

## Zur Schalenstabilität von Sandwichzylindern (Teil 2: Experiment)

P. Schaumann, C. Keindorf, H. M. Knorr

**Zusammenfassung** Dieser Beitrag stellt eine Fortsetzung des ersten Teils zum Thema Schalenstabilität von Sandwichzylindern dar, in dem zunächst die Anwendbarkeit einer Schalentheorie für den vorliegenden Verbundtyp überprüft wurde. Bei einer Gegenüberstellung mit Stahlzylindern zeigten die analytischen Ergebnisse eine deutliche Steigerung der Schalenstabilität für Sandwichzylinder, wobei die inneren und äußeren Stahlrohre bis zur Streckgrenze beansprucht werden können, wenn eine entsprechende Kernschichtdicke vorliegt. Die Erkenntnisse aus dem theoretischen Teil sowie die Annahme einer ausreichenden Haftung zwischen den verwendeten Materialien wurden im Rahmen von experimentellen Untersuchungen überprüft, wovon die Ergebnisse in diesem 2. Teil vorgestellt werden. Als Verbundwerkstoffe kamen zwei unterschiedliche Vergussmörtel und ein Elastomer zum Einsatz. Die Versuchsserie beinhaltete mehrere Axialdruckversuche an Sandwichzylindern, die zudem mit ebenfalls getesteten Stahlzylindern verglichen wurden. Dabei kamen optische Messtechniken zum Einsatz, mit denen die geometrischen Imperfektionen nicht nur erfasst, sondern auch über eine Schnittstelle in FE-Modellen berücksichtigt werden konnten. Somit war auch ein Vergleich zu numerisch ermittelten Beullasten möglich. Im Ergebnis konnte bei den Sandwichzylindern eine deutliche Erhöhung der Beullasten gemessen werden. Die Sandwichvarianten mit einem Vergussmörtel zeigten wie die Stahlzylinder ein bösesartiges Nachbeulverhalten. Im Gegensatz dazu ist das Beulverhalten der Variante mit Elastomerkern als äußerst gutmütig zu bewerten. Die Versagensform aller Sandwichzylinder ist bei den getesteten Geometrien weniger als globales Schalenbeulen zu bezeichnen, sondern vielmehr als lokales Knittern der Deckbleche auf hohem Lastniveau.

### Stability of cylindrical sandwich shells (part 2: experiments)

**Abstract** This paper is a second part of an investigation to the stability of sandwich cylinders. Alternatively to a cylindrical steel shell a sandwich shell was analyzed with regard to the stability. The sandwich shell consists of an inner and outer steel face, which are bonded adhesively to different core materials between them. Two grout and one elastomer core were investigated in this study. In comparison with linear buckling analyses the validity of a laminate composites shell theory was proven. Within a test series the stability of sandwich shells was analyzed against shell buckling due to axial compression and compared to tests with steel shells. Optical measurements were used to record the geometrical imperfections and to import the imperfect geometry of such shells in FE-models. Furthermore, a comparison of critical buckling loads was carried out with numerical solutions. The test series show a significant increase in bearing loads for the sandwich cylinders, which depends on the compressive strength of the core materials. The sandwich shells with a grout as core material show a catastrophic post buckling like steel shells. In contrast to this the elastomer core supports a ductile post buckling. The failure criteria for all variants of tested sandwich shells is more a local failure due to the steel faces called face wrinkling and not a global shell buckling.

#### 1. Motivation

Der vorliegende Beitrag beinhaltet Erläuterungen zu experimentellen Untersuchungen zur Schalenstabilität von Sandwichzylindern unter Axialdruck. Der Beitrag stellt somit die Fortsetzung zum ersten Teil dieses Themas dar, in dem die Stabilität solcher Kreiszyinderschalen theoretisch analysiert wurde.

Im Teil 1 wurde alternativ zu einer stählernen Kreiszyinderschale ein Sandwichzylinder im Stabilitätsfall untersucht. Die Sandwichschale bestand dabei aus einem inneren und einem äußeren Stahlrohr, die mit einem dazwischen liegenden Kernschichtmaterial verbunden waren.

Im Rahmen einer Parameterstudie wurde die Wirkungsweise unterschiedlicher Füllmaterialien analysiert. Als Verbundwerkstoffe kamen dabei zwei unterschiedliche Vergussmörtel und ein Elastomer zum Einsatz. Anhand von linearen Beulanalysen wurde zunächst die Anwendbarkeit einer Schalentheorie für laminierte Kreiszyinderschalen für den vorliegenden Verbundtyp überprüft. Dafür mussten jedoch noch Annahmen getroffen werden, die nun mit Hilfe der durchgeführten Beulversuche überprüft wurden. Aus Teil 1 ergaben sich die Zielforderungen, dass für einen technisch und wirtschaftlich sinnvollen Einsatz von Sandwichzylindern, deren Deckbleche bis zur Streckgrenze ausgenutzt

werden können. Dafür muss die gewählte Kernschicht zum einen eine vollflächige Aussteifung und zum anderen eine ausreichende Haftung zur Stahloberfläche gewährleisten. Nicht zuletzt stellt das zu minimierende Gewicht eine weitere Zielforderung dar. Neben diesen Anforderungen war natürlich auch die maximal erzielbare Beulbelastung solcher Sandwichzylinder von Interesse, was in den folgenden Kapiteln erläutert wird.

## 2. Versuchsaufbau

Zur Durchführung von Beulversuchen an Sandwichzylindern unter Axialdruck wurde ein Versuchsstand geplant, der in Bild 8 dargestellt ist. Für die Tests stand eine servohydraulische Prüfmaschine mit 600 kN zur Verfügung.

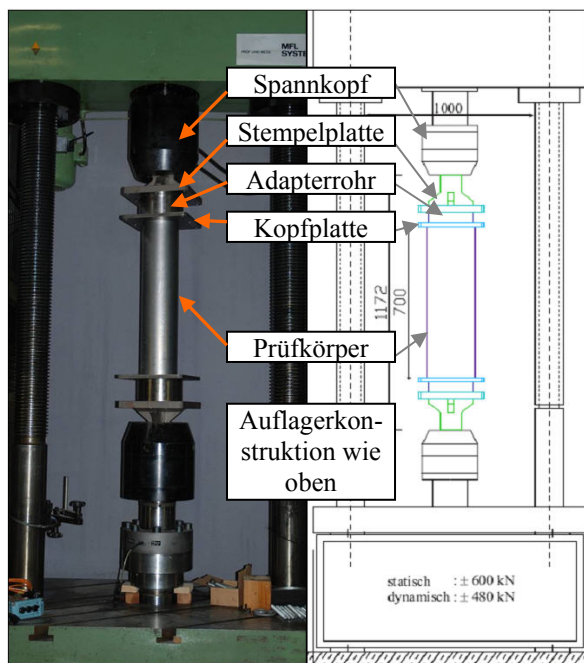


Bild 8. Prüfstand für die Beulversuche  
Fig. 8. Test setup for buckling tests

Die Auflagerkonstruktionen (Stempelplatten, Adapterrohre und Kopfplatten) wurden mit freundlicher Unterstützung von der SIAG angefertigt. Die Stempelplatten, deren Flächen plan gedreht wurden, stellten dabei den Anschluss zu den Spannköpfen der Prüfmaschine her. Die Adapterrohre zwischen Stempel- und Kopfplatten wurden auf Kontakt angeordnet, um von einem relativ punktförmigen Lasteintrag der Spannköpfe auf eine Ringdruckkraft überleiten zu können. Durch begleitende FE-Berechnungen [12] wurde nachgewiesen, dass die Adapterrohre eine Höhe von 100 mm haben mussten, damit die Spannungsspitzen weniger als 1 % von der idealen Ringdruckspannung abweichen. Zusammen mit den Kopfplatten, die zur Lagesiche-

rung der Prüfkörper ringförmige Nuten besaßen, konnte somit ein konstanter Axialdruck aufgebracht werden.

## 3. Prüfkörper

Als Füllmaterialien zwischen den Stahlrohren kamen drei unterschiedliche Verbundwerkstoffe zum Einsatz. Es handelte sich dabei um den Vergussmörtel SikaGrout311 von Sika Deutschland GmbH, den Vergussmörtel V1/10 von Pagel Spezialbeton GmbH sowie einem Elastomer der Firma Elastogran GmbH. Die wesentlichen mechanischen Kennwerte der Kernschichtmaterialien sind in der folgenden Tabelle 4 enthalten.

Hersteller	Bezeichnung der Kernschicht	E-Modul nach 28d	$f_{ck}$ 1d	$f_{ck}$ 28d
		[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	
Sika	Grout 311	37000	28	78
Pagel	V1/10	35300	39	91
Elastogran	Elastomer	870	18	18

Tabelle 4. Kennwerte der Füllmaterialien  
Table 4. Parameter of core materials

Die Werte für den E-Modul sind den technischen Merkblättern der Hersteller entnommen worden. Beim Vergleich ist zu erkennen, dass zwischen den E-Moduli der Vergussmörtel und dem des Elastomers ein signifikanter Unterschied besteht. Die Druckfestigkeiten der Vergussmörtel (Grout) wurden nach 1 Tag sowie nach 28 Tagen geprüft und entsprechen den Herstellerangaben. Nach 24 h besitzen die Vergussmörtel schon hohe Frühfestigkeiten. Die Druckfestigkeit des Elastomers ist temperaturabhängig und beträgt bei Raumtemperatur ca. 18 N/mm<sup>2</sup>. Bereits nach 24 h erreicht dieser sehr gut haftende Verbundwerkstoff 90 % seiner Endfestigkeit, was günstig für Injektionsprozesse in-situ bewertet wird.

Beide Vergussmörtel besitzen eine Rohdichte von 2280 kg/m<sup>3</sup>, die bereits bei der Parameterstudie in Teil 1 angesetzt wurde. Das Elastomer ist mit einer Dichte von 1150 kg/m<sup>3</sup> hinsichtlich der Massenbilanz klar im Vorteil. Da zwei unterschiedliche Vergussmörtel getestet wurden, bekam die Bezeichnung der SGS (Stahl-Grout-Stahl) noch den Zusatz SGS\_s für Sika und SGS\_p für Pagel. Für die Stahlrohre wurde ein Edelstahl X2CrTi12 verwendet, dessen Streckgrenze bzw. 0.2%-Dehngrenze einem S235 entspricht. Die Zugfestigkeit wurde mittels mehrerer Zugversuche an Längs- und Querproben im Mittel zu 432 N/mm<sup>2</sup> bei einer Bruchdehnung von 34 % ermittelt.

Typ	Höhe H [mm]	Radius $R_m$ [mm]	Dicke t bzw. $t_1/t_0/t_{+1}$ [mm]
ST_1	700	72.55	0.7
ST_2		84.20	0.8
SGS_s		78.40	0.7/10.9/0.8
SGS_p			
SES			

Tabelle 5. Geometrie der Prüfkörper  
Table 5. Geometry of test specimens

Die geometrischen Daten zu den getesteten Stahl- und Sandwichzylindern sind der Tabelle 5 zu entnehmen. Alle Stahlrohre sind Längsnaht geschweißt und besitzen eine Länge bzw. Höhe von  $H = 700$  mm. Die Enden der Rohre wurden dafür mit einem Laser geschnitten, wobei durch dessen hohe Genauigkeit gleichzeitig auch die Planparallelität gewährleistet werden konnte. Die Maße für die beiden Stahlzylinder entsprechen den Dimensionen für das innere (ST\_1) und äußere (ST\_2) Stahlrohr der anschließend getesteten Sandwichzylinder. Damit ergab sich eine Kernschichtdicke von  $t_0 = 10.9$  mm, die im Verhältnis zur Blechdicke gesehen sehr groß war ( $0.75:10.9 \approx 1:15$ ). Im Rahmen der vorab durchgeführten Parameterstudie (im Teil 1) ergab sich ein optimales Verhältnis für den SGS S460 mit 8/60/8 zu 1:7.5. In diesem Zusammenhang wird darauf hingewiesen, dass die Kernschichtdicke aufgrund von Toleranzen der Stahlrohrdurchmesser und dem Größtkorn der Vergussmörtel (hier 1 mm) nicht beliebig klein sein kann. Die Injektion wird nämlich mit Hilfe von Einlass- und Auslassventilen an den Kopfplatten durchgeführt (s. Bild 9 links). Das Elastomer ist in dieser Hinsicht klar im Vorteil (Körnung  $< 1$  mm).

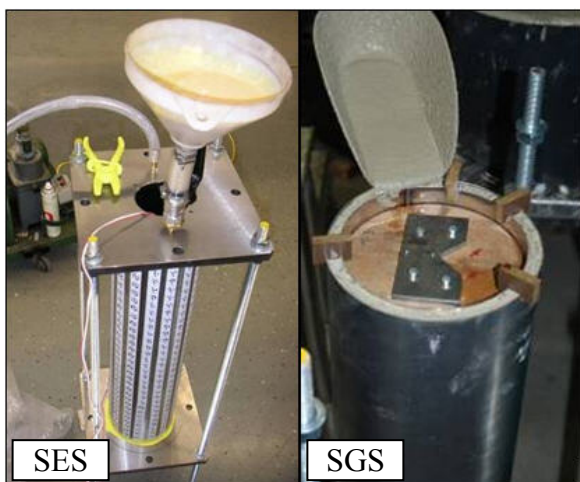


Bild 9. Injektionsprozesse bei SES und SGS  
Fig. 9. Injection of core materials for SES and SGS

Alternativ, jedoch nicht zwingend notwendig, wurde der Injektionsprozess bei den Vergussmörteln ohne den Abschluss durch eine obere Kopfplatte durchgeführt (s. Bild 9 rechts). Aufgrund der sehr guten Fließfähigkeit und Ausdehnung des Elastomers um etwa 6 % während der Injektion war davon auszugehen, dass sich der Verbundwerkstoff im gesamten Hohlraum gleichmäßig und vollflächig verteilt. Der Injektionsvorgang wurde trotzdem durch eine Vakuumpumpe unterstützt. Das Elastomer härtete schon nach wenigen Minuten zu einem transportfähigen Medium aus. Die gemessenen Temperaturen stiegen während der Injektion auf ca.  $85^\circ\text{C}$  an, die nach etwa 6 h wieder Raumtemperatur erreichten. Eine Beeinträchtigung der Stahleigenschaften war somit nicht zu erwarten. Nach kompletter Aushärtung wird beim Elastomer von einem Schwinden um 1 % ausgegangen. Bei Kernschichtmaterialien auf mineralischer Basis kann das Schwinden z.B. durch Quellsätze kompensiert werden. Alle Injektionsvorgänge konnten ohne Probleme in Bezug auf Hohlräume oder Fehlstellen durchgeführt werden, was später durch Trennschnitte nach den Beulversuchen bestätigt werden konnte. Noch vor den Beulversuchen wurden die geometrischen Imperfektionen mit Hilfe optischer 3D-Messtechniken erfasst. Die automatische Berechnung der 3D-Koordinaten erfolgte dabei mit codierten Targets, die zuvor auf die Oberfläche der Zylinder geklebt wurden (s. Bild 10 links).

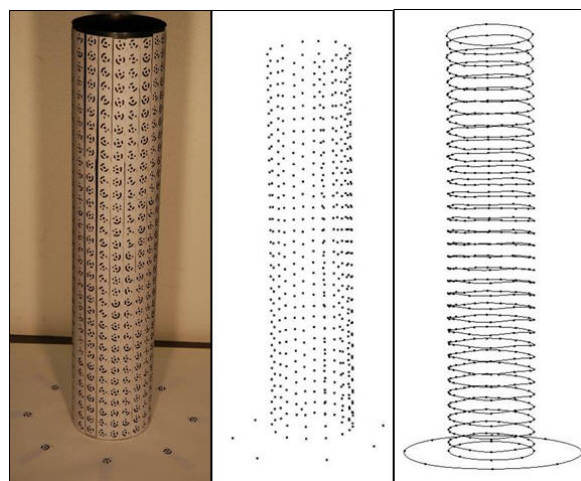


Bild 10. Optische Vermessung der Zylinder  
Fig. 10. Optical measurements of the cylinders

Sowohl das photogrammetrische Messsystem TRITOP<sup>®</sup> von der Gesellschaft für optische Messtechnik (GOM) als auch PhotoModeler 6 von der RSI GmbH lieferten damit 3D-Punktwolken (Bild 10 mittig), die über Schnittstellen in Programme zur vektoriiellen Grafikbe-

arbeitung importiert werden konnten. Somit war anschließend z.B. durch Reverse Engineering mittels einer Best-Fit-Analyse auf Kreisringebene eine Auswertung der Unrundheiten und Vorbeultiefen möglich (s. Bild 10 rechts).

Die Vorbeultiefen nach DIN 18800-4 dürfen für einen Zylinder mit den Dimensionen wie dem eines ST\_1 nach Tabelle 5 maximal  $t_v = 0.29$  mm betragen [2]. Die Auswertung der Best-Fit-Analyse ergab auf Kreisringebene eine max. Vorbeultiefe von  $t_{v,au\ddot{a}u\text{en}} = 0.23$  mm nach außen und  $t_{v,innen} = 0.03$  mm nach innen. Damit liegen die Ergebnisse im Normbereich, zeigen aber auch, dass die Zylinder eher Vorverformungen nach außen aufweisen.

Die Unrundheiten wurden ebenfalls mit den Vorgaben von [2] verglichen. Demnach soll der maximale Wert der Unrundheit für Durchmesser kleiner 500 mm unterhalb von 2 % liegen. Die Auswertung auf den Kreisringebenen, wie in Bild 10 rechts dargestellt, ergab eine max. Unrundheit von 0.35 %. Die vorhandenen Herstellertoleranzen liegen somit im Normbereich.

#### 4. Beulversuche an Sandwichzylindern

Nachdem alle Prüfkörper optisch vermessen waren, wurden die Beulversuche durchgeführt. Dabei kam parallel zur messtechnischen Erfassung von Verschiebungen über induktive Wegaufnehmer und Dehnungen über DMS das Messsystem ARAMIS® von GOM zur optischen 3D-Verformungsanalyse zum Einsatz. Somit konnte der Verlauf des Schalenbeulens während der Axialdruckversuche beobachtet werden. Alle Beulversuche wurden weggesteuert mit der gleichen Verformungsgeschwindigkeit von 0.008 mm/s durchgeführt. Zuerst wurden die beiden Stahlzylinder ST\_1 und ST\_2 als Referenzprüfkörper auf Axialdruck getestet. Die gemessenen Kraft-Verformungskurven sind im folgenden Bild 11 dargestellt.

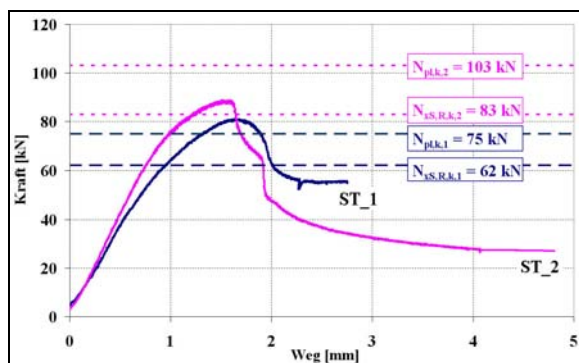


Bild 11. Axialdruckversuche an Stahlzylindern

Fig. 11. Axial compression tests with steel cylinders

Bei beiden Stahlzylindern stellt sich das erwartete Schalenbeulen unter Axialdruck mit böartigem Nachbeulverhalten ein. Dabei beträgt die experimentell ermittelte Beullast des ST\_2  $N_{exp} = 89$  kN und ist aufgrund des größeren Querschnitts höher als für ST\_1 mit  $N_{exp} = 81$  kN. Zusätzlich sind die Grenzlinien für die realen Beullasten  $N_{xs,R,k}$  nach DIN 18800-4 sowie die Werte für plastische Normalkraft  $N_{pl}$  eingezeichnet. Anhand dieser Grenzlinien wird deutlich, dass der ST\_1 im plastischen Bereich ( $\kappa = N_{exp}/N_{pl} = 81/75 = 1.08$ ) beult, während der ST\_2 mit  $\kappa = 89/103 = 0.86$  noch elastisches Schalenbeulen aufweist. Aus der Zusammenstellung von vielen Beulversuchen unter Axialdruck in [1] ist bekannt, dass die Streuungen der Beullasten noch weit größer ausfallen können. Der Normwert aus der DIN 18800-4 stellt eine untere Schranke dar, die hier auch von den beiden geprüften Stahlzylindern eingehalten wird. Damit wird die Anwendbarkeit des Versuchsstandes für Axialdruckversuche an Kreiszyklinderschalen bescheinigt.

Die Ergebnisse zu allen Beulversuchen sind in Form von Kraft-Verformungskurven in Bild 12 zusammengefasst. Im Vergleich zu den Stahlzylindern kann die Druckkraft bei allen Sandwichzylindern deutlich gesteigert werden.

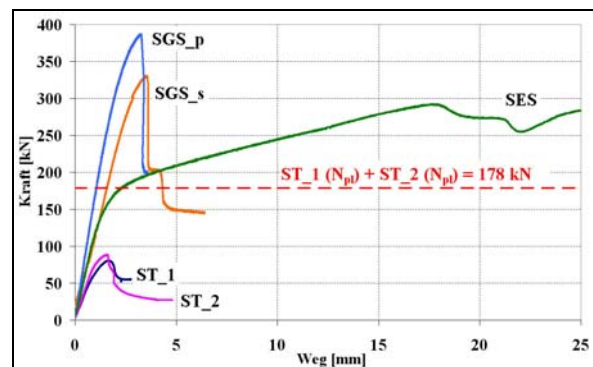


Bild 12. Axialdruckversuche an Stahl- und Sandwichzylindern

Fig. 12. Axial compression tests with steel- and sandwich cylinders

Die beiden SGS-Varianten, die bereits einen Tag nach ihrem Injektionsprozess getestet wurden, besitzen sehr hohe Beullasten. Da für die Füllmaterialien demzufolge die Frühfestigkeiten von Tabelle 4 anzusetzen sind, kann somit die höhere Beullast von SGS\_p erklärt werden. Gleichzeitig wird damit auch die im Teil 1 (Theorie) getroffene Annahme bestätigt, dass sich die Kernschicht an der Traglast mit beteiligt. In Analogie zu den Stahlzylindern zeigen beide SGS-Varianten einen schlagartigen Stabilitäts-



verlust mit einem bösartigen Nachbeulverhalten. Im Gegensatz dazu ist die Schalenstabilität des Sandwichzylinders mit Elastomerkern (SES) als äußerst gutmutig zu bewerten. Es kommt nach einem geringfügigen Abfall sogar wieder zu einer Laststeigerung. Hierbei ist zu beachten, dass diese beobachteten Instabilitäten erst bei sehr großen Verformungen ( $u > 18 \text{ mm}$ ) auftraten. Im Vergleich dazu waren die SGS- bzw. ST-Varianten spätestens bei 3.5 mm bzw. 1.7 mm im Nachbeulbereich.

Anhand des Kurvenverlaufs vom SES ist weiterhin zu erkennen, dass dieser bei ca. 178 kN in den nichtlinearen Bereich stabil übergeht. Dieser Wert entspricht genau der Summe der plastischen Tragfähigkeit beider verwendeter Stahlrohre (gestrichelte Linie in Bild 12). Zu dieser Zeit ist der Traganteil des Elastomers aufgrund des geringen E-Moduls noch klein, wird aber im Verlauf der Stauchung mit aktiviert. Erstaunlich ist, wie lang der SES stabil bleibt, was für die hervorragende Haftzugfestigkeit und Elastizität des Elastomers spricht.

Die höhere Steifigkeit aller Sandwichvarianten ist anhand der Anfangssteigung in Bild 12 zu erkennen und ist gegenüber den Stahlzylindern bedingt durch den größeren Verbundquerschnitt zu erklären.

In Tabelle 6 sind Laststeigerungsfaktoren  $\kappa$  zum einen bezogen auf das  $N_{pl,ST}$  der Stahlzylinder und zum anderen auf die gesamte plastische Traglast  $N_{pl,ges}$ , die sich unter Berücksichtigung der Traganteile der Kernschichten ergeben würden, dargestellt.

Typ	$N_{exp}$ [kN]	$N_{pl,ges}$ ( $N_{pl,ST}$ ) [kN]	$\kappa = N_{exp} / N_{pl,ges}$ ( $N_{exp} / N_{pl,ST}$ )
ST_1	81	75 (75)	1.08 (1.08)
ST_2	89	103 (103)	0.86 (0.86)
SGS_s	330	306 (178)	1.08 (1.85)
SGS_p	387	356 (178)	1.09 (2.17)
SES	293	275 (178)	1.07 (1.65)

Tabelle 6. Vergleich der Beullasten

Table 6. Comparison of buckling loads

Die  $\kappa$ -Werte, bezogen auf den Stahlquerschnitt, ergeben sehr hohe Laststeigerungsfaktoren von 165 % bis 217 %. Diese Faktoren weisen die gleiche Rangfolge wie die Druckfestigkeiten der verwendeten Kernschichtmaterialien zum Zeitpunkt der Tests auf (s. Tabelle 4 Werte für  $f_{ck}$  nach 1d). Es wird eine Proportionalität zwischen vorhandener Druckfestigkeit des Füllmaterials zur erzielbaren Gesamttraglast vermutet. Diese Behauptung wird dadurch unterstützt, dass alle drei  $\kappa$ -Werte, die auf die gesamte plastische

Traglast bezogen sind, ein gleiches Lastniveau besitzen (107 % bis 109 %). Da hiermit die Werte immer noch über 100 % liegen, obwohl bereits die Traganteile der Füllmaterialien, berücksichtigt sind, kann daraus geschlussfolgert werden, dass die Stahlrohre über die Streckgrenze hinaus belastet waren. Damit wurde für die Sandwichzylinder die Zielforderung aus Teil 1, nämlich eine volle Ausnutzung bis zur Streckgrenze ohne Stabilitätsverlust für Kreiszylinderschalen zu gewährleisten, erreicht. Die gewünschten Traglasten können gezielt über die Dicke, den E-Modul und die Druckfestigkeit des verwendeten Füllmaterials gesteuert bzw. so optimiert werden, dass kein elastisches Schalenbeulen mehr auftritt. Mit welchen Versagensformen stattdessen bei Sandwichzylindern zu rechnen ist und inwieweit der Haftverbund gewährleistet ist, wird im nächsten Kapitel durch eine optische Analyse der Verformungen erläutert.

## 5. Optische Verformungsanalyse

Während der Beulversuche erfolgte eine optische 3D-Verformungsanalyse der äußeren Stahloberflächen mit Hilfe des Messsystems ARAMIS®. Im Gegensatz zu einzelnen Wegaufnehmern können damit vollflächige Verformungszustände messtechnisch erfasst werden. Gerade für Beuluntersuchungen, wo zu Beginn des Versuches nicht immer bekannt ist, wo die Beule einspringt, bietet sich eine flächige Verformungsanalyse an.

Da mit ARAMIS® auch Dehnungszustände aus den Verformungszuständen berechnet werden können, stellt dieses Messsystem ebenfalls eine Alternative zu Dehnungsmessstreifen (DMS) dar. Die Anwendbarkeit wurde im Rahmen von Zugversuchen [13] überprüft. Als Beispiel für die Auswertungsmöglichkeiten ist die gemessene Fußbeule, die sich am ST\_1 ausbildete, in Bild 13 links dargestellt.

Zum Vergleich ist in Bild 13 mittig ein Foto mit der realen Zylinderoberfläche gegenübergestellt. Das schwarz-weiß gepunktete Muster, war als Kontrastmittel erforderlich, damit die Verzerrungszustände in ARAMIS® berechnet werden konnten. Deshalb musste es vor den Versuchen aufgesprüht werden. Im Vergleich zu einzelnen punktuell geklebten DMS ergibt sich damit nicht nur der Vorteil einer vollflächigen Dehnungsanalyse, sondern auch ein enormer Zeitvorteil während der Versuchsvorbereitung. Eine weitere Darstellung in Bild 13 rechts zeigt die in ARAMIS® berechneten radialen Verformungen für den Fußbereich des ST\_1. Die Entwicklung der

Beulverformungen konnte somit über vorab gewählte Laststufen (jede Sekunde ein Messbild) quantitativ erfasst werden.

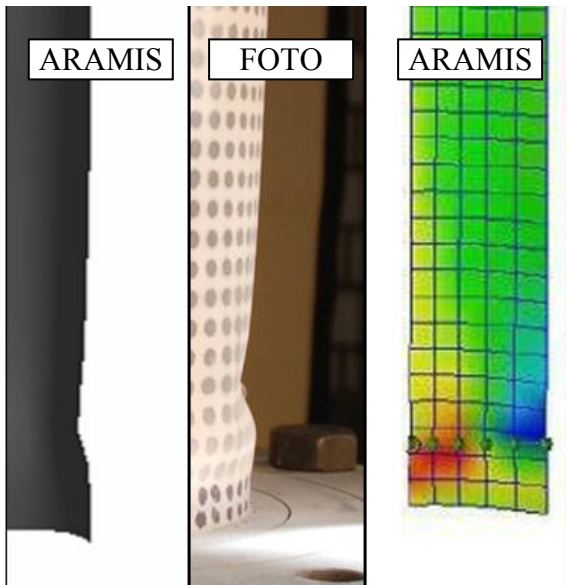


Bild 13. Erfassung der Beulverformungen bei ST  
Fig. 13. Measuring of buckling deformations ST

Diese Messtechnik wurde auch bei den Sandwichzylindern angewendet. Von besonderem Interesse bei diesen Konstruktionsvarianten waren die Versagensformen, die unter Axialdruck auftraten. Das Bild 14 zeigt zunächst einen SGS-Zylinder, bei dem die obere Kopfplatte nach dem Versuch entfernt wurde.



Bild 14. Knittereffekt beim SGS  
Fig. 14. Face wrinkling of SGS

Es bildete sich zunächst eine Ringbeule am Zylinderrand aus, wie sie in der Literatur meist als Elefantenfußbeule bezeichnet wird. Ausgehend von dieser Ringbeule sprangen kleinere Beulen innen und außen ein, die sich spiralförmig versetzt vom Kopfbereich beginnend nach unten hin fortsetzten (s. Bild 14 links). Ein ungewöhnliches Beulmuster, was nach [9] auch nicht als

Beulen zu bezeichnen ist, sondern als Knittern der Deckbleche (face wrinkling). Dabei handelt es sich um ein lokales Stabilitätsproblem, bei dem es infolge von Druckbeanspruchungen zu kurzwelligen Ausbeulungen der Deckbleche kommt. Die vollflächige Aussteifung der Kernschicht erschwert bzw. verhindert in diesem Fall sogar ein globales Schalenbeulen. Es wirkt lokal ein Sandwicheffekt entgegen den Verformungen, die sich rechtwinklig zur Schalenwandung ausbilden möchten. Wenn die Haftzugfestigkeit zwischen den Materialien überschritten wird, lösen sich die Deckbleche äußerst kurzweilig von der Kernschicht ab.

Es konnte nachträglich bestätigt werden, dass diese Versagensform vorlag, in dem ein SGS aufgetrennt und näher untersucht wurde (s. Bild 14 rechts). Im Schnitt ist zu erkennen, dass sowohl das innere als auch das äußere Deckblech sich abgelöst haben. Aber auch ein keilförmig abrutschendes Versagen der Kernschicht ist dort aufgetreten. Durch die relativ hohe Steifigkeit der Vergussmörtel wurde die zweite Art des Knitterns, nämlich das kurzweilige Verformen in die Kernschicht hinein, verhindert. Dieser Fall tritt eher bei sehr weichen Füllmaterialien auf.

Das Versagen der SES-Variante beginnt zunächst am Zylinderkopf. Die sich dort ausbildende Beule nimmt analog zu den SGS-Varianten eine Ringbeulform an. Oftmals ist dies auf eingespannte Randbedingungen zurückzuführen. Im vorliegenden Fall kann eine gewisse Teileinspannung unterstellt werden, weil die Zylinder in die Nuten der Kopfplatten eingestellt wurden. Die Nuten dienten einerseits zur Lager-sicherung und andererseits zum einwandfreien Abschluss des zu injizierenden Hohlraums (Kavität).

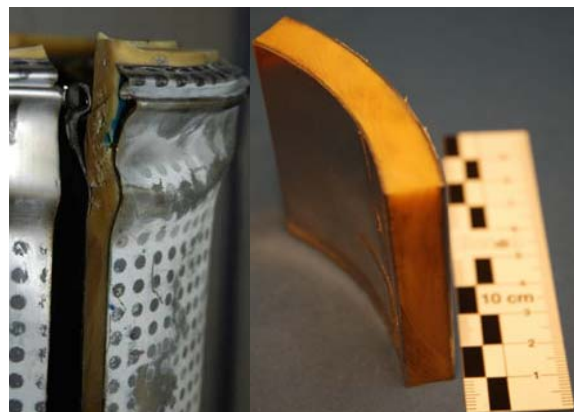


Bild 15. Knittereffekt beim SES  
Fig. 15. Face wrinkling of SES

Nachdem sich der SES mit dieser Beulform wieder stabilisiert hat (s. Bild 12 bei ca. 18 mm), tritt nach einem erneuten Lastanstieg die zweite Beule am Zylinderfuß ein. Diese Beule nimmt eine ähnliche Gestalt an wie die der Kopfbeule. Durch ansteigende Verformungen werden beide Ringbeulen immer weiter zusammengedrückt. Nach Entlastung wurde der SES ausgebaut und die Kopfplatte entfernt, um die Verformungen im Beulbereich zu analysieren (s. Bild 15).

Der Elastomerkern war soweit zusammengedrückt, dass er sich nachträglich noch deutlich entspannte, als der Trennschnitt vorgenommen wurde, wie im Bild 15 links zu erkennen ist. Die Verformungen wurden im Versuch zu weit gesteigert, um eine Aussage treffen zu können, wann das Knittern der Deckbleche bzw. der Verlust des Haftverbands eingetreten ist. Ein weiteres Probenstück des SES beweist jedoch, dass zumindest auf mittlerer Höhe der vollflächige Verbund bis Testende erhalten blieb (s. Bild 15 rechts). Gegenüber den SGS-Varianten, die ihren Vorteil bei der Steifigkeit haben, besitzt das Elastomer eine äußerst hohe Haftung an den Stahloberflächen, was das gutmütige Nachbeulverhalten ermöglicht.

Letztendlich kann allen drei Füllmaterialien eine ausreichende Haftung mindestens bis zum Erreichen der Streckgrenze bei den Deckblechen bescheinigt werden. Diese Zielforderung, die im Teil 1 noch eine Annahme für die Parameterstudie war, konnte nun anhand dieser optischen Verformungsanalysen bestätigt werden.

## 6. Numerische Beulanalysen mit GMNIA

Die im unbelasteten Zustand erfassten 3D-Punktkoordinaten wurden über eine Schnittstelle in ein FE-Modell importiert. Somit konnten abschließend geometrisch sowie physikalisch nichtlineare Beulanalysen (GMNIA) an den Stahl- und Sandwichzylindern durchgeführt werden. Die Besonderheit gegenüber einer üblichen GMNIA-Analyse ist hier die Berücksichtigung von real gemessenen Vorverformungen, sodass kein Ansatz von Ersatzimperfectionen erforderlich war. Für jede äußere Zylinderoberfläche wurden 528 Messpunkte (codierte Targets in Bild 10) über eine IGES-Datei in das FE-Modell importiert. Die damit generierten Schalflächen sind beispielhaft am ST\_2 in Bild 16 dargestellt.

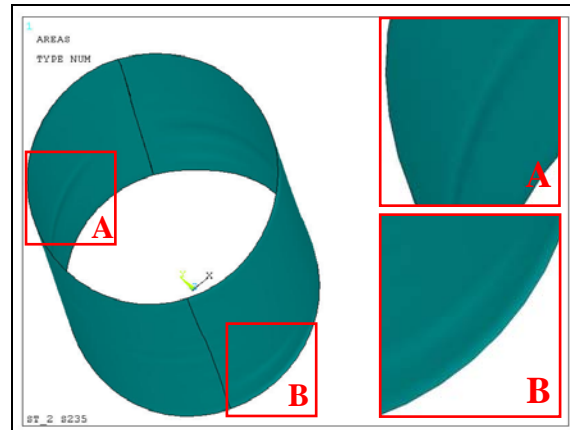


Bild 16. Zylindermodell mit Vorverformungen  
Fig. 16. Model of cylinder with imperfections

Anhand der beiden überhöht dargestellten Ausschnitte A und B in Bild 16 sind die geometrischen Imperfektionen zu erkennen. Der Vernetzungsgrad muss dementsprechend hoch sein, damit die Vorverformungen gut erfasst werden. Die Stahlzylinder werden in ANSYS mit SHELL93 und die Sandwichzylinder wahlweise mit SHELL91 oder SOLSH190 vernetzt. Der zweite Elementtyp stellt eine Kombination aus Solid und Shell dar und ist insbesondere für Schalenstrukturen mit mehreren Schichten (Layern) geeignet, wovon einzelne Layer moderate Dicken besitzen können. Der Begriff „moderat“ wird in ANSYS nicht näher spezifiziert. Für die Berücksichtigung physikalischer Nichtlinearitäten standen reale Spannungs-Dehnungs-Beziehungen zur Verfügung, die durch Zugversuche an mehreren Probestücken der Zylinder vorab ermittelt wurden.

Die Ergebnisse der FE-Berechnungen wurden mit denen der Versuche verglichen. Beispielhaft ist in Bild 17 der Vergleich der Kraft-Verformungskurven für den Stahlzylinder ST\_2 dargestellt. Die numerisch, unter Berücksichtigung der realen Vorverformungen, ermittelte Beullast (91 kN) weicht nur geringfügig von der experimentellen Beullast (89 kN) ab. Beide Werte liegen über dem Normwert von 83 kN [2]. Im Experiment sind allerdings größere Verschiebungen gemessen worden, die mit zusätzlich erfassten Verformungen der Auflagerkonstruktion und dem nachträglichen Eindrücken der Zylinderränder in die Nuten der Kopfplatten erklärt werden können. Es wurde von der Prüfmaschine insofern der Bruttoweg erfasst und nicht die reine Stauchung des Zylinders, wie sie unter idealen Randbedingungen beim FE-Modell berechnet wird.

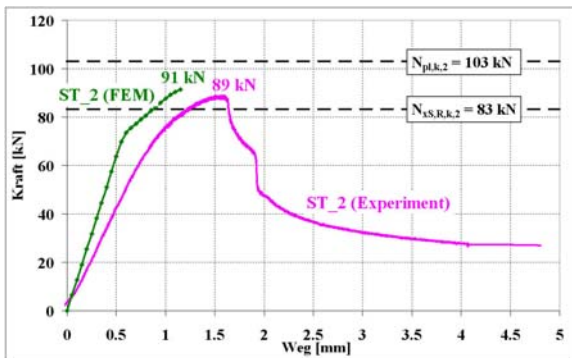


Bild 17. Kraft-Verformungskurven für ST\_2  
 Fig. 17. Load-displacement-curve for ST\_2

Die Position der Beulen stimmt relativ gut mit den in ARAMIS gemessenen Beulformen überein. In Bild 18 sind beispielhaft die radialen Verformungen im Fußpunktbereich des Stahlzylinders ST\_2 dargestellt. In der 90° Ansicht ist einerseits eine Elefantenfußbeule aber andererseits auch eine lokale Beule in Fußpunktnähe erkennbar. Mit Hilfe von Bild 13 kann bestätigt werden, dass sich die Elefantenfußbeule qualitativ wie im Versuch ausbildet. Die Position der lokalen Beule lag beim Versuch nicht im Bereich des ARAMIS-Messstreifen (1/4 des Zylinderumfangs), sodass hierzu keine quantitativen Aussagen getroffen werden können. Allerdings wurde sie durch die 3D-Objekterfassung mit Photomodeler (volle Umfangsmessung) erfasst und somit als reale Vorverformung in das FE-Modell importiert. Im Versuch bildete sich diese Vorverformung nicht so stark zu einer lokalen Beule aus.

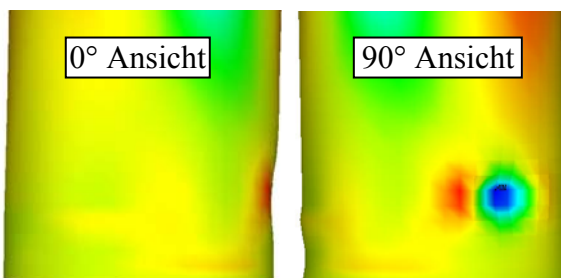


Bild 18. Schalenbeulen am Fuß von ST\_2  
 Fig. 18. Shell buckling at the bottom of ST\_2

Eine sehr gute Übereinstimmung konnte beim ST\_1 erzielt werden, wo sich im Versuch sowohl im Kopfbereich als auch im Fußbereich eine Elefantenfußbeule ausbildete. Diese Verformungen stellten sich nämlich auch im FE-Modell bei der GMNIA-Analyse mit Ansatz der realen Vorverformungen ein (s. Bild 19).

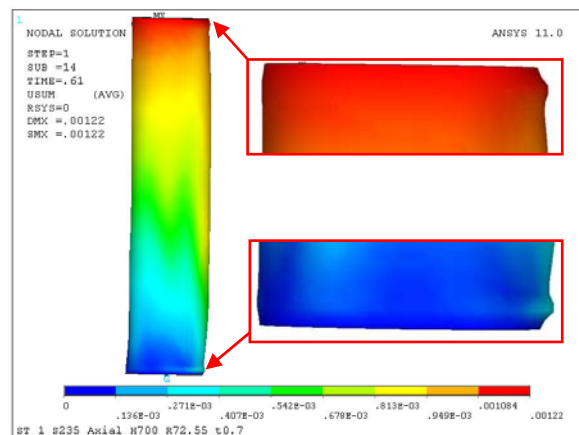


Bild 19. Gesamtvergleich der realen Beullasten  
 Fig. 19. Comparison of real buckling loads

Das FE-Modell wurde anschließend für die Berechnungen mit den Sandwichzylindern erweitert. Neben den geänderten Elementtypen (layered elements) mussten zusätzlich die Materialgesetze der verwendeten Verbundwerkstoffe implementiert werden. Die wesentlichen Materialkennwerte dafür sind in Tabelle 4 angegeben. Eine Gegenüberstellung der numerischen und experimentellen Ergebnisse ist beispielhaft für den Sandwichzylinder mit Elastomerkern (SES) anhand der Last-Verformungskurve in Bild 20 dargestellt.

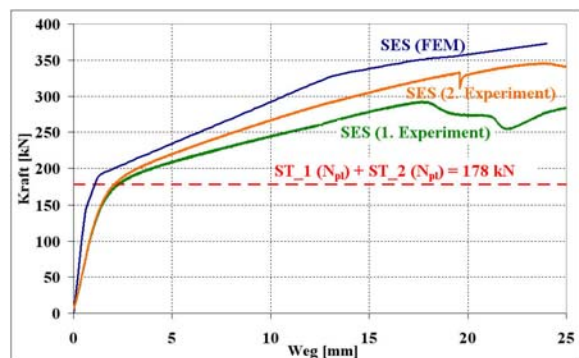


Bild 20. Kraft-Verformungskurven für SES  
 Fig. 20. Load-displacement-curve for SES

Beim Vergleich der Kurven ist zunächst zu erkennen, dass die FEM-Kurve für den SES eine höhere Steifigkeit im elastischen Bereich aufweist. Dies ist ebenfalls beim ST\_2 in Bild 17 der Fall, was dort bereits mit den nicht absolut steifen Auflagerkonstruktionen begründet wurde, durch die zusätzliche Verformungen auftreten.

Alle drei Kurven gehen beim gleichen Lastniveau, nämlich bei der plastischen Gesamttragfähigkeit der beiden Stahlrohre (178 kN), in den nichtlinearen Bereich über. Qualitativ zeigen die Kurvenverläufe eine gute Übereinstimmung. Die Abweichung der FEM-Kurve zum Verlauf des



zweiten Axialdruckversuches ist dabei deutlich geringer als zum ersten. Um das Versagen infolge des Knitterns der Deckbleche zukünftig numerisch berücksichtigen zu können, ist für die FE-Modelle die Erweiterung mit Kontaktelementen geplant. Diese sollen ein Ablösen der Deckschichten vom Kern erlauben, wenn die Haftzugfestigkeit zwischen den Layern überschritten wird. Dafür sind noch die Materialkennwerte zu bestimmen.

## 7. Traglasten

Abschließend werden die Traglasten aller getesteten Varianten in Bild 21 gegenübergestellt. Der Vergleich zwischen Theorie, Experiment und Numerik zeigt, dass für die beiden Stahlzylinder die Normwerte nach DIN 18800-4 als untere Schranke eingehalten werden. Des Weiteren liefern die numerischen Ergebnisse der GMNIA-Analysen mit Ansatz realer Vorverformungen sehr gute Übereinstimmungen zu den experimentellen Ergebnissen.

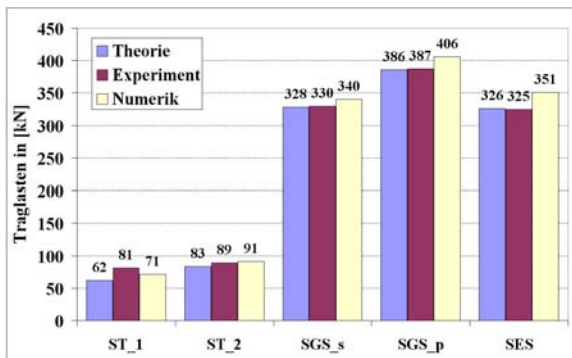


Bild 21. Gesamtvergleich der Traglasten

Fig. 21. Comparison of bearing loads

Die Anwendung der Theorie für laminierte Kreiszylinderschalen [7] für die getesteten Sandwichzylinder (SGS und SES) erfordert keiner Abminderung in Bezug auf das Schalenbeulen. In Analogie zur Beultheorie für Stahlzylinder [2][3][4] wäre dafür der Abminderungsfaktor  $\kappa_2$  unter Axialdruck mit 1.0 anzusetzen. Allerdings wäre der theoretische Wert für die Traglast damit viel geringer als der experimentell ermittelte Wert, weil die Sandwichzylinder über die Streckgrenze ihrer Deckbleche hinaus belastet werden konnten. Deshalb wird in Analogie zur Verbundtheorie [16] überprüft, ob die Summe der anteiligen Normalkräfte des Verbundquerschnitts mit den experimentellen Traglasten besser übereinstimmen, d.h. es wird angenommen, dass sich das jeweilige Kernschichtmaterial am Lastabtrag beteiligt. Dazu werden die Dehnungszustände zugrunde gelegt, bei de-

nen im Versuch die Beullast erreicht wurde. Die Summe der Normalkräfte wird damit wie folgt ermittelt.

$$N_{ges} = A_{-1} \cdot \sigma_{-1}(\varepsilon) + A_0 \cdot \sigma_0(\varepsilon) + A_{+1} \cdot \sigma_{+1}(\varepsilon) \quad (19)$$

Mit Gl. 19 ergeben sich unter Berücksichtigung der Querschnitts- und Materialkennwerte von Tabelle 4 und 5 die theoretischen Gesamttraglasten für die Sandwichzylinder, die in Tabelle 7 gegenübergestellt sind. Die Querschnittswerte sind für alle drei Varianten gleich. Mit Hilfe der gemessenen Verschiebungen wurden die Dehnungen angesetzt, die zum Zeitpunkt des ersten Lastabfalls vorlagen. Dieser tritt beim SES aufgrund des sehr guten Haftverbunds erst bei 18 mm ein, wobei die Deckbleche sich bereits im Verfestigungsbereich befinden. Die dazugehörigen Spannungen im jeweiligen Material wurden aus den gemessenen Spannungs-Dehnungskurven abgelesen. Anhand der einzelnen Normalkraftanteile in Tabelle 7 ist zu erkennen, dass die Kernschichtmaterialien hinsichtlich der Traglast einen großen Anteil besitzen.

Parameter	SGS_s	SGS_p	SES
$A_{-1}/A_0/A_{+1}$ [mm <sup>2</sup> ]	365 / 5369 / 370		
$u_{beul}$ [mm]	3.6	3.3	18.0
$\varepsilon_{beul}$ [%]	0.51	0.47	2.57
$\sigma_{-1}/\sigma_0/\sigma_{+1}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	242/28/242	241/39/241	313/18/313
$N_{-1}/N_0/N_{+1}$ [kN]	88/150/90	88/209/89	114/96/116
$N_{ges}$ [kN]	328	386	326
$N_{exp}$ [kN]	330	387	(293) 325

Tabelle 7. Traglasten der Verbundquerschnitte

Table 7. Bearing loads of composites

Im Vergleich zu den experimentell ermittelten Traglasten ergeben sich sehr gute Übereinstimmungen. Beim SES sind beide experimentellen Ergebnisse eingetragen ( $N_{exp}$ ), wobei der zweite Versuch deutlich besser zum theoretischen Ansatz passt (s. Tabelle 7 und Bild 21). Somit kann dieser Ansatz bzw. die Annahme aus Teil 1, dass sich das Kernschichtmaterial an der Traglast beteiligt, hiermit bestätigt werden. Im Vergleich zu den Stahlzylindern ist dieser Anteil sogar erforderlich, um im Rahmen eines Traglast- oder Massenvergleichs (Bild 6 und 7 in Teil 1) den zusätzlichen Einsatz des Kernschichtmaterials zu rechtfertigen.

Da auch die numerischen Modelle für die Sandwichzylinder vergleichbare Traglasten auswei-

sen (s. Bild 21), liegt insgesamt eine gute Übereinstimmung zwischen Theorie, Experiment und Numerik vor. Es wird darauf hingewiesen, dass die numerischen Werte für die Normalkraftanteile zu den Verschiebungen aus Tabelle 7 ermittelt wurden.

Die beobachteten Versagensmechanismen infolge von Knittereffekten sollen in zukünftigen FE-Berechnungen mit Hilfe von Kontaktelementen zwischen den Schichten abgebildet werden.

## 8. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurden Beulversuche an Sandwichzylindern unter Axialdruck durchgeführt. Die Sandwichschale bestand dabei aus einem inneren und einem äußeren Stahlrohr, die mit einem dazwischen liegenden Kernschichtmaterial verbunden waren. Als Verbundwerkstoffe kamen dabei zwei unterschiedliche Vergussmörtel und ein Elastomer zum Einsatz. Wesentliche Kennwerte der Materialien sowie die Geometrie der Prüfkörper wurden vorab messtechnisch erfasst. Nachdem die Injektionsprozesse mit den Füllmaterialien abgeschlossen waren, folgten die Axialdruckversuche in einer servo-hydraulischen Prüfmaschine. Zum Vergleich wurden auch die Beullasten der inneren und äußeren Stahlrohre einzeln als reine Stahlzylinder ermittelt. Damit lagen Referenzergebnisse vor, mit denen nicht nur die Anwendbarkeit des Versuchsstandes überprüft werden konnte.

Im Ergebnis konnte bei den Sandwichzylindern eine deutliche Erhöhung der Beullasten gemessen werden. Die Sandwichvarianten mit einem Vergussmörtel zeigten wie die Stahlzylinder ein böses Nachbeulverhalten. Im Gegensatz dazu ist das Beulverhalten der Variante mit Elastomerkern als äußerst gutmütig zu bewerten. Die Versagensform aller Sandwichzylinder ist bei den getesteten Geometrien weniger als globales Schalenbeulen zu bezeichnen, sondern vielmehr als lokales Knittern der Deckbleche auf hohem Lastniveau.

Die aus Teil 1 gestellten Zielforderungen, nämlich die Ausnutzung der Deckbleche bis zur Streckgrenze sowie die vollflächige Aussteifung und ausreichende Haftung durch das Kernschichtmaterial, wurden erfüllt. Auch die Annahme, dass die Kernschichtmaterialien sich im Verhältnis ihrer Druckfestigkeiten an der Traglast beteiligen, konnte bestätigt werden.

Des Weiteren kamen optische Messtechniken zum Einsatz, mit denen die geometrischen Imperfektionen nicht nur erfasst, sondern auch über eine Schnittstelle in FE-Modellen berücksichtigt werden konnten. Somit war auch ein Vergleich

zu numerisch ermittelten Beullasten auf Grundlage von GMNIA-Analysen mit Berücksichtigung realer Vorverformungen möglich. Grundsätzlich ergaben sich dabei zu steife Last-Verformungskurven. Eine Ursache dafür sind die zusätzlichen Stauchungen der Auflagerkonstruktion, die ebenfalls von der Prüfmaschine im sogenannten Bruttoweg erfasst wurden, aber im FE-Modell als ideale und steife Randbedingungen vorlagen. Allerdings zeigten die numerischen Ergebnisse hinsichtlich der Traglast eine sehr gute Übereinstimmung zu den experimentellen Ergebnissen. Auch die Positionen und Formen der Beulen sind vergleichbar mit denen im Experiment.

Um das Versagen infolge des Knitterns der Deckbleche zukünftig numerisch berücksichtigen zu können, ist für die FE-Modelle die Erweiterung mit Kontaktelementen geplant. Diese sollen ein Ablösen der Deckschichten vom Kern erlauben, wenn die Haftzugfestigkeit zwischen den Schichten überschritten wird. Dafür sind noch die Materialkennwerte zu bestimmen. Des Weiteren soll die Testserie mit den Sandwichzylindern fortgesetzt werden, wobei auch höherfeste Stähle als Deckbleche zum Einsatz kommen sollen.

## 9. Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die freundliche Unterstützung der Firmen Brugg Rohrsysteme GmbH, Elastogran GmbH, Pagel Spezialbeton GmbH sowie Sika Deutschland GmbH für die zur Verfügung gestellten Prüfkörper und Füllmaterialien. Weiterer Dank gilt der SIAG AG, die die Auflagerkonstruktion für den Versuchsstand anfertigte. Für begleitende Materialuntersuchungen an den Stahlrohren und Füllmaterialien wird den Instituten für Werkstoffkunde und Baustoffkunde der Leibniz Universität Hannover recht herzlich gedankt.

## Literatur

- [1] Schmidt, H.: Schalenbeulen im Stahlbau, Essener Unikate 23, S.71-85, 2004
- [2] DIN 18800 Teil 4: Stahlbauten - Stabilitätsfälle, Schalenbeulen, NABau im DIN e.V., Beuth-Verlag, 1990
- [3] DAST-Richtlinie 013: Beulsicherheitsnachweise für Schalen, Deutscher Ausschuss für Stahlbau, Stahlbauverlag, 1980
- [4] DIN EN 1993-1-6: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-6:

- Festigkeit und Stabilität von Schalen, Eurocode 3, Beuth Verlag, 2007
- [5] Stamm, K.; Witte, H.: Ingenieurbauten, Band 3, Sandwichkonstruktionen, Springer-Verlag, 1974
- [6] Kapania, R. K.: A review on the analysis of laminated shells, J. Pressure Vessel Technology, Vol. 111, S. 88-96, 1989
- [7] Vinson, J. R.: The behavior of shells composed of isotropic and composite materials, University of Delaware, USA, Kluwer Academic Publishers, 1993
- [8] Lam, K. Y.; Loy, C. T.: Influence of boundary conditions for a thin laminated rotating cylindrical shell, Elsevier, Composite Structures 41, S. 215-228, 1998
- [9] Zenkert, D.: An introduction to sandwich construction, Warley, West Midlands, Engineering Materials Advisory Services, Ltd., 1997
- [10] Kennedy, Stephen J.; et. al.: An innovative "no hot work" approach to hull repair on in-service FPSOs using sandwich plate system overlay, Offshore Technology Conference, USA, 2003
- [11] Hühne, C.: Robuster Entwurf beulgefährdeter, unversteifter Kreiszyklinderschalen aus Faserverbundwerkstoff, Diss., TU Braunschweig, 2005
- [12] Helfers, B.: Bemessung und Simulation hybrider Turmkonstruktionen für Windenergieanlagen, Masterarbeit, Institut für Stahlbau, Leibniz Universität Hannover, 2007
- [13] Knorr, H. M.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Schalenstabilität von Sandwichzylindern, Diplomarbeit, Institut für Stahlbau, Leibniz Universität Hannover, 2007
- [14] EN 10025-2: Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen, Techn. Lieferbedingungen für unlegierte Baustähle, CEN, 2004
- [15] EN 10137-2: Blech und Breitflachstahl aus Baustählen mit höherer Streckgrenze im vergüteten oder im ausscheidungsgehärteten Zustand, Lieferbedingungen für vergütete Stähle, CEN, 1995
- [16] DIN 18800 Teil 5: Verbundtragwerke aus Stahl und Beton - Bemessung und Konstruktion, NABau im DIN e.V., Beuth-Verlag, 2005

#### **Autoren:**

Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann  
 Dipl.-Ing. Christian Keindorf  
 Dipl.-Ing. Hergen Michael Knorr  
 Institut für Stahlbau  
 Leibniz Universität Hannover  
 Appelstr. 9A, 30167 Hannover

[keindorf@stahl.uni-hannover.de](mailto:keindorf@stahl.uni-hannover.de)

