur Ermittlung von Materialeigenschaften
- b) Laborversuche an maßstäblich stark verkleinerten Modellen oder an einzelnen Strukturbauteilen zur Ermittlung der Versagensmoden und -kräfte von speziellen Bauteilgruppen unter verschiedenen Belastungszuständen
- c) Großversuche zur Ermittlung der vollständigen Kollisionsmechanik

Aus der Gruppe a) werden im Zuge der Erläuterungen zur Ermittlung von wahren Spannungs-Dehnungsbeziehungen einige Hinweise gegeben.

Aus der Gruppe b) finden sich sehr zahlreiche Beispiele aus der Literatur. Derartige Versuche sind in der Regel mit moderatem Aufwand an die Versuchstechnik und/oder moderaten Kräften von einigen hundert kN durchführbar. So untersuchte beispielsweise Otelea [48] im Grenzbereich zwischen Versuchen aus Gruppe a) und b) verschiedene Bruchkriterien anhand von Kreuzproben und großen Flachzugproben. Yu stellt in [81] ein Verfahren zur Beschreibung des progressiven Zusammenfaltens von Bugwülsten vor und bezieht sich dabei unter anderem auf Vorarbeiten von Wierzbicki [74], der Versuche an sich kreuzenden Bauteilen unter Längsbelastung durchführte. Hagbart und Amdahl [23] führten Versuche an unterschiedlich ausgesteiften Plattenfeldern durch und beschreiben das Versagen der Versuchskörper unter lateraler Belastung mit einem stumpfen Eindringkörper. Speziell im Hinblick auf das Versagen von Vorschiffsstrukturen sind aus der Versuchsgruppe b) beispielsweise Arbeiten von Amdahl [5] oder Schultz [63] bekannt, die Vorschiffsstruktur in sehr vereinfachten Modellen unter axialer Belastung untersuchten.

Die weiteren Ausführungen legen im Folgenden ihren Schwerpunkt auf die für diese Arbeit besonders relevanten Versuche der Gruppe c). Solche Versuche sind im Unterschied zu den erst genannten beiden Gruppen deutlich seltener durchgeführt worden. Die Kollisionsgegner sind bei diesen Versuchen mindestens im interessierenden Kollisionsbereich modellhaft dargestellt. Die erforderlichen Kollisionskräfte sind, je nach Modellmaßstab und untersuchter Konstruktion, erheblich (mehrere MN). Entsprechend groß sind die Anforderungen an die Versuchs- und Messtechnik.

Nachfolgend sollen einige Beispiele für diese Gruppe der Großversuche gegeben werden. Woisin [75] beschreibt die in Japan, Italien und Deutschland in den 1960er Jahren begonnenen Versuche zur Untersuchung der Kollisionssicherheit von mit Kernenergie angetriebenen Schiffen. Auf den beschriebenen Versuchsanlagen wurden unterschiedliche Kollisionsgegner gegen stark verkleinerte Modelle von Schiffsseitenstrukturen geführt und in verhältnismäßig großer Anzahl untersucht (Modellanzahl: Deutschland = 12, Italien = 24, Japan > 40; Skalierung ca. 1:7 bis 1:12). Bei der Durchführung dieser Versuche war eine Modelltechnik von besonderer Bedeutung, die eine direkte Übertragung der Versuchsergebnisse auf die Großausführung ermöglichte.

Unter dem Eindruck schwerer Tankerunfälle Ende der 1980er bis Mitte der 1990er Jahre wurden von einem internationalen Konsortium Kollisionsversuche an Modellkörpern mit moderatem Skalierungsfaktor (etwa 1:3) durchgeführt. Als Eindringkörper wurden ideal starre, bugwulstähnliche Körper verwendet. Peschmann [55] beschreibt 2001 einen dieser Versuche. Im Gegensatz zu den Versu-

chen der 1960er Jahren spielte eine möglichst gute Übertragung der Versuchsergebnisse auf die Großausführung nun allerdings allenfalls noch eine untergeordnete Rolle. Die Ergebnisse wurden zur Validierung numerischer Berechnungen verwendet. Sie wurden also indirekt auf die Großausführung übertragen. Auf Basis dieser Validierung werden bis heute konstruktive Variationen durch Kollisionssimulationen bewertet.

Die bis hier genannten Versuche hatten allesamt in erster Linie die konstruktive Verbesserung von Schiffsseitenkonstruktionen zum Ziel. Die Betrachtung des Einflusses der Steifigkeit des Bugwulstes wurde, wenn überhaupt, nur im Sinne einer Randbedingung auf Basis konventioneller Strukturen festgelegt. Das Interesse lag aber eindeutig auf dem Energieaufnahmevermögen der geramten Struktur.

Eine substantielle Untersuchung des Versagensverhaltens von rammenden Schiffen durch Großversuche, mit dem Ziel deren Versagensverhalten positiv zu beeinflussen, wurde erst im Zuge der Entwicklung des im Abschnitt 2.2 beschriebenen „buffer bow“ durchgeführt. Im Gegensatz zu den vorgenannten Großversuchen, die in der überwiegenden Anzahl dynamisch durchgeführt wurden, kam eine leistungsfähige quasi statische Versuchseinrichtung mit einer beeindruckenden Belastungseinrichtung zum Einsatz, die Kollisionskräfte bis zu 32 MN aufbringen konnte. Da sich der Versuchsstand in einer überdachten Halle befand, kann für schiffbauliche Verhältnisse hier schon von Laborbedingungen gesprochen werden. In [15] und [77] werden insgesamt neun Versuche mit Bugwulstmodellen beschrieben, die auf dieser Anlage axial belastet wurden. Die Versuchsmodelle waren an die Konstruktion eines Suezmax-Tankers etwa im Maßstab 1:5 angelehnt. Sie unterscheiden sich in zwei Grundgeometrien und dem gewählten Steifensystem. Variiert wurden u.a. Steifenabstand oder die Außenhautdicke. Aufgrund der quasi-statischen Versuchsdurchführung konnte der Versagensmodus der Bugwülste sehr genau beschrieben werden. Damit wurde eine in [80] beschriebene, umfassende Validierung von Berechnungsmethoden möglich, die bis dato nur anhand von Versuchen mit maßstäblich stark verkleinerten Modellen vorgenommen werden konnte, oder deren Herleitung auf der Analyse von realen Kollisionsschäden beruhte. Eines der Modelle wurde gegen eine verformbare Seitenstruktur geführt, alle anderen Modelle gegen starre Gegner. Aus dem Versuch gegen die verformbare Seitenstruktur konnten jedoch keine wesentlichen Erkenntnisse gewonnen werden, da er nicht bis zum Versagen der Außenhaut durchgeführt wurde. Auch wurden keine weiteren Versuche dieser Art zum Vergleich beispielsweise mit starrem Bugwulst durchgeführt.

Das für diese Arbeit wesentliche Zusammenspiel zweier verformbarer Gegner bei einer Kollision wurde in der Vergangenheit zwar vereinzelt rechnerisch betrachtet (Bild 2.4), jedoch bis heute versuchstechnisch nicht systematisch untersucht.

2.4. Kollisionssimulation mit FEM

Die Berechnung eines Kollisionsvorganges mit der Methode der Finiten Elemente ist ein hochgradig nichtlineares Problem. Die sich während des Kollisionsvorganges ständig verändernden Kontaktverhältnisse führen in der Regel zu sehr großen Deformationen, die nur sinnvoll berechnet werden können, wenn ein geeignetes Materialgesetz verwendet wird. Das Materialgesetz muss neben der korrekten Abbildung des elastischen und plastischen Materialverhaltens auch ein geeignetes Bruchkriterium berücksichtigen. Der gesamte Vorgang muss zudem in der Regel transient betrachtet werden, da eine Vereinfachung auf den quasi-statischen Fall nur unter bestimmten Bedingungen

möglich ist. Zur Berechnung solcher dynamischer Vorgänge mit besonders stark ausgeprägten Nichtlinearitäten wurden in der Vergangenheit verschiedene, meist kommerzielle, Berechnungswerkzeuge entwickelt, die alle auf einem expliziten Zeitintegrationsverfahren beruhen. Die besondere Eignung dieses Verfahrens für Kollisionsberechnungen wird beispielsweise in [8] näher beschrieben.

Im Bezug auf die Modellierung dieses Problems sind in der Vergangenheit eine Vielzahl von technisch-wissenschaftlichen Beiträgen entstanden, die sich beispielsweise mit Fragen zur Vernetzung, Randbedingungen, Materialverhalten oder Bruchkriterien befassen, um nur einige der wesentlichen Aspekte zu nennen. Seit 1996 wird der Großteil dieser Beiträge in den Proceedings der "International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures – ICCGS" veröffentlicht [6], [13], [43], [46], [64], [65]. Standardvorgaben für die Durchführung von Kollisionsrechnungen - im Sinne von technischen Regelwerken – sind derzeit allerdings noch wenig etabliert. Als erste Klassifikationsgesellschaft hat der GL eine Norm zur Beurteilung und Genehmigung innovativer Tankerkonstruktionen auf Basis von Simulationen herausgegeben, die nach wie vor Bestandteil seiner Bauvorschriften ist [22]. Etwas jünger sind Vorschriften zur Bewertung alternativer konstruktiver Konzepte, die in vorhandenen Vorschriften nicht vorgesehen sind, aber dennoch ein vergleichbares Kollisionssicherheitsniveau aufweisen. Ein früher Vorschlag für ein denkbare Genehmigungs-konzept wurde durch das IMO-Dokument SLF46/INF.10 [30] vorgelegt, der u.a. sehr umfassende Vorgaben für die Modellerstellung enthält. Einige dieser Vorgaben haben zwischenzeitlich in das „europäische Übereinkommen über die internationale Beförderung von gefährlichen Gütern auf Binnenwasserstraßen (ADN)“ Einzug erhalten [83].

Grundsätzlich ist die Abbildung insbesondere der Materialeigenschaften eine der wichtigsten Bestandteile von Kollisionssimulationen und beeinflusst die Güte der Ergebnisse ganz erheblich. Für die Ermittlung der erforderlichen Materialparameter sind häufig ergänzende Materialuntersuchungen durchzuführen, deren Auswertung speziell an die Anforderungen der jeweiligen Kollisionssimulation anzupassen ist. Von besonders großer Bedeutung ist immer die Ermittlung der anzusetzenden wahren Spannungs-Dehnungskurven sowie die Wahl eines geeigneten Bruchkriteriums. Diese beiden Aspekte sowie einige Anmerkungen zur Ermittlung von Reibkoeffizienten sollen später noch etwas näher beschrieben werden.

Der Vollständigkeit halber sei noch kurz auf einige Aspekte hingewiesen, die in der Literatur häufiger diskutiert werden, auch wenn diese im Rahmen der weiteren Untersuchungen keine Berücksichtigung finden. So finden sich zahlreiche Verweise auf die Abhängigkeit anzusetzender Fließkurven und Bruchdehnungen von der Dehnungsgeschwindigkeit [31], [49], [51], [78]. Derartige Verweise führen meist auf eine von Cowper und Symonds vorgeschlagene Beziehung zwischen der Dehnungsgeschwindigkeit und der Fließspannung [11]. Für Kollisionsberechnungen, wie sie im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden kann dieser Einfluss u.a. auf Basis der Ergebnisse aus [37], [55] und [60] als vernachlässigbar eingeschätzt werden. Einige Arbeiten beziehen ferner die Unterschiede zwischen Schweiß- und Grundmaterial mit in ihre Kollisionsberechnungen ein [4], [55], [61]. Zwar weist das Schweißmaterial meist eine deutlich größere Festigkeit auf als das Grundmaterial, muss aber in der Regel mit großem Modellierungsaufwand berücksichtigt werden. Dies erscheint vor dem hier beabsichtigten Ziel der Simulation von Großstrukturen kaum gerechtfertigt, zumal sich aus dem Verformungs- und Versagensbild der Versuchskörper kein erheblicher Einfluss der Schweißverbindungen auf das globale Kollisionsverhalten erkennen lässt.

2.4.1. Ermittlung wahrer Spannungs-Dehnungskurven

Spannungs-Dehnungskurven werden im Ingenieurwesen standardmäßig durch Zugversuche ermittelt, wie sie für metallische Werkstoffe beispielsweise in DIN EN ISO 6892-1 beschrieben werden. Die Versuchsergebnisse werden meist als technische Spannungs-Dehnungskurve dargestellt. Die technische Spannung σ_t und die technische Dehnung ε_t werden dabei auf die Querschnittsfläche A_0 bzw. Länge L_0 der Probe im unbelasteten Zustand bezogen. Materialkennwerte wie Streckgrenze oder Zugfestigkeit, werden aus diesen Kurven ermittelt.

$$\sigma_t = \frac{F}{A_0} \quad (2.5)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.6)$$

Als Materialgesetz für Finite-Elemente-Berechnungen müssen jedoch, im Gegensatz zu technischen, wahre Spannungs-Dehnungskurven definiert werden. Die wahre Spannung σ und die wahre Dehnung ε werden dabei unter Berücksichtigung der Änderung der Querschnittsfläche und Länge der Probe im Verlauf der Belastung ermittelt. Für die wahre Dehnung lässt sich für den einachsigen Spannungsfall der folgende Ausdruck finden

$$\varepsilon = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \ln(1 + \varepsilon_t) \quad (2.7)$$

Die Änderung der Querschnittsfläche der Zugprobe kann bis zum Erreichen der Gleichmaßdehnung unter der Annahme der Volumenkonstanz ermittelt werden. Damit ergibt sich für die wahre Spannung

$$\sigma = \sigma_t \cdot (1 + \varepsilon_t) \quad (2.8)$$

Für Finite-Elemente-Berechnungen mit sehr großen plastischen Verformungen genügt die Beschreibung der wahren Spannung nach (2.7) und (2.8) jedoch nicht, da nach Überschreiten der Gleichmaßdehnung im Bereich der Einschnürung kein einachsiger Spannungszustand und keine Volumenkonstanz mehr angenommen werden kann. Um die wahre Spannungs-Dehnungskurve für den gesamten Dehnungsbereich bis zum Bruch zu ermitteln sind aus der Literatur verschiedene Verfahren bekannt, die nachfolgend kurz vorgestellt werden sollen.

Direkte, experimentelle Bestimmung der Fließkurve:

Eine Erfassung der Dehnungs- und Spannungsgrößen jenseits der Gleichmaßdehnung kann im konventionellen Zugversuch nur durch die Vermessung der Probengeometrie im Bereich der Einschnürung bei möglichst vielen Dehnungszuständen erfolgen. Ehlers schlägt in [12] hierfür das optische 3-D Messverfahren ARAMIS der Gesellschaft für optische Messtechnik vor, das sowohl den jeweils aktuellen Probenquerschnitt als auch lokale Dehnungen auf der Probenoberfläche in sehr feiner Auflösung ermitteln kann. Bei einer Pixelgröße von etwa 1x1 mm ermittelt Ehlers mit diesem Verfahren Fließkurven für normalfesten Schiffbaustahl bis zu etwa 100% wahre Dehnung bzw. etwa 750 MPa wahre Spannung.

Alternativ zur aufwändigen optischen Vermessung von Zugproben sind für Blechwerkstoffe aus dem Automobilbau auch Versuche mit großer Formänderung wie der Torsionsversuch, der

hydraulische Tiefungsversuch oder der Schichtstauchversuch bekannt [18]. Für eine Übertragbarkeit derartiger Verfahren auf dicke Bleche, wie sie im Schiffbau Anwendung finden, wurde in der Literatur jedoch kein Nachweis gefunden.

Bestimmung der Fließkurve durch numerische Simulation:

Aus einer numerischen Simulation eines Zugversuches lässt sich direkt eine technische Spannungs-Dehnungskurve ermitteln, die mit den entsprechenden Werten des Versuches verglichen werden kann. Durch iterative Veränderung des Materialgesetzes der Simulation - es ist in Form einer wahren Spannungs-Dehnungskurve zu hinterlegen - lassen sich die Differenzen zwischen technischer Spannungs-Dehnungskurve aus Versuch und Simulation minimieren. Diese typische Optimierungsaufgabe wurde bereits mehrfach angewendet und beschrieben [8], [48], [58]. Man erhält eine sowohl in Versuch als auch in der Berechnung verifizierte Materialkurve. Allerdings ist das Verfahren recht zeitaufwendig, selbst wenn eine entsprechende Optimierungsroutine zur Verfügung steht. Außerdem werden die Simulationen der Zugversuche meist mit fein vernetzten Modellen und Volumenelementen durchgeführt. Die so ermittelten Materialkurven werden dann auch für eher grob vernetzte schiffbauliche Strukturen mit Schalenelementen angewendet.

Bestimmung der Fließkurve durch Verfestigungsansätze:

Über Verfestigungsansätze ist eine mathematische Beschreibung wahrer Spannungs-Dehnungskurven auch jenseits der Gleichmaßdehnung möglich. Eine gute Übersicht über die am häufigsten verwendeten Ansätze ist beispielsweise im Anhang A von [25] gegeben. Die Eignung der Ansätze ist dabei abhängig vom untersuchten Material. Für normalfesten Schiffbaustahl hat sich der folgende Ansatz in der Literatur etabliert

$$\sigma = C \cdot \varepsilon^n \quad (2.9)$$

Für die Materialkonstante C und den Verfestigungsexponent n lassen sich die folgenden Ausdrücke finden. Eine ausführliche Herleitung findet sich u.a. in [55].

$$n = \ln(1 + \varepsilon_G) \quad (2.10)$$

$$C = R_m \cdot \left(\frac{e}{n}\right)^n \quad (2.11)$$

Hierbei bezeichnet e die eulersche Zahl und ε_G die Gleichmaßdehnung, also die technische Dehnung bei der maximalen technischen Zugspannung R_m (Zugfestigkeit).

2.4.2. Bruchkriterien

In der überwiegenden Anzahl der Schiffskollisionssimulationen mit Finiten Elementen wird Materialversagen in Form von Elementversagen bei Erreichen eines bestimmten Bruchkriteriums definiert. Die betroffenen Elemente werden dann aus dem Berechnungsmodell entfernt, d.h. sie können keine Kräfte und Momente mehr übertragen und Ihre Spannungen werden zu Null gesetzt.

Ein sehr weitverbreitetes Bruchkriterium ist die effektive plastische Vergleichsdehnung. Übersteigt die von-Mises-Vergleichsdehnung den Wert der kritischen Dehnung ε_k tritt der Bruch ein. In [55] werden anzusetzende Dehnungswerte für dieses Kriterium in Abhängigkeit der Elementdicke t und -länge l entwickelt und anhand von Versuchen validiert

$$\begin{aligned}\varepsilon_k &= 0,1 + 0,8 \cdot \frac{t}{l} && \text{für } t \leq 12 \text{ mm} \\ \varepsilon_k &= 0,08 + 0,65 \cdot \frac{t}{l} && \text{für } t > 12 \text{ mm}\end{aligned}\quad (2.12)$$

Wesentlicher Nachteil des Kriteriums ist, dass der Dehnungszustand nur in Form der Vergleichsdehnung berücksichtigt wird. Damit kann Materialversagen beispielsweise bei starker Biegung oder bei starkem Druck nicht korrekt berechnet werden. Auch ist die Abhängigkeit der Ergebnisgüte dieses Kriteriums von der Netzfeinheit besonders ausgeprägt. Biehl kommt daher in [8] gar zu der Bewertung, dass es „nicht ohne genauere Kenntnis des Versagensvorganges eingesetzt werden sollte“.

Vom Germanischen Lloyd wurde in [59] ein Kriterium entwickelt, das auf der Annahme beruht „dass die Dehnung senkrecht zur Bruchlinie überwiegt“. Auf Basis von Messungen an Materialproben tatsächlicher Kollisionsschäden wurde zunächst diese erste Hauptdehnung $\varepsilon(x)$ ermittelt und in Abhängigkeit vom (ungedehnten) senkrechten Abstand x vom Riss aufgetragen. Da die Messungen in besonders feinem Raster vorgenommen wurden, konnten mit Hilfe nichtlinearer Regressionsanalysen Gleichmaß- (ε_g) und Einschnürdehnung (ε_m) sowie maximale Einschnürlänge x_e ermittelt werden. Dabei kam die folgende Ausgleichsfunktion zum Ansatz

$$\varepsilon(x) = \varepsilon_g + \varepsilon_m \cdot \exp\left(-\frac{2x}{x_e}\right) \quad (2.13)$$

Die kritische Verlängerung eines Elementes der Länge l und der Dicke t findet sich dann zu

$$\Delta l_k = \varepsilon_g \cdot l + \varepsilon_m \left(\frac{x_e}{t}\right) \cdot t \quad (2.14)$$

Nach Division durch die Elementlänge erhält man mit $\alpha = \varepsilon_m \cdot \frac{x_e}{t}$ letztlich die kritische Dehnung

$$\varepsilon_k = \varepsilon_g + \frac{\alpha \cdot t}{l} \quad (2.15)$$

Nach Einsetzen der in [59] gefundenen Materialparameter in (2.15) ergibt sich folgender Ausdruck für die Bruchdehnung in ähnlicher Form wie (2.12)

$$\varepsilon_k = 0,056 + 0,54 \cdot \frac{t}{l} \quad (2.16)$$

Diese Beziehung hat zwischenzeitlich auch in die Berechnungsvorschriften von [83] Einzug erhalten und wurde für Balken- und Stabelemente erweitert. Sie ist anwendbar bis zu einem Quotient aus Elementlänge zu Elementdicke größer als fünf. Die Beziehung (2.16) ist auf die erste Hauptdehnung zu beziehen. Die Bruchdehnung nach (2.16) kann auch in Dickenrichtung (ε_{kd}) dargestellt werden, hierzu muss sie jedoch - im Gegensatz zu einigen missverständlichen oder falschen Darstellungen in der Literatur - unter geeigneten Annahmen wie Volumenkonstanz und einem angenommenen Verhältnis der Hauptdehnungen $\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \approx 0$ wie folgt umgerechnet werden:

$$\varepsilon_{kd} = -\frac{\varepsilon_k}{1 + \varepsilon_k} \quad \text{mit } \varepsilon_k \text{ nach (2.16)} \quad (2.17)$$

Die vorgenannten Bruchkriterien, die sich jeweils auf eine bestimmte Dehnungskomponente oder auf die Vergleichsdehnung anwenden lassen, berücksichtigen den Dehnungszustand allenfalls in eher pauschaler Art und Weise. Allerdings ist eine solche Abhängigkeit beispielsweise aus der Umformtechnik bekannt. Dort werden sogenannte Grenzformänderungsschaubilder verwendet, um präzise Angaben zur Abhängigkeit sowohl der Einschnür- als auch der Bruchdehnungen von der ersten und zweiten Hauptdehnung zu finden. In [3], [7] und [27] finden sich Vorschläge zur Ableitung von Bruchkriterien zur Berechnung von Schiffskollisionen auf Basis derartiger Schaubilder.

Neben der Abhängigkeit des Bruchversagens vom Dehnungszustand lässt sich auch eine Abhängigkeit vom Spannungszustand beschreiben, die von den einfacheren dehnungsbasierten Ansätzen ebenfalls nicht berücksichtigt werden kann. Üblicherweise wird der Spannungszustand dabei in Form der Spannungsmehrachsigkeit als Quotient aus der hydrostatischen Spannung σ_H und der Vergleichsspannung σ_V nach von Mises beschrieben. In der Vergangenheit ist eine Vielzahl von Kriterien entwickelt worden, die eine Abhängigkeit des Bruchkriteriums vom Spannungszustand berücksichtigen, die sehr umfassend von Törnqvist in [71] beschrieben und validiert wurden. Törnqvist schlägt im Ergebnis seiner Arbeit ein Kriterium auf den Arbeiten von Rice und Tracey (RT) auf der einen und Cockroft und Latham (CL) auf der anderen Seite vor, das in seinen Kollisionsanalysen bei ausreichend feiner Vernetzung gute Ergebnisse liefert. Elementversagen tritt dabei ein, wenn

$$\frac{\int f\left(\frac{\sigma_H}{\sigma_V}\right)_{RTCL} d\varepsilon}{\varepsilon_{k-RTCL}} \geq 1 \quad (2.18)$$

mit

$$f\left(\frac{\sigma_H}{\sigma_V}\right)_{RTCL} = \begin{cases} 0 & \text{für } \frac{\sigma_H}{\sigma_V} \leq -\frac{1}{3} \\ 2 \cdot \frac{1 + \frac{\sigma_H}{\sigma_V} \sqrt{12 - 27 \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_V}\right)^2}}{3 \frac{\sigma_H}{\sigma_V} + \sqrt{12 - 27 \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_V}\right)^2}} & \text{für } -\frac{1}{3} < \frac{\sigma_H}{\sigma_V} < \frac{1}{3} \\ \frac{1}{1,65} \cdot \exp\left(\frac{3\sigma_H}{\sigma_V}\right) & \text{für } \frac{\sigma_H}{\sigma_V} \geq \frac{1}{3} \end{cases} \quad (2.19)$$

Die werkstoffabhängigen Werte für die anzusetzende kritische Dehnung ε_{k-RTCL} lassen sich aus dem einachsigen Zugversuch ermitteln. Aus [3] und [71] lässt sich für normalfesten Schiffbaustahl eine Abhängigkeit dieser Größe von Elementkantenlänge l und -dicke t wie folgt entnehmen

$$\varepsilon_{k-RTCL} = 0,205 + 0,465 \cdot \frac{t}{l} \quad (2.20)$$

2.4.3. Reibung

Die Beschreibung der Spannungs-Dehnungsbeziehung und der Bruchdehnung beeinflussen unmittelbar das Energieaufnahmevermögen einer Struktur durch Verformung. Durch die im Kollisionsverlauf entstehenden Kontaktverhältnisse kann je nach Kollisionsszenario aber auch ein signifikanter Anteil der Kollisionsenergie in Form von Reibung dissipiert werden. Meist wird hierfür Coulombsche Reibung zwischen den Kontaktpartnern definiert, d.h. es wird eine Reibkraft folgender Form berechnet

$$F_r = \mu \cdot F_n \quad (2.21)$$

Die Normalkraft F_n auf der Reibfläche wird vom FE-Löser nach Wahl einer geeigneten Kontaktformulierung errechnet, der Reibbeiwert μ wird für Kollisionssimulationen sinnvollerweise als Gleitreibbeiwert interpretiert und muss entsprechend vorgegeben werden. Reibbeiwerte sind dabei sehr von der Kontaktpaarung abhängig. Zwar sind die Kontaktpartner hier zunächst mit Stahl auf Stahl definiert, dennoch variiert der Reibbeiwert je nach Oberflächenbeschaffenheit stark und ist dabei abhängig von Einflussfaktoren wie der Art der aufgetragenen Konservierung, dem Abrostungsgrad oder dem Vorhandensein nasser Oberflächen. Auch finden sich Untersuchungen, die Abhängigkeiten von Faktoren wie Reibgeschwindigkeit, Kontaktkraft oder Temperatur diskutieren [39], [66]. Es wundert daher kaum, dass in der Literatur sehr unterschiedliche Werte für Reibbeiwerte gefunden werden (Tabelle 2.1).

Tabelle 2.1: Verwendete Reibbeiwerte für Schiffbaustahl aus der Literatur

Reibbeiwert	Quelle	Bemerkungen
0,1	[55]	Simulation eines dynamischen Schiffskollisionsversuches mit starrem Bugwulst gegen eine konventionelle Doppelhüllenkonstruktion im Wasser. Angegebener Reibbeiwert ist eine pauschale Annahme und liefert gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Berechnung.
0,23	[32]	Simulation von quasi statischen Kollisionsversuchen mit starrem, halbkugelförmigem Eindringkörper gegen Doppelhüllenkonstruktionen unterschiedlicher Bauweise unter Laborbedingungen. Reibbeiwert wurde experimentell ermittelt.
0,3	[14]	Simulation eines dynamischen Schiffskollisionsversuches mit starrem Bugwulst gegen eine X-Core Doppelhüllenkonstruktion im Wasser. Angegebener Reibbeiwert ist eine pauschale Annahme und liefert gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Berechnung.
0,5	[82]	Simulation von quasi statischen Versuchen zur Ermittlung des Aufreißens von Schiffsstrukturen mit starrem, keilförmigem Eindringkörper gegen konventionelle Doppelbodenkonstruktionen. Reibbeiwert ist eine pauschale Annahme und liefert gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Berechnung.
0,15 - 0,7	[39]	Experimentelle Ermittlung von Reibbeiwerten für normalfesten Schiffbaustahl für die Parameter Flächenpressung, Geschwindigkeit und Temperatur mit folgendem Ergebnis: „Als Mittelwert der Reibung haben wir $\mu_0 = 0,6$ und für die Bewegung $\mu = 0,5$ ermittelt. Wobei die Streuung in beiden Fällen $\pm 0,2$ ist. Poliert man die Oberflächen, so erhält man deutlich geringere Beiwerte von $\mu_0 = 0,3$, $\mu = 0,25$ mit einer Streuung von $\pm 0,1$.“

In [83] wird für Kollisionsanalysen neben der ausschließlichen Berücksichtigung von Gleitreibung vorgeschlagen den Übergang von Haft- zu Gleitreibung in folgender Form zu berücksichtigen

$$\mu = FD + (FS - FD) \cdot e^{-DC|v_{rel}|} \quad (2.22)$$

Hierin bezeichnet $FD = 0,1$ den Gleitreibbeiwert, $FS = 0,3$ den Haftreibbeiwert, v_{rel} die Relativgeschwindigkeit zwischen den Kontaktpartnern und $DC = 0,01$ einen Abklingfaktor für die Exponentialfunktion.

3. Zielstellung und Vorgehensweise

Die Zielstellung dieser Arbeit könnte plakativ mit „Entwicklung einer Knautschzone für Vorschiffe“ überschrieben werden. Die untersuchten konstruktiven Änderungen beschränken sich dabei ausschließlich auf den Bereich des Bugwulstes. Im vorangegangenen Kapitel wurden die aus der Literatur bekannten Untersuchungen auf diesem Gebiet beschrieben. Daraus leiten sich die beiden folgenden Einzelziele für diese Arbeit ab:

- a) Die Bewertung der bisher vorgeschlagenen Konstruktionen erfolgte, wie in Abschnitt 2.1 ausgeführt, auf Basis von Methoden, die anhand von Versuchen mit einem jeweils starrem Gegner validiert wurden. Tatsächlich verändert das Verformungsverhalten eines Kollisionspartners immer auch das Energieaufnahmevermögen seines jeweiligen Gegners. Dieser Effekt ist bisher aber nur rechnerisch untersucht worden. Eine versuchstechnische Validierung stand bisher für Anwendungen auf Schiffskollisionen nicht zur Verfügung. Daraus ergibt sich das erste Hauptziel dieser Arbeit: die Entwicklung und Umsetzung eines Versuchsprogramms, bei dem systematisch die Steifigkeitsverhältnisse der Kollisionsgegner variiert werden. Damit wird zunächst die beschriebene Validierungslücke geschlossen. Durch anschließende Nachrechnung der Versuche mit der Methode der finiten Elemente lassen sich dann etablierte Berechnungsverfahren überprüfen und ggf. weiterentwickeln. Die Versuche dienen damit ebenfalls der Absicherung von Kollisionsberechnungen der Großausführung.
- b) Die in Abschnitt 2.2 beschriebenen, aus der Literatur bekannten Arbeiten beziehen sich schwerpunktmäßig auf Verdrängerwülste von vollen Schiffen. Unterdruckbugwülste, wie sie für schnellere Schiffe verwendet werden, sind bisher dagegen kaum untersucht worden. Sie weisen funktionsbedingt eine recht schlanke Form auf. Ihre Breite ist fast über deren gesamte Länge im Vergleich zu Verdrängerwülsten nahezu konstant. Dies führt im Kollisionsfall zu besonders scharfen Eindringvorgängen und schränkt die Übertragbarkeit der für Verdrängerwülste gefundenen Lösungen auf Überdruckwülste stark ein. Daraus ergibt sich das zweite Hauptziel dieser Arbeit: die Entwicklung einer Konstruktion für Unterdruckbugwülste, die im Kollisionsfall im Vergleich mit einer konventionellen Struktur zu einer signifikanten Erhöhung der absorbierten Energie führt.

Um die unter a) beschriebenen Zielsetzung zu erreichen wurde folgende Vorgehensweise umgesetzt:

Nach Ausarbeitung eines Basiskonzeptes für das Versuchsprogramm wurde zunächst in sehr umfassender Detailarbeit ein Versuchsaufbau ausgearbeitet. Von der vorhandenen Technik an der Forschungsstelle wurden lediglich vier Hydraulikzylinder und die Grundträger einer vorhandenen Festigkeitsversuchsanlage im Sinne eines Fundamentes verwendet. Die gesamte Ausarbeitung des Versuchskonzeptes sowie die Konstruktion, Dimensionierung und Fertigungsbegleitung von Anlagenkomponenten und die Ausarbeitung eines Messkon-

zeptes war hierbei Aufgabe des Autors. Viele dieser Arbeiten werden im Folgenden jedoch nicht näher beschrieben, da sich beispielsweise aus der Dimensionierung einer Kraffteinleitungskonstruktion keine unmittelbaren wissenschaftlichen Erkenntnisse ableiten lassen. Es soll aber an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass die durchgeführten Arbeiten im Zuge der Errichtung und Erprobung der Versuchsanlage eine wesentliche Grundlage der vorliegenden Dissertation darstellen, ohne die eine aussagefähige Versuchsdurchführung und -auswertung nicht möglich gewesen wäre (Kapitel 4). Die Versuchsdurchführung und Auswertung wurde im weiteren Verlauf der Arbeit in Arbeitsteilung mit Schöttelndreyer durchgeführt, die in Abschnitt 4.1 näher beschrieben wird.

Die Validierung von Finite-Elemente-Berechnungen auf Basis der Versuche war ein weiterer Bestandteil der hier vorliegenden Arbeit (Kapitel 5, insbesondere 5.1). Hierzu fanden sehr umfangreiche Dehnungsmessungen an den Versuchsmodellen sowie eine umfassende Begleitung der Kollisionsversuche durch Zugversuche an Materialproben statt. Von besonderem Interesse war hier u.a. der Einfluss der Spannungsmehrrachsigkeit auf das in den Berechnungen verwendete Bruchkriterium.

Die Validierung von Finite-Elemente-Berechnungen wurde ferner an einer realen Schiffskollision durchgeführt, für die detailliertes Datenmaterial beschafft und ausgewertet werden konnte (Kapitel 5, insbesondere 5.2). Von besonderem Interesse war hier u.a. der Einfluss der Reibung und der, gegenüber dem Versuch deutlich schlechter definierten, Randbedingungen auf die Güte der Ergebnisse.

Um die unter b) beschriebenen Zielsetzung zu erreichen wurde folgende Vorgehensweise umgesetzt:

Im Zuge der Modellkörperauslegung für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche wurden zunächst unterschiedliche konstruktive Varianten rechnerisch geprüft (Kapitel 4, insbesondere 4.3.1 und 4.4). Hierbei ist insbesondere ein Verformungsverhalten des Bugwulstes anzustreben, das zu einem möglichst stumpfen Eindringen führt. Dies wird für die hier betrachteten Unterdruckwülste bereits erreicht, wenn sich nur der vordere Bereich des Bugwulstes verformen kann.

Neben dem angestrebten Verformungsverhalten im Kollisionsfall wurde die gefundene Konstruktionslösung auch auf deren Zulässigkeit im Betriebsfall überprüft (Kapitel 6). Da für die Dimensionierung von Bugwülsten nur empirisch entwickelte Beziehungen zur Verfügung stehen, wurden zunächst Lastfälle für eine direkte Bemessung durch FE-Berechnungen definiert. Um die Übertragbarkeit der erreichten Ergebnisse in die Praxis zu ermöglichen, erfolgten diese Arbeiten in enger Absprache mit einer Klassifikationsgesellschaft.

In einem letzten Schritt wurde die gefundene Konstruktionslösung am Vorschiff eines RoPax-Schiffes in einer Kollisionssimulation untersucht und mit der konventionellen Konstruktionsvariante verglichen (Kapitel 7). Die getrennte Auswertung der Energieabsorption im Unterwasser- und Überwasserschiffsbereich wurde dabei genutzt, um allgemeine Aussagen über die Wirkungsweise des vorgeschlagenen kollisionsfreundlichen Bugwulstes abzuleiten.

Abschließend sollen noch drei Punkte Erwähnung finden, die zum Verständnis der beschriebenen Vorgehensweise als wesentlich betrachtet werden.

- 1) Das unter b) beschriebene Ziel wird als rein konstruktive Aufgabe verstanden. Das bedeutet, dass die Außenhautgeometrie als eine von der Hydromechanik vorgegebene Randbedingung verstanden wird. Die Bugwulstform wird im praktischen Schiffsentwurf ohnehin ausschließlich hydromechanischen Anforderungen folgen. Davon unbenommen sei darauf hingewiesen, dass die derzeit üblichen sehr scharfen Bugwulstformen von Unterdruckwülsten im Kollisionsfall besonders scharfe Eindringvorgänge verursachen. Es ist bekannt, dass Änderungen an der Bugwulstform, insbesondere eine konische Aufweitung, den Eindringvorgang im Kollisionsfall deutlich abstumpfen. Entsprechend positive Auswirkungen auf das Energieaufnahmevermögen sind dann die Folge. Ob und wie dieser „strukturmechanische Wunsch“ bzgl. der Formgebung mit hydromechanischen Anforderungen überein gebracht werden kann, ist nach Auffassung des Autors eine separate wissenschaftliche Aufgabe und kein Gegenstand der hier vorliegenden Arbeit.
- 2) Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen basieren überwiegend auf der Methode der finiten Elemente. Andere Verfahren zur Bewertung und Berechnung von Schiffskollisionen wurden in Abschnitt 2.1 beschrieben, kommen jedoch nicht weiter zur Anwendung, da sie zur Erreichung der beschriebenen Ziele nach Auffassung des Autors weniger geeignet erscheinen.
- 3) Die in dieser Arbeit im Weiteren vorgestellten Berechnungen beschränken sich auf die Betrachtung der internen Mechanik, also auf das Energieaufnahmevermögen der Strukturen durch plastische Verformung und Reibung. Die externe Kollisionsdynamik, also die Berücksichtigung der Schiffsbewegungen infolge der Impulsänderung, wurde im Rahmen der Auseinandersetzung mit dem vorliegenden Thema zwar untersucht, führt aber zu keiner Erweiterung der gefundenen Erkenntnisse mit Bezug auf die definierte Zielstellung.

4. Versuche

Die hier vorgestellten Versuche legen das zur Bewertung der Kollisionssicherheit von Seeschiffen weitgehend etablierte Kollisionsszenario mit einem Kollisionswinkel von 90° zu Grunde. Die Versuche beschränken sich auf den Bereich der reinen Bugwulstkollision und auf die Abbildung der sogenannten inneren Kollisionsmechanik, also der reinen strukturellen Vorgänge ohne Berücksichtigung der Schiffsbewegungen. Der Untersuchungsbereich ist in Bild 4.1 am Beispiel der Kollision zweier RoRo-Fährschiffe dargestellt. Das gerammte Schiff besitzt im Untersuchungsbereich eine konventionelle, in Längsspannbauweise ausgeführte Doppelhüllenkonstruktion.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Versuchskonzept zur Untersuchung des dargestellten Kollisionsszenarios entwickelt und realisiert. Die konstruktive Auslegung von Komponenten der Versuchsanlage sowie der Modellkörper, die Koordinierung der beteiligten Firmen, die Fertigungskontrolle und die Durchführung der Versuche war hierbei Aufgabe des Autors.

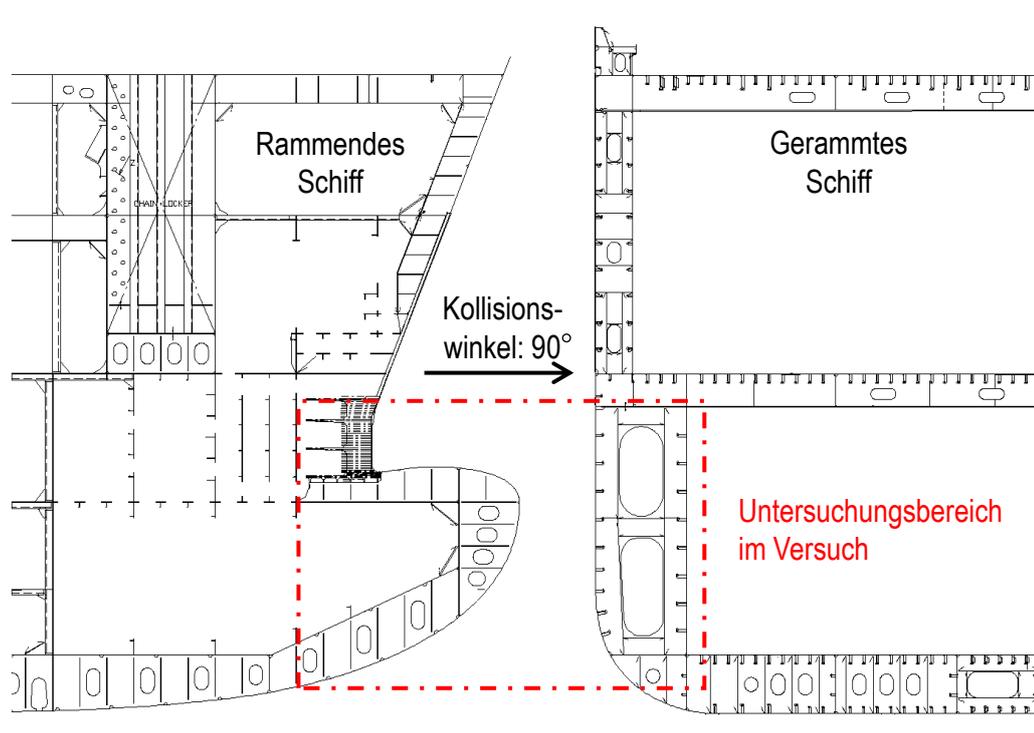


Bild 4.1: Betrachtetes Kollisionsszenario im Versuch

4.1. Basiskonzept

Die durchgeführten Versuche sind Bestandteil eines vom Autor im Rahmen des Forschungsvorhabens ELKOS ausgearbeiteten Versuchsprogramms. Es wurde das Teilprojekt „Validierung von Kollisionsberechnungen durch Großversuche an Konstruktionsvarianten von Seitenhüllen“ bearbeitet. Das Vorhaben wurde vom BMWi unter dem Förderkennzeichen 03SX284B im Projektzeitraum vom 01.08.2009 bis 30.09.2013 gefördert.

Dem ausgearbeiteten Versuchsprogramm liegt die Zielstellung zu Grunde, eine systematische Variation der Steifigkeiten beider Kollisionsgegner zu erreichen. Es soll dabei sowohl für die Seitenhülle als auch für den Bugwulst eine konventionelle Konstruktion sowie eine Variante mit verbesserten Kollisionseigenschaften – nachfolgend kürzer als „kollisionsfreundlich“ bezeichnet – untersucht werden. Daraus ergibt sich das in Tabelle 4.1 dargestellte Versuchsprogramm mit vier Kollisionsversuchen (KV). Dieses Programm wird um zwei Vorversuche (VV) ergänzt, die das Kollisionsverhalten von Bugwülsten gegen starren Gegner untersuchen.

Die kollisionsfreundliche Variante des Bugwulstes zielt auf das in Kapitel 3 näher beschriebene Abflachen mindestens des vorderen Bugwulstbereiches bei möglichst geringem Kraftniveau. Die kollisionsfreundliche Variante der Seitenhülle ist stahlbaulich nahezu identisch mit der konventionellen Konstruktion. Eine Verbesserung der Kollisionseigenschaften wird hier durch Einbringen eines Leichtgewichtsfüllstoffes aus multizellularen Glashohlkugeln erreicht (Füllstoffbezeichnung: Omega C-XL).

Tabelle 4.1: Versuchsprogramm, Durchführungsdaten kursiv

		Rammendes Schiff	
		Konventioneller Bugwulst	Kollisionsfreundlicher Bugwulst
Vorversuche gegen starren Gegner		W1 <i>03.-04.03 2010</i>	W2 <i>10.06. 2010</i>
Gerammtes Schiff	Konventionelle Konstruktion der Seitenhülle	KV1 <i>09.-12.08 & 15.09. 2011</i>	KV2 <i>09.-13.01. 2012</i>
	Kollisionsfreundliche Konstruktion der Seitenhülle	KV3 <i>11.-14.06. 2012</i>	KV4 <i>08.-10.01. 2013</i>

Der Autor war verantwortlicher wissenschaftlicher Versuchsleiter für beide Vorversuche sowie für die Kollisionsversuche KV 1 und KV 2. Die Kollisionsversuche KV 3 und KV 4 mit Füllstoffen werden im Rahmen dieser Arbeit nur im Hinblick auf Effekte diskutiert, die auf Änderung der Bugwulststeifigkeit zurückzuführen sind. Eine detaillierte Betrachtung der Kollisionsmechanik von verfüllten Seitenhüllen erfolgt durch eine laufende Untersuchung von Schöttelndreyer. Erste Zwischenergebnisse dieser Arbeit wurden in [62] veröffentlicht.

Für die Versuchsdurchführung stand die am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen der Technischen Universität Hamburg-Harburg vorhandene große Festigkeitsversuchsanlage zur Verfügung. Sie besteht im Wesentlichen aus zwei 17 m langen, horizontal angeordneten Grundträgern, auf denen zwei massive Widerlager und zwei bewegliche Portale angeordnet sind. Weiterhin stehen verschiedene Hydraulikzylinder und Verbindungskomponenten zur Verfügung die eine variable Anpassung der Versuchsanlage an verschiedene Untersuchungszwecke erlauben. Dabei können von der Anlage grundsätzlich Kräfte in Längsrichtung der Grundträger sowie Vertikalkräfte erzeugt bzw. aufgenommen werden.

Die konzeptionelle Ausarbeitung eines Versuchsaufbaus erfolgte im Rahmen des unter dem Förderkennzeichen 03SX249A im Projektzeitraum vom 01.06.2008 bis 30.04.2009 geförderten Vorhabens [19]. Die Modellversuche sollen dabei grundsätzlich mit den Kollisionsversuchen verglichen werden können, die im Rahmen des 1999 abgeschlossenen Forschungsvorhabens „Life Cycle Design“ in den Niederlanden unter sehr realen Bedingungen durchgeführt wurden [36].

Um diese Vergleichsmöglichkeit zu gewährleisten, ergeben sich folgende Anforderungen an die Versuchsanlage:

- Kollisionskräfte:** Die maximalen Kollisionskräfte der Referenzversuche betragen 2750 kN. Die Anlage muss in der Lage sein, mindestens diese Kraftgröße zur Verfügung zu stellen und die dann auftretenden Reaktionskräfte in Kollisionsrichtung und Membranrichtung aufzunehmen.
- Doppelhüllenmodell:** Die Referenzversuche legten einen Maßstabsfaktor von 1:3 zu Grunde, an dem sich ebenfalls das in Tabelle 4.1 dargestellte Versuchsprogramm orientieren sollte. Ausgehend von der in Bild 4.1 skizzierten Doppelhüllenstruktur ergeben sich für den Modellbereich der Seitenhülle damit Abmessungen von etwa $L = 4000$ mm, $B = 2400$ mm und $T = 900$ mm. Dieser Modellbereich muss in eine Konstruktion integriert werden, die geeignet ist die Randeinspannung durch die umgebende Schiffsstruktur zu idealisieren. Hierfür ist entsprechender zusätzlicher Bauraum erforderlich.
- Bugwulstmodell:** Das verwendete Bugwulstmodell der Referenzversuche konnte als ideal starr angenommen werden. Von dieser Annahme soll im Rahmen dieser Arbeit ausdrücklich abgewichen werden. Für die Versuchsanlage bedeutet dies, dass sich die Kollisionswege und die erforderliche Länge des Bugwulstes um die Verformung (Verkürzung) des Bugwulstes gegenüber den Referenzversuchen verlängern werden. Dieser Umstand ist bei der Auslegung des Bugwulstmodells geeignet zu berücksichtigen.

Diesen Anforderungen stehen unterschiedliche Randbedingungen der Versuchsanlage, der Festigkeitshalle sowie allgemeiner logistischer Art gegenüber:

- Kollisionskräfte:** Die Kollisionskräfte können mit maximal vier servohydraulisch gesteuerten Zylindern aufgebracht werden, von denen jeder eine Höchstlast von 1.000 kN aufbringen kann. Die Hydraulikzylinder besitzen einen maximalen Hub von 400 mm. Der Versuch muss daher in mehreren Hüben durchgeführt werden, so dass der Vorgang quasi-statisch betrachtet werden muss.
- Maximale Höhe:** Die maximale Höhe des Versuchsaufbaus ist durch die Krananlage begrenzt. Die Kranhakenhöhe beträgt 4500 mm über dem Hallenboden.
- Maximale Breite:** Die maximale Breite für Anlagenteile und Modellkörper ist grundsätzlich durch die Breite der Grube beschrieben, in der sich die Grundträger befinden, und beträgt 4000 mm. Ab einer Breite von 3500 mm ist der Transport über öffentliche Verkehrswege deutlich erschwert.
- Maximale Länge:** Die maximale freie Länge ergibt sich zu gesamt etwa 11 m, je nach Positionierung des freien Widerlagers und der Portale der Versuchsanlage.

Auf Basis dieser Anforderungen und Randbedingungen sind unterschiedliche Versuchskonzepte denkbar, die in unterschiedlicher Tiefe ausgearbeitet wurden. Beispielhaft soll ein frühes Konzept vorgestellt werden, das zwei getrennte Versuchsstände auf der Anlage der Forschungsstelle vorsah. Für die Vorversuche werden die beiden vorhandenen Widerlager verwendet. Für die anschließenden Kollisionsversuche wird ein Prüfraumen gefertigt, der geeignet in die Versuchsanlage integriert werden müsste (Bild 4.2).

Weitergehende Überlegungen haben jedoch letztlich zu einem Basiskonzept geführt, das die Durchführung der Vorversuche gemeinsam mit den Kollisionsversuchen auf nur einem Versuchsstand erlaubt und die Fertigung zusätzlicher Anlagenteile auf ein Minimum beschränkt. Dieses nachfolgend in Abschnitt 4.2 näher beschriebene Basiskonzept hat gegenüber den ersten Ideen eine Vielzahl bestechender Vorteile. Das in Bild 4.2 dargestellte Konzept wurde daher letztlich wieder verworfen.

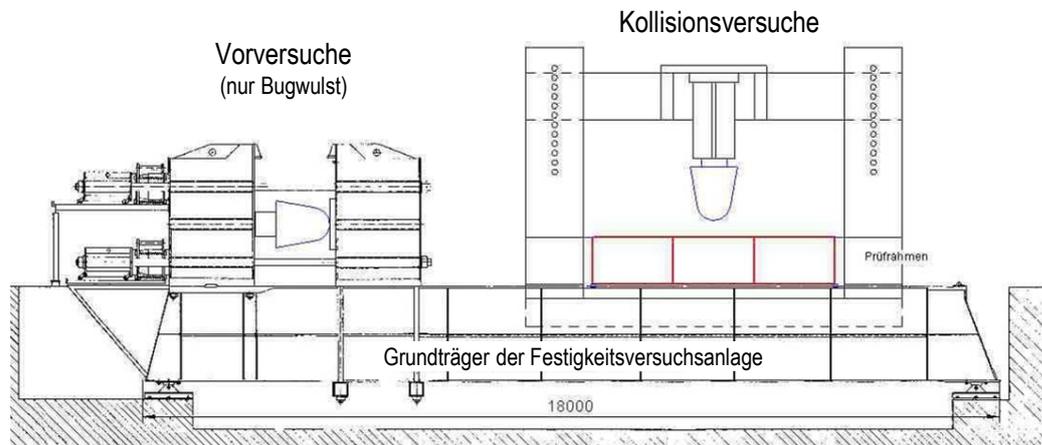


Bild 4.2: Frühes Konzept für Versuchsaufbau, später verworfen

4.2. Versuchsaufbau

Der auf den beiden Grundträgern der Festigkeitsprüfanlage montierte Versuchsaufbau ist in Bild 4.3 dargestellt. Der Modellbereich der Seitenhülle des gerammten Schiffes ist symmetrisch um alle Koordinatenebenen. Er ist in einen Stahlrahmen eingeschweißt, der die Randbedingungen der umgebenden Schiffsstruktur abbildet. Die Seitenhülle ist in x-Richtung über je vier instrumentierte Zugstangen mit je einem Widerlager auf beiden Modellseiten verbunden. Diese Widerlager nehmen ebenfalls Kräfte in z-Richtung über insgesamt vier Druckmessdosen auf. Die Kräfteinleitung erfolgt über insgesamt vier servo-hydraulisch gesteuerte Hydraulikzylinder, die über eine 10 m lange Traverse verbunden wurden (Zylindersteuerung: Labtronic 8800, Hersteller: Instron Structural Testing Systems, Steuerungssoftware: Labtronic Version 7.19). Mit dieser Anordnung können maximale Kollisionskräfte von 4.000 kN aufgebracht werden. Die Traverse wird mit einem rotations-symmetrischen, bugwulstähnlichen Kollisionskörper verbunden. Die Hydraulikzylinder verfügen über eine maximale Hubhöhe von 400 mm. Für größere Kollisionswege muss die Anlage zwischenzeitlich entlastet werden um Zwischenstücke zwischen Bugwulst und Traverse zu montieren. Zwischenstücke stehen in verschiedenen Längen zur Verfügung und bestehen aus einem spiralnahtgeschweißten Rohr mit 10mm dicken Flanschringen (Rohr nach DIN EN 10220, Außendurchmesser: 813 mm, Wandstärke: 14,2 mm; Flansch: $\varnothing 740 / \varnothing 940 \times 10$ mm, Lochkreis:

Ø 876 / 4 x Ø 22 mm). Die beschriebene Anordnung ist fest mit beiden Grundträgern verbunden, dies gewährleistet einen geschlossenen Kraftfluss innerhalb des Versuchsaufbaus.

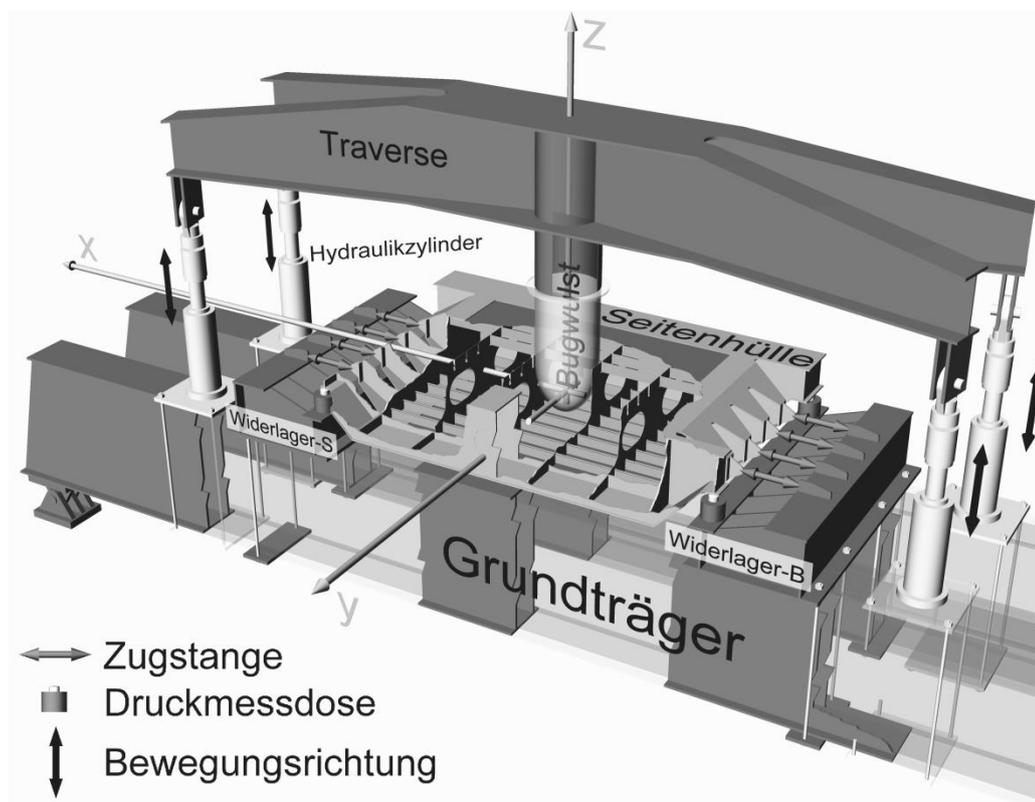


Bild 4.3: Versuchsaufbau für Kollisionsversuche (KV1-KV4), 3-D Ansicht, teiltransparent

Soweit nicht anders angegeben beziehen sich alle Koordinatendefinitionen auf das ebenfalls in Bild 4.3 dargestellte Koordinatensystem, dessen Ursprung sich im Schnittpunkt der Symmetrieebenen des Modellbereichs der Seitenhülle befindet. Entgegen üblicher schiffbaulicher Notierung gilt für das Modell des gerammten Schiffes (Seitenhülle):

Schiffslängsrichtung: x
 Schiffsquerrichtung: z
 Schiffshochachse: y

Weiterhin beschreibt die z-Achse die Bewegungsrichtung der Hydraulikzylinder und damit die Kollisionsrichtung. Sie ist gleichzeitig Symmetrieachse des Bugwulstes.

Da die Versuchsanlage nur sehr begrenzt Kräfte in y-Richtung aufnehmen kann, ist der gesamte Aufbau symmetrisch um die x-z-Ebene, zusätzlich auch um die y-z-Ebene.

Auftretende Verformungen, Kräfte und Dehnungen werden an diversen Positionen des Versuchsaufbaus erfasst und über ein zentrales Messwerterfassungssystem verfolgt. Insgesamt verarbeitet diese Messwerterfassungstechnik Signale von bis zu 118 Kanälen (Hersteller: Peekel, Gerätebezeichnung: Autolog 3000 mit jeweils drei Einschüben CM3410, Software: Autosoft bis zur aktuellen Version 101). 55 Kanäle werden für die Überwachung der elastischen Verformung des Versuchsaufbaus belegt. 58 Kanäle stehen variabel für den Einsatz von Dehnungsmessstreifen auf den Modellen zur Verfügung. Die fünf verbleibenden Kanäle erfassen die wichtigsten Größen Kollisionsweg und Kollisionskraft. Der Kollisionsweg wird durch einen Seilzugaufnehmer mit einer Messlänge von 2000 mm erfasst, der

an der Hinterkante des Bugwulstes befestigt wird und lotrecht zu einem raumfesten Punkt dicht oberhalb der Außenhaut misst. Damit wird eine klar definierte Messgröße generiert, die von elastischen Verformungen der Anlage sowie von Änderungen der Anordnung von Zwischenstücken unbeeinflusst bleibt. Dies ist insbesondere für den anschließenden Vergleich mit Simulationsergebnissen von Bedeutung, da dort weder Traverse, Hydraulikzylinder, Grundträger oder Zwischenstücke berücksichtigt werden. Die Kollisionskraft wird als die Kraftsumme der Messungen an den vier Druckmessdosen beschrieben.

Der Versuchsablauf wurde von bis zu acht Kameras (teilweise auch innerhalb der Modelle) zeitsynchron aufgezeichnet, was eine recht genaue Zuordnung und Beschreibung der Versuchsergebnisse ermöglichte.

Der beschriebene Versuchsaufbau wurde in etwas veränderter und vereinfachter Form auch für die Vorversuche verwendet (Bild 4.4). Verformbare Bugwulstmodelle (5) wurden dabei gegen eine starre Platte (6) gedrückt. Die Druckmessdosen (7) wurden bei diesem Versuchsaufbau direkt auf den Grundträgern (3) positioniert. Die vorhandenen Portale (8) und Widerlager (9) der Festigkeitsversuchsanlage waren für die hier vorgestellten Versuche ohne Funktion, konnten aber nicht vollständig von den Grundträgern entfernt werden. Die in Bild 4.3 abgebildeten Widerlager wurden nach Abschluss der Vorversuche auf den Grundträgern montiert und der Versuchsaufbau entsprechend für die Kollisionsversuche erweitert.

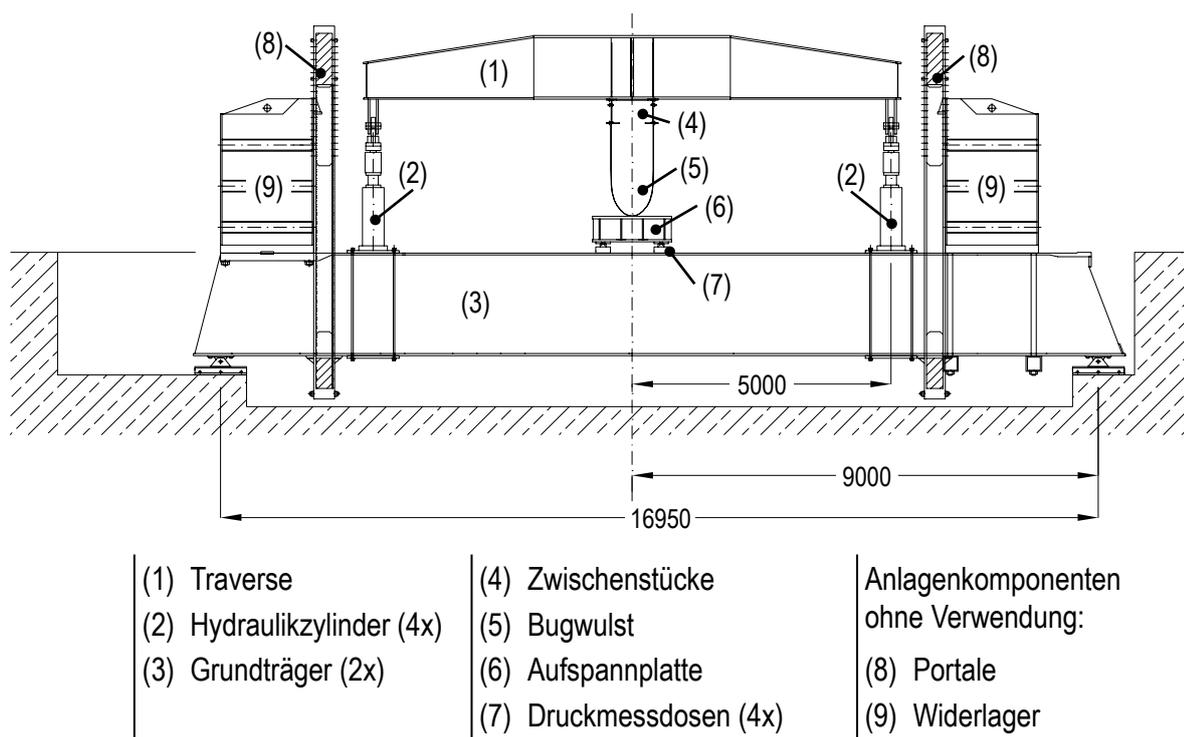


Bild 4.4: Versuchsaufbau für Vorversuche (VV1, VV2), Seitenansicht

Die Versuche werden weggesteuert bei einer Geschwindigkeit an den Hydraulikzylindern von 0,2 mm/s durchgeführt. Diese Geschwindigkeit erscheint klein genug um die gesamte Versuchsdurchführung als quasi-statisch zu betrachten. Die Messwerterfassung erfolgte mit einer Abtastrate von 2 Hz. Die Versuche wurden mehrfach durch vollständige Entlastung der Versuchsanlage unterbrochen, um zusätzlich Zwischenstücke zwischen Bugwulst und Traverse einzubringen. Zusätzliche

Unterbrechungen bei bestimmten Belastungssituationen wurden durchgeführt um das Verformungsbild detailliert in Augenschein zu nehmen und zu dokumentieren. Die Versuchsdurchführung ohne Vor- oder Nachbereitung nahm zwischen drei und fünf Arbeitstagen in Anspruch, die Vorversuche ein bis zwei Tage.

4.3. Modellkörper

Die Modellkörper wurden von vorliegenden Detailzeichnungen des Schiffstyps ConRo 220 der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft abgeleitet. Einen Eindruck der jeweiligen Konstruktionsbereiche dieses Typs wurde bereits in Bild 4.1 gegeben. Allen Überlegungen liegt ein Modellmaßstab von etwa 1:3 zu Grunde. Allerdings wurde keine möglichst maßstabsgetreue Abbildung der Großausführung angestrebt. Die Modellkörpergeometrie wurde soweit wie möglich symmetrisch gestaltet um möglichst klar definierte Versuchsbedingungen zu erhalten. Die Modellkörperfertigung sollte unter werftypischen Bedingungen erfolgen, was ebenfalls zu Einschränkungen hinsichtlich der Maßstabtreue führte. Dennoch konnte sichergestellt werden, dass wesentliche konstruktive Elemente der Großausführung auch Entsprechungen in den Versuchsmodellen finden. Damit haben die in dieser Arbeit diskutierten kollisionsmechanischen Effekte auch prinzipiell Gültigkeit für die Großausführung. Die absolute Bewertung der Großausführung erfolgt jedoch durch Simulationen in Originalgröße mit einer durch die Versuche abgesicherten Berechnungstechnik. Eine absolute Bewertung der Großausführung durch maßstabgerechte Umrechnung der Versuchsergebnisse ist methodisch nicht vorgesehen und empfiehlt sich daher nicht.

4.3.1. Bugwulstmodelle

Für die Vorversuche wurden zwei Modelle ausgelegt, eine konventionelle Konstruktion (VV1) und eine Konstruktion mit kollisionsfreundlichem Verformungsverhalten (VV2).

Die Außenhautgeometrie soll für beide Vorversuche identisch sein, um die Versuchsergebnisse eindeutig auf Unterschiede in der konstruktiven Gestaltung des Steifensystems zurückführen zu können. Die gewählte Geometrie ist rotationssymmetrisch und wird durch einen zylindrischen hinteren Teil und einen an die Form der Großausführung angelehnten vorderen Teil beschrieben. Der Durchmesser an Hinterkante Modell ist durch die Kraftaufnahme der Versuchsanlage mit 813 mm festgelegt.

Unter diesen geometrischen Randbedingungen kann die Modellkörperkonstruktion lediglich näherungsweise die wesentlichen konstruktiven Elemente typischer Bugwulstkonstruktionen wiedergeben. Das Modell für VV1 (Bild 4.5) wird mit einem Mittellängsschott, einem Stringer und Ringsteifen in einem Abstand von 200 mm versehen. Die Gesamtlänge des Modells beträgt 1800 mm. Es wurde in zwei Blöcken gefertigt mit einem Montagestoß auf halber Modelllänge zwischen #4 und #5, siehe Bild 4.5. Als Material wurde normalfester Schiffbaustahl mit einer Nennstreckgrenze von 235 N/mm² und einer Dicke von 5mm verwendet.

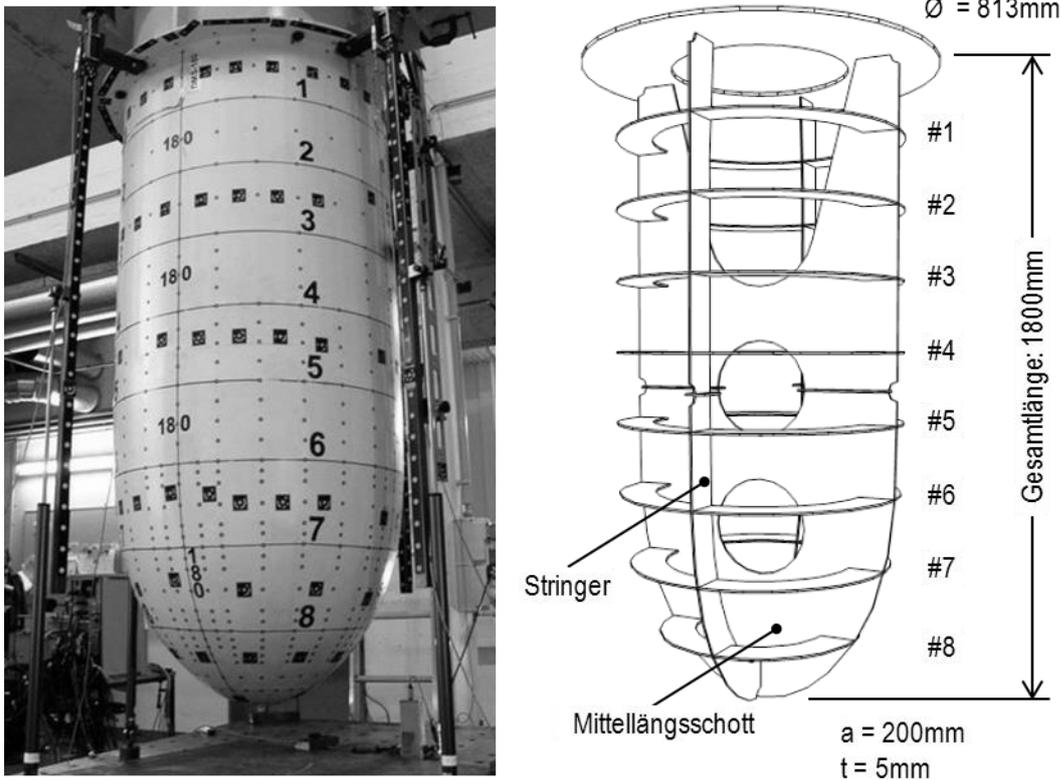


Bild 4.5: Modellkörper für VV1, konventionelle Bauweise

Um das in Kapitel 3 beschriebene Abflachen mindestens des vorderen Bugwulstbereiches bei möglichst geringem Kraftniveau zu erreichen, wurden unterschiedliche konstruktive Varianten erarbeitet und verglichen [68]. Die Bewertung des Kollisionsverhaltens wurde anhand der absorbierten plastischen Verformungsenergie (Kollisionsenergie) durchgeführt. Sie wurde durch Berechnungen ermittelt, die näher in Kapitel 5 beschrieben werden.

Trägt man die absorbierte plastische Verformungsenergie aufgeteilt nach Bauteilgruppen auf, so lässt sich zeigen, dass der größte Teil der Kollisionsenergie bei Frontalanprall eines Bugwulstes gegen einen starren Gegner von der Außenhaut absorbiert wird [42]. Für VV1 entfällt etwa 74% der gesamten Kollisionsenergie auf die Außenhaut, 22% auf die Längsbauteile und nur 4% auf die Querspanten. Die beschriebene Versuchssystematik verbietet Änderungen an der Außenhautgeometrie. Daher kann eine signifikante Beeinflussung des Energieaufnahmevermögens nur durch Änderungen des Steifensystems - genauer: der Längsbauteile – erfolgen. Für VV2 wird daher eine Modellvariante mit gesicktem Mittellängsschott (VV2_a) und eine Variante vollkommen ohne Längsbauteile (VV2_b) untersucht. Bild 4.6 stellt die absorbierte Kollisionsenergie dieser Varianten im Vergleich zu VV1 dar. Offensichtlich wird durch das Einbringen eines gesickten Mittellängsschottes kein signifikanter Effekt erzielt. Die Variante VV2_b zeigt erwartungsgemäß eine deutlich niedrigere Energieabsorption. Sie beträgt für Kollisionswege größer als 400mm etwa 60% des Niveaus von VV1 und sinkt bei kleinen Kollisionswegen auf unter 30%.

Im Hinblick auf die Großausführung ist eine Bugwulstkonstruktion völlig ohne Längsbauteile nicht sinnvoll. Sie werden u.a. benötigt um eine ausreichende Biegesteifigkeit des Bugwulstes zu gewährleisten und sind letztlich fundamentaler Bestandteil aller anzuwendenden Bauvorschriften.

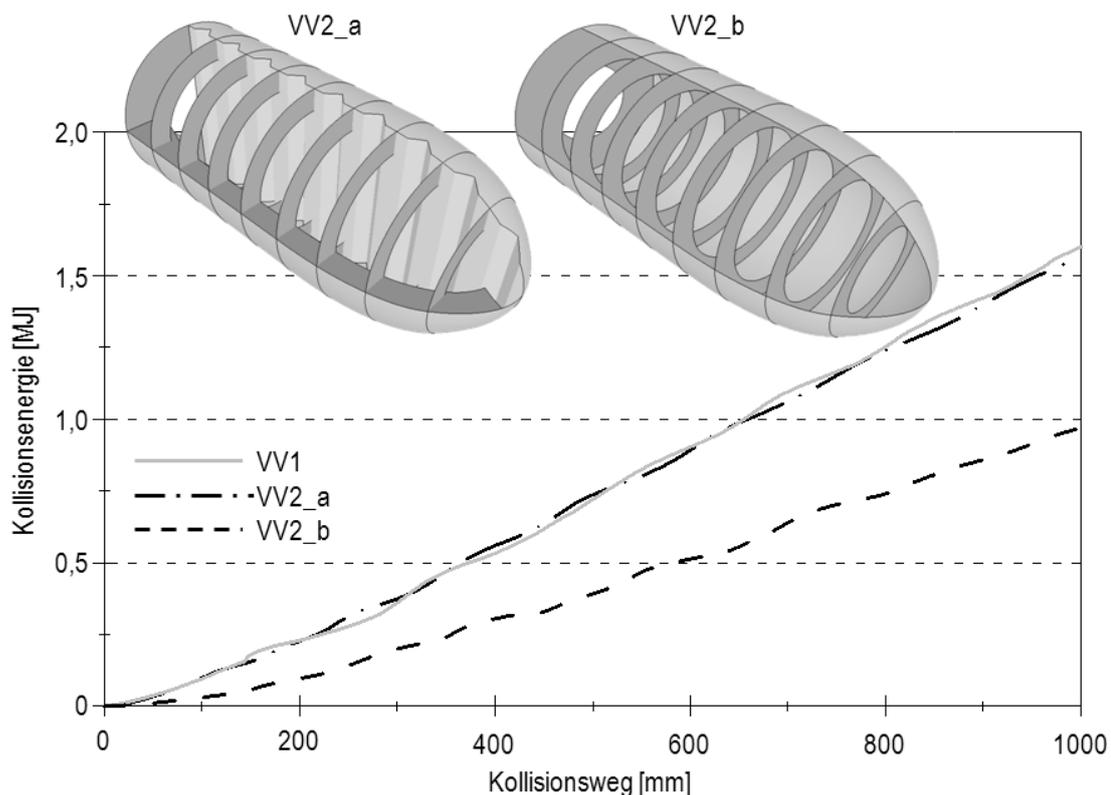


Bild 4.6: Berechnete Energieaufnahme der Auslegungsvarianten für VV2 im Vergleich zu VV1

Unabhängig davon führen die vorgestellten Ergebnisse aus kollisionsmechanischer Sicht zu der Empfehlung, mindestens im vorderen Bereich des Bugwulstes auf Längsbauteile zu verzichten. Der Autor setzt dies in Kapitel 6 durch Modifikation einer gebauten Bugwulstkonstruktion um. Ferner wird ein Festigkeitsnachweis unter definierten Betriebslasten geführt.

Für VV2 führen die beschriebenen Überlegungen zu einer Konstruktion, die im hinteren Bereich mit VV1 vergleichbar ist, im vorderen Bereich wurden jedoch alle Längsbauteile entfernt.

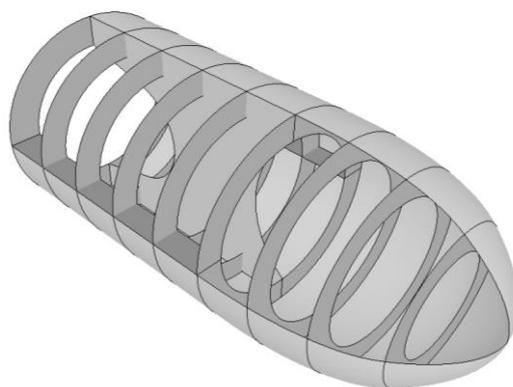


Bild 4.7: Modellkörper für VV2, kollisionsfreundliche Bauweise

Für die Bugwulstmodelle der Kollisionsversuche wurde die Außenhautkontur der Vorversuche übernommen.

Die konventionellen Bugwulstmodelle für KV1 und KV3 (Bild 4.8 links) bestehen aus einem Formteil, welches als Drehteil hergestellt und anschließend mit einem Rohr verschweißt wurde ($\varnothing=813\text{mm}$,

$t=30\text{mm}$). Im Formteil vergrößert sich die Materialstärke in Richtung Modellspitze stetig auf 150 mm. Das Modell ist mit mehreren Verbindungsflanschen ausgerüstet. Sie dienen der Montage an die Traverse (Flansch A), der Veränderung der Modelllänge im zylindrischen Teil (Flansch B) und ermöglichen den Austausch der Modellspitze (Flansch C).

Die kollisionsfreundlichen Bugwulstmodelle für KV2 und KV4 (Bild 4.8 rechts) wurden derart bemessen, dass ein Abflachen des vorderen Bugwulstbereiches vor dem Aufreißen der gegnerischen Seitenhülle sicher erreicht wird. Hierzu wurde die starre Modellspitze durch eine Blechkappe mit 3 mm Dicke ersetzt, die an einem zu Flansch C kompatiblen Anschlussring verschweißt wurde. Leichte Abweichungen von der Geometrie der starren Kappe mussten aus Fertigungsgründen toleriert werden.

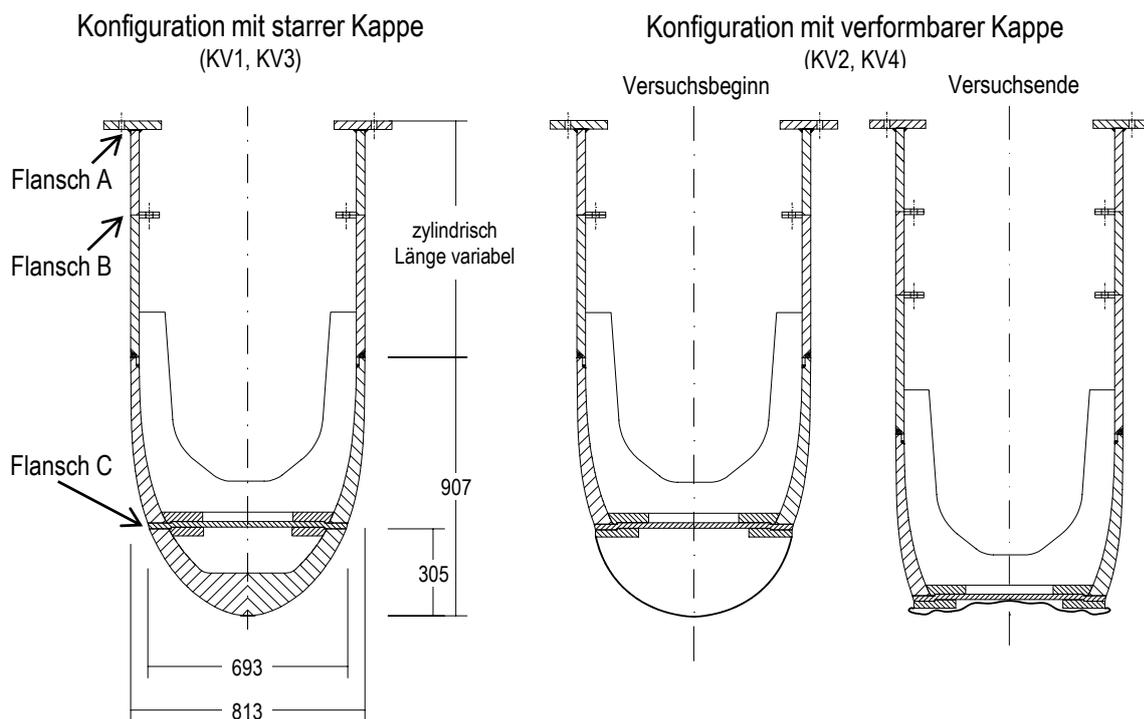


Bild 4.8: Bugwulstmodellkonfigurationen für Kollisionsversuche, Maße in mm

4.3.2. Seitenhüllenmodelle

Der Modellbereich der Seitenhülle, rot umrandet in Bild 4.9, entspricht der in Bild 4.1 dargestellten Referenzkonstruktion der Doppelhülle eines RoRo-Schiffes etwa im Maßstab 1:3. Der Modellbereich erstreckt sich über fünf Rahmenspantabstände in Schiffsängsrichtung. Die an den Modellbereich angrenzende Schiffsstruktur wird durch einen massiven Modellrahmen abgebildet, der ebenfalls den Anschluss des Modells an die Widerlager gewährleistet. Der Modellrahmen ist aus 20mm dicken Schiffbaublechen der Güte A36 gefertigt. Im Modellbereich kommt ausschließlich Güte A zum Einsatz. Außenhaut und Innenhülle sind aus 4 mm dicken Blechen gefertigt und weisen keine Plattenstöße auf. Die Rahmenbleche sind 5 mm dick, erhalten je zwei Mannlöcher 600/400 und werden ohne Beulsteifen gefertigt. Längsspanten bestehend aus HP 140x7 werden im Abstand von 280mm auf Außenhaut und Innenhülle angeordnet. Der Modellbereich ist symmetrisch um alle in Bild 4.3 eingeführten Koordinatenebenen. Die Modellkörperfertigung erfolgte unter werftypischen Bedingungen. Diese Merkmale blieben bei allen Kollisionsversuchen unverändert. Der Modellbereich

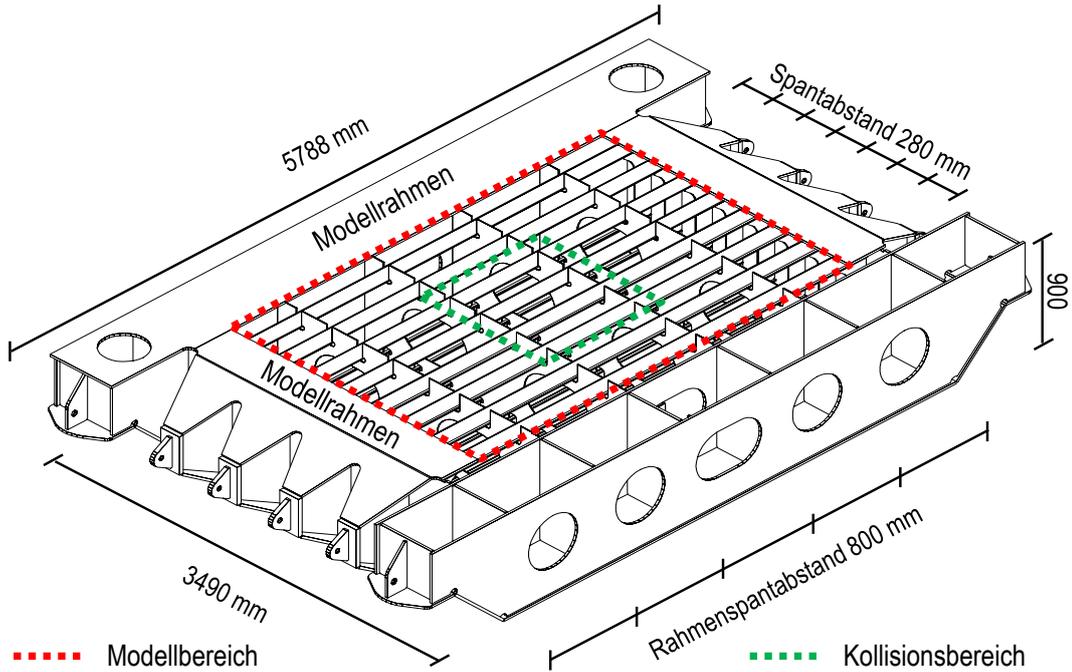


Bild 4.9: Seitenhüllenmodell für Kollisionsversuche

wurde am jeweiligen Versuchsende vom Rahmen getrennt, der Modellrahmen wurde für die Fertigung des anschließenden Versuchskörpers wiederverwendet.

Zur Orientierung auf Außenhaut und Innenhülle wurden diese mit einem regelmäßigen Rechteckraster versehen. Dieses Raster wurde vor dem Aufsetzen der Profile durch die Anzeichentechnik der Brennmachine appliziert. Der Rasterabstand in x-Richtung beträgt 66,67 mm (1/12 x Rahmenabstand), in y-Richtung: 70,00 mm (1/4 x Steifenabstand).

Auf den von außen zugänglichen Plattenseiten erstreckt sich dieses Raster über den gesamten Modellbereich, auf den Kreuzungspunkten wurden photogrammetrische Messpunkte appliziert. Auf den vom Modellinneren zugänglichen Plattenseiten erstreckt sich das Raster nur über den unmittelbaren Kollisionsbereich wie in Bild 4.10 dargestellt. Das Raster im Kollisionsbereich ist auf beiden Plattenseiten entsprechend beschriftet. Das Rechteckraster wurde im Kollisionsbereich zusätzlich durch ein Raster aus Kreisen zur Ermittlung der erreichten Dehnungen im Rissbe-

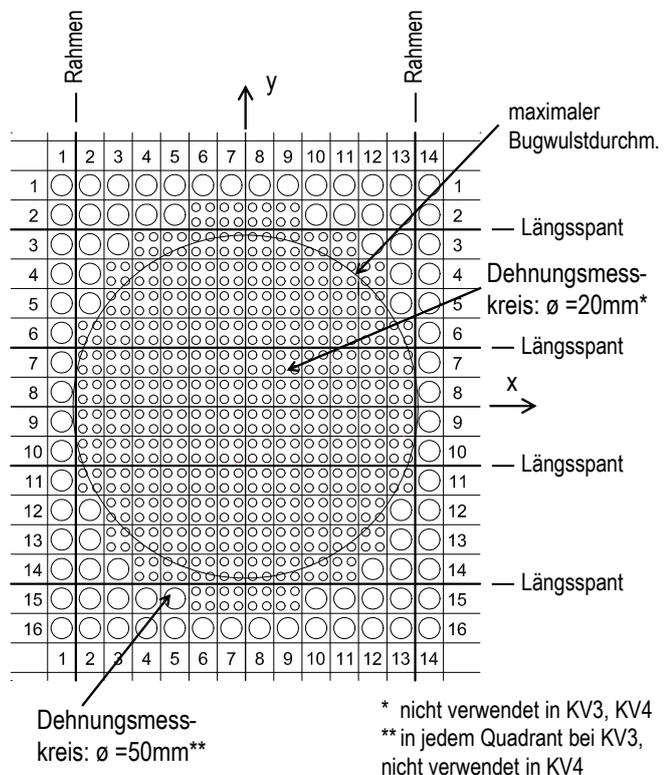


Bild 4.10: Raster im Kollisionsbereich

reich ergänzt, siehe Abschnitt 4.4.3. Eine konsistente Nummerierung wurde eingeführt, die eine eindeutige Identifizierung jedes Kreises bzw. Quadranten erlaubt.

4.4. Versuchsergebnisse

Als wesentliche Ergebnisgröße wird für alle Versuche die Kollisionskraft über dem Kollisionsweg dargestellt. Diese Kurven wurden anhand des vorhandenen Datenmaterials detailliert ausgewertet. Anhand der umfassenden Dokumentation des Versuchsablaufs auch durch Videokameras im Modellinneren (außer bei KV3 und KV4) kann nahezu jede Änderung im Kraft-Verformungsverlauf einem entsprechenden Versuchereignis präzise auch im Nachhinein zugeordnet werden und wird wie folgt klassifiziert:

- Ereignisse von wesentlicher Bedeutung wie Anrisse der Außenhaut oder der Innenhülle, Versagen von Längsspannten oder Rahmen
- Ereignisse von untergeordneter Bedeutung wie Änderungen im Rissverlauf oder Anrisse von Bauteilen wie Spannten und Rahmen
- Ereignisse von vernachlässigbarer Bedeutung wie Be-/Entlastungszyklen oder vorübergehende Abnahme von Kräften, die auf Versuchsunterbrechungen unter Belastung bei angehaltenen Zylinderwegen zurückzuführen sind

Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich Kurven diskutiert, die von Ereignissen von vernachlässigbarer Bedeutung bereinigt wurden.

Hier sollen die beobachteten Effekte anhand der Versuchsergebnisse diskutiert werden. Ein Vergleich mit den Berechnungsergebnissen erfolgt in Kapitel 5.

4.4.1. Kollisionsverhalten gegen starren Gegner (Vorversuche)

Die Versuchsergebnisse der beiden Vorversuche mit Bugwülsten werden mit den zugehörigen Kraft-Verformungskurven in Bild 4.11 dargestellt. Die Kollisionskräfte weisen einen charakteristischen periodischen Verlauf auf: Nach dem Erreichen einer Lastspitze erfolgt zunächst eine Faltenbildung nach außen (Position 1, Bild 4.11 oben), gefolgt von einer Faltenbildung nach innen. Mit zunehmender Annäherung an den nächsten Ringspant erfolgt eine Laststeigerung bis zur nächsten Spitze und so weiter. Derartige Faltmechanismen sind in der Literatur recht gut untersucht und beschrieben. Die theoretische Faltenlänge $2H$ wird dabei nach [41] durch den Abstand der Ringspannten a wie folgt beschrieben

$$2H = \frac{a}{\cos\varphi} \quad (4.1)$$

Wobei der Winkel φ durch die Radien zweier benachbarter Ringspannten R_1 und R_2 (mit $R_2 \geq R_1$) wie folgt beschrieben wird

$$\tan\varphi = \frac{R_2 - R_1}{a} \quad (4.2)$$

Weiter findet sich in [41], dass die aktuelle Zusammendrückung, der sog. effektive Stoßabstand δ_e , kürzer ist als die theoretische Faltenlänge nach (4.1) und durch einen Koeffizienten $k < 1$ dargestellt werden kann, nämlich

$$\delta_e = k \cdot 2H \quad (4.3)$$

Der effektive Stoßabstand kann bei den hier durchgeführten Versuchen als die Länge einer Lastperiode im Verlauf der Kollisionskräfte interpretiert werden. Die Periodik der Kollisionskräfte ist für beide Versuche besonders gut bei hohen Kollisionswegen, also für Faltungsvorgänge im zylindrischen Bereich ausgeprägt. Die Länge einer Periode ist dort etwa 150mm. Sie kann wegen $\varphi = 0$ im zylindrischen Teil direkt auf den Spantabstand a bezogen werden, damit ergibt sich $k = 0,75$. Dieser Wert entspricht den Annahmen von [53] für Bugwülste in Längsbauweise und in der Größenordnung den Experimenten von [1] an Kreiszyinderschalen. Die Periodenlänge nimmt für kleine Kollisionswege, also für Faltungsvorgänge im vorderen bugwulsttypisch geformten Bereich, in Einklang mit (4.1) erkennbar zu. Dieser Effekt ist in den Ergebnissen des Vorversuchs 1 gut erkennbar. Allerdings ist im vorderen geformten Bereich – verglichen mit dem zylindrischen hinteren Bereich – fertigungsbedingt von größeren Abweichungen von der angestrebten Rotationssymmetrie auszugehen. Dies führte teilweise zu unsymmetrischer Faltenbildung (Position 2, Bild 4.11 unten), die in den beschriebenen analytischen Ansätzen nicht berücksichtigt ist.

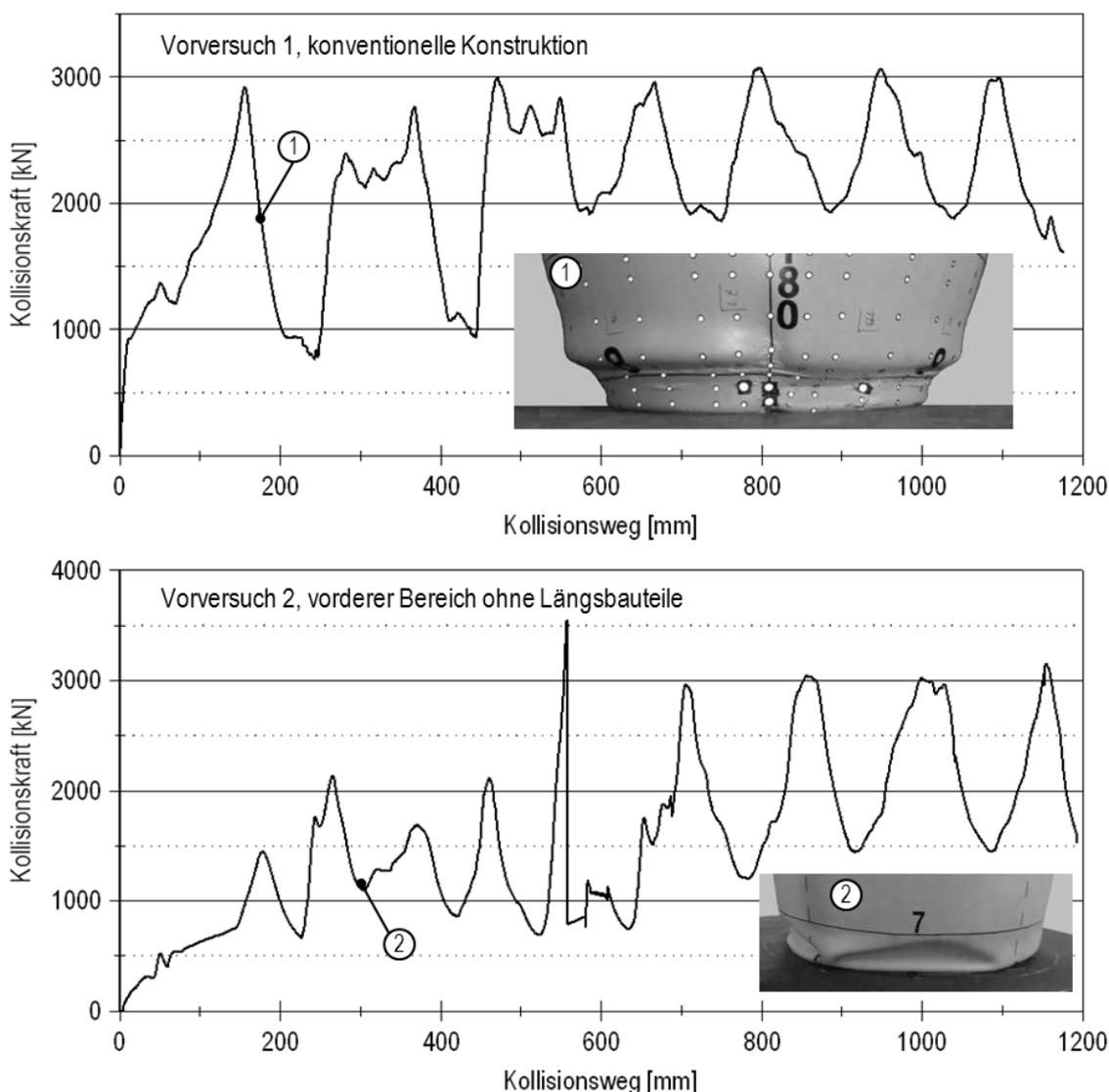


Bild 4.11: Gemessene Kollisionskraft über –weg für Vorversuch1 (oben) und Vorversuch2 (unten)

Die Maximalwerte der Lastperioden liegen bei Vorversuch 1 recht konstant bei etwa 3.000 kN. Aufgrund der entfernten Längsbauteile im vorderen Bereich des Modells im Vorversuch 2 sinkt dieses Lastniveau etwa um ein Drittel auf Werte um die 2.000 kN. Bei Erreichen der Längsbauteile des hinteren Bereichs, etwa bei einem Kollisionsweg von 550mm, baut sich eine ausgeprägte Lastspitze auf, die sich beim ersten Ausbeulen der Längsbauteile schlagartig wieder abbaut. Anschließend korrespondiert der Kraft-Verformungsverlauf in Periodik und Amplitude mit den Ergebnissen aus Vorversuch 1. Die Faltungsprozesse fanden in beiden Versuchen weitgehend ohne Rissbildung statt. Vereinzelt bildeten sich zwar kurze längslaufende Risse aus, die aber vernachlässigbaren Einfluss auf die Kraft- Verformungsverläufe haben dürften.

Wesentliches Ergebnis der Vorversuche ist zusammengefasst, dass durch einfaches Entfernen der Längsbauteile im vorderen Bereich der untersuchten Bugwulstkonstruktion eine signifikante Reduktion der Kräfte um mindestens 30% erreicht werden kann. Die Änderungen im vorderen Bereich beeinflussen das Kollisionsverhalten im hinteren unveränderten Bereich im Übrigen nicht.

4.4.2. Kollisionsverhalten gegen Seitenhüllemodelle (KV1-KV4)

Das grundsätzliche Verformungsverhalten der Kollisionsversuche mit Bugwülsten unterschiedlicher Steifigkeit soll zunächst an Hand der Kraft Verformungsverläufe von KV1 und KV2 erläutert werden (Bild 4.12).

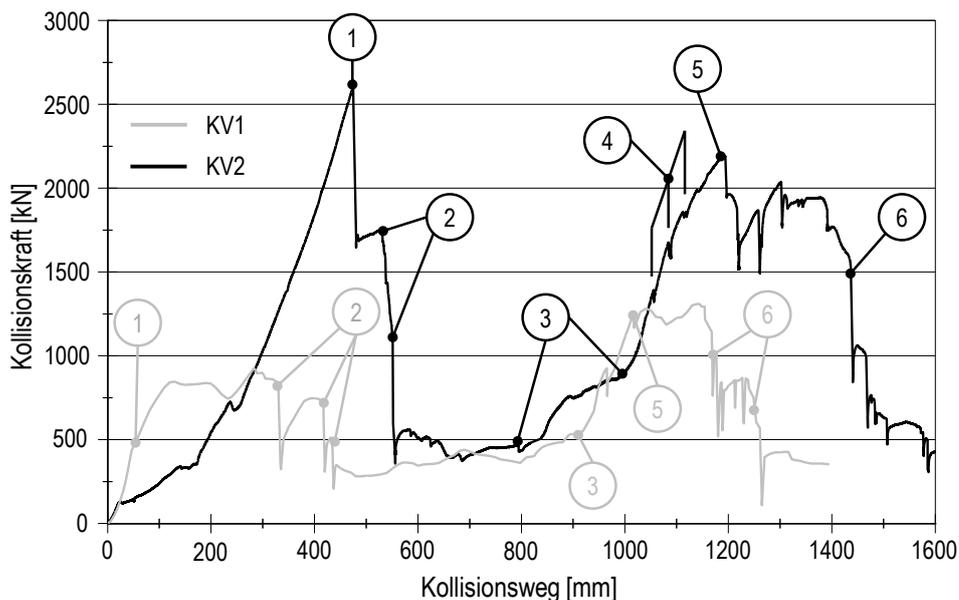


Bild 4.12: Gemessene Kollisionskraft über -weg für KV1 und KV2

Positionen 1, Anriss der Außenhaut:

Bei KV1 kommt es zu einem unerwartet frühen Zeitpunkt zum ersten Anriss in der Außenhaut in dessen Folge die Kräfte weiter ansteigen. Ein derartiger Versagensmechanismus ist eher ungewöhnlich und kann auf starke lokale Biegung der Außenhaut um einen Längsspannt im Kontaktbereich zurückgeführt werden. Das Außenhautversagen bei KV2 tritt erst bei einem um 420mm größeren Kollisionsweg gegenüber KV1 ein. Die Kontaktkräfte werden aufgrund des erkennbar stumpferen Eindringvorganges sehr viel besser auf Außenhaut und Längsspannten verteilt, siehe Bild 4.13.

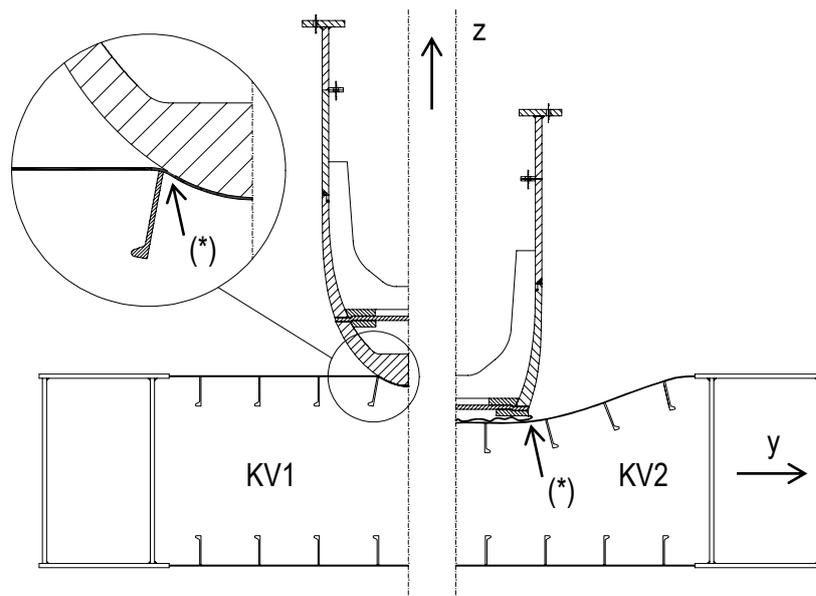


Bild 4.13: Schematisches Verformungsbild kurz vor dem Anriss der Außenhaut (*), KV1 und KV2, Querschnitt

Positionen 2, Versagen der Längsspannten an Außenhaut:

Zwischen dem ersten Anriss in der Außenhaut und dem Versagen der zugehörigen Längsspannten wird bei KV1 ein verhältnismäßig großer Kollisionsweg von etwa 300 mm zurückgelegt. Verglichen damit findet das Versagen der Längsspannten bei KV2 kurz nach dem ersten Anriss in der Außenhaut statt. In beiden Versuchen führt das Versagen der Längsspannten zu einem deutlichen Kraftabfall. Die Kollisionskräfte sind im weiteren Anschluss dann bis zum Erreichen der Positionen 3 überwiegend auf Reibung zurückzuführen.

Positionen 3, Erster Kontakt mit Bauteilen der Innenhülle:

Sobald das durch Reibung verursachte Kraftniveau nach Versagen der Längsspannten überschritten wird, findet in beiden Versuchen ein erster Kontakt zu Bauteilen der Innenhülle statt. Bei KV2 ist dieser Kraftanstieg bereits bei verhältnismäßig kleinem Kollisionsweg erkennbar. Verantwortlich sind abgerissene Teile der Außenhaut, die vom Bugwulst auf die Spanten der Innenhülle gedrückt werden bevor er in direkten Kontakt mit diesen Bauteilen kommt. Danach erhöht sich die Steigung des Kraftverlaufs deutlich und ist nun vergleichbar mit den Ergebnissen von KV1.

Positionen 4, lokale Anrisse im Bereich der Spantdurchführungen (nur KV2):

Im Bereich der Spantdurchführungen kommt es zu kleinen, wenige Zentimeter großen Anrissen der Innenhülle. Dieser Effekt erscheint durch die Anordnung von geeigneten Riegelblechen vermeidbar und wird als vernachlässigbar bewertet. Das Versagen der Innenhülle wird daher durch die Position 5 beschrieben.

Positionen 5, Anriss der Innenhülle:

Das Aufreißen der Innenhülle findet bei KV2 bei etwas größeren Kollisionswegen statt. Die Differenz des Kollisionsweges zu KV1 entspricht etwa der eingetretenen Verkürzung des Bugwulstes von KV2.

Positionen 6, Versagen der Längsspannten an Innenhülle:

Kurz nach dem Versagen der Innenhüllenspannten wurden die Versuche beendet.

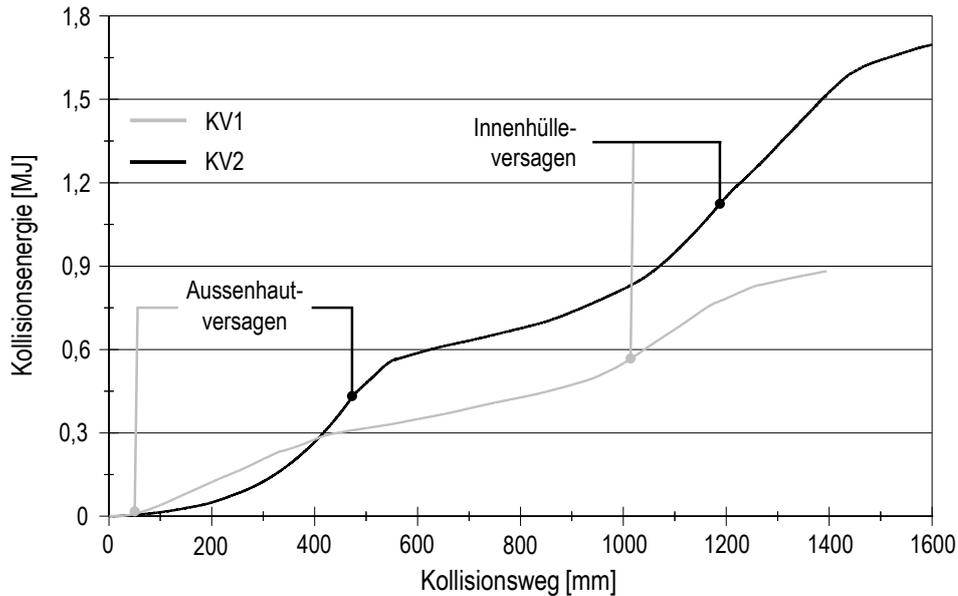


Bild 4.14: gemessene Kollisionsenergie über -weg für KV1 und KV2

Werden die in Bild 4.14 dargestellten Energieverläufe der Versuche KV1 und KV2 betrachtet, so wird deutlich, dass durch den Einsatz eines verformbaren Bugwulstes in KV2 bis zum Versagen der Innenhülle etwa doppelt so viel Energie absorbiert werden kann als unter Verwendung eines starren Wulstes. Das Versagen der Innenhülle erfolgt bei KV2 bei deutlich vergrößertem Kollisionsweg, so dass in der Großausführung auch oberhalb der Wasserlinie mehr Verformungsarbeit verrichtet werden würde. Dieser Effekt wird anhand von Simulationen in Kapitel 7 näher erläutert. Die Energiedifferenzen beim Versagen der Außenhaut sind noch weit ausgeprägter als beim Versagen der Innenhülle. Allerdings muss diese Differenz vor dem Hintergrund des von lokalen Effekten stark beeinflussten Anrisses bei KV1 relativiert werden.

Die Versuchsergebnisse von KV3 und KV4 (Seitenhülle mit Füllstoff) zeigen qualitativ ähnliche Verläufe wie die vorangehend diskutierten Ergebnisse von KV1 und KV2 (konventionelle Seitenhülle), allerdings wird ein deutlich höheres Kraft- bzw. Energieniveau erreicht. Eine genaue Beschreibung der Versuche, in denen Füllstoff zum Einsatz kommen, findet sich in [20]. Hier sollen lediglich Effekte von verformbaren Bugwulststrukturen für Kollisionen mit Seitenhüllen unterschiedlicher Steifigkeit bewertet werden. Dazu wird zunächst für die konventionelle Seitenhülle eine relative Energiedifferenz der Versuche KV1 und KV2 eingeführt:

$$\Delta E_{\text{konventionell}} = \frac{E_{KV2} - E_{KV1}}{E_{KV1}} \quad (4.4)$$

Für die Seitenhüllen mit Füllstoff (KV3 und KV4) ergibt sich entsprechend:

$$\Delta E_{\text{Füllstoff}} = \frac{E_{KV4} - E_{KV3}}{E_{KV3}} \quad (4.5)$$

Von besonderem Interesse ist der Zeitpunkt des Innenhüllenversagens, so dass sich für eine vergleichende Darstellung eine Normierung des Kollisionsweges auf den zu diesem Zeitpunkt zurückgelegten Weg anbietet. Bild 4.15 stellt die relative Energiedifferenz, aufgetragen über dem so normierten Kollisionsweg dar. Die Darstellung beschränkt sich auf den Bereich nach dem Versagen

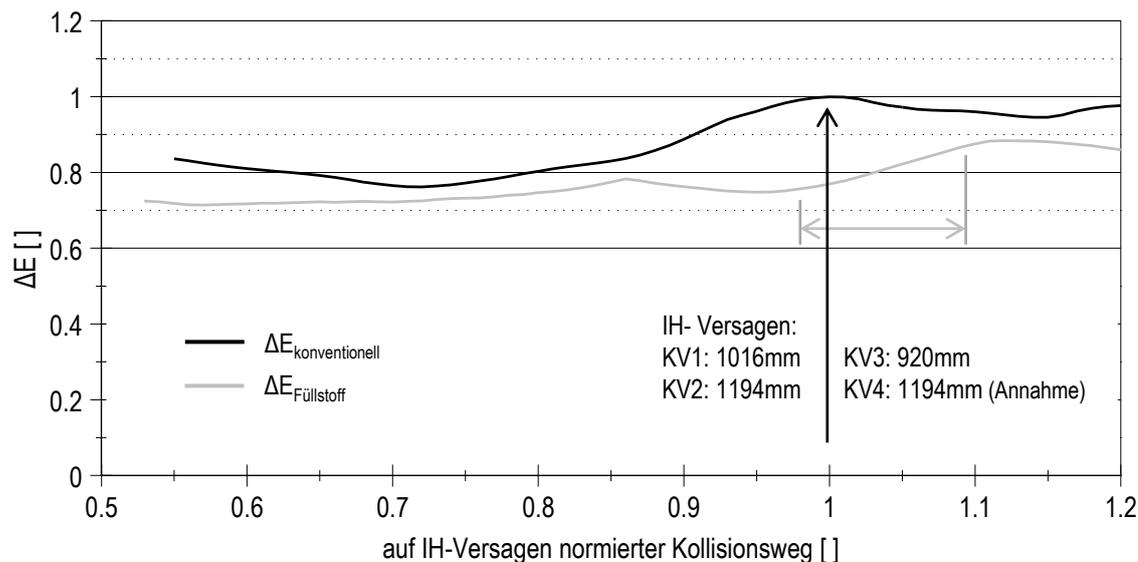


Bild 4.15: Energiedifferenzen bei Verwendung eines verformbaren Bugwulstes für Seitenhüllen mit und ohne Füllstoff

der Außenhaut. Die Normierung des Kollisionsweges erfolgte mit den ebenfalls angegebenen Werten für das Innenhüllenversagen der zu Grunde liegenden Versuche. Bei KV4 ist eine genaue Identifizierung dieses Wertes kaum möglich, da ein erster Anriss im Bereich des Modellrandes bei 1156 mm das weitere Innenhüllenversagen beeinflusste. Bei weiterer deutlicher Laststeigerung erfolgte der sonst für das Innenhüllenversagen so charakteristische Lastabfall erst bei einem Kollisionsweg von 1310 mm. Der Bereich des ersten Anrisses bis zum Lastabfall ist in Bild 4.15 entsprechend kenntlich gemacht. Für die Normung des Kollisionsweges bei KV4 wurde der Wert für das IH-Versagens von KV2 verwendet.

Für die konventionelle Hülle zeigt sich, wie bereits aus Bild 4.14 erkennbar, etwa eine Verdopplung der Kollisionsenergie zum Zeitpunkt des Innenhüllenversagens, für die Seitenhülle mit Füllstoffen immerhin noch eine Erhöhung um 75% bis 85% Prozent. Insgesamt stellt sich der Effekt des verformbaren Bugwulstes für beide Seitenhüllen in ähnlicher Größenordnung ein, ist allerdings für die Seitenhülle mit Füllstoff etwas geringer ausgeprägt.

4.4.3. Materialverhalten

Zur Durchführung von Flachzugversuchen wurden während des Bauteilzuschnitts für die Modellkörperfertigung aus den verwendeten Platten und Profilen separate Materialstücke zur Verfügung gestellt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden insgesamt neun Materialstücke von VV1 sowie der Kollisionsversuche KV1 bis KV3 für Zugversuche verwendet. Je Materialstücken wurden hierfür im Wasserstrahlschneidverfahren mindestens fünf Flachzugproben hergestellt und anschließend im Zugversuch geprüft. Die Zugversuche wurden in Fremdvergabe nach DIN 6892-1 durchgeführt, dabei kam ein Materialprüfsystem des Typs MTS 810 zum Einsatz. Die Probengeometrie ist je nach Materialstärke an die Form E nach DIN 50125 angelehnt, die Ziehgeschwindigkeit betrug 0,04 mm/s. Die erstellten Proben sind in Bild 4.16 dargestellt.

Die Versuchsergebnisse zeigen nur eine geringe Streuung für die Proben eines Materialstückes, so dass jeweils eine technische Spannungs-Dehnungs-Kurve je Materialstück als Mittelwert aller zugehörigen Proben erstellt wurde. Die technische Dehnung wurde dabei mit einem Extensometer

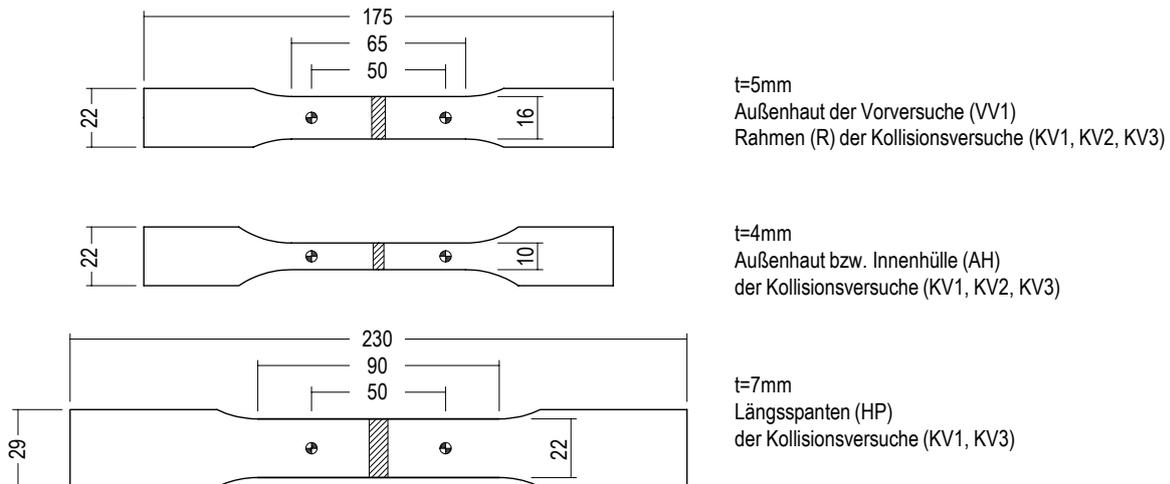


Bild 4.16: Übersicht verwendeter Flachzugproben

mit einer Ausgangsmesslänge von 50mm ermittelt. Der Extensometer wurde nach dem Beginn der Probeneinschnürung von der Probe entfernt, so dass aus den technischen Spannungs-Dehnungskurven nicht direkt auf die Bruchdehnung geschlossen werden kann. Die erreichten Bruchdehnungen wurden am Versuchsende mit einem Messschieber ermittelt, sie liegen zwischen 27 % und 34 % für die Proben von 4 mm bzw. 5 mm Dicke sowie zwischen 38,5 % und 40,5 % für die Längsspannten.

Die ermittelten Kurven sind in Bild 4.17 nach Gruppen identischer Probengeometrie dargestellt. Die Proben mit 4mm bzw. 5mm Dicke weisen nur eine geringe Streuung auf, etwas größer ist die Streuung bei den Ergebnissen der Längsprofile. Alle Materialstücke sind mit einer Nennstreckgrenze von 235 N/mm² klassifiziert, die gemessenen Streckgrenzen liegen jedoch deutlich über diesem Wert. Diese Auffälligkeit ist durchaus nicht ungewöhnlich und entspricht den Erfahrungen aus

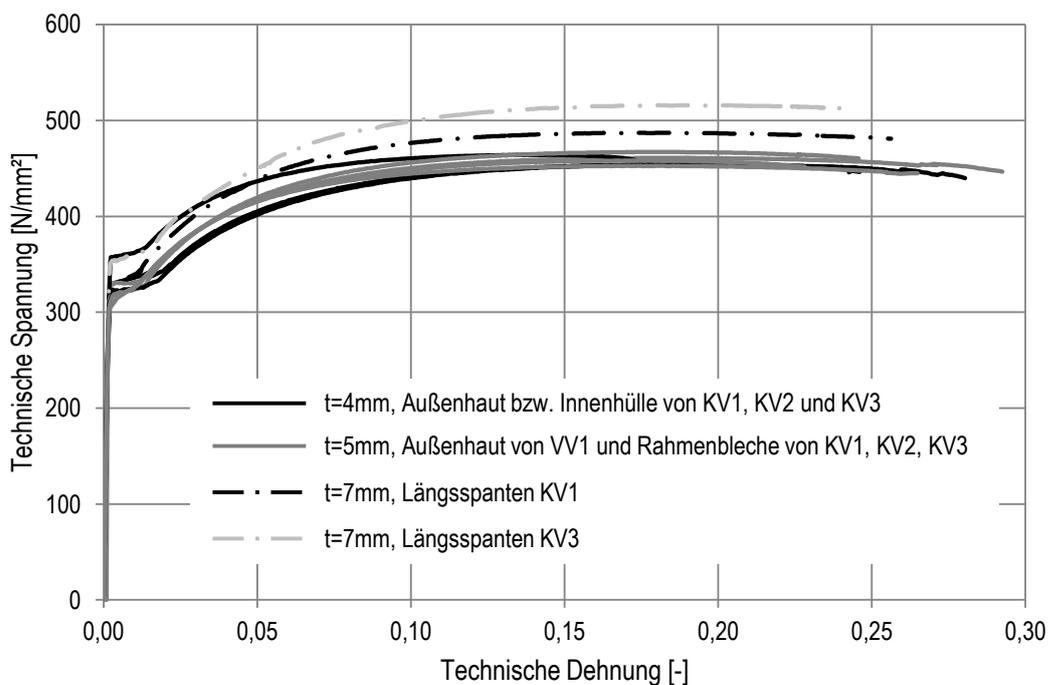


Bild 4.17: Technische Spannungs-Dehnungskurven aus Zugversuchen

anderen Werkstoffversuchen, da es sich bei der Nennstreckgrenze um einen Mindestwert handelt.

Die Ergebnisse der einachsigen Zugversuche können zur Ermittlung von Materialkurven für Finite-Elemente-Berechnungen verwendet werden, auch wenn diese mehrachsige Dehnungs- bzw. Spannungszustände zum Gegenstand haben, da von isotropen Verfestigungsverhalten ausgegangen werden kann. Details werden in Abschnitt 5.1.1 beschrieben, dort werden auch weitere Angaben zu Materialkennwerten gemacht (Tabelle 5.1). Bei der Bruchdehnung sowie bei der Einschnürdehnung kann jedoch nur sehr eingeschränkt vom einachsigen Zugversuch auf eine mehrachsige Belastungssituation geschlossen werden. In der Umformtechnik werden daher Einschnür- und Bruchdehnungen anhand von Grenzformänderungsschaubildern im Hauptdehnungsraum dargestellt. Die Hauptdehnungen werden dabei an einem regelmäßigen Raster ermittelt, das vor Beginn des Umformvorgangs auf das Prüfstück aufgebracht wurde.

In Anlehnung an dieses Verfahren wurden die hier untersuchten Modellkörper an Außenhaut und Innenhülle im unmittelbaren Kollisionsbereich mit einem regelmäßigen Raster aus Kreisen versehen (Bild 4.10). Die Kreise wurden mit Schablone und Reißnadel vor Beginn der Modellkörperfertigung auf beiden Plattenseiten angezeichnet. Durch den anschließenden Wärmeeintrag im Zuge der Modellkörperfertigung sowie durch die individuelle Handhabung von Schablone und Reißnadel können die Durchmesser der applizierten Kreise vom Nenndurchmesser der Schablone abweichen. Daher wurden die Kreise mit einem einheitlichen Maßstab nach Abschluss aller Schweißarbeiten abfotografiert. Alle relevanten Fotos wurden mit CAD-Werkzeugen ausgewertet, was eine sehr genaue und individuelle Ermittlung der tatsächlich vorhandenen Durchmesser im unverformten Zustand ermöglichte (d_0). An den im Versuchsverlauf teilweise zu Ellipsen verformten Kreisen können nach [24] dann die Hauptdehnungen anhand der Halbachsendurchmesser (d_i) wie folgt ermittelt werden.

$$\varepsilon_i = \ln \frac{d_i}{d_0} \quad (i = 1,2) \quad (4.6)$$

Die Halbachsendurchmesser wurden mit einem Messschieber mit extra feinen Messschenkeln vermessen wie sie u.a. von Uhrmachern verwendet werden. Damit wurde eine Messgenauigkeit im Bereich weniger zehntel Millimeter erreicht.

Die hier vorgestellten Ergebnisse beziehen sich auf Messungen an Kreisen mit einem Durchmesser von 20 mm der Versuche KV1 und KV2. Es wurden ausschließlich Kreise im unmittelbaren Rissbereich vermessen. Die Messungen wurden teilweise unmittelbar nach Rissentstehung vorgenommen, da der Versuch jederzeit unterbrochen werden konnte. Dadurch wurden sogar recht genaue Messungen von Kreisen möglich, die durch einen Riss getrennt wurden. Derartige Messdaten konnten durch ein ähnliches Verfahren, wie es bereits von Peschmann in [55] durchgeführt wurde nicht zur Verfügung gestellt werden, da Peschmann nur Messungen am Versuchsende bei entsprechend hohem Zerstörungsgrad vornehmen konnte.

Die vermessenen Kreise werden entsprechend ihres Abstandes von einem Riss in drei Gruppen eingeteilt: Gruppe A für Kreise die von einem Riss durchtrennt wurden (84 Messungen), Gruppe B für Kreise die nicht durchtrennt wurden, die sich jedoch in unmittelbarer Nähe eines Risses befanden (154 Messungen), und Gruppe C für Kreise in direkter Nachbarschaft von Gruppe A und B (351 Messungen). Die Messwerte wiesen keine signifikanten Unterschiede zwischen den Versuchen oder der Position auf Außenhaut bzw. Innenhülle auf.

Die Abmessungen der hier verwendeten Messraster sind an im Schiffbau übliche Kantenlängen von Schalenelementen für FE-Berechnungen angelehnt. Die verwendeten Raster sind damit generell nur für eine recht grobe Auflösung der Dehnungsverteilung auf den untersuchten Strukturen geeignet. Zur Erstellung von Formänderungsschaubildern werden deutlich feinere Messraster und genau definierte Versuchsbedingungen benötigt, wie sie beispielsweise in DIN EN ISO 12004 vorgeschlagen werden. Derartige Materialversuche wurden für normalfesten Schiffbaustahl der Güte NVA von Hogström durchgeführt [26]. Seine Ergebnisse können mit ausreichender Genauigkeit mit dem hier verwendeten normalfesten Schiffbaustahl der Güte A, klassifiziert durch LR, verglichen werden. Um Einschnürung und Versagen bei unterschiedlichen Dehnungszuständen zu erhalten wurden insgesamt sechs unterschiedliche Probengeometrien von Hogström untersucht. Die aufgemessenen Dehnungszustände beim Bruch der Proben wurden als Punkte im Hauptdehnungsraum aufgetragen. Materialeinschnürung wird auf Basis des an Hogströms Messwerte angepassten Kriteriums nach Bressan-Williams-Hill beschrieben, wie es Alsos in [2] vorschlägt.

Bild 4.18 stellt die Ergebnisse von Hogström aus [26] den hier durchgeführten Messungen an Kreisen mit 20 mm Durchmesser gegenüber (bezeichnet mit dem Geburtsnamen des Autors: Tautz). Da Hogström verfahrensbedingt auch hohe Dehnungen im lokal eng begrenzten Bereich starker Plastizierung aufmessen konnte, liegen seine Messwerte deutlich oberhalb der hier durchgeführten Messungen mit vergleichsweise grober Auflösung. Beiden Verfahren liegen grundsätzlich eine definierte Messlänge im unverformten Zustand (Referenzlänge) zu Grunde. Dehnungswerte werden aus der Änderung dieser Messlänge bezogen auf die Referenzlänge ermittelt. Die Abhängigkeit von derart ermittelten Werten von der Größe der Referenzlänge wurde u.a. von Ehlers in [12] untersucht und ist daher gut bekannt.

Obwohl die hier durchgeführten Messungen an einem vergleichsweise groben Messraster durchgeführt wurden, sind die Ergebnisse genau genug um die Abnahme der Dehnungen mit zunehmender Entfernung vom Riss aufzulösen. Weiterhin kann festgehalten werden, dass die aufgemessenen Dehnungen eindeutig von der ersten Hauptdehnung dominiert sind, eine Abhängigkeit vom Dehnungszustand kann daher für die vermessenen Bereiche vernachlässigt werden. Die aufgemessenen

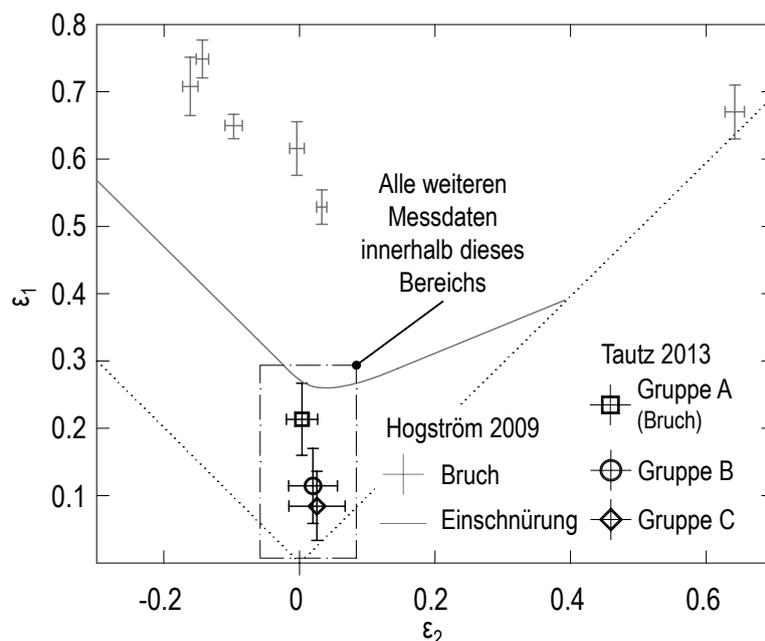


Bild 4.18: Dehnungsmessungen am Kreisraster, exemplarisch für KV1 im Bereich des Rissbeginns

Bruchdehnungen liegen im Bereich der Einschnürdehnungen von hochauflösenden Messverfahren, meist jedoch deutlich darunter.

5. Validierung der Berechnungsmethodik

Der überwiegende Anteil der Arbeiten auf dem Gebiet der Berechnungen von Schiffskollisionen betrachtet verhältnismäßig scharfe Eindringvorgänge mit relativ steifen, meist sogar ideal starren Eindringkörpern. Die anwendbaren Berechnungstechniken wurden für diese Fälle recht gut untersucht und weitgehend auch mit Versuchen validiert. Die wesentlichen Erkenntnisse dieser Arbeiten sind in Abschnitt 2.4 beschrieben.

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten alternativen Bugwulstkonstruktionen beeinflussen das Kollisionsverhalten insgesamt ganz erheblich, wie versuchstechnisch bereits in Abschnitt 4.4.2 gezeigt wurde. Der Eindringvorgang wird deutlich abgestumpft. Die hieraus resultierenden Auswirkungen, insbesondere auf das Versagensverhalten der gerammten Struktur, sind bisher kaum untersucht.

Dieses Kapitel bewertet zunächst im ersten Abschnitt, auf Basis der vom Autor durchgeführten Versuche, ob die bisher etablierten Berechnungstechniken auch für Simulationen mit eher stumpfen Eindringvorgängen verwendet werden können.

Neben den durchgeführten Versuchen wurde im Rahmen dieser Arbeit eine reale Schiffskollision detailliert ausgewertet. Von diesem Unfall liegen recht genaue und sehr umfangreiche Daten vor. Damit wird eine Validierung der Berechnung mit Großausführungsdaten möglich, wie sie bisher aus der Literatur nicht bekannt ist. Die Details des Unfalls sowie die Ergebnisse der Validierung werden im zweiten Abschnitt dieses Kapitels beschrieben.

Die Kollisionssimulationen wurden mit dem kommerziellen FE-Löser LS-DYNA, Version 971 / R6.1.0, double precision durchgeführt. Die Bewegungsgleichung wird dort numerisch über ein explizites Zeitintegrationsverfahren gelöst. Da die Gesamtsteifigkeitsmatrix bei diesem Verfahren nicht invertiert werden muss, ergeben sich besonders geringe Rechenzeiten je Zeitschritt. Die Bewegungsgleichung wird zum Zeitpunkt t aufgestellt, der Verschiebungszustand zum Zeitpunkt $t+\Delta t$ wird mit den Annahmen der zentralen Differenzenmethode entwickelt. Ein physikalisches Gleichgewicht kann daher im Unterschied zu impliziten Verfahren zum Zeitpunkt $t+\Delta t$ nicht ermittelt werden. Da die explizite Zeitintegration, aufgrund ihrer bedingten Stabilität, auf besonders kleine Zeitschritte angewiesen ist, werden aber insbesondere im Bereich der Kurzzeitdynamik gute Ergebnisse erreicht. Bei langen Simulationszeiten sind die Berechnungsergebnisse aber mit besonderer Vorsicht zu prüfen, ggf. sind implizite Berechnungsverfahren dann vorzuziehen.

Die Berechnung der hier durchgeführten quasi-statischen Versuche mit impliziten Methoden ist allerdings keine realistische Option. Die vorhandenen starken Nichtlinearitäten, insbesondere die komplexe Ermittlung der Kontaktverhältnisse, würde zu sehr kleinen Iterationsschritten zwingen. Dennoch wäre es unwahrscheinlich, dass damit auftretende Konvergenzprobleme mit angemessenem Aufwand beherrscht werden könnten. Daher wurden auch die quasi-statischen Versuche mit

expliziten Lösungsverfahren nachgerechnet. Die dabei notwendige Begrenzung der Simulationszeit wurde durch geeignete Änderung der Kollisionsgeschwindigkeit erreicht. Aufgrund der gewählten Randbedingungen und der Vernachlässigung von Dehnratenabhängigkeit im Materialgesetz konnte damit auch in der Simulation eine quasi-statische Betrachtung erfolgen.

5.1. Berechnung der Versuche

5.1.1. Ermittlung wahrer Spannungs- Dehnungskurven

Plastisches Materialverhalten wurde über die Definition `*MAT_MODIFIED_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY` bzw. `*MAT_123` berücksichtigt. Dieses Materialmodell erfordert zur Abbildung des elastischen Bereichs die Vorgabe von E-Modul und Streckgrenze. Im plastischen Bereich wird die Eingabe einer wahren Spannung über der wahren (plastischen) Dehnung erforderlich.

Der Stand der Technik zur Ermittlung von wahren Spannungs-Dehnungsdiagrammen wurde bereits in 2.4 beschrieben. Die Ermittlung der Fließkurven durch FE-Berechnungen von Zugversuchen ist verglichen mit der Verwendung von Verfestigungsansätzen deutlich aufwändiger. Diese beiden Verfahren sollen zunächst unter Verwendung von Ergebnissen aus [58] näher betrachtet werden. Dort werden Zugversuchsergebnisse von Materialproben aus Schiffbaustahl Güte A und A36 beschrieben. Wahre Spannungs-Dehnungskurven wurden dort durch Materialkurvenoptimierung mittels FE-Berechnungen dieser Versuche erzeugt. Aus insgesamt 20 Zugproben je Materialgüte wurden die Ergebnisse abschließend gemittelt und als Materialkurve für weiterführende FE-Berechnungen verwendet. Die so erzeugte wahre Spannungs-Dehnungskurve für normalfesten Schiffbaustahl (Güte A) wird hier in Bild 5.1 dem Verfestigungsansatz nach (2.9) gegenübergestellt. Die Ermittlung der zugehörigen Materialkonstante und des Verfestigungsexponenten erfolgte zunächst nach den Beziehungen (2.10) und (2.11). Zusätzlich erfolgte die Ermittlung durch lineare Regression der wahren Spannung (2.8) über der wahren (logarithmierten) Dehnung (2.7). Die Regression erfolgte zwischen 2% plastischer Dehnung und der Gleichmaßdehnung. Dieses Verfahren wird beispielsweise in DIN ISO 10275 vorgeschlagen.

Bild 5.1 a) macht die Unterschiede der verschiedenen Verfahren jenseits der Gleichmaßdehnung von 18,3 % wahrer Dehnung deutlich. Der durch lineare Regression gestützte Verfestigungsansatz verlässt den Verfestigungsverlauf des FEM-Optimierungsergebnisses bereits kurz nach Überschreiten der Gleichmaßdehnung. Der Verfestigungsansatz mit C und n aus (2.10) und (2.11) trifft das Optimierungsergebnis etwas besser, macht bei größeren Dehnungen aber auch deutliche Unterschiede erkennbar. Für Anwendungen mit sehr feinen Netzen ist daher die Materialkurvenermittlung durch numerische Optimierung mittels FE-Berechnungen gerechtfertigt. Hier liegt jedoch eine Anwendung mit eher grob vernetzten Schalenstrukturen zu Grunde, die lokale Einschnüreffekte gar nicht abbilden können. Insofern rückt der Bereich kleinerer Dehnungen unterhalb der Gleichmaßdehnung stärker in den Fokus (Bild 5.1 b)). Der durch lineare Regression gestützte Verfestigungsansatz und das FEM-Optimierungsergebnis weisen hier keine signifikanten Unterschiede auf und liefern die deutlich besseren Ergebnisse. Dies zeigt sich auch an der recht guten Übereinstimmung zu der in diesem Dehnungsbereich analytisch ermittelbaren wahren Fließkurve. Für die hier vorliegende Anwendung wird die Werkstoffkurvenermittlung über den Verfestigungsansatz vorgezogen, da offenbar im relevanten Dehnungsbereich durch aufwändige Optimierung mit FE-Berechnungen kein wesentlich besseres Ergebnis erzielt wird. Allerdings sollte die Ermittlung der

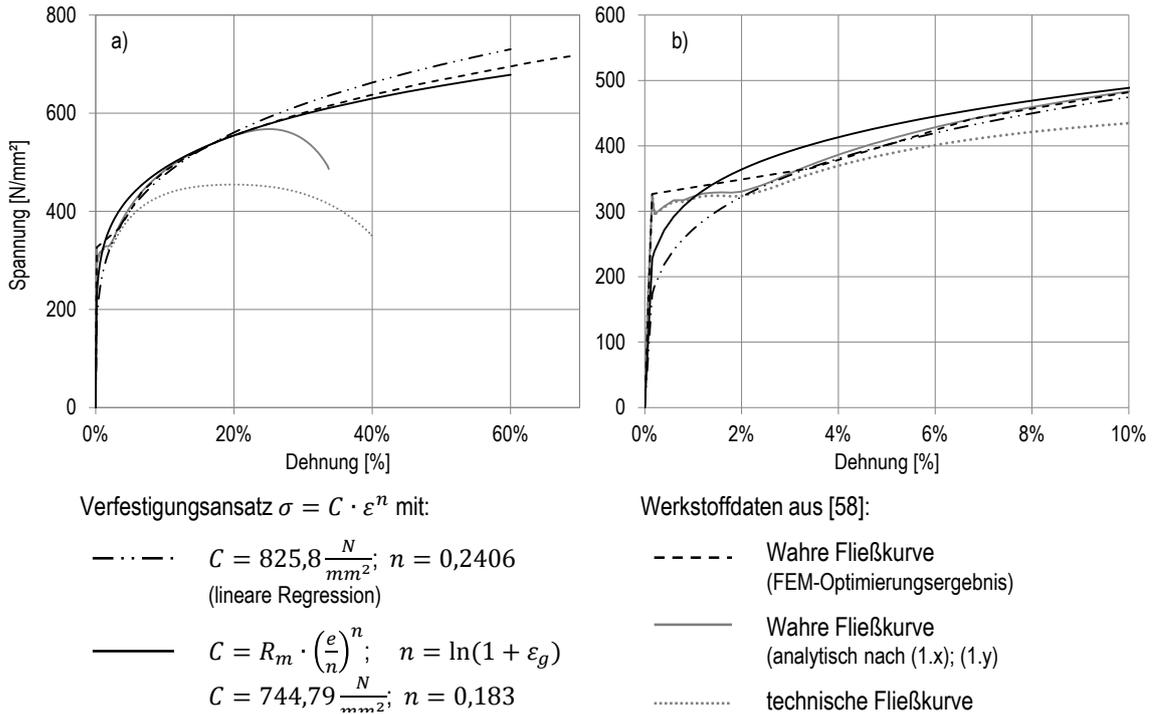


Bild 5.1: Möglichkeiten zur Ermittlung wahrer Spannungs-Dehnungsbeziehungen im Vergleich, a) gesamter Dehnungsbereich, b) Detail: kleine Dehnungen

Materialparameter des Verfestigungsansatzes durch lineare Regression erfolgen, da ansonsten zu große Abweichungen von der wahren Spannungs-Dehnungskurve entstehen.

Unabhängig von der Art und Weise der Ermittlung der Materialparameter des Verfestigungsansatzes zeigt sich aber auch dessen eingeschränkte Eignung für den Dehnungsbereich kleiner 2 %. Für Werkstoffe mit ausgeprägtem Fließverhalten gilt diese Einschränkung auch für andere Verfestigungsansätze, wie sie beispielsweise von Ramberg-Osgood [56], Voce [72] oder Ludwik [45] vorgeschlagen werden. Ramberg und Osgood liefern als einzige aus dieser Reihe zumindest eine sinnvollere Beschreibung des linear-elastischen Bereiches, ihr Ansatz kann aber im plastischen Bereich ebenso gut mit der hier verwendeten Form (2.9) dargestellt werden.

Die vorgestellten Ausführungen belegen die Eignung des in der Literatur mehrfach auch für Schiffbaustahl empfohlenen Verfestigungsansatzes gemäß (2.9). Aufgrund der mathematisch recht simplen Form dieses Ansatzes kann die Ermittlung der Koeffizienten im Vergleich zu anderen Verfestigungsansätzen aus der Literatur besonders leicht durch lineare Regression erfolgen. Dies führt für Dehnungen unterhalb der Gleichmaßdehnung zu sehr viel besseren Ergebnissen, als die beschriebene alternative Koeffizientenberechnung über die Beziehungen (2.10) und (2.11). Zur Beschreibung der diesem Kapitel zugrundeliegenden Werkstoffkurven werden daher neben E-Modul und Streckgrenze auch die durch die beschriebene lineare Regression ermittelte Materialkonstante C und der Verfestigungsexponent n für (2.9) angegeben. Im Bereich zwischen 0 % und 2 % plastischer Dehnung wurde eine geeignete Ausgleichsgerade über den Fließbereich gelegt, größer als 2 % plastische Dehnung greift dann die Beschreibung über den Verfestigungsansatz. Die so ermittelten Werkstoffdaten fasst für die untersuchten Bauteile Tabelle 5.1 zusammen.

Zur Absicherung des beschriebenen Verfahrens wurden alle ermittelten Materialkurven jeweils mit einer Finite-Elemente-Berechnung kontrolliert. Hierfür wurde die Probengeometrie mit Volumenele-

menten modelliert und eine weggesteuerte Berechnung durchgeführt. Die Berechnungen der Zugversuche wurden implizit mit dem FE-Programm ANSYS durchgeführt. Elementtypen, Vernetzung und Randbedingungen wurden den Angaben aus [58] angepasst. Aus den Berechnungsergebnissen wurde eine technische Spannungs-Dehnungskurve (tSDK) ausgelesen und mit den Zugversuchsergebnissen verglichen. Dieses Verfahren ist in Bild 5.2 am Beispiel von Ergebnissen aus KV1 dargestellt. Für alle anderen Bauteile bzw. Versuche wurden qualitativ ähnlich gute Übereinstimmungen gefunden.

Die beschriebene Methodik wurde nur im Modellbereich der Versuchskörper angewendet, die Abbildung der Materialeigenschaften der Randeinspannung, der Versuchsanlage oder anderer Bauteile, für die keine Zugversuche durchgeführt wurden, erfolgte durch Standardkurven aus der Materialbibliothek des Instituts für Konstruktion und Festigkeit der Technischen Universität Hamburg-Harburg.

Tabelle 5.1: Ermittelte Werkstoffdaten aus Zugversuchen und Materialparameter für Verfestigungsansatz (2.9)

Bauteil		E	R _{eH}	R _m	ε _{gl}	C	n
		[N/mm ²]	[N/mm ²]	[N/mm ²]	[%]	[N/mm ²]	[]
		(technische Werte)					
VV1	Außenhaut bzw. Innenhülle	224368	332,84	453,35	17,1	729,73	0,173
	Steifen	210286	320,35	404,14	19,5	697,18	0,208
KV1	Außenhaut bzw. Innenhülle	204024	340,91	454,7	17,8	758,74	0,192
	Profile	213080	335,45	489,84	17,6	818,48	0,192
KV2	Außenhaut bzw. Innenhülle	196452	343,2	461,28	17,3	775,42	0,191
	Rahmen	196064	369,27	464	14,3	729,47	0,155
KV3	Außenhaut bzw. Innenhülle	203502	330,01	466,74	18	765,98	0,183
	Profile	211197	328,17	453,05	18,6	786,21	0,208
	Rahmen	203792	363,34	517,19	17,7	873,83	0,201
		213841	332,16	459,16	16,9	756,12	0,183

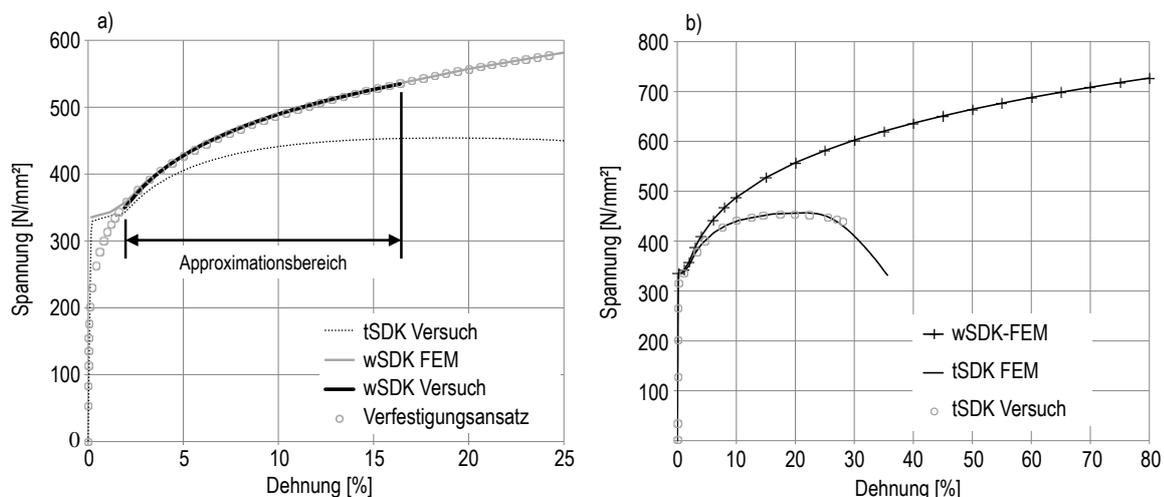


Bild 5.2: Ermittlung a) und Validierung b) der wahren Spannungs-Dehnungskurven (wSDK) für die Simulation am Beispiel des Zugversuchs der Außenhaut bzw. Innenhülle von KV1

5.1.2. Angaben zur Modellierung

Es kommt im Wesentlichen der LS-DYNA-Elementtyp 2 (Belytschko-Tsay) zum Einsatz. Dieses Standardschalelement mit vier bzw. drei Knoten je Element ist einpunktintegriert, besitzt sechs Freiheitsgrade je Knoten und wurde mit 5 Integrationspunkten über die Elementdicke definiert.

Soweit nicht anders angegeben wurden die Berechnungen mit einem statischen Reibbeiwert von $\mu = 0,23$ durchgeführt, wie er auch in [32] für vergleichbare Berechnungen zu finden ist.

Die Simulation des Versuchsaufbaus der beiden Vorversuche erfolgt durch ein verhältnismäßig einfaches Berechnungsmodell, da die Steifigkeit der Versuchsanlage für die aufzuprägenden Randbedingungen vernachlässigt werden kann. Der Versuchsaufbau für die Vorversuche ist in Bild 4.4 beschrieben. Die Modellkörper werden in der Simulation an deren Hinterkante in allen Freiheitsgraden blockiert. Eine ideal starre Platte wird gegen den Modellkörper geführt (Bild 5.3). Zur adäquaten Abbildung der Faltungsvorgänge wird eine maximale Elementkantenlänge von $0,1 \times$ Spantabstand gewählt. Die durch den Faltungsprozess des Modellkörpers verursachten komplexen Kontaktverhältnisse werden durch die LS-DYNA-Formulierung `*CONTACT_ AUTOMATIC_ SINGLE_ SURFACE` berücksichtigt.

Während beim Simulationsmodell für die Vorversuche die Aufprägung der Randbedingung direkt am Modellkörper des Versuches erfolgen konnte, ist dies bei den Simulationsmodellen für die Kollisionsversuche nicht mehr ohne Weiteres möglich. Die im Abschnitt 4.3.2 beschriebenen Seitenhüllenmodelle wurden vollständig im FE-Modell integriert. Eine Vernachlässigung des Modellrahmens konnte nicht erfolgen, da dieser je nach Lasteinleitung trotz massiver Bauweise signifikanten elastischen Verformungen unterworfen sein kann. Dies gilt ebenfalls für die im Abschnitt 4.2 beschriebene Randlagerung des Seitenhüllenmodells an den Widerlagern, die daher ebenfalls in

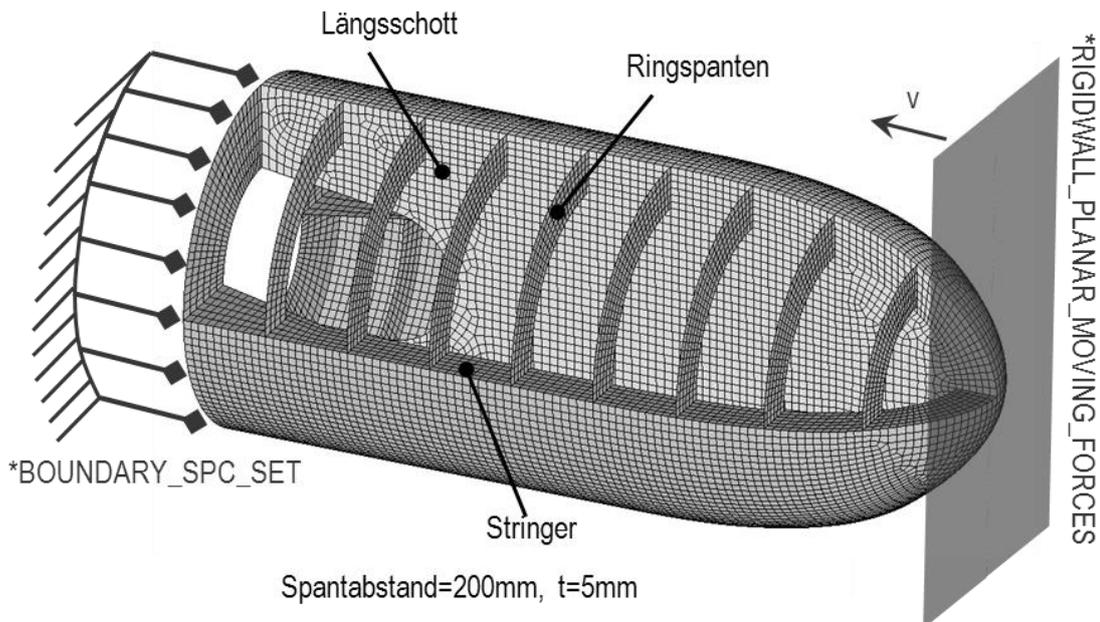


Bild 5.3: Berechnungsmodelle mit Randbedingungen für Vorversuche

die Simulation mit aufgenommen wurde. Der Einfluss der Randbedingungen auf ausgewählte Simulationsergebnisse wird vom Autor detailliert in [69] beschrieben. Das vollständige Simulationsmodell samt Randbedingungen ist in Bild 5.4 dargestellt. Bei der Vernetzung wurde im Modellbereich, soweit möglich, besonderer Wert auf die ausschließliche Verwendung von Viereckselementen mit einem Seitenverhältnis von 1:1 gelegt. Für die Doppelhülle beträgt die mittlere Elementkantenlänge 34 mm, für die Bugwulstmodelle entsprechend den Modellen von VV1 und VV2 20 mm. Bauteile der übrigen Versuchsanlage wurden frei vernetzt und weisen, verglichen mit den Modellbereichen, ein relativ grobes Netz auf. Die momentenfreie Verbindung zwischen Doppelhüllenmodell und Widerlager erfolgt über einfache Stabelemente des LS-DYNA Typs 3

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Berechnungen nur an Versuchen mit Modellkörpern ohne Füllstoffe durchgeführt (KV1 und KV2). Die Simulation des Kollisionsverhaltens mit Füllstoffen ist eine separate, anspruchsvolle Aufgabe, die in einer laufenden Arbeit von Schöttelndreyer bearbeitet wird. Erste Ergebnisse wurden u.a. in [62] veröffentlicht.

Der Bugwulst wird durch die Außenhaut der Vorversuchsmodelle (vergleiche Bild 5.4) dargestellt und in der Konfiguration von KV1 vollständig als Starrkörper abgebildet. In der Konfiguration von KV2 werden dem vorderen Geometrieteil dieses Modells elastisch-plastische Eigenschaften zugewiesen und ein starres Querschott zwischen deformierbarem und starrem Modellbereich ergänzt. Nähere Erläuterungen zu den Bugwulstmodellkonfigurationen finden sich in Abschnitt 4.3.1, insbesondere Bild 4.8.

Die Kontaktverhältnisse innerhalb der Seitenhülle, bei KV2 auch innerhalb des Bugwulstes, werden durch die LS-DYNA-Kontaktbedingungen *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE berücksichtigt. Die Ausgabe der Kollisionskräfte erfolgt über die Kontaktkräfte zwischen Bugwulst und

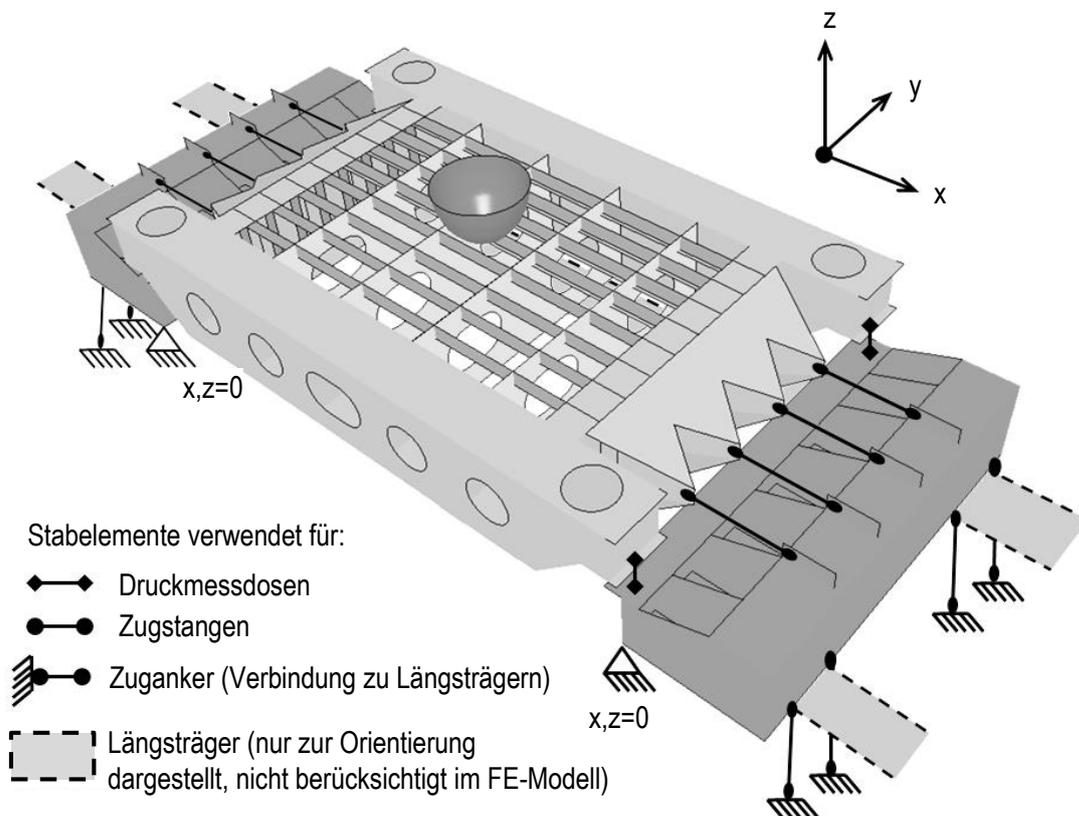


Bild 5.4: Berechnungsmodelle mit Randbedingungen für Kollisionsversuche

Seitenhülle. Bei KV1 kommt dabei die LS-DYNA-Formulierung `*CONTACT_FORCE_TRANSDUCER` zum Einsatz. Aufgrund der etwas komplexeren Kontaktverhältnisse bei KV2 wird dort über `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE` eine separate Kontaktbedingung zwischen Bugwulst und Seitenhülle eingeführt um eine klare Definition für die Kontaktkräfte zu erreichen.

Die Bewegung des Bugwulstes (Starrkörper) wird nur in Kollisionsrichtung erlaubt, alle anderen Freiheitsgrade sind blockiert. Die Gesamtmasse des Starrkörpers sowie seine Anfangsgeschwindigkeit wird mit 40.000 t bzw. 2 m/sec derart vorgegeben, dass sich eine kinetische Anfangsenergie ergibt, die deutlich über der aus dem Versuch bekannten Kollisionsenergie liegt. Mit dieser Vorgehensweise wird die Simulationszeit auf ein sinnvolles Maß begrenzt und die Kollisionsgeschwindigkeit kann als nahezu konstant betrachtet werden. Ein Vergleich der Kontaktkräfte mit den berechneten Reaktionskräften an den Widerlagern ermöglichte eine Bewertung, ob auch unter diesen Randbedingungen noch eine quasi-statische Berechnung erfolgt. Es konnten dabei keine ergebnisrelevanten dynamischen Effekte identifiziert werden.

Die Vernetzung des Modellbereichs ist in Bild 5.5 dargestellt. Wulstprofile wurden in Form von L-Profilen mit äquivalentem Flächenträgheitsmoment abgebildet. Strukturdetails wie Spantdurchführungen oder Abschweißlöcher wurden vernachlässigt.

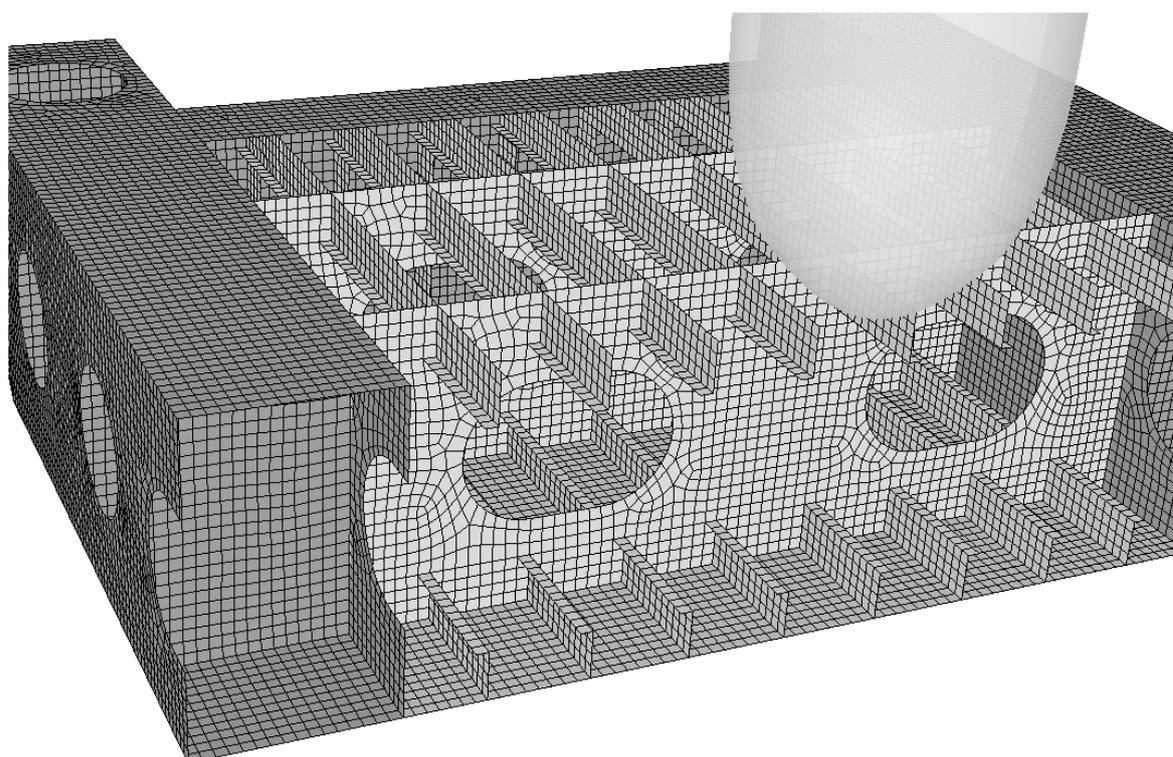


Bild 5.5: Simulationsmodell für Kollisionsversuche – FE-Netz

5.1.3. Ergebnisse bei Verwendung unterschiedlicher Bruchkriterien

Zunächst sollen hier die Berechnungsergebnisse für die Bugwülste der Vorversuche gemäß Abschnitt 4.4.1 bzw. 5.1.2 diskutiert werden. Deren Faltung fand weitgehend ohne Rissbildung statt, so dass für die zugehörigen Simulationen kein Bruchversagen definiert wurde.

Für den ersten Vorversuch lagen Werkstoffkurven auf der Basis von Zugversuchen an entnommenen Materialproben vor. Damit wurden für die Simulation von VV1 Ergebnisse erzielt, die die Last-Verformungsbeziehung des Versuches zufriedenstellend genau wiedergeben (Bild 5.6 oben). Der verhältnismäßig große Unterschied im Bereich der ersten Lastspitze kann mit fertigungsbedingten Unterschieden zwischen Simulations- und Versuchsmodell insbesondere im vorderen Modellbereich mit stark gekrümmten Modellteilen begründet werden.

Für VV2 ist die Übereinstimmung zwischen Versuch und Berechnung etwas schlechter (Bild 5.6 unten). Wesentliche Ursache ist die Verwendung von Standardwerkstoffkurven für die zugehörige Simulation, da bei VV2 im Gegensatz zu VV1 keine Materialproben für Zugversuche entnommen wurden.

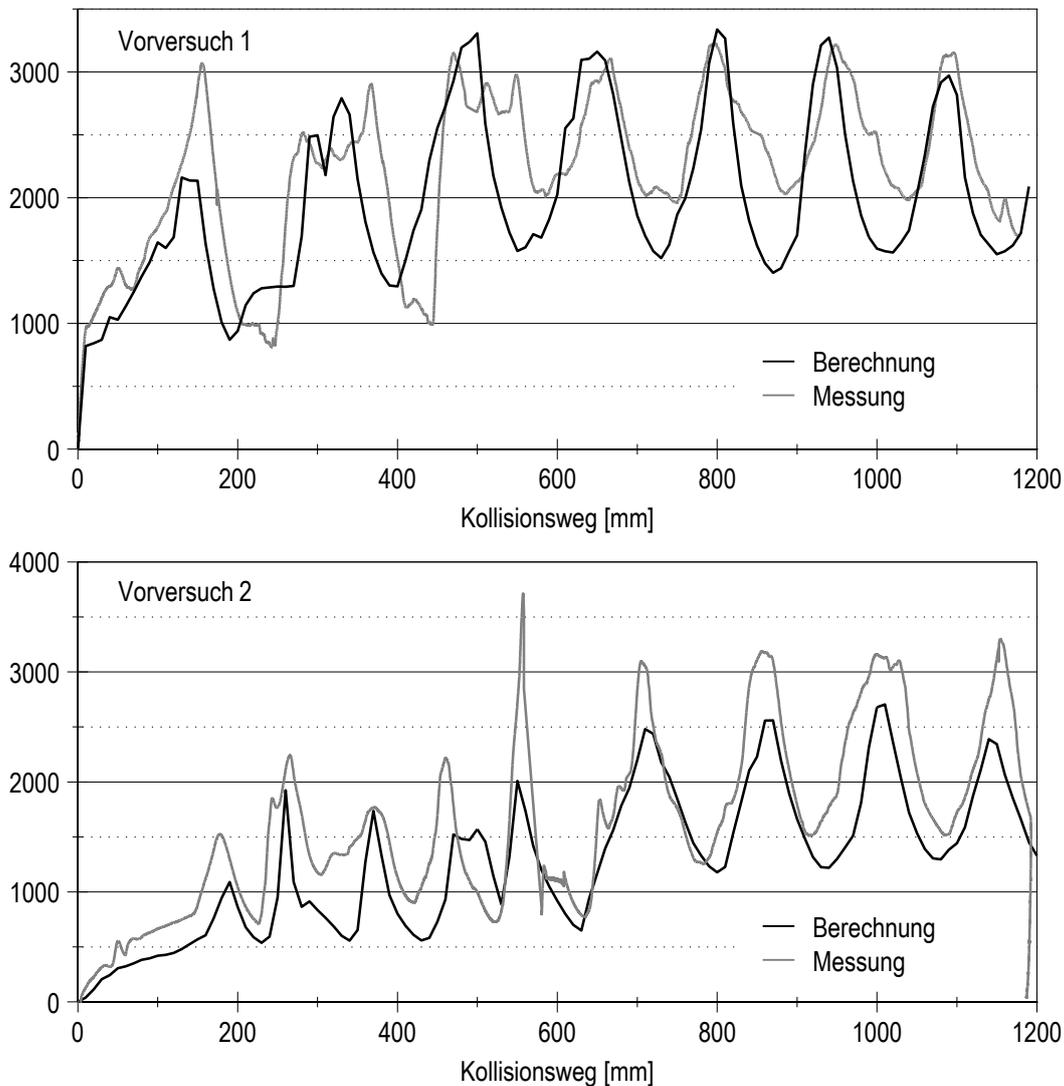


Bild 5.6: Simulations- und Berechnungsergebnisse für VV1 (oben) und VV2 (unten)

Insgesamt bestätigt sich durch die Nachrechnung der Vorversuche die Vermutung, dass hier auch bei Vernachlässigung eines Bruchkriteriums gute Übereinstimmung zwischen den Versuchs- und Berechnungsergebnissen erzielt werden kann. Diese Aussage gilt jedoch nur für reine Faltungsprozesse. Tritt Faltung in Verbindung mit starkem Bruchversagen auf, muss dies natürlich durch ein geeignetes Bruchkriterium berücksichtigt werden.

Im Gegensatz zur Simulation der Faltung von Bugwülsten ist bei der Simulation des Eindringvorganges in Schiffsseitenstrukturen die Wahl eines geeigneten Bruchkriteriums einer der wesentlichen Parameter, da der Kraft-Verformungsverlauf stark vom Aufreißen der Struktur beeinflusst wird. Aus den in Abschnitt 2.4 vorgestellten Bruchkriterien werden für die Validierung drei Kriterien herangezogen und wie folgt bezeichnet:

PES

Bruchkriterium auf Basis der plastischen Vergleichsdehnung nach den Beziehungen (2.12).

GL

Bruchkriterium auf Basis der ersten Hauptdehnung nach der Beziehung (2.16).

RTCL

Bruchkriterium unter Berücksichtigung der Spannungsmehrachsigkeit nach den Beziehungen (2.18) und (2.19).

Die Ergebnisse werden anhand der Kraft-Verformungskurven bewertet. Die zugehörigen Energie-Verformungskurven ergeben sich durch Integration der Kollisionskraft über dem Kollisionsweg. Sie werden in die Bewertung mit einbezogen. Für KV1 sind die Berechnungsergebnisse den Versuchsergebnissen in Bild 5.7 (oben) gegenübergestellt. Insgesamt bilden alle Berechnungen das bereits in Abschnitt 4.4.2 beschriebene Versagensverhalten aus dem Versuch qualitativ recht gut ab. Der Anriss in der Außenhaut wird in allen Berechnungen bei etwa 50-60 mm größeren Kollisionswegen als im Versuch ermittelt. Der Anrissort im Versuch lag im Bereich der Wärmeeinflusszone einer Schweißnaht, der Anriss war verursacht durch starke lokale Biegung um einen Längsspannt. Beide Effekte können mit der gewählten Diskretisierung der Berechnungsmodelle nicht abgebildet werden. Der Anriss der Innenhülle wird von allen Kriterien recht gut erfasst, wobei die auftretenden Kollisionskräfte insgesamt vom Kriterium GL am besten abgebildet werden. Mit Bezug auf die Kollisionsenergien liefern sowohl PES als auch GL vergleichbar gute Ergebnisse, sie ermitteln das Energieniveau zum Versagen der Innenhülle mit einer Abweichung von unter 2%. RTCL überschätzt diesen Wert um etwa 25%.

Für KV2 sind die Berechnungsergebnisse den Versuchsergebnissen in Bild 5.7 (unten) gegenübergestellt. Durch die Bugwulstkonfiguration mit verformbarer Nase entstehen grundsätzlich höhere Kollisionskräfte und –energien als bei KV1. Die Kollisionskräfte für das Außenhautversagen werden von den Kriterien RTCL und PES deutlich überschätzt wohingegen GL die Lastspitze in guter Übereinstimmung mit dem Versuch errechnet. Die Ergebnisbewertung im weiteren Kollisionsverlauf muss unter Beachtung des im Folgenden näher beschriebenen versuchstechnischen Effektes erfolgen.

Nach dem Anriss der Außenhaut erfolgte im Versuch eine stark unsymmetrische Rissausbreitung mit entsprechend unsymmetrischen Kontaktkräften an der flach gedrückten Bugwulstspitze, die vom Anschluss des Bugwulstes an die Kraffeinleitung (Traverse) nur ungenügend aufgenommen werden konnten. In der Folge kam es zu einer deutlich erkennbaren Schrägstellung des Bugwulstes im

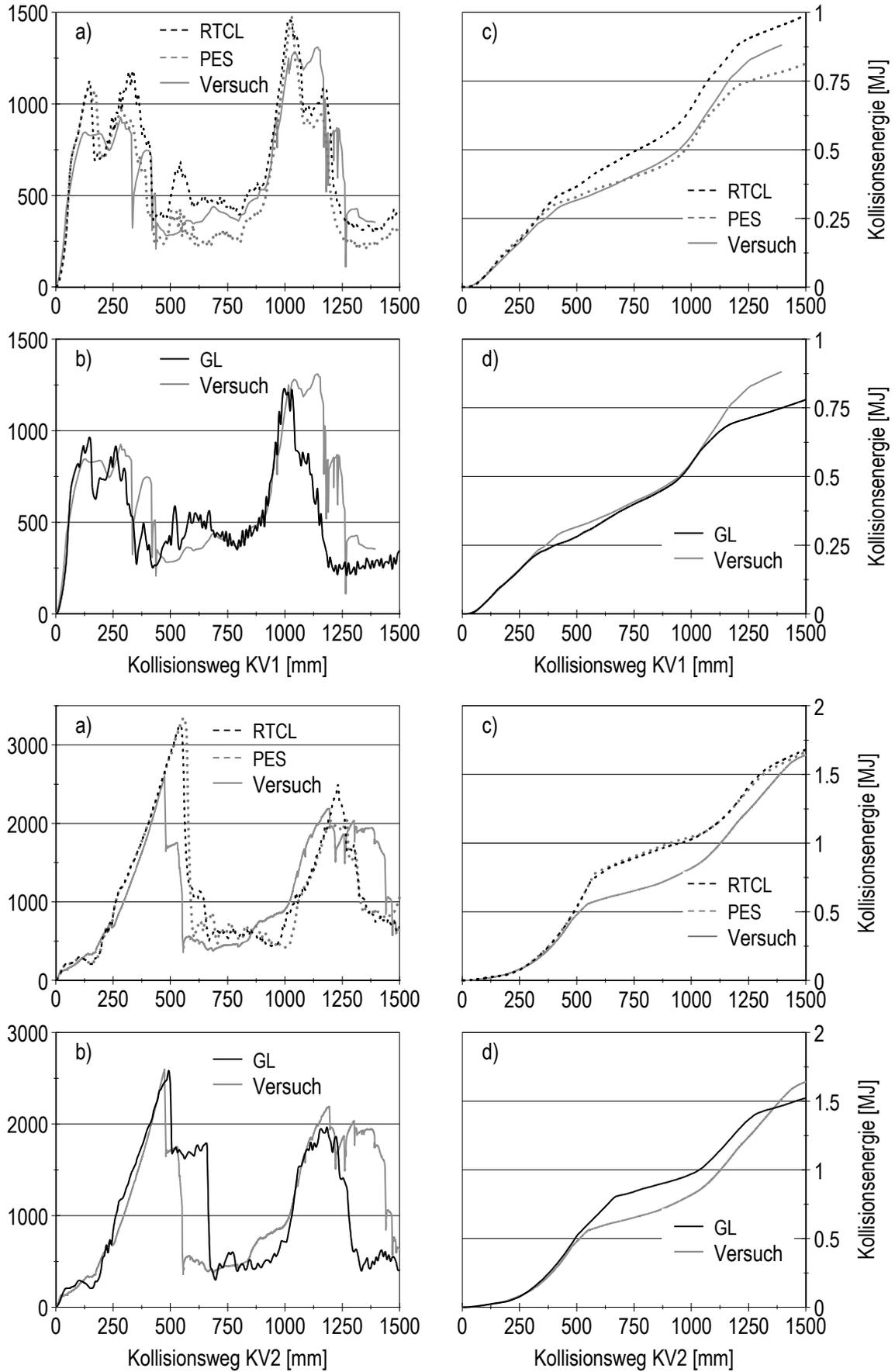


Bild 5.7: Versuchs- und Berechnungsergebnisse für verschiedene Bruchkriterien, oben KV1, unten KV2

Versuch (Verdrehung um y-Achse des Versuchsaufbaus), die von der Simulation nicht adäquat berücksichtigt werden kann. Daher weisen alle Berechnungen nach dem ersten Anriss der Außenhaut erkennbare Unterschiede im Vergleich zum Versuch auf.

Bezüglich der Kollisionsenergien liefern RTCL und PES ohne erkennbare Unterschiede die schlechtesten Ergebnisse. Sie überschätzen die Energieaufnahme beim Anriss der Außenhaut um etwa 70% und beim Anriss der Innenhülle um etwa 27%. Mit dem Kriterium GL wird zwar auch eine deutliche Überschätzung der absorbierten Energien ermittelt, diese ist mit etwa 17% für Außenhaut und Innenhülle aber vergleichsweise moderat.

Im Folgenden soll der Versagensmodus beim Durchstoßen der Außenhaut von KV2 etwas näher betrachtet werden. Nach dem Abflachen der Bugwulstspitze ist die Kontaktfläche zwischen Bugwulst und Außenhaut annähernd durch einen Kreis mit dem maximalen Durchmesser des vorformbaren Bugwulstteils definiert (vergleiche u.a. Bild 4.8 und Bild 4.13). Der Bugwulst wirkt im weiteren Verlauf daher ähnlich wie eine Stanze auf die Struktur der Außenhaut. Zur Ermittlung der Stanzkraft ist aus [40] folgende Beziehung bekannt, die dort experimentell bestätigt wurde

$$F_{St} = A_{St} \cdot \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad (5.1)$$

Die Zugfestigkeit der Außenhaut von KV2 ist aus Zugversuchen bekannt und beträgt 464 N/mm². Die zur Ermittlung der Stanzkraft wirksame Fläche wird üblicherweise mit

$$A_{St} = \pi \cdot D \cdot t \quad (5.2)$$

angegeben. Dabei ist der Durchmesser der Stanze hier mit $D = 693\text{mm}$ und die Dicke des zu stanzenden Bleches hier mit $t = t_{AH} = 4\text{mm}$ gegeben. Da neben der Außenhaut auch die Längsprofile durchtrennt werden, muss hier zusätzlich die Querschnittsfläche der verbauten HPs berücksichtigt werden. Für eine konservative Abschätzung der Stanzkraft von KV2 ergibt sich die wirksame Fläche damit zu

$$A_{St-KV2} = \pi \cdot D \cdot t + 4 \cdot A_{HP_{140 \times 7}} \quad A_{HP_{140 \times 7}} = 1260 \text{ mm}^2 \quad (5.3)$$

Mit diesen Annahmen ergibt sich eine Stanzkraft von etwa 3.680 kN. Dieser Wert liegt deutlich über der Maximalkraft im Versuch (2.580 kN), aber nur etwas über den Ergebnissen der Berechnungen PES bzw. RTCL (3.300 kN).

Der in Bild 5.8 dargestellte Vergleich der Rissbilder zwischen Versuch und Berechnung liefert eine Erklärung für diese Unterschiede. Eine nähere Erläuterung des dargestellten Rasters im Kollisionsbereich wurde bereits mit Bild 4.10 gegeben. Aufgrund der Ähnlichkeiten zwischen den Berechnungen PES und RTCL wird hier nur das Ergebnis der Berechnung PES diskutiert. In den Berechnungen PES und RTCL kommt es kurz nach dem zunächst U-förmigen, später nahezu kreisrunden Anriss in der Außenhaut zum Versagen der Längssteifen im Bereich der Anbindung an die Rahmen. Diese Berechnung entspricht daher recht gut der Annahme des Stanzvorganges. Im Versuch erfolgt der erste Anriss in der Außenhaut jedoch zunächst in Zeile 4, kurz darauf in Zeile 13. Diese beiden Anrisse vereinigen sich dann in Spalte 12 zeitgleich mit dem Versagen der auf dieser Seite des Bugwulstes an die Rahmen angeordneten Längssteifen. Ein Versagen der Längssteifen auf der gegenüberliegenden Seite (Spalte 2 oder 3) findet im Versuch nicht statt. Dieses Versa-

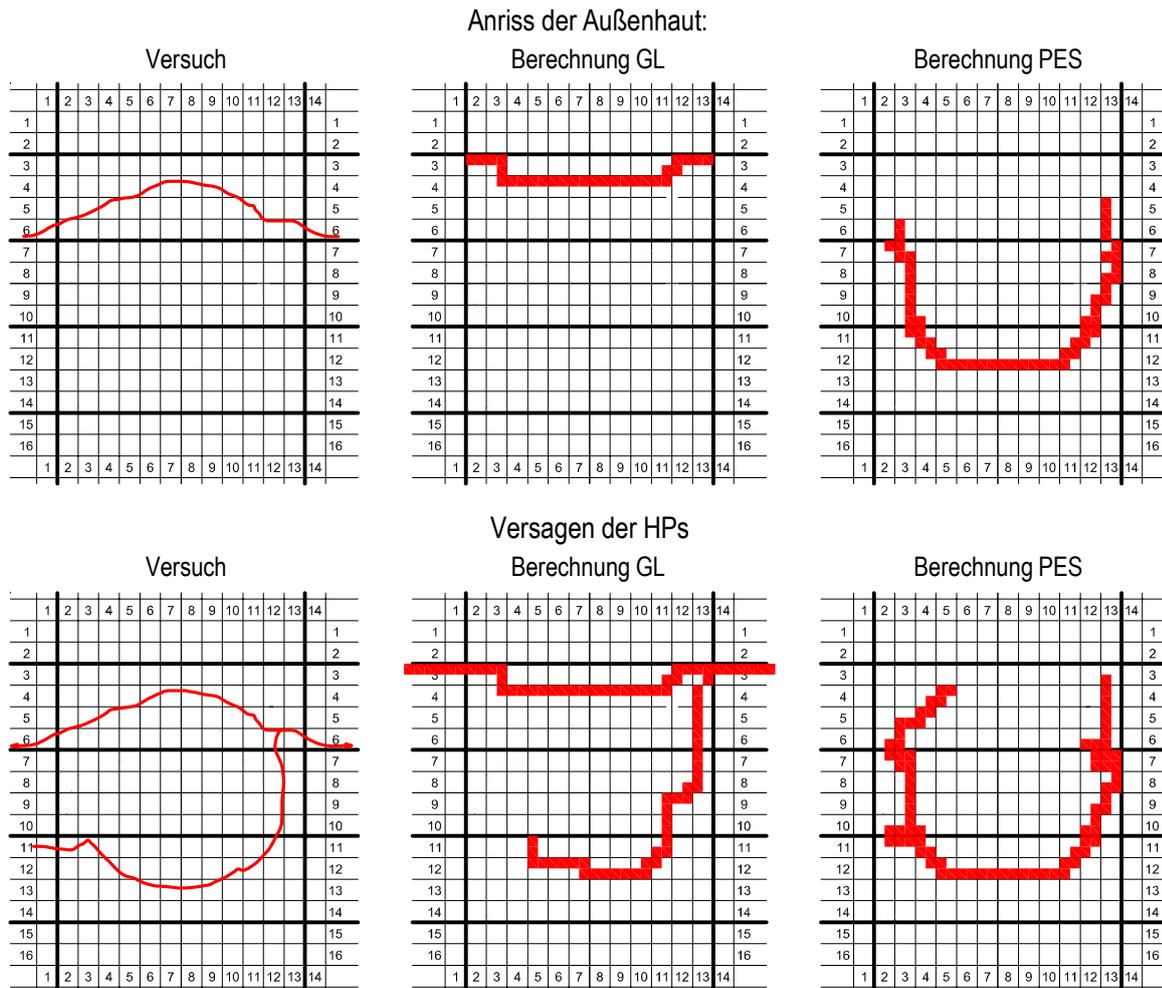


Bild 5.8: Rissbilder im Kollisionsbereich von KV2 für Anriss der Außenhaut und Durchriss der HPs

gensmuster weicht vom einfachen Durchstanzen deutlich ab und wird insgesamt von der Berechnung GL am besten wiedergegeben.

Abschließend kann festgehalten werden, dass sich hier durch die Verwendung des Kriteriums RTCL keine Vorteile gegenüber den rein dehnungsbasierten Kriterien PES und GL ergeben haben. Dies dürfte im Wesentlichen auf die gewählte Diskretisierung der Berechnungsmodelle zurückzuführen sein, für feinere Netze sind aus der Literatur recht gute Übereinstimmungen mit Versuchsergebnissen bekannt [8], [71]. Mit Blick auf die Simulation schiffbaulicher Großstrukturen ist die gewählte Diskretisierung hier jedoch bereits als recht fein einzustufen.

Diese Arbeit weist für den gewählten Diskretisierungsgrad durch direkte Dehnungsmessungen an Versuchsmodellen eine weitgehende Unabhängigkeit der Bruchdehnung vom Dehnungszustand nach (Bild 4.18). Damit wird die Berechtigung rein dehnungsbasierter Kriterien wie PES und GL erneut bestätigt. Sowohl die erwähnten Dehnungsmessungen an den Versuchsmodellen als auch die vorgestellten Ergebnisse dieses Abschnittes lassen dabei Kriterien als besonders geeignet erscheinen, die sich auf die erste Hauptdehnung beziehen.

5.2. Berechnung einer realen Schiffskollision

Neben den durchgeführten Versuchen wurde auch eine reale Schiffskollision zur Validierung der Berechnungen herangezogen. Die Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung beschreibt den Unfall in [9] wie folgt:

Am Abend des 03. Mai 2012 lief die unter deutscher Flagge fahrende Fähre NILS HOLGERSSON in den Hafen von Travemünde ein, wo sie rückwärts am Skandinavienkai Anleger 6a festmachen sollte. Das hierfür erforderliche Drehmanöver in der Siechenbucht misslang [...]. Der Schiffsführung gelang es nicht im Wendebassin aufzustoppen, so dass die Fähre mit 6,51 kn über Grund auf die gegenüberliegende Pier zusteuerte. Dort lag am Anleger 3 die dänische Fähre URD [...]. Um 18:14:37 kam es zur Kollision. Die Backbordseite der URD wurde durch den Bug der NILS HOLGERSSON eingedrückt, wodurch die URD Leck schlug und nach Backbord krängte.

Dieser Unfall eignet sich aus mehreren Gründen besonders gut als Beispiel für diese Arbeit:

- Der Unfall wurde in [9] umfassend dokumentiert und beschrieben. Darüber hinaus wurden dem Autor aus verschiedenen Quellen umfassende, ergänzende Informationen zur Verfügung gestellt, die zur Erstellung einer Rechnungssimulation erforderlich sind (Rumpfform der NILS HOLGERSSON, Hauptspantzeichnung und Außenhautabwicklung der URD, AIS-Daten zum Unfallzeitpunkt, zahlreiche Fotos der Beschädigung und der Reparaturarbeiten, Details siehe [73])
- Das gerammte Fahrzeug (URD) war zum Unfallzeitpunkt am Liegeplatz festgemacht, der Kollisionswinkel war annähernd 90° , die URD wies im Unterwasserschiff eine Doppelhüllenkonstruktion auf. Diese Merkmale stehen in sehr guter Übereinstimmung mit den Randbedingungen des bearbeiteten Versuchsprogramms.
- Da bei dem Unfall kein Personen- oder Umweltschaden entstand, ist das öffentliche Interesse moderat. Dies erleichtert grundsätzlich die Konzentration auf - und die sachliche Bewertung von - rein technischen Fragen.

Auf Basis des vorliegenden Datenmaterials konnte das Kollisionsszenario mit allen für die Simulation erforderlichen Informationen recht genau beschrieben werden (Bild 5.9). Als Kollisionsgeschwindigkeit wurde die Angabe des Voyage Data Recorders der NILS HOLGERSSON kurz vor dem Kontakt

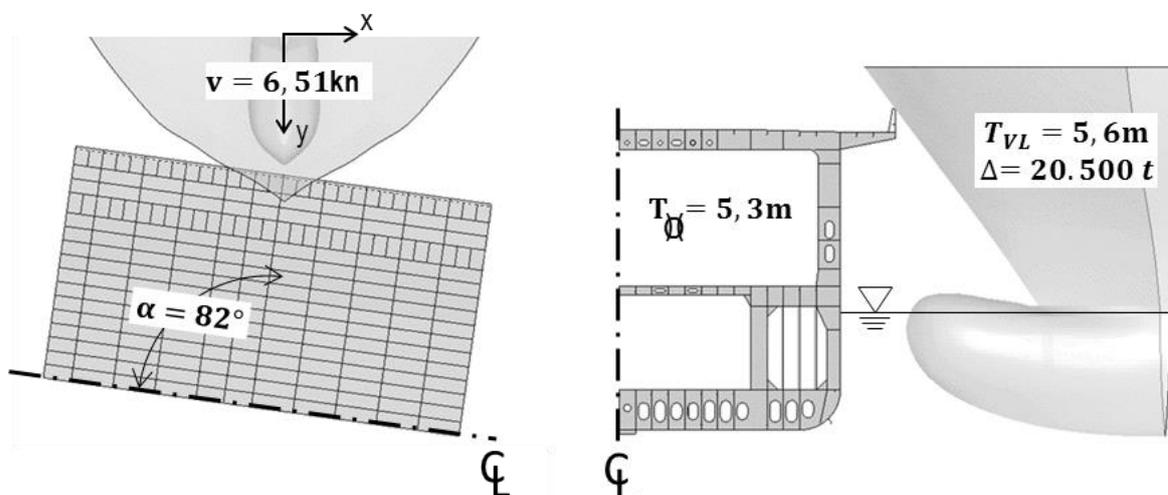


Bild 5.9: Kollisionsszenario URD – NILS HOLGERSSON

mit der URD verwendet. Der Kontaktzeitpunkt mit der URD war anhand der akustischen Aufzeichnungen des Voyage Data Recorders sehr genau identifizierbar. Der Kollisionswinkel von 82° ergab sich nach näherer Untersuchung des Schadensbildes aus den identifizierbaren Kontaktpunkten an Außenhaut und Innenhülle. Das Vorschiff der NILS HOLGERSSON wurde gemäß vorliegenden Schiffslinien als Starrkörper modelliert und seine Bewegung in Kollisionsrichtung geführt. Die Schwimmlage der NILS HOLGERSSON zum Unfallzeitpunkt wurde anhand von Angaben im Unfallbericht [9] und ergänzenden Fotos mit einem Tiefgang am vorderen Lot von 5,6 m und 0,5 m achterlichem Trimm rekonstruiert. Für diese Schwimmlage wurde ein Formkurvenblatt zur Verfügung gestellt (Tabelle 5.2). Mit diesen Informationen kann der kinetische Energieeintrag sehr genau abgeschätzt werden und ergibt sich auf MJ gerundet zu

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} 20500t \cdot \left(6,51 \cdot \frac{1852m}{3600s}\right)^2 \quad (5.4)$$

Tabelle 5.2: Formkurvenblatt für rekonstruierte Schwimmlage der NILS HOLGERSSON zum Unfallzeitpunkt

T AP Metre	Dis. SW Ton	LCB m. f. AP	TCB m. f. CL	VCB m. a. BL	LCF m. f. AP	KM. T m. a. BL	AWL m2	IWL m4	IWLL m4	T FP Metre
6.100	20458.1	81.306	0.000	3.241	78.808	17.069	4301.0	275099.	8230013.	5.600

Die URD wurde im Kollisionsbereich nach vorliegenden Stahlzeichnungen modelliert (nur Bb.-Seite), so dass alle für die Kollision relevanten Bauteile erfasst wurden. Die translatorischen Freiheitsgrade senkrecht auf den Modellrändern wurden blockiert, auf Mitte Schiff wurde zusätzlich die Vertikalverschiebung unterdrückt (z-Komponente). Der Einfluss der gewählten Randbedingung verglichen mit der realen Situation am Liegeplatz wird in 5.2.2 etwas näher betrachtet.

Die Vernetzung der Kollisionspartner erfolgte mit Schalelementen vom selben Typ wie in den Berechnungen der Kollisionsversuche. Die mittlere Kantenlänge beträgt im Kollisionsbereich der URD 100 mm und bei der NILS HOLGERSSON 200 mm. Die Definition der Kontaktbedingungen wurde von den Simulationsmodellen der Versuche übernommen.

Aus der genaueren Betrachtung der Unfallschäden (Bild 5.10), insbesondere der Beschädigung am Innenlängsschott des unteren Laderaums, kann die Eindringtiefe in Kollisionsrichtung recht genau mit 7,6 m ermittelt werden.



Bild 5.10: Unfallschaden an der URD (links) und der NILS HOLGERSSON (rechts)

5.2.1. Einfluss der Reibung

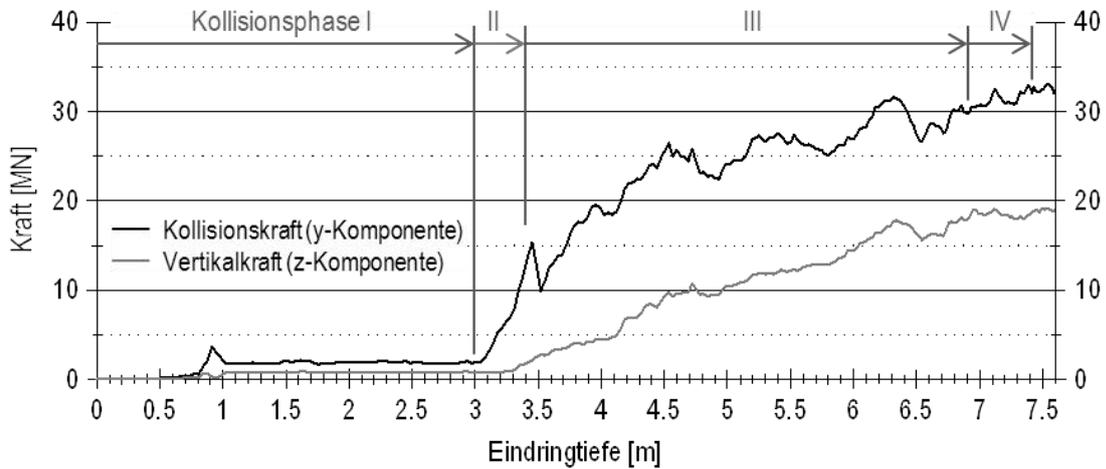
Die bei einem Kollisionsvorgang auftretenden Reibungskräfte werden dem Coulombschen Reibungsgesetz (2.21) zu Folge nur von einem Materialkennwert, dem Reibungsbeiwert, beeinflusst. Bei einer realen Schiffskollision dürften die tatsächlich vorhandenen Reibbeiwerte allerdings sehr stark variieren. So dürfte beispielsweise im Kontaktbereich über Wasser ein deutlich größerer Wert als durch den Schmiereffekt unter Wasser vorhanden sein. Auch ist anzunehmen, dass der Reibbeiwert durch den Reibvorgang selbst verändert werden kann. Abhängig von der Kontaktpaarung kann es dabei im Verlauf des Reibvorganges sowohl zur Erhöhung als auch zur Verkleinerung des Reibbeiwertes kommen. Derartige Effekte wurden versuchstechnisch beispielsweise in [82] beobachtet. In der Simulation können diese Unterschiede nicht mit vertretbarem Aufwand abgebildet werden, so dass die Definition eines konstanten, globalen Reibbeiwertes sinnvoll erscheint. Die von unterschiedlichen Autoren dabei zum Ansatz gebrachten Werte unterscheiden sich jedoch stark (Abschnitt 2.4). Selbst bei versuchstechnischer Validierung der Reibbeiwerte können diese, wenn überhaupt, nur mit Einschränkungen auf Simulationen realer Kollisionsfälle übertragen werden.

Die Validierung eines globalen Reibbeiwertes für die Simulation von realen Kollisionsszenarien ist aus der Literatur nicht bekannt. Sie soll hier anhand des in Abschnitt 5.2 beschriebenen Berechnungsmodells erfolgen. Als Bruchkriterium wurde auf Basis der Ergebnisse von Abschnitt 5.1.3 die erste Hauptdehnung nach der Beziehung (2.16) angesetzt.

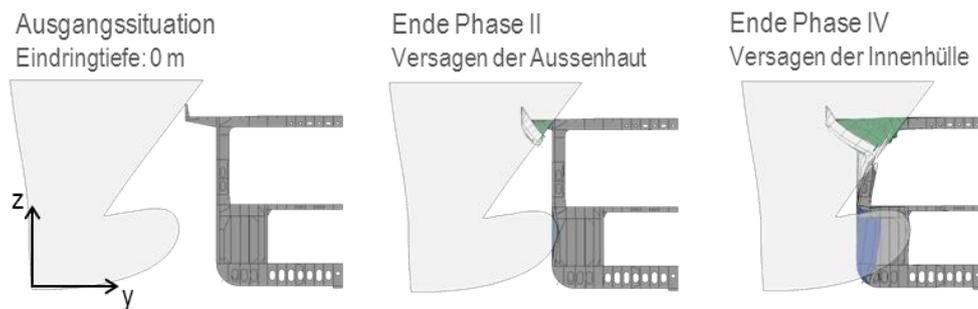
Bild 5.11 a) zeigt zunächst die Kraft-Verformungsverläufe für eine Berechnung mit einem statischen Reibkoeffizienten von 0,23, wie er auch für die Nachrechnung der in dieser Arbeit beschriebenen Versuche verwendet wurde. Dargestellt ist neben der üblicherweise als Kollisionskraft interpretierten y-Komponente der Reaktionskraft auch die z-Komponente (Vertikalkraft). Die Verschiebung des rammenden Fahrzeuges in y-Richtung (Kollisionsrichtung) kann hier mit der Eindringtiefe gleichgesetzt werden, da die Randbedingungen am gerammten Fahrzeug keine Starrkörperverschiebung in y-Richtung erlauben. Der Kollisionsvorgang wurde in insgesamt vier Einzelphasen unterteilt. Während Phase I wird auf einem verhältnismäßig niedrigen Kraftniveau ausschließlich die balkenartige Verbreiterung des oberen Fahrzeugdecks beschädigt. Nach einem zurückgelegten Kollisionsweg von etwa drei Metern beginnt Phase II mit dem Kontakt zwischen Bugwulst und Außenhaut bis zum Anriss in der Außenhaut unterhalb der Wasserlinie. Während Phase III durchdringt der Bugwulst die Doppelhülle unterhalb des Hauptdecks bei weiterem signifikantem Kraftanstieg. Ab einer Eindringtiefe von etwa 4,5 m steigt die Kollisionskraft nur noch moderat, da im Unterwasserbereich nun auch das Steifensystem der Außenhaut keine signifikanten Kräfte mehr aufnehmen kann. Die Kollisionskräfte sind im weiteren Verlauf klar vom Aufreißen des oberen Fahrzeugdecks und der Außenhaut oberhalb des Hauptdecks dominiert, verursacht durch ein keilförmiges Eindringen des Überwasserschiffes. Phase IV beschreibt den Kontaktbeginn des Bugwulstes mit dem Steifensystem der Innenhülle bis zu ihrem Anriss.

Die maximale Eindringtiefe von 7,6 m referenziert auf das zu Beginn von Abschnitt 5.2 beschriebene Unfallszenario und definiert die Endsituation nach der Kollision. Für diese Eindringtiefe wird recht gute Übereinstimmung zwischen berechneter und tatsächlicher Beschädigung erreicht (Bild 5.11 c)). Die in den Detaildarstellungen erkennbaren Unterschiede können über den Einfluss der gewählten Randbedingungen erklärt werden, der im Abschnitt 5.2.2 noch näher erläutert wird.

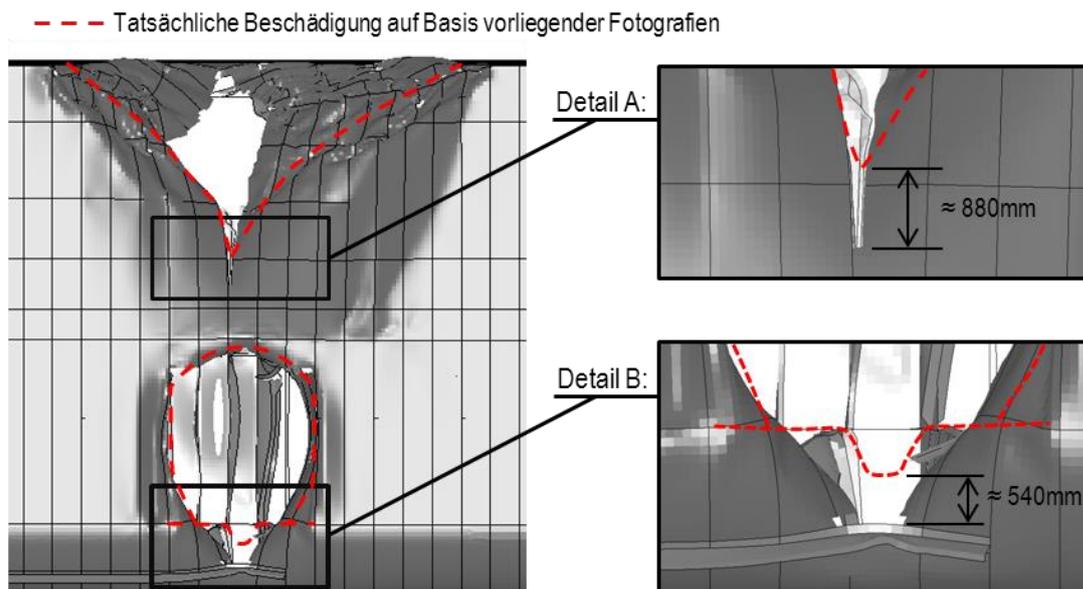
a) Summe der Randlagerkräfte am getroffenen Berechnungsmodell



b) Ausgewählte Verformungszustände im Querschnitt:



c) Berechneter Verformungszustand der Simulation, lotrechter Blick auf Bb.-Seite

Bild 5.11: Reaktionskräfte a) und Verformungsbilder b), c) für Szenario aus Abschnitt 5.2, $\mu = 0,23$

Die gute Übereinstimmung zwischen tatsächlicher und errechneter Verformung liefert allerdings keine Auskunft über die Güte der Ergebnisse hinsichtlich der absorbierten Energie. Hierzu ist die errechnete Kollisionskraft über den Kollisionsweg zu integrieren. Dabei sei angemerkt, dass aufgrund der gewählten Randbedingung nur die y-Komponente Arbeit verrichtet, da alle anderen Freiheitsgrade für das rammende Fahrzeug unterdrückt wurden.

Die ermittelten Energieverläufe über der Eindringtiefe sind für Berechnungen mit unterschiedlichen Reibbeiwerten in Bild 5.12 dargestellt. Die bei der maximalen Eindringtiefe von 7,6 m dissipierte kinetische Energie, sowie die prozentuale Abweichungen vom tatsächlichen kinetischen Energieeintrag (115 MJ gemäß (5.4)) wird für jeden Reibbeiwert separat ausgewiesen. Neben einer Auswahl einiger statischer Reibbeiwerte wurde auch eine Berechnung für einen dynamischen Reibbeiwert $\mu = f(v_{rel})$ gemäß (2.22) durchgeführt.

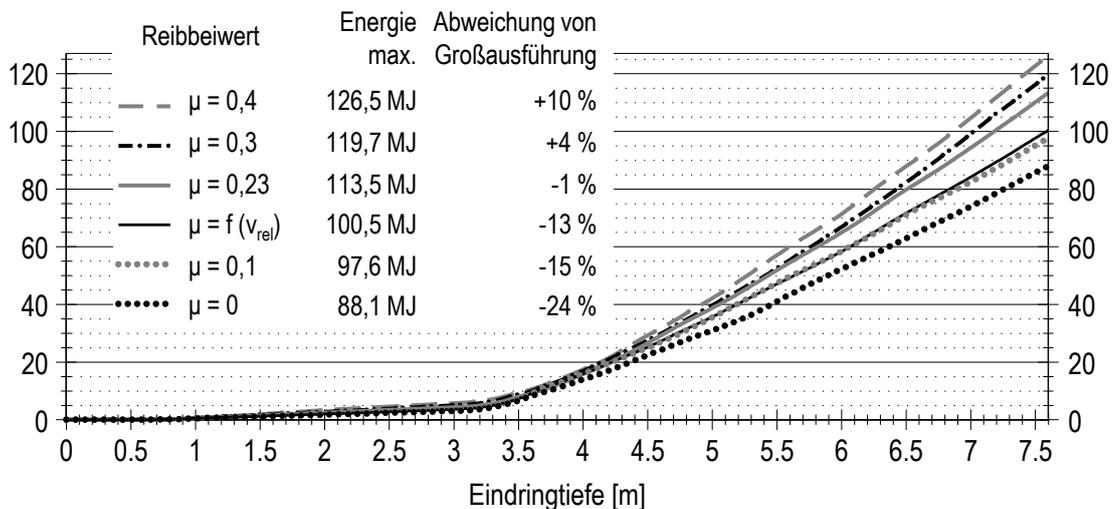


Bild 5.12: Absorbierte Kollisionsenergie für verschiedene Reibbeiwerte

Die Ergebnisse zeigen zunächst für die statischen Reibbeiwerte eine annähernd lineare Abhängigkeit der dissipierten Energie vom Reibbeiwert. Dies liegt aufgrund der Definition Coulombscher Reibung recht nahe. Allerdings muss sich der Zusammenhang nicht zwingend linear ergeben, da unterschiedliche Reibbeiwerte auch zu Änderungen im Verformungsbild führen. Die zugehörigen Änderungen der Reibkräfte und -wege können sich dann durchaus auch nichtlinear darstellen.

Die Ergebnisse bei dynamischer Reibbeiwertermittlung nach (2.22) sind nahezu identisch mit den Ergebnissen für $\mu=0,1$. Dies wundert kaum, da für hohe Relativgeschwindigkeiten zwischen den Kontaktflächen (2.22) gegen $FD=0,1$ konvergiert. Die Ergebnisse bestätigen die Zulässigkeit der Berechnung von Reibkräften über einen statischen Reibbeiwert, da der Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung offenbar keinen signifikanten Einfluss zu haben scheint.

Die gewählten Randbedingungen führen grundsätzlich zu einer Überschätzung des Energieabsorptionsvermögens, wie im Abschnitt 5.2.2 näher erläutert wird. Insofern kann auf Basis der bis hier vorgestellten Ergebnisse zusammengefasst werden, dass statische Reibbeiwerte größer als 0,23 keine realistischen Ergebnisse liefern. Die Bewertung der Ergebnisse für kleinere Reibbeiwerte erfolgt nach Bewertung der Randbedingungen in der Zusammenfassung, Abschnitt 5.3.

5.2.2. Bewertung der Randbedingungen

Das vorangehend beschriebene Berechnungsmodell ermittelt den Energieübergang von kinetischer Energie in Verformungsenergie und Reibungsenergie. Tatsächlich wurde bei der vorliegenden Kollision auch durch andere Effekte Arbeit verrichtet, die von den gewählten Randbedingungen des Berechnungsmodells nicht abgebildet werden können. Im Nachfolgenden soll der hierdurch bisher nicht berücksichtigte Energieanteil genauer bewertet werden.

Hierzu sollen zunächst erneut die errechneten Kollisionskräfte aus Bild 5.11 a) betrachtet werden. Es sei daran erinnert, dass aufgrund der aufgeprägten Randbedingungen die z-Komponente letztlich keine Arbeit verrichten kann. Tatsächlich dürften die aufgetretenen Kräfte jedoch bei der URD zur Krängung und bei der NILS HOLGERSSON zu einem achterlichen Trimm geführt haben. Die hierdurch dissipierte kinetische Energie soll im Folgenden mit E_z bezeichnet werden. Die in Bild 5.11 c) dargestellten Unterschiede im Verformungsbild lassen sich auf diese Bewegungen zurückführen und liefern einen Anhaltspunkt zur Ermittlung des zugehörigen Energieanteils. Geht man davon aus, dass sich die dargestellte Differenz $\Delta_z = 710$ mm (Mittelwert) linear mit der z-Kraft entwickelt hat, so findet sich bei einer Maximalbelastung $F_z = 18$ MN folgender Ausdruck für die durch die zugehörige Bewegung der beiden Fahrzeuge dissipierte Energie:

$$E_z = 0,5 \cdot F_z \cdot \Delta_z = 6,4 \text{ MJ} \quad (5.5)$$

Dieser einfache Ansatz ist unabhängig von einer genauen Aufteilung in die Bewegungsanteile der beiden Kollisionspartner, die hier aufgrund fehlender Angaben insbesondere der URD, kaum vorgenommen werden kann.

Neben den genannten Freiheitsgraden der Verdrehung (Krängung der URD, Trimm der NILS H.) dürfte durch die Bewegung in einem weiteren bisher nicht beachteten Freiheitsgrad ebenfalls ein signifikanter Energieanteil dissipiert worden sein. Die y-Komponente der Reaktionskraft führt zu einer Querverschiebung der URD bis höchstens zum maximalen Deformationsgrad der Fender. Neben der Energieaufnahme durch die Fender wird auch Energie durch die Verdrängung des Wassers dissipiert. Zur Vereinfachung wird der Anleger der URD als starr angenommen. Globale Biegung der URD wird vernachlässigt ebenso wie mögliche elastische oder plastische Verformungen im Kontakt-

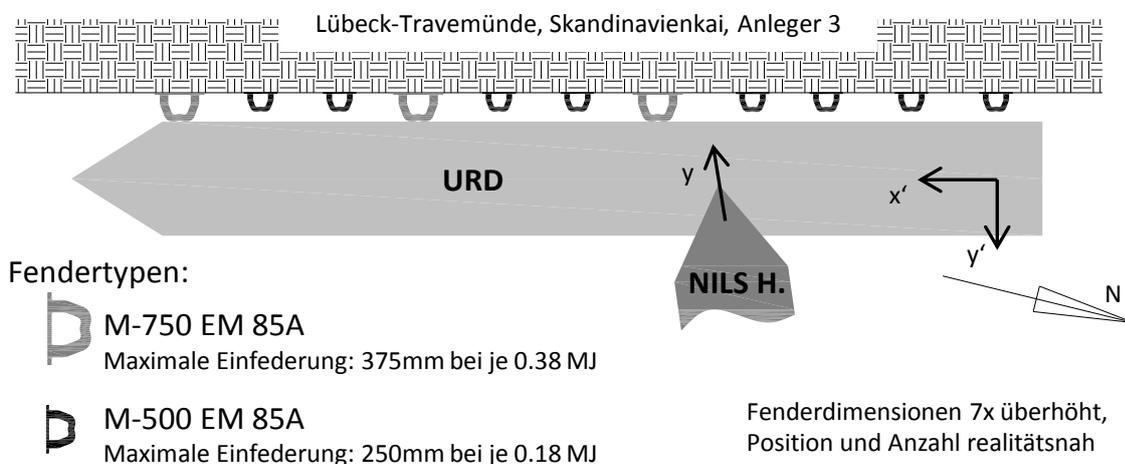


Bild 5.13: Skizze der tatsächlichen Kollisionssituation samt Anordnung der Fender (überzeichnet)

bereich mit den Fendern. Die Liegesituation der URD zum Unfallzeitpunkt ist in Bild 5.13 dargestellt. Von den verbauten Fendern liegen technische Datenblätter des Herstellers vor. Die Positionierung der Fender am Liegeplatz wurde anhand von öffentlich zugänglichen Luftaufnahmen rekonstruiert. Unter den getroffenen Annahmen ist eine maximale Starrkörperverschiebung der URD in y' -Richtung in Höhe von 375 mm möglich. Nimmt man in erster Näherung an, dass sich die Querverschiebung der URD proportional zur Eindringtiefe der NILS HOLGERSSON verhält, so ergibt sich die Energiedissipation durch Querverschiebung E_{Drift} direkt aus dem Verhältnis des maximalen Driftweges der URD zur maximalen Eindringtiefe mit E_{kin} aus (5.4).

$$E_{Drift} = \frac{0,375}{7,6} \cdot E_{kin} - E_{Fender} = 5,7 \text{ MJ} \quad (5.6)$$

Die maximale Energieaufnahme der Fender ergibt sich zu

$$E_{Fender} = 8 \cdot 0,18 + 3 \cdot 0,38 = 2,58 \text{ MJ} \quad (5.7)$$

wobei vermutet werden kann, dass nur die Fender unmittelbar gegenüber der Kollisionsstelle und im Hinterschiffsbereich vollständig zusammengedrückt wurden, so dass der Wert aus (5.7) deutlich verringert werden sollte.

Weitere Energiedissipation durch die Verformung des Vorschiffes der NILS HOLGERSSON, durch die Verformung und Verschiebung von LKWs auf den Fahrzeugdecks der URD oder durch die Dehnung der Festmacher der URD sind von eher untergeordneter Größe und sollen hier, auch vor dem Hintergrund der ohnehin vorhandenen Unschärfe der vorgenommenen Abschätzungen, vernachlässigt werden.

Insgesamt werden durch die gewählten Randbedingungen der Simulation Energieanteile von etwa 12,1 MJ nicht abgedeckt, dies entspricht einer Größenordnung von etwa 10 % des gesamten kinetischen Energieeintrags.

5.3. Zusammenfassung der Validierungsergebnisse

Die Validierung anhand der Versuche hat zunächst für reine Faltungsvorgänge von Bugwülsten ergeben, dass dort kein Bruchkriterium vorgesehen werden muss. Das Aufreißen der Struktur des getroffenen Gegners hingegen muss über die Definition eines geeigneten Kriteriums berücksichtigt werden. Sowohl für den steifen als auch für den verformbaren Bugwulst wurden hierbei die Versuchsergebnisse insgesamt am besten von Berechnungen mit dem Kriterium GL abgebildet. Dieses Kriterium bezieht sich auf die erste Hauptdehnung, was in Verbindung mit dem hier gewählten Diskretisierungsgrad besonders geeignet erscheint. Diese These wird auch von eigenen Dehnungsmessungen an den untersuchten Kollisionsmodellen gestützt.

Wendet man die Ergebnisse der Validierung mit Versuchsergebnissen auf eine tatsächliche Schiffskollision an, zeigt sich zunächst eine recht gute Übereinstimmung des errechneten mit dem tatsächlichen Verformungsbild. Dies bestätigt die grundsätzliche Eignung des gewählten Verfahrens, die Berechnungsmethodik zunächst durch quasi-statische Versuche eines Kollisionsteilbereiches zu validieren, um die Ergebnisse dann in ergänzenden Berechnungen auf die Großausführung zu übertragen. In der Simulation des beschriebenen realen Kollisionsszenarios wird eine Energiedissipation durch Verformung von etwa 76 % des kinetischen Energieeintrages errechnet. Etwa 10 %

wird durch Trimm, Krängung und Drift der Kollisionspartner sowie durch die Fender dissipiert. Der verbleibende Energieanteil von etwa 14 % kann gut durch Reibungsenergie erklärt werden. Rein rechnerisch wäre auf Basis der Ergebnisse aus 5.2.1 ein statischer Reibkoeffizient von etwa $\mu = 0,17$ zum Ansatz zu bringen. Damit liegt erstmalig ein anhand einer Großausführungssimulation validierter statischer Reibkoeffizient vor, der in pauschaler Form alle im Abschnitt 5.2.1 erläuterten Reibeffekte berücksichtigt. Im Übrigen kann festgehalten werden, dass durch die Berücksichtigung eines dynamischen Reibbeiwertes nach (2.22) keine signifikante Veränderung der Ergebnisse gegenüber einem vergleichbaren statischen Reibbeiwert erreicht wurde.

6. Dimensionierung alternativer Bugwulstkonstruktionen

Die Erläuterungen der vorangehenden Kapitel beschreiben detailliert die Untersuchungen zur Kollisionsmechanik von Bugwulstkonstruktionen mit verbessertem Kollisionsverhalten. Die in Kapitel 4 beschriebenen Versuche legen Ihren Schwerpunkt hierbei auf Konstruktionen, die ein Abflachen mindestens der vorderen Bugwulstspitze schon bei möglichst geringen Kollisionskräften ermöglichen. Die hierfür verwendeten Modellkörper mit verformbarer Kappe (Bild 4.8) wurden zunächst derart bemessen, dass dieser Effekt sicher erreicht wird. Die Dimensionierung einer derart leicht verformbaren Kappe unter üblichen Betriebslasten stellt eine separate Aufgabe dar und ist Gegenstand dieses Kapitels.

Wesentliches Kriterium für die Bewertung einer schiffbaulichen Konstruktion sind die gültigen Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften. Für Bugwülste finden sich dort Forderungen wie ein vollständig durchlaufender Mittellängsträger, Bodenwrangen an jedem Spant oder die Anordnung von Bugbändern in verhältnismäßig engem Abstand. Derartige Forderungen können mit dem Ziel einer leicht verformbaren Bugwulstkappe nur in Einklang gebracht werden, wenn die Bugwulstkappe von der klassifikatorisch relevanten Schiffsstruktur konstruktiv klar getrennt wird.

Eine solche Trennung kann durch Einführung eines wasserdichten Endschottes etwa zwei Spantabstände hinter der Bugwulstspitze erfolgen (Bild 6.1). Die gültigen Klassifikationsregeln sind dann nur auf den Bereich bis zu diesem Endschott anzuwenden. Bezüglich der nach Bauvorschrift erforderli-

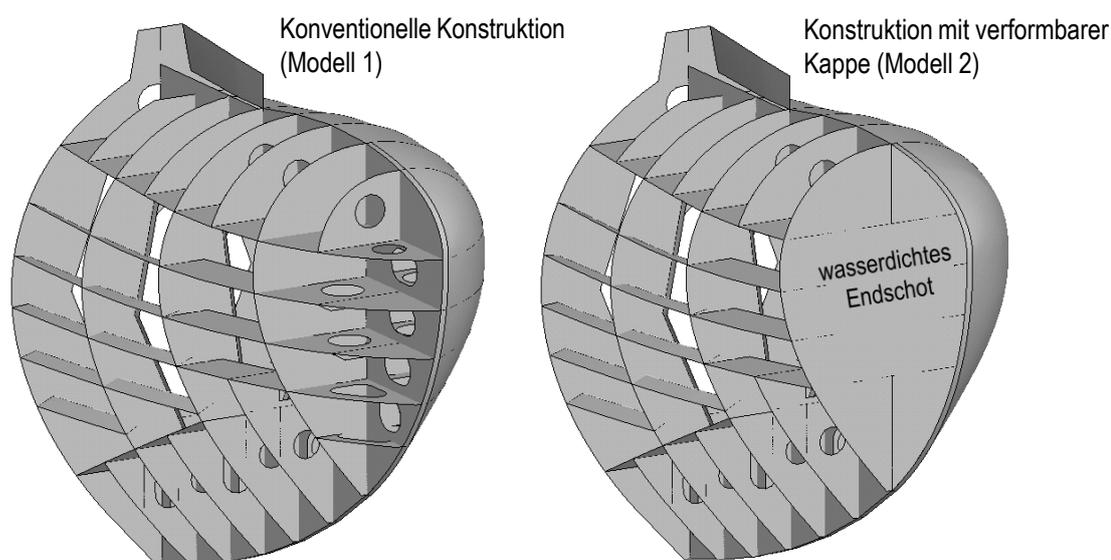


Bild 6.1: Konstruktive Trennung des Bugwulstes am Beispiel des Typs ConRo 220

chen Schiffsfestigkeit könnte dieser Anhang dann sogar vollständig entfallen, was allerdings aufgrund hydrodynamischer Erfordernisse natürlich keine realistische Option darstellt. Die Bugwulstkappe wird also als eine Art Anhang betrachtet, der unabhängig von den Bauvorschriften dimensioniert werden kann.

Dieses Konzept wurde am Beispiel einer vorliegenden Bugwulstkonstruktion des Typs ConRo 220 der Flensburger Schiffbaugesellschaft untersucht [70], [21]. Dieser von Lloyd's Register (LR) klassifizierte Schiffstyp wurde bereits für die Auslegung der Versuchsmodelle als Referenz verwendet. Im Bereich vor dem wasserdichten Endschott wurden alle Steifen entfernt. Für die Bewertung dieser unausgesteiften Bugwulstkappe wurden in Zusammenarbeit mit LR vier Lastfälle definiert, die alle wesentlichen Betriebslasten für Schiffe ohne Eisklasse abdecken (6.2 und 6.3). Die Bewertung der Bugwulstkappe unter Kollisionsbelastungen erfolgt anhand einer an die durchgeführten Versuche angelehnten Simulation (Kollisionswinkel: 90° , reine Bugwulstkollision, weiteres in Kapitel 6.1). Alle Lastfälle wurden sowohl für die konventionelle Konstruktion als auch für die Konstruktion mit verformbarer Kappe untersucht. Die Ergebnisbewertung erfolgte grundsätzlich im Vergleich dieser beider Varianten.

Dieses Kapitel überführt die vorgestellten beispielhaften Berechnungsergebnisse in 6.4 abschließend in allgemeine Schlussfolgerungen, die grundsätzlich auch auf andere Bugwulstkonstruktionen und -formen übertragen werden können.

6.1. Bewertung unter Kollisionsbelastung

Zunächst muss anhand einer Kollisionssimulation geprüft werden, ob das Entfernen der Aussteifung bereits zum angestrebten Abflachen der Kappe führt oder ob ggf. noch eine Reduzierung der Außenhautdicke zusätzlich erforderlich wird. Das rammende als auch das gerammte Schiff sind dabei vom selben Typ, sie kollidieren im Winkel von 90° auf identischen Tiefgängen. Beide Fahrzeuge werden auf Basis von Konstruktionszeichnungen der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft modelliert.

Das Berechnungsmodell berücksichtigt den Bugwulst des rammenden Schiffes sowie die Doppelhülle unterhalb des Hauptdecks des gerammten Schiffes entsprechend Bild 6.2. Die Masse des rammenden Schiffes wird auf Masseknoten am hinteren Bugwulstmodellrand verschmiert. Die Knoten dieses Modellrandes sind für x-Verschiebungen gekoppelt, alle anderen Freiheitsgrade sind unterdrückt. Allen Knoten des Bugwulstes wird eine Anfangsgeschwindigkeit von 5 m/s zugewiesen. An den Modellgrenzen des gerammten Schiffes werden Verschiebungsrandbedingungen entsprechend Bild 6.2 unterdrückt. Verdrehungen bleiben frei. Das Modell des gerammten Schiffes weist einen Rahmenspantabstand von 2400 mm auf. Insgesamt werden fünf Rahmenspantabstände modelliert. Am vorderen und hinteren Modellrand wird jeweils die y-Verschiebung unterdrückt. Der Bugwulst trifft auf halber Länge des Doppelhüllenmodells auf. Die Berechnungen wurden mit LS-DYNA, Version 971 / R6.1.0 durchgeführt.

Es kommt der LS-DYNA Schalentyp 2 zur Verwendung, ein Rechteckelement mit vier Knoten und reduzierter Integrationsordnung, dem fünf Integrationspunkte über die Dicke zugewiesen werden. Wulstprofile werden als L-Profile (gerammtes Schiff) oder Flachprofile mit zusätzlichem Balkenelement (rammendes Schiff) unter Beachtung der entsprechenden Flächenträgheitsmomente vereinfacht. Die mittlere Kantenlänge der Schalenelemente beträgt beim rammenden Schiff 80 mm

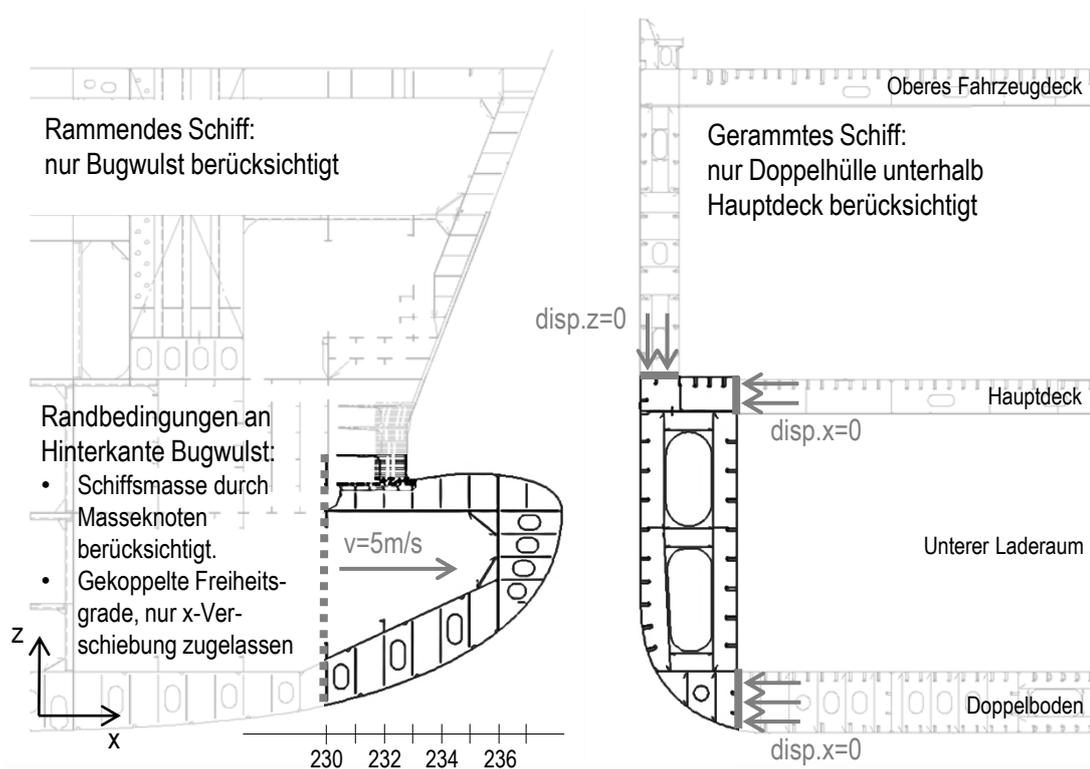


Bild 6.2: Kollisionsszenario und Randbedingungen

und beim gerammten Schiff 100 mm. Es kommen die LS-DYNA-Kontaktformulierungen „automatic single surface“ und „automatic surface to surface“ zur Anwendung. Nichtlineares Materialverhalten wurde durch die LS-DYNA-Formulierung *MAT 123 (modified piecewise linear plasticity) mit Standardwerten für normalfesten Schiffbaustahl berücksichtigt. Die wahre Spannungs-Dehnungsbeziehung wurde aus Zugversuchen entsprechend den Ausführungen des Kapitels 5 ermittelt. Materialversagen wurde für das gerammte Schiff durch die von Peschmann [55] vorgeschlagenen Bruchdehnungsbeziehungen (2.12) berücksichtigt.

Die Berechnungen wurden mit den beiden in Bild 6.1 dargestellten Bugwulstmodellen durchgeführt. Modell 2 wurde mit unterschiedlichen Außenhautdicken berechnet. Die Ergebnisse wurden anhand des Verformungsgrades der Bugwulstkappe kurz vor dem Aufreißen der Außenhaut des gerammten Schiffes bewertet (Bild 6.3). Der Bugwulst verformt sich maximal auf einer Länge L_{verformt} von etwa 80% der Gesamtlänge der unversteiften Kappe. Die Verformung der unversteiften Kappe bei gegenüber Modell 1 unveränderter Außenhautdicke ist bis zum Versagen der Außenhaut noch eher moderat. Die Verformung dieser Variante nimmt im weiteren Kollisionsverlauf zwar noch etwas zu, dennoch erscheint die Variante mit reduzierter Außenhautdicke von 14 mm die vielversprechendere. Hier wird schon vor dem Versagen der Außenhaut das Verformungspotential der Bugwulstkappe nahezu vollständig ausgeschöpft. Die nachfolgenden Bewertungen der unversteiften Bugwulstkappe der Kapitel 6.2 und 6.3 beziehen sich daher ausschließlich auf die Variante mit einer reduzierten Außenhautdicke von 14 mm.

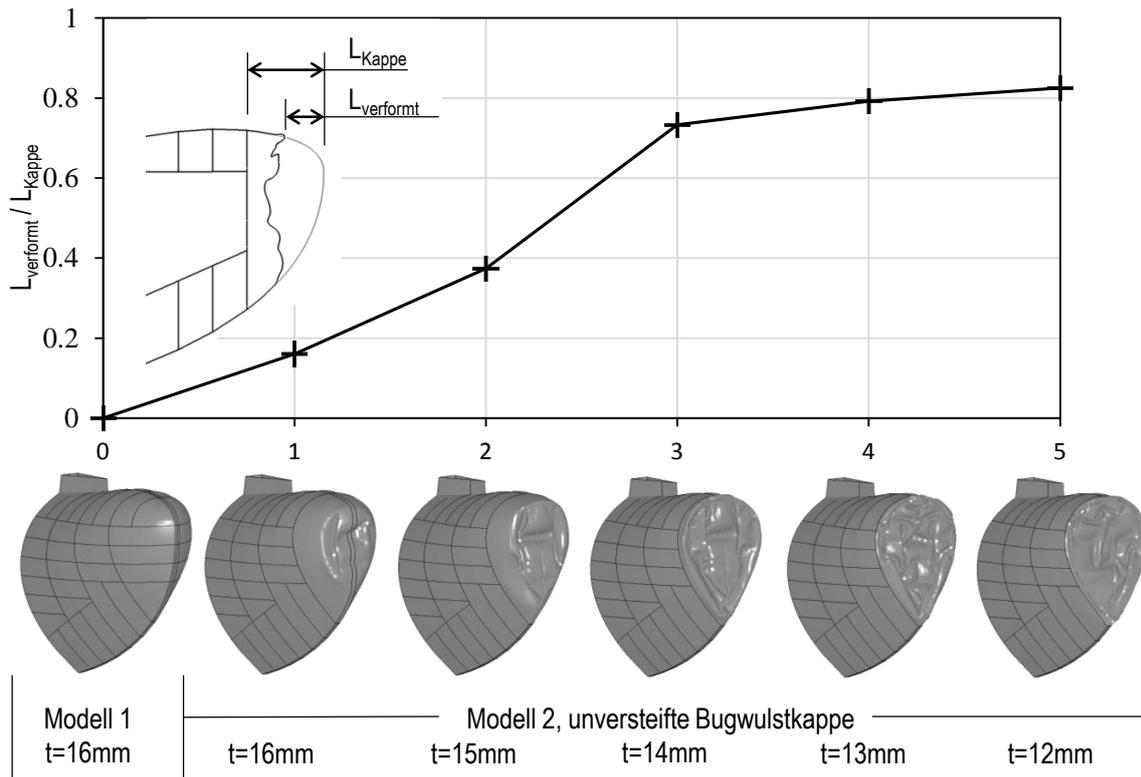


Bild 6.3: Verformung der untersuchten Varianten kurz vor dem Außenhautversagen des gerammten Schiffes

6.2. Bewertung unter druckförmiger Belastung

Druckförmige Belastungen wurden in diesem Abschnitt durch direkte, linear elastische Berechnungen mit dem impliziten Finite-Elemente-Programm ANSYS Mechanical APDL Release 14.0 bewertet. Das Bugwulstmodell entspricht den Erläuterungen des Kapitels 6.1, es werden lediglich die Elementformulierungen an das verwendete Programmsystem angepasst. So kommt der ANSYS-Schalenelementtyp 63 (voll integriert, vier Knoten) sowie der Stabelementtyp 8 für die HP-Wülste zum Einsatz. Das Materialverhalten wird linear-elastisch mit Standardwerten für normalfesten Schiffbaustahl beschrieben. Am hinteren Modellrand werden alle Freiheitsgrade blockiert.

Grundsätzlich muss sowohl die hydrostatische als auch die dynamische Druckbelastung infolge von Slamming oder schräg von vorn kommender See berücksichtigt werden.

Die hydrostatische Druckbelastung ist abhängig vom Tiefgang und wird üblicherweise von einem Wellenberganteil überlagert. Auf Basis der Bemessungslänge $L=184,51$ m des Beispielschiffes wird der Wellenberganteil in Anlehnung an die Vorschriften von Lloyd's Register wie folgt berechnet

$$C_w = 7,71 \cdot 10^{-2} \cdot L \cdot e^{-0,0044 L} = 6,32 \text{ m} \quad (6.1)$$

Unter der Annahme eines konstanten Wellenberganteils über dem gesamten Tiefgangsbereich T wird der hydrostatische Druck für jedes Schalenelement entsprechend seiner z-Position über Basis wie folgt berechnet

$$p_{hs} = \rho \cdot g \cdot [(T - z) + C_w] \quad (6.2)$$

Für dynamische Belastungen infolge Slamming wurden in der Literatur keine expliziten Lastannahmen für Bugwülste gefunden. Das Regelwerk von Lloyd's Register stellt allerdings unter der Bezeichnung „bow flare wave impact pressure“ eine relativ detaillierte Beschreibung anzusetzender Belastungsdrücke für Vorschiffsstrukturen oberhalb der Design-Wasserlinie zur Verfügung (Part 4, Chapter 2, Section 4.2.1.). Die anzusetzenden Werte sind abhängig von der x- und z-Position sowie von der Schiffsform, die durch entsprechende Neigungswinkel gemäß Bild 6.4 beschrieben werden.

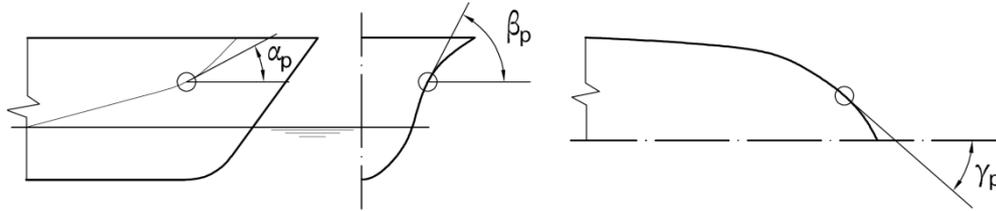


Bild 6.4: Neigungswinkel zur Beschreibung der Schiffsform für Slammingstöße

Auf Basis dieser Geometrieparameter wird von Lloyd's Register folgende Formel zur Ermittlung des Slamming-Druckes vorgeschlagen

$$P_{bf} = 0,5(K_{bf} \cdot V_{bf}^2 + K_{rv} \cdot H_{rv} \cdot V_{rv}^2) \quad (6.3)$$

Diese Beziehung beschreibt mit $0,5(K_{bf} \cdot V_{bf}^2)$ die Belastung der Bugstruktur durch Wellenstöße. Dabei ist K_{bf} ein Formkoeffizient für Wellenstöße abhängig vom Spantwinkel β_p , während V_{bf} die abgeschätzte Geschwindigkeit der Wellenstöße abhängig von der Längenposition x_{wl} , der Höhenposition Z_{wl} und dem Längslinienwinkel α darstellt. Mit $0,5(K_{rv} \cdot H_{rv} \cdot V_{rv}^2)$ wird die Belastung der Bugstruktur durch die Vorwärtsgeschwindigkeit des Schiffes beschrieben. Dabei ist K_{rv} ein Formkoeffizient für Stöße durch die Schiffsgeschwindigkeit abhängig vom Längslinienwinkel α_p , H_{rv} ist ein Koeffizient für die relative Wellenrichtung abhängig von γ_p und V_{rv} stellt die abgeschätzte relative Vorwärtsgeschwindigkeit ebenfalls abhängig von γ_p dar. Die Höhenposition des betrachteten Bauteils geht ausschließlich in die Berechnung der Wahrscheinlichkeit eines Wellenstoßes PR_{bf} ein

$$PR_{bf} = e^{-u} \quad (6.4)$$

$$\text{Mit } u = \left(\frac{Z_{wl}^2}{2 \cdot m_0} + \frac{V_{thbf}^2}{2 \cdot m_1} \right)$$

Hierbei ist V_{thbf} eine Schwellwertgeschwindigkeit für Wellenstöße, m_0 ist die Varianz der vertikalen Relativbewegung und m_1 ist die Varianz der vertikalen Relativgeschwindigkeit. PR_{bf} sinkt mit zunehmender Entfernung Z_{wl} (gemessen von der Design-Wasserlinie). Dies erscheint sowohl für positive als auch für negative z -Koordinaten plausibel. Die Lastannahmen gemäß (6.3) können damit prinzipiell auch für Strukturen unterhalb der Designwasserlinie angewendet werden.

Die beschriebenen Geometrieparameter wurden für jedes Schalenelement der Außenhaut ermittelt und für die Definition eines elementspezifischen Slammingdruckes verwendet. Bild 6.5 stellt den so berechneten Slammingdruck der hydrostatischen Druckverteilung nach Gleichung (6.2) gegenüber.

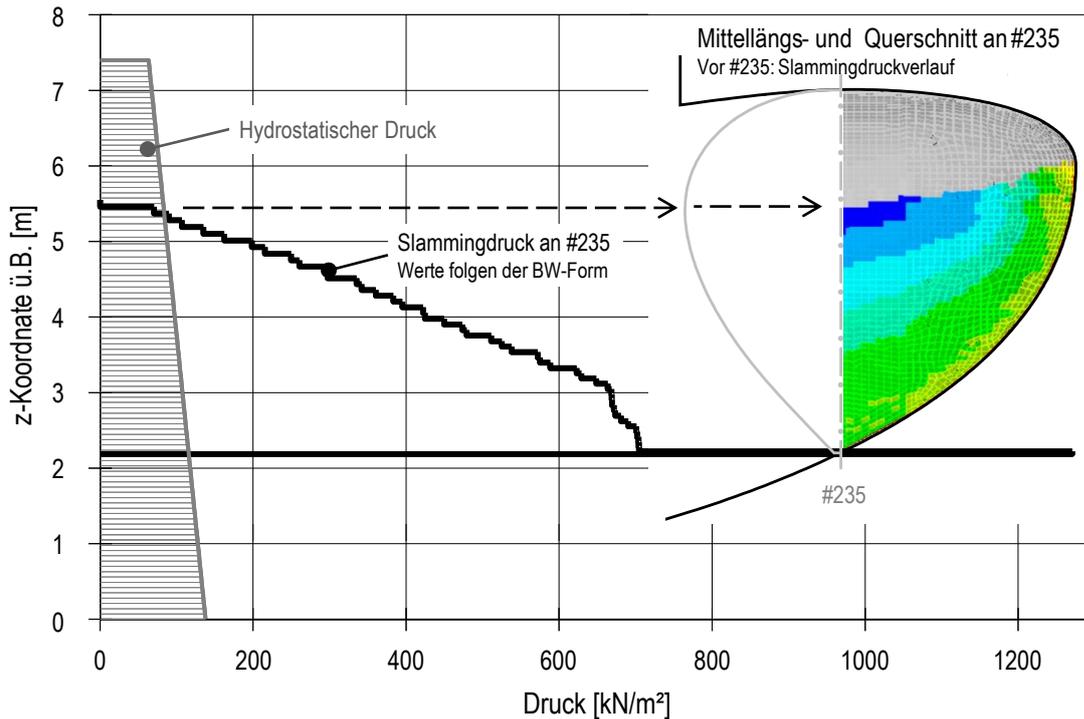


Bild 6.5: Lastannahmen für hydrostatischen Druck und Slamming im Vergleich

Die dargestellten Druckverteilungen wurden beidseitig aufgeprägt. Zusätzlich wurde eine einseitige Slammingbelastung untersucht, um ebenfalls eine unsymmetrische Lasteinleitung beispielsweise durch schräg von vorn kommenden Seegang abzubilden. Die Ergebnisse der zugehörigen Berechnungen wurden einzeln für alle Hauptspannungen an den Schalenoberflächen und der Schalenmitte, getrennt für Außenhaut und Innenstruktur, ausgewertet. Die vorgenommenen lokalen Änderungen in der Kappenkonstruktion gemäß Bild 6.1 haben keinen problematischen Einfluss auf die Belastung des übrigen Steifensystems oder auf das globale Biegeverhalten des Bugwulstes. Die Ergebnisdarstellung in Bild 6.6 beschränkt sich daher auf die Außenhaut des Bugwulstes vor #234. Die von-Mises-Vergleichsspannung ist anhand der Ergebnisse der Integrationspunkte dargestellt, die auf die Knoten identisch und ohne weitere Mittelwertbildung übertragen werden.

Zunächst fällt auf, dass die errechneten Spannungen für Slamming deutlich größer sind als unter hydrostatischer Belastung. Der Unterschied entspricht in der Größenordnung etwa den zu Grunde liegenden Lastannahmen. Für Slamming liegen die Spannungen in weiten Bereichen deutlich oberhalb der Streckgrenze. Eine absolute Bewertung des Spannungsniveaus ist mit dem hier gewählten einfachen Ansatz einer linear-elastischen Berechnung nicht möglich, zumal auch keine Berücksichtigung der Belastungsgeschwindigkeit erfolgt. Die Ergebnisbewertung wird daher im Vergleich der beiden Modellvarianten Modell 1 (konventionelle Bauweise) und Modell 2 (unversteifte Kappe) durchgeführt. Dabei werden die Ergebnisse des nach gültigen Klassifikationsvorschriften konstruierten Modells 1 unabhängig von der absoluten Größe grundsätzlich als zulässig betrachtet. Diese Vorgehensweise erscheint mit Blick auf die Unsicherheiten der Lastannahmen sowie der grundsätzlich problematischen Bewertung Slamming induzierter Belastungen als gerechtfertigt.

Unabhängig vom Lastfall lässt sich bei Modell 1 erkennen, dass das Spannungsniveau im Bereich der Kappe vor #236 aufgrund der verbauten Bugbänder deutlich geringer ist als im Bereich hinter #236. In Modell 2 steigt das Spannungsniveau insbesondere im unteren Bereich geringer Außen-

hautkrümmung deutlich gegenüber Modell 1 an. Im Mittel bleiben die Werte aber mit den Ergebnissen hinter #236 vergleichbar, wenngleich lokale Maxima deutliche Unterschiede aufweisen. Im oberen Bereich starker, schalenartiger Außenhautkrümmung sind die Änderungen im Vergleich der beiden Modelle moderat bis vernachlässigbar. Hier prägt sich deutlich erkennbar eine formabhängige Schalenstützwirkung aus.

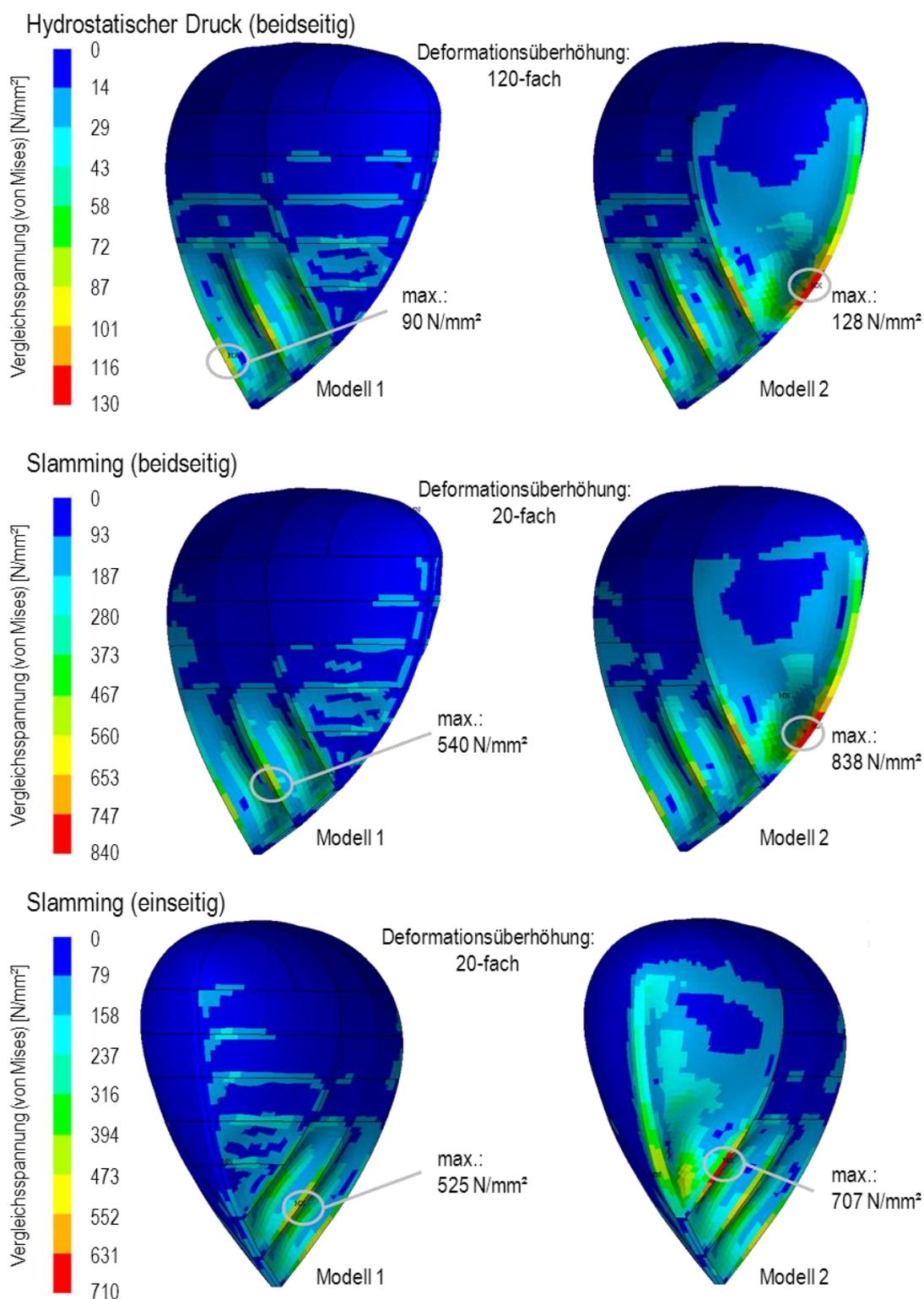


Bild 6.6: Vergleichsspannungen für berechnete Lastfälle und Modelle, Darstellung beschränkt auf Bereich vor #234

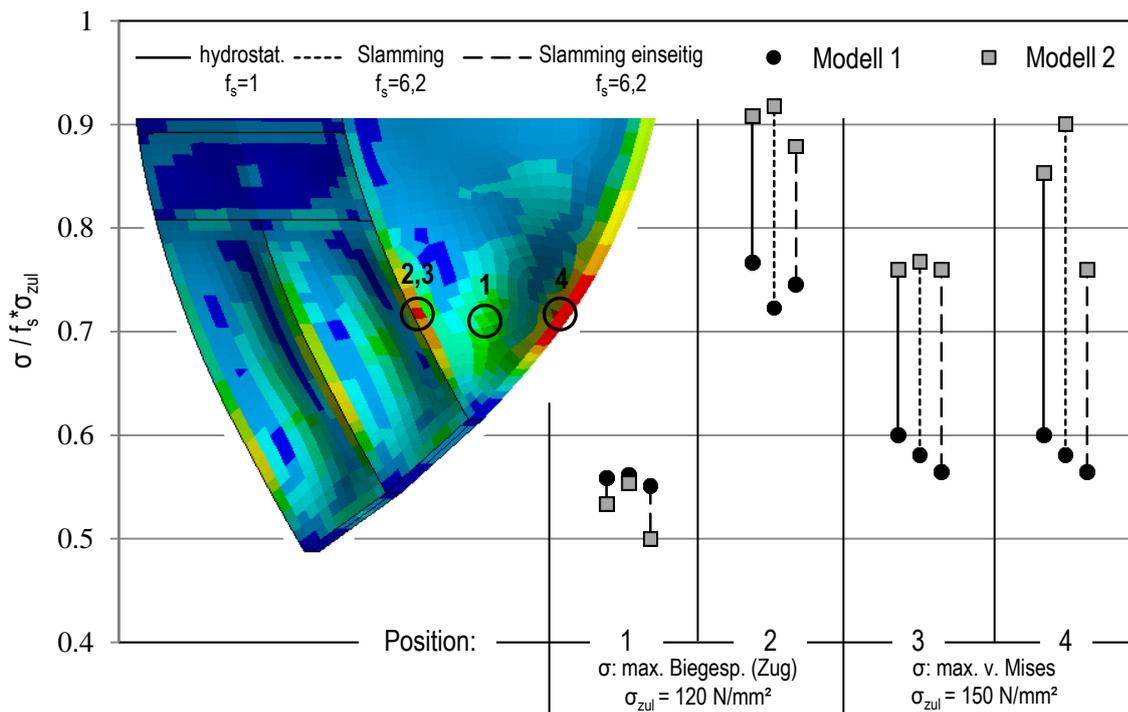


Bild 6.7: Spannungsauswertung an charakteristischen Punkten normiert mit zulässiger Spannung

Eine Aussage über die Zulässigkeit der konstruktiven Variante „Modell 2“ ist für den Fall hydrostatischer Belastung anhand gängiger ingenieurtechnischer Bewertung möglich. Die Bauvorschriften von Lloyd's Register definieren beispielsweise für lokale Spannungen zulässige Werte von $\sigma_{zul}=120 \text{ N/mm}^2$ für Biegespannungen und $\sigma_{zul}=150 \text{ N/mm}^2$ für Vergleichsspannungen. Eine detaillierte Überprüfung der Berechnungen bzgl. dieser zulässigen Werte fand am Modell 2 an den in Bild 6.7 dargestellten charakteristischen Positionen statt. Am Modell 1 wurden entsprechende Positionen an Plattenfeldern hinter #236 als geeignete Referenz ausgewählt. Die errechneten Spannungen wurden auf die zulässigen Werte normiert.

Unter hydrostatischer Belastung werden in keinem der beiden Modelle zulässige Werte überschritten. Die Ergebnisse für Modell 2 liegen an den Positionen 2-4 dennoch deutlich über den Werten von Modell 1. Eine Bewertung unter Slammingbelastung kann nur sinnvoll erfolgen, wenn die zulässigen Spannungen mit einem Skalierfaktor f_s versehen werden. Dieser Faktor wird entsprechend dem Quotienten aus Slamming und hydrostatischer Druckbelastung am Auswerteort gebildet und ergibt sich etwa zu $f_s=6,2$. Diese Vorgehensweise ist natürlich nur zulässig für eine vergleichende Bewertung des Unterschieds zwischen Modell 1 und Modell 2, der sich für Slamming in ähnlicher Größenordnung darstellt wie unter hydrostatischer Belastung. Folgt man dieser Auswertemethodik weiter, kann aus der Zulässigkeit der Ergebnisse unter hydrostatischer Last dann auch auf die Zulässigkeit der Ergebnisse unter Slammingbelastung geschlossen werden.

6.3. Bewertung unter lokalen Einzellasten

Lokale Einzellasten an Bugwülsten werden verursacht durch das Auftreffen von großem Treibgut wie Baumstämmen oder havariierter Containerladung. Auch kann der Bugwulst bei Ankermanövern von Teilen des Ankers und/oder der Kette getroffen werden. Diese Belastungen sind in der Regel lokal

eng begrenzt, können aber signifikante Größenordnungen bis hin zu lokaler Plastizierung erreichen. Dies kann akzeptiert werden, wenn die Traglastreserven der Struktur in angemessener Form Berücksichtigung finden.

Die in Abschnitt 6.2 beschriebenen FE-Modelle wurden daher für nichtlineare Traglastberechnungen mit folgenden Änderungen vorbereitet. Es wurde ein nichtlineares, ideal-elastisch, ideal-plastisches Materialverhalten definiert. Das FE-Modell wurde etwas verkürzt, das hintere Modellende wurde an #234 definiert, dort wurden alle Freiheitsgraden blockiert. Es kommt der ANSYS-Shell-Element Typ 181 zum Einsatz (reduzierte Integrationsordnung, vier Knoten).

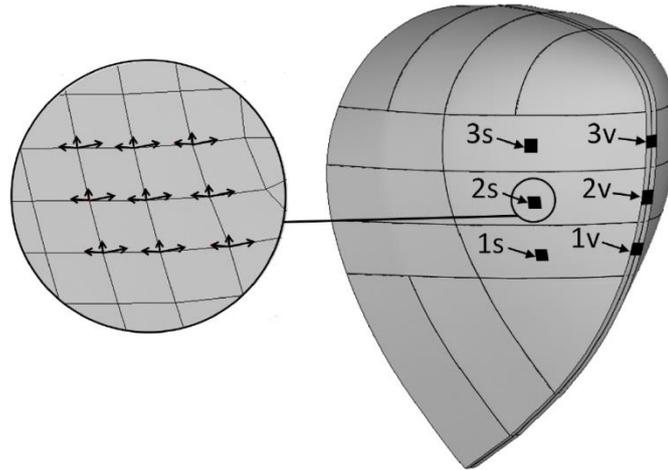


Bild 6.8: Belastungspositionen für Traglastuntersuchung

Die lokalen Einzellasten werden an unterschiedlichen Positionen gemäß Bild 6.8 auf Basis des in Frage kommenden Tiefgangsbereichs aufgeprägt. Für Modell 1 kann jeweils die Mitte des freien Feldes zwischen zwei Bugbändern als besonders gefährdet für seitliche Lasteinwirkung betrachtet werden. Eine vorliche Lasteinwirkung ist für Modell 1 aufgrund des vorhandenen Längsträgers zwar unkritisch, wird aber dennoch gemäß Bild 6.8 untersucht um eine Vergleichsmöglichkeit mit Modell 2 zu erhalten. Die Belastung wird an den beschriebenen Positionen für beide Modelle als Flächenlast auf je vier Schalenelemente aufgeprägt. Die Belastungsfläche entspricht damit etwa 160x160 mm². Die Ergebnisse werden als Traglastkurven dargestellt, die über der Verschiebung in Normalenrichtung der Belastungsfläche aufgetragen werden (Bild 6.9 und Bild 6.10). In der Regel zeigen derartige Kurven nach Erreichen der elastischen Grenzlast eine rasche Abnahme der Steigung um sich dann asymptotisch der Traglast zu nähern. Diesen charakteristischen Verlauf weisen die Ergebnisse hier aufgrund der Stützwirkung der umgebenden Struktur nicht auf. Um dennoch einen Anhaltspunkt über die Größenordnung der ermittelten Traglast zu erhalten, wird in den dargestellten Kurven zunächst das Erreichen der Streckgrenze in der Schalenoberfläche als elastische Grenzlast F_{el} markiert. Die Traglast wird in Anlehnung an die Lösung eines Balkens mit Rechteckquerschnitt dann wie folgt definiert

$$F_{pl} = 1,5 \cdot F_{el} \quad (6.5)$$

Die Ergebnisse werden verglichen mit der Lösung eines ebenen, allseits unterstützten Referenzfeldes der Abmessungen 1600mmx620mmx16,5mm. Diese Abmessungen entsprechen dem im

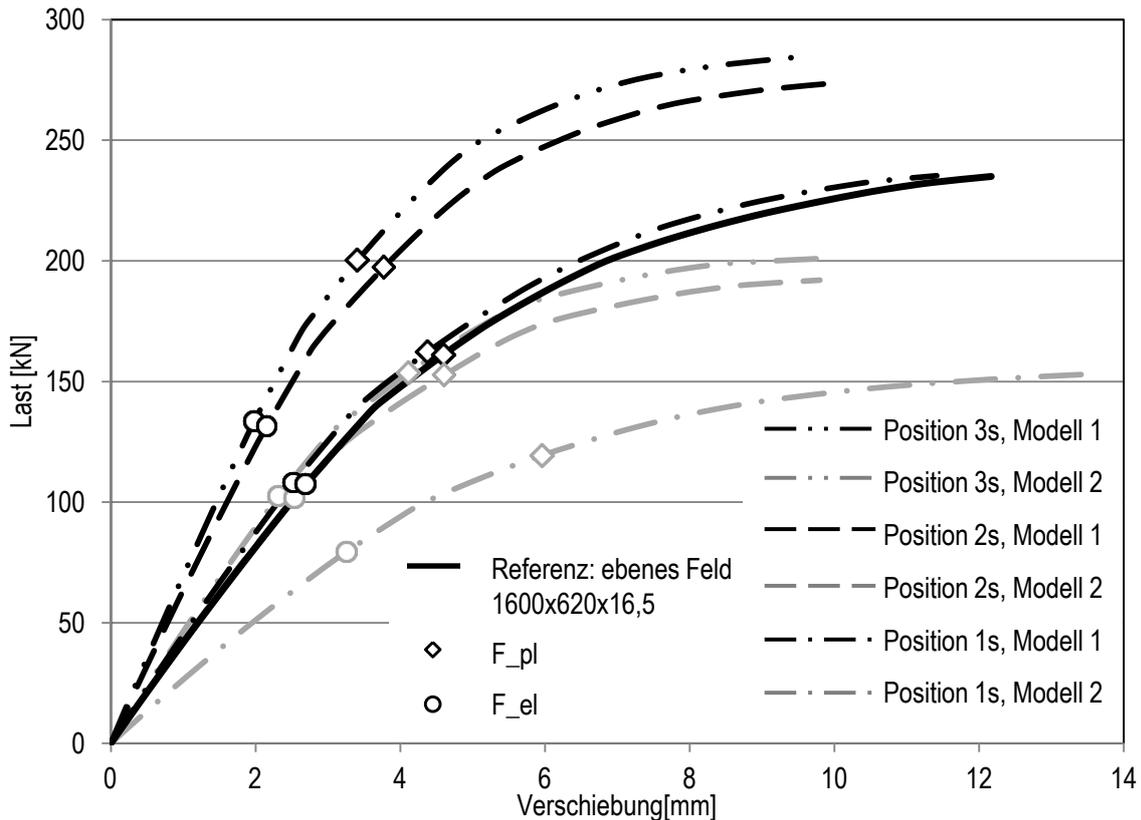


Bild 6.9: Traglastkurven für seitliche Kontaktpositionen

Bugwulst typischen Rahmen- bzw. Spantabstand. Es wird daher angenommen, dass keine größeren Traglastreserven erforderlich sind, als sie von diesem Referenzfeld zur Verfügung gestellt werden.

Die Traglastkurven der seitlichen Kontaktpositionen, dargestellt in Bild 6.9, zeigen für Modell 1 eine größere Traglast als am Referenzfeld. Position 1s ist allerdings nahezu identisch mit der Lösung des Referenzfeldes, da hier verglichen mit den Positionen 2s und 3s eine deutlich geringere Krümmung vorliegt, die Abmessungen ansonsten aber mit denen des Referenzfeldes vergleichbar sind. Wertet man die Krümmung der einzelnen Plattenfelder aus, so lässt sich zeigen, dass die Traglast mit zunehmender Krümmung steigt [21]. Die Traglasten von Modell 2 sind insgesamt deutlich geringer als von Modell 1 und liegen unterhalb der Ergebnisse für das Referenzfeld. Die Unterschiede sind mit etwa 5% gegenüber der Traglast des Referenzfeldes an den Positionen 2s und 3s eher moderat, mit 25,9% an Position 1s jedoch beträchtlich.

Betrachtet man die Traglastkurven für die vorlichen Kontaktpositionen in Bild 6.10 so fällt zunächst auf, dass die Traglastreduktion von Modell 2 gegenüber Modell 1 hier etwas stärker ausfällt als für die seitlichen Kontaktpositionen. Dieser Effekt wird in [21] näher erläutert, ist jedoch von nachrangiger Bedeutung, da die Ergebnisse insgesamt deutlich über den Ergebnissen des Referenzfeldes liegen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die vorlichen Positionen grundsätzlich für beide konstruktiven Varianten eine ausreichende Traglast aufweisen. Die Traglastunterschreitungen bei Modell 2 an den Position 2s und 3s erscheinen akzeptabel. Kritisch müssen allenfalls die Ergebnisse an Position 1s betrachtet werden. Grundsätzlich kann aber geschlussfolgert werden, dass die durch

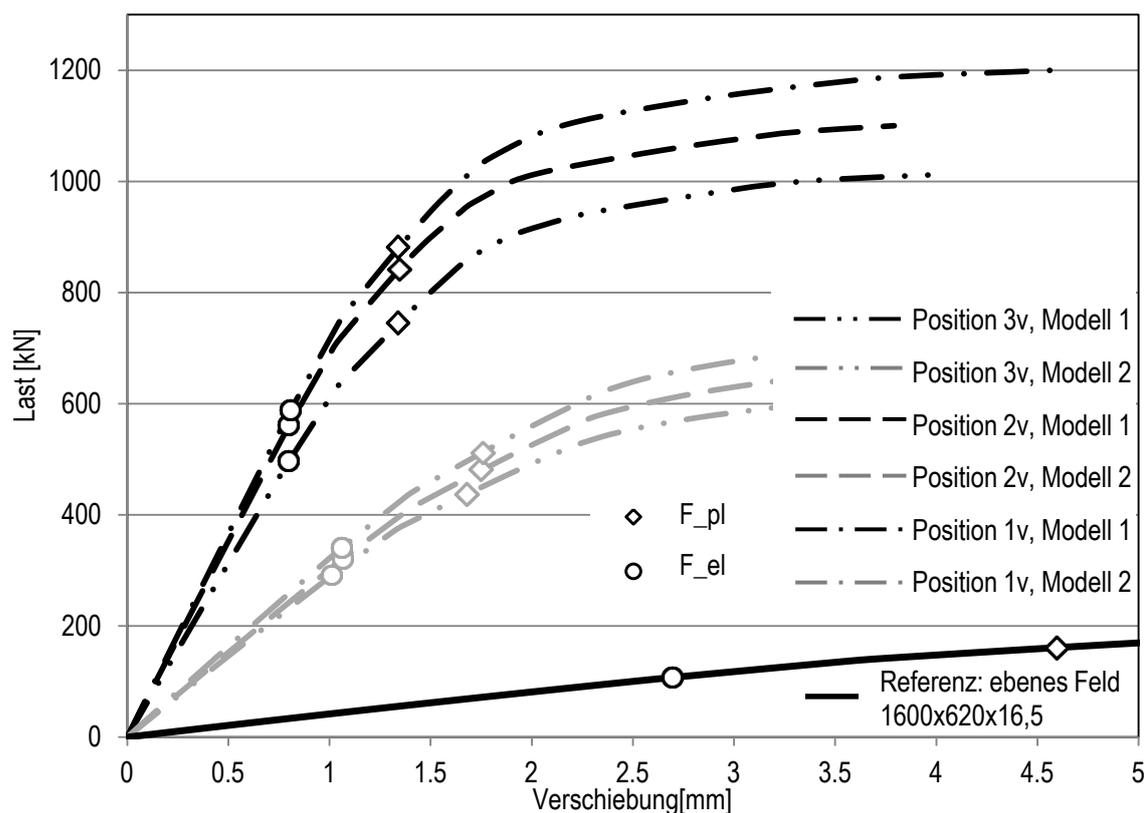


Bild 6.10: Traglastkurven für vorliche Kontaktpositionen

eine kollisionsfreundlich Kappenkonstruktion verursachte Traglastreduzierung im Vergleich zu einem typischen ebenen Plattenfeld im Bugwulstbereich weitestgehend keine kritischen Werte erreicht.

6.4. Schlussfolgerungen

Die in diesem Kapitel vorgestellte Untersuchung am Beispiel eines gebauten Bugwulstes (ConRo 220) soll nachfolgend in allgemein gültige Aussagen überführt werden.

Der hier untersuchte Bugwulst kann als typischer Unterdruckwulst betrachtet werden. Er weist u.a. folgende Geometriemerkmale auf, die bei allen Unterdruckwülsten vorzufinden sind: Eine halbkugelförmige Ausführung im oberen vorderen Bereich um die gewünschte Strömungswirkung zu erzielen sowie eine nach unten scharf zulaufende Kontur um Slammingbelastungen zu reduzieren. Diese Geometriemerkmale stehen in direktem Zusammenhang mit den vorgestellten Ergebnissen. Die halbkugelförmige Ausführung im oberen Bugwulstbereich führt dort zu einer klar erkennbaren Schalenstützwirkung, die durchgängig in allen Lastfällen beobachtet wurde. Diese Stützwirkung nimmt im unteren Bugwulstbereich stetig ab, da die Form dort deutlich weniger Krümmung aufweist.

Dieser Sachverhalt lässt in Zusammenfassung aller übrigen in diesem Kapitel vorgestellten Berechnungsergebnisse folgende allgemeine Schlüsse für Unterdruckwülste zu:

- Die im vorderen Bugwulstbereich vorhandene formbedingte Schalenstützwirkung ist in den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften anscheinend nicht berücksichtigt. Bei entsprechendem Nachweis kann daher lokal auf die Aussteifung der Kappe vollständig verzichtet werden und moderate - ggf. auf den stark gekrümmten Bereich beschränkte - Reduktion der

Außenhautdicke akzeptiert werden. Zur Nachweisführung sind die hier vorgestellten Verfahren geeignet.

- Die konstruktiven Änderungen sollten eine Ausdehnung von zwei Spantabständen nicht überschreiten. Ggf. ist ein Ringspant vorzusehen. Dieser verringert die Plattenbiegespannungen unter Druckbelastung deutlich, ohne dass das Kollisionsverhalten signifikant verschlechtert wird.
- Der Bereich der konstruktiv geänderten Kappe muss durch ein wasserdichtes Endschott vom übrigen Schiffskörper getrennt werden. Die Bugwulstkonstruktion hinter diesem Endschott erfolgt nach gängigen Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften. Die lokal eng begrenzten Änderungen in der Bugwulstspitze haben dann keine nennenswerten Auswirkungen auf das Belastungsniveau der übrigen Bugwulstkonstruktion.

7. Kollisionsberechnung mit vollständigem Vorschiff einer Großausführung

In Abschnitt 4.4.2 wurde bereits versuchstechnisch nachgewiesen, dass durch den Einsatz eines verformbaren Bugwulstes bis zum Versagen der Innenhülle etwa doppelt so viel Energie absorbiert werden kann wie unter Verwendung eines starren Wulstes. Diese Bewertung des Energieabsorptionsverhaltens für eine alternative Bugwulstkonstruktion trifft jedoch nur für die Betrachtung der reinen Bugwulstkollision zu.

In diesem Kapitel soll der gesamte Kollisionsbereich betrachtet werden. Die Bewertung erfolgt durch Finite-Elemente-Simulationen, die sich auf die Validierungsergebnisse des Kapitels 5 stützen. Dabei wird sowohl die Energieabsorption im Kontaktbereich des Bugwulstes, als auch im Kontaktbereich des Vorschiffes oberhalb der Wasserlinie betrachtet.

Die Ergebnisse der Berechnungen sind sehr stark von den Annahmen des zu Grunde liegenden Kollisionsszenarios abhängig. Die Energiedissipation durch Verformung der Kollisionsgegner wird im Wesentlichen durch folgende Einflußgrößen bestimmt:

- Tiefgänge der Kollisionsgegner und Kontaktort zwischen den beiden Gegnern (Mitte Feld, Spant, Rahmen, Stringer, Deck, Schott, ...).
- Form des rammenden Gegners (eher stumpf oder eher scharf)
- Konstruktion der Kollisionsgegner (Eisverstärkung, Doppelhülle, Dünnsblech,...)

Die Höhe des kinetischen Energieeintrages bzw. die Höhe der am Ende des Kollisionsvorganges durch Impulsänderung verbleibenden kinetischen Energie wird hingegen im Wesentlichen durch folgende Einflußgrößen bestimmt:

- Kollisionswinkel
- Massen incl. hydrodynamischer Zusatzmassen der Kollisionsgegner
- Geschwindigkeiten der Kollisionsgegner
- Trägheitseigenschaften der Kollisionsgegner

Je nach betrachtetem Fahrtgebiet ergeben sich aus diesen Einflussgrößen schnell mehrere hundert oder tausend zu betrachtende Kollisionsfälle deren Bewertung nur mit statistischen Verfahren sinnvoll durchführbar ist. Hierfür müsste die Energiedissipation je Szenario mit analytischen oder halbanalytischen Methoden erfolgen. Eine recht aktuelle Zusammenfassung solcher Verfahren und Methoden findet sich beispielsweise in [54], sie sollen hier jedoch ausdrücklich nicht zur Anwendung kommen.

Schwerpunkt dieses Kapitels ist die Herausarbeitung einiger wesentlicher kollisionsmechanischer Aspekte, die nur durch detaillierte FE-Berechnungen erfolgen kann. Auf Basis der so erreichten Ergebnisse werden dann einige verallgemeinerte Aussagen abgeleitet.

In Abschnitt 5.2 wurde das Berechnungsmodell einer realen Kollision vorgestellt, das sich gut dazu eignet, um am konkreten Beispiel den kollisionsmechanischen Effekt von Bugwülsten mit einer verformbaren Kappe auch für das naturgroße Schiff zu erläutern. Während in Abschnitt 5.2 das rammende Schiff (NILS HOLGERSSON) noch als ideal starr betrachtet wurde, soll es im Folgenden mit einem Bugwulst mit verformbarer Kappe versehen werden, wie er in Kapitel 6 beschrieben wurde.

Da vom Vorschiff der NILS HOLGERSSON nur die Schiffslinien, jedoch keine detaillierten Angaben über die Vorschiffskonstruktion vorliegen, kann eine detaillierte Auslegung der Bugwulstkappe nicht in dem im Kapitel 6 beschriebenen Detaillierungsgrad erfolgen. Allerdings sind die Hauptabmessungen des im Kapitel 6 zu Grunde liegenden Schiffstyps ConRo 220 gut mit denen der NILS HOLGERSSON vergleichbar. Betrachtet man die Schiffslinien der beiden Fahrzeuge im Bugwulstbereich im Vergleich (Bild 7.1), so stellt man bereits augenscheinlich große Ähnlichkeiten fest. Die Krümmung im Bereich der verformbaren Kappe vor den jeweiligen Endschotten ist grundsätzlich vergleichbar. Daher werden die Ergebnisse aus Kapitel 6 dem Grundsatz nach auch für die NILS HOLGERSSON übernommen. Der Bugwulst erhält an der in Bild 7.1 dargestellten Position ein zusätzliches wasserdichtes Endschott. Vor dem Endschott wird, auf Basis der Ergebnisse aus Kapitel 6, die Außenhautdicke mit 14 mm definiert.

Für das so modifizierte Berechnungsmodell wurde eine FE-Berechnung durchgeführt, deren Ergebnisse nachfolgend zunächst mit den Ergebnissen aus Abschnitt 5.2 verglichen werden sollen. Für die numerische Simulation wird der hier eingeführten, 14 mm dicken, verformbaren Bugwulstkappe eine wahre Spannungs-Dehnungskurve für normalfesten Schiffbaustahl zugewiesen. Der übrige Vorschiffsbereich der NILS HOLGERSSON, samt ergänztem Endschott im Bugwulst, wird als starr betrachtet. Die Berechnungen werden mit einem Reibbeiwert von 0,23 durchgeführt. Alle übrigen Modelldefinitionen können den Angaben in Abschnitt 5.2 entnommen werden.

Bild 7.2 (oben) stellt anhand der Kollisionskräfte die Einteilung des Kollisionsvorganges in Einzelphasen dar. Für die Berechnungen mit konventionellem Bugwulst wurden die einzelnen Kollisionsphasen bereits in Abschnitt 5.2.1. beschrieben. In Phase I unterscheiden sich die Berechnungsergebnisse für starren Bugwulst (kurz: *starr*) nicht von denen für einen Bugwulst mit verformbarer Kappe (kurz: *soft*).

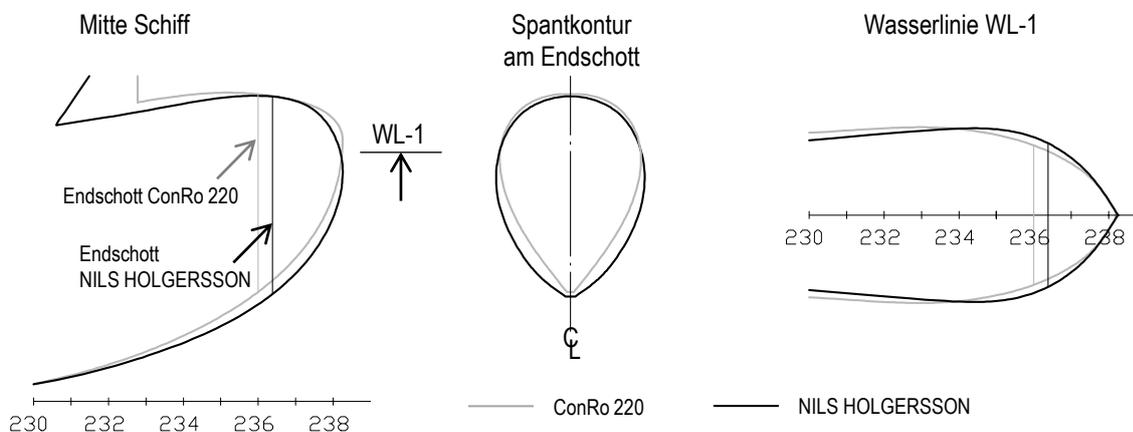


Bild 7.1: Bugwulstlinien des Typs ConRo 220 und der NILS HOLGERSSON im Vergleich

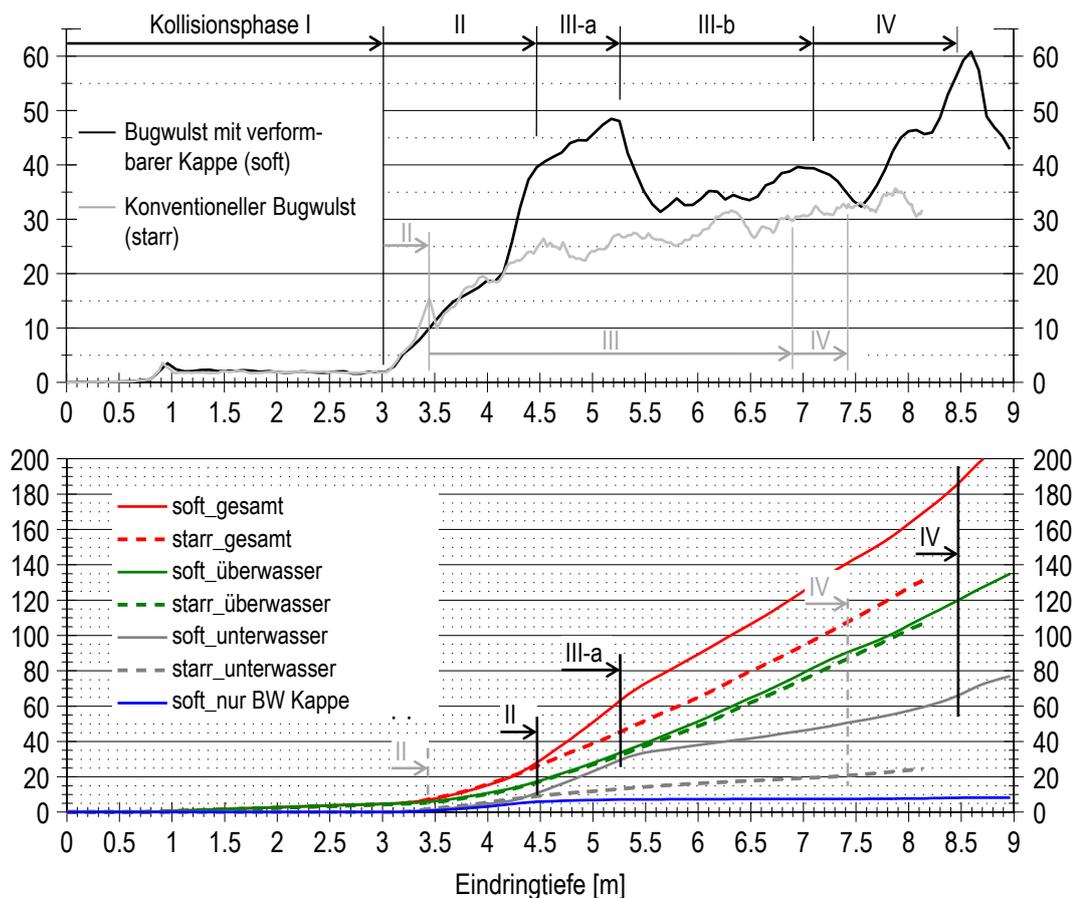


Bild 7.2: Kollisionskraft- und -energie über Eindringtiefe für Kollisionsszenario aus Abschnitt 5.2 für konventionellen Bugwulst (starr) und für einen Bugwulst mit verformbarer Kappe (soft)

Die Bugwulststruktur hat hier noch kein Kontakt zur Außenhaut. Mit Beginn des Kontaktes zwischen Bugwulst und Außenhaut in Phase II sind sehr deutliche Unterschiede in den Reaktionskräften der beiden Berechnungen zu erkennen. Für die Berechnung *soft* sind die einzelnen Phasen gegenüber der Berechnung *starr* hin zu größeren Eindringtiefen verschoben und weisen signifikant größere Kollisionskräfte auf. So findet der erste Anriss im Innenlängsschott des unteren Laderaums (Ende der Phase IV) in der Berechnung *soft* bei einer um etwa einem Meter vergrößerten Eindringtiefe statt als in der Berechnung *starr*. Ähnliches gilt für den ersten Anriss in der Außenhaut (Ende der Phase II). Die Rissausbreitung im weiteren Verlauf des Durchstoßens der Außenhaut in Phase III macht in der Berechnung *soft* eine weitere Unterteilung in die Einzelphasen III-a und III-b sinnvoll. Hierauf soll später im Zuge der Erläuterungen zu Bild 7.3 noch näher eingegangen werden.

Durch getrennte Ermittlung der Kontaktkräfte mit Wirkung auf den Bugwulst einerseits bzw. mit Wirkung auf das übrige Vorschiff der NILS HOLGERSSON andererseits konnte nach Integration über die Eindringtiefe die in Bild 7.2 (unten) dargestellte Energieauswertung erfolgen. Die Energiedissipation im Kontaktbereich zum Bugwulst wird – obwohl dieser im betrachteten Szenario nur teilgetaucht war – der Einfachheit halber mit „unterwasser“ bezeichnet. Die Energiedissipation im Kontaktbereich zum übrigen Vorschiff wird folgerichtig mit „überwasser“ bezeichnet. Ab einer Eindringtiefe von 4,5 m sind die Unterschiede in den Energieverläufen deutlich erkennbar. Die Differenz in den Kurven der Gesamtenergieaufnahme (rot) sind ausschließlich auf die Differenz der Energieaufnahme im Unterwasserschiff zurückzuführen (grau). Die durch plastische Verformung der Bugwulstkappe dissipierte Energie lässt sich separat ausgeben (blau). Gemessen an der insgesamt

im Bereich des Bugwulstes dissipierten Energie ist ihr Anteil mit maximal 9 MJ relativ gering. Der Großteil der bei Verwendung einer verformbaren Bugwulstkappe zusätzlich dissipierten Energie ist also eindeutig auf die erhöhte Energiedissipation im Bereich des gerammten Gegners zurück zu führen, also durch den insgesamt deutlich stumpferen Eindringvorgang mit abgeflachter Bugwulstkappe.

Bild 7.3 macht für ausgewählte Kollisionszeitpunkte die Auswirkungen eines derart abgeflachten Bugwulstes (linke Spalte in der Abbildung) im Vergleich zum starren Bugwulst (rechte Spalte) deutlich. Am Ende von Phase II entsteht der in Bild 7.3 a) bzw. b) dargestellte Anriss in der Außenhaut (rote Linien). Zu diesem Zeitpunkt wurde in der Berechnung *soft* bereits 3,8-mal mehr Energie dissipiert als in der Berechnung *starr*. Der Anriss in der Außenhaut befindet sich in der Berechnung *soft* hier noch deutlich oberhalb der Schwimmwasserlinie (Bild 7.3 a)). Die Rissausbreitung unter die Wasserlinie erfolgt erst am Ende von Phase III-a, bei deutlich größerer Eindringtiefe und dissipierter Energie (Bild 7.3 c)).

In Tabelle 7.1 sind ausgewählte Ergebniswerte der hier diskutierten Berechnungen zusammengefasst. Es ist erkennbar, dass sich die prozentual größte Energiedifferenz immer im Unterwasserbereich darstellt. Aufgrund der größeren Eindringtiefe in der Berechnung *soft* gegenüber der Berechnung *starr*, bei vergleichbaren Kollisionszeitpunkten, wird auch mehr Energie im Überwasserbereich dissipiert. Für das Versagen der Außenhaut ergeben sich die größten qualitativen Unterschiede. Besonders deutlich wird dies, wenn man den Vergleich zwischen den in Bild 7.3 b) und c) dargestellten Situationen zieht, also der beginnenden Rissausbreitung unterhalb der Wasserlinie. Dies erscheint trotz bestehender Unsicherheiten bzgl. der korrekten Simulation des Anrisses

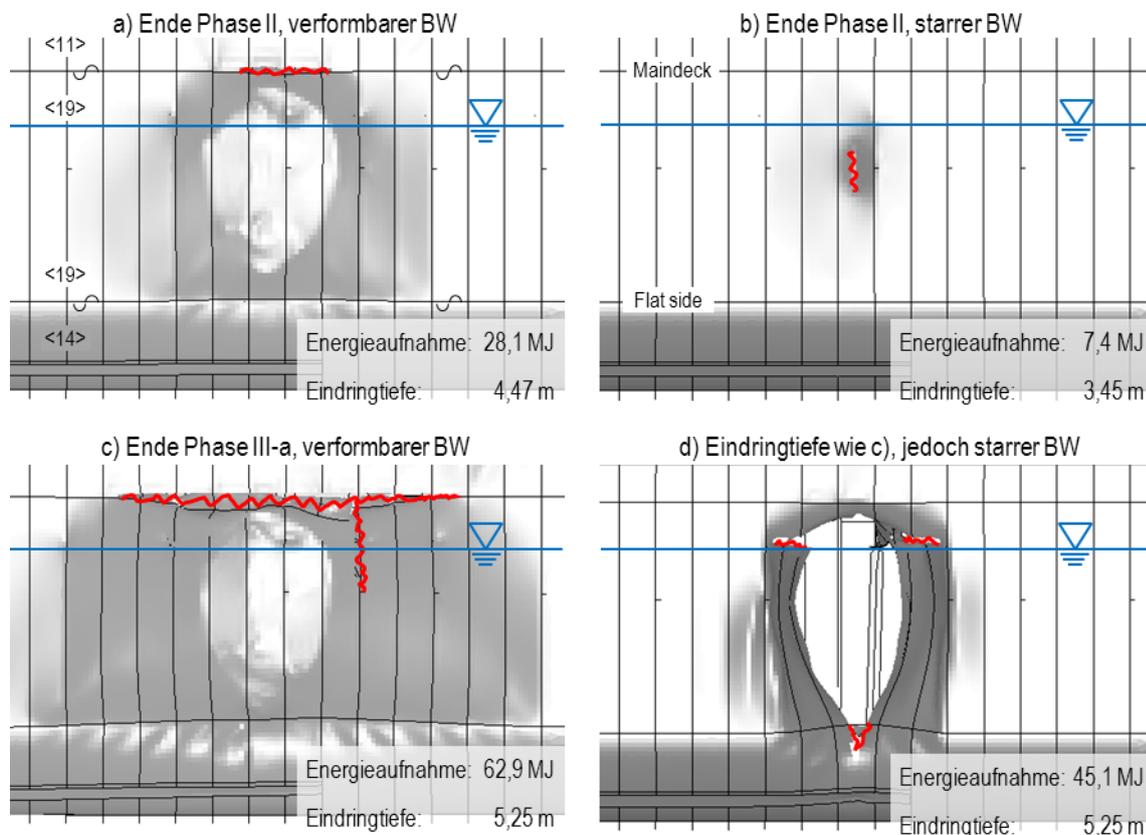


Bild 7.3: Rissbilder (rot) und Verformung der Außenhaut für ausgewählte Kollisionszeitpunkte

Tabelle 7.1: Ausgewählte Ergebniswerte aus Bild 7.2 (unten)

a) Anriss in Außenhaut

b) Anriss in Innenhülle

	starr	soft	soft	soft / starr			starr	soft	soft / starr
	Ende	Ende	Ende				Ende	Ende	
	Phase II	Phase II	Phase IIIa	PII / PII	PIIIa / PII		Phase IV	Phase IV	PIV / PIV
Energie [MJ]						Energie [MJ]			
gesamt	7,4	28,1	62,9	3,80	8,50	gesamt	106,4	184,9	1,74
überwasser	5,5	17,3	33,5	3,15	6,09	überwasser	85,9	119,4	1,39
unterwasser	1,9	10,8	29,4	5,68	15,47	unterwasser	20,5	65,5	3,20
nur BW	0	5,9	7,1			nur BW	0	8,1	
Eindringtiefe [m]						Eindringtiefe [m]			
gesamt	3,45	4,47	5,26	1,30	1,52	gesamt	7,39	8,45	1,14
ohne Phase I	0,45	1,47	2,26	3,27	5,02	nur Phase IV	0,49	1,35	2,76

bzw. Rissverlaufs als beachtenswert. Der Anrissort für die Berechnung *soft* liegt im Bereich eines Plattenstoßes mit einer deutlichen Verringerung der Plattendicke (Bild 7.3 a)) und ist damit plausibel erklärbar.

Für das hier betrachtete Kollisionsbeispiel mit einem kinetischen Energieeintrag von 115 MJ (vergleiche Beziehung (5.4)) kam es mit starrem Bugwulst zu einer Eindringtiefe von etwa 7,6 m. Das Versagen des Innenlängsschotts unterhalb des Hauptdecks mit anschließender Flutung des unteren Laderaums war die Folge. Bei der Berechnung mit verformbarer Bugwulstkappe ist die Energiedissipation von 115 MJ bereits bei einer Eindringtiefe von 6,7 m erreicht. Der Kontaktbeginn zur Innenhülle erfolgt erst bei einer Eindringtiefe von 7,1 m zum Ende der Phase III-b (Bild 7.2 oben). Bei Verwendung eines Bugwulstes mit verformbarer Kappe wäre es demnach im hier vorliegenden Beispiel nicht zur Beschädigung des Innenlängsschottes am gerammten Gegner, und damit zu keiner Flutung des unteren Laderaumes der URD gekommen.

Auf Basis der hier am konkreten Beispiel gewonnenen Erkenntnisse sollen abschließend die auf die Allgemeinheit übertragbaren kollisionsmechanischen Aspekte zusammengefasst werden:

- Eine verformbare Bugwulstkappe nimmt durch ihre plastische Verformung im Kollisionsfall nur einen relativ geringen Anteil der Kollisionsenergie auf.
- Durch die plastische Verformung der Bugwulstkappe wird der Kollisionsvorgang im Unterwasserbereich deutlich abgestumpft. Dies führt im Unterwasserbereich des gerammten Gegners zu einer deutlichen Erhöhung des Energieaufnahmevermögens.
- Das Energieaufnahmevermögen im Überwasserbereich verändert sich relativ zur Eindringtiefe durch die Änderung im Unterwasserschiffsbereich nicht. Allerdings ergeben sich durch die Abflachung der verformbaren Bugwulstkappe stets größere Eindringtiefen, was dementsprechend auch im Überwasserschiffsbereich zu einer erhöhten Energiedissipation führt.

8. Zusammenfassung

Diese Arbeit untersucht die Konstruktion von Bugwülsten, die im Kollisionsfall ein besonders günstiges Verformungsverhalten aufweisen sollen. Damit soll das Energieabsorptionsvermögen der Stahlkonstruktionen von rammendem und gerammtem Kollisionspartner insgesamt signifikant verbessert werden.

Die vorgeschlagenen kollisionsfreundlichen Bugwulstkonstruktionen verändern das Kollisionsverhalten in zwei wesentlichen Punkten. Lokal betrachtet kommt es durch den stumpferen Eindringvorgang im Bugwulstbereich zu einer deutlichen Erhöhung der plastischen Verformungen und damit zu einer Erhöhung der dissipierten Energie. Die Änderung der Kollisionsmechanik führt im Bereich des Bugwulste zu einer Erhöhung der Eindringtiefe insgesamt, so dass auch die ausfallende Kontur des Überwasserschiffes erheblich größere Verformungen verursacht. Im günstigsten Fall ist der gesamte kinetische Energieeintrag dissipiert, bevor es zum Versagen von unter Wasser liegenden Strukturen des gerammten Gegners kommt. Größere Beschädigungen im Überwasserbereich können dabei bewusst in Kauf genommen werden, da durch derartige Öffnungen die Sicherheit von Schiff und Besatzung insgesamt weniger schnell gefährdet wird. Die Bewertung sowohl der lokalen Folgen als auch der Folgen für die betroffenen Strukturen im gesamten Kollisionsbereich, erfolgte anhand von Simulationen der Großausführung, die durch ein aufwendiges Versuchsprogramm intensiv validiert wurden.

Mit Blick auf die im Kapitel 3 beschriebene Zielstellung wurde ein Versuchsprogramm ausgearbeitet und umgesetzt, das systematisch die Steifigkeitsverhältnisse zwischen gerammtem und rammendem Gegner variiert. Ein wesentliches Ergebnis dieser Arbeit ist, dass die vielfach diskutierte Abhängigkeit des Bruchkriteriums von der Mehrachsigkeit des Spannungs- bzw. Dehnungszustands für die bis dato übliche Netzdiskretisierung schiffbaulicher Strukturen für Kollisionsanalysen vernachlässigt werden kann. Diese Erkenntnis ist mit der vorliegenden Arbeit erstmalig durch direkte Messungen an Versuchskörpern gestützt (Bild 4.18). Sie wird zusätzlich durch vergleichende Berechnungen unter Verwendung unterschiedlicher Bruchkriterien bestätigt. Im Kern konnte damit die Eignung bisher nur für Kollisionen mit starrem Eindringkörper validierter Bruchkriterien auch für solche Kollisionen nachgewiesen werden, bei denen durch Verformung des rammenden Körpers der Versagensmechanismus auch beim gerammten Gegner signifikant verändert wird.

Die Versuchsergebnisse zeigen bereits bei einer Reduzierung der Bugwulststeifigkeit in einem sehr begrenzten Bereich der Bugwulstspitze nahezu eine Verdopplung der insgesamt absorbierten Energie. In einem weiteren Schritt der Arbeit wurde daher am Beispiel einer gebauten Bugwulstkonstruktion untersucht, welche konstruktiven Maßnahmen umgesetzt werden können um eine effektive Steifigkeitsreduzierung in der Bugwulstspitze zu erreichen. Einerseits sollte dadurch das angestrebte Verformungsverhalten im Kollisionsfall erreicht werden, andererseits sollte die Konstruktion für übliche Betriebslasten weiterhin ausreichende Tragreserven aufweisen. Im Ergebnis entstand

zunächst erstmalig eine mit einer Klassifikationsgesellschaft abgestimmte Dimensionierungsmethodik zur direkten Bemessung von Bugwulststrukturen mit reduzierter Steifigkeit. Nach Anwendung dieser Methodik auf den ausgewählten Beispielwulst konnte nachgewiesen werden, dass im Bereich der Bugwulstspitze sogar ganz auf eine Versteifung verzichtet werden kann. Die dort stark dreidimensional gekrümmten Außenhautplatten weisen auch ohne Versteifung eine ausreichende Schalenstützwirkung auf. Nach konstruktiver Trennung dieses Bereichs durch ein wasserdichtes Endschott stellt die Entfernung der Steifen im abgetrennten Bereich letztlich auch aus klassifikatorischer Hinsicht kein Hindernis mehr dar. Diese klare Trennung in einen Festigkeitsbugwulst und eine angehängte Strömungskappe, die weitestgehend in Ihrer Festigkeit auf die Belange der Kollisionssicherheit dimensioniert werden kann, ist das wesentliche Ergebnis der vorliegenden Arbeit und unterscheidet die gefundene konstruktive Lösung fundamental von allen anderen Vorschlägen aus der Literatur.

In einem letzten Schritt wurde die entwickelte Bugwulstkonstruktion in einer Kollisionssimulation bewertet, die neben dem unmittelbaren Bugwulstbereich die gesamte Vorschiffsgeometrie mit berücksichtigte. Als Kollisionsszenario diente eine reale Schiffskollision, für die detailliertes Datenmaterial beschafft und ausgewertet werden konnte. Dieses Kollisionsszenario wurde zunächst mit konventionellem Bugwulst nachgerechnet. Später wurde der Bugwulst in der Simulation zum Vergleich mit einer verformbaren Kappe wie oben beschrieben versehen. Beim Einsatz eines Bugwulstes mit verformbarer Kappe im Vergleich zu einem konventionellen Bugwulst konnte mit den vorliegenden Berechnungen eine signifikante Erhöhung der Energiedissipation auch im Überwasserschiffsbereich nachgewiesen werden. Sie steht in unmittelbarem Zusammenhang zu der bereits in den Versuchen quantifizierten, erhöhten Energieaufnahme im unmittelbaren Bugwulstbereich und der damit verbundenen Erhöhung der Eindringtiefe.

Die Validierung der Berechnungen mit konventionellem Wulst erfolgte einerseits über die Versuchsergebnisse und andererseits durch einen Vergleich des errechneten mit dem tatsächlichen Schadensbild und Energieeintrag. Dabei konnte erstmals auch die bisher schlecht begründeten Annahmen zur Wahl eines globalen Reibbeiwertes mit einer nachvollziehbaren Validierung gestützt und quantifiziert werden.

Veröffentlichungen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sind vom Verfasser (unter dessen Geburtsnamen *Tautz*) bzw. unter dessen Beteiligung die folgenden Veröffentlichungen entstanden

Als Hauptautor:

Fricke W., Lehmann E., Tautz I. 2009. *Sollbruchstellen in der Doppelhülle von Seeschiffen, Teilprojekt: Durchführung von Kollisionsuntersuchungen zur Validierung von FEM-Berechnungen*. Abschlussbericht zum BMWi Vorhaben FKz 03SX249A. Technische Universität Hamburg-Harburg.

Tautz I., Schöttelndreyer M., Fricke W., Lehmann E. 2010. Experimental Investigations on Collision Behaviour of Bow Structures. *Proc. of 5th International Conference on Collision and Grounding of Ships* (Ed.: Ehlers S, Romanoff J); Espoo, Finnland. 179-183

Tautz I., Schöttelndreyer M., Lehmann E., Fricke W. 2011. *Schiffskollisionen im quasi statischen Versuch*. Proc. ANSYS Conference & 29th CADFEM User's Meeting, Stuttgart.

Tautz I. 2012. Kollisionsversuche im Schiffbau. *Ingenieurspiegel 2/2012*, Public Verlagsgesellschaft und Anzeigenagentur mbH, Bingen, Germany

Tautz I., Schöttelndreyer M., Gauerke J., Fricke W., Lehmann E. 2013. Structural Design of a bulbous bow with regard to collision safety. *Proc. of 5th International Conference on Computational Methods in Marine Engineering MARINE 2013* (Ed.: Brinkmann B. and Wriggers P). Hamburg.

Tautz I., Schöttelndreyer M., Lehmann E., Fricke W. 2013. Collision tests with rigid and deformable bulbous bows driven against double hull side structures. *Collision and grounding of ships and offshore structures* (Ed.: Amdahl J., Ehlers S., Leira B.). Taylor & Francis Group, London, 93-100.

Als Co-autor:

Schöttelndreyer M., Tautz I., Kubiczek J.M., Fricke W., Lehmann E. 2011. Influence of bulbous bow structures on their collision behaviour. *Advances in Marine Structures* (Ed.: Guedes Soares, Fricke), Taylor & Francis Group, London, 381-390.

Schöttelndreyer M., Tautz I., Fricke W., Werner B., Daske C., Heyer H., Sander M. 2013. Experimental and numerical investigations of an alternative stiffening system for ship side structures to increase collision safety. *Analysis and Design of Marine Structures* (Ed.: Soares G., Romanoff). Taylor & Francis Group, London, 199-207.

Schöttelndreyer M., Tautz I., Fricke W., Lehmann E. 2013. Side Structure filled with multicellular glass hollow spheres in a quasi static collision test. *Collision and grounding of ships and offshore structures* (Ed.: Amdahl J., Ehlers S., Leira B.). Taylor & Francis Group, London, 101-108.

Literaturverzeichnis

- [1] Abramowicz W., Jones N., 1984. Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes. *Int. J. Impact Engn.* Vol. 2, No.3.
- [2] Alsos HS, Hopperstad OS, Törnqvist R, Amdahl J. 2008. Analytical and numerical analysis of sheet metal instability using a stress based criterion. *International Journal of Solids and Structures* 45: 2042-55.
- [3] Alsos HS. 2008. *Ship Grounding*. Dissertation, Norwegian University of Science and Technology.
- [4] Alsos HS, Amdahl J, Hopperstad OS. 2009. On the resistance to penetration of stiffened plates. Part II: Numerical analysis. *International Journal of Impact Engineering* 36: 875-887.
- [5] Amdahl J. 1983. *Energy Absorption in Ship-platform Impacts*. Department of Marine Technology, The University of Trondheim. Report No. UR-83-34.
- [6] Amdahl J., Ehlers S., Leira B.J. 2013. *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures*.
- [7] Atkins A.G., Zhu L. 1998. Failure Criteria for Ship Collision and Grounding. *Proceedings of Practical Design of Ships and Mobile Units*. Elsevier Science B.V.
- [8] Biehl F. 2009. *Kollisionssicherheit von Offshore-Windenergieanlagen*. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [9] Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung. 2013. *Kollision der Ro/Pax-Fähre NILS HOLGERSSON mit der Ro/Pax-Fähre URD im Hafen von Lübeck-Travemünde am 3. Mai 2012*. Bericht 154/12.
- [10] Cheung L., 1969. A soft bow for ships. *European Shipbuilding*, 3, 52-53.
- [11] Cowper G.R., Symonds P.S. 1957. *Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Centilever beams*. Techn. Report no28, Contract No 532(10), Brown University.
- [12] Ehlers S, Varsta P. 2009. Strain and stress relation for nonlinear finite element simulations. *Thin-Walled Structures* 47: 1203-1217.
- [13] Ehlers S, Romanoff J. 2010. *5th International Conference on Collision and Grounding of Ships*. Conference Proceedings. Aalto University, Espoo, Finland.
- [14] Ehlers S, Tabri K., Romanoff J., Varsta P. 2012. Numerical and experimental investigation on the collision resistance of the X-core structure. *Ships and Offshore Structures*, Volume 7, Issue 1, 21-29.
- [15] Endo H., Yamada Y., Kitamura O., Suzuki K., 2002. Model test on the collapse strength of the buffer bow structures. *Marine Structures* 15, 365-381.
- [16] Endo H., Yamada Y., Kawano H., 2004. Verification on the Effectiveness of Buffer Bow Structure through FEM Simulation. *Proceedings of the 3rd International Conference on Collision and Grounding of Ships*.
- [17] Endo H., Yamada Y., 2008. Performance of Buffer Bow Structure against Collision – On the Effect in Preventing Oil Outflow. *Marine Technology*, Vol. 45, No. 1, 54-62.
- [18] Frenz H., Wehrstedt A. 2002. *Kennwertermittlung für die Praxis*. Wiley-VCH, Weinheim.

- [19] Fricke W., Lehmann E., Tautz I. 2009. Abschlussbericht *Sollbruchstellen in der Doppelhülle von Seeschiffen, Teilprojekt: Durchführung von Kollisionsuntersuchungen zur Validierung von FEM-Berechnungen*. Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [20] Fricke W., Schöttelndreyer M., Tautz I. 2014. Abschlussbericht BMWi-Vorhaben ELKOS 03SX284B *Validierung von Kollisionsberechnungen durch Großversuche an Konstruktionsvarianten von Seitenhüllen*. Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [21] Gauerke J. 2013. *Schiffskollisionen mit Bugwülsten unterschiedlicher Steifigkeit in der numerischen Simulation*. Diplomarbeit am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen, betreut durch I. Tautz. Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [22] Germanischer Lloyd SE. 2013. *Rules for Classification and Construction, I Ship Technology, 1 Seagoing Ships, 1 Hull Structure*. Section 33 Strengthening against collision.
- [23] Hagbart S., Amdahl, J. 2009. On the penetration of stiffened plates, Part I – Experiments, *International Journal of Impact Engineering*, 1-9.
- [24] Hasek, V. 1973: *Über den Formänderungs- und Spannungszustand beim Ziehen von großen unregelmäßigen Blechteilen*. Bericht Nr. 25. Institut für Umformtechnik Universität Stuttgart.
- [25] Herrnring H. 2012. *Ermittlung wahrer Fließkurven über verschiedene Optimierungsansätze*. Bachelorarbeit am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen, betreut durch I. Tautz. Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [26] Hogström P., Ringsberg J.W., Johnson E., 2009. An experimental study of the effects of length scale and strain state on the necking and fracture behaviours in sheet metals. *International Journal of Impact Engineering*. 36(10-11): 1194-1203.
- [27] Hogström P. 2012. *RoPax Ship Collision – a Methodology for Survivability Analysis*. Dissertation, Chalmers University of Technology.
- [28] Hollomon, J.H. 1949. Tensile Deformation. *Trans. Metallurg. Soc. AIME*. 16(2):268-290.
- [29] Hong L., Amdahl J. 2008. Crushing resistance of web girders in ship collision and grounding. *Marine Structures*. Vol. 21, 374-401.
- [30] IMO. 2003. *Development of explanatory notes for harmonized SOLAS Chapter II-1, Approval procedure concept for alternative arrangements*. SLF 46/INF.10.
- [31] Jones N. 1989. *Structural Impact*. Cambridge University Press.
- [32] Karlsson UB, Ringsberg JW, Johnson E, Hoseini M, Ulfvarson A. 2009. Experimental and numerical investigation of bulb impact with a ship side-shell structure. *Marine Technology* 46 (1): 16-26.
- [33] Kierkegaard H., 1993. Ship Bow Response in High Energy Collisions. In: *Marine Structures*. Vol 6, 359-379.
- [34] Kitamura O., Kuroiwa T., Kawamoto Y., Kaneko E., 1998. A study on the improved tanker structure against collision and grounding damage. *Proceedings of Practical Design of Ships and Mobile Units*. Elsevier Science B.V.
- [35] Kitamura O., 2000. *Buffer Bow Design for the Improved Safety of Ships*. IMO, MEPC45/INF.5, Annex.

- [36] Kulzep A., Peschmann J. 1999. Abschlussbericht *Life-Cycle Design, Teilvorhaben D2A: Seitenkollision von Doppelhüllenschiffen*. Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [37] Langseth M., Lindholm U.S., Larsen P.K., Lian B. 1991. Strain-rate sensitivity of mild steel grade ST52-3N. *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 117, Issue 4, American Society of Civil Engineers. 719-732.
- [38] Lee J.W., 1983. On the optimization design of soft bow structure. *PRADS 83 – the 2nd Internl. Sympo. On Practical Design in Shipbuilding*. Proceedings.
- [39] Lehmann, E. 1987. Deckscontainer und Schiffsverformungen. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 81. 91-101.
- [40] Lehmann, E., Zhang, L. 1993. Grenztragfähigkeit von Behältern zum Transport von gefährlichen Gütern. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 87. 187-193.
- [41] Lehmann, E., Yu, X., 1995. Progressives Zusammenfallen von Bugwülsten. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 89. 88-97.
- [42] Lehmann E., Yu X. 1998. Inner Dynamics of bow collision to bridge piers, In: Gluver & Ohlsen (eds), *Ship Collision Analysis*, Balkema, The Netherlands.
- [43] Lehmann E., Biehl F. 2007. 4th *International Conference on Collision and Grounding of Ships*. Conference Proceedings. Schiffbautechnische Gesellschaft e.V., Hamburg.
- [44] Le Sourne H., Besnard N., Cheylan C., Buannic N. 2012. A Ship Collision Analysis Program Based on Upper Bound Solution and Coupled with a Large Rotational Ship Movement Analysis Tool. *Journal of Applied Mathematics*. Volume 2012, Article ID 375686, 27 Seiten.
- [45] Ludwik, P. 1909. *Elemente der Technologischen Mechanik*. Springer, Berlin.
- [46] Lützen M., Simonsen B.C., Pedersen P.T., Jessen V. 2001. *2nd International Conference on Collision and Grounding of Ships*. Conference Proceedings. Technical University of Denmark.
- [47] Minorsky, V.U. 1960. Eine Studie über Schiffskollisionen mit Bezug auf schiffbauliche Schutzmaßnahmen für Kernenergie-Antriebsanlagen. *Schiff und Hafen*. H. 2.
- [48] Otelea C. 2009. *On the collapse behavior of ship structures*. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [49] Paik J.K., Pedersen P.T. 1996. Modelling of the internal mechanics in ship collisions. *Ocean Engn*, Vol. 23, No. 2, 107-142.
- [50] Paik J.K., Wierzbicki T. 1997. A Benchmark Study on Crushing and Cutting of Plated Structures. *Journal of Ship Research*, 41: 2: 147-160.
- [51] Paik J.K., Chung J.Y., Choe I.H., Thayamballi A.K., Pedersen P.T., Wang G. 1999. On Rational Design of Double Hull Tanker Structures Against Collision. *SNAME Transactions*, Vol. 107, 323-363.
- [52] Pedersen P.T., Jensen J.J. 1991. Ship Impact Analysis of Bottom Supported Offshore Structures. In: Smith, Dow: *Advances in Marine Structures -2*. Conference Proceedings. Elsevier Applied Science London and New York.
- [53] Pedersen P.T., Valsgård S., Olsen O., Spangenberg S., 1993. Ship Impacts: Bow collisions. *Int. J. Impact Engng.*, Vol. 13, No. 2, 163-187.

- [54] Pedersen P.T. 2010. Review and application of ship collision and grounding analysis procedures. *Marine Structures* 23, 241-262.
- [55] Peschmann J. 2001. *Berechnung der Energieabsorption der Stahlstruktur von Schiffen bei Kollision und Grundberührung*. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [56] Ramberg, W.; Osgood, W.R. 1943. *Tech. Note*. No. 902:1-13.
- [57] Reckling, K.A. 1976. Beitrag der Elasto- und Plastomechanik zur Untersuchung von Schiffskollisionen. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 70. 443-464.
- [58] Röhr U., Heyer H. 2008. *Fertigungs- und sicherheitstechnisch alternative Doppelhüllen-Konstruktionen im Tankschiffbau*. Universität Rostock. CMT Bericht 13/2008.
- [59] Scharrer M., Zhang L., Egge E.D. 2000. *Verbundvorhaben Life Cycle Design, Abschlußbericht zum Vorhaben MTK 0588 4, Versagensverhalten von Schiffen bei Kollision*. Bericht Nr. FF 2000.017. Germanischer Lloyd (Hrsg.)
- [60] Schöttelndreyer M., Tautz I., Kubiczek J.M., Fricke W., Lehmann E. 2011. Influence of bulbous bow structures on their collision behaviour. In: Guedes Soares, Fricke: *Advances in Marine Structures*, Taylor & Francis Group, London, 381-390.
- [61] Schöttelndreyer M., Tautz I., Fricke W., Werner B., Daske C., Heyer H., Sander M. 2013. Experimental and numerical investigations of an alternative stiffening system for ship side structures to increase collision safety. In: Soares G., Romanoff: *Analysis and Design of Marine Structures*. Taylor & Francis Group, London, 199-207.
- [62] Schöttelndreyer M., Tautz I., Fricke W., Lehmann E. 2013. Side Structure filled with multicellular glass hollow spheres in a quasi static collision test. In: Amdahl J., Ehlers S., Leira B.: *COLLISION AND GROUNDING OF SHIPS AND OFFSHORE STRUCTURES*. Taylor & Francis Group, London, 101-108.
- [63] Schultz H.-G., Hausen J., Lee J.W., Langer M. Bayer C. 1982. *Optimierung der Vorschiffskonstruktion mit Wulstbug im Hinblick auf Kollisionssicherheit*. DFG-Forschungsvorhaben Schu 173/11, TH Aachen.
- [64] SNAJ. 2004. *Proceedings of the 3rd International Conference on Collision and Grounding of Ships*.
- [65] SNAME/SNAJ. 1996. *International Conference on Designs and Methodologies for Collision and Grounding Protection of Ships*. Conference Proceedings.
- [66] Stribeck R. 1902. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. *VDI-Zeitschrift*, 46(36-38):1341-1348,1432-1438,1463-1470.
- [67] Tautz I. 2007. Predetermined Breaking Points in a Ship's Double Hull. In: Lehmann E., Biehl F. *4th International Conference on Collision and Grounding of Ships*; Proceedings. Schiffbautechnische Gesellschaft e.V., Hamburg.
- [68] Tautz I., Schöttelndreyer M., Fricke W., Lehmann E. 2010. Experimental Investigations on Collision Behaviour of Bow Structures. In: Ehlers S, Romanoff J. *Proc. of 5th International Conference on Collision and Grounding of Ships*; Espoo, Finnland. 179-183
- [69] Tautz I., Schöttelndreyer M., Lehmann E., Fricke W. 2011. *Schiffskollisionen im quasi statischen Versuch*. Proc. ANSYS Conference & 29th CADFEM User's Meeting, Stuttgart.

- [70] Tautz I., Schöttelndreyer M., Gauerke J., Fricke W., Lehmann E. 2013. Structural Design of a bulbous bow with regard to collision safety. In: Brinkmann B. and Wriggers P.: *Proc. of 5th International Conference on Computational Methods in Marine Engineering MARINE 2013*; Hamburg.
- [71] Törnqvist R. 2003. *Design of Crashworthy Ship Structures*. Dissertation, Technical University of Denmark.
- [72] Voce, E. 1948. *J. Inst. Metals*. 537
- [73] Wallin B. 2013. *Auswertung einer realen Schiffskollision zur Validierung numerischer Simulationen*. Bachelorarbeit am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen, betreut durch I. Tautz. Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [74] Wierzbicki T. 1983. Crushing behaviour of plate intersections, *Structural Crashworthiness*, Butterworth and Co., London, 66-95.
- [75] Woisin G. 1971. Schiffbauliche Forschungsarbeiten für die Sicherheit kernenergiegetriebener Handelsschiffe. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 65. 225-263.
- [76] Woisin G. 1976. Die Kollisionsversuche der GKSS. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 70. 465-491.
- [77] Yamada Y., Endo H., 2005. Collapse Mechanism of the buffer bow structure on Axial Crushing. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 15(2) 147-154.
- [78] Yamada Y., Endo H., Pedersen P.T. 2005. Numerical Study on the Effect of Buffer Bow Structure in Ship-Ship Collision. Proceedings of the 15th International Offshore and Polar Engineering Conference – ISOPE2005.
- [79] Yamada Y., 2006. *Bulbous buffer bows: a measure to reduce oil spill in tanker collisions*. Ph.D. thesis, Danish University of Technology (DTU).
- [80] Yamada Y., Pedersen P.T., 2008. A benchmark study of procedures for analysis of axial crushing of bulbous bows. *Marine Structures* 21, 257-293.
- [81] Yu X. 1995. Progressives Zusammenfallen von Bugwülsten. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 89. 88-97.
- [82] Yu X., Lehmann E. 1998. Das Aufreißen der Schiffsstrukturen. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. Band 92. 409-421.
- [83] Zentralkommission für die Rheinschifffahrt (CCNR). 2011. *Anlage zum Europäischen Übereinkommen vom 26. Mai 2000 über die internationale Beförderung von gefährlichen Gütern auf Binnenwasserstraßen (ADN)*. Abschnitt 9.3.4 Alternative Bauweisen. 883-904.
- [84] Zhang, S. 1999. *The Mechanics of Ship Collisions*. Dissertation, Technical University of Denmark.

Lebenslauf

Name Martens, geb. Tautz
Vorname Ingo
Geburtsdatum 19.08.1978
Geburtsort, -land Stuttgart Bad-Cannstadt, Deutschland

1985-1989 Grundschule in Liebelsberg, Kreis Calw
1989-1998 Hermann Hesse Gymnasium in Stammheim, Kreis Calw
1998-1999 Zivildienst in Ascheberg, Kreis Plön
1999-2006 Studium der Fachrichtung Schiffbau an der Technischen Universität Hamburg-Harburg in Hamburg
2006-2008 Gruppenleiter Forschung und Entwicklung bei der LINDENAU GmbH Schiffswerft und Maschinenfabrik in Kiel
2008-2013 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen der Technischen Universität Hamburg-Harburg in Hamburg
Seit 2014 Berechnungsingenieur bei ThyssenKrupp Marine Systems in Kiel