

Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau
Experimentelle Spannungsanalyse
der Technischen Universität München

BESTIMMUNG VON GRENZZUSTÄNDEN AN DRUCKBEHÄLTERSTUTZEN

MICHAEL FISCHER

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS (DR.-ING.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Weuster-Botz

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Strohmeier, em.
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. habil. J. Stichlmair

Die Dissertation wurde am 29.06.2006 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 12.09.2006 angenommen.

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau der Technischen Universität München in den Jahren 2003 bis 2005.

Mein Dank gilt im Besonderen meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. *Klaus Strohmeier* für das mir entgegengebrachte Vertrauen, die umfassende Unterstützung sowie die wertvollen Anregungen, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Für das Interesse an meiner Arbeit und die Erstellung des Zweitgutachtens möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. *Johann Stichlmair* herzlich danken, sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. *Dirk Weuster-Botz* für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Für das offene und kollegiale Umfeld am Lehrstuhl möchte ich allen ehemaligen Kollegen danken. Im Besonderen Frau Dr.-Ing. *Adriana Stefanescu* für die Unterstützung auf den Gebieten CAD und Modellbildung, Herrn Dr.-Ing. *Gerhard Meier* für die Heranführung an das Forschungsgebiet, Herrn Dipl.-Ing. *Simon Pilhar* und Herrn Dr.-Ing. *Thomas Berger* für die bereitwillige Hilfe bei Rechner- und Netzwerkanliegen, Herrn Dr.-Ing. *Jürgen Deininger*, Herrn Dipl.-Ing. *Thomas Herrmann*, Herrn Dr.-Ing. *Christoph Reichel* und Herrn Dipl.-Ing. *Robert Aberl* für die fruchtbaren fachlichen Diskussionen und die kollegiale Zusammenarbeit.

Den Mitarbeitern der Werkstatt, Herrn *J. Geissinger*, Herrn *H. Eppert* und Herrn *H. Herzig*, danke ich für ihren Einsatz bei der Fertigung und Montage der Versuchsaufbauten und Installation der Messtechnik.

Die dieser Arbeit zugrunde liegenden Berechnungen und experimentellen Untersuchungen wären ohne die tatkräftige Unterstützung und den unbedingten Einsatz von studentischer Seite nicht in dieser Breite durchführbar gewesen. Mein Dank gebührt hierfür Herrn Dipl.-Ing. *Medon Decker*, Herrn Dipl.-Ing. *Harald Bauhoffer*, Frau Dipl.-Ing. *Natascha Wiesner*, Frau Dipl.-Ing. *Michaela Sedlmeier* und Herrn Dipl.-Ing. *Franz Hauk*. Für die Mitarbeit im Rahmen der experimentellen Untersuchungen möchte ich im Besonderen Herrn Dipl.-Ing. *Michael Meyer* und Herrn Dipl.-Ing. *Thomas Haselsteiner* für ihren Einsatz und ihre tatkräftige Unterstützung danken.

Für den steten Beistand möchte ich meinen Eltern, meiner Familie, meiner Lebensgefährtin Daniela Wallisch und deren Eltern von ganzem Herzen danken.

1. EINLEITUNG.....	7
2. STAND DER TECHNIK.....	10
2.1. Regelwerke	11
2.1.1. DIN EN 13445-3.....	11
2.1.2. AD-Merkblatt S3/6	13
2.1.3. Welding Research Council Bulletin 107/297 und ASME Section VIII Div. 2	17
2.2. Untersuchungen zu Innendruck und/oder Biegung mit elastischem Materialverhalten.....	18
2.3. Untersuchungen zu überelastischen Beanspruchungen	26
2.3.1. Traglastuntersuchungen	26
2.3.2. Shakedown-Untersuchungen	32
2.4. Schräge Stützen.....	35
3. GRUNDLAGEN UND METHODEN.....	39
3.1. Berechnung der Grenzzustände	39
3.1.1. Elastizität	39
3.1.2. Einspielen.....	45
3.1.3. Traglastberechnung.....	48
3.1.3.1. Vergleich der verschiedenen Verfahren am realen Bauteil	50
3.1.3.2. Vergleich der Ergebnisse.....	56
3.1.3.3. Vergleich mit den Ergebnissen der ECM-Methode.....	57
3.1.3.4. Analytische Traglastberechnung am Druckbehälterstützen unter Innendruck und Längsbiegemoment.....	61
3.2. Experimentelle Untersuchungen	70
3.2.1. Dehnmessstreifen und Schaltung	70
3.2.2. Messaufnehmer und Messsoftware	72
3.2.3. Hydropulszylinder und Hydraulik.....	72
3.3. Numerische Untersuchungen	73
4. LOCHPLATTE	74
5. UNTERSUCHUNGEN AN ROHRLEITUNGEN.....	75
5.1. Analytische Betrachtungen	75

5.2.	Numerische Untersuchungen	83
5.3.	Experimentelle Untersuchungen	86
5.3.1.	Versuchsstand, Messtechnik und Versuchsausführung.....	87
5.3.2.	Ergebnisse	91
6.	UNTERSUCHUNGEN AN DRUCKBEHÄLTERSTUTZEN	97
6.1.	Stutzen DN 500 DN 100 90°	100
6.1.1.	Numerische Untersuchungen	100
6.1.2.	Experimentelle Untersuchungen	101
6.1.3.	Ergebnisse	103
6.2.	Stutzen DN 500 DN 100 45°	117
6.2.1.	Numerische Untersuchungen	117
6.2.2.	Experimentelle Untersuchungen	117
6.2.3.	Ergebnisse	120
6.3.	Stutzen DN 500 DN 200 90° unter Umfangsbiegung.....	127
6.3.1.	Numerische Untersuchungen	127
6.3.2.	Experimentelle Untersuchungen	128
6.3.3.	Ergebnisse	130
6.4.	Vergleich zwischen Längs- und Umfangsbiegemoment	137
6.5.	Vergleich der experimentellen und FEA-Ergebnisse mit Regelwerksauslegungen	139
6.6.	Einfluss der Stutzenneigung auf das Festigkeitsverhalten unter Innendruck und Biegung	141
6.7.	Einfluss der Stutzenneigung auf die Festigkeit unter schwellendem Innendruck	144
7.	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	149
8.	LITERATURVERZEICHNIS	153

Symbolverzeichnis

A	Fläche
C	Beiwert
d	mittlerer Stutzendurchmesser
D	mittlerer Behälterdurchmesser
E	Elastizitätsmodul
E_i	Elastizitätsmodul im i -ten Iterationsschritt
f	Fehler, auf Fließbeginn normierte Querkraft
f_s	zulässige Spannung Stutzenwerkstoff
K_{nr}	Spannungserhöhungsfaktor schräger Stutzen nach ASME
K_r	Spannungserhöhungsfaktor rechtwinkliger Stutzen nach ASME
L	Last
l	Länge der Verschneidungslinie
l_{el}	Länge der elliptischen Näherungskurve
M	Biegemoment
M_{pl}	Traglastbiegemoment
M_Y	Biegemoment bei Fließbeginn
N	Lastwechselanzahl
P	Belastung, Lastkollektiv
p	Innendruck
P_{lim}	Grenzlast, Traglast
p_{lim}	Berstdruck
p_{max}	Berstdruck
p_Y	Innendruck bei Fließbeginn
r	mittlerer Stutzenradius
R	mittlerer Behälterradius
r_a	Außenradius
r_i	Innenradius
s	Stutzenwandstärke
S	Behälterwandstärke
$\mathbf{S}$	Eigenspannungsfeld
SCF	Spannungserhöhungsfaktor

S_m	Spannungsvergleichswert
t	Stutzenwandstärke
T	Behälterwandstärke
u	Durchmesser Verhältnis $\frac{D_a}{D_i}$
W	Widerstandsmoment
W_{el}	Biege widerstandsmoment
W_{pl}	plastisches Widerstandsmoment
α	Stutzenneigungswinkel zwischen Behälter- und Stutzenachse
ΔP_n	Lastinkrement im n-ten Berechnungsincrement
$\Delta P_{\min}$	Untergrenze des zulässigen Lastinkrements
ε	Dehnung
ε_I	1. Hauptdehnung
ε_{II}	2. Hauptdehnung
φ	Stutzenumlaufwinkel
λ	Länge der Verschneidungslinie l normiert auf Stutzenradius r
ρ	Verhältnis Stutzenradius r zu Behälterradius R; r/R
σ_n	Nennspannung
σ_θ	Tangentialspannung am Lochrand
$\sigma_{\theta a}$	Spannung in behälteraxialer Richtung am Lochrand
$\sigma_{\theta t}$	Spannung in behältertangentialer Richtung am Lochrand
σ_F	Fließgrenze
σ_ϕ	Umfangsspannung am Lochrand
σ_θ	Meridionalspannung am Lochrand
$\sigma_{V,Mem}$	Vergleichsspannung nach von Mises infolge Membranspannungen

1. Einleitung

Die Kenntnis der aus äußeren Lasten resultierenden Beanspruchungen ist Grundlage jeder verantwortungsvollen konstruktiven Tätigkeit zur Herstellung von Anlagen, die im gesellschaftlichen und wirtschaftlichen Sinne ein positiver Beitrag sind. Gerade im Spannungsbogen Sicherheit/Wirtschaftlichkeit darf die Tatsache, dass passive Sicherheit vorrangig durch die Konstruktion gegeben ist, nicht vergessen werden. Um ein hohes Maß an gesellschaftlicher Akzeptanz zu erreichen und zu bewahren, ist es auf dem Gebiet der Chemie- und Kraftwerkstechnik unabdingbar, das Niveau der Sicherheit, beispielsweise durch Kenntnis des Verhaltens komplexer Bauteile, stetig durch einen Zuwachs an Wissen und Erfahrung zu steigern. Somit stehen sich wirtschaftliche und sicherheitstechnische Belange nicht unversöhnlich im dualistischen Sinne gegenüber, sondern sind beide unabdingbare Säulen nachhaltiger wirtschaftlicher Entwicklung und Wettbewerbsfähigkeit. Neben dem wirtschaftlichen Streben nach kostensparenden Konstruktionen kann durch eine detaillierte Beanspruchungsanalyse der Konstruktion neben der gewünschten Kostenreduktion durch Verringerung des Materialeinsatzes oder vereinfachter Herstellung auch ein Zugewinn an Wissen über die besonders hoch beanspruchten Orte und Belastungsgrenzen erlangt werden. Setzt man ungehinderten Informationsaustausch voraus, so kann diese Kenntnis direkt in die betrieblichen Abläufe der Überprüfung und Instandhaltung einfließen und so einen sicherheitstechnischen Mehrwert erzeugen.

Eine weit verbreitete Bauteilgeometrie in der Verfahrenstechnik ist die Verschneidung zweier Zylinder in Form von Stutzen in Druckbehältern oder Rohrleitungsverzweigungen. Der Konstrukteur oder berechnende Ingenieur ist auf diesem Gebiet mit einem umfangreichen, uneinheitlichen Regelwerksumfeld konfrontiert, dessen Anwendung zu erheblich unterschiedlichen Resultaten führen kann. Durch die mittlerweile flächendeckend eingesetzten numerischen Rohrleitungsberechnungsprogramme sind andererseits die äußeren Lasten auf den Abzweig in größerem Maße bekannt, als dies noch vor wenigen Jahren der Fall war. Um nun zu einer wirtschaftlichen Gestaltung zu gelangen, bietet sich eine weitere numerische Berechnung unter Anwendung der Methode der finiten Elemente (FEM) an. Dabei sind dem Ingenieur mittlerweile Programmpakete an die Hand gegeben, die eine weitgehend automatisierte Modellbildung, Berechnung und Auswertung von Standardbauteilen im Anlagenbau – meist in Form von Schalenmodellierungen – ermöglichen. Soll das Potenti-

al der FEM zur realitätsnahen Modellierung allerdings vollends ausgeschöpft werden, so führt der Weg unweigerlich zur dreidimensionalen Berechnung.

Neben der originären Auslegung können auch andere Einflüsse eine Nachrechnung in Form eines Nachweises der Zulässigkeit veränderter Randbedingungen bestehender Anlagenbauteile erforderlich machen. Beispiele hierfür sind prozesstechnische Optimierungen bezüglich Druck oder Temperatur, die erhöhte Rohrleitungsreaktionen oder erhöhte äußere Lasten zur Folge haben können. Darüber hinaus können auch neu erkannte Gefährdungspotentiale, Schadensszenarien oder veränderte gesetzliche Randbedingungen eine weitere Analyse der bereits existierenden Anlagebauteile erfordern.

Im Allgemeinen erfolgt die Bewertung der Zulässigkeit von Beanspruchungen auf der Grundlage ihrer Herkunft, Höhe und Häufigkeit. Diejenigen Spannungen, die direkt mit äußeren Lasten im Gleichgewicht stehen, sind nach den gängigen Regelwerken (AD, ASME, KTA) am restriktivsten abzusichern. Höhere Grenzen werden für Beanspruchungen gesetzt, deren Ursprung kinematischer Natur ist, z.B. Wärmeausdehnungen, und die somit mit sich selbst im Gleichgewicht stehen. Unter Annahme eines hinreichend duktilen Werkstoffs können diese äußeren Lasten nicht zum Erreichen der Grenztragfähigkeit, also nicht zum Verlust des statischen Gleichgewichts führen. Ein weiterer Einflussparameter ist die Eintrittswahrscheinlichkeit eines Betriebszustands, charakterisiert durch den korrespondierenden Lastfall. Für Störfälle und anomale Betriebsfälle können wesentlich höhere Lasten für zulässig erklärt werden, als dies für den normalen Betriebslastfall möglich ist.

Wie oben beschrieben spielt die Ermittlung von Grenzzuständen des Bauteilverhaltens eine wichtige Rolle im Rahmen der Beurteilung der Zulässigkeit eines Lastfalles. Das Bestimmen dieser Grenzen – der elastischen Grenze, der Shakedown-Grenze sowie der Grenztragfähigkeit – ist zentraler Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Durchgeführt wird dies unter Anwendung analytischer, numerischer und experimenteller Methoden an verschiedenen Ausführungen von Stutzenabzweigen an einem Druckbehälter, wobei die erhaltenen Ergebnisse durchaus auch auf Problemstellungen der Rohrleitungstechnik (Abzweige) anwendbar sind. Eine Untergruppierung des oben genannten Komplexes sind die schrägen Abzweige mit Symmetrieeigenschaften bezüglich der durch die Behälter- und Stutzenachse aufgespannten Ebene. Solche Bauformen sind in der Druckgeräte- und Rohrleitungstechnik aus strömungs- und prozesstechnischen Gründen oft wünschenswert. Allerdings herrscht bei der

mechanischen Auslegung eine gewisse Unsicherheit, da auf diesem Gebiet ein deutlicher Erkenntnismangel herrscht. Dies gilt insbesondere für die Einwirkung äußerer Lasten wie Kräfte und Momente auf den Stützen bzw. Abzweig. Ziel dieser Arbeit ist es, einen Beitrag zur Verkleinerung dieser Kenntnislücke durch Experimente, Finite Elemente Analysen (FEA) und analytische Näherungen zu leisten. Gerade experimentelle Untersuchungen sind zu schrägen Stützen unter äußeren Lasten außer Innendruck, abgesehen von [Mei05], kaum bekannt. Diese gewonnenen Daten können unter anderem in Form von Spannungserhöhungsfaktoren (SIF) in der Rohrleitungsberechnung zum Einsatz kommen. Des Weiteren ist ein systematischer Vergleich des Verhaltens rechtwinkliger und schräger Stützen sinnvoll, um erkennen zu können, wo die Gefahren durch große SIF liegen oder wo eine analoge Behandlung möglich ist. Eine Übertragung der Problemstellung „schräger Stützen“ auf das rechtwinklige Pendant ist insofern sinnvoll, da hier wesentlich fundiertere Erkenntnisse über das mechanische Verhalten existieren.

Ein weiterer Schwerpunkt der Arbeit liegt auf dem Auslegungsverfahren nach dem Einspielkriterium. Hier wird davon ausgegangen, dass bei Vermeidung des Überschreitens der Einspielgrenze das Tragwerksversagen im niederzyklischen Lastwechselbereich ($<10^4$ Zyklen) ausgeschlossen ist. Diese Annahme sollte gerade bei Vorhandensein einer Schweißnaht im hoch beanspruchten Bereich kritisch hinterfragt werden, was durch mehrere Versuche an verschiedenen Stützensausführungen realisiert wurde, um Versagensort und -mechanismus sowie Lastwechselzahl festzustellen.

Losgelöst von der Berechnung spezifischer Stützenverbindungen unter Innendruck und äußeren Lasten soll die Arbeit auch aufzeigen, welche Ziele durch eine detaillierte Spannungsanalyse erreicht werden können und wo deren Grenzen liegen. Das Potential der FEA in Abgrenzung zur Regelwerksberechnung ist gerade auf dem Gebiet der Druckgerätetechnik enorm und kann bei fachgerechtem Einsatz einen Zugewinn an Wirtschaftlichkeit und Sicherheit gewährleisten.

2. Stand der Technik

Bei der Stutzeinschweißung in einen Druckbehälter – oder allgemeiner bei der Zylinder/Zylinder-Verschneidung – handelt es sich um eine seit den 1960er Jahren intensiv untersuchte Geometrie. Vor allem auf dem Gebiet der Kerntechnik und dem damit verbundenen Reaktorbau wurden große Anstrengungen unternommen, die Mechanik dieses Gebildes unter den möglichen Randbedingungen und zugrunde liegenden Geometrien zu untersuchen. Um den Stand der Technik auf dem Gebiet „Stutzen/Abzweig unter Innendruck und Biegung“ strukturiert darbieten zu können, wird eine fein gegliederte Unterteilung des Themengebiets vorgenommen.

Generell lassen sich diese Forschungsergebnisse in zwei Sparten unterteilen: die experimentellen und die rechnerischen Arbeiten. Dabei sind auch Kombinationen beider Gebiete möglich, die ebenfalls in der vorliegenden Arbeit dargestellt werden. Der rechnerische Teil kann wiederum in analytische, i.d.R. auf Grundlage schalentheoretischer Überlegungen, und numerische (z.B. FEM) Betrachtungen unterteilt werden. Außer durch die Lösungsansätze ist auch noch eine Unterteilung des gesamten Themengebietes nach Randbedingungen (Innendruck, Biegemomente verschiedener Orientierung) und Geometrien (rechtwinkliger oder schräger Abzweig) geboten, um den relevanten Stand der Technik, vor dessen Hintergrund diese Arbeit entstand, übersichtlich darzustellen. Ein wichtiges Gebiet wurde bis jetzt nicht erwähnt, obwohl es für das Gros der existierenden Bauteile maßgeblich ist: Regelwerke. In diesem Abschnitt wird ein Abriss nationaler, europäischer und international gebräuchlicher Regelwerke dargeboten. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird mehrfach auf diese Vorschriftenberechnungsmethoden Bezug genommen, meist im Zusammenhang mit der Gegenüberstellung ihrer Ergebnisse mit denen einer umfangreichen Spannungsanalyse. So soll aufgezeigt werden, an welchen Stellen und unter welchen Bedingungen es sich lohnen kann, etwas mehr Aufwand zu betreiben und exaktere Betrachtungen anzustellen.

Ein gesonderter Teil dieses Kapitels ist den elastizitätsüberschreitenden Beanspruchungen von Stutzen und Abzweigen – Shakedown-, Ratcheting- und Traglastanalysen – gewidmet, die zentrale Bestandteile der vorliegenden experimentellen, numerischen und analytischen Untersuchungen sind. Des Weiteren wird noch auf die existierenden Untersuchungen zu schrägen, symmetrischen Stutzen eingegangen.

2.1. Regelwerke

In diesem Abschnitt werden die für zylindrische Abzweige mit ebenfalls zylindrischem Grundkörper relevanten Regelwerke dargestellt. Zu unterscheiden sind hierbei nationale, europäische und international gebräuchliche Auslegungsvorschriften aus dem Bereich des Druckgeräte- und Rohrleitungsbaus. Die dargestellte Auswahl aus der Vielzahl der Vorschriften ist sicherlich nicht abschließend, soll aber die wichtigsten Teile dieses Gebietes widerspiegeln. Nach nationaler Gesetzgebung kann es beispielsweise vorgeschrieben sein, die Auslegung von Druckgeräten und Rohrleitungen nach anderen länderspezifischen Vorschriften durchzuführen.

2.1.1. DIN EN 13445-3

Im Zuge der Angleichung der Rechtsvorschriften im Bereich Druckgeräte wurde nach den Vorgaben der EU-weiten Druckgeräterichtlinie 97/23/EG die DIN EN 13445-3 [EN13445] geschaffen. Die Druckgeräterichtlinie trat am 29. November 1999 in Kraft. Die Anwendung war in einem Übergangszeitraum bis 28. Mai 2002 für die Hersteller fakultativ, d.h. diese konnten entscheiden, ob sie die strengerer Sicherheitsnormen der Druckgeräterichtlinie oder die damals bestehenden nationalen Rechtsvorschriften wie die Druckbehälterverordnung anwendeten. Mit Ablauf des Übergangszeitraums wurde die Druckgeräterichtlinie die allein verbindliche Rechtsvorschrift in den Mitgliedstaaten der EU und der EFTA für das Inverkehrbringen von Druckgeräten und Baugruppen mit einem zulässigen Druck von mehr als 0,5 bar. Die grundlegenden Sicherheitsanforderungen des Anhangs I der Druckgeräterichtlinie werden in den einzelnen Teilen der Norm EN 13445-3 konkretisiert.

Der Abschnitt 16.5 der EN 13445-3 enthält Regeln für die Berechnung von Zylinderschalen mit einem Stutzen unter Innendruck und lokalen Lasten wie Umfangs- (M_x) und Längsbiegemoment (M_y) sowie Axiallast (F_{ax}). Das Stutzentorsionsmoment (M_z) wird nicht behandelt.

Grundsätzlich wird hier bei der Ermittlung des maximal zulässigen Innendrucks das aus dem ASME-Code bekannte Flächenvergleichsverfahren zwischen druck- und spannungstragenden Flächen angewendet. Zur Ermittlung zulässiger Lasten werden in Abhängigkeit der Stutzenausführung Abklinglängen für Stutzen und Behälter errechnet (Abb. 2.1), um einen maximal zulässigen Innendruck bestimmen zu können:

$$P_{\max} = \frac{(Af_s + Af_w) \cdot f_s + Af_b \cdot f_{ob} + Af_p \cdot f_{op}}{(Ap_s + Ap_b + 0,5Ap_\phi) + 0,5(Af_s + Af_w + Af_b + Af_p)} \quad (2.1)$$

Sind weitere äußere Lasten vorhanden, wie Umfangs- (M_x), Längsbiegemoment (M_y) oder Axiallast (F_{ax}), sind auch hierfür die maximal zulässigen Werte zu errechnen. Für jede einzelne Last wird ein Auslastungsgrad aus tatsächlicher zu maximal zulässiger Belastung als Quotient ermittelt. Dieser muss kleiner oder gleich 1 sein. Liegt eine Kombination aus den verschiedenen Einzellasten vor, so wird diese unter Verwendung der einzelnen Auslastungsgrade abgesichert.

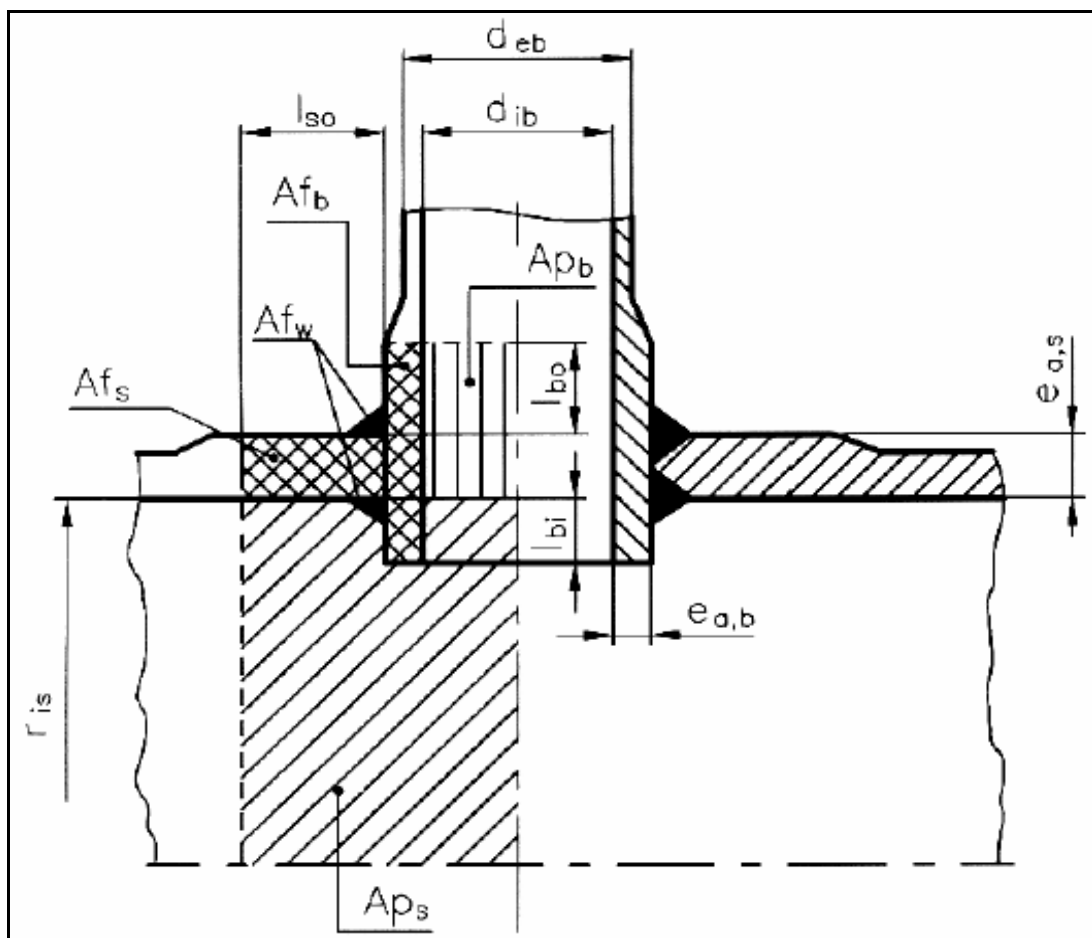


Abb. 2.1: Zylinderschale mit Einzelausschnitt, Verstärkung durch höhere Wanddicken und eingeschweißten Stützen

2.1.2. AD-Merkblatt S3/6

Mit Hilfe des AD-Merkblattes AD-S3/6 kann ein Standsicherheitsnachweis für Druckbehälter mit Stutzen unter Innendruck und äußeren Lasten geführt werden. Voraussetzung hierfür ist, dass die Beanspruchung statisch oder quasistatisch und das Verhältnis d_i/D_i nicht größer als 0,3 ist.

Die Ermittlung der Spannungen, die durch die Druckbeanspruchung verursacht werden, erfolgt mit Hilfe von Spannungserhöhungsfaktoren (SCF), die in [BiR67] graphisch und als Näherungsfunktion in [Bec] dargestellt sind. Der ermittelte SCF ist auf die mit Hilfe der Kesselformeln ermittelten Membranspannungen anzuwenden. Um für eine genauere Analyse Aussagen zu den Einzelspannungen zu erhalten, wird empfohlen, die Berechnung nach [KTA3211] durchzuführen.

Die Ermittlung einer Beanspruchung oder eines Auslastungsfaktors aus den äußeren Lasten ist mit Hilfe von AD-B3/6 nicht möglich. Zur Berechnung der Einzelspannungen, die aus der äußeren Belastung resultieren, wird lediglich auf WRC Bulletin 107 [WRC107] und 297 [WRC297] hingewiesen.

Der im AD-Merkblatt eingeführte Faktor α entspricht dem erwähnten Spannungserhöhungsfaktor und ist eine Funktion der Stutzen- und Behältergeometrie. Formelmäßig stellt er sich wie folgt dar:

$$\alpha = 2,2 + e^{a(e_s/e_A)} \psi^{b(e_s/e_A)}$$

mit

$$a(e_s/e_A) = -1,14(e_s/e_A)^2 - 0,89(e_s/e_A) + 1,43$$

$$b(e_s/e_A) = 0,326(e_s/e_A)^2 - 0,59(e_s/e_A) + 1,08$$
(2.2)

$$\psi = \frac{d_i + e_s}{D_i + e_A} \sqrt{\frac{D_i + e_A}{2e_A}}.$$

Exemplarisch für den Versuchsbehälter DN 500 ($R/T=20$) kann der in (2.2) dargestellte Zusammenhang mit dem Parameter Wandstärkenverhältnis Stutzen/Behälter t/T graphisch aufgetragen werden.

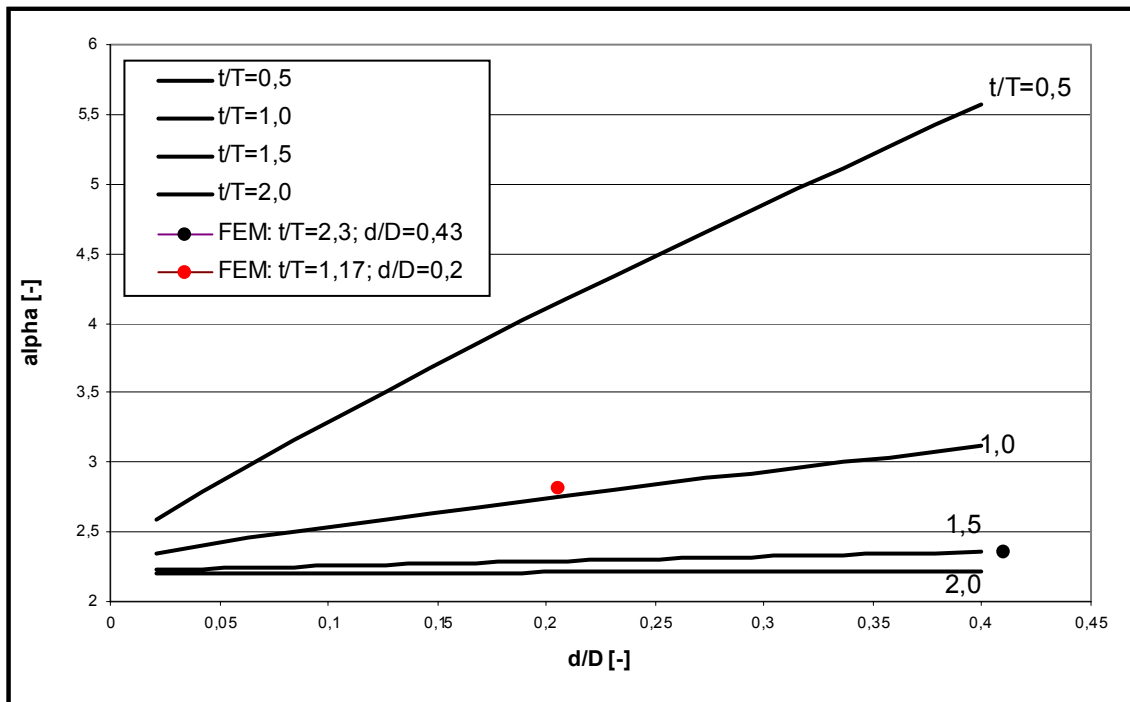


Abb. 2.2: SCF für Innendruck am Behälter DN 500 ($R/T=20$) in Abhängigkeit vom Durchmesser-
verhältnis d/D mit dem Kurvenparameter t/T

Wie aus der Bestimmungsgleichung für α (2.2) zu entnehmen ist, wird der SCF nie kleiner als 2,2. Dieser untere Grenzwert kann aus analytischen Betrachtungen abgeleitet werden. Der Ansatz für die Lösung des Problems „Zylinder unter Innendruck mit kreisförmigem Loch“ wurde von LURJE in [Lur46] gegeben. Eine Näherungslösung für den eingeschränkten Bereich

$$\frac{r}{R} \ll \sqrt{\frac{S}{R}} \quad (2.3)$$

wird von SAWIN in [Saw56] angegeben. Demnach wird die Zylinderschale in die Ebene abgerollt und nun als ebene Platte mit kreisförmiger Bohrung betrachtet, was eine Vereinfachung für den Fall, dass (2.3) zutrifft, darstellt. Die Schalenkrümmung, der Bohrungsradius und die Schalendicke werden über einen Faktor k_2 berücksichtigt. Die maximale Tangentialspannung am Lochrand mit $\sigma_r = \tau_{r\varphi} = 0$, ergibt sich dann zu

$$\sigma_{\varphi} = 2,5 \frac{p D}{s} k_2 \quad (2.4)$$

$$\text{mit } k_2 = 1 + 2,3 \frac{r^2}{R s}$$

Die Steigung der Kurven mit steigenden Werten für d/D nimmt bei kleinen Wandstärkenverhältnissen stark zu (Abb. 2.2); dies bis auf Werte von $SCF = 5$ an der regelwerksseitigen Grenze von $d/D = 0,3$ für $t/T = 0,5$. Bei den größeren Wanddickenverhältnissen wie $t/T = 2$ kann α als konstant angesehen werden und ist nicht mehr abhängig vom Durchmesser Verhältnis. Um die Auftragung gemäß AD-Merkblatt 3/6 mit den berechneten numerischen Ergebnissen zu vergleichen, wurde für die Ergebnisse der FEM-Analysen ebenfalls ein SCF definiert. Dieser ist der Quotient aus den Vergleichsspannungen der gestörten und ungestörten Zylindergeometrie. Die Ergebnisse sind in Abb. 2.2 punktförmig dargestellt: das Ergebnis für den Stutzen DN 500 DN 100 mit Wandstärkenverhältnis $t/T = 0,86$ und Schalenmittelfächenverhältnis $d/D = 0,2$; der weitere Punkt zeigt den SCF für den Stutzen DN 500 DN 200 mit $t/T = 2,3$ und $d/D = 0,4$. Beide Stutzen schließen einen Winkel von 90° mit der Achse des Behälters ein. Die Abweichung des per AD-Merkblatt erlangten Spannungserhöhungsfaktors vom FEM-Wert ist

$$\begin{aligned} \text{für DN500 DN100} \quad f &= \frac{2,82 - 2,49}{2,82} = 11,7 \% \\ \text{für DN500 DN200} \quad f &= \frac{2,36 - 2,20}{2,36} = 6,8 \% \end{aligned} \quad (2.5)$$

Somit stimmt das Ergebnis nach AD-Merblatt mit dem der FEA gut überein.

Zur Ermittlung von Einzelspannungen wird im AD-Merkblatt 3/6 auf KTA 3211.2 [KTA3211] verwiesen. Dort werden zwei unterschiedliche Verfahren zur Berechnung der Beanspruchungen durch Innendruck aufgeführt. Beiden Methoden ist es gemein, dass die Spannungen für zwei Orte der Verschneidungslinie Behälter/Stutzen unter 0° und 90° bezüglich der Hauptachse an der Innen- und Außenseite ermittelt werden. Im Verfahren 1 werden in Abhängigkeit vom bezogenen Stutzendurchmesser $d/\sqrt{DT}$ Spannungsindizes für lokale Membranspannungen und für die Summe aus lokalen Membranspannungen und Biegespannungen graphisch abgelesen. Verfahren 2 ist analog zu dem unten geschilderten Vorgehen zur Spannungsermittlung in-

folge Innendrucks nach [ASME82] mit den in Tab. 2.2 aufgeführten Verstärkungsfaktoren. Allerdings sind die Bezeichnungen nach Kap. 8.2.2.1 von [KTA3211] für die Spannungskomponenten missverständlich, da nicht die globalen Hauptspannungskomponenten des Zylinders – Tangential-, Axial- und Radialspannung – mit den Spannungsindizes aus Tab. 2.2 multipliziert werden, sondern die zu dem jeweiligen Schnitt normal oder parallel laufenden Hauptspannungskomponenten. Die Referenz stellen also die gewählte Schnittebene und die entstehende Querschnittsbegrenzung dar und nicht die Nennspannungen wie in Bild 8.2-3 aus [KTA3211] vermittelt. Die Lage der beiden Schnittebenen durch die Stutzenachse ist Abb. 2.3 zu entnehmen.

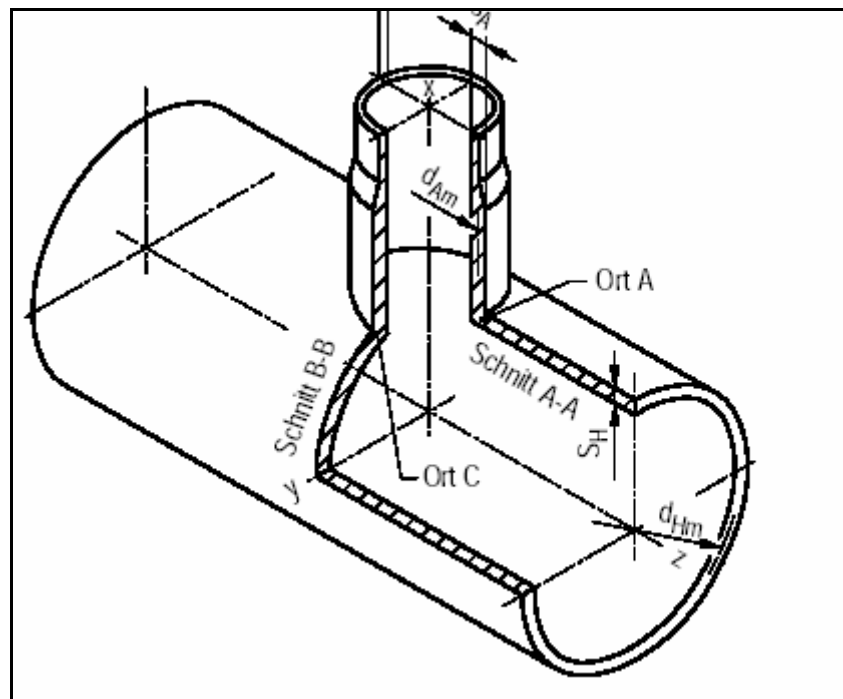


Abb. 2.3: Schnittebenen für Stutzen in zylindrischer Schale

2.1.3. Welding Research Council Bulletin 107/297 und ASME Section VIII Div. 2

Das Welding Research Council Bulletin (WRCB) 107 [WRC107] basiert auf den theoretischen Arbeiten von BILJAARD ([Bij54], [Bij55a], [Bij55b]) zur Kugel und zum Zylinder unter lokalen äußeren Lasten. Zur Darstellung der sechs möglichen äußeren Kräfte und Momente, eingeleitet beispielsweise durch einen Stutzenabzweig, verwendete BILJAARD eine ungestörte Zylinderschale mit einem in der Projektion quadratischen Feld, über dessen Fläche Radialkräfte aufgebracht werden. Diese Tatsache limitiert die Anwendung des Modells auf kleine Verhältnisse d/D . In neueren analytischen Betrachtungen der Zylinder/Zylinder-Verbindung ([XLH04], [XCH95]) wird ein vertikales Kraftsystem eingesetzt, was die Anwendung auf d/D -Verhältnisse bis zu 0,8 möglich macht.

WICHMAN wandte BILJAARDS Ergebnisse im WRC Bulletin 107 an. Die oben erwähnten Vereinfachungen beschränken den Anwendungsbereich dieser Berechnungsvorschrift auf ein Durchmesser Verhältnis Behälter/Stutzen bis zu 0,3. Als Ergebnis können Spannungen – im Falle der hier interessierenden Zylinder/Zylinder-Verschneidung – unter 0° , 90° , 180° und 270° behälterseitig innen und außen errechnet werden. Beanspruchungen im Stutzen sind nicht ermittelbar, da dieser als starr angenommen wird.

Um auch die Beanspruchungen infolge Innendruck in die Berechnung zu integrieren, werden die im ASME-Code Section VIII Div. 2 [ASME82] angegebenen Berechnungsvorschriften verwendet. Diese Vorgehensweise ist regelwerksseitig für folgende Abmessungsverhältnisse bei rechtwinkligen Stutzen mit kreisförmigem Querschnitt im zylindrischen Behälter zulässig:

D/T	10-100
d/D	$<0,5$
$d/\sqrt{D T}$	keine Beschränkung

Tab. 2.1: Beschränkungen nach ASME Section VIII Div. 2 AD-560.1

Die Beanspruchungen werden dann analog zu WRCB 107/297 in der Längs- und Querschnittsebene an der Innen- und Außenseite ermittelt und sind in Form von Faktoren (SCF) normiert auf die maximale Nennspannung im ungestörten Behälter

$$S = \frac{p(2R + T)}{2T}, \quad (2.6)$$

also der Tangentialspannung im Zylinder unter Innendruck. Die SCF werden mit folgenden Werten angegeben, wobei die Orte, an denen die Nennspannungserhöhungen betrachtet werden, analog zu Abb. 2.1, sich jeweils an der Behälterinnen- und -außenseite befinden:

	Längsschnitt		Querschnitt	
Spannung	Innenseite	Außenseite	Innenseite	Außenseite
σ_n	3,1	1,2	1,0	2,1
σ_t	-0,2	1,0	-0,2	2,6
σ_r	-T/R	0	-T/R	0
σ	3,3	1,2	1,2	2,6
σ_n : Spannung senkrecht zur Schnittebene σ_t : Spannung in der Schnittebene parallel zur Querschnittsbegrenzung σ_r : Radialspannung σ : Spannungsintensität (Vergleichsspannung nach Schubspannungshypothese)				

Tab. 2.2: SCF nach ASME Section VIII Div. 2 AD-560.7

Ergänzend zu [WRC107] wurde 1984 das Welding Research Council Bulletin 297, basierend auf den analytischen Arbeiten von Steele ([Ste81], [Ste83], [Ste83a]), herausgegeben. Damit sind in Erweiterung zu [WRC107] Berechnungen der Spannungen im Stutzen möglich, da dieser nicht mehr als starr angenommen wird, sondern seine Geometrie in die Beanspruchungsanalyse einfließt. Auch der Geltungsbereich bezüglich des Durchmesserhältnisses d/D wurde bis auf 0,5 erweitert.

2.2. Untersuchungen zu Innendruck und/oder Biegung mit elastischem Materialverhalten

Im Allgemeinen kann gesagt werden, dass trotz der Jahrzehnte andauernden Forschung immer noch ein erheblicher Mangel an experimentell abgesicherten Ergebnissen besteht. Gerade durch die schnelle Entwicklung auf dem Gebiet der numerischen Berechnungen sind experimentelle Betrachtungen weiter in den Hintergrund gerückt. Dies liegt nicht zuletzt daran, dass diese sowohl mit großem finanziellen als

auch Arbeitsaufwand verbunden sind und sich ohne gesammelte Erfahrungen auf diesem Gebiet nur schwerlich realisieren lassen. Gerade deswegen sind diese Arbeiten von großem Wert, da nur so getätigte Annahmen und Diskretisierungen auf ihre Zulässigkeit hin überprüft werden können. Auf dem Gebiet der Stutzenabzweige besteht allerdings sehr häufig das Problem, dass vorhandene Ergebnisse experimenteller Natur aufgrund der Vielzahl an Einflussparametern und Bauformen kaum übertragbar sind.

Umfangreiche Untersuchungen experimenteller Art wurden vom Oak Ridge National Laboratory (ORNL) des Unternehmens Union Carbide im Auftrag der US-amerikanischen Atomenergiebehörde durchgeführt. Anfangs wurden in [ORNL1] Abzweige ohne Verstärkungsringe oder Übergangsradien mit unterschiedlichen Geometrieparametern unter je 13 verschiedenen Lastfällen getestet, darunter Innendruck, Momente und Kräfte an Stutzen oder Behältern. Zur Dehnungsmessung wurden 322 Dehnmessstreifen (DMS) in Rosettenausführung an der Innen- und Außenseite befestigt. Alle Lastfälle wurden parallel mit Hilfe von Finite-Element-Analysen (FEA) unter Verwendung von Schalenelementen nachgerechnet und verglichen. Die Studien [ORNL2] und [ORNL3] wurden analog mit veränderten Geometrieparametern durchgeführt. Im letzten Teil [ORNL4] der Untersuchungen wurden dann verstärkte Stutzen/Behälter-Verbindungen mit Durchmesser-Verhältnissen d/D zwischen 0,08 – 0,5 sowie Behälterradius zu Wandstärke-Verhältnissen R/T zwischen 10 und 100 numerisch untersucht; hier allerdings bereits mit Volumen- anstatt Schalenmodellen und eigens für Stutzen entwickeltem FE-Programm.

Als Ergebnis der umfangreichen ORNL-Untersuchungen konnte eine sehr gute qualitative, d.h. örtliche Übereinstimmung der rechnerischen und experimentellen Werte festgestellt werden. Die quantitativen Auswertungen in Form von SCFs weichen allerdings teilweise stark ab, wobei aber bereits damals das Potential der Finite-Element-Methode aufgrund der analogen Ergebnisse deutlich zu erkennen war. Beispielsweise am Modellbehälter nach [ORNL1] ($d/D=0,5$, $D/T=d/t=100$) wurden unter Innendruck die Dehnungen an der Innen- und Außenseite im Verschneidungsbereich gemessen. Die maximale Hauptspannung wurde an der Behälteraußenseite unter 0° bzw. 180° zur Behälterachse gemessen. Die Tatsache, dass das Maximum an der Außenseite des Behälters liegt, wirkt auf den ersten Blick befremdlich, ist aber bei Betrachtung der sehr dünnwandigen Konstruktion ($D/T=100$) und der zu erwartenden Messfehler nachvollziehbar.

Unter Umfangsbiegung wurden analoge Ergebnisse im Experiment und in der FEA erhalten. Die maximalen Spannungen lagen unter 90° zur Behälterachse im Verschneidungsbereich an der Außenseite des Stutzens. Dieses wichtige Ergebnis zeigt auf, dass für $t < T$ unter Biegemamenteinleitung durch den Stutzen in den Behälter die höchstbeanspruchte Stelle im Stutzen am Verschneidungsbereich liegt. Für $t > T$ bewegt sich dieser Ort vom Stutzen über die Schweißnaht an die Außenseite des Behälters. Auch bei Einleitung eines Längsbiegemoments über den Stutzen in den Behälter wurden die maximalen Dehnungen an der Außenseite des Stutzens gemessen, wobei diese hier nicht in der Längssymmetrieebene des Behälters liegen, sondern in einem Winkel von etwa 60° hierzu. Damit deckt sich das Ergebnis nach [ORN1] mit den Untersuchungen von HARDENBERGH ([HZE63], [HaZ64], s.u.). Abschließend wurde anhand der ORNL-Tests ein geringer Unterschied zwischen den Auswirkungen der Momente und der diese erzeugende Kräfte festgestellt, d.h. es ist kaum eine Unterscheidung zwischen der Einleitung eines Umfangs- oder Längsbiegemoments und der Einleitung der entsprechenden Stutzenquerkräfte in behälteraxialer und -tangentialer Richtung zu erkennen. Die Ergebnisse der ORNL-Untersuchungen wurden in Form von Tabellen und Diagrammen ausgewertet und dargestellt und fanden Eingang in US-amerikanische Berechnungsvorschriften.

In Deutschland wurden von STROHMEIER in [Str71] umfangreiche experimentelle und analytische Untersuchungen an zwei verschiedenen Reaktorgeometrien – die Reaktoren Gundremmingen und Lingen – auf dem Gebiet der radialen zylindrischen Stutzen in Kugelschalen durchgeführt. Durch die Entwicklung von Rechenprogrammen zur Lösung der aufgestellten Spannungsprobleme für Durchmesser verhältnisse $d/D < 0,5$ konnte eine gute Übereinstimmung zwischen den Berechnungen und den experimentellen Ergebnissen im Rahmen der Reaktordruckprobe erzielt werden. So gelang es, die Dimensionierung der zweiten Reaktorgeometrie (Lingen) wesentlich wirtschaftlicher zu gestalten; das Behältergewicht konnte aufgrund der entwickelten Spannungsanalyse um $1/3$ gesenkt werden. In [Str73] werden die gemessenen Dehnungen des Reaktors Lingen für die Geometrie „Radialer zylindrischer Stutzen in zylindrischem Druckbehälter“ ausgewertet und mit Rechenergebnissen verglichen. Des Weiteren werden fremde Messungen an metallischen Versuchsbehältern und spannungsoptischen Modellen zur Verifizierung des entwickelten Berechnungsprogramms herangezogen. Die Computerrechenergebnisse stimmen mit den Versuchswerten aus den verschiedenen Messreihen gut überein (Fehler $\leq 10\%$).

PROCTER und STRONG stellen in [PrS72] die experimentellen Ergebnisse ihrer Untersuchungen an dreizehn verschiedenen rechtwinkligen Stützen mit unterschiedlichen Geometrieparametern ($0,2 \leq d/D \leq 1,0$) dar. In der Studie wird sowohl das elastische Verhalten als auch das Shakedown-Verhalten unter schwelldem Innendruck (s. Kap. 2.3) untersucht. Im elastischen Bereich ist die Zielsetzung dieser Arbeit von PROCTER und STRONG eine Bestätigung des von MONEY aufgestellten linearen, logarithmischen Zusammenhangs zwischen dem *Stress Concentration Factor* (SCF), den die Stützeinschweißung verursacht, und dem Parameter $M = \left(\frac{r}{t}\right)^2 \frac{T}{R}$ ([Mon66]). In [Mon68] wurde die in Abb. 2.4 dargestellte „Money-Line“ mit der Funktion

$$\log SCF = 0,2042 \log M + 0,3979 \quad (2.7)$$

beschrieben. Die von PROCTER / STRONG ([PrS72]) UND FINDLEY et al. ([FMS70]) erhaltenen experimentellen Ergebnisse weisen allerdings höhere SCF-Werte aus, als diese nach (2.7) zu errechnen gewesen wären. Also wurde die Steigung der „Money-Line“ von 0,4084 auf 0,5 erhöht, um eine Annäherung an die Versuchsergebnisse zu erzielen. Somit kann der SCF in den experimentell geprüften Schranken mit der vereinfachten Formel

$$SCF = 2,5 \left(\frac{r}{t}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T}{R}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.8)$$

bestimmt werden. Dies ist in Abb. 2.4 als „BSI-Line“ gekennzeichnet und findet Eingang in das Regelwerk [BS5500]. Wie zu sehen, liegen alle Messergebnisse unter einer 10 %-Fehlerschranke der relativ konservativen Bemessungslinie für SCFs nach [BS5500]. Weiter finden PROCTER und STRONG die größte Beanspruchung an der Innenseite des Stützens unter 0° zur Behälterachse, wobei sich diese lediglich um 10 % von der analogen Stelle an der Behälteraußenseite unterscheidet. PROCTER und STRONG schließen daraus, dass diese Stelle im Hinblick auf die mechanischen Eigenschaften der Naht an der Außenseite besonders gefährdet ist.

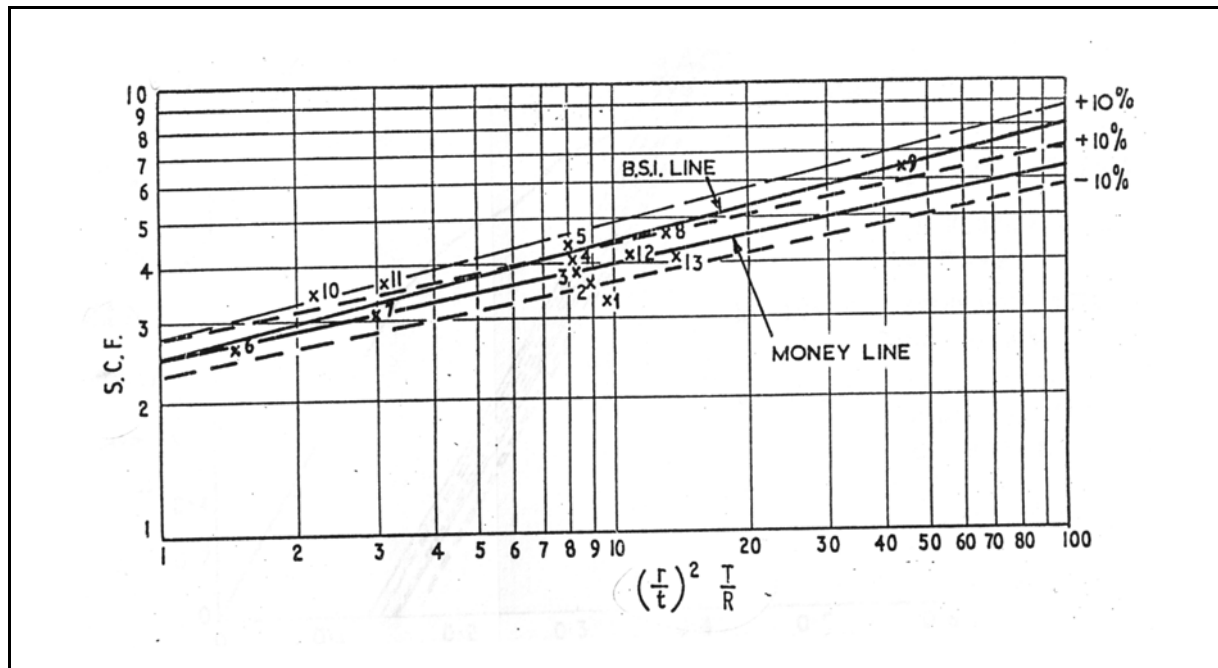


Abb. 2.4: Versuchsergebnisse aus [PrS72] im Vergleich

Auf dem Gebiet der experimentellen Untersuchungen von „Stutzen/Abzweigen in Druckbehältern/Rohrleitungen unter Biegeeinfluss“ wurden von HARDENBERGH im Auftrag des *Pressure Vessel Research Committee* des *Welding Research Councils* Untersuchungen an insgesamt vier rechtwinkligen Abzweigen mit je zwei dickwandigen ($D_m/T=19$) Modellen mit Durchmesser-Verhältnissen von 0,63 und 1,0 und je zwei dünnwandigen Modellen ($D_m/T=230$) mit d/D von 0,5 bzw. 1,0 durchgeführt ([HZE63], [HaZ64]). Zielsetzung der Arbeiten war es, die von BIJLAARD ([Bij54], [Bij55a], [Bij55b]) analytisch erhaltenen Kurven zur Ermittlung der SCF auch auf größere Durchmesser-Verhältnisse übertragen zu können und dies experimentell zu belegen (s. WRC 107, Appendix A3). Allerdings wichen die Versuchsergebnisse teilweise sehr stark von den extrapolierten Kurven BIJLAARDS ab, so dass eine Anwendbarkeit auf größere Durchmesser-Verhältnisse als 0,3 nicht möglich erschien. Bei dem zylindrischen Druckbehälter mit dem Verhältnis mittlerer Durchmesser zu Wandstärke $D_m/T=19$ scheinen nach [WRC107] die Grenzen der Theorie der flachen, biegesteifen Schalen, die den analytischen Betrachtungen zugrunde liegt, erreicht zu sein. Die Abweichung der Messergebnisse des Behälters $D_m/T=19$, $d/D=0,32$, $t/T=0,43$ unter Längsbiegung vom Rechenergebnis liegt zwischen 10 und 50 %, allerdings zur konservativen Seite hin. Beim Modell mit großem Durchmesser-Verhältnis $d/D=0,63$ mit $D_m/T=19$ und $t/T=0,69$ liegen die experimentellen Ergebnisse ebenso um bis zu 45 % von den Rechenergebnissen entfernt; hier allerdings zur nichtkonservativen Seite hin. Dieser Sachverhalt verdeutlicht die Gefahr einer Auslegung von Abzweigen mit

$d/D > 0,3$ mit [WRC107], da die verwendete Theorie zur Erlangung der Auslegungformeln und -kurven diese großen Öffnungswinkel offensichtlich nicht wiedergibt. Um die Orte höchster Beanspruchungen im Einflussbereich der Verschneidungslinie zu ermitteln, wurden in [HZE63] und [HaZ64] umfangreiche Messungen entlang dieser Kurve durchgeführt. Wie zu erwarten, zeigten sich die maximalen Dehnungen an den Dehnmessstreifen bei der Stutzeinschweißung. Dies gilt sowohl für das Längs- als auch für das Umfangsbiegemoment. Ungewöhnlich erschien allerdings die Verschiebung der maximalen Spannungen – in Umfangs- und radialer Richtung bezüglich des Stutzens – aus der Behälterachse heraus um einen Winkel von etwa 60° im Fall des Längsbiegemoments (Abb. 2.5 links), die so noch nicht gemessen wurde. Ähnliche Beobachtungen werden später auch in [ORNL1] und im Rahmen der vorliegenden Arbeit gemacht, und zwar bei den experimentellen und numerischen Untersuchungen unter Innendruck und Längsbiegung (s. Kap. 6, z. B. Abb. 6.8 und Abb. 6.9). Die Messungen nach [HZE63], [HaZ64] unter Einwirkung eines Umfangsbiegemoments (Abb. 2.5 rechts) weisen den erwarteten Verlauf mit maximalen Beanspruchungen im rechten Winkel zur Behälterachse, wie er auch in der vorliegenden Arbeit gemessen wurde, auf.

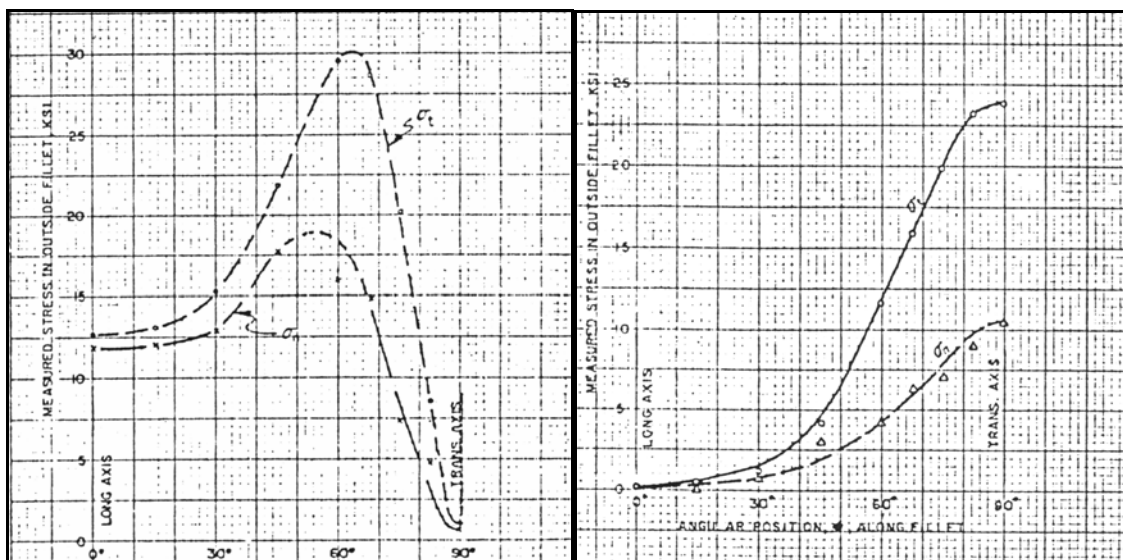


Abb. 2.5: Spannungen infolge Längsbiegung (links) und Umfangsbiegung (rechts) entlang der Naht

Neben den oben genannten experimentellen Arbeiten zum Themengebiet „Zylindrischer Stutzen in zylindrischem Behälter unter Innendruck und/oder Biegung“ gibt es eine Vielzahl numerischer und analytischer Untersuchungen. Im Folgenden sei exemplarisch auf einige verwiesen.

Eine Gegenüberstellung verschiedener Berechnungsmethoden für den Stutzen unter Biegebeanspruchung wird von DEKKER in [Dek92] durchgeführt. Hierin werden die am weitesten verbreiteten Regelwerke zur Berechnung von Stutzen in Zylinder- und Kugelschalen (WRC 107, BS 5500 G.2.5.) verglichen und eine eigene, verbesserte Methode eingeführt. In [DeB97] werden parallel hierzu umfangreiche Parametervariationen anhand von FEM-Berechnungen getätigt und mit verschiedenen anderen Berechnungsmethoden verglichen. Hierzu werden FEM-Schalenmodelle entsprechend der Bereiche d/D 0,1 - 0,5, t/T 0,2 - 2 generiert, berechnet und ausgewertet. Als Ergebnis werden SCF aus den FEA für Innendruck, Längs- und Umfangsbiegung für den oben angegebenen, breiten Parameterbereich in Tabellenform wiedergegeben und die Orte der höchsten Beanspruchung festgestellt. Da in [DeB97] Schalenmodelle verwendet werden, die leicht handhabbar in der (automatischen) Generierung und in der Berechnung sind, liegt das Spannungsmaximum bei Biegung für $t/T < 1$ im Stutzen, für $t/T > 1$ im Behälter. Dieser relativ eindeutige Indikator für den Ort höchster Spannung verwischt, wenn das Modell dreidimensional unter Verwendung von Quaderelementen generiert wird, da dann die voluminöse Schweißnaht den Verschneidungsbereich beeinflusst. Bei den im Umfang der vorliegenden Arbeit untersuchten Stutzen des Behälters DN 500 (s. Kap. 6) liegt immer ein t/T -Verhältnis größer 1,15 vor, d.h. die höchstbeanspruchte Stelle liegt am Behälter, nicht am Stutzen. Bei 3D-Vergleichsberechnungen des Behälters DN 1000 ($T=24$ mm) unter Längsbiegung konnte eine Verschiebung dieser Stelle an die Schweißnahtaußenseite unter 0° zur Behälterachse beobachtet werden ($t=28$ mm, $t/T=1,17$). Dies legt zumindest nahe, im Zweifelsfalle den gesamten Bereich Behälter, Schweißnaht und Stutzen näher zu betrachten. Eines der in [DeB97] aufgeführten Diagramme (Abb. 2.6 links) zur Ermittlung der SCFs unter Innendruck wurde anhand eigener Berechnungen – unter Verwendung eines Schalenmodells analog zu [DeB97] – verglichen. Als Beispiel wurden die zwei Parametersätze $R/T=20$, $t/T=0,2$, $d/D=0,2$ und $R/T=20$, $t/T=2$, $d/D=0,2$ gewählt. Diese stellen zwei entgegengesetzte Stutzenvarianten dar, den dünnwandigen mit $t \rightarrow 0$ und den dickwandigen mit $t/T=2$. Zur Erläuterung des Schaubilds nach [DeB97] muss noch erwähnt werden, dass dieses für $R/T=20$ gültig ist und dass der Parameter $\beta = 0,875 \frac{r_0}{R}$ ist, wobei r_0 der Stutzenaußenradius und R der Schalenmitelradius ist. Um beide Darstellungen in Abb. 2.6 vergleichen zu können, muss also ein $\beta = 0,23$ im Diagramm nach [DeB97] verwendet werden. Bei Betrachtung von

Abb. 2.6 zeigt sich, dass eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Berechnungen gemäß [DeB97] (links) und eigenen Schalen-FEA (rechts) besteht. Die Auswertung der eigenen FEM-Berechnung zeigt den Verlauf der Vergleichsspannung entlang eines Auswertepfades, der in der Längssymmetrieebene liegt und vom Stutzen über die Verschneidungslinie ($l/r=0$) hin zum Behälter führt. Die Pfadlänge ist auf den Stutzenmittellradius r normiert. Für eine überschlägige Berechnung der Beanspruchungen aus Innendruck sind die umfangreichen Parameteruntersuchungen nach [DeB97] also durchaus zu empfehlen. Es sei an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, dass sich bei einer FEM-Betrachtung der oben diskutierten Geometrien unter Verwendung von Volumenelementen ein anderer, wesentlich unkonservativerer Spannungsverlauf ergibt. Bei der Notwendigkeit einer genauen Betrachtung, z.B. im Fall hoher Drücke oder hoher Rohrleitungsreaktionen, ist diese Berechnungsart vorzuziehen.

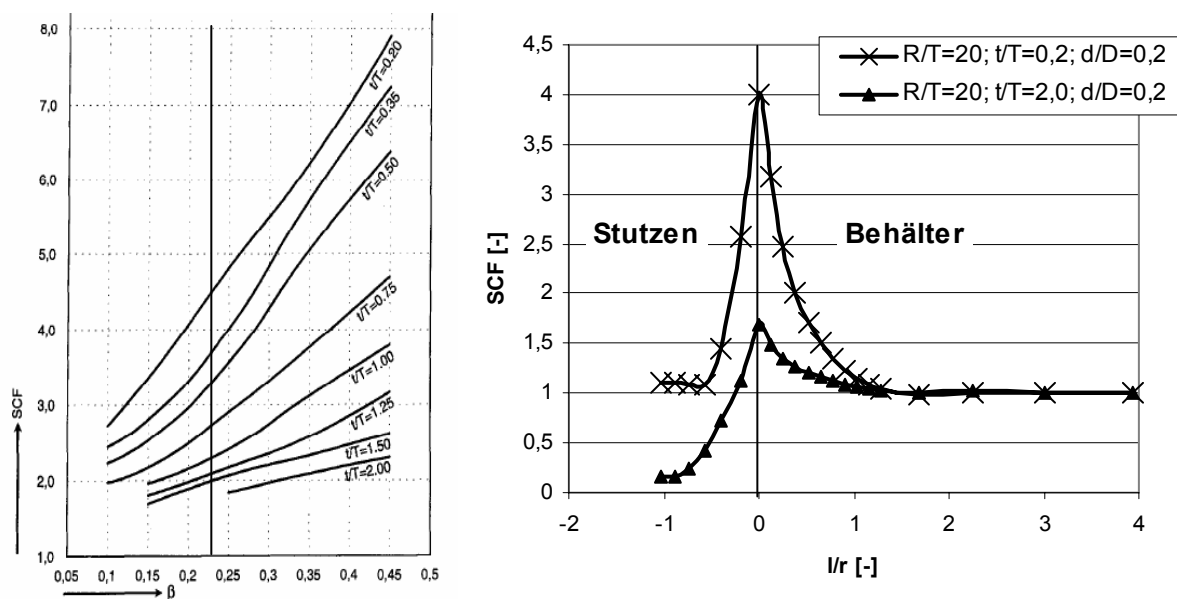


Abb. 2.6: Vergleich SCF nach [DeB97] für $R/T=20$ (links) mit eigenen Berechnungen (rechts)

Ein weiterer umfangreicher Überblicksbeitrag zu zylindrischen Abzweigen wurde mit [Pri] vorgelegt. Hierin werden zylindrische Stutzen in Kugel- und Zylinderschalen behandelt. PRICE gibt einen Überblick über verschiedene Stutzenbauformen, Regelwerksberechnungen und experimentelle Untersuchungen. Er fasst verschiedene Auslegungsmethoden (Flächenersatz, elastische Spannungsberechnung) zusammen und stellt verschiedene Versuchsergebnisse an spannungsoptischen und realen Metallmodellen vor. Neben Stutzenverstärkungen wird auch die gegenseitige Beeinflussung bei Stutzenfeldern und schrägen Stutzenausführungen, sowohl unter Innen-

druck als auch unter Biegung, behandelt. Zusätzlich wird auf die regelwerksmäßige (BS5500) Auslegung nach dem Shakedown-Theorem gemäß Melan für Kugel- und Zylinderschalen mit zylindrischen Stützen eingegangen (s. Kap. 2.3).

2.3. Untersuchungen zu überelastischen Beanspruchungen

2.3.1. Traglastuntersuchungen

Der Ursprung der Traglasttheorie entstammt dem Bauwesen und entstand durch das Streben nach werkstoffsparenden Konstruktionen. Die Grenztragfähigkeit, definiert durch das unendliche Anwachsen plastischer Dehnungen ohne einhergehende Laststeigerung (kinematischer Versagensmechanismus), galt als probates Auslegungskriterium, da hier die tatsächliche Tragfähigkeit der Konstruktion einfließt. Die Voraussetzung zur Anwendung der Traglasttheorie ist ein Werkstoff, der auch jenseits der Fließgrenze über gute Verformungseigenschaften verfügt. Der Nachweis der Zulässigkeit von Lasten ist bei Anwendung des Traglastverfahrens grundverschieden von dem der Elastizitätstheorie. Während bei Letzterer die *Spannungen* durch eine zulässige Spannung begrenzt werden ($\sigma \leq \sigma_{zul}$), fordert das Traglastberechnungsverfahren, dass die Einwirkungen der *Lasten* unterhalb der Traglast liegen. Hierbei werden selbstverständlich Sicherheitsfaktoren nicht unter 1,5 eingerechnet. Einblicke in das Traglastberechnungsverfahren und die Fließgelenktheorie finden sich beispielsweise in [Fei80] und [Vog65]. Wichtig ist die Einschränkung, dass das Traglast-Berechnungsverfahren nur im Fall ruhender Lasten Anwendung finden darf. Liegen wechselnde äußere Belastungen vor, so sind weitere Nachweise gegen wechselnde Plastizität und fortschreitende Plastifizierung notwendig. Des Weiteren ist noch darauf hinzuweisen, dass Stabilitätsversagen (Beulen, Knicken) vor Erreichen der Traglast ebenso durch geeignete Nachweise auszuschließen ist.

Die Grenztragfähigkeit von Stützen/Behälter-Verbindungen ist wichtiger Bestandteil der analytischen und numerischen Betrachtungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit. Diese Kenngröße ist von großer Wichtigkeit für den Berechnungsingenieur und Konstrukteur, da mit ihr eine Aussage über die äußeren Lasten, die zum Versagen eines Bauteils führen, getroffen werden kann. Gerade zur Absicherung von außergewöhnlichen Betriebszuständen, beispielsweise von Störfällen und/oder Notabschaltungen, ist die Kenntnis der Grenztragfähigkeit bzw. Traglast von großer Bedeutung. Ist dieser Grenzzustand durch Berechnungen bekannt, so können die erwähn-

ten außergewöhnlichen Betriebszustände mit den entsprechenden Sicherheitsfaktoren abgesichert werden. Eine weitere Motivation zur Berechnung der Grenztragfähigkeit ist eine vereinfachte Regelwerksauslegung unter Umgehung der sonst nötigen Spannungskategorisierung. Diese kann vor allem bei der Auswertung von FEM-Berechnungen, im Besonderen bei 3D-Modellen, mit einem hohen Aufwand verbunden sein. Bei Kenntnis der Grenztragfähigkeit kann sehr schnell eine Regelwerkskonformität nachgewiesen werden. Beispielsweise nach [KTA3201] Kap. 7.7.4 (analog zu ASME) ist für die Beanspruchungsstufe A ein einfacher Nachweis mit

$$P \leq 0,67 P_{\text{lim}} \quad (2.9)$$

möglich, wobei P eine spezifizierte Belastung und P_{lim} die Grenztragfähigkeit darstellt. P_{lim} wird mit der Fließgrenze unter Verwendung eines sog. *lower bound theorems* (Gleichgewicht zwischen äußeren Lasten und Beanspruchungen im Bauteil) berechnet. Analoge Vorgehensweisen sind nach [KTA3201] auch für alle weiteren Beanspruchungsstufen mit angepassten Werten für die zu verwendende Fließgrenze möglich. Die Relevanz der Kenntnis der Grenztragfähigkeit ist im Besonderen auch bei Bauteilauslegungen nach einem Shakedown-Theorem sehr hoch, da die Shakedown-Last – in Abhängigkeit der Geometrie – gleich der Traglast ist (Beispiel Biegestab) oder im günstigeren Fall belastungsmäßig weiter von ihr entfernt ist (Stützen unter Biegung, z.B. Abb. 6.24). Somit sind einerseits die Tragreserven des Bauteils über der Shakedown-Grenze nicht vorhanden, andererseits sind sie noch vergleichsweise hoch.

Aus der oben geschilderten Motivation heraus entstand eine Vielzahl von Forschungsarbeiten zur Grenztragfähigkeitsbestimmung bei Druckgeräten. Eine repräsentative, aber nicht umfassende Auswahl daraus soll im Folgenden kurz dargestellt werden.

CLOUD stellt in [Clo65] die Ergebnisse seiner analytischen und experimentellen Untersuchungen an kugelförmigen Druckbehältern mit radialem, zylindrischem Stützen vor. Rechnerisch werden verstärkte und unverstärkte Ausschnitte unter Anwendung der Schubspannungshypothese nach [OnP54] mit vereinfachter Fließbedingung gemäß [DrS59] behandelt. Diese Ergebnisse verglich CLOUD mit den experimentellen und entwickelte so ein Berechnungsverfahren für Ausschnittverstärkungen. Ziel dieses Verfahrens ist es, die mechanische Verschwächung der Kugelschale durch den

Stutzenausschnitt mit Verstärkungsblechen zu 100 % zu kompensieren, so dass der Verschwächungsbeiwert $\frac{p_{\text{lim}}(\text{Behälter})}{p_{\text{lim}}(\text{ungest. Schale})} = 1$ wird. CLOUD nimmt ein idealplastisches Materialverhalten und den in Abb. 2.7 dargestellten Versagensmechanismus mit drei Fließgelenken an. Nach einigen vereinfachenden Annahmen zur Lösung der Gleichgewichts- und Verträglichkeitsbedingungen für die Kugel- und Zylinderschale erhält CLOUD Kurven für den Grenz- oder Berstdruck in Abhängigkeit des Durchmesser-Verhältnisses d/D und des Wandstärken- Durchmesser-Verhältnisses D/T der Kugelschale (Abb. 2.7). Die angegebenen Drücke sind auf den Berstdruck der ungestörten Schale unter Innendruck normiert und im Sinne eines Verschwächungsbeiwertes zu interpretieren. Die experimentelle Bestätigung der Rechenergebnisse erfolgte durch Berstversuche an drei Modellen mit unterschiedlichen Stützen und verlief erfolgreich. Dabei erwies sich der berechnete Grenzdruck als konservativ, da weder die Werkstoffverfestigung jenseits der Fließgrenze noch die geometrische Nichtlinearität der Bauteilverformungen rechnerisch berücksichtigt wurden. [Ell69] erweiterte die Berechnungen um die Lösung des *upper bound theorem* (kinematisches Theorem) unter Verwendung verschiedener Fließflächengeometrien.

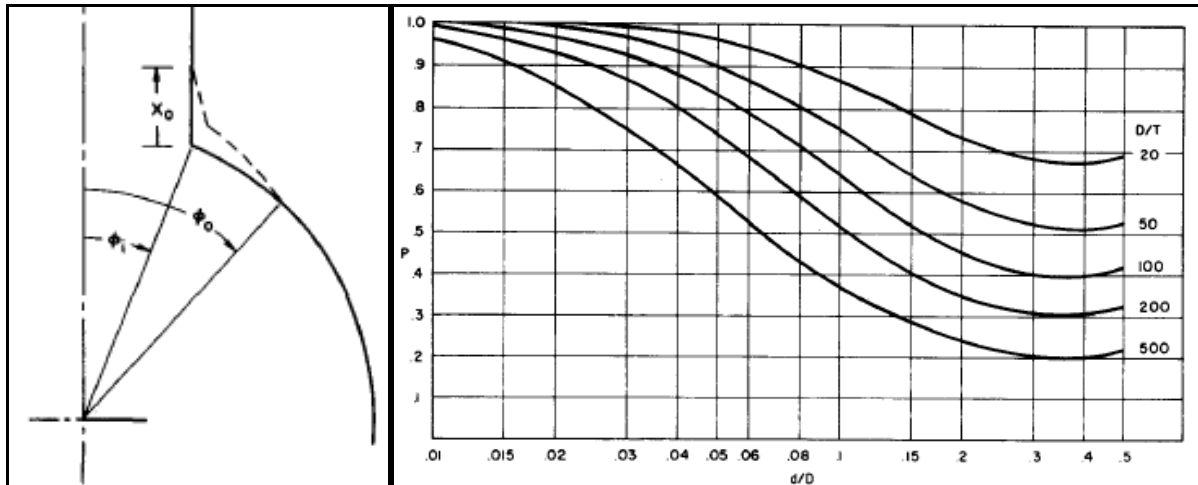


Abb. 2.7: Versagensmechanismus (links) und Grenzdrücke normiert auf die ungestörte Schale (rechts) [Clo65]

In [MMM88] untersuchen MOFFAT et al. numerisch und experimentell den Einfluss der Lagerungsbedingungen auf die Rechen- und Versuchsergebnisse. Die zugrunde gelegte Geometrie ist eine rechtwinklige, radiale Zylinder/Zylinder-Verschneidung unter Biegeeinfluss am Abzweig, also etwa ein Rohr-T-Stück oder ein Behälterstutzen. Die diskutierten Lagerungsrandbedingungen sind einerseits eine einseitige feste Einspannung des Hauptschusses/-rohres, andererseits eine beidseitige feste Einspan-

nung. In [MMM88] werden alle drei möglichen Momente am Abzweig untersucht. Unterhalb eines Durchmesser-Verhältnisses von 0,5 hat die Lagerungsart kaum einen Einfluss auf das Berechnungsergebnis, was sich über dem Grenzwert 0,6 ändert. Die Annahme eines freien Endes stellt bei allen d/D -Verhältnissen eine Obergrenze bezüglich der erhaltenen Spannungen dar.

Die Grenzlast eines Stutzens unter Querkrafteinwirkung tangential zum Behälter untersuchen HEITZER und STAAT in [HeS00]. Zur FEM-Berechnung wird ein 3-D-Modell eines Stutzenabzweigs mit Hilfe des FEM-Programms PERMAS erzeugt. Die Ermittlung der Grenztragfähigkeit erfolgt in Form der Lösung eines nichtlinearen Optimierungsproblems. Der behandelte Abzweig hat die Geometrieparameter $d/D=0,13$, $R/T=11,5$ und $t/T=1,5$. Es handelt sich somit um einen dickwandigen Abzweig analog zu den im Rahmen der vorliegenden Arbeit behandelten verstärkten Stutzen. In [HeS00] werden die elastischen Grenzwerte für Druck und Querkraft, die Shakedown-Grenzen für Querkraft unter konstantem Innendruck und schwellender Querkraft sowie die Traglast ermittelt. Der Fließbeginn unter Innendruckbelastung liegt bei $p_F=23,5$ MPa, was im Vergleich zur ungestörten, dickwandigen Schale ($p_F=41,0$ MPa bei $\sigma_F=25,0$ MPa) einen Verschwächungsbeiwert $\alpha_F=0,57$ ergibt. Bei Betrachtung der Berstdrücke rückt der Einfluss des Stutzens in den Hintergrund, der Beiwert α_F nimmt einen Wert von 0,94 an, d.h. die Verschwächung durch den Stutzen beträgt gegenüber Bersten lediglich 6 %. Diese Beobachtung, dass die Verschwächung den elastischen Grenzwert stark, jedoch die Traglast schwach beeinflusst, deckt sich mit den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit (s. Kap. 6.7), ist allerdings nur für große Verhältnisse t/T gültig. Bei der Querkraft und dem resultierenden Umfangsbiegemoment liegen ein Shakedown-Überlastfaktor von 2,52 und ein Traglast-Überlastfaktor von 3,34 vor. Der Shakedown-Wert liegt somit deutlich über dem theoretischen Grenzwert von 2 für Einspielverhalten.

NADARAJAH et al. untersuchen in [NMB96] rechtwinklige, radiale Stutzen unter Innendruck und Längsbiegung auf die Obergrenzen von elastischem, Einspiel- und Traglastverhalten. Motivation hierfür ist nach [NMB96] das Zusammenfallen der höchstbelasteten Stellen aus Biegung und Innendruck und die daraus resultierende (überelastische) hohe Gesamtbeanspruchung. Ziel der Arbeit von NADARAJAH et al. ist es, plastische Dehnungen zwar zuzulassen, diese aber durch das Shakedown-Theorem zu begrenzen. Somit soll das Bauteil vor der Akkumulation großer plastischer Dehnungsanteile geschützt werden. Die Berechnungen werden in [NMB96] unter Ver-

wendung von 3-D-Modellen und der Elastischen Kompensationsmethode (ECM, s. hierzu Kap. 3.1.3.1) durchgeführt. Dies geschieht unter Variation der Geometrieparameter der Stutzen/Behälter-Verbindung in den Grenzen $R/T=\{50;100;200\}$, $t/T=\{0,5;1,0\}$ und $r/R=\{0,1;0,2;0,4\}$. Die Ergebnisse der Parametervariationen sind in Interaktionsdiagrammen dargestellt (Abb. 2.8). Für Verhältnisse $r/R < 0,2$ und $r/R > 0,4$ fanden NADARAJAH et al. die Zusammenhänge für die Verläufe der Begrenzungskurven des elastischen Bereichs im Interaktionsdiagramm in Abhängigkeit des Durchmesser-Verhältnisses zu

$$\frac{p}{p_y} + \frac{M}{M_y} = 1 \quad \text{für } r/R \leq 0,2 \quad . \quad (2.10)$$

$$\frac{p^2}{p_y^2} + \frac{M^2}{M_y^2} = 1 \quad \text{für } r/R \geq 0,4$$

Der untere Fall gemäß (2.10) in Form eines Viertelkreises ist in Abb. 2.8 dargestellt. Diese Aussagen decken sich nicht mit den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit. Im Fall der hier untersuchten rechtwinkligen Stutzen liegt ohne Ausnahme ein „bilinear“ Verlauf der elastischen Grenzkurve vor (s. z.B. Abb. 6.6). Die Unstetigkeitsstelle hat ihren Ursprung infolge erhöhten Innendrucks im Wechsel der höchstbelasteten Stelle von der Außenseite (biegedominiert) an die Innenseite (druckdominiert).

Als Ergebnis in [NMB96] wird der Unterschied der errechneten Ober- zur Untergrenze der Grenztragfähigkeit genannt. Hierbei liegt die Obergrenze um 50 % über der Untergrenze. Dazu muss gesagt werden, dass aufgrund des Sicherheitsgebots gerade in der Druckgerätetechnik nur die Untergrenze (Vorliegen eines statischen Gleichgewichts zwischen äußeren Lasten und inneren Spannungen) als Bewertungskriterium herangezogen werden kann. Elasto-plastische FEM-Vergleichsrechnungen ergaben allerdings, dass deren Ergebnisse näher an der oberen Grenze liegen. Der Wert der Traglast-Überlastfaktoren bezogen auf den Fließbeginn liegt zwischen 3 und 4 (Abb. 6.6).

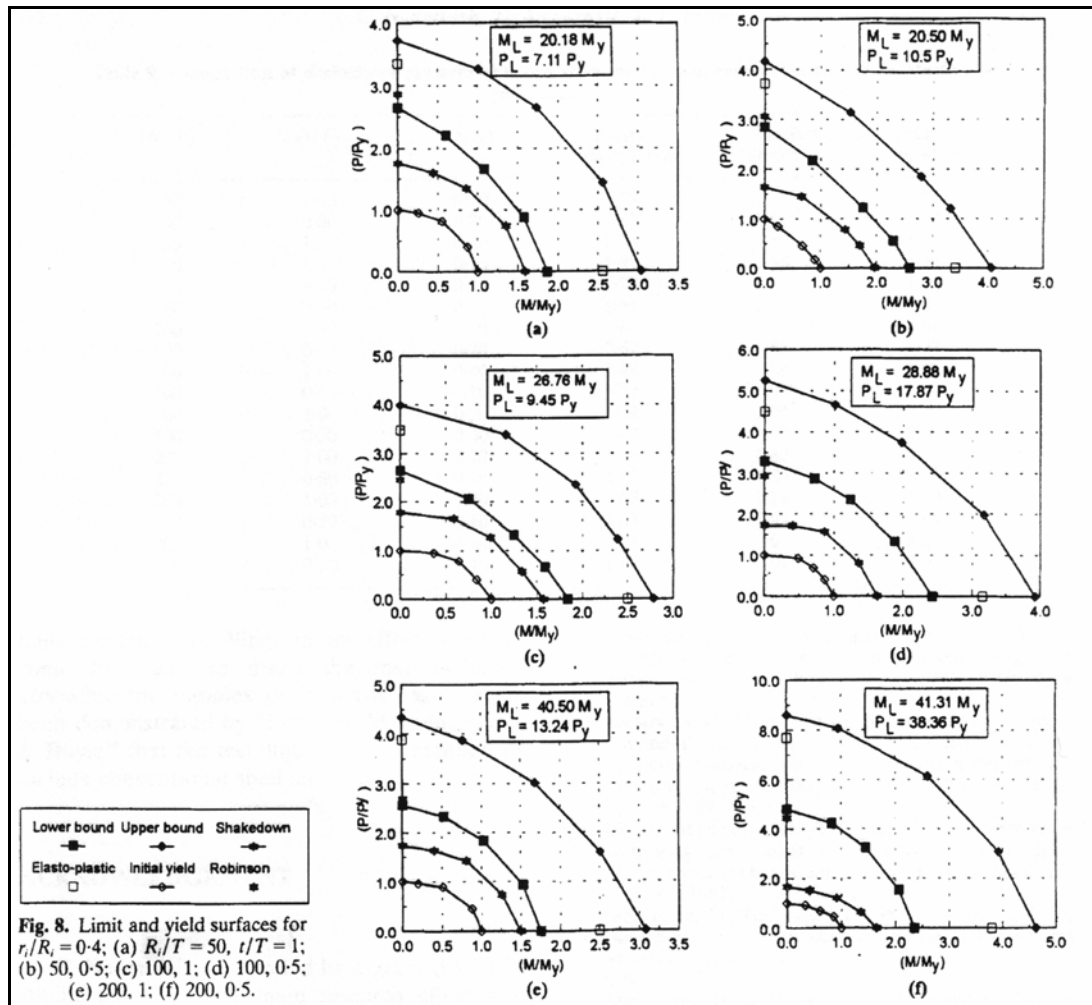


Abb. 2.8: Interaktionsdiagramme für Stützen unter Druck und Biegung nach [NMB96]

Auf andere Veröffentlichungen auf dem Gebiet der Grenzlastermittlung an radialen, rechtwinkligen Abzweigen unter Innendruck und/oder Stützenbiegung sei im Folgenden hingewiesen:

Eine weitere gekoppelte, experimentell-numerische Arbeit liegt mit [SXL+04] vor. Darin werden Stützen mit $d/D=0,526$ auf Berstdruck geprüft und parallel FEA durchgeführt. Der Versagensort liegt an der zu erwartenden Stelle, an der Behälterinnen-seite unter 0° zu dessen Achse. Des Weiteren wird in [SXL+04] die Grenztragfähigkeit als Auslegungskriterium evaluiert ($p=2/3 p_{lim}$). Hierbei konnte festgestellt werden, dass bei diesem Vorgehen die Streckgrenze nur leicht überschritten wird, d.h. nur geringe plastische Dehnungen vorliegen.

Die Autoren von [LZX+04] führen umfangreiche 3D-FEA mit Parametervariationen (81 3D-Modelle) im Bereich von $d/D \leq 0,8$, $d/t \geq 10$ und $d/D \leq t/T \leq 2$ durch. Als äußere Belastung wird ausschließlich der Innendruck betrachtet. So werden Spannungserhöhungsfaktoren (SCF) und Verschwächungsbeiwerte bezüglich der Traglast für

die verschiedenen Geometrien errechnet. Als Ergebnis zeigt sich, dass der SCF bei keinem Modell unter 2,2 sinkt. Bei kleinen Verhältnissen t/T steigt der SCF stark an, da die Stützwirkung des Stutzenrohres gering ist.

Weitere Arbeiten zur Grenzlast unter Längs- oder Umfangsbiegung liegen mit [XLT06], [SW+05], [CMP02] und [YL+05] vor.

2.3.2. Shakedown-Untersuchungen

Dass eine Bemessung von Tragwerken nach dem Traglasttheorem für die Auslegung gegen zeitlich veränderliche Lasten nicht geeignet ist, wurde von Grüning [Grü26] im Rahmen von Untersuchungen zum Tragverhalten unter wiederholter Belastung erkannt. Die Anfänge des Shakedown- oder Einspiel-Theorems gehen zurück auf die grundlegenden Arbeiten von BLEICH und MELAN ([Ble32], [Mel36]). BLEICH formulierte ein Einspieltheorem für ein einfach statisch unbestimmtes System aus I-Trägern. MELAN erweiterte dies auf beliebig statisch unbestimmte Systeme und Kontinua ([Mel38]). Daraus ging das statische Einspieltheorem nach BLEICH und MELAN hervor, welches besagt: *„Eine Struktur wird sich einspielen, wenn es gelingt, ein zeitunabhängiges Eigenspannungsfeld zu bilden, so dass bei wiederkehrender Belastung an keinem Ort der Struktur die Fließbedingung erfüllt ist“*. Da die Eigenvergleichsspannung maximal in Höhe der Fließgrenze vorliegen kann, liegt die Grenze der Spannungsschwingbreite bei der doppelten Fließgrenze. Die Schwingbreite der äußeren Last, die gerade noch Einspielverhalten hervorruft, kann bei geometrisch nichtlinearer Berechnung höher sein, als der doppelte Wert derjenigen Last, die bei elastischer Berechnung gerade zum Erreichen der Fließgrenze führt. Der Grund dafür liegt im Verformen der Struktur mit einhergehendem Abbau von Beanspruchungsmaxima und/oder im Aufbau widerstandsfähigerer Geometrien.

KOITER formulierte das sog. kinematische Einspieltheorem für Kontinua, das im Gegensatz zum Melanschen nicht in Spannungen formuliert ist, sondern in kinematischen Größen.

Auf dem Gebiet der Druckgeräte betrachtete LECKIE in [Lec65] einen kugelförmigen Behälter mit radialem, zylindrischem Stutzen unter gemeinsamem Innendruck. Unter Anwendung von Melans Einspiel-Theorem gilt es, anhand der elastischen Lösungen des Problems eine Berechnung des Shakedown-Druckes für die Geometrie zu berechnen, um diese vor Wechsellastplastifizierung oder inkrementellem Anwachsen der plastischen Dehnungsanteile zu schützen. Die elastische Ermittlung der Beanspru-

chungen im Verschneidungsbereich Kugel/Zylinder entnimmt LECKIE aus [LeP63]. Als Fließbedingung wird, unter Vernachlässigung der Kugelradialspannung, die Schubspannungshypothese nach Tresca unter Voraussetzung elastisch-idealplastischen Materialverhaltens angewandt. Die schwierige Aufgabe bei jeder Shakedown-Analyse – das Bestimmen eines geeigneten Eigenspannungsfeldes – löst LECKIE durch folgendes Vorgehen:

1. Festlegung der Fließbedingung: $|\sigma_\phi| \leq \sigma_F \vee |\sigma_\theta| \leq \sigma_F \vee |\sigma_\phi - \sigma_\theta| \leq \sigma_F$, mit σ_ϕ als Meridionalspannung und σ_θ als Umfangsspannung;
2. Ermittlung der elastischen Spannungen bei Aufgabe eines Innendruckes p unter Verwendung von [LeP63];
3. Subtraktion des Membranspannungsanteils für die Kugel $\bar{\sigma} = \frac{pR}{2T}$ von der Lösung aus 2.;
4. Überlagerung des Eigenspannungsfeldes nach 3. mit den elastischen Spannungen, so dass 1. erfüllt ist;
5. Berechnung des Shakedown-Druckes.

Mit diesem Vorgehen bestimmt LECKIE Shakedown-Drücke, die im Bereich des 1,6-fachen des elastischen Grenzdrucks liegen. Diese Methodik fand Eingang in das britische Regelwerk BS 5500 zur Druckbehälterauslegung.

Neben ihren bereits oben erwähnten Untersuchungen zur Ermittlung von SCF für radiale zylindrische Stutzen in kreiszylindrischen Druckbehältern, führten PROCTER und STRONG in [PrS72] auch Shakedown-Untersuchungen für verschiedene Stutzengeometrien unter schwellendem Innendruck durch. Die Durchmesser verhältnisse d/D der experimentell untersuchten Stutzen liegen zwischen 0,5 und 1. Die Ermittlung der Shakedown-Überlastfaktoren bezogen auf den Fließbeginn infolge Innendruckes ergab Werte zwischen 1,76 und 1,79. Dies liegt im Rahmen der auch in der vorliegenden Arbeit errechneten Werte für die hier behandelten Stutzengeometrien (s. Kap. 6.7). PROCTER und STRONG belegen eindrucksvoll die Auswirkungen eines geringfügigen Überschreitens der Shakedown-Last, das sich in dauerhafter Akkumulation von plastischen Dehnungsanteilen je Lastwechsel (Ratcheting) äußert (Abb. 2.9).

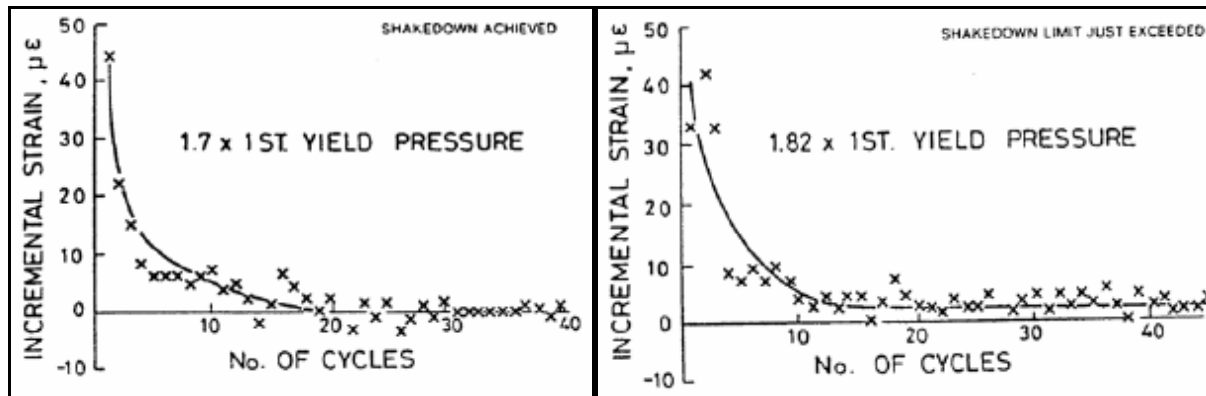


Abb. 2.9: Dehnungszuwächse nach [PrS72] an der höchstbeanspruchten Stelle (Innenseite unter 0° zur Stutzenachse)

NADARAJAH et al. stellen in [NMB96] eine umfangreiche Studie zum Shakedown-Verhalten zylindrischer Stutzen in zylindrischem Druckbehälter vor. Unter Verwendung der ECM berechnen sie im Rahmen einer Parameterstudie verschiedene Behälter/Stutzen-Konfigurationen hinsichtlich des Einspielverhaltens unter Innendruck und Längsbiegung. Die erhaltenen Interaktionsdiagramme zeigen Shakedown-Überlastfaktoren bezogen auf den Fließbeginn von etwa 1,8 für Druck (analog zu [PrS72]) und zwischen 1,5 und 2,0 für das Biegemoment (Abb. 2.8).

HEITZER und STAAT veröffentlichen in [HeS00] ein Interaktionsdiagramm für einen Behälter unter konstantem Innendruck mit zyklisch veränderlicher Querkraft (Abb. 2.10). Hierbei werden die Shakedown- und Traglasten durch ein nichtlineares Optimierungsproblem unter Verwendung des Basisreduktionsverfahrens erhalten und so auf direktem Weg ermittelt. Diese Methodik ist in [Hei99] und in [StH03], entstanden im Rahmen des europäischen Forschungsprojekts LISA, detailliert dokumentiert.

Weitere Arbeiten auf dem Gebiet der Shakedown-Analyse, insbesondere in Verbindung mit der Berechnung von Druckgeräten, liegen mit [Pre99], [Zha91] vor.

Eine umfangreiche Monographie zum Thema Shakedown mit Beispielen und weiterführender Literatur erschien von KÖNIG ([Kön87]).

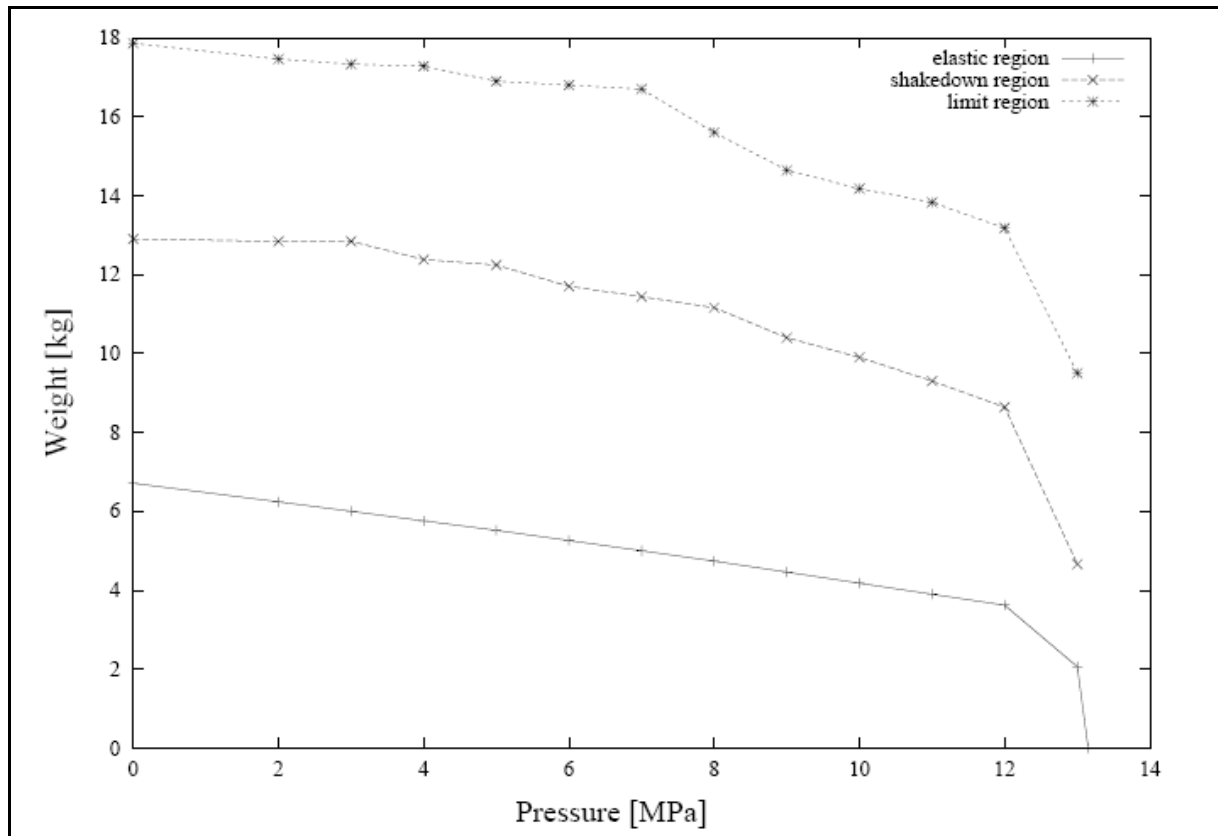


Abb. 2.10: Interaktionsdiagramm für Druckbehälter unter konstantem Innendruck und schwellender Querkraft nach [HeS00]

2.4. Schräge Stützen

Ein weiterer Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung schräger, symmetrischer Stützeinschweißungen in Druckbehältern. Auf diesem Gebiet existieren nur sehr wenige Arbeiten, die meist analytischer oder numerischer Natur sind. Vor allem experimentelle Untersuchungen mit eingehenden Vergleichen einer Reihe von Abzweigen, die sich lediglich im Neigungswinkel unterscheiden, liegen hierzu kaum vor. Die vorliegende Arbeit will unter anderem auch einen Beitrag zur Verkleinerung dieser Lücke leisten. Im Folgenden soll eine Zusammenfassung der vorhandenen Literatur auf dem Gebiet der schrägen, symmetrischen Stützen im kreiszylindrischen Behälter gegeben werden.

Die Auswirkungen des Innendrucks auf schräge Stützen unter verschiedenen Neigungswinkeln beschreiben Xu et al. in [XSK00]. Hierzu werden die SCF an der Verschneidungslinie Behälter-/Stützen für Stützen zwischen 90° und 30° an vier Stellen (analog s. WRC 107/297) durch Schalen-FEA bestimmt. Die Geometrieparameter des untersuchten Abzweigs sind $d/D = 0,5$ und $R/T = 50$. Erwartungsgemäß stellen

sich die maximalen Beanspruchungen an der spitzwinkligen Seite an der Innenfaser ein, wobei diese mit sinkendem Neigungswinkel zunehmen. Gemäß ASME-Code können diese SCF als Funktion des Neigungswinkels aus den SCF der 90°-Ausführung berechnet werden, nämlich nach

$$K_{nr} = K_r \left[1 + (\tan \varphi)^{\frac{3}{4}} \right] . \quad (2.11)$$

Graphisch aufgetragen stellt sich (2.11) wie in Abb. 2.11 dar; wie dort zu sehen ist, verdoppelt sich der SCF bei einer Halbierung des Neigungswinkels von 90° auf 45° (vgl. Kap. 6.6).

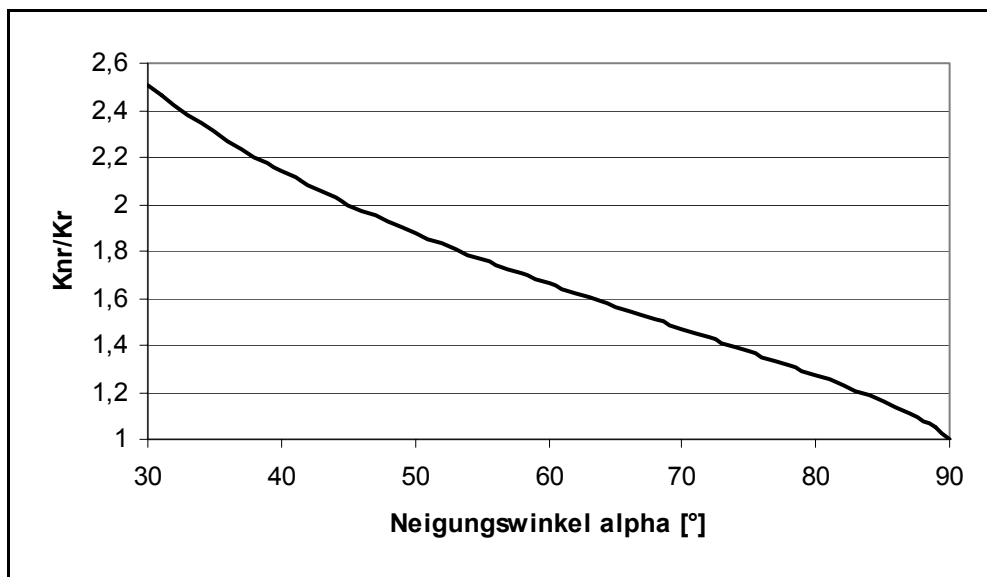


Abb. 2.11: SCF in Abhängigkeit des Neigungswinkels zur Behälterachse nach [ASM89]

Xu et al. stellen in [XSK00] eine sehr gute Übereinstimmung ihrer FEA-Ergebnisse mit der Berechnungsvorschrift aus [ASM89] fest. Dies dürfte an der jeweils zugrunde liegenden Betrachtung nach der Theorie der dünnen, biegesteifen Schalen unter Vernachlässigung der exakten Geometrie des Verschneidungsbereichs (Schweißnaht, Raden) liegen.

[Oco64] führt experimentelle Untersuchungen an geneigten Stützen in Kugelschalen unter Innendruck durch. Dabei stellt er einen Anstieg der maximalen Beanspruchungen mit steigendem Neigungswinkel (gemessen ab standardmäßigen 90°) fest. Die ermittelte Abhängigkeit zwischen Winkel und SCF liegt für die Kugelschale etwas unter der in Abb. 2.11 dargestellten Kurve für die Zylinder/Zylinder-Verschneidung.

In Verbindung mit O'CONNELLs Untersuchungen gemäß [OCO64] stellt PRICE in [Pri] die Vorgehensweise nach dem Regelwerk BS5500 dar. Hierin wird eine vereinfachte Berechnung von schrägen Stützen unter Verwendung eines fiktiven Durchmessers vorgeschlagen. Der fiktive Durchmesser entspricht der größeren Halbachse der „Verschneidungsellipse“ (trifft nur für $R \rightarrow \infty$ zu, s. Kap. 3.1.3.4). Hinzuzufügen ist, dass für den zylindrischen Druckbehälter die tangentielle Lage der größeren Halbachse aufgrund der wesentlich geringeren SCF vorzuziehen ist. Der Ort maximaler Spannungserhöhung (0° zu Behälterachse) fällt so mit der stumpfen Seite der „Verschneidungsellipse“ zusammen, was den resultierenden SCF im Vergleich zum um 90° gedrehten Fall erheblich verringert. Weitere Untersuchungen zu Kugelschalen unter Druck mit nichtradialen zylindrischen Stützenabzweigen liegen mit [PrF68a], [PrF68b] und [RoG73] vor.

Mit [Sko96] liegt ein Beitrag zum schrägen zylindrischen Stützen in zylindrischem Druckbehälter unter Biegung vor. SKOPINSKY führt darin die Ergebnisse analytischer und numerischer Berechnungen für verschieden geneigte Stützen in Abhängigkeit des Neigungswinkels auf (s. Kap. 6.6). Es werden sowohl Längs-, also auch Umfangs- und Torsionsmomente am Stützen unter variabler Neigung numerisch untersucht. Der Fall der Längsbiegung ist im Hinblick auf die Untersuchungen der schrägen Stützen in der vorliegenden Arbeit von besonderer Relevanz. Die Ergebnisse nach [Sko96] sind in Abb. 2.12 abgebildet. Darin ist tendenziell die Eigenschaft der schrägen Stützeinschweißung hin zur größeren Biege widerstandsfähigkeit im Vergleich zur rechtwinkligen Standardausführung ablesbar. Zur Erläuterung ist noch zu erwähnen, dass der aufgetragene Winkel (x-Achse) in Abb. 2.12 die Neigung des Stützens relativ zum rechtwinkligen beschreibt, und nicht, wie dies im Folgenden in der vorliegenden Arbeit geschieht, absolut zur Behälterachse.

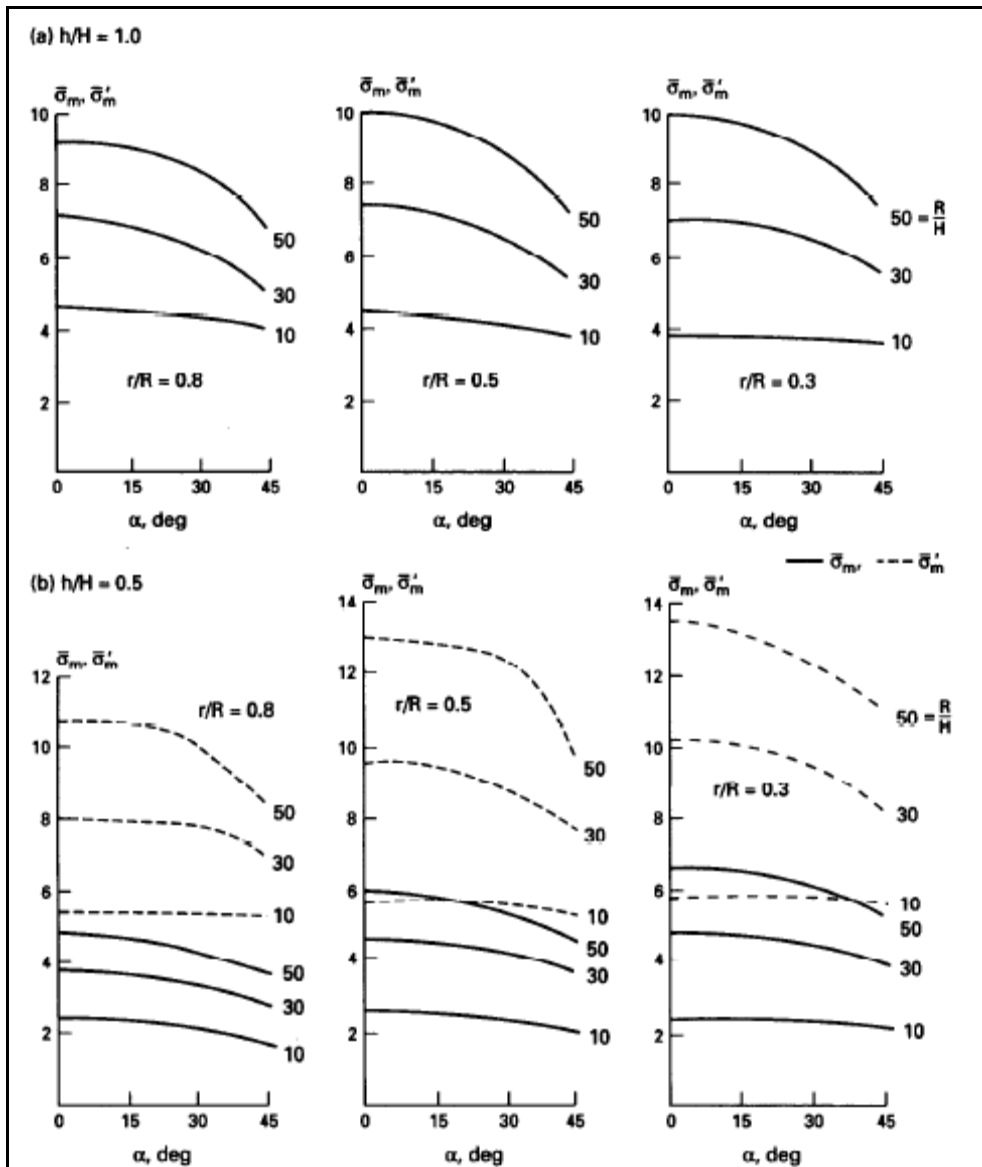


Abb. 2.12: SCF des schrägen Stutzens unter Längsbiegung nach [Sko96]

3. Grundlagen und Methoden

3.1. Berechnung der Grenzzustände

Für eine Struktur aus elastischem, ideal-plastischem Material unter zeitlich veränderlichen äußeren Lasten gibt es folgende Lastbereiche und zugehörige Grenzzustände:

- Elastizität: Die Struktur verhält sich an all ihren Orten rein elastisch; an keiner Stelle wird die Fließgrenze verletzt.
- Einspielen: Nach anfänglicher Akkumulierung plastischer Dehnungen klingen diese infolge der Ausbildung eines Eigenspannungsfeldes ab; weitere Lastwechsel haben rein elastisches Verhalten zur Folge.
- fortschreitende Plastizität: Mit jedem Lastzyklus wächst die akkumulierte plastische Dehnung an.
- Wechselplastifizierung: Es treten je Lastzyklus betragsmäßig gleiche, plastische Dehnungsinkremente mit jeweils entgegengesetztem Vorzeichen auf.
- Traglast: Es bildet sich ein Versagensmechanismus aus, so dass bei gleich bleibender äußerer Last die Verschiebungen über alle Grenzen anwachsen.

Eine graphische Veranschaulichung im $\sigma - \varepsilon$ -Diagramm der oben aufgeführten Verhaltensweisen der Struktur ist [Mei05] zu entnehmen. In der vorliegenden Arbeit werden die Bereiche Wechselplastifizierung und fortschreitende Plastizität vereinigt, da ihre Auswirkungen auf die Struktur vergleichbar sind: Versagen im niederzyklischen Lebensdauerbereich infolge Anriss und Risswachstum bis zu strukturellem Versagen oder Unbrauchbarkeit.

3.1.1. Elastizität

Im elastischen Teil des Interaktionsdiagramms wird bei linearelastischer Rechnung an keiner Stelle der Struktur die Fließgrenze überschritten. In vielen Regelwerken ist die traditionelle elastische Vorgehensweise mit anschließender Spannungs kategorisierung verankert (ASME, KTA, AD, EN 13445). Diese Methode wurde um 1960 auf Grundlage der Schalentheorie entwickelt und ist folglich auf diese zugeschnitten. Eine Übertragung auf numerische Ergebnisse aus FE-Analysen ist nicht immer sinnvoll, da dies zu oftmals zu konservativen Ergebnissen führt. Trotzdem ist die Kennt-

nis des elastischen Bereichs für den berechnenden Ingenieur im Falle mehrerer wirkender äußerer Lasten von großer Wichtigkeit. Mit dieser Information können beliebige Lastkombinationen auf deren Zulässigkeit hin überprüft werden. In normierter Form sind diese Grenzkurven unabhängig von angewandten Werkstoffkennwerten und Sicherheitsfaktoren und setzen lediglich linearelastisches Materialverhalten voraus. Deren Kenntnis ist nicht nur bei der Auslegung von großem Nutzen, sondern kann auch während der Standzeit der Komponente zur schnellen Klärung neuer Fragestellungen dienen. Wenn beispielsweise die Prozessrandbedingungen wie Innendruck, Temperatur und Massenströme verändert werden, ergibt sich ein neuer Betriebszustand, dessen Zulässigkeit abzu prüfen ist. Auch aufgrund neuer technischer Erkenntnisse geforderte Nachweise können auf diese Weise schnell geführt werden. Befindet sich der Lastfall im Grenzbereich der Zulässigkeit, ist es mit Hilfe der Begrenzungskurve schnell möglich, die kritischen Einflussgrößen zu identifizieren und bestehende Konservativitäten durch realitätsnahe Bedingungen zu beseitigen. Beispiele hierfür sind die Verwendung von gemessenen Werkstoffkennwerten an Stelle der meist relativ niedrigen Normwerte sowie die exakte Berechnung der Rohrleitungsreaktionen mit Hilfe spezieller Software.

Zur Ermittlung der elastischen Grenzkurve wurde im Rahmen dieser Arbeit die Spannungstensorskalierung (STS) angewandt, die einer Zielwertsuche (zulässige Spannung) gleichkommt. Diese Methode hat den Vorteil, dass sie unabhängig vom verwendeten FEM-Programm und dessen Plattform anwendbar ist. Benötigt werden die Spannungstensorkomponenten der Integrationspunkte, die in jedem FEM-Code für strukturmechanische Berechnungen zugänglich sind. Die gewünschte Auflösung der Grenzkurve kann durch den Benutzer vorgegeben werden.

Um nun die Begrenzung des elastischen Bereichs im Interaktionsdiagramm zu errechnen, werden für die Belastungen in Form von Innendruck, Biegung oder Querkraft Einheitslasten in den einzelnen Lastfällen der FEA aufgegeben. In der Elementberechnungsschleife werden die Spannungstensorkomponenten für jeden Integrationspunkt ausgelesen und in einem Feld gespeichert. Dieses Vorgehen wird für alle Lastfälle wiederholt. Vom Nutzer können die Werte der gewünschten minimalen und maximalen Belastungsgröße, der Schrittweite sowie ein Werkstoffkennwert als Grenze des elastischen Bereichs vorgegeben werden.

Für einen Näherungswert des gesuchten Lastfaktors f werden aus den Feldern $s_{ij,n}^{pi}$ und $s_{ij,n}^M$ die größten Einzelspannungen zu einer Spannung addiert, diese durch den eingegebenen Werkstoffkennwert geteilt und so der Startwert f_1 für den Lastfaktor f berechnet. Als nächster Schritt wird das Einheitsfeld aus Innendruck $s_{ij,n}^{pi}$ über die Druckstufe skaliert und abgeprüft, ob die Von-Mises-Vergleichsspannung infolge Innendrucks an einem oder mehreren Integrationspunkten überschritten wird. Trifft dies zu, so ist bei der gegebenen Druckstufe der Elastizitätsbereich bereits verlassen und die Fließbedingung wird nur durch die vom Innendruck hervorgerufenen Beanspruchungen erfüllt. Im Fall der schrägen Stützen liegen zulässige Druck/Momentpaarungen vor, die bezüglich des Moments über p_F liegen (s. Abb. 3.2), weil sich die Beanspruchungen aus Innendruck und Biegung günstig überlagern. Hier muss die Überprüfung $s_v(p_i s_{ij,n}^{pi}) < s_f$ ausgelassen werden, da sonst die Berechnung vorzeitig abgebrochen würde. Für den Fall $s_v(p_i s_{ij,n}^{pi}) < s_f$ werden die Einzelspannungen aus der Biegung mit dem Lastfaktor f multipliziert und mit denen aus Innendruck überlagert. Aus dem Gesamtspannungsfeld $s_{ij,n}$ werden wiederum die Vergleichsspannungen gebildet und für jeden erhaltenen Wert geprüft, ob der Betrag der Differenz von errechneter Vergleichsspannung und Werkstoffkennwert innerhalb des vom Benutzer vorgegeben Toleranzbandes tol liegt. Trifft

$$\left| s_{V,n}^{max} - s_F \right| < tol \quad (3.1)$$

zu, so ist die Berechnung für die vorliegende Druckstufe beendet; das Ergebnis wird ausgegeben und der Berechnungsdruck um dp erhöht. Greift Bedingung (3.1) nicht, so wird in Abhängigkeit des Verhältnisses $\frac{s_F}{s_{V,n}^{max}}$ der Wert für den Lastfaktor f verändert und eine Schleife durchfahren (Abb. 3.1).

Da die elastische Begrenzungskurve immer das Erreichen eines vorzugebenden Werkstoffkennwerts – z.B. das der Fließgrenze, der zulässigen Spannung oder der Spannungsintensität – an der höchstbeanspruchten Stelle kennzeichnet, kann bei Kenntnis des Ortes auch eine Ermüdungsanalyse durchgeführt werden. Dieser Art von Betrachtungen liegt im Allgemeinen, vorgegeben durch Auslegungsregelwerke, eine linearelastische Berechnung zugrunde, so dass die in der elastischen Grenzkurve enthaltene Information genutzt werden kann.

Als Beispiel kann ein radialer, unter 45° zur Behälterachse geneigter Stutzenabzweig dienen ($r/R=0,2$, $t/T=1,17$, $R/T=20,3$). Als einzelne äußere Lasten und somit als Lastfälle im Sinne der oben geschilderten Methodik seien konstanter Innendruck und schwellende Stutzenquerkraft in behälteraxialer Richtung aus Rohrleitungslasten angenommen. Bezogen auf den normierten Druck (p/p_F) und die normierte Querkraft (F/F_F) liegt ein Betriebspunkt bei $(p/p_F)=0,94$ und $F/F_F=0,33$ und ein weiterer bei $(p/p_F)=0,94$ und $F/F_F=0$ (Abb. 3.2). Mit der Kenntnis des Ortes der höchsten Vergleichs- und Einzelspannungen aus dem schwellenden Biegemoment kann die Spannungsschwingbreite für einen Standsicherheitsnachweis nach dem Strukturspannungskonzept herangezogen werden (z.B. nach [Adb03], [FKM98], [EN13445]). Im oben aufgeführten Beispiel befindet sich diese Stelle an der Behälteraußenseite in direkter Nachbarschaft zur Naht (s. Kap. 6). Unter Verwendung der elastischen Grenzkurve kann die Vergleichsspannungsschwingbreite zur Lebensdauerbewertung in diesem Bereich leicht abgeschätzt und zusätzlich der Fließbeginn in Abhängigkeit des Innendrucks angegeben werden. Zur exakten Bestimmung der Spannungsschwingbreite ist die in diesem Kapitel beschriebene Tensorskalierung anzuwenden. Hier erhält man als Resultat der Tensorsubtraktion sowohl die Schwingbreite als auch die Information über die dieser zuzuordnenden Elementnummer in Verbindung mit dem Integrationspunkt n im FEM-Netz aus

$$\Delta s_{ij,n} = p s_{ij,n}^{pi} - f s_{ij,n}^M \quad (3.2)$$

$$\max \left(\Delta s_{ij,n}^V \right)$$

Anschließend, nach Bestimmung der zugrunde liegenden Geometrie (z.B. Schweißnahtausführung), kann eine zulässige Schwingzahl bei Anwendung entsprechender parametrisierter Wöhlerkurven (z.B. DIN EN 13445-3, AD-S2) ermittelt werden:

$$N_{zul} = \frac{B}{\max(\Delta s_{i,j,n}^V)^n}. \quad (3.3)$$

Die Bildung der Tensordifferenz wird in [Adb03] für den Fall empfohlen, dass die Hauptspannungsrichtungen nicht konstant über dem Lastzyklus sind. Dies trifft beim Stutzen unter veränderlichem Längsbiegemoment und konstantem Innendruck zu ([Fis02]). In [Adb03] wird auf [KTA3201] verwiesen, wo die in (3.2) dargestellten Rechengänge beschrieben werden. Ein analoges Vorgehen zur Lebensdauerberechnung ist auch unter Ermittlung der größten Einzelspannungsschwingbreite unter Verwendung der STS möglich.

Ein umgekehrtes Vorgehen ist ebenso denkbar, um die Frage nach der maximalen Spannungsschwingbreite bei gegebener Schwingzahl, ermittelt aus einer Wöhlerkurve, zu beantworten.

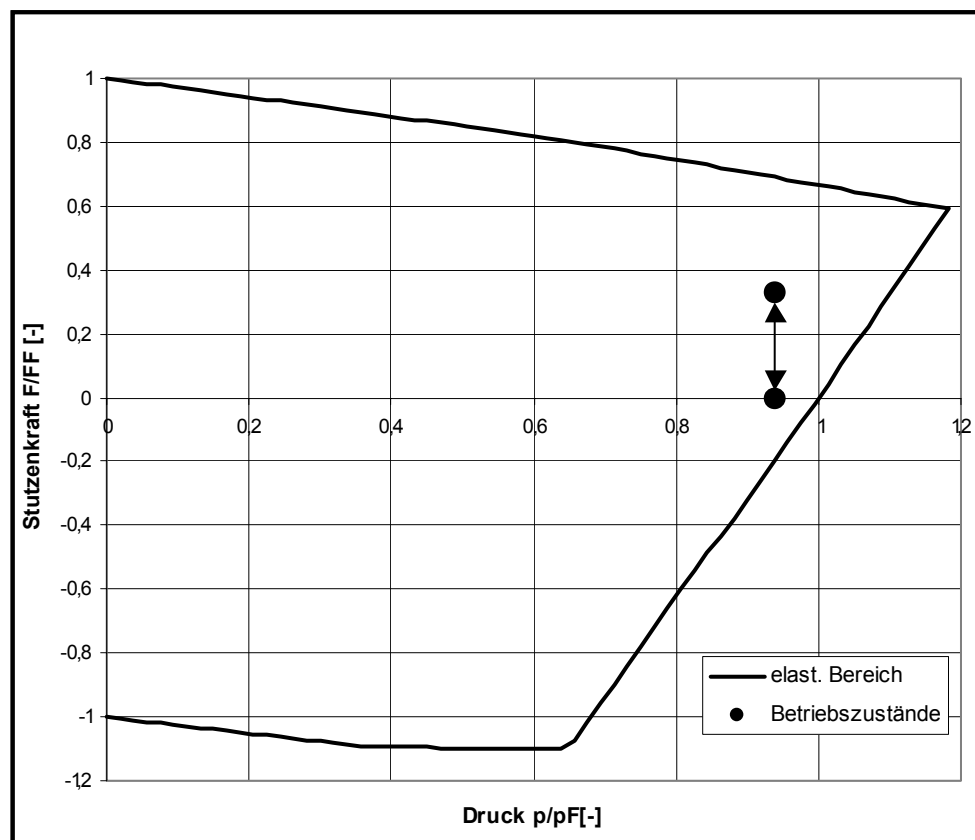


Abb. 3.2: Elastischer Bereich mit Betriebspunkten

Diese Ausführungen zeigen, dass die STS vielfach einsetzbar ist. Vorteilhaft ist insbesondere, dass nach einmaliger Berechnung der Lastfälle mit Einheitslasten und beliebiger Software kein FEM-Programm mehr benötigt wird. Dies spart nicht nur Li-

zenzressourcen, sondern beschleunigt auch die weitgehend automatisierte Berechnung der einzelnen Druckstufen in beliebiger Genauigkeit und Auflösung. Mit Hilfe der STS lassen sich maximale Vergleichsspannungsschwingbreiten regelwerkskonform in Wert und Ort erfassen. Die Einschränkung der STS liegt in der fehlenden visuellen Darstellung. Lediglich Element- und Integrationspunktnummern zu den Einzelspannungen werden ausgegeben. Weiterhin ist es nicht problemlos möglich, verschiedene Werkstoffe mit unterschiedlichen Materialkennwerten (Fließgrenze) zu erfassen. Eine Erweiterung der Methode wäre aber bei Aufteilung der Tensorfelder nach Materialzugehörigkeit leicht möglich.

3.1.2. Einspielen

Zur FEM-Berechnung der Einspiel- oder Shakedown-Grenze fand im Rahmen dieser Arbeit ein adaptives, inkrementelles Verfahren (AIV) Anwendung (siehe [Mei05]). Ein großer Vorteil des AIV liegt in der flexiblen Anwendbarkeit auf beliebige Lastverläufe, die der Berechnung zugrunde gelegt werden. Dies ist beispielsweise mit der Elastischen Kompensationsmethode (ECM) so nicht möglich, da dort nur in Phase schwellende Belastungen berechnet werden können. Somit ist eine Einspielanalyse für einen Druckbehälter mit statischem Innendruck und schwellender Biegung mit der ECM nicht möglich. Des Weiteren können mit dem AIV alle weiterführenden Simulationsmöglichkeiten eines modernen, kommerziellen FEM-Programms, wie geometrisch nichtlineare Analyse und Verwendung realitätsnaher Werkstoffmodellierungen, genutzt werden. Die Einbindung der adaptiven Einspielberechnung in ein FEM-Programm kann über Unterrouتين erfolgen und ist nahezu problemlos möglich, unabhängig von der verwendeten FEM-Software. Das Verfahren berechnet die Einspielgrenze durch Ermittlung statisch zulässiger Spannungszustände und gibt eine Untergrenze der möglichen Einspiellasten an, die dem Melanschen Einspieltheorem entsprechen.

Die programmtechnische Realisierung des AIV erfolgte durch die Programmierung einer Unteroutine, die die Last(en) in Abhängigkeit (adaptiv) zum Vorhandensein plastischer Dehnungsinkremente steuert. Das bedeutet, dass nach jedem Lastwechsel programmseitig abgeprüft wird, ob sich weitere plastische Dehnungen akkumuliert haben. Trifft diese Bedingung zu, so wird die äußere Last um ein vom Benutzer vorab definiertes Inkrement verringert. Sind im Lastwechsel keine weiteren plastischen Dehnungen aufgetreten, so kann die Last erhöht werden. Dies führt zur Annä-

herung an eine Obergrenze, der Einspielgrenze. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zwei Problemkreise im Zusammenhang mit dem AIV festgestellt und programmiertechnisch gelöst:

- Implementierung eines Abbruchkriteriums;
- Verwendung der bereits errechneten Spannungsfelder.

Vor dem Hintergrund der Verringerung der Berechnungszeiten zur Anwendung des AIV auf fein vernetzte Stutzengeometrien zur Berechnung von Interaktionsdiagrammen wurden mit obigen Maßnahmen die Rechenzeiten signifikant verringert.

Die Festlegung eines Abbruchkriteriums für eine Einspielberechnung nach dem AIV erweist sich als schwierig, da die Berechnungsdauer vom Lastniveau und vom Startwert abhängt. Weiter liegt nie ein konstanter Lastwert vor, vielmehr findet durch die einhergehende Lasterhöhung und -verringern ein steter Wechsel statt. Ohne ein geeignetes Abbruchkriterium ist eine Lastwechselanzahl zu wählen, nach der die Einspielgrenze sicher erreicht ist, was eine lange Rechenzeit zur Folge hat. So wird zur Lösung des Problems ein integrales Verfahren angewandt, im Rahmen dessen die Berechnung abgebrochen wird, wenn die Zuwächse der äußeren Last innerhalb eines Toleranzbandes liegen. Damit konnten die Rechenzeiten für eine Einspielanalyse im Durchschnitt um etwa 50 % verringert werden.

Einen weiteren Ansatzpunkt zur Rechenzeitminimierung des AIV stellte die Verwendung von vorhandenen Eigenspannungsfeldern aus vorhergehenden elasto-plastischen FEA derselben Geometrie dar. Die Verwendung existierender Eigenspannungsfelder erschien vor dem Hintergrund der Ermittlung von Interaktionsdiagrammen mit den einhergehenden Serienberechnungen mit steigendem Innendruck sinnvoll. Eingangs wird eine Einspielberechnung nach dem AIV im drucklosen Zustand durchgeführt. Am Ende dieser Analyse liegt aufgrund der elasto-plastischen FEA ein Eigenspannungsfeld $\mathbf{S}$ über das berechnete Bauteil vor. In dieser Matrix ist jedem Integrationspunkt des FEM-Modells ein Eigenspannungstensor zugeordnet. Die Matrix wird im nächsten Rechengang (z.B. nach Steigerung p_i) vor Beginn der Berechnung eingelesen und dann physikalisch nichtlinear mit den Beanspruchungen der neuen Laststufe überlagert. Somit liegt bereits ein auf die äußeren Lasten optimiertes Eigenspannungsfeld vor und die Einspielanalyse erreicht wesentlich schneller einen Grenzwert. Die hierdurch erreichten Verbesserungen der Prozessorzeiten sind in Abb. 3.4 unter dem Titel

„Restart“ wiedergegeben und liegen bei einer durchschnittlichen Reduzierung um 39 %.

Exkurs „Geometrisch nichtlineare Berechnung“

Treten bei einer FEA große Deformationen auf, so ist es immer notwendig, die Option der geometrisch nichtlinearen Berechnung abzu prüfen, was bedeutet, dass die zugrunde liegende Steifigkeitsmatrix eine Funktion der Randbedingungen (Lasten) und Verschiebungen wird. Bei signifikanten Geometrieänderungen, z.B. hochplastischen Verformungen, muss die geometrisch nichtlineare Berechnung gewählt werden, was einen erheblichen Mehraufwand an Rechenzeit bedeutet (s. Abb. 3.4). Um nachzuweisen, dass die Vernachlässigung geometrischer Nichtlinearitäten zulässig ist, wird eine Berechnungsreihe unter deren Einbeziehung durchgeführt. Die Ergebnisse werden sodann mit denen der linearen Analyse verglichen. Dieser Vergleich führt zu der Erkenntnis, dass die geometrisch lineare Betrachtung des Komplexes Stutzeinschweißung zulässig ist, da keine größeren Unterschiede der Ergebnisse vorliegen.

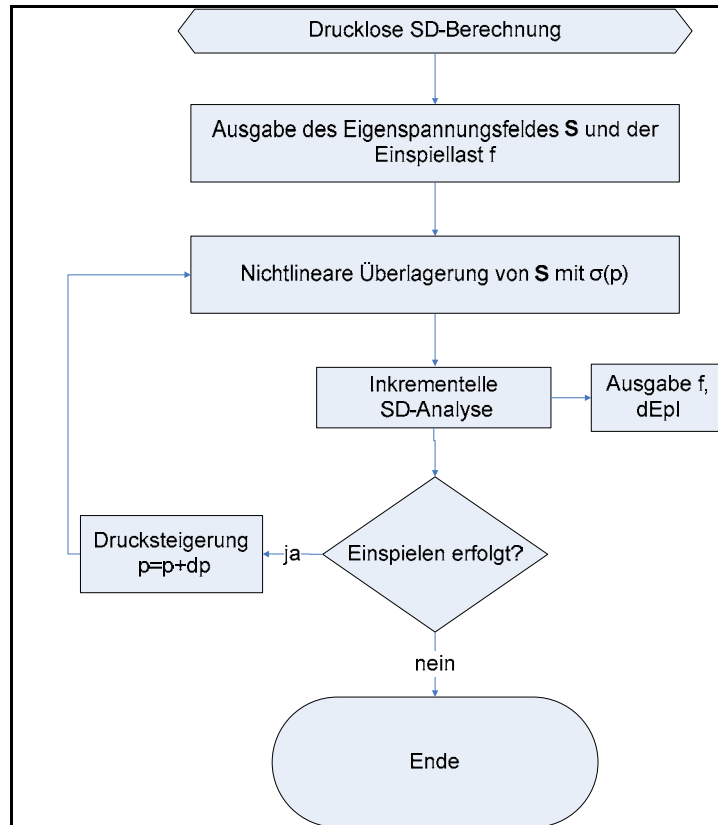


Abb. 3.3: Ablauf der Eigenspannungsüberlagerung

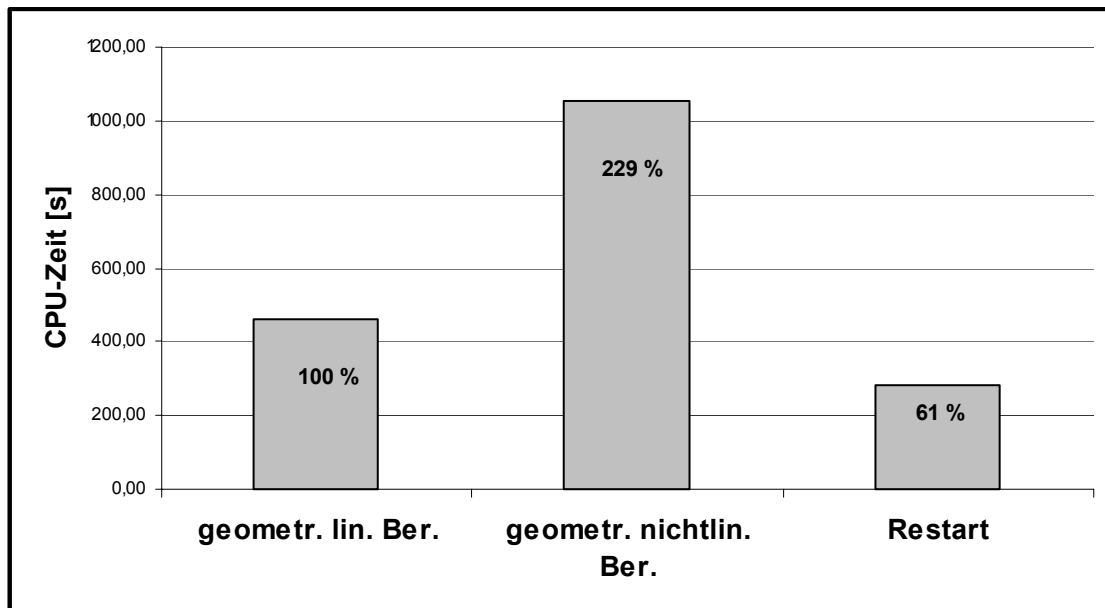


Abb. 3.4: Vergleich der Prozessorzeiten verschiedener Berechnungsmethoden

3.1.3. Traglastberechnung

Die Berechnung der Grenztragfähigkeit unter Verwendung elasto-plastischen Werkstoffverhaltens stellt eine alternative Vorgehensweise zum Nachweis der Zulässigkeit einer spezifizierten Belastung oder eines Lastkollektivs dar. Aufgrund der oft hohen errechneten Grenztragfähigkeiten kann so ein Nachweis gelingen, der bei rein elastischer Berechnung nicht mehr zu führen gewesen wäre. Bei Betrachtung der in der vorliegenden Arbeit aufgeführten Interaktionsdiagramme werden die deutlichen Tragfähigkeitsreserven der Strukturen bis zum tatsächlichen Versagen deutlich. Mit deren Kenntnis können regelwerkskonforme Nachweise über die Zulässigkeit von äußeren Lasten, die sehr hohe Beanspruchungen des betrachteten Bauteils verursachen, geführt werden. Hierbei kann es sich um Erdbebenlasten, Druckstöße, Explosionen oder äußere Lasteintragungen handeln, deren Zulässigkeit auch nachträglich für bereits existierende Anlagenteile zu prüfen sein kann. In [ASME81] werden verschiedene Arten der Berechnung unter Berücksichtigung nichtelastischen Materialverhaltens ausgewiesen:

- ASME VIII Division 2 Appendix 4-136.3 Limit Analysis: Berechnung einer unteren Grenztragfähigkeit (*lower bound collapse load*) unter Verwendung der fiktiven Fließgrenze $1,5 S_m$ und ideal-plastischem Werkstoffverhalten ohne Verfestigung. Die zulässige Last liegt dann bei zwei Drittel der ermittelten Grenztragfähigkeit, wobei das Spannungsfeld im Bauteil und die äußeren Lasten im

Gleichgewicht stehen müssen (untere Grenze der Tragfähigkeit nach [KTA3102]). Die Berücksichtigung der Veränderung des Tragverhaltens durch die Formänderung der Struktur (geometrische Nichtlinearität) wird nicht gefordert.

- ASME VIII Division 2 Appendix 4-136.5 Plastic Analysis: Berechnung einer Grenzlasterlast unter Verwendung des realen Werkstoffverhaltens und, falls notwendig, Berücksichtigung geometrischer Nichtlinearitäten. Zur Grenzlasterbestimmung wird auf ASME VIII Div. 2 App. 6,6-153 verwiesen. Hier ist die Grenzlasterbestimmung aus experimentellen Daten durch das Sekantenschnittverfahren (twice elastic slope) dargestellt. In ASME III Div. 1 Subsec. NB, NB-3213.25 wird auf diese Vorgehensweise näher eingegangen.

Im Rahmen beider Berechnungsarten sind zusätzlich die Dehnungskonzentrationen, das Ratcheting- und Ermüdungsverhalten sowie das Instabilitätsversagen zu betrachten ([ASME81], [KTA3102]). In [EN13445] Teil 3 Anhang B, 8.2 ist ein Vorgehen zum Tragfähigkeitsnachweis (Nachweis gegen Globales Plastisches Versagen) mit den zu verwendenden Berechnungsrandbedingungen beschrieben. Zur Ermittlung der Grenzlasterlast wird lediglich die Forderung aufgestellt, dass die größte Hauptstrukturdehnung 5 % nicht übersteigen darf. Es ist ein linearelastisch-idealplastisches Werkstoffgesetz zur Berechnung der unteren Tragfähigkeitsgrenze zu verwenden.

Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die gebräuchlichsten, teils in Regelwerken hinterlegten Grenzlasterermittlungsverfahren gegeben.

Tangentenschnittverfahren:

Nach [Zem92] sind zur Grenzlasterermittlung nach dem Tangentenschnittverfahren die Verformungskenngröße (Verschiebung, Dehnung) auf der Abszisse und die Lastkenngröße auf der Ordinate als Kurve eines Diagramms aufzutragen. Die Grenzlasterlast entspricht dann dem Abszissenwert des Schnittpunktes der Ursprungstangente mit der Tangente im ersten Wendepunkt (Abb. 3.7).

Sekantenschnittverfahren:

Dieses Verfahren ist in der Literatur auf unterschiedliche Weisen beschrieben. Nach [ASME81] Div. 1 Subsec. NB, NB-3213.25 (*twice elastic slope*) wird die Steigung bezüglich des anfänglich linearen Teils der Bauteilfließkurve, $\tan\theta$ nach Abb. 3.5 links, festgelegt und eine Gerade mit der Steigung $\tan\phi = 2 \tan\theta$ konstruiert. Der Schnittpunkt der neuen Geraden mit der, in diesem Falle experimentellen, Last-

Verformungskurve ist die zu ermittelnde Grenzlaster. Zu beachten ist, dass die Winkel θ und ϕ von der y-Achse aus gemessen werden. Nach [Zem92] ist auch ein analoges Vorgehen unter Verwendung des doppelten Winkels gebräuchlich (α - 2α -Verfahren, Abb. 3.5 rechts).

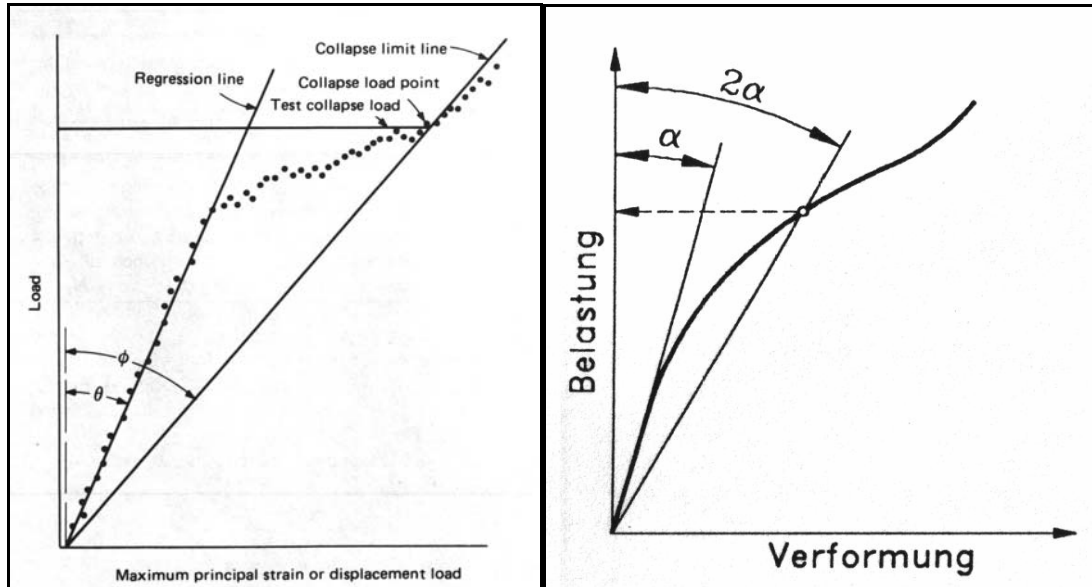


Abb. 3.5: links: Grenztragfähigkeitsbestimmung nach [ASME81]; rechts: Sekantenschnittverfahren nach [Zem92]

Weitere mögliche, wenn auch nicht so verbreitete Methoden verwenden zur Grenzlastermittlung die aufgrund plastischer Dehnungen dissipierte Energie in einer bestimmten Relation zur vorher berechneten elastisch gespeicherten Arbeit oder einen Grenzwert der zulässigen (plastischen) Dehnung. Letztere Methode wird im Rahmen dieser Arbeit zur Grenzlastermittlung angewandt. Weitere Möglichkeiten und eine vergleichende Gegenüberstellung sind in [LiM05] aufgeführt.

Zur Grenzlastermittlung an Druckbehältern mit Stutzeinschweißung sind in der Vergangenheit einige Beiträge veröffentlicht worden, die allerdings entweder ausschließlich die Biege- oder aber die Innendruckbelastung behandeln.

3.1.3.1. Vergleich der verschiedenen Verfahren am realen Bauteil

Zur Einordnung und Veranschaulichung der vielfältigen Vorgehensweisen wird eine Grenzlastermittlung am Stutzen DN 500 DN 100 90° unter Verwendung der FEM durchgeführt. Allen Rechnungen liegt der statische Auslegungsdruck in Höhe von 60 bar zu Grunde; die Stutzenquerkraft wird inkrementell gesteigert. Die Geometrie sowie Einzelheiten zur Diskretisierung können Kap. 6.2 entnommen werden. Zusätzlich

wird noch vergleichend auf die Ergebnisse der Berechnungen unter Verwendung der Elastischen Kompensationsmethode (ECM) eingegangen, die in [Mei05] vorgestellt werden.

In Abb. 3.6 ist das typische Last-Verschiebungsdiagramm zur plastischen Grenzlastbestimmung dargestellt. Für die Auftragung wurde ein Knoten des Querkrafteinleitungsorts am Stutzen bezüglich Kraft und Verschiebung ausgewertet. Da sich eingangs die Frage nach den belastungsinduzierten Verformungen und deren Einfluss auf die Festigkeit stellt, wurden zwei identische FE-Modelle geometrisch linear und nichtlinear berechnet. Dies war notwendig, da beim Stutzen unter Biegung und Innendruck a priori keine tendenzielle Aussage über die Änderung des Bauteilverhaltens (Nichtlinearität) unter Lasteinwirkung getroffen werden kann. Eine solche Aussage ist allerdings nach ASME-Code und DIN EN 13445 notwendig, da die Nichtlinearität nur vernachlässigt werden darf, wenn sie eine festigkeitsmäßig positive Auswirkung auf die Berechnungsergebnisse hat. Diese Bedingung ist hier nach Abb. 3.6 gegeben. Das Diagramm zeigt die größte Verschiebung über einer aufgegebenen Knotenlast. Wie deutlich zu erkennen ist, ist die Verschiebung bei geometrisch linearer Betrachtung ab 110 N größer, d.h. die Struktur ist schwächer wiedergegeben, als sie in der Realität wäre. Bei dem untersuchten Stutzen DN 500 DN 100 45° trat dieses Phänomen noch wesentlich deutlicher zutage. Somit entfällt bei regelwerkskonformer Auslegung die Notwendigkeit einer nichtlinearen Analyse, da der Fehler zur sicheren Seite hin weist. Dies ist in Anbetracht der wesentlich höheren Rechner- und Lizenzressourcenbindung, dargestellt in Abb. 3.6 rechts, im Fall der geometrisch nichtlinearen FEA von Vorteil. Sollte allerdings der Nachweis unter den vereinfachten Bedingungen nicht gelingen, kann der strukturstärkende Einfluss der Nichtlinearität beim Stutzen unter Innendruck und Biegung an Bedeutung gewinnen. Ansonsten stellt die Nichtlinearität eine nicht quantifizierbare Konservativität dar und erhöht so die Sicherheit gegen Versagen durch große Deformationen.

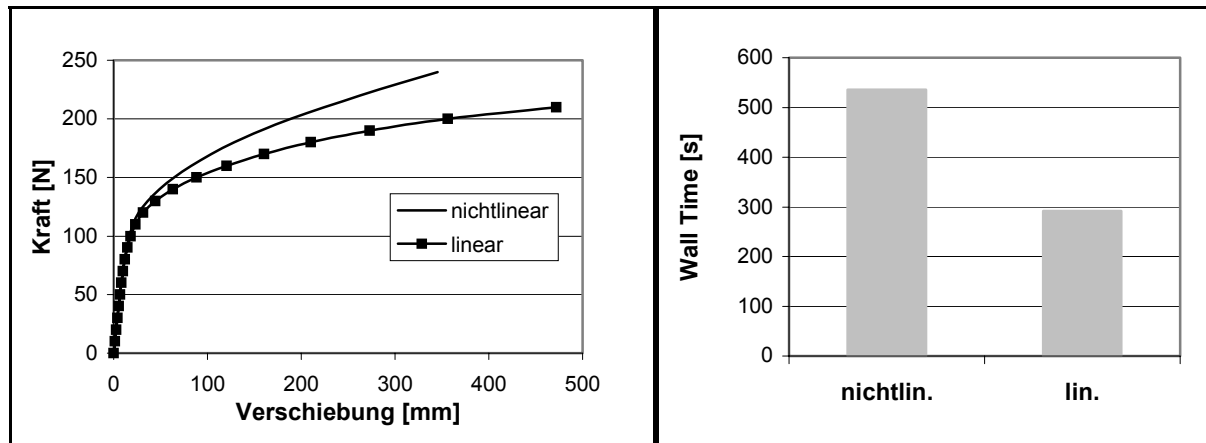


Abb. 3.6: Vergleich geometrisch lineare und nichtlineare Berechnung; links: Verschiebungen, rechts: Rechenzeit

Um eine Grenzlastbestimmung durch das Tangentenschnittverfahren exakt durchzuführen, muss die Last-Verschiebungskurve als Funktion vorliegen. In der Praxis wird dies durch eine augenscheinliche Ermittlung des ersten Wendepunkts und Bildung der Tangente gehandhabt, da das Auffinden eines passenden funktionellen Zusammenhangs sehr zeitintensiv ist. Ist das Auffinden der Ursprungstangente wegen des anfänglich linearen Verlaufs der Kurve noch einfach durchführbar, bereitet die Identifikation des ersten Wendepunktes Schwierigkeiten. Im Allgemeinen existiert ein solcher geforderter Wendepunkt bei der Auswertung der Knotenverschiebungen nach einer elasto-plastischen FEA nicht. Die Kurvenverläufe sind denen in Abb. 3.6 ähnlich und bilden mit wachsendem Abszissenwert im besten Falle eine asymptotische Annäherung an eine Gerade $y=\text{const.}$ Deswegen muss zur Bildung der zweiten Tangente ein alternativer Punkt auf der Kurve gewählt werden, z.B. die Gerade durch die Berechnungspunkte des letzten und vorletzten konvergierten Inkrements. Dadurch wird das Ergebnis abhängig von der Festlegung des letzten sinnvollen Berechnungsergebnisses, da sich bei Traglastanalysen mit Hilfe der FEM oftmals zwar konvergierte, aber willkürlich verformte Ergebnisse zeigen. Mit Kenntnis dieser vier Punkte kann der Schnittpunkt errechnet und graphisch dargestellt werden (Abb. 3.7).

Wesentlich pragmatischer und eindeutiger ist das Vorgehen nach dem Sekantenschnittverfahren, allerdings liegt das Ergebnis um 29 % unter dem des Tangentenschnittverfahrens. Ein weiterer Vorteil liegt in der guten Automatisierbarkeit durch Programmierung einer Subroutine, mit Hilfe derer die Steigung im elastischen Ast der Kurve errechnet wird. Anschließend wird der funktionelle Zusammenhang der Geraden halber Steigung im Programm hinterlegt. Nun muss nur noch nach jedem Berechnungsincrement abgeprüft werden, ob bei gegebenem Kraftniveau die errechnete

te Verschiebung höher ist als das Ergebnis der Geradengleichung. Trifft dies zu, kann die FEA abgebrochen und der Schnittpunkt mittels Interpolation berechnet werden. Mit einem solchen Vorgehen wird das nach dem Tangentenschnittverfahren notwendige, aber von der benötigten CPU-Zeit her sehr anspruchsvolle Berechnen hochplastischer Verformungszustände umgangen.

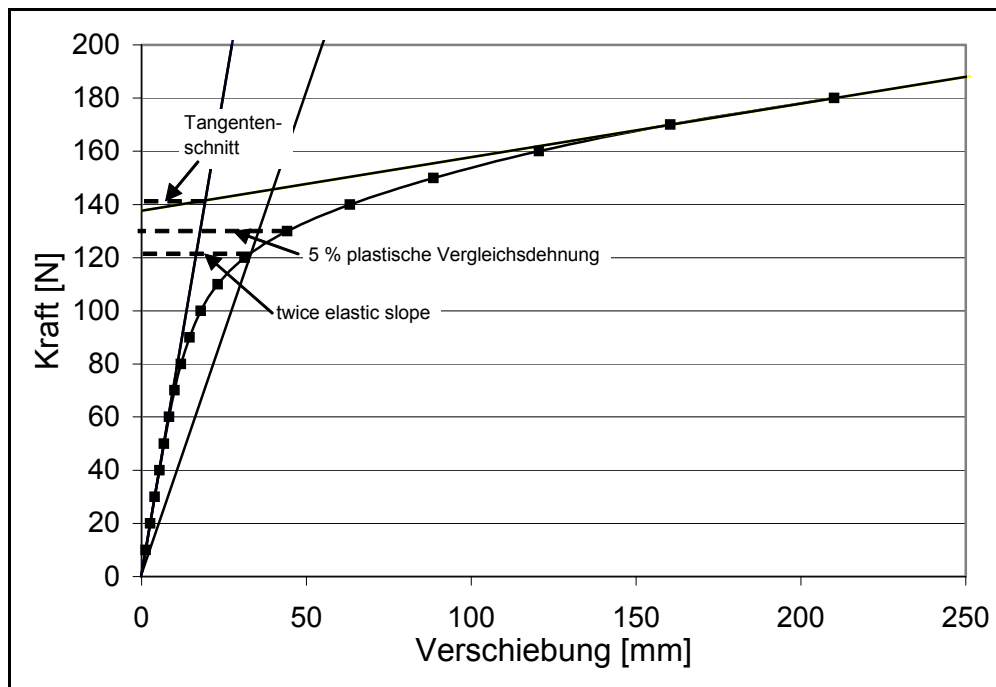


Abb. 3.7: Grenzlastermittlung

Noch weniger aufwändig in der Umsetzung ist das 5 %-Kriterium nach DIN EN 13445-3. Hier wird ein Grenzwert der Tragfähigkeit bei 5 % maximaler Strukturhauptdehnung angenommen. In leichter Abwandlung der Norm wurde in der vorliegenden Arbeit die Traglast für erreicht erachtet, wenn die maximale plastische Vergleichsdehnung nach von Mises einen Wert von 5 % erreicht hat. Um diesen Wert möglichst exakt zu bestimmen, sind zwei Vorgehensweisen möglich:

Rampenförmige Lastaufgabe

Hier wird die variable Belastung (Innendruck, Biegemoment) von Berechnungsschritt zu Berechnungsschritt in identischen Lastinkrementen aufgegeben. Ist ein Wert der plastischen Vergleichsdehnung an einer Stelle des Modells überschritten, so wird die Berechnung automatisch mit Hilfe einer Unteroutine abgebrochen. Die letzten beiden Werte der plastischen Vergleichsdehnung werden dann zur Interpolation auf die 5 %-Grenze verwendet und damit die Grenzlast ermittelt (Abb. 3.8).

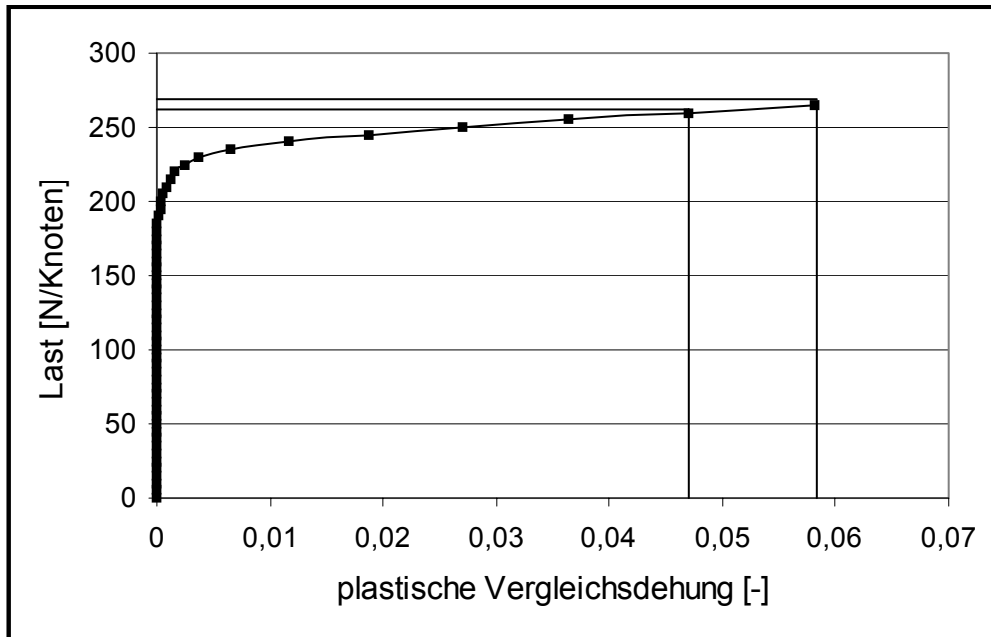


Abb. 3.8: Rampenförmige Belastungsaufgabe mit Interpolation

Adaptive Schrittweitensteuerung

Bei diesem Verfahren, das im Rahmen der vorliegenden Arbeit hinsichtlich Traglastermittlung entwickelt und geprüft wurde, werden die Belastungssinkremente durch vom Nutzer vorgegebene Werte jeweils für den minimal und maximal zulässigen Lastsprung, das erste Belastungssinkrement und den Zielwert in Form einer physikalischen Größe (5 % plastische Vergleichsdehnung) gesteuert. Die Anzahl i der zulässigen Wiederholungen des Lastinkrements bei unveränderter Belastungshöhe (recycles) kann ebenso durch den Benutzer festgelegt werden wie die Anzahl der Lastreduzierungen (cut-backs) im Lösungsalgorithmus. Weitere Eingabeparameter sind der kleinste und größte erlaubte Quotient der Lastinkremente der Belastungszyklen n und $n+1$ (Abb. 3.9). Sinken die Schritte unter das vorgegebene Mindestverhältnis

$\left(\frac{\Delta P_{n+1}}{\Delta P_n} \right)_{\min}$ oder unter das minimale Lastinkrement $\Delta P_{\min}$, so wird die Berechnung

beendet.

Vorteile dieser Herangehensweise zur Traglastermittlung sind die schnelle Konvergenz zum gewünschten Grenzwert und die hohe Auflösung im grenzwertnahen Dehnungsbereich. Die Genauigkeit lässt sich über die Eingabeparameter $\left(\frac{\Delta P_{n+1}}{\Delta P_n} \right)_{\min}$

und ΔP steuern. Aufgrund der großen Lastschrittweiten im unteren Lastbereich ist die Berechnung mittels adaptiver Schrittweitensteuerung im Vergleich zur rampen-

förmigen Lastaufgabe bei geschickter Wahl der Eingabeparameter um den Faktor zwei schneller und dies bei höherer Genauigkeit aufgrund des Wegfalls des Interpolationsfehlers (Abb. 3.8, Abb. 3.10). Bei Erreichen der 5 %-Grenze der plastischen Vergleichsdehnung wird die Berechnung durch eine Unteroutine abgebrochen, wie dies auch bei der rampenförmigen Lastaufgabe der Fall ist.

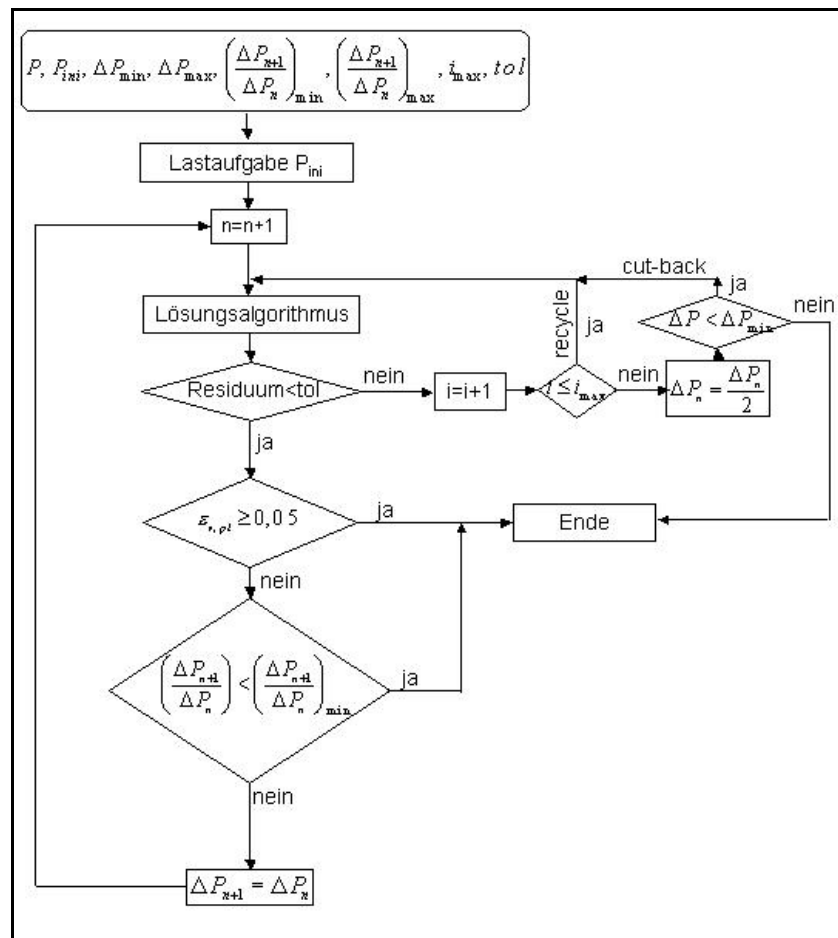


Abb. 3.9: Flussdiagramm adaptive Schrittweitensteuerung

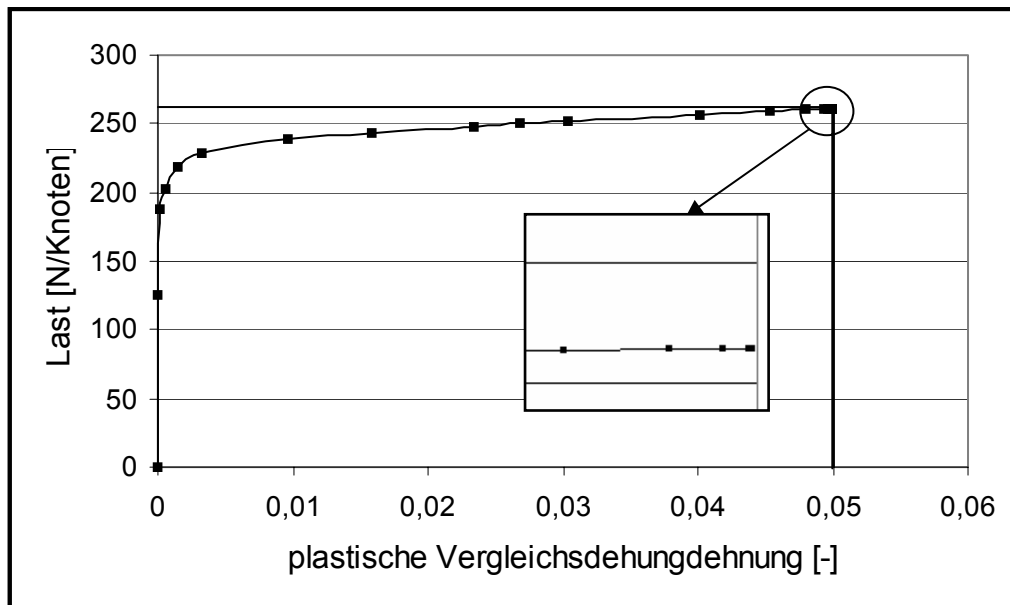


Abb. 3.10: Verlauf der Berechnung mit adaptiver Schrittweitensteuerung

3.1.3.2. Vergleich der Ergebnisse

Werden die erhaltenen Ergebnisse für 60 bar Innendruck nach Abb. 3.7 verglichen (Tab. 3.1), so fällt auf, dass das Ergebnis nach dem Tangentenschnittverfahren am höchsten ist. Hinzuzufügen ist, dass die Berechnung bei 20 % plastischer Vergleichsdehnung abgebrochen wurde, um die Auswertung einer willkürlich deformierten Struktur zu vermeiden, die so unter realen Bedingungen nicht existieren würde. Zieht man zur Berechnung auch hochplastisch verformte Laststufen heran, so steigt das Ergebnis nach dem Tangentenschnittverfahren durch die Abnahme der Kurvensteigung mit steigender Last (Abb. 3.7) stark an. Im Rahmen dieser Berechnungen konnte so ein Wert von 142 N/Knoten (vgl. Tab. 3.1) erhalten werden. Alle anderen Berechnungsverfahren weisen diese Eigenschaft der Abhängigkeit des Ergebnisses von der Berechnungsführung nicht auf. Zum Vergleich wurde eine Berechnung nach DIN EN 13445-3 durchgeführt und das Resultat in Knotenlasten umgerechnet. Um eine Vergleichbarkeit mit den FEA-Ergebnissen herzustellen, wurde der in Tab. 3.1 gezeigte Wert von 20 N/Knoten ohne Sicherheitsbeiwert mit dem realen Werkstoffkennwert aus dem Zugversuch ermittelt. Würden normgerechte Werkstoffkennwerte für P 265 GH verwendet und ein Sicherheitsbeiwert von 1,5 zugrunde gelegt, so wäre der Lastwert lediglich halb so groß ($F=10,1$ N/Knoten). Dass die Tragfähigkeit des Stutzens nach dieser formelmäßigen Auslegung basierend auf der Schalentheorie

gemäß DIN EN 13445-3 nur unzureichend wiedergegeben wird, kann mit Kenntnis der FEA-Ergebnisse aufgedeckt werden.

Methode	Grenzlast [N/Knoten]	Relative Grenzlast [%]
Tangentenschnitt	142	100
Sekantenschnitt (twice elastic slope)	122	86
5 % plastische Vergleichsdehnung	130	92
DIN EN 13445-3	20	14

Tab. 3.1: Vergleich der Ergebnisse der Grenzlastbestimmung nach Abb. 3.7

3.1.3.3. Vergleich mit den Ergebnissen der ECM-Methode

Um die Qualität der hier in Kap. 3 vorgestellten Methoden im Vergleich zu anderen Vorgehensweisen nachzuweisen, wird im Folgenden eine Gegenüberstellung mit Berechnungsergebnissen, die unter Anwendung der Elastischen Kompensationsmethode (ECM) erhalten wurden, durchgeführt.

Die ECM wurde als Ersatz für eine vermeintlich aufwändigere physikalisch nichtlineare FEA entwickelt. Zur Simulation plastischer Dehnungsanteile wird hierbei der Elastizitätsmodul jedes Modellelements verringert. Als Ergebnis werden geringere Elementsteifigkeiten in Zonen mit hoher Beanspruchung und somit höhere Dehnungen gewonnen. Zur iterativen Näherung an die gesuchte Beanspruchungsgrenze sind somit lediglich aufeinander folgende linearelastische Berechnungen nötig. Tiefergehende Erläuterungen der ECM mit Beispielen aus der Druckgerätetechnik sind in einer Vielzahl von Veröffentlichungen nachzulesen, z.B. in [MaB92], [MS+92] und [NMB92]. Mit Hilfe der ECM können ausschließlich Grenzlasten von gleichphasigen äußeren Last- und Temperaturänderungen berechnet werden. Dies ist bei Shake-down- und Traglastuntersuchungen unter Verwendung des statischen (Melan) und des kinematischen (Koiter) Theorems möglich. Dabei werden jeweils untere und obere Grenzlasten erhalten, wobei die Kenntnis der oberen Grenze, zumindest für eine regelwerkskonforme Auslegung, keinen Nutzen bringt (s. Kap. 3.1.3). Auch der Hinweis, dass die reale, unter Verwendung der physikalisch nichtlinearen FEA ermittelte Grenzlast meist auf halbem Wege zwischen unterer und oberer Grenzlast ([NMB96]) liegt, kann dem Berechnungsingenieur keine zufriedenstellende Sicherheit geben, so dass lediglich die Werte der unteren Grenzlast für eine Auslegung in Frage kommen.

Der Ablauf einer Analyse nach ECM gestaltet sich wie folgt: Eingangs muss eine linearelastische FEA durchgeführt werden (0. Iteration). Auf der Grundlage des erhaltenen Spannungsfeldes nach Definition einer willkürlichen Nennspannung werden die zu Beginn über das Modell konstanten Elastizitätsmoduli separat für jedes Element nach

$$E_i = E_{(i-1)} \frac{\sigma_n}{\sigma_{i-1}} \quad (3.4)$$

berechnet. Der Zähler i steht für die Nummer der Iteration, σ_n ist die Nennspannung und σ_{i-1} die maximale Knotenvergleichsspannung nach von Mises der vorangegangenen Iteration. (3.4) wird für jedes einzelne der n Elemente des FE-Modells ermittelt. Demzufolge erhält man in jedem Iterationsschritt einen Spaltenvektor

$$E_i = \begin{pmatrix} E_1 \\ \vdots \\ E_n \end{pmatrix}, \quad (3.5)$$

der gemäß (3.4) im nächsten Schritt angewendet wird. So werden Elemente mit hohen elastischen Vergleichsspannungen im 0. Iterationsschritt mit kleinen E-Moduli versehen, was im weiteren Rechengang die Spannungen erniedrigt. Auf diese Weise wird das Fließen des Werkstoffs im überelastischen Bereich dargestellt. Dieses Verfahren nähert sich asymptotisch einem Grenzwert an und kann bei Unterschreiten einer vom Anwender vorgegebenen Schranke abgebrochen werden. Die weitere Vorgehensweise spaltet sich in die verschiedenen Zielgrößen auf. Diese können jeweils obere und untere Einspiellasten und Grenztragfähigkeiten sein. Im Folgenden werden lediglich die relevanten unteren Grenzen betrachtet. Die Ermittlung der unteren Grenztragfähigkeit gestaltet sich sehr einfach. Es sind lediglich – nach erfolgter Konvergenz – die jeweils höchsten Knotenvergleichsspannungen aller Schritte zu vergleichen. Aus dieser Menge ist der minimale Wert $\sigma_{\min}$ auszufiltern. Die Grenzlast L errechnet sich durch Skalierung der Last (oder des Lastspektrums) aus dem 0. Iterationsschritt L_d mit dem Quotienten aus Fließgrenze und $\sigma_{\min}$:

$$L = L_d \frac{\sigma_F}{\sigma_{\min}} \quad (3.6)$$

Zur Ermittlung der unteren Einspiellast ist ein etwas aufwändigeres Verfahren notwendig. Voraussetzung ist wiederum ein konvergierender Berechnungsablauf. Die benötigten Eigenspannungsfelder werden durch Subtraktion des ideal-elastischen Spannungsfeldes vom ECM-Spannungsfeld erhalten und maximiert. Eine detaillierte Beschreibung findet sich in [Mei05].

Zusammenfassend können zur ECM folgende Vor- und Nachteile aufgelistet werden:

Vorteile	Nachteile
rein linearelastische Berechnung	nur schwellende Lasten berechenbar
geringe Rechenzeiten	nur gleichphasige Lasten berechenbar
regelwerkskonforme Ergebnisse (ASME)	nur ideal-elastisches/ideal-plastisches Werkstoffverhalten
Anwendung zur Einspiel- und Traglastbestimmung	keine Berücksichtigung geometrischer Nichtlinearität bei großen Deformationen

Tab. 3.2: Vor- und Nachteile der ECM

Anhand eines Beispiels, dem schrägen Stutzen DN 500 DN 150 45, sollen nun die Ergebnisse aus den im Rahmen dieser Arbeit angewandten Methoden mit denen der ECM verglichen werden. Wo nötig, werden Unterschiede aufgezeigt und falls möglich, deren Ursache analysiert, um die bessere Berechnungsart im Rahmen der Grenzwertberechnung am Druckbehälterstutzen aufzufinden.

Die Grenzkurven des Interaktionsdiagramms (Abb. 3.11) entstammen den Berechnungen mit gleichphasig schwellendem Innendruck und Biegemoment unter Verwendung der ECM aus [Mei05]. Die verwendeten FE-Modelle sind zur besseren Vergleichbarkeit hinsichtlich der Feinheit, des Elementtyps, des Materialmodells und der Rand-/Symmetriebedingungen gleich aufgebaut.

Anfangen beim elastischen Bereich kann wie erwartet gezeigt werden, dass die Berechnungsmethoden hier zu gut reproduzierbaren Ergebnissen führen. Nur bei maximalem Innendruck im Stutzenzugbereich ist der Winkel aufgrund der höheren Auflösung der im Rahmen dieser Arbeit angewandten Methode der Spannungstensorkalierung (STS) besser wiedergegeben.

Da die STS nur zwei elastische FEA (Druck und Biegung) benötigt, ist diese Methode im Vergleich zur wiederkehrenden FEA mit unterschiedlichen Lastniveaus schneller, da der Aufbau der Steifigkeitsmatrizen und die Lösung der Gleichungssysteme bei weiteren Analysen entfallen.

Die SD-Grenzen liegen in weiten Bereichen in guter Übereinstimmung. Auf der Zugseite ab $p/p_F=1,4$ vollzieht die mittels ECM errechnete SD-Kurve einen ähnlichen Verlauf wie die elastische Grenze mit dem spitzwinkligen Übergang auf der Zugseite. Nach den in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen kann dieses Ergebnis nicht bestätigt werden und ist als zu hoch zu betrachten. Der Wendepunkt bei $p/p_F=1,9$ und $M/M_F=1,45$ wurde zum Nachweis mit hoher Genauigkeit (Residuum der FEA $<0,001$) zyklisch nachgerechnet. Dabei wurden auch nach 50 Lastwechseln noch nennenswerte plastische Dehnungsanteile ($400 \mu\text{m/m}$) sowohl im Belastungs- also auch im Entlastungsschritt – mit umgekehrtem Vorzeichen – festgestellt, und damit Wechselplastifizierung und nicht Einspielverhalten auf linearelastisches Verhalten. In diesem Fall kann demnach gesagt werden, dass die ECM-Berechnung der unteren SD-Grenze bereits zu nichtkonservativen Ergebnissen führt (s. Abb. 3.11).

Eine weitere Auffälligkeit stellt der SD-Wert für schwellenden Innendruck in Abwesenheit des Biegemoments dar. Dieser liegt bei den hier untersuchten Durchmesser- und Wandstärkenverhältnissen beim 1,74-fachen des elastischen Grenzdrucks. Das ECM-Ergebnis in Höhe von 1,45 liegt hier zu niedrig. In der Literatur finden sich Werte um 1,8. Umfassende experimentelle Untersuchungen an verschiedenen Stutzengeometrien (d/D zwischen 0,25 und 1,0) liegen mit [PrS72] vor. Bei allen untersuchten Stutzen lagen die Überlastfaktoren bei schwellendem Innendruck zwischen 1,76 und 1,79. Die rein numerischen Betrachtungen der Grenzlasten in [NMB96] zeigen Überlastfaktoren zwischen 1,6 und 1,8.

Anders ist der Fall bei der Traglastkurve gelagert. Dort liegen die ECM-Werte, die sich als Untergrenze der Traglast verstehen, allorts unter den Werten des in dieser Arbeit angewandten 5 %-Kriteriums.

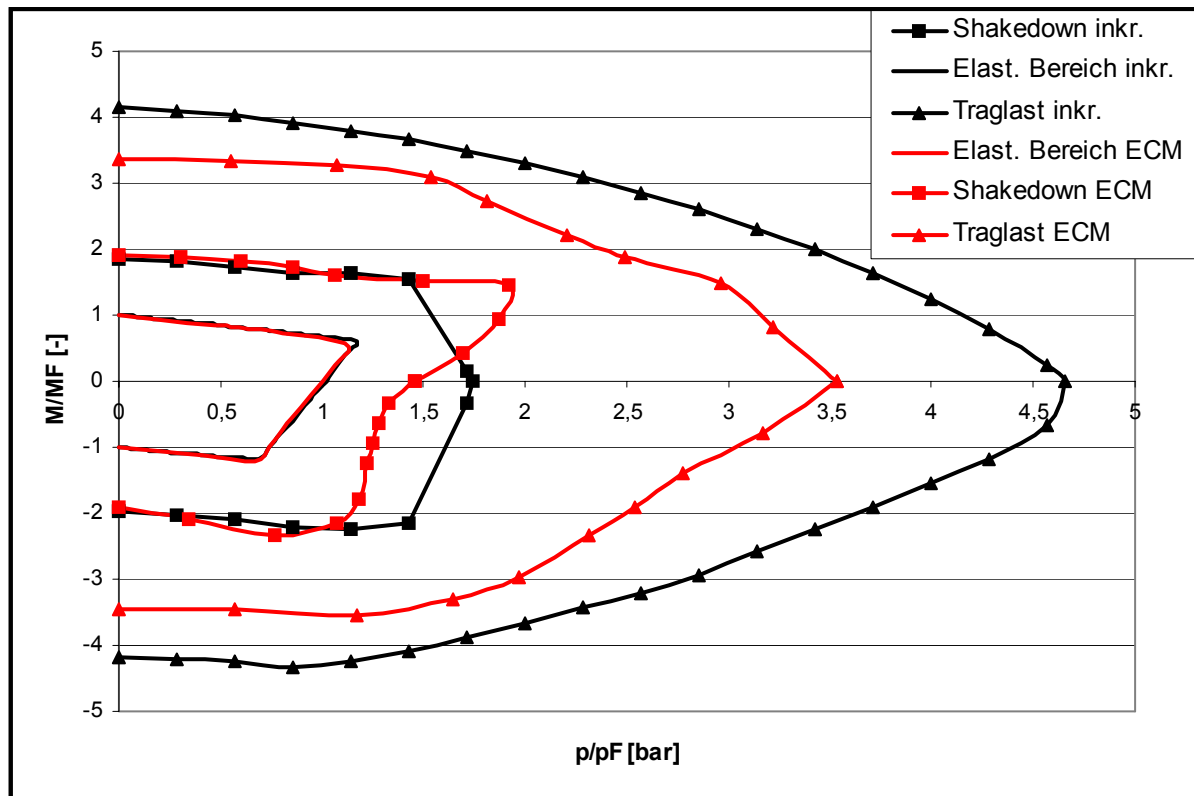


Abb. 3.11: Vergleich von IA-Diagrammen aus verschiedenen Berechnungsmethoden

3.1.3.4. Analytische Traglastberechnung am Druckbehälterstutzen unter Innendruck und Längsbiegemoment

Da Stutzenabzweige im Apparatebau sehr häufig verwendete Konstruktionen darstellen, liegt der Gedanke nahe, eine pragmatische Methodik zur Grenzlastbestimmung zu entwickeln. Bei allen Vorteilen und Potentialen der FEM ist diese sehr kostenintensiv und für standardmäßige Problemstellungen nicht einsetzbar. Auch in Zukunft wird sie aus diesen Gründen nur zur Klärung spezieller, komplexer und grenzwertiger Fragestellungen herangezogen werden können.

Auch bei parametrisierten Modellen, die bei Stutzen auf Schalen- und Solidebene bereits Anwendung finden, ist der Aufwand zur Darstellung realitätsnaher Randbedingungen und Werkstoffmodellierungen, ganz zu schweigen von der eigentlichen Rechenzeit, doch sehr groß.

Dagegen bietet eine analytische Lösung den Vorteil der – im Rahmen der zwangsweise zu treffenden Vereinfachungen – Allgemeingültigkeit. Ziel dieses Ansatzes ist es, durch Eingabe der Geometrie- und Werkstoffdaten und anschließender Auswertung der hier erstellten und programmierten formelmäßigen Zusammenhänge ein konservatives Ergebnis des Traglastmomentverlaufs als Funktion der Druckstufe zu

erhalten. Es soll für die im Rahmen dieser Arbeit geprüften Durchmesser-Verhältnisse und Neigungswinkel (45° , 60° , 90°) für radiale Stützen in zylindrischen Druckbehältern gelten. Zur Berechnung der entwickelten Zusammenhänge wird das Programm MATHEMATICA™ eingesetzt.

Verschneidungskurve:

Um Aussagen über das Verhalten von Stützeinschweißungen unter der Einwirkung von Innendruck und Längsbiegung treffen zu können, ist die Kenntnis der Verschneidungslinie zwischen Stützen und Behältermantel unabdingbar. Entlang dieser Linie treten am Bauteil die höchsten Beanspruchungen auf. FEM-Traglastberechnungen haben überdies gezeigt, dass die fortschreitende Plastifizierung bei konstant gehaltenem Druck und rampenförmig gesteigertem Biegemoment sich in diesem Bereich bewegt. So konzentrieren sich auch die hier angestellten Betrachtungen auf die Verschneidungslinie.

Abb. 3.12 zeigt den Mantel und die sich daraus ergebende Abwicklung der Mantelfläche des Druckbehälters DN 500 (Kap. 6) mit den Verschneidungslinien der einzelnen angeschweißten Stützen. Die weitere Verwendung der Abwicklungskurve zur Ermittlung der Grenzlaster des Längsbiegemoments ist zulässig, da diese Abbildung weder die Raumkurvenlänge noch die zur Biegezugwiderstandsmomentberechnung maßgebliche x-Koordinate (behälteraxiale Richtung) verfälscht.

Mit bloßem Auge betrachtet wird im Fall der schrägen Stützen schnell klar, dass die hier durch die Zylinder/Zylinder-Verschneidung entstehenden Raumkurven und deren tangentialen Abwicklungen entlang der Mantellinie keiner gängigen geometrischen Form entsprechen. Eine Beschreibung des rechtwinkligen Stützenabzweigs in zylindrischen Behältern ist in [Str73] enthalten.

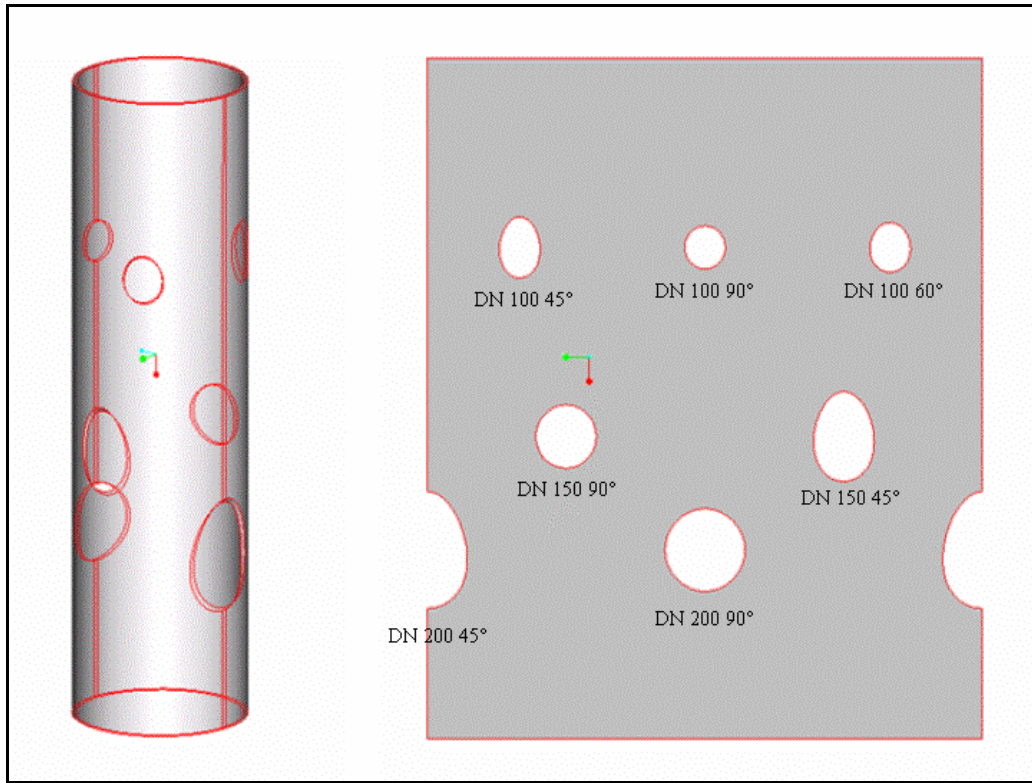


Abb. 3.12: Behälter DN 500 mit Stutzenöffnungen (links), Abwicklung (rechts)

Das zugrunde liegende kartesische Koordinatensystem ist Abb. 6.1 zu entnehmen. Es hat seinen Ursprung im Schnittpunkt der Behälter- und Stutzenachse. Die Behälterachse liegt in der x-, die Stutzenachse in der x-z-Ebene. Danach lautet der Ortsvektor eines Punktes auf der Verschneidungslinie eines im Winkel α zum Behälter geneigten radialen Stutzens in Abhängigkeit von x

$$\vec{v}(x) = \begin{pmatrix} x \\ \pm \frac{\sqrt{-2x^2 \cos^2 \alpha + 2x \cos \alpha \sqrt{x^2 \cos^2 \alpha + R^2 + \sin^2 \alpha x^2 - r^2} + \sin^2 \alpha R^2 - R^2 - \sin^2 \alpha x^2 + r^2}}{\sin \alpha} \\ \frac{-x \cos \alpha + \sqrt{x^2 \cos^2 \alpha + R^2 + \sin^2 \alpha x^2 - r^2}}{\sin \alpha} \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

in einem Definitionsbereich für die Durchdringungskurve auf der positiven z-Seite

$$x \in \left[\frac{R \cos \alpha - r}{\sin \alpha}; \frac{R \cos \alpha + r}{\sin \alpha} \right] \quad (3.8)$$

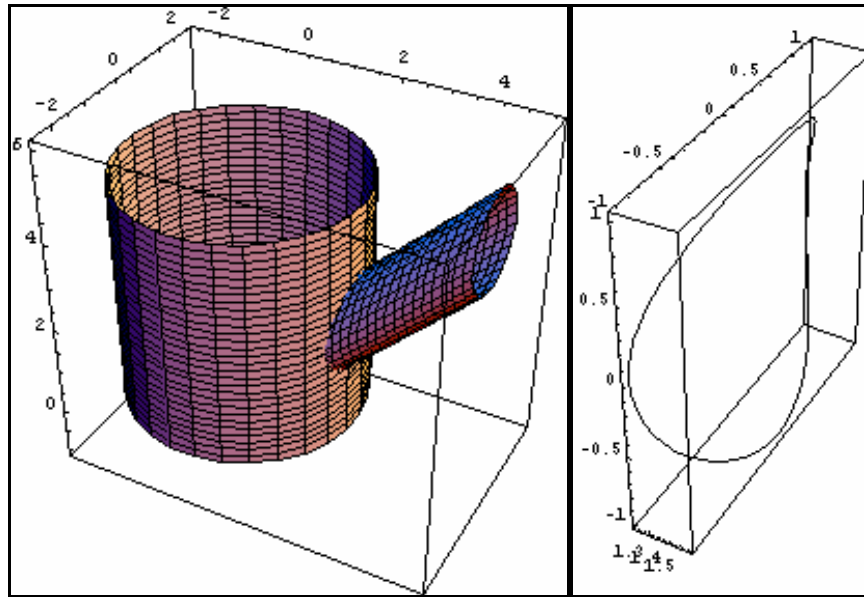


Abb. 3.13: Geometrie 45°-Stutzen (links), Verschneidungslinie (rechts)

Legt man die Annahme zugrunde, dass die fortschreitende Stutzenbiegung zu einer Ausbreitung der plastifizierten Zone entlang der Verschneidungskurve führt, so kommt deren Gestalt und Länge eine zentrale Bedeutung zu. Bei dimensionsloser Betrachtung mit dem Stutzenneigungswinkel α , der auf den Behälterradius bezogenen Länge λ und dem Radienverhältnis ρ nach

$$\lambda = \frac{l}{r}, \quad \rho = \frac{r}{R} \quad (3.9)$$

kann die Anzahl der Einflussgrößen um eins reduziert werden.

Somit ist eine parametrisierte Darstellung der Länge λ in Abhängigkeit des Winkels α in einem Diagramm mit dem Parameter ρ möglich (Abb. 3.14 links). Bei dieser Auftragung für Neigungswinkel zwischen 30° und 60° wird deutlich, dass die Länge λ mit abnehmendem Winkel α und steigendem Radienverhältnis ρ ansteigt. Diese Tatsache wird bei Betrachtung der zunehmenden räumlichen Verwölbung mit steigendem ρ (Abb. 3.13 rechts) augenscheinlich.

Da die mathematische Bearbeitung der Raumkurve und deren Abwicklung großen rechnerischen Aufwand erfordert, wird im Folgenden auf die elliptische Annäherung der Kurve zurückgegriffen, was einer Verschneidungskurve eines Stutzenzylinders unter dem Winkel α mit einem Behälter mit unendlichem Radius ($\rho=0$) entspricht. Der

prozentuale Fehler bezüglich der tatsächlichen Länge der Verschneidungslinie und deren elliptischen Näherung l_{el}

$$f = \frac{l - l_{el}}{l} \cdot 100 \quad (3.10)$$

ist in Abb. 3.14 rechts dargestellt. Die Kurve für $\rho \rightarrow 0$ fällt mit der x-Achse zusammen. Die hier betrachteten Durchmesser-Verhältnisse bis $\rho = 0,4$ liegen für alle Winkel zwischen 30° und 90° unter einer Fehlerschranke von 2%. Wie aus Abb. 3.14 ersichtlich, steigt der Fehler erst mit sehr großen Werten für ρ stark an, überschreitet aber auch dort für den Abzweig gleicher Nennweite ($\rho = 1$) nie einen Grenzwert von 17,8%.

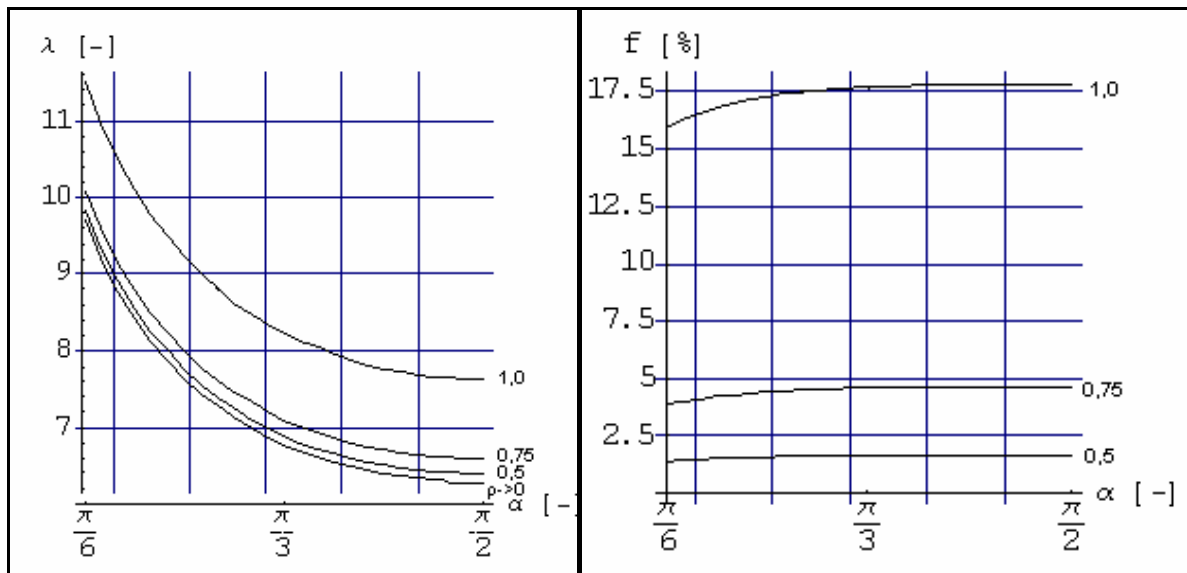


Abb. 3.14: Abhängigkeit der Länge der Verschneidungslinie vom Neigungswinkel und dem Parameter Radienverhältnis (links), Fehler der elliptischen Näherung (rechts)

Rohrmodellierung

Als erster Ansatz wird ein elliptisches Rohr mit dem Spannungszustand und der Wandstärke des Behälters betrachtet. Das Rohr ist also mit den Behälterspannungen vorbelastet. Es gilt nun diejenige Momentenbelastung zu finden, die im Querschnitt zum vollplastischen Zustand führt. Dazu muss eine maximal mögliche Axialspannung aus Biegung $\sigma_{a,b}$ als Funktion des Innendrucks bestimmt werden, die gerade zum Erreichen der Fließbedingung führt. Unter Verwendung der Gestaltänderungsenergie-Hypothese (GEH) lautet diese zug- bzw. druckseitig

$$\sigma_{a,b}(p) = \frac{1}{2} \left(-2\sigma_a + \sigma_r + \sigma_t \pm \sqrt{4\sigma_F^2 - 3\sigma_r^2 + 6\sigma_r\sigma_t - 3\sigma_t^2} \right). \quad (3.11)$$

Diese Axialspannung aus Biegung ist wegen der Verwendung der Nennspannungen lediglich abhängig vom wirkenden Innendruck, jedoch unabhängig vom Ort auf der Zug- oder Druckseite. Damit wird die weitere rechnerische Handhabung vereinfacht, weil die Integration über den Querschnitt entfällt und im weiteren Berechnungsgang $\sigma_{a,b}(p)$ anstelle der Fließgrenze eingesetzt werden kann. Das Traglastmoment kann nun nach [Fei80] unter Verwendung des plastischen Widerstandsmoments (Flächenmoment erster Ordnung)

$$W_{pl} = S \int_K x ds \quad (3.12)$$

wie gewohnt mit

$$M_{pl}(p) = \sigma_{a,b}(p) W_{pl} \quad (3.13)$$

berechnet werden. Aus (3.12) ist ersichtlich, dass der Betrag des plastischen Widerstandsmoments nicht nur von der Länge der Verschneidungskurve (Abb. 3.14 rechts), sondern auch von deren Linienschwerpunkt abhängt.

Die Abweichung des elliptischen Linienschwerpunkts der Kurventeile ober- und unterhalb der neutralen Faser vom Schwerpunkt der realen Verschneidungskurve ist ähnlich gering, wie dies bei der Kurvenlänge (Abb. 3.14) der Fall ist. Diese Tatsache bestätigt sich auch bei der Betrachtung einer realen Geometrie, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit experimentell und numerisch untersucht wurde. In Abb. 3.15 sind unter Verwendung verschiedener Methoden ermittelte Traglastgrenzkurven der Stützens DN 500 DN 100 45° und 90° aufgetragen. Die FEM-Grenzkurven entstammen dreidimensionalen FEA unter Verwendung des 5 %-Kriteriums. Für die 90°-Ausführung beträgt die relative Abweichung im betriebsrelevanten Bereich bis 80 bar nicht mehr als 8,6%. Durch die sehr ähnlichen Verläufe der Grenzkurven kann davon ausgegangen werden, dass die Interaktion von Innendruck und Biegung im vorliegenden Fall durch die eingesetzte vereinfachende Modellierung gut wiedergegeben wird.

Am Beispiel des schrägen, um 45° zur Behälterachse geneigten Stutzens gleicher Weite zeigen sich allerdings die Grenzen des Modells sehr deutlich. Die Abweichungen betragen hier bis zu 30 % und sind somit nicht akzeptabel, da sie zur unsicheren Seite hin liegen.

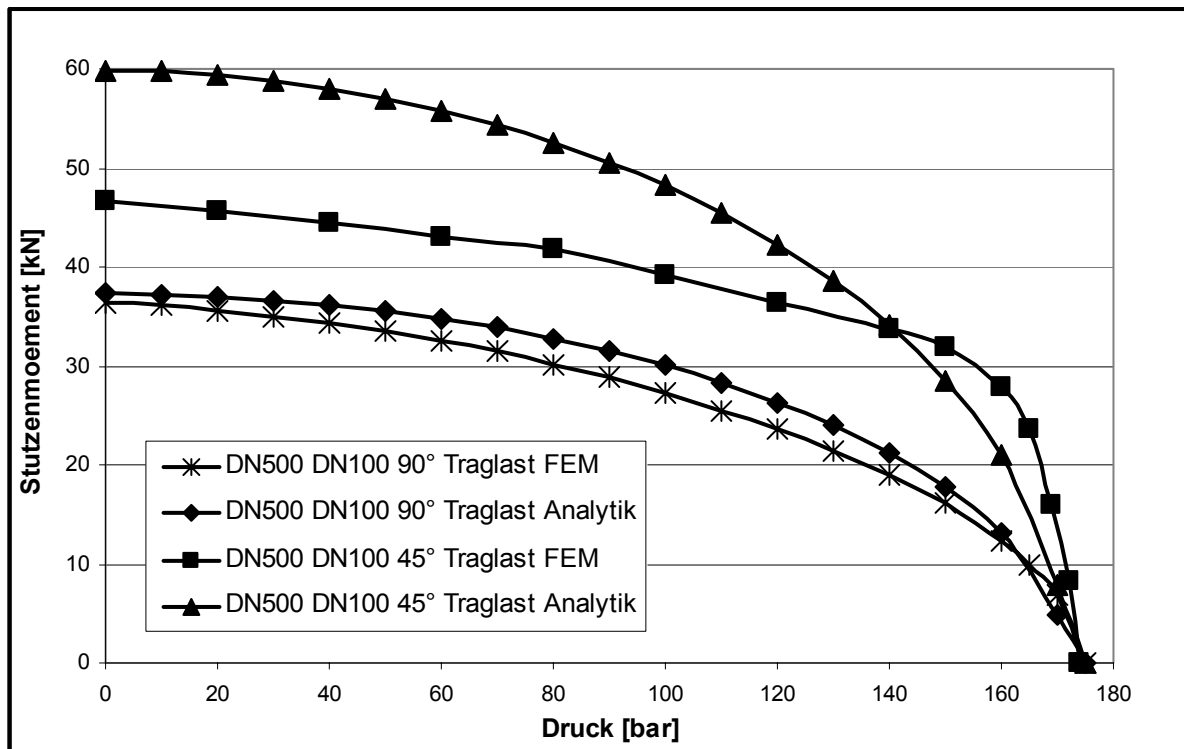


Abb. 3.15: Vergleich der numerisch und analytisch ermittelten Grenzkurven der Stutzens DN 500 DN 100 90°

Zur Beseitigung der unter obigen Annahmen zu hoch errechneten Biegemomente wird der Einfluss der Spannungsverteilung unter Innendruck am Stutzenrand betrachtet. Hierbei wird deutlich, dass gerade im Fall der Längsbiegung diejenigen Stellen am Behälter hoch beansprucht sind, die in großem Abstand zum Schwerpunkt liegen. Bei spitzwinkligen Abzweigen verstärkt sich wegen der veränderten Verschneidungsgeometrie (Abb. 3.12, Abb. 3.13) dieser Einfluss im Vergleich zum rechtwinkligen Stutzen noch weiter. Durch die oben beschriebene Rohrmodellierung ist dieser Tatsache nicht Rechnung getragen.

Um diesen Missstand zu beheben, wird eine umlaufwinkelabhängige Spannungsverteilung eingeführt. Dabei wird auf die grundlegenden Arbeiten [Lur46] und [Saw56] zurückgegriffen. Die Verschneidungslinie muss durch eine Ellipse angenähert werden, was wegen der geringen Abweichungen in dem hier betrachteten Durchmesser-

verhältnissbereich $d/D < 0,4$ und der Neigungswinkelspanne $45^\circ - 90^\circ$ zulässig erscheint (s. Abb. 3.14).

Wird die Platte mit elliptischem Loch durch die aus Innendruck resultierenden Nennspannungen nach Kesselformel beaufschlagt, so ergeben sich in behältertangentialer bzw. -axialer Richtung folgende Spannungskomponenten am Lochrand als Funktion des Umlaufwinkels θ :

$$\sigma_{\theta_t} = \frac{Rp_i}{S} \frac{\left(1 + \frac{1}{\sin \alpha}\right)^2 \sin^2\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) - \frac{1}{\sin^2 \alpha}}{\sin^2\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \frac{1}{\sin^2 \alpha} \cos^2\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right)} \quad (3.14)$$

und

$$\sigma_{\theta_a} = \frac{Rp_i}{2S} \frac{(1 + \sin \varphi)^2 \sin^2\left(\theta + \alpha + \frac{\pi}{2}\right) - \sin^2 \alpha - \sin^2 \alpha \sin^2 \varphi}{\sin^2\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \sin^2 \varphi \sin^2\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right)} \quad (3.15)$$

Da beide Spannungskomponenten immer parallel wirken, ergibt sich durch Überlagerung

$$\sigma_\theta = \sigma_{\theta_t} + \sigma_{\theta_a} \quad (3.16)$$

die tangential zum Lochrand aus Innendruck wirkende Spannung σ_θ . Verglichen mit den FEA-Ergebnissen des Stutzens DN 500 DN 150 45° zeigen sich erwartungsgemäß die Abweichungen aufgrund der elliptischen Näherung der Verschneidungslinie. Im spitzwinkligen Bereich unter 0° (Abb. 3.16) wird der stärker gekrümmte Raumkurvenverlauf mit der resultierenden starken Spannungserhöhung

$$SCF = \frac{\sigma S}{p_i R} \quad S = \frac{\sigma S}{p_i R} \quad (3.17)$$

(Abb. 3.12, Abb. 3.13) nicht exakt reproduziert, sondern etwas zu gering wiedergegeben. Auf der stumpfwinkligen Stutzensseite verhält sich die Wiedergabe der Spannungserhöhungen umgekehrt. Die mittlere Absolutabweichung f_{abs} der analytischen Näherung liegt bei

$$f_{abs} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{180^\circ} (S_{FEA} - S_{analyt.}) = 0,28 \quad , \quad n = 73 ; \quad (3.18)$$

hierbei liegt der Fehler zur sicheren Seite hin, also im Mittel über dem FEA-Ergebnis.

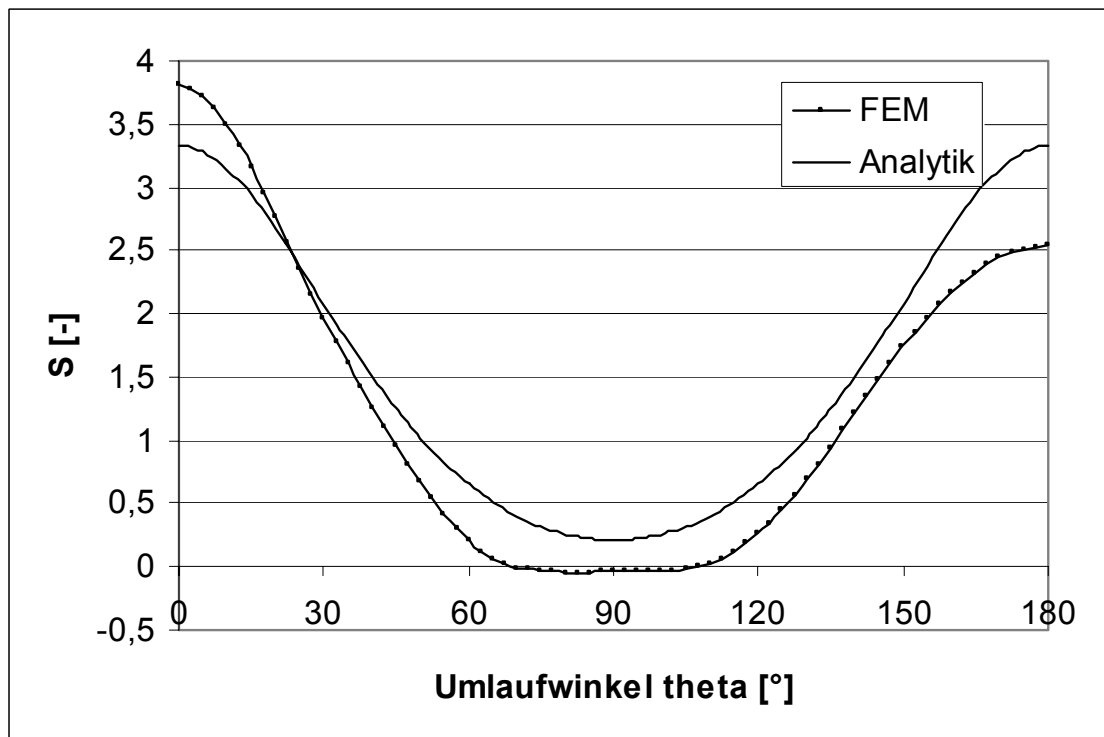


Abb. 3.16: Vergleich der Verstärkungsfaktoren aus analytischer und FEM-Berechnung

Unter Einbeziehung von (3.14), (3.15) und der Radialspannung ergibt sich eine maximal mögliche Axialspannung infolge Stützenlängsbiegung als Funktion des Stützenumlaufwinkels, des Innendrucks und der Stützenneigung zu

$$\sigma_{a,b} = \frac{1}{3} \left(-p_i - \sigma_{\theta a} + \sigma_{\theta t} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{-p_i^2 + 12\sigma_F^2 + 4p_i\sigma_{\theta a} - 16\sigma_{\theta a}^2 - 4p_i\sigma_{\theta t} + 8\sigma_{\theta a}\sigma_{\theta t} - 4\sigma_{\theta t}^2} \right) \quad (3.19)$$

In Bereichen der Verschneidungskurve, in denen aus der Innendruckbeanspruchung die Fließgrenze bei linear-elastischer Grenze überschritten wird, wird $\sigma_{a,b}=0$ gesetzt, was bedeutet, dass keine weitere Last aus Biegung mehr an dieser Stelle des Querschnitts abgetragen werden kann. Nun erfolgt eine numerische Integration über alle $\sigma_{a,b}$ entlang der Verschneidungskurve mit Gewichtung über den Abstand zur Neutralen Faser. Das Ergebnis in Form eines Moments in Abhängigkeit vom Innendruck (Interaktionsdiagramm) liegt innerhalb kurzer Rechenzeit als das gesuchte Traglastmoment vor. Die erhaltenen Ergebnisse geben im Vergleich zu den FEA eine gute, erste Abschätzung des zu erwartenden Ergebnisses einer numerischen Traglastanalyse und liegen bei den betrachteten Stützen immer um 5-20 % unter der FEA.

3.2. Experimentelle Untersuchungen

3.2.1. Dehnmessstreifen und Schaltung

Bei den Versuchen wurden DMS der Firma Measurements Group, Inc. der Serie CEA verwendet. Es kamen Einzel- und 45°-Rosetten-DMS zum Einsatz. Als Trägermaterial wurde der Kunststoff Polyimid verwendet, welcher für den Einsatz bei Temperaturen von -75 bis 175 °C geeignet ist. Der erfassbare Dehnungsbereich liegt bei $\pm 3\%$. Das Leitermaterial besteht aus einer temperaturselbstkompensierenden Konstantanlegierung, welche für Materialien mit einem Ausdehnungskoeffizienten von $10,8 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ geeignet sind (vgl. ferritischer Stahl: ca. $11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$). Die Spezifikationen der verwendeten DMS-Typen sind in Tab. 2.1 aufgeführt.

Bezeichnung	CEA-06-062UW-350	CEA-06-062UR-350	CEA-06-062UW-120	CEA-06-062UR-120
Bauart	Einzel-DMS	DMS- Rosette	Einzel-DMS	DMS-Rosette
Widerstand [Ω]	$350 \pm 0,3$	$350 \pm 0,4$	$120 \pm 0,3 \%$	$120 \pm 0,5 \%$
k-Faktor	$2,120 \pm 0,5\%$	$2,10 \pm 1,0\%$	$2,095 \pm 0,5 \%$	$2,065 \pm 0,5$

Aktive Gitterlänge [mm]	0,24	0,24	0,24	0,24
Träger	Polyimid, Gitter vollständig mit Polyimid gekapselt	Polyimid, Gitter vollständig mit Polyimid gekapselt	Polyimid, Gitter vollständig mit Polyimid gekapselt	Polyimid, Gitter vollständig mit Polyimid gekapselt

Tab. 3.3: Übersicht über die verwendeten DMS

Alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Dehnungsmessungen wurden unter Verwendung von DMS-Viertelbrückenschaltungen in Verbindung mit einer so genannten Dreileiter-Schaltung durchgeführt. Mit dem Dreileiteranschluss lassen sich die negativen Auswirkungen von Temperaturänderungen kompensieren, die bei der Zweileiter-Viertelbrückenschaltung das Messergebnis verfälschen [Kei95]. Bei dieser Schaltung liegen die beiden Speiseleitungen des DMS nicht mehr in einem Brücken-zweig, sondern in benachbarten Zweigen, wodurch sich die temperaturbedingten Auswirkungen in diesen Leitungen gegenseitig aufheben. Für die vollständige Kompensation ist es jedoch nötig, dass alle drei Adern physikalisch völlig identisch sind, d. h. sie müssen den gleichen Querschnitt, die gleiche Länge und die gleichen Temperaturänderungen besitzen [Hof87]. Abb. 3.17 zeigt die Schaltung des DMS mit der im Messgerät befindlichen Ergänzungsschaltung, die aus den Widerständen R1 bis R3 besteht.

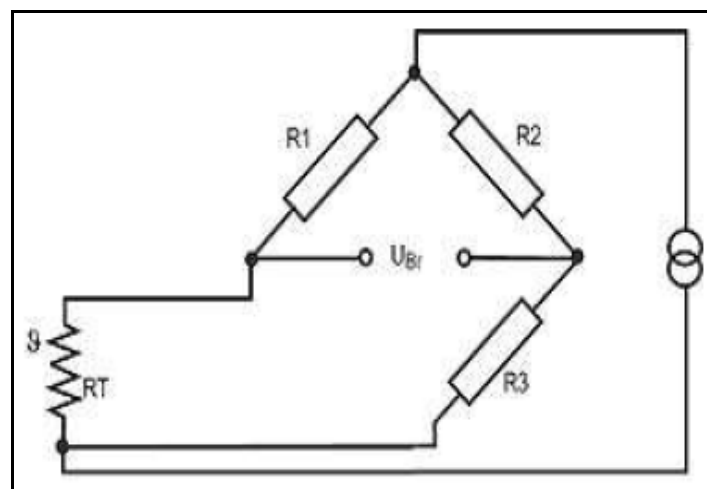


Abb. 3.17: Dreileiterschaltung [PSW05]

3.2.2. Messaufnehmer und Messsoftware

Alle Messwerte der Versuche, d.h. Zeit, Druck im Behälter, Kraft und Weg des Hydropulszylinders ebenso wie die Signale von den einzelnen Dehnmessstreifen, werden vom Messverstärkersystem *MGCPlus* aufgenommen und auf einen Rechner übertragen. Dort werden die Signale unter Verwendung der Messsoftware *CATMAN* erfasst und visualisiert. Hierbei beträgt die im Rahmen dieser Arbeit gewählte Messfrequenz 5 Hz. Die aufgezeichneten Messwerte werden dann als ASCII-Files exportiert und sind in dieser Form die Rohdaten für die weitere Auswertung. Diese wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit einem *Visual Basics for Application*-Programm vollständig automatisiert, so dass die ausgewerteten Kurven mit den Dehnungsverläufen in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl sofort und ohne weiteren Aufwand für den Anwender erhalten werden. Wegen der teilweise hohen Anzahl der Lastwechsel erwies sich dieses kleine Makro-Programm als äußerst hilfreich und zeitsparend.

3.2.3. Hydropulszylinder und Hydraulik

Um ein sinusförmiges Moment auf den Stutzen aufbringen zu können, wird ein Hydropulszylinder der Firma Walther & Bai verwendet (Abb. 3.18). Der Hydraulikzylinder Typ AG 100/80/100 ist in der Lage, eine statische Prüflast von 100 kN und eine dynamische Prüfkraft von 80 kN aufzubringen, wobei der Kolbenhub 100 mm beträgt. Zyklische Versuche können mit einer maximalen Frequenz von 50 Hz durchgeführt werden; allerdings liegt dabei die höchste Kolbengeschwindigkeit bei 260 mm/s, was einem Öldurchfluss von 63 l/min gleichkommt. Um eine lange Lebensdauer und einen geringen Verschleiß der dichtenden Elemente sicherzustellen, sollte der Hydropulszylinder möglichst querkraft- und momentfrei betrieben werden. Diese Bedingung wird durch den Einbau von JCH-Kardangelenken erfüllt. Dies führt allerdings zu einer erheblichen Vergrößerung der Baulänge und somit zu Schwierigkeiten beim Einsatz in baulich beengten Umgebungen oder an schlecht zugänglichen Orten.

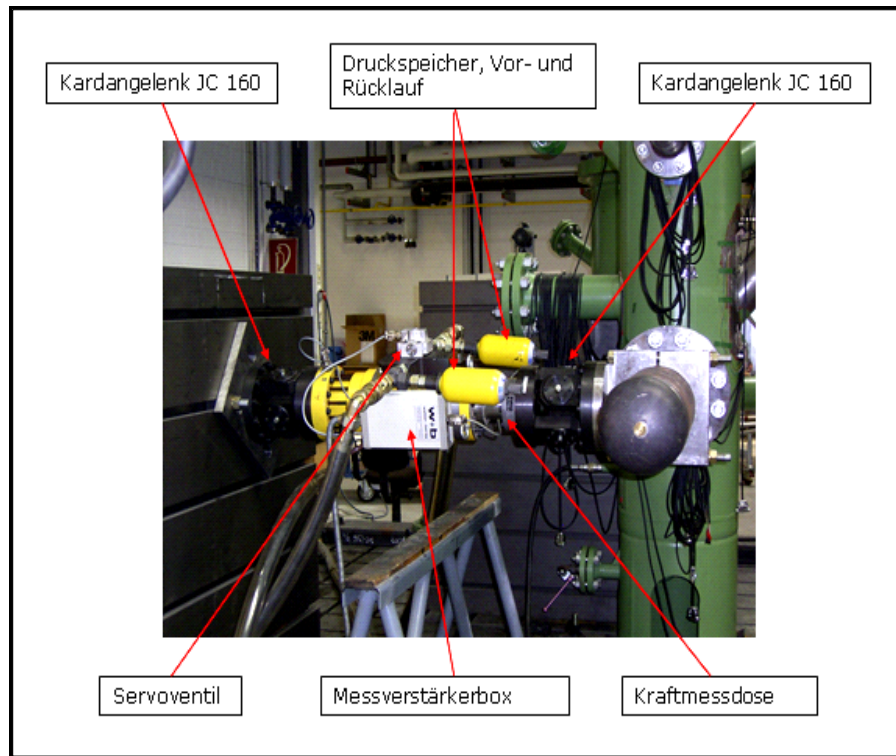


Abb. 3.18: Hydropulszylinder beim Aufbringen eines Umfangsbiegemoments

3.3. Numerische Untersuchungen

Alle FEM-Berechnungen der vorliegenden Arbeit wurden unter Verwendung des Programmpakets MSC.MARC2003[®] bzw. MSC.MARC2005/r2[®] durchgeführt. Zur Diskretisierung der dreidimensional modellierten Bauteile kam der Elementtyp 7 (8-knotiges Quaderelement mit linearen Ansatzfunktionen) zum Einsatz, zur Schalenmodellierung wurde Elementtyp 139 (vierknotiges Schalenelement mit bilinearer Interpolation) verwendet. Falls nicht anders angegeben, wurden die Berechnungen unter Vernachlässigung der geometrischen Nichtlinearität und des Eigengewichts der jeweiligen Struktur durchgeführt. Zur Programmierung der Unterroutrinen zu MARC[®] fand COMPAQ VISUAL FORTRAN[®] Anwendung. Das Materialverhalten wurde als linearelastisch und ideal-plastisch mit realer, d.h. gemessener Fließgrenze angenommen. Die zugrunde liegenden Geometrien in Form von Flächen und Kurven wurden in einfacheren Anwendungsfällen mit Hilfe des Preprozessors MENTAT[®], bei komplexeren Geometrien mit dem CAD-Programm SOLID EDGE[®] erstellt.

4. Lochplatte

Bevor die in Kap. 3 dargestellten Methoden auf komplexe Geometrien angewandt werden, empfiehlt sich eine Überprüfung anhand einer bekannten und bereits untersuchten Bauform. Auf dem Gebiet der Einspielberechnung bietet sich die Lochplatte unter biaxialem Zug an. Diese Geometrie wurde bereits in verschiedenen Arbeiten analytisch und numerisch untersucht; die daraus hervorgehenden Ergebnisse können als abgesichert angesehen werden ([Bel72], [Zha91], [HeS99], [MMH03], [LZC05], [Mei05]). Das in Abb. 4.1 dargestellte Interaktionsdiagramm der Lochplatte unter biaxialem Zug zeigt die eigenen FEM-Werte in sehr guter Übereinstimmung mit den analytischen Berechnungen. Zusätzliche experimentelle Untersuchungen an einer Lochplatte aus Kesselblech HII bestätigten die numerischen Ergebnisse ebenso, so dass die angewandten Methoden zur Grenzlastbestimmung als geeignet erachtet werden können.

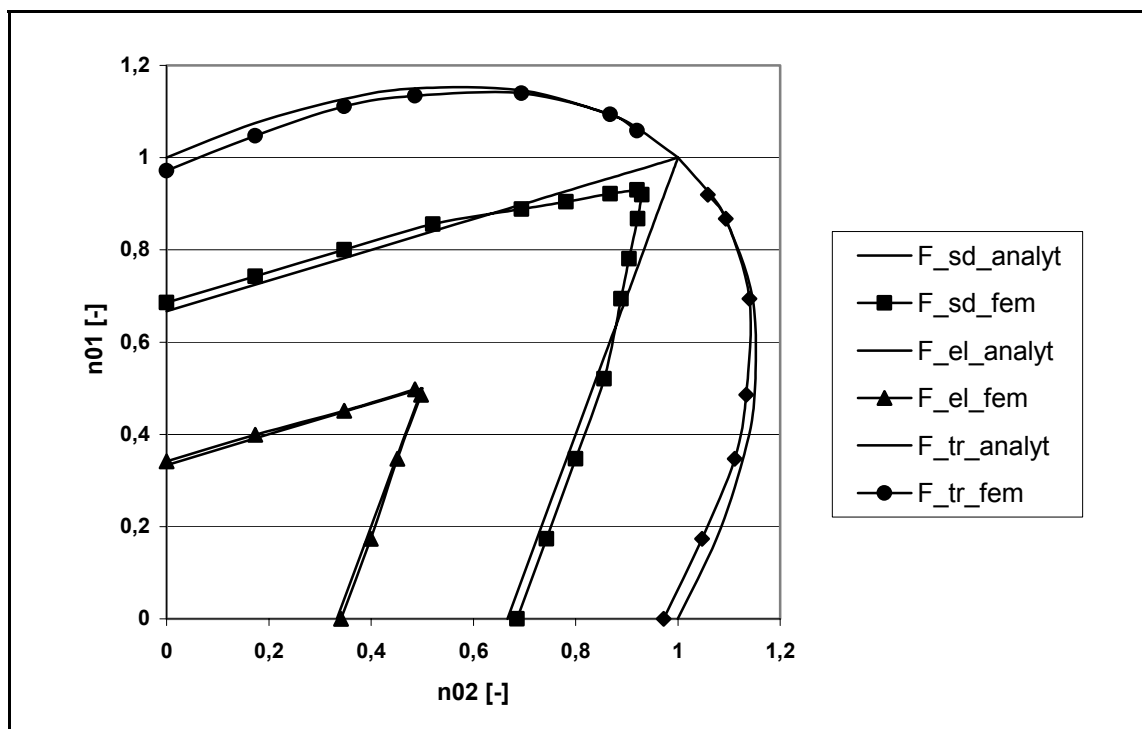


Abb. 4.1: Interaktionsdiagramm Lochplatte unter biaxialem Zug

5. Untersuchungen an Rohrleitungen

5.1. Analytische Betrachtungen

Rohrleitungen zählen in verfahrenstechnischen Anlagen zu den am weitesten verbreiteten Bauteilgeometrien. Sie sind in den betreffenden Anlagen in großer Stückzahl anzutreffen. Im auslegungskonformen Betrieb kommen als wirkende Lasten vorwiegend Biegung aus behinderter Wärmedehnung und Innendruck in Frage, wobei das Hauptaugenmerk auf den hohen Biegemomenten liegt. Zusätzlich wirken äußere Lasten in Form von Eigengewichten des Rohrmaterials, der Isolierungen und der zu fördernden Medien. Darüber hinaus können Schnee- und Windlasten, Erdbebenbeschleunigungen sowie Wasser- und Pumpenschläge aufgrund von Schaltvorgängen vorliegen. In international gebräuchlichen US-amerikanischen Regelwerken – wie [ASM31.3] für die Chemie- und Petrochemie-Rohrleitungsberechnung – werden drei Betriebszustände definiert:

- Einbauzustand (sustained) besteht aus Eigengewichten des Rohrmaterials, der Isolierung und des zu fördernden Mediums, Innendruck und sonstigen Lasten;
- Ausdehnungszustand (expansion) beinhaltet alle Lasten infolge der Temperaturdehnung der Rohre wie Lagerreaktionen;
- Sonderbeanspruchungen (occasional) sind Lasten mit geringer Auftretenswahrscheinlichkeit infolge von außergewöhnlichen Betriebszuständen und äußeren Belastungen.

Nach [ASM31.3] werden drei Versagensmechanismen als relevant erachtet und diesbezügliche Nachweise geführt:

- Der Tragfähigkeitsnachweis (Nachweis gegen Globales Plastisches Versagen) zur Absicherung der statischen Lasten unter Zugrundelegung des Lastfalls „Einbauzustand“;
- der Einspielnachweis zur Absicherung gegen inkrementelles Dehnungswachstum (Ratcheting) mit den Lasten aus „Einbauzustand“ und „Ausdehnungszustand“;

- Ermüdungsnachweis im Bereich auftretender Spitzenspannungen unter Verwendung von Werkstoffermüdungskurven.

Die deutschsprachigen Regelwerke behandeln auf dem Gebiet der Berechnung und Auslegung die aus Innendruck resultierenden Beanspruchungen [Adb86] sowie die Ermittlung maximaler Stützweiten und minimaler Schenkellängen nach [TRR100]. Wesentlich detaillierter ist der Nachweis nach [KTA3211]. Hierin werden zur Rohrleitungsauslegung einzelne Lastfallklassen – normale und anormale Betriebsfälle, Prüffälle und Störfälle – definiert. Diesen Lastfallklassen sind mehreren Betriebsstufen (0, A-D, P) zugeordnet, auf der die Beanspruchungsermittlung der jeweiligen Lastfallklasse basiert. Die einzelnen Betriebsstufen unterscheiden sich hinsichtlich der Beanspruchungsgrenzen und der Durchführung von Ermüdungsanalysen. Im Rahmen der Spannungsanalyse werden dann analog zum ASME-Regelwerk die einzelnen Spannungen nach ihrer Art und Ursache kategorisiert und gegen die betriebsstufenabhängigen, zulässigen Spannungen abgesichert. Hierbei wird konzeptionell mit sinkender Eintrittswahrscheinlichkeit des Lastfalles eine höhere erlaubte Spannung definiert. Beispielsweise ist in den Laststufen A und B die Vergleichsspannungsschwingbreite aus primärer und sekundärer Spannung (Einspielgrenze) durch

$$\begin{aligned} \sigma_{II} = & C_1 \frac{d_a \cdot p_0}{2 \cdot s_c} + C_2 \cdot \frac{d_a}{2 \cdot I} \cdot M_{III} \\ & + C_3 \cdot E_{II} \cdot |\alpha_r \cdot \Delta T_{mr} - \alpha_l \cdot \Delta T_{ml}| \leq 3 \cdot S_m \end{aligned} \quad (5.1)$$

begrenzt. Im ungestörten Rohr unter Umgebungsbedingungen entfallen die temperaturabhängigen Terme und die Beiwerte C_1 und C_2 ergeben sich jeweils zu 1. Folglich ergibt sich unter Verwendung von $S_m = \frac{2}{3} \sigma_F$ die maximal zulässige Momentenschwingbreite nach (5.1) zu

$$M_{III} = \frac{2I}{d_a} \left(2\sigma_F - \frac{d_a p_0}{2s_c} \right) \quad (5.2)$$

mit p_0 als Betriebsdruckschwingbreite, s als Wandstärke, I als Flächenträgheitsmoment des Rohrquerschnitts und d_a als Außendurchmesser. M_{III} beinhaltet alle Biege-

anteile sowohl mechanischer als auch thermischer Herkunft. Die Momente mechanischen Ursprungs sind im Rahmen der Primärspannungsanalyse jedoch begrenzt durch

$$\sigma_I = B_1 \cdot \frac{d_a \cdot p}{2 \cdot s_c} + B_2 \cdot \frac{d_a}{2 \cdot l} \cdot M_{II} \leq 1,5 \cdot S_m \quad (5.3)$$

Im Folgenden wird ein fiktives Beanspruchungsbeispiel aus Innendruck und thermisch induzierter, querkraftfreier Biegung betrachtet. Somit gilt Gleichung (5.2) zur Begrenzung des schwellenden Biegemoments infolge der kinematischen Randbedingungen, insbesondere der behinderten Verformung thermischer Herkunft. Trägt man Gleichung (5.2) graphisch auf, so erhält man einen linearen Kurvenverlauf gemäß Abb. 5.1, hier beispielhaft dargestellt anhand eines Rohres DN 80 PN 64.

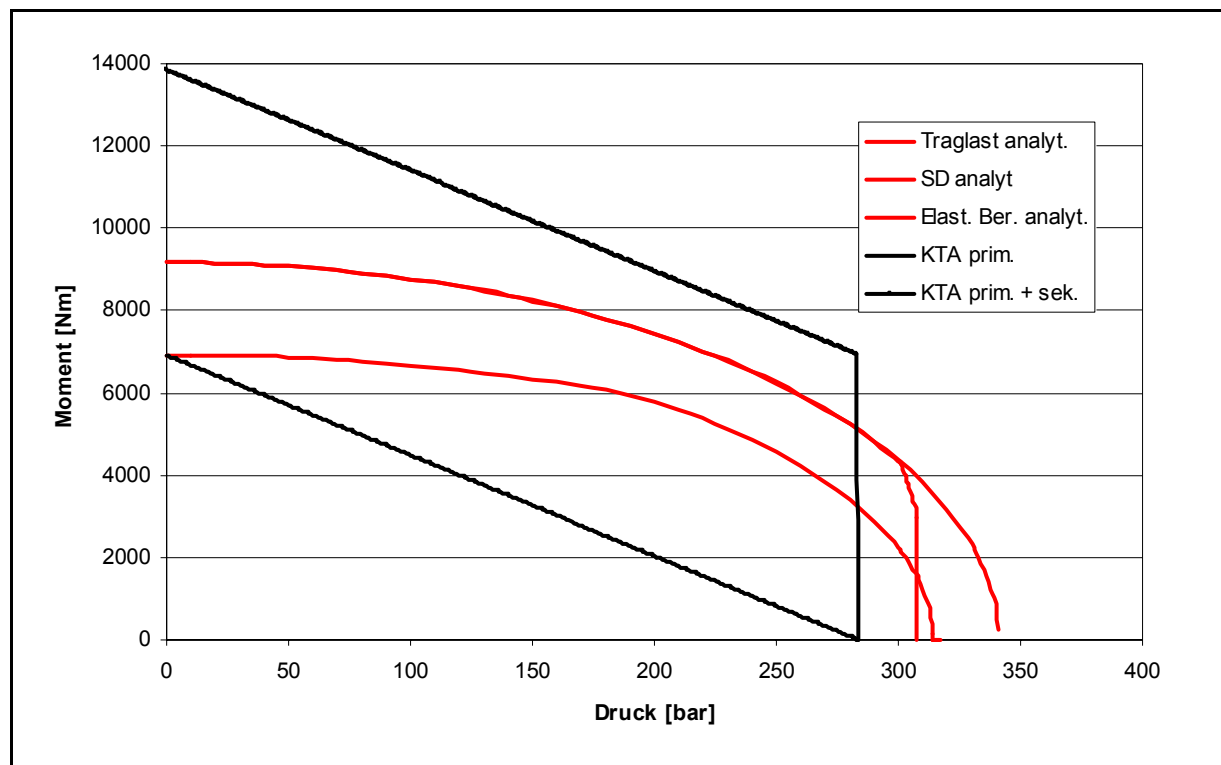


Abb. 5.1: Vergleich der Grenzkurven der Momentenschwingbreite unter Berücksichtigung primärer und sekundärer Spannungen nach KTA 3211.2, Abschn. 8.5.2.4.2

Betrachtet man diese normgerechte Rohrleitung DN 80 PN 64 aus dem Werkstoff P235GH (Werkstoffnr. 1.0355, ehemals St 35.8), so liegt deren Berstdruck (vgl. Abb. 5.1) unter reinem Innendruck bei

$$p_{\max} = \sigma_F \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \left(\frac{d_a}{d_i} \right) = 341 \text{ bar} . \quad (5.4)$$

Dieser Berechnung liegen der Mittelwert der anhand von Rohrleitungsabschnitten nach [DIN10002] gemessenen unteren Streckgrenze von 350 MPa, der Außendurchmesser $d_a=88,9$ mm und eine Wandstärke $s=3,6$ mm – beides nach [DIN10216] – zugrunde. Bei der Berechnung des maximal abtragbaren Biegemoments mit obigen Geometrie- und Werkstoffdaten erhält man durch Verwendung des plastischen Biege widerstandsmoments nach [Fei80]

$$W_{pl} = \frac{4}{3} (r_a^3 - r_i^3) \quad (5.5)$$

mit

$$M_{\max} = \sigma_F W_{pl} = 9173 \text{ Nm} . \quad (5.6)$$

Dieser Wert entspricht mit einer Abweichung nach unten von 1,9 % sehr gut dem Traglastergebnis unter reiner Biegung aus der FEM-Berechnung.

Wird der Quotient aus plastischem und elastischem Widerstandsmoment gebildet, so erhält man mit einem Formbeiwert α einen Lastmultiplikator, der eine Aussage über den belastungsmäßigen Abstand zwischen dem Erreichen der Fließgrenze an der Außenfaser und dem vollplastischen Querschnitt enthält:

$$\alpha = \frac{W_{pl}}{W_{el}} = \frac{16}{3} \frac{1}{\pi} \left(\frac{(r_a^3 - r_i^3) r_a}{r_a^4 - r_i^4} \right) \quad (5.7)$$

Wird bei konstantem r_i der Formbeiwert gegen das variable r_a aufgetragen, so erhält man den in Abb. 5.2 zu sehenden Zusammenhang, mit den Grenzen 1,27 für $r_a \rightarrow r_i$ und 1,70 für $r_a \rightarrow \infty$. Für das hier behandelte Rohr DN 80 PN 64 ergibt sich ein Formbeiwert von 1,33.

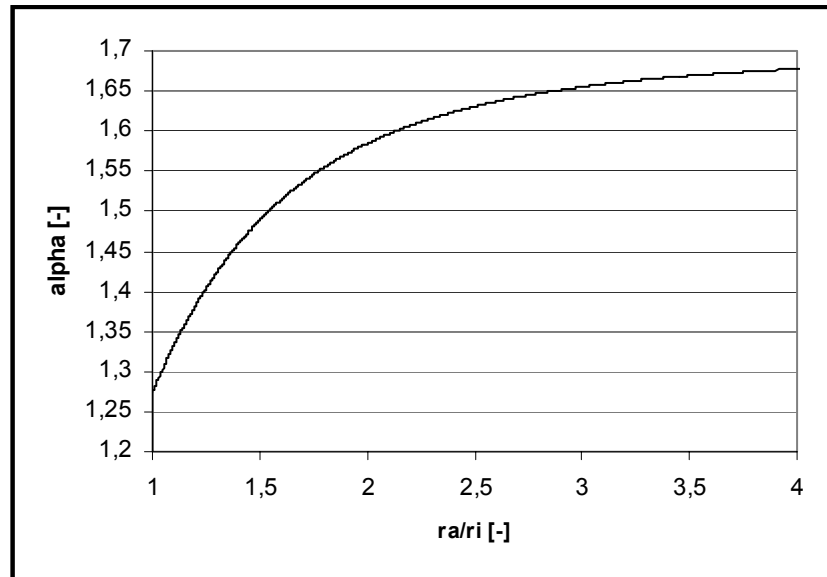


Abb. 5.2: Formbeiwert α über Radienverhältnis r_a / r_i

Zur analytischen Betrachtung der linearelastischen Beanspruchungsgrenze $\sigma_V = \sigma_F$ werden die Spannungsfunktionen „dickwandiger Hohlzylinder unter Innendruck“ verwendet:

$$\sigma_a = p \cdot \frac{1}{\left(\frac{r_a}{r_i}\right)^2 - 1}; \quad \sigma_t = p \cdot \frac{\left(\frac{r_a}{r}\right)^2 + 1}{\left(\frac{r_a}{r_i}\right)^2 - 1}; \quad \sigma_r = -p \cdot \frac{\left(\frac{r_a}{r}\right)^2 - 1}{\left(\frac{r_a}{r_i}\right)^2 - 1} \quad (5.8)$$

Unter Verwendung von (5.8) wird eine axiale Spannung $\sigma_{a,b}$ als Funktion der radialen Koordinate berechnet, die gerade zum Erreichen der Fließgrenze führt:

$$\sigma_{a,b} = \sqrt{\sigma_F^2 - \frac{3p^2 r_a^4}{r^4 \left(1 - \frac{r_a^2}{r_i^2}\right)^2}} \quad (5.9)$$

Für $\sigma_{a,b}$ wird der lineare Verlauf der Axialspannung infolge Biegung eingesetzt. Da im linearelastischen Bereich die $\sigma_{a,b}$ aus (5.9) an der Zylinderinnenwand ein Minimum hat, aber die maximale Axialspannung aus Biegung an der Außenfaser vorliegt,

wird die erste Ableitung des Terms nach r gebildet, das lokale Minimum zwischen 0 und r_a gesucht und schließlich die dort mögliche Biegung bestimmt.

Diese wird zur Begrenzung des zulässigen Biegemoments angewandt. Somit entsteht ein Zusammenhang zwischen Druckstufe und Biegung:

$$M = \frac{\pi(r_a^4 - r_i^4)}{4r} \sqrt{\sigma_F^2 - \frac{3p^2 r_a^4}{r^4 \left(1 - \frac{r_a^2}{r_i^2}\right)}} \quad (5.10)$$

Bis zu hohen Verhältnissen Innendruck/Fließgrenze wird die Fließbedingung nach von Mises $\sigma_V = \sigma_F$ zuerst an der Außenfaser erreicht. Bei hohen Drücken und bevorzugt bei dickwandigen Schalen wandert diese Stelle an die Rohrrinnenfaser. Grund für dieses Verhalten ist der mit steigendem Innendruck ebenfalls ansteigende Gradient der Funktion nach (5.9). Der Wechsel der höchstbeanspruchten Stelle von der Außen- zur Innenfaser des Rohres erfolgt, wenn die Bedingung

$$\sigma_{a,b}(r_a) - \sigma_{a,b}(r_i) = \frac{s}{r_a} \sigma_{a,b}(r_a) \quad (5.11)$$

mit der Zylinderwandstärke s erfüllt ist. Graphisch stellt sich der Grenzzustand, bei dem die Fließgrenze bei der gegebenen Druckstufe und Biegung an Innen- und Außenfaser erreicht wird, über der Rohrwand gemäß Abb. 5.3 dar. Die Kurve stellt die erlaubte Biegebeanspruchung über der Rohrwand, die Gerade die aus Biegung eingebrachte Spannung dar.

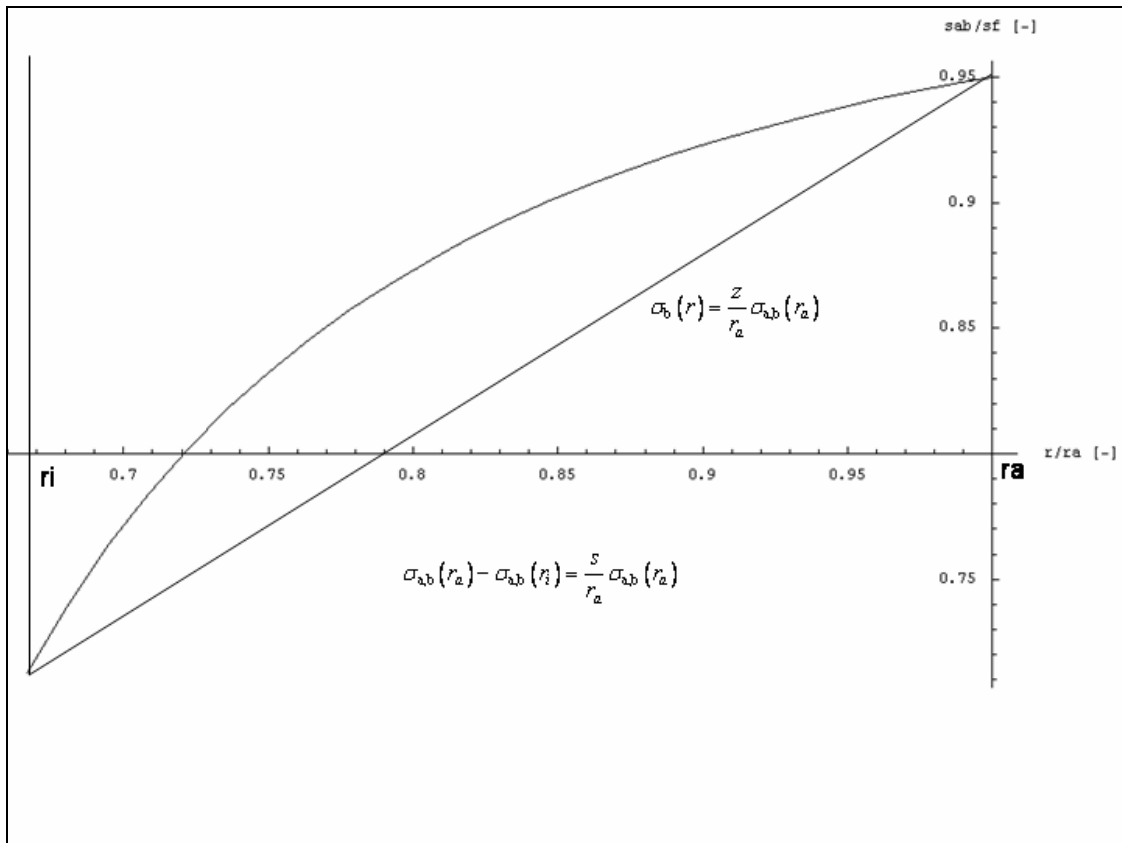


Abb. 5.3: Verlauf der maximal möglichen Biegespannung (gekrümmte Kurve) und axialen Biegespannung (Gerade) am Umschlagspunkt

Dieser Umschlagspunkt ist, bei als gegeben erachteten Materialkennwerten, lediglich abhängig vom Durchmesser Verhältnis $u = \frac{d_a}{d_i}$. Mit (5.9) und (5.11) erhält man den

Verlauf der Grenzkurve, oberhalb derer die Fließgrenze unter gleichzeitiger Einwirkung von Innendruck und Biegung an der Rohrrinnenwand erreicht wird.

$$\frac{p}{\sigma_F} = \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{u^4} - \frac{2}{u^2}}{3 + 3u^2 + 3u^4}} \quad (5.12)$$

Bei Auftragung von (5.12) erhält man die in Abb. 5.4 dargestellte Kurve. Aus ihr lässt sich ersehen, dass der auf die Fließgrenze normierte Innendruck $\frac{p}{\sigma_F}$ bis zu einem

Grenzwert von $u=1,52597$ stetig ansteigt und dort ein globales Maximum besitzt. Mit weiter steigendem u nimmt die auf die Fließgrenze normierte Druckstufe wieder ab und strebt gegen 0 für $u \rightarrow \infty$.

Für niedrige Nenndruckstufen lässt sich aus (5.12) und Abb. 5.4 das Fazit ziehen, dass die Streckgrenze bei auslegungskonformen Betriebsdrücken und gleichzeitiger Biegebeanspruchung immer an der Außenseite des Rohres erreicht wird. Bei Rohrleitungen für Hoch- oder Höchstdruckprozesse ist dies a priori nicht zu unterstellen. Am Beispiel eines Normrohres DN 80 PN 400 ($d_i=79,3$ mm, $s=17,5$, $u=1,44$) aus dem Werkstoff P 235 GH mit Streckgrenze 235 N/mm² ist anhand von Abb. 5.4 zu ersehen, dass bei konstantem Innendruck und steigendem Biegemoment die Streckgrenze an der Innenfaser erreicht wird. Bei zyklischem Auftreten solcher Lastfälle kann dies zum Akkumulieren plastischer Dehnungsanteile und schließlich zum Versagen durch Anriss führen, falls die Einspielgrenze überschritten wird. Besondere Beachtung ist dem für Wechselbiegebeanspruchung überraschenden potentiellen Versagensort beizumessen.

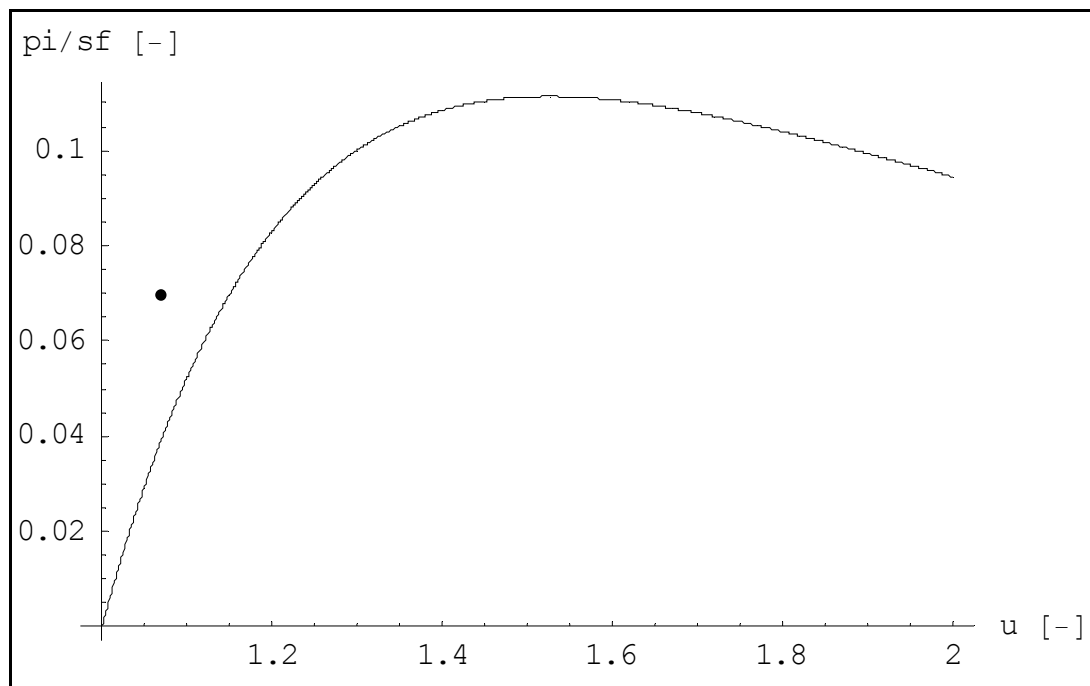


Abb. 5.4: Grenzcurve des Ortswechsels des Fließbeginns von der Innen- (Bereich unter der Kurve) zur Außenfaser (Bereich über der Kurve)

Um die obigen Aussagen auch numerisch unterlegen zu können, wurde der Lastfall „konstanter Innendruck / schwellendes Biegemoment“ an einem FEM-Modell des im Rahmen dieser Arbeit auch experimentell eingesetzten Rohres DN 80 PN 64 aus P235 GH simuliert. Die Randbedingungen hierbei waren $p_i=180$ bar sowie $M_{\text{schwell}}=3500$ Nm. Wie aus Abb. 5.5 ersichtlich, akkumuliert sich die plastische Dehnung vorrangig druckseitig an der Innenfaser (links) der Rohrleitung und nimmt über

die Rohrwand nach außen (rechts) hin ab. Hinsichtlich des Einspiel- oder Ratcheting-Verhaltens ist anzumerken, dass unter den oben erwähnten Lastbedingungen noch Einspielverhalten nachweisbar ist. Es zeigt sich die ungewöhnliche Konfiguration, dass maximale plastische Dehnungen und maximale Hauptspannungsschwingbreiten örtlich getrennt voneinander liegen. Wie Abb. 5.5 zu entnehmen ist, liegen die maximalen plastischen Dehnungen an der Innenfaser, wobei die bezüglich des Ermüdungsverhaltens relevanten größten Spannungsschwingbreiten biegemomentbedingt an der Außenseite liegen.

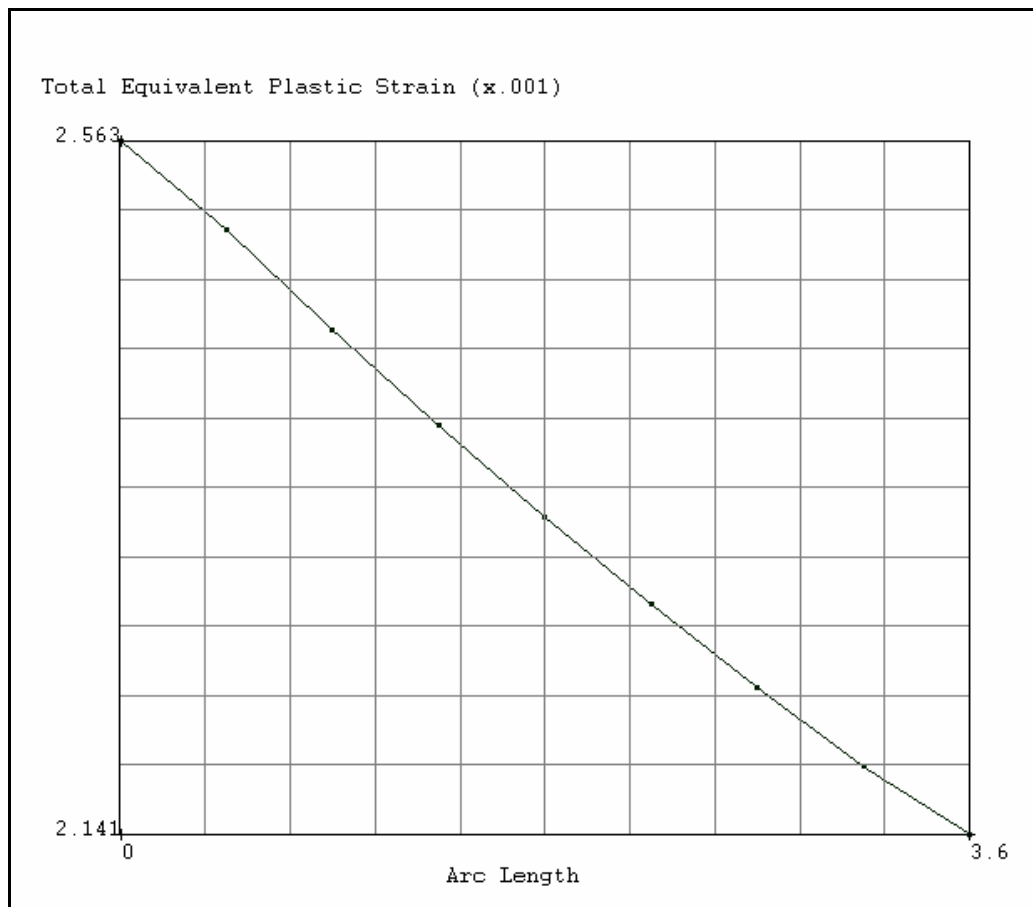


Abb. 5.5: Druckseitiger Verlauf der plastischen Vergleichsdehnung über der Rohrwand; links Innenseite, rechts Außenseite

5.2. Numerische Untersuchungen

Die elastische Grenze, die Einspiel- und die Traglastgrenze werden exemplarisch für die oben erwähnte Rohrleitung DN 80 PN 64 unter Verwendung der in Kap. 3.1 geschilderten Methoden und Algorithmen der FEA berechnet. Die Randbedingungen der Berechnung sind denen des im folgenden Kapitel 5.3 beschriebenen Versuchstandes nachempfunden. Modelliert wurde auf Basis der Geometriedaten eines ide-

al-runden Halbrohres unter Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften, um die Wiedergabe der Biegesteifigkeit des Querschnittes zu gewährleisten. Die aus Abb. 5.6 ablesbaren Belastungsrandbedingungen des Rohrleitungsstücks und der Innendruck werden im FE-Modell idealisiert wiedergegebenen.

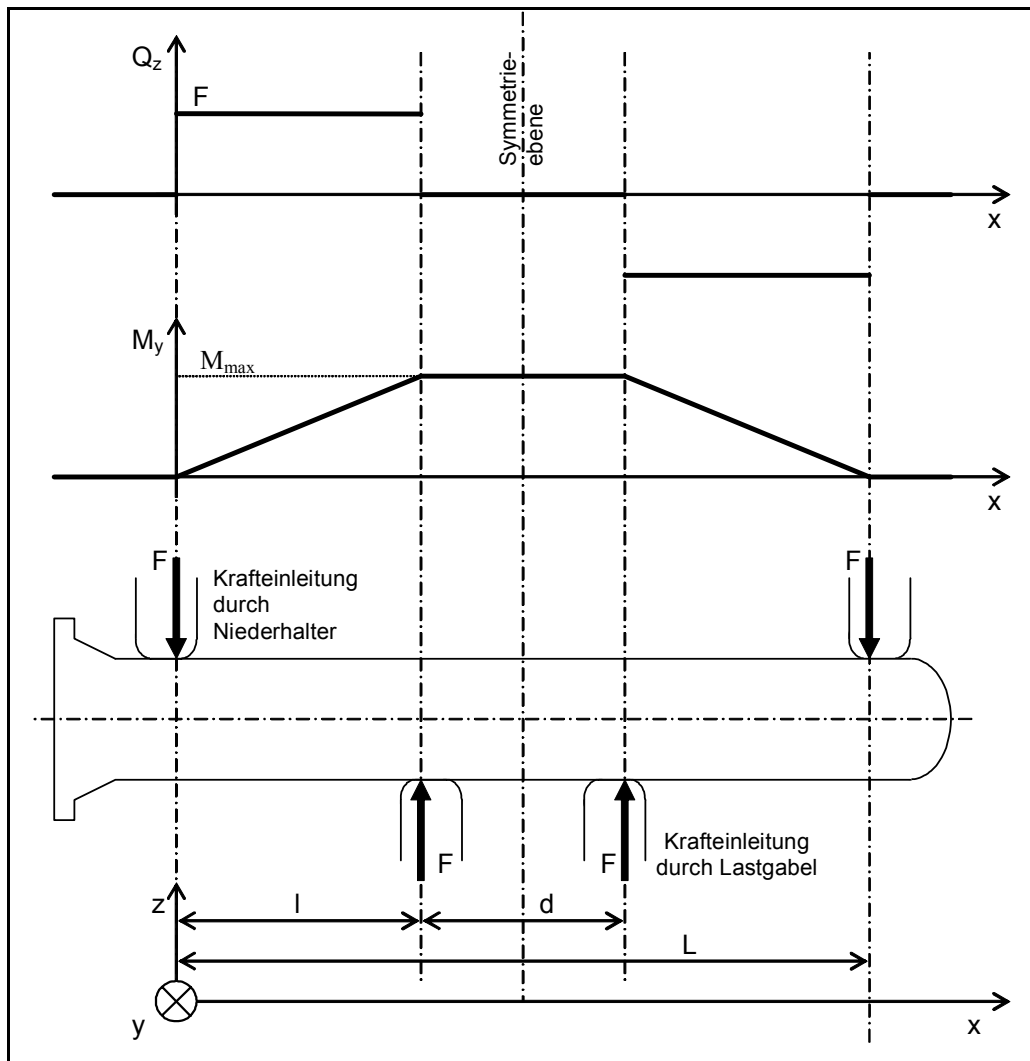


Abb. 5.6: Belastungsrandbedingungen am Rohr

Es wurden folgende Randbedingungen (Abb. 5.7) auf das Solid-Modell des Halbrohres aufgegeben:

- Flächenlast resultierend aus Innendruck (press);
- Axialspannung resultierend aus Innendruck (tens);
- Knotenlasten zur Erzeugung des Biegemoments (load);
- Verschiebungsbehinderung in axialer Richtung infolge Symmetrie (sym_z);
- Verschiebungsbehinderung in tangentialer Richtung infolge Symmetrie (sym_x);

- Verschiebungsbehinderung in y-Richtung infolge des Niederhalters (restr).

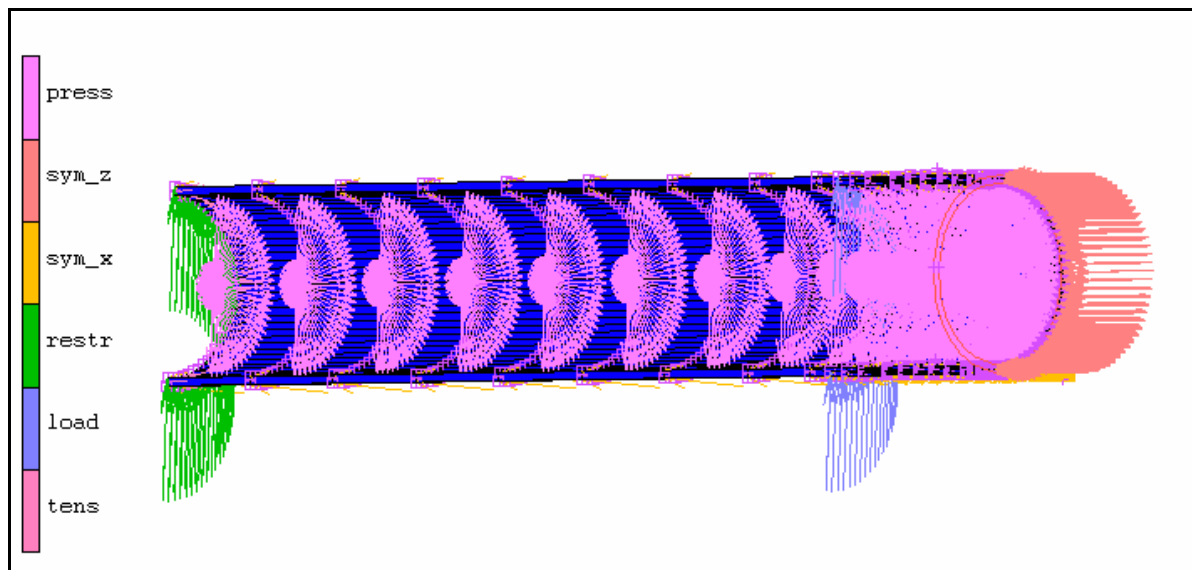


Abb. 5.7: Randbedingungen der FE-Berechnung

Das Rohrstück ist mit Hilfe des MSC.MARC-Elementtyps 7 (Quaderelement mit linearer Ansatzfunktion) nachgebildet. Die Netzfeinheit in Umfangsrichtung ist konstant 5° pro Element; die Aufteilung in radialer und axialer Richtung ist demgegenüber nicht konstant, sondern ansteigend hin zum Bereich der höchsten Beanspruchung. Die radiale Unterteilung liegt zwischen einem Element über der Wandstärke in wenig relevanten Bereichen und 8 Elementen am Ort der höchsten Beanspruchungen. Ähnlich verhält es sich mit der axialen Unterteilung; hier variiert die Elementkantenlänge in axialer Richtung zwischen zwei und 50 mm bei einer Gesamtabmessung des Modells in dieser Richtung von 500 mm. Die Gesamtanzahl der Elemente beträgt somit 2916, was unter den verwendeten Hard- und Softwarerandbedingungen einen Hauptspeicherbedarf von 55 MB hat (MSC.MARC Version 2003r2).

Auf Grundlage dieses FEM-Modells und bei der Anwendung der in 3.1 dargelegten Berechnungsmethoden können die in Abb. 5.8 zu einem Interaktionsdiagramm zusammengefassten Grenzkurven für den elastischen und SD-Bereich sowie die Traglastgrenze errechnet werden. Als weitere Grundlage der Berechnung dienen die experimentell anhand von Zugproben des Rohrleitungswerkstoffes ermittelten Kennwerte (s. 5.1).

Bei Betrachtung der elastischen Grenze fällt auf, dass bei ungefähr 290 bar Innendruck eine Unstetigkeitsstelle vorliegt. Diese wird durch einen Ortswechsel des Erreichens der Fließgrenze verursacht, nämlich durch die Verschiebung dieser Stelle von der Außen- zur Innenfaser. Dies führt zur starken Abnahme des noch erlaubten Biegemoments bei steigendem Innendruck, bis durch alleinigen Innendruck bei 291 bar Fließen hervorgerufen wird. Der Überlastfaktor, also das Verhältnis M/M_F , liegt im drucklosen Zustand $p=0$ bei ungefähr 1,31 und bleibt bei steigendem Druck relativ konstant bei diesem Wert. Die Traglastgrenze liegt drucklos bei 9600 Nm oder als Überlastfaktor auf den Fließbeginn bezogen bei 1,43, was etwa 4 % über der analytischen Traglastgrenzkurve liegt (Abb. 5.8).

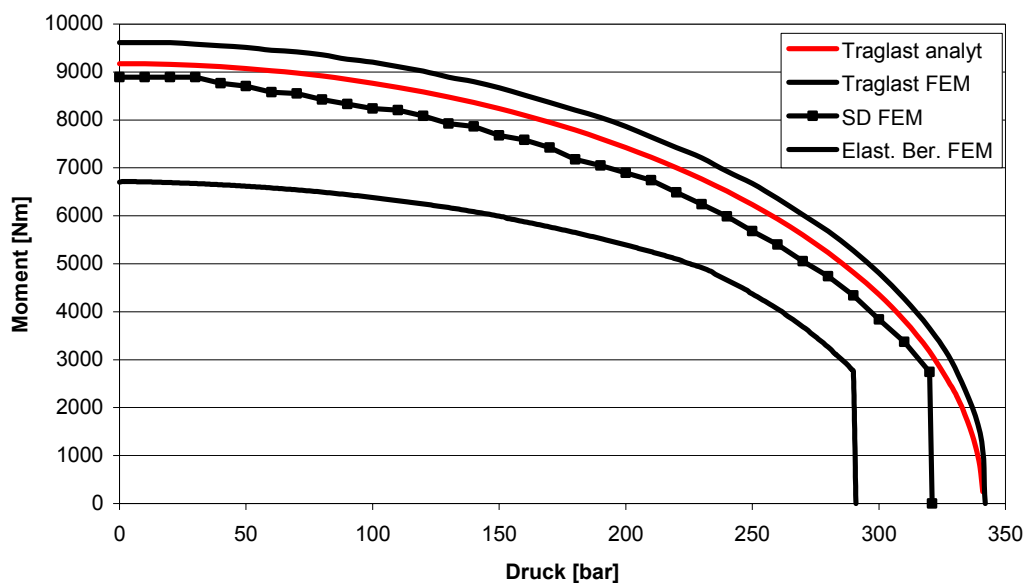


Abb. 5.8: Interaktionsdiagramm für Rohr DN 80 PN 64 unter konstantem Innendruck und schwelldem Biegemoment

5.3. Experimentelle Untersuchungen

Zur Bestätigung der oben angeführten rechnerischen Ergebnisse aus analytischen Betrachtungen und FEA werden experimentelle Untersuchungen an einer Rohrleitung DN 80 PN 64 durchgeführt. Zur Überprüfung des Material-, und hier insbesondere des Einspielverhaltens, werden die an den höchstbeanspruchten Stellen durch DMS gemessenen Dehnungen ausgewertet und deren Verlauf in Abhängigkeit zu den aufgetragenen Lastwechseln analysiert. Zwei Lastfälle werden betrachtet:

- konstanter Innendruck mit schwellendem Biegemoment;
- konstantes Biegemoment mit schwellendem Innendruck,

wobei der Schwerpunkt der experimentellen Untersuchungen auf der ersten Lastkombination liegt.

5.3.1. Versuchsstand, Messtechnik und Versuchsausführung

Um die Lastfälle experimentell realisieren zu können, wird der in Abb. 5.9 oben zeichnerisch wiedergegebene grundsätzliche Versuchsaufbau festgelegt und realisiert.

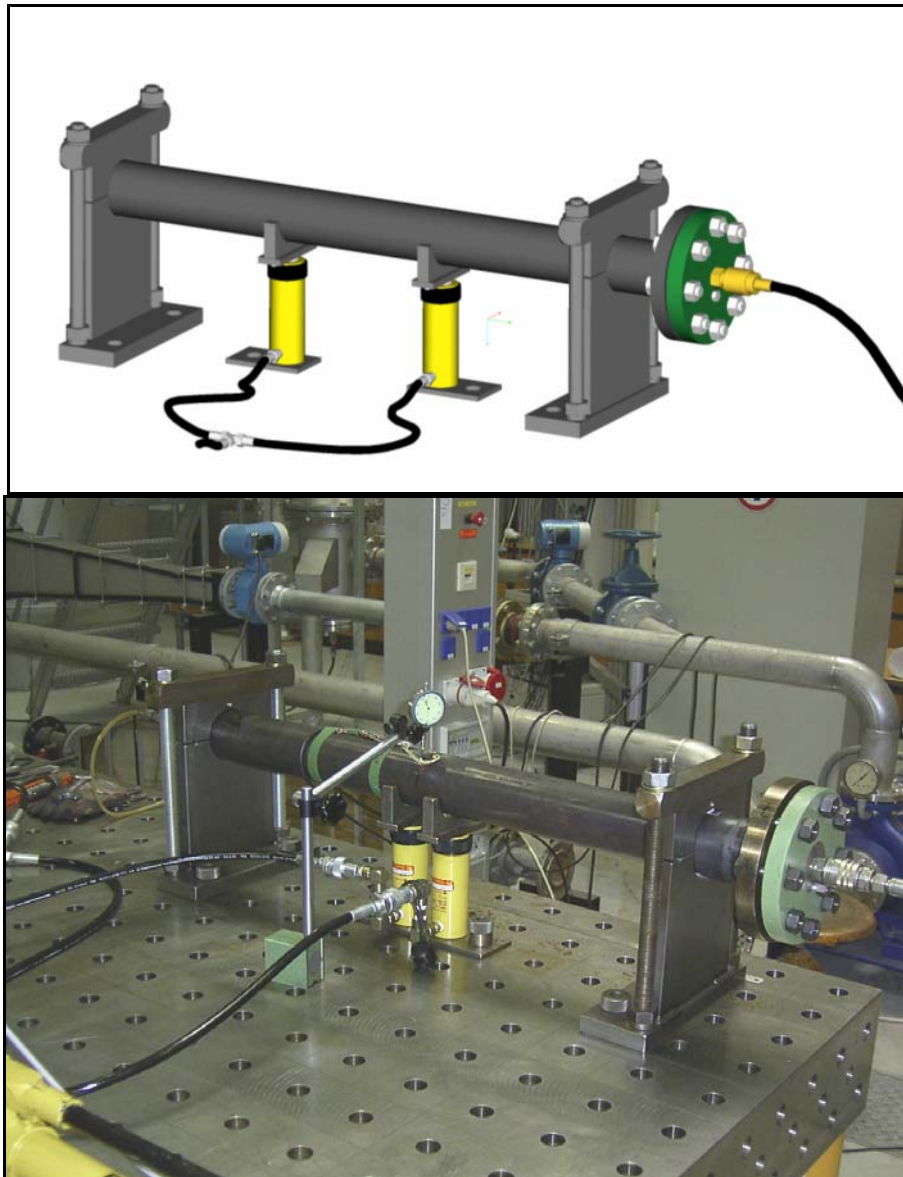


Abb. 5.9: Darstellung des Versuchsaufbaus in der Entwurfsphase (oben), ausgeführter Versuchsstand (unten)

Dieser besteht im Wesentlichen aus einem Rohr DN 80 PN 64 aus St35.8, das mit zwei massiven Halterungen befestigt ist. Auf einer Seite ist das Rohr durch einen geschweißten Klöpperboden verschlossen, auf der anderen befindet sich ein Vorschweißflansch DN 80 PN 64, auf dem ein Blindflansch montiert ist. Das Rohr wird später mit Bohremulsion oder Hydrauliköl gefüllt werden. An dem Blindflansch befindet sich ein Anschluss für einen Hydraulikschlauch, über den die im Rohr befindliche Flüssigkeit mit Druck beaufschlagt werden kann. Der Schlauch führt zu einem Medientrenner, der wiederum mit einem Hydraulikaggregat verbunden ist, so dass der Innendruck durch dessen Steuerung vorgegeben werden kann. Die beiden Halterungen tragen primär die eingeleiteten Querkräfte ab und schützen des Weiteren das Rohr gegen tangentiales Verdrehen. Symmetrisch zur Mittelebene (Abb. 5.6) zwischen den Niederhaltern sind zwei Lastgabeln angebracht, die auf zwei Hydraulikzylinder aufgesetzt sind (Abb. 5.9). Mit Hilfe dieser Hydraulikzylinder können Querkräfte in das Rohr eingeleitet werden. Diese aufgebrachten Kräfte sind durch den Hydraulikdruck und die Druckfläche des Zylinders bestimmt. Der Hydraulikdruck wurde in der Versuchsdurchführung anfangs durch eine Handpumpe (ENERPAC® P39) aufgebracht und manuell durch einen elektronischen Druckmessfühler gesteuert. Diese Vorgehensweise bewährte sich nicht, da der Hydraulikdruck, im Besonderen das Druckmaximum, nicht in der Genauigkeit angesteuert werden konnte, wie es für den Nachweis des Einspielverhaltens notwendig war. Vor dem Hintergrund von Dehnungszunahmen pro Lastwechsel im Bereich von $1\mu\text{m}/\text{m}$ wird die Relevanz des exakt angesteuerten Hydraulikdrucks offensichtlich, da schon geringe Abweichungen zur Verfälschung des Messergebnisses führen. Deshalb wurde die manuelle Hydraulikdruckaufbringung zugunsten einer elektronisch geregelten Druckquelle aufgegeben. So konnte der Hydraulikdruck sinusförmig zwischen Minimum und Maximum geregelt werden. Mit dieser Maßnahme konnte die bestmögliche Versuchsführung auch über eine hohe Lastwechselzahl sichergestellt werden.

Zur Dehnungsmessung kommen DMS des Typs CEA-06-125UT-120 der Firma MICRO-MEASUREMENTS® zum Einsatz. Diese befinden sich genau in der Mitte zwischen den Lastgabeln, also im Bereich des maximalen und konstanten Biegemoments. Dieser Aufnehmertyp hat einen Nennwiderstand von $120\ \Omega$ und ist in 90°-Rosettenform ausgeführt, wobei je Applikationseinheit zwei Dehnmessstreifen aufgebracht sind. Diese DMS werden so auf dem Rohr angebracht, dass sie in axialer und tangentialer Richtung des Rohres messen. Eine Ermittlung der Hauptdehnung

und deren Richtung ist hier nicht notwendig, da diese entweder in tangentialer (Innendruck) oder axialer (Biegung) Orientierung liegen müssen; diese Richtungen können durch die 90°-Rosetten erfasst werden. Das Rohr wird im Rahmen der Versuchsführung so positioniert, dass der axial messende DMS oben ($z=r_a$), also in maximalem Abstand zur neutralen Faser, liegt und so die maximale axiale Dehnung aus Biegung erfasst. Zur besseren Kontrolle der Messergebnisse und zur Absicherung von Fehlfunktionen der maßgeblichen DMS-Rosette sind in direkter Nachbarschaft weitere DMS-Rosetten angebracht (Abb. 5.10), die es ermöglichen, die gemessenen Werte in Relation zueinander zu sehen. Bei starkem Abweichen der Messwerte kann auf einen Fehler in der Messtechnik, z.B. auf das Ablösen des DMS vom Untergrund bei großen (plastischen) Dehnungen, geschlossen werden.

Während der Versuche werden die Dehnungen an diesen Stellen in den beiden Hauptrichtungen mit Hilfe des Messgerätes MGCplus® und der Messsoftware CAT-MAN® mit dem Messrechner aufgezeichnet. Die Aufzeichnungsfrequenz beträgt dabei 10 Hz bei einer Lastwechselfrequenz von etwa 20 s, womit eine sehr gute Auflösung des Dehnungsverlaufs über den Lastzyklen erreicht wird.

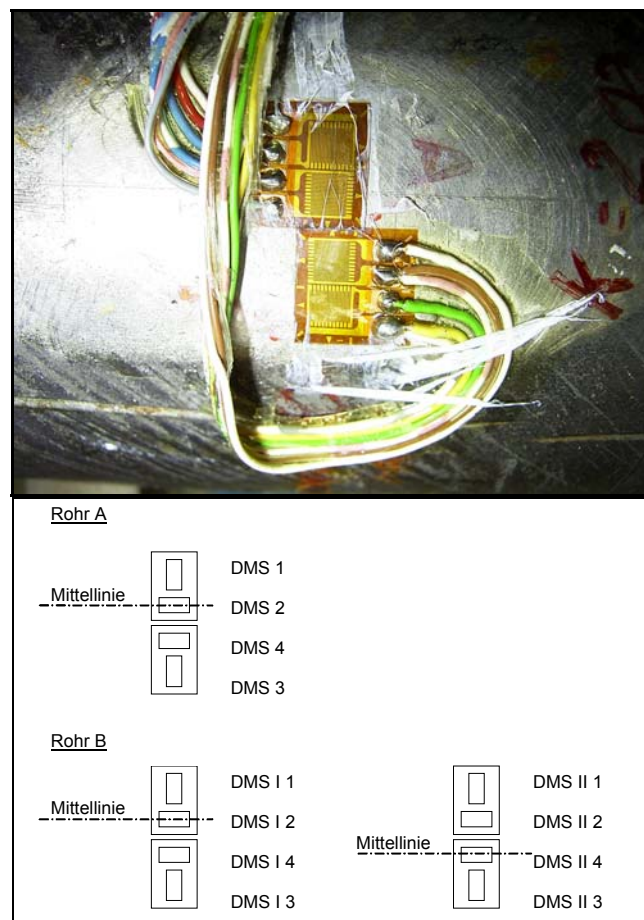


Abb. 5.10: DMS-Applikationen (oben), Messstellenplan (unten)

Die in Tab. 5.1 aufgeführten Innendruck/Biegemoment-Kombinationen wurden im Rahmen der experimentellen Untersuchungen geprüft. Dabei kamen zwei geometrisch identische Rohrstücke, Rohr A und B, zum Einsatz. Es sei an dieser Stelle noch angemerkt, dass auch nach einer großen Anzahl hoher Belastungen (s. Tab. 5.1) kein Versagen in Form eines Anrisses an der Rohraußenseite detektiert werden konnte, wohl aber eine nicht unerhebliche, bleibende Krümmung infolge akkumulierter plastischer Dehnungen.

Bezeichnung	Innendruck [bar]	Biegemoment [Nm]	Lastwechselanzahl	Rohr
Lastfall konst. Innendruck / schw. Moment (manuell), Rohr A				
a1	50	0 - 5000	30	A
a2	0	0 - 8000	65	A
a3	50	0 - 6000	75	A
a4	100	0 - 6000	80	A
a5	50	0 - 7000	105	A
a6	100	0 - 7000	80	A
a7	50	0 - 7000	75	A
a8	100	0 - 7000	80	A
a9	50	0 - 8000	90	A
a10	100	0 - 8000	90	A
a11	100	0 - 8000	65	A
Lastfall konst. Innendruck / schw. Moment (manuell), Rohr A				
b1	0 - 50	6000	110	A
b2	0 - 100	6000	110	A
b3	0 - 100	7000	90	A
Versuche mit geregelterm Biegemoment; Lastfall konst. Innendruck / schw. Moment, Rohr A				
c1	50	0 - 8000	50	A
c2	50+	0 - 8000	100	A
c3	50	0 - 9000	200	A
c4	0	0 - 9000	85	A
c5	0	0 - 10000	50	A
c6	80	0 - 8000	100	A
c7	80	0 - 9000	120	A
c8	100	0 - 8000	100	A
c9	100	0 - 9000	50	A
c10	0	0 - 9100	65	A
c11	0	0 - 12000	1	A

c12	0	0 - 11000	30	A
Lastfall konst. Innendruck / schw. Moment, Rohr B				
d1	0	0 - 9100	115	B
d2	20	0 - 8940	55	B
d3	40	0 - 8980	110	B
d4	60	0 - 8950	60	B
d5	80	0 - 8780	105	B
d6	100	0 - 8330	105	B
d7	80	0 - 8780	35	A
d8	80	0 - 8780	150	A
d9	0	0 - 9100	115	A
d10	100	0 - 8330	55	B
d11	64	0 - 10000	140	B
d12	64	0 - 11000	8	B
d13	64	0 - 10500	200	B

Tab. 5.1: Versuchsmatrix

5.3.2. Ergebnisse

Für den DMS, der die höchsten Absolutdehnungen oder Zuwächse an plastischen Dehnungen aufweist, wird jeweils der Verlauf der Dehnungsmaxima (jeweils lokales Maximum der Dehnungswerte $\varepsilon_{\max}$), -minima (jeweils lokales Minimum $\varepsilon_{\min}$), Dehnschwingbreite und Mitteldehnung dargestellt.

Verifizierung der experimentellen Ergebnisse durch Abgleich mit FE-Analysen und analytischen Berechnungen

Um einerseits die in Kap. 5.2 gewählten Idealisierungen bezüglich der Randbedingungen im Rahmen der FEA auf ihre Zulässigkeit hin zu überprüfen, und andererseits die Messtechnik im Hinblick auf komplexere Stutzenmessungen auf den Prüfstand zu stellen, werden im Folgenden sowohl Messergebnisse als auch analytische und numerische Berechnungen einander gegenübergestellt und verglichen. Hierzu werden die Dehnungen in axialer und tangentialer Richtung für exemplarische Lastzustände an der Rohraußenseite in maximalem Abstand zur neutralen Faser gemessen bzw. berechnet. Grundlage der analytischen Berechnung ist die Lage des Lastzustandes im elastischen Bereich. Somit können dann die Dehnungen über (5.8) und die Gleichungen zur Umrechnung der Spannungen in Dehnungen dreidimensionaler

Kontinua bestimmt werden. Die angegebenen prozentualen Abweichungen sind auf das analytische Ergebnis (100 %) der Dehnungsermittlung bezogen.

Lastfall „Reiner Innendruck“:

Das Rohr wird mit einem Innendruck von 100 bar beaufschlagt.

	tangential [$\mu\text{m}/\text{m}$]	axial [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Abweichung tangential	Abweichung axial
Analytisch	462	109		
Experimentell	493	115	6,7 %	5,5 %
FEA	487	119	-1,2 %	-6,3 %

Tab. 5.2: Dehnungswerte für Lastfall „Reiner Innendruck“

Lastfall „Reine Biegung“:

Das Rohr wird mit einem Biegemoment von 2140 Nm beaufschlagt.

	tangential [$\mu\text{m}/\text{m}$]	axial [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Abweichung tangential	Abweichung axial
Analytisch	-162	541		
Experimentell	-178	565	9,8 %	4,4 %
FEA	-155	545	-4,3 %	0,7 %

Tab. 5.3: Dehnungswerte für Lastfall „Reine Biegung“

Die in Tab. 5.2 und Tab. 5.3 aufgeführten Abweichungen liegen im Bereich unter 10 %. Die größten Fehler von 9,8 % weist dabei die experimentell ermittelte tangentiale Dehnung im Lastfall „*Reine Biegung*“ auf, die aufgrund der Querkontraktion im negativen Bereich liegt. Gute bis sehr gute Übereinstimmung mit der Analytik zeigt das Ergebnis der FEA unter Verwendung des in Kap. 5.2 dargestellten Modells.

Die Auswertung und Einordnung der Versuche zum Nachweis des Einspielverhaltens der Rohrleitung unter konstantem Innendruck und schwellendem Biegemoment erfolgte durch die Dehnschwingbreite und die Mitteldehnung. Die in Abb. 5.8 dargestellte Shakedown-Grenzkurve, ermittelt durch FEA, wurde im Bereich zwischen 0 und 100 bar experimentell geprüft. Festzustellen ist, dass in allen Versuchen, die be-

lastungsmäßig auf oder unter der erwähnten Grenzkurve liegen, durch Analyse der Dehnungen Einspielverhalten nachgewiesen werden konnte. Wegen der großen Anzahl der experimentell untersuchten Druck/Moment-Paarungen (Tab. 5.1) sollen im Folgenden lediglich zwei Beispiele exemplarisch wiedergegeben werden.

Der typische Verlauf der Dehnungen für den Fall des Einspielens ist in Abb. 5.11 dargestellt. Nach anfänglicher Akkumulation plastischer Dehnungen nimmt die Maximaldehnung nach ca. 10 Zyklen nicht weiter zu (Abb. 5.11 oben). Folglich stabilisiert sich die Dehnschwingbreite auf einen konstanten Wert (Abb. 5.11 unten). Dieses Materialverhalten ändert sich auch nicht über eine größere Anzahl von Lastwechseln. Somit ist Einspielverhalten experimentell unter der berechneten Druck/Biegungs-Kombination nachgewiesen.

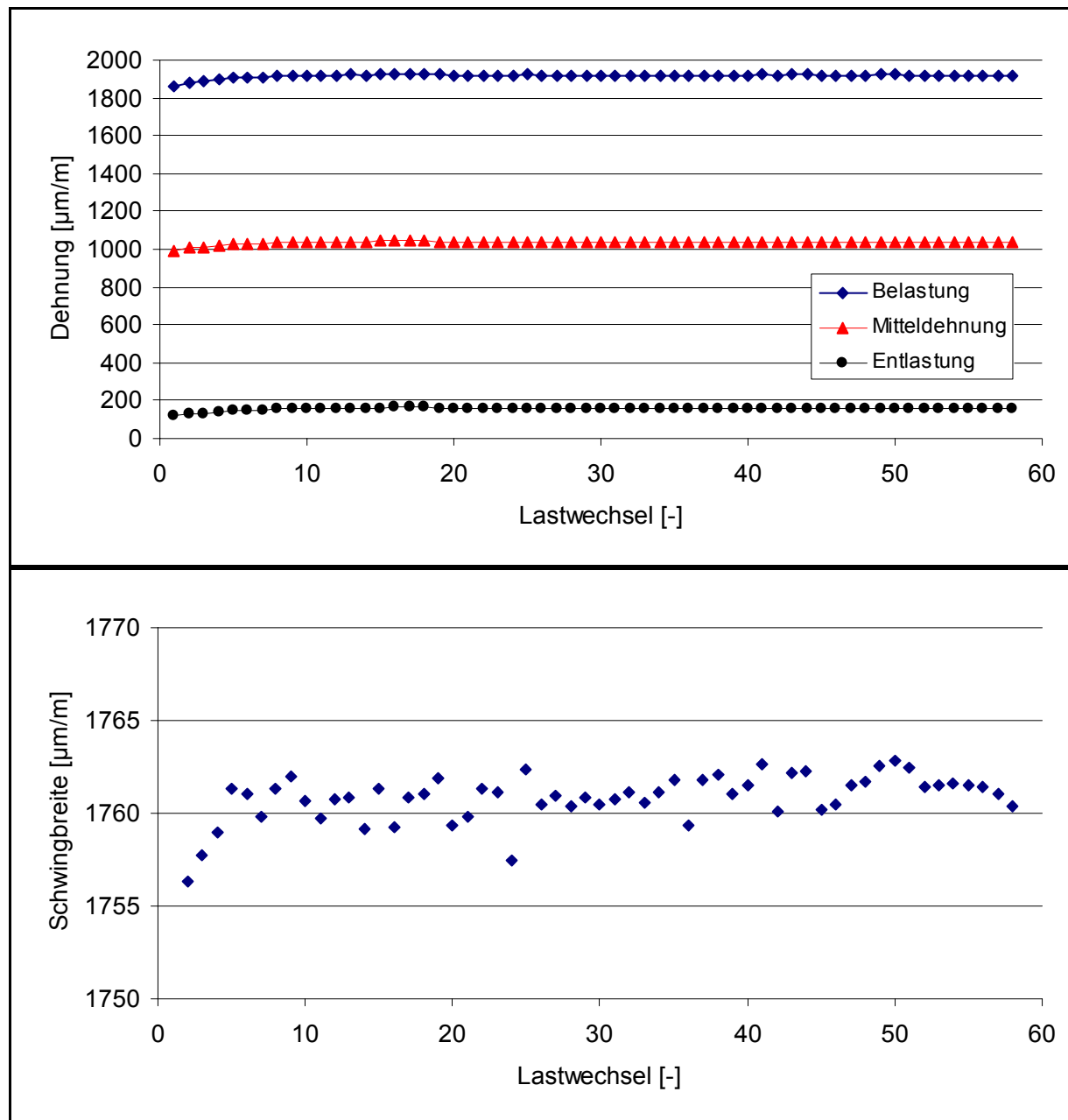


Abb. 5.11: Dehnungen $p_i=60$ bar, $M=8950$ Nm schwellend

Bei Überschreitung der in Abb. 5.8 aufgezeigten Grenze für SD-Verhalten unter schwellendem Biegemoment und konstantem Innendruck zeigt sich eine stete Akkumulation plastischer Dehnungen pro Zyklus (Ratcheting), die auch nach hoher Lastwechselanzahl nicht gegen 0 strebt (Abb. 5.12 oben), sondern einen konstanten Zuwachs je Zyklus aufzeigt. Diese Tatsache wird durch den annähernd linearen Anstieg der Dehnungen (Abb. 5.12 oben) deutlich. Bei Betrachtung der Dehnschwingbreite in Abb. 5.12 unten erkennt man, dass sich die Spannungs/Dehnungskurve nicht aufweitert, sondern gegen einen konstanten Wert strebt. Diese Kurve verschiebt sich allerdings im Spannungs/Dehnungs-Raum hin zu höheren Dehnungen,

was nach einer geringen Anzahl von Lastwechseln ein Versagen durch Anriss zur Folge hat (low-cycle-fatigue) oder vorab eine große Deformation bewirkt, die zur Unbrauchbarkeit des Bauteils oder zur Unzulässigkeit des Verformungszustands führt. Letztere wurde auch im Rahmen der durchgeführten Versuchsreihen in Form zunehmender Krümmung des Testrohres festgestellt.

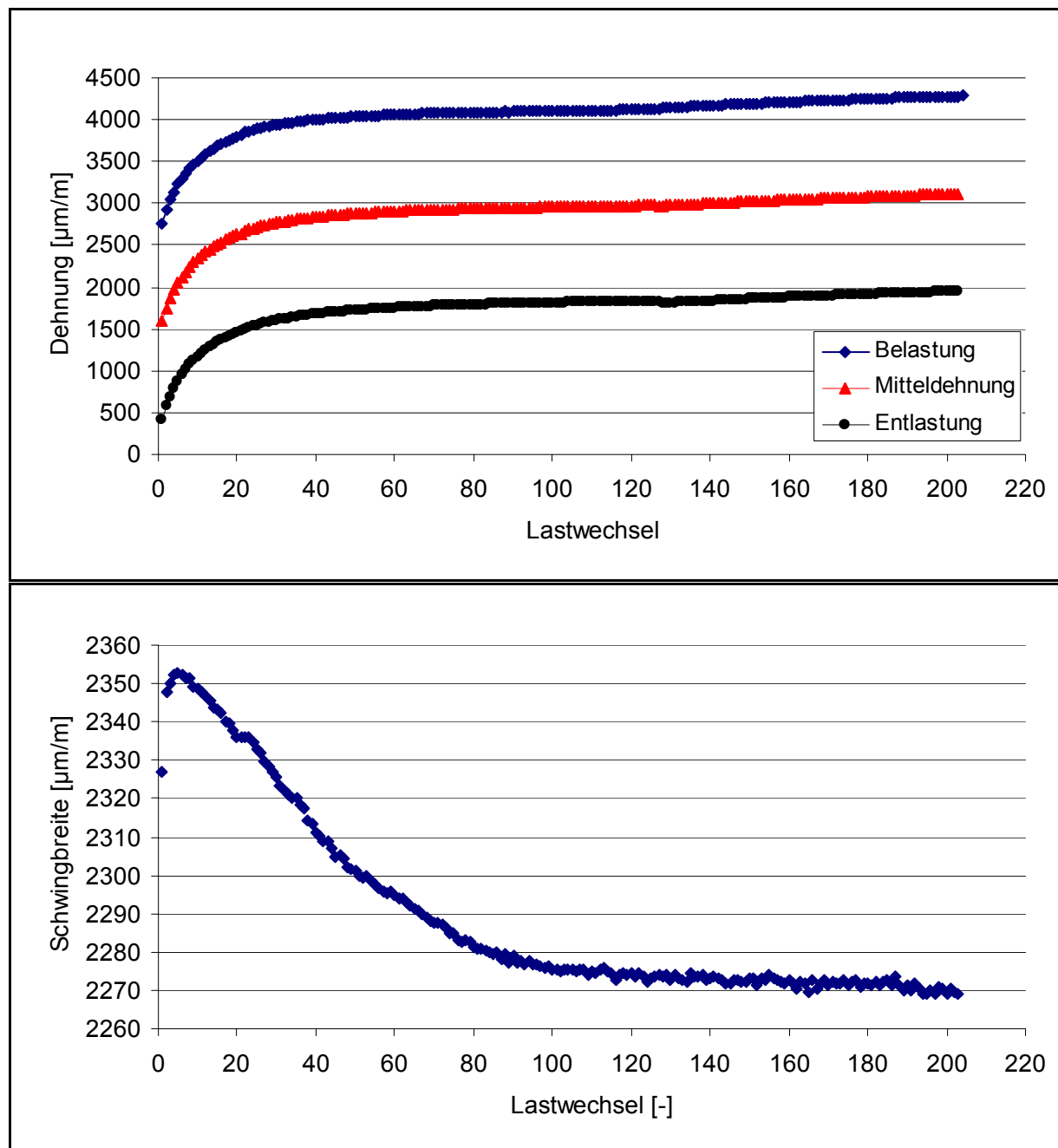


Abb. 5.12: Dehnungen $p_i=64$ bar, $M=10500$ Nm schwellend

Abschließend kann festgestellt werden, dass sich alle auf Grundlage der Methoden gemäß Kap. 3.1.2 numerisch ermittelten Grenzwerte als zutreffend erwiesen und

Einspielverhalten auch experimentell anhand einer Vielzahl von Innendruck/Biegungs-Lastkombinationen nachgewiesen werden konnte. Mit diesem Wissen kann somit die Auswirkung einer wiederkehrenden äußeren Belastung besser eingeordnet werden, als dies beispielsweise nach den KTA-Regeln der Fall ist. Hierin werden Zustände als zulässig erklärt, die weit über der Traglastgrenze liegen, also zur Ausbildung eines vollplastischen Querschnittes (Abb. 5.1) und bei zyklischer Wiederkehr zur Akkumulation hoher plastischer Dehnungen und damit Ratcheting-Verhalten führen. Diese Tatsache wurde experimentell anhand des in Abb. 5.12 abgebildeten Versuchs nachgewiesen. Die hier aufgegeben Lasten lagen über der mittels FEA errechneten Einspielgrenze (Abb. 5.8), jedoch unter der Zulässigkeitsgrenze nach KTA 3211.2 (Abb. 5.1). Bei wiederholtem Auftreten solcher Druck/Biegungs-Lastkombinationen kommt es beschleunigt zum Verlust der Bauteilintegrität durch Deformation oder Anriss. Mit den hier im Rahmen der FE-Berechnungen angewandten Methoden kann dies durch einen fundierten Nachweis des Einspielverhaltens verhindert werden. Diese Berechnung der Grenzzustände wurde auch auf analytischem Wege unter Verwendung des Programms MATHEMATICA® umgesetzt, was zu einer sehr schnellen und effizienten Analyse beiträgt. Die aufwändige Modellbildung und anschließende numerische Berechnung im Fall der FEA entfällt; es müssen durch den Anwender lediglich die Geometrie- und Werkstoffparameter eingegeben werden, um den Verlauf der Grenzkurven in Form eines anschaulichen Interaktionsdiagramms nach Abb. 5.8 zu ermitteln.

6. Untersuchungen an Druckbehälterstutzen

An Druckbehälterstutzen können aus Rohrleitungsreaktionen Kräfte in und Momente um alle drei Koordinatenrichtungen in erheblicher Höhe eingeleitet werden. Die Herkunft dieser äußeren Lasten ist meist in den Rohrleitungsreaktionen aufgrund von Wärmedehnungen zu suchen. Zusätzlich verursacht der Betriebsinnendruck an der Verschwächung durch den Abzweig lokale Beanspruchungsmaxima. Somit treffen die Spannungen aus den genannten äußeren Lasten örtlich im Zylinder/Zylinder-Verschneidungsbereich zusammen. Dies hat eine starke Spannungskonzentration im Verschneidungsbereich zur Folge.

Im stationären Betriebszustand sind die Beanspruchungsgrößen konstant. Liegen allerdings wechselnde Prozessparameter bezüglich Druck- und Temperaturführung vor, wie das z.B. bei An- und Abfahrvorgängen der Fall ist, so entstehen quasistatische, schwellende äußere Lasten. Neben diesen aus der geregelten Betriebsführung der Anlage resultierenden Lasten können auf Druckbehälterstutzen auch Belastungen aus dynamischen Vorgängen, wie Druckstöße aus Ventilschaltvorgängen, Pumpenausfällen, Verdampfungen oder Explosionen, wirken.

In diesem Kapitel werden folgende Konfigurationen aus Stutzengeometrie und Lastart experimentell und numerisch untersucht:

- rechtwinkliger Stutzen unter konstantem Innendruck und zyklischer in-plane-Biegung;
- schräger Stutzen (45° und 60°) unter konstantem Innendruck und zyklischer in-plane-Biegung;
- rechtwinkliger Stutzen unter konstantem Innendruck und zyklischer out-of-plane-Biegung.

Auf die Unterscheidung zu dem Lastfall „Schwellender Innendruck und schwellendes Biegemoment“ wird in Kap. 3.1.3.3 eingegangen, wobei die Untersuchungen hierzu rein numerischer Natur sind.

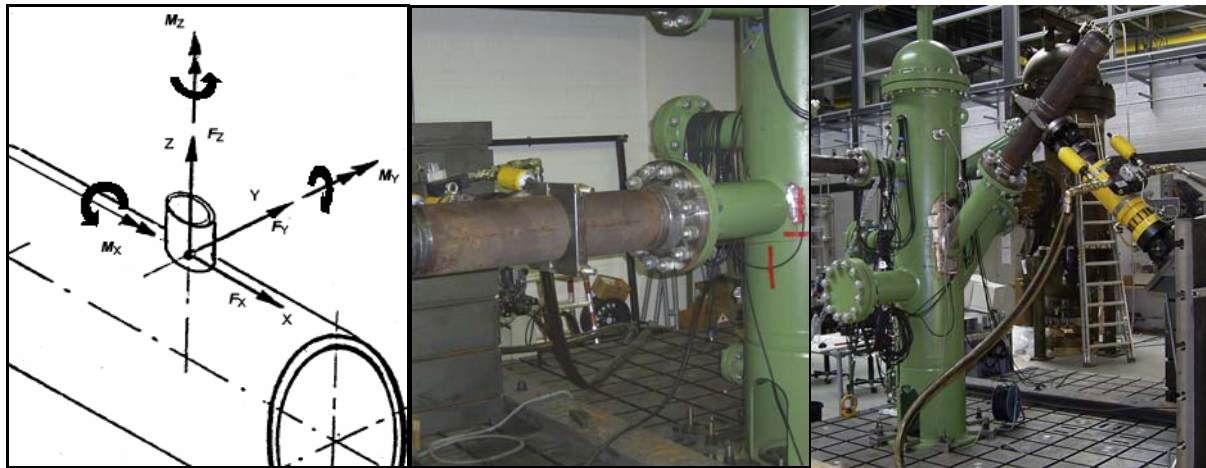


Abb. 6.1: Kraft- und Momenteinleitungen

Für die experimentellen Untersuchungen steht ein Versuchsbehälter DN 500 zur Verfügung. An diesem wurden in Winkeln zwischen 45° und 90° zur Zylinderachse insgesamt sieben Stutzeneinschweißungen vorgenommen (Tab. 6.1). Die festigkeitsmäßige Auslegung der Stutzegeometrien wurde durch den Hersteller nach AD-Merkblatt B1/B9 [Adb86], [Adb91] und [TRD301] ausgeführt. Nach diesen Berechnungsrichtlinien ergaben sich folgende Stutzegeometrien:

Stutzen DN	100	100	100	150	150	200	200
Winkel [°]	45	60	90	45	90	45	90
Außendurchmesser [mm]	114,3	114,3	114,3	168,3	168,3	219,1	219,1
Wandstärke [mm]	14,2	14,2	14,2	20,0	20,0	28,0	28,0

Tab. 6.1: Winkel und Maße der Stutzeneinschweißungen am Behältern DN 500

Alle Stutzenausführungen nach Tab. 6.1 sind mit Stumpfnähten von außen am Behälter verschweißt und von innen gegengeschweißt. Beide Seiten der Nähte wurden nach dem Schweißen glatt geschliffen; das Stutzenrohr endet bündig an der Innenwand des Behälters. Die recht- und spitzwinkligen Stutzenabzweige wurden gemäß Abb. 6.2 ausgeführt.

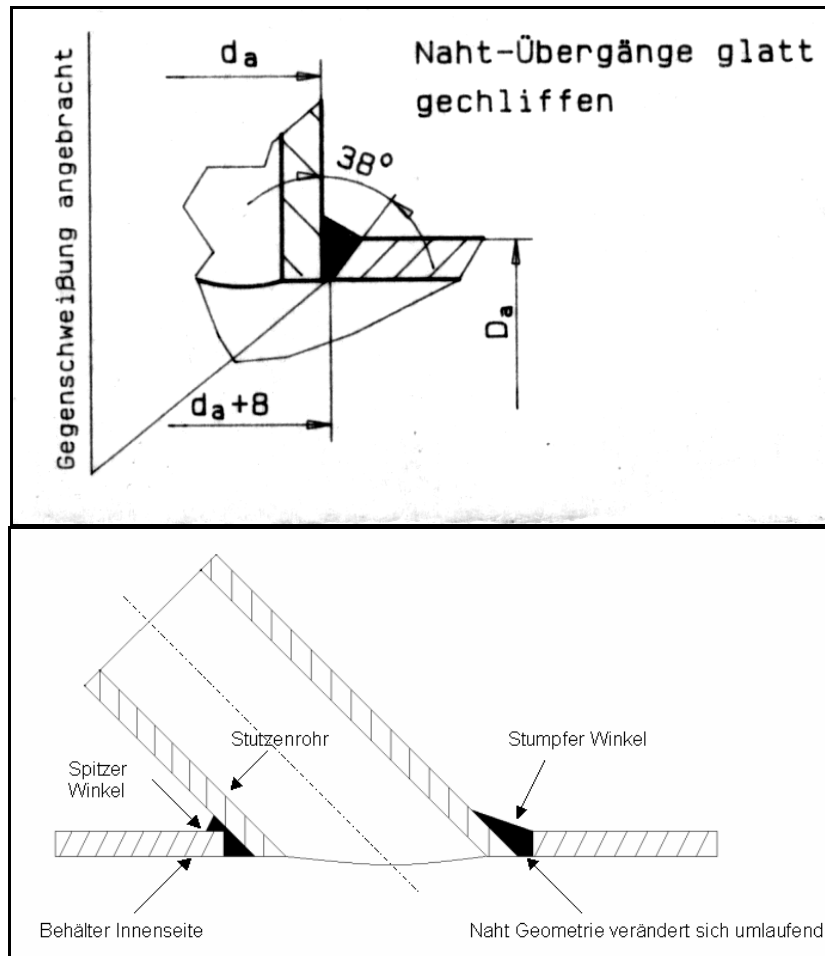


Abb. 6.2: Schweißnahtausführung bei rechtwinkligen (oben) und schrägen Stutzen (unten)

Der Mantel der beiden Behälter ist aus Kesselblech HII (P 265 GH) gefertigt, für die Stutzen wurde St 52 und für die Flansche C.22.8 verwendet. Die Hersteller lieferten Proben der verwendeten Chargen mit, so dass diese zur Ermittlung der statischen Werkstoffkennwerte herangezogen werden konnten.

Nach [Mei05] wurden folgende Werte für die Werkstoffe der Behälter und der Stutzen ermittelt:

Werkstoff	P 265 GH	St 52.0
Werkstoffnummer	1.0425	1.0831
Versuchsbezeichnung	GM_21	GM_22
Werkstoffnorm	DIN EN 10028	DIN 1629
Streckgrenze [N/mm ²]	255	350
Normwerte		
Zugfestigkeit [N/mm ²]	410 bis 530	520 bis 620

Normwerte		
Bruchdehnung [%]	23	22
Normwerte		
E-Modul [N/mm²]	215000	200000
Versuchswert		
Streckgrenze [N/mm²]	310	380
Versuchswert	(untere Streckgrenze)	(0,2 % bleibende Dehnung)

Tab. 6.2: Werkstoffkennwerte für Behältermantel und Stutzen

Die in Tab. 6.2 dargestellten Versuchswerte sind Grundlage der Materialdefinition im Rahmen der durchgeführten elastisch-idealplastischen FEM-Berechnungen.

Alle experimentellen Untersuchungen an Stutzen wurden am Versuchsbehälter DN 500 durchgeführt. Bei diesem Versuchsbehälter DN 500 handelt es sich um einen Druckbehälter mit 405 L Volumen, ausgelegt auf 60 bar Überdruck und einer Betriebstemperatur zwischen -10 und 20°C . Der Außendurchmesser des zentralen Zylinders beträgt 500 mm; er hat eine Wandstärke von 12 mm. Der Schuss wird auf der einen Seite durch einen Klöpperboden abgeschlossen, welcher mit einer 400 mm hohen Standzarge mit Bodenring verschweißt ist. Zentral im Boden ist ein um 90° abgewinkelter Befüllungsstutzen (DN 50) eingeschweißt. Am anderen Ende des Schusses ist ein Vorschweißflansch angebracht, der mit einem Kugelboden verschweißt ist.

6.1. Stutzen DN 500 DN 100 90°

Im Rahmen der Betrachtungen zum Stutzen DN 500 DN 100 90° wird exemplarisch für die rechtwinkligen Stutzenanschlüsse genauer auf die während der numerischen und experimentellen Untersuchungen auftretenden Phänomene eingegangen.

6.1.1. Numerische Untersuchungen

Zur Berechnung mittels FEM wird ein Modell des Stutzens DN 500 DN 100 90° erstellt. Es besteht aus 9312 Quaderelementen mit linearen Ansatzfunktionen (MSC.MARC[®] Element Type 7, Msb2003). Im Verschneidungsbereich zwischen Behälter und Stutzenanschluss wird das Elementnetz von zwei Elementen über die

Wände von Behälter und Stutzen auf vier verfeinert (Abb. 6.3). Damit ist eine hinreichend genaue Diskretisierung in diesem durch Innendruck und Biegung hoch beanspruchten Bereich gewährleistet.

Unter Ausnutzung der Symmetrie des Behälters und der Beanspruchungen wird ein Halbmodell erzeugt. Folgende Randbedingungen werden aufgegeben:

- Innendruck;
- Querkraft in Abstand 865 mm von der Stutzeinschweißung zur Simulation des Moments;
- Verschiebungsbehinderung der Knoten in der Symmetrieebene in tangentialer Richtung;
- feste Einspannung des Behälterbodens;
- Zwangsbedingung am oberen Rand zur Nachbildung des Deckelflansches: identische Verschiebung aller dortigen Knoten in axialer Richtung.

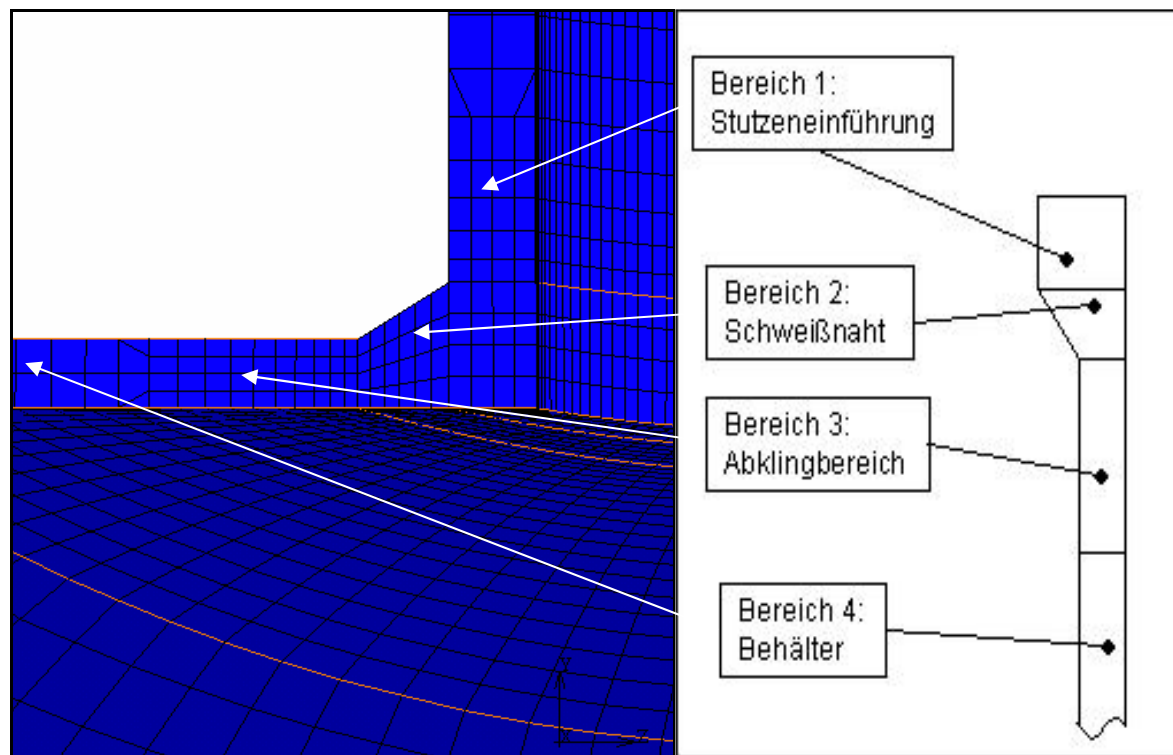


Abb. 6.3: Bereichsaufteilung bei der Netzgenerierung

6.1.2. Experimentelle Untersuchungen

Als Erster in der Reihe der experimentellen Untersuchungen wurde der Stutzen DN 100 am Druckbehälter DN 500 (Tab. 6.1) untersucht. Dieser hat eine Wandstärke von 14,2 mm bei einem Innendurchmesser von 85,9 mm. Die Querkrafteinleitung durch den Hydropulszylinder erfolgt in einem Abstand von 865 mm zum Behälter-

hauptschuss in Richtung der Behälterachse (in-plane Moment). Sie wird über ein an den Stutzenblindflansch verschweißtes Rohrstück aufgebracht (Abb. 6.4).

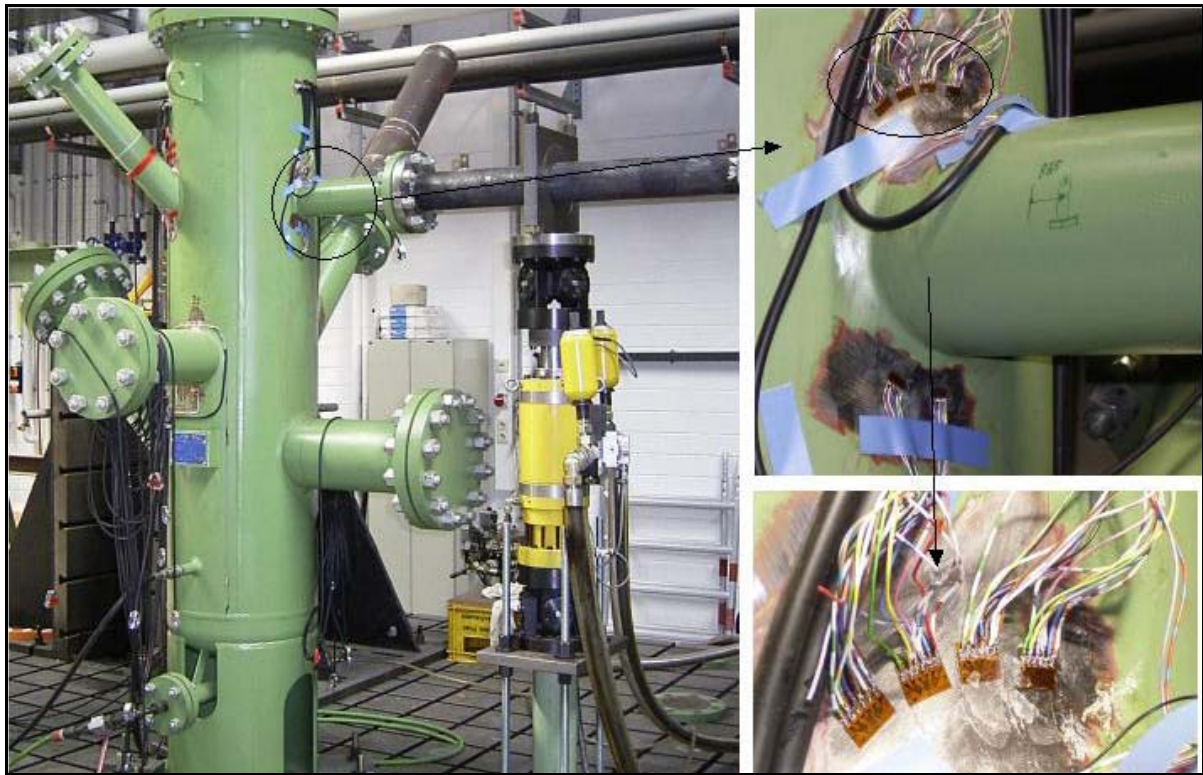


Abb. 6.4: Versuchsaufbau und Messstellen

An der Stutzeinschweißung werden insgesamt sechs DMS-Rosetten appliziert, davon vier an der Oberseite des Stutzens unter einem Winkel von jeweils 15° zur Stutzenachse. An der Unterseite sind weitere zwei Rosetten unter 0° und 30° zur Behälterachse angeklebt. Alle DMS sind am Übergang Stutzenschweißnaht zu Behälter angebracht, so dass der mittlere Dehnmessstreifen senkrecht auf der Verschneidungslinie zwischen Behälter und Naht steht (Abb. 6.5).

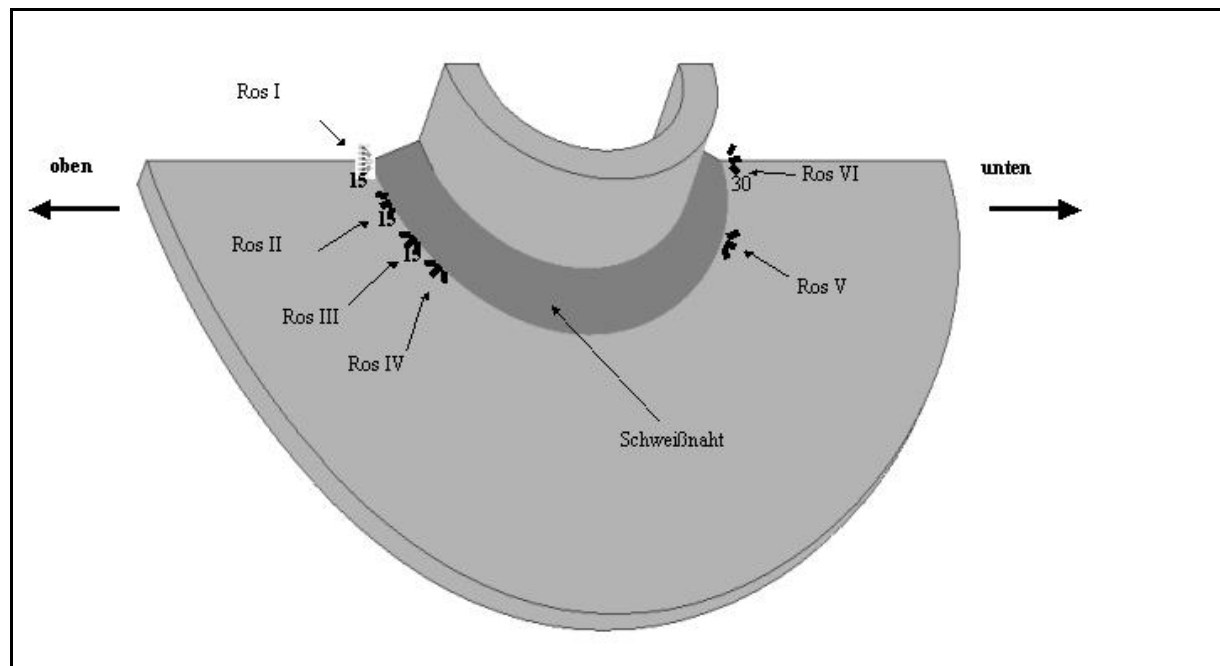


Abb. 6.5: Messstellenplan

Folgende Versuchsmatrix wurde experimentell abgeprüft:

Innendruck [bar]	Kraft Hydropuls [kN]	Anzahl Zyklen [-]	Gemessene DMS
0	10	100	I-IV
0	15	100	I-IV
0	24	500	I-IV
60	23	10000	V, VI
60	23	500	I-IV
60	30	43	I-IV
80	16	500	I-IV

Tab. 6.3: Versuchsmatrix Stutzen DN 500 DN 100 90°

6.1.3. Ergebnisse

Ergebnisse der FEM-Berechnungen

Mit den unter Kap. 3.1 dargestellten Methoden wird für den Lastfall konstanter Innendruck und schwellendes Biegemoment das in Abb. 6.6 dargestellte Interaktionsdiagramm ermittelt. Hierzu ist anzumerken, dass sich bei den 90°-Stutzenabzweigen die Absolutwerte des Interaktionsdiagramms wegen der doppelten Symmetrie für Stutzenzug und -druck lediglich im Vorzeichen unterscheiden. Die errechneten Werte für Druck und Kraft der drei Begrenzungskurven sind jeweils auf den Fließbeginn infolge reinen Innendrucks, $p_F = 66$ bar, und reiner Querkrafteinlei-

tung $F_F = \pm 12,3 \text{ kN}$ normiert:

$$f = \frac{F}{F_F} \quad (6.1)$$

$$p = \frac{p_1}{p_F}$$

Der Verlauf der Grenzlinien des elastischen Bereichs (Abb. 6.6) zeigt den für diese Geometrie (90°-Stutzen) typischen bilinearen Verlauf. Im Bereich I folgt er der Zahlenwertgleichung

$$f = -0,57p + 1,0 \quad \text{für } 0 < p \leq 0,97. \quad (6.2)$$

Im Bereich II ist die Steigung des Geradenstücks wesentlich geringer:

$$f = -17,60p + 17,60 \quad \text{für } 0,97 < p \leq 1,0. \quad (6.3)$$

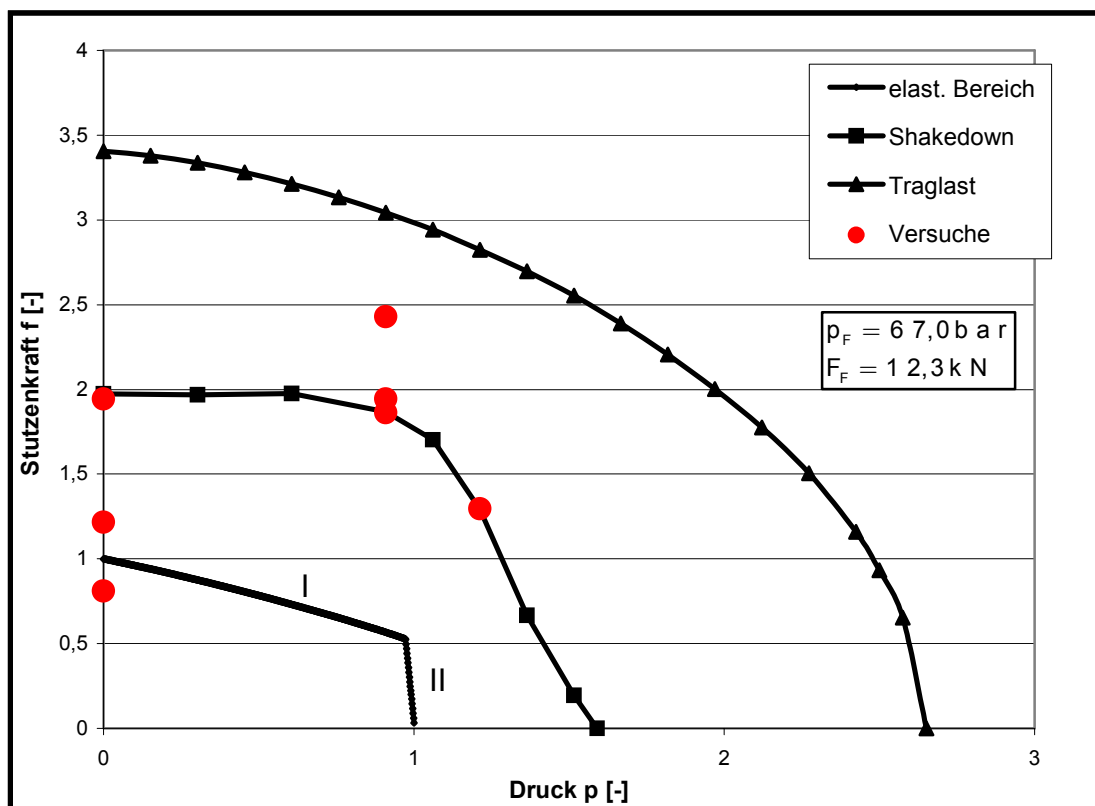


Abb. 6.6: Interaktionsdiagramm DN 500 DN 100 90°

Betrachtet man die Gründe für die auffällige Unstetigkeit bei $p=0,97$ ($p_i=65,0$ bar), so stellt man fest, dass sich das mechanische Verhalten der Stutzeinschweißung bei dieser Belastungskombination aus Innendruck und Biegung stark verändert.

Um dieses Verhalten darzustellen, wird eine FEM-Berechnung durchgeführt, die exakt den in Abb. 6.6 gezeigten Kurvenverlauf der elastischen Grenze von $p=0$ bis zum Übergang zwischen Bereich I und II bei $p=0,97$ vollführt. Nach Auswertung der Berechnung kann festgestellt werden, dass der Verlauf im Bereich I biegedominiert ist. Die Fließgrenze wird hier am Übergang Schweißnaht zu Behälter an der Außenseite in einem Winkelbereich zwischen 0° und 30° erreicht, während im restlichen Modell die Beanspruchungen darunter liegen. Dieses Maximum ist mit der Überlagerung der Zugspannungen aus Biegung und Querkraft mit den positiven Axial- und Tangentialspannungen infolge Innendrucks zu erklären (Abb. 6.7 a). Am Grenzdruck $p=0,97$ wird auch an der Stutzeninnenseite unter einem Winkel von 0° zur Behälterachse die Fließgrenze erreicht (Abb. 6.7 b). An dieser Stelle ist durch die verschwächende Stutzendurchführung eine Spannungserhöhung durch die Innendruckwirkung festzustellen. Zusätzlich verursacht die Biegung dort eine geringe Zugbeanspruchung in tangentialer Richtung. Bei weiterer Druckerhöhung (Bereich II) muss der Biegeanteil sehr stark absinken, um die Fließgrenze nicht zu verletzen. Bei 66 bar ist dann die Fließgrenze aus reinem Innendruck erreicht.

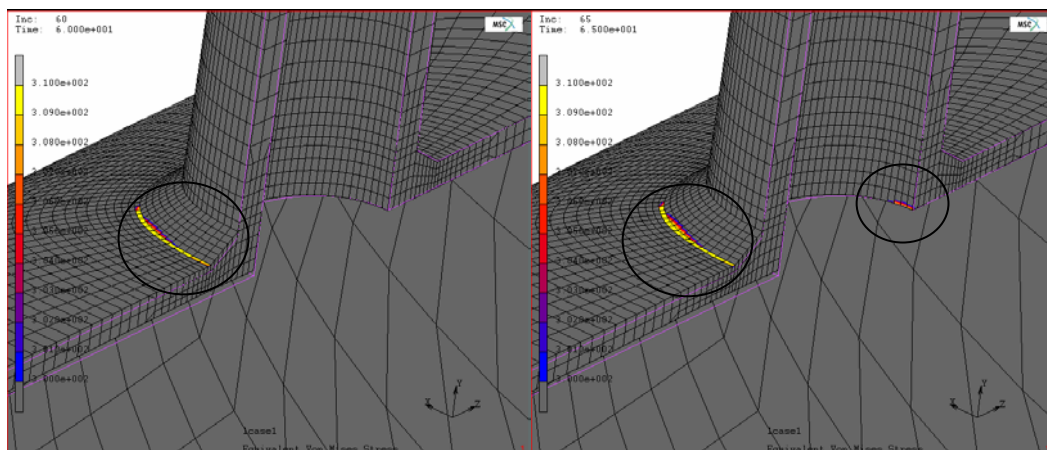


Abb. 6.7: Stutzen unter Innendruck und Biegung: links a) Bereich I; rechts b) Übergang Bereich I und II ($p=0,97$)

Die Shakedown-Grenze, bis zu der sich das Bauteil unter konstantem Innendruck und schwellender Querkraft auf den Stutzen einspielen kann, verläuft bis zu einem Druck von 40 bar ($p=0,6$) parallel zur Abszisse, ist also bis dorthin unabhängig vom

Innendruck. Bei höheren Drücken ab 60 bar ($p=0,9$) ist ein erst leichter, dann steiler Abfall hin zu niedrigeren zulässigen Biegemomenten festzustellen. Betrachtet man wiederum die numerische Shakedown-Analyse bei dieser Druckstufe, so ist ersichtlich, dass ab hier im Entlastungsinkrement plastische Dehnungsraten an der Innenseite des Stutzens auftreten (Abb. 6.8). Wie eingehend im Rahmen der Ermittlung der elastischen Grenzkurven dargestellt, ist diese Grenze bei alleinigem Innendruck ohne Biegung bei 67 bar ($p=1$) erreicht (Abb. 6.6). Im Entlastungsschritt bei zyklischer Querkraftaufgabe wird zwar die tangentielle Dehnungskomponente kleiner, die axiale und radiale wachsen dagegen an. Dies führt bei hoher Beanspruchung durch Innendruck zu einer plastischen Vergleichsdehnungsrate und damit zum Absenken der Stutzenlast im Berechnungsalgorithmus (Kap. 3.1.2).

Zusätzlich ändert sich auch der Ort höchster Beanspruchung, ausgewiesen durch die größten plastischen Vergleichsdehnungen, mit Steigerung des Drucks. Liegen diese bei drucklosem Zustand unter reiner Biegebeanspruchung am Übergang Naht/Behälter noch bei 0° bezüglich der Behälterachse (Abb. 6.8 b), so wandert diese Stelle bei 60 bar auf einen Winkel von 30° (Abb. 6.8 c).

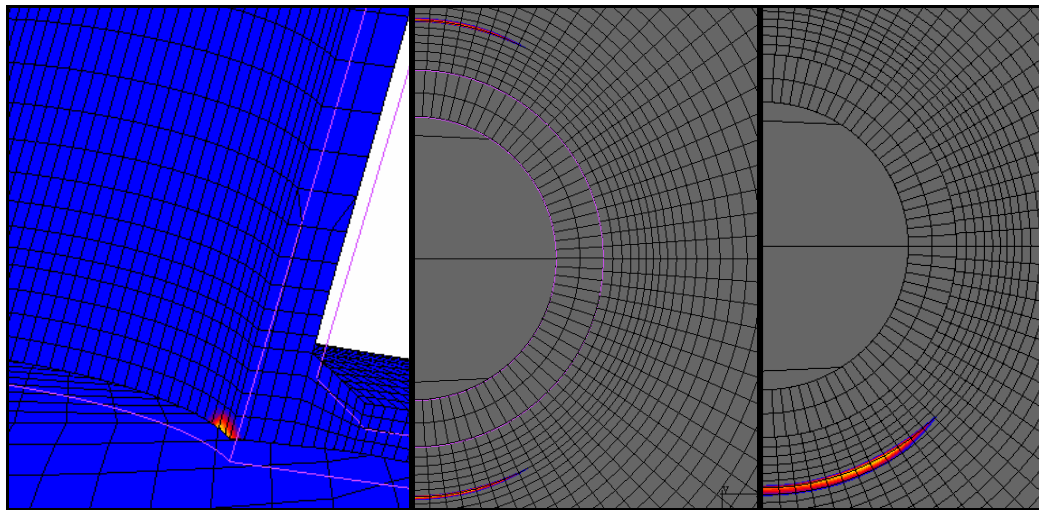


Abb. 6.8: links a) Plastifizierung bei Stutzenentlastung; Mitte und rechts (b) und c)): Plastische Vergleichsdehnungen bei 0 bar (Mitte) und bei 60 bar (rechts)

Dieser Sachverhalt kann durch Auslesen der Knotenwerte der plastischen Vergleichsdehnung entlang der Verschneidungslinie zwischen Stutzen und Behälter verdeutlicht werden. In Abb. 6.9 sind diese Daten aus der numerischen Einspielanalyse gegen den Azimutwinkel des Stutzenzylinders aufgetragen. Hieraus wird ersichtlich, dass die Maxima dieser Dehnungen beim Lastfall 60 bar Innendruck um 30° zur Behälterachse verschoben sind, während im drucklosen Zustand die maximale plasti-

sche Vergleichsdehnung unter 0° liegt. Die Kurve für 0 bar ist symmetrisch bezüglich der Geraden $\phi = 90^\circ$. Bei höheren Innendrücken, wie exemplarisch am Beispiel 60 bar zu sehen, akkumulieren sich zugseitig höhere plastische Dehnungsanteile (Abb. 6.8 b und c, Abb. 6.9). Wie sich im Verlauf der experimentellen Betrachtungen herausstellen wird, ist der rechnerisch ermittelte Ort höchster plastischer Dehnungsinkremente auch der Versagensort (Anriss) bei höherzyklischen Bauteilversuchen. Dies bestätigt die verwendeten Modelle und Methoden.

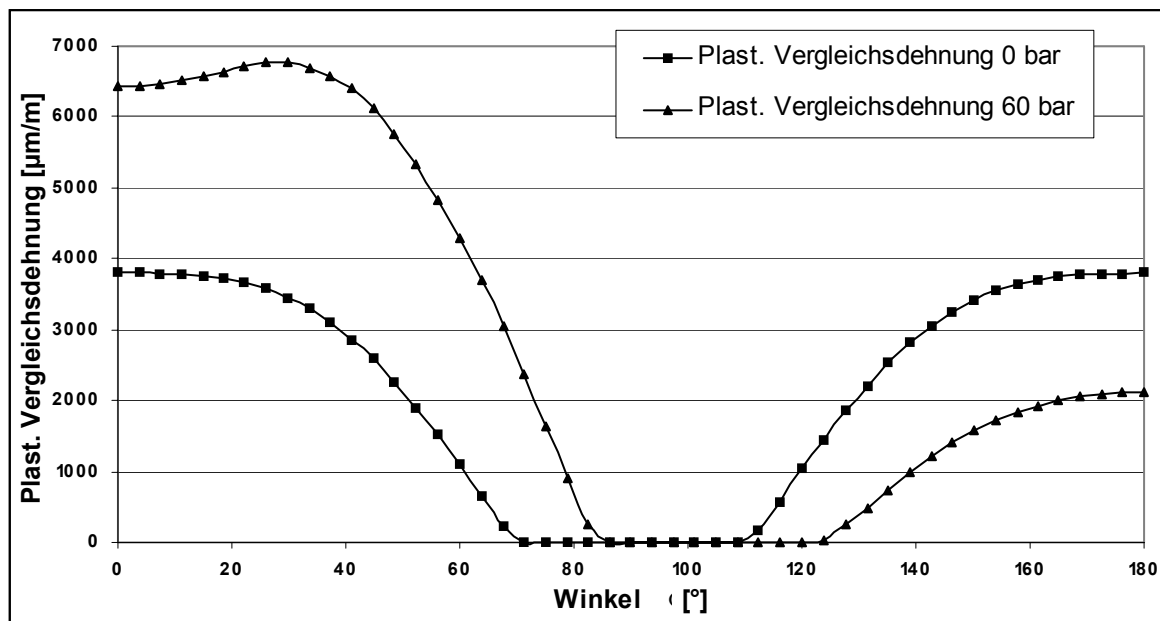


Abb. 6.9: Verlauf der plastischen Vergleichsdehnungen aus FEM am Übergang Naht/Behälter bei 10 kNm Querkraft und 60 bar Innendruck

Experimentelle Ergebnisse

Am Stutzen DN 500 DN 100 90° wurden die in Tab. 6.3 und Abb. 6.6 aufgeführten Beanspruchungskombinationen auf Einspielverhalten geprüft. Die Lastspielzahlen lagen im Bereich von 100 bis 500. Zusätzlich wurde unter Auslegungsdruck 60 bar ein Dauerversuch mit 10000 Lastwechseln durchgeführt. Mit 60 bar Innendruck und 30 kN Hydropulslast – Lastkombination über der Shakedown-Grenze – konnte ein Versuch mit einer Beanspruchung aus dem Bereich zwischen Shakedown- und Traglastgrenze zum Nachweis von Ratcheting-Verhalten durchgeführt werden.

Zum Nachweis des rein linearelastischen Verhaltens des Stutzens DN 500 DN 100 90° dient ein Experiment bei 0 bar und 10 kN Stutzenlast ($p=0$, $f=0,81$ nach Abb. 6.6). An diesem Beispiel kann aufgezeigt werden, dass bei dieser Belastung unter der elastischen Grenze keine plastischen Dehnungen auftreten. Bereits im ersten

Lastwechsel ist das Materialverhalten wie berechnet rein elastisch. An diesem Verhalten ändert sich auch bis zum 100. Lastwechsel nichts; die Kurven liegen exakt deckungsgleich (Abb. 6.10).

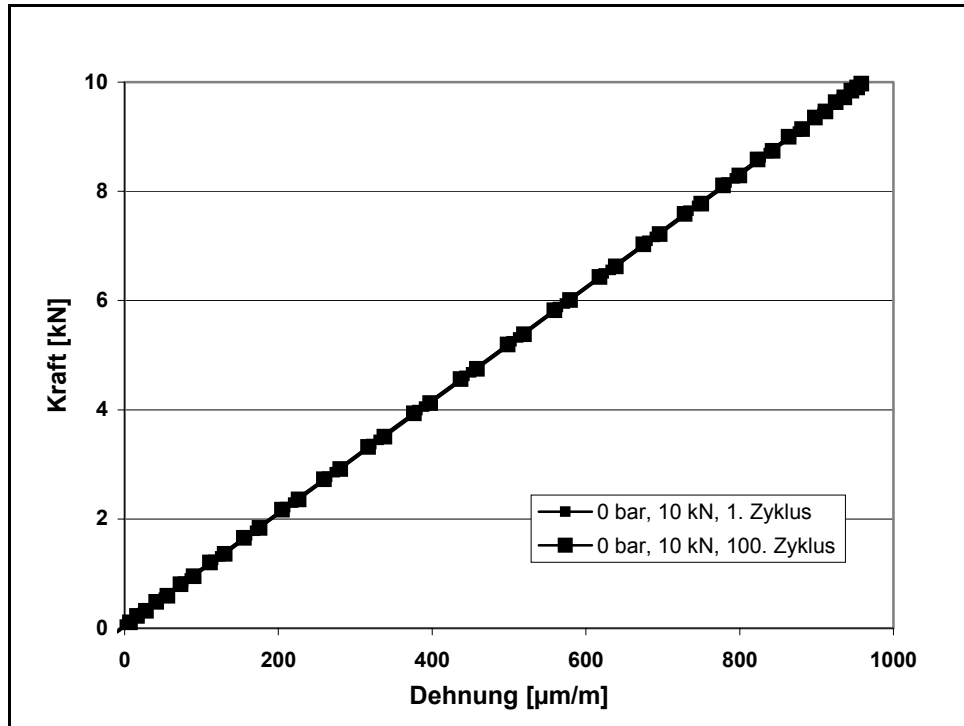


Abb. 6.10: DMS III-2 bei 0 bar, 10 kN

Im bereits überelastischen Gebiet, aber unter der Shakedown-Grenzkurve, liegt die mit dem Versuch bei 0 bar Innendruck und 15 kN Stutzenlast experimentell erfasste Lastkombination. Bei der näheren Betrachtung des Dehnmessstreifens III-2 (Abb. 6.5) fällt auf, dass die gemessenen Kraft/Dehnungs-Kurven des 1. und 100. Lastwechsels nicht mehr genau übereinander liegen. Nach den ersten Lastwechseln hat sich ein geringer plastischer Dehnungsanteil von 20 µm/m akkumuliert; das Werkstoffverhalten ist danach aber wieder rein elastisch (Abb. 6.11).

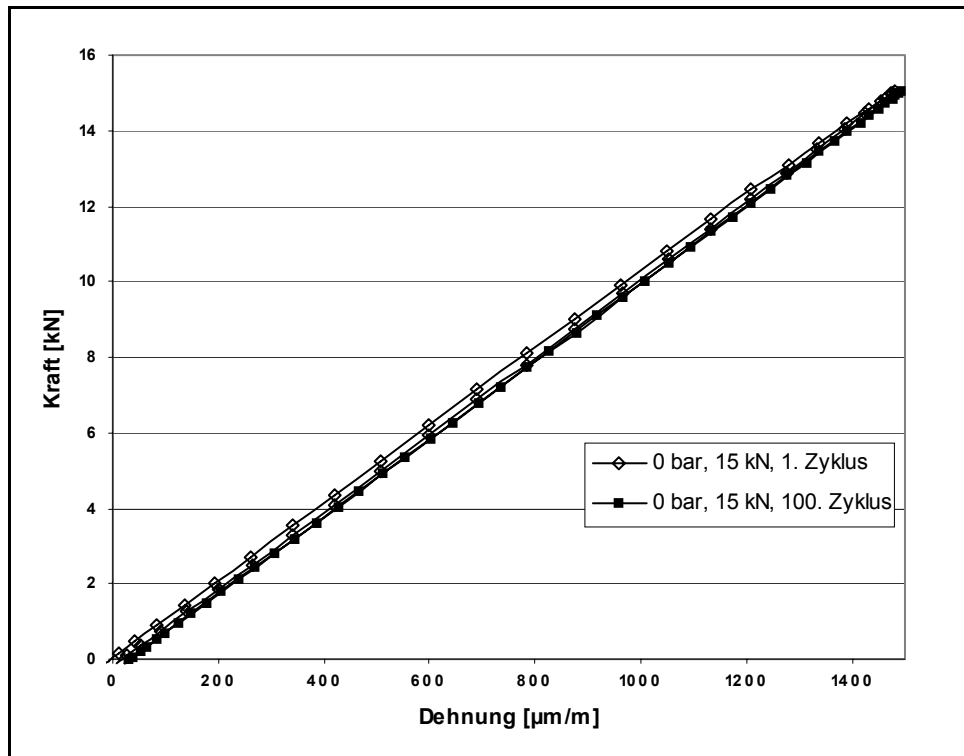


Abb. 6.11: DMS III-2 bei 0 bar, 15 kN

Auch bei den übrigen Versuchen, die im Interaktionsdiagramm auf der Shakedown-Grenzkurve liegen, konnte Einspielverhalten nachgewiesen werden, wenngleich die plastischen Dehnungsanteile nicht – wie im vorhergehend betrachteten Fall – so zügig abklingen. Im Folgenden werden die Experimente bei Auslegungsdruck 60 bar und 23 kN eingeleiteter Querkraft näher betrachtet.

Aus den Messungen geht hervor, dass die Stelle höchster Dehnung unter 30° bei DMS III-2 liegt. Die dort gemessenen Dehnungen entsprechen der 1. Hauptdehnung der DMS-Rosette senkrecht zur Schweißnaht. Betrachtet man die Kurvenverläufe in Abb. 6.12, so wird ersichtlich, dass bis zum 50. Lastwechsel plastische Dehnungsanteile akkumuliert werden. Danach ist bis zum 500. Zyklus nur noch ein durchschnittlicher Dehnungszuwachs von 0,1 µm/m zu beobachten. Wie in Abb. 6.12 erkennbar, bleiben nach dem 50. Lastwechsel sowohl die Mitteldehnung als auch die Dehnschwingbreite konstant. Somit konnte an diesem Beispiel Shakedown-Verhalten nachgewiesen werden.

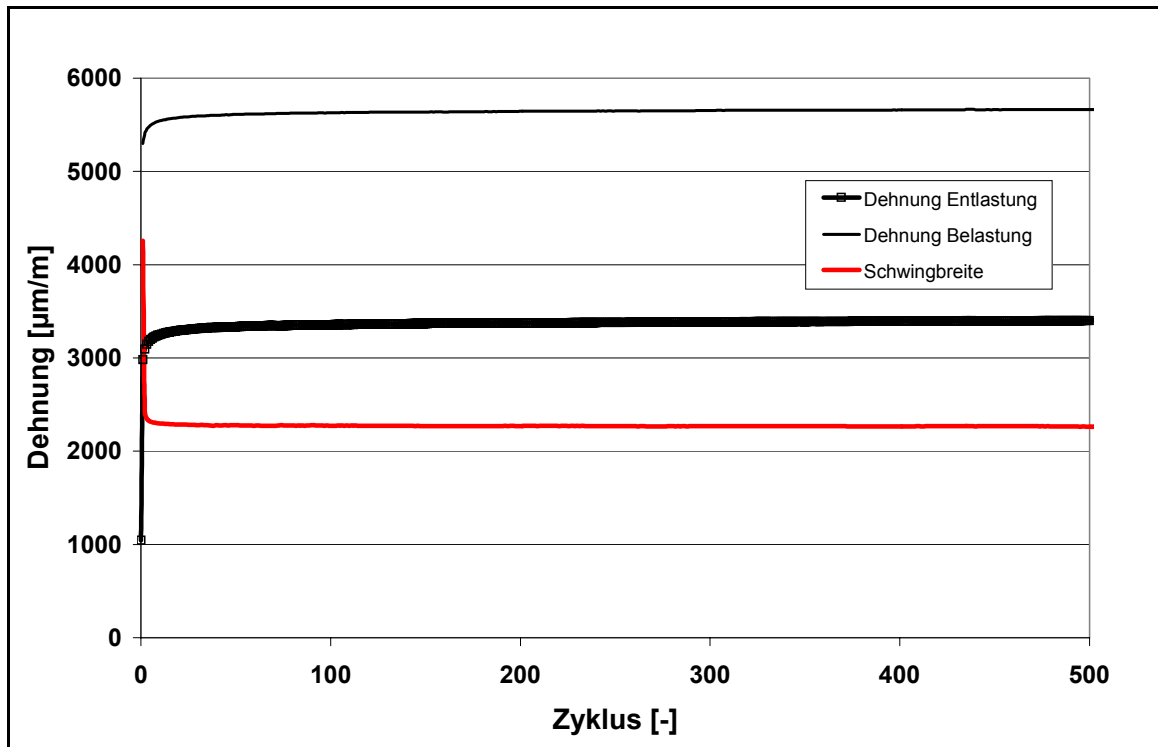


Abb. 6.12: DMS III-2 bei 60 bar, 23 kN

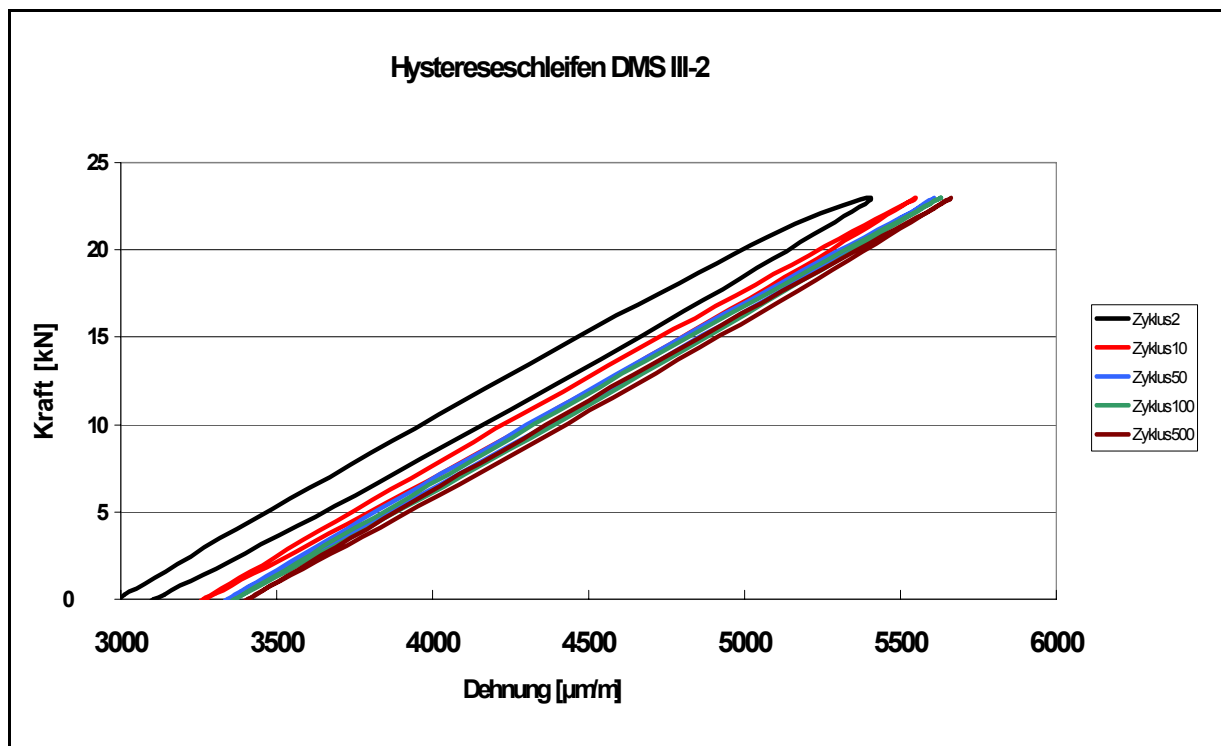


Abb. 6.13: Last/Dehnungs-Verhalten über Lastwechsel

Um bei Betriebsdruck unter Wirkung der vorangehend numerisch ermittelten Einspiellast von 23 kN auch eine Aussage über das Verhalten der Konstruktion bei Aufgabe einer höheren Lastspielzahl treffen zu können, wurde ein Dauerversuch durch-

geführt. Ziel dieses Experiments war es, Eigenschaften wie das Last/Dehnungsverhalten, die Steifigkeit und die Lebensdauer bis zum Anriss sowie dessen Ort zu ermitteln. Die ermittelte Lastspielzahl kann allerdings nur tendenzielle Aussagen über die Lebensdauer der Stutzeinschweißung unter dieser Beanspruchung geben, da der Stutzen vor diesem Versuch bereits diversen Beanspruchungen unterlag, die sich über einige tausend Zyklen erstreckten (siehe Tab. 6.3).

Gemessen wurden im Rahmen dieses Dauerversuchs die DMS-Rosette VI und der Einzel-DMS V (Abb. 6.16) auf der Unterseite des Stutzens. Diese befinden sich unter Winkeln von 0° (DMS I) und 30° (DMS VI), also an den numerisch und experimentell nachgewiesenen Stellen höchster Dehnungen.

Im Laufe des Versuchs zeigte sich, dass sich das Einspielverhalten erst nach einer größeren Lastwechselanzahl einstellte. Grund hierfür ist die vorherige starke Druckplastifizierung an der gemessenen Stelle nach den Tests mit Zugbeanspruchung am Hydropulszylinder. Die größte Dehnungsamplitude wies DMS V-2 auf, also der in der Behälterachse messende Streifen der Rosette. Die durch den Einzel-Messstreifen unter 30° erfassten Dehnungen lagen allerdings nur wenig unter denjenigen des DMS V-2. Betrachtet man die Verläufe von Mitteldehnung und Dehnschwingbreite (Abb. 6.14), so zeigt sich, dass die Dehnschwingbreite nur in den ersten Lastwechseln geringfügig ansteigt und dann bis zum Anriss konstant verläuft. Die Mitteldehnung allerdings nimmt während der ersten zehn Zyklen um durchschnittlich $130 \mu\text{m/m}$ zu. Diese zugseitige Verschiebung der Last/Dehnungs-Kurve fällt hin zu höheren Lastwechselzahlen annähernd logarithmisch ab, um dann zwischen dem 500. und 1000. Zyklus die Grenze von $1 \mu\text{m/m}$ Zunahme zu unterschreiten. Im höherzyklischen Bereich erreicht dieser Wert ein Minimum von $0,4 \mu\text{m/m}$ und nimmt dann mit einsetzendem Anriss über 9000 Lastwechsel wieder zu, da sich ab diesem Zeitpunkt die tragenden Querschnittsflächen verringern.

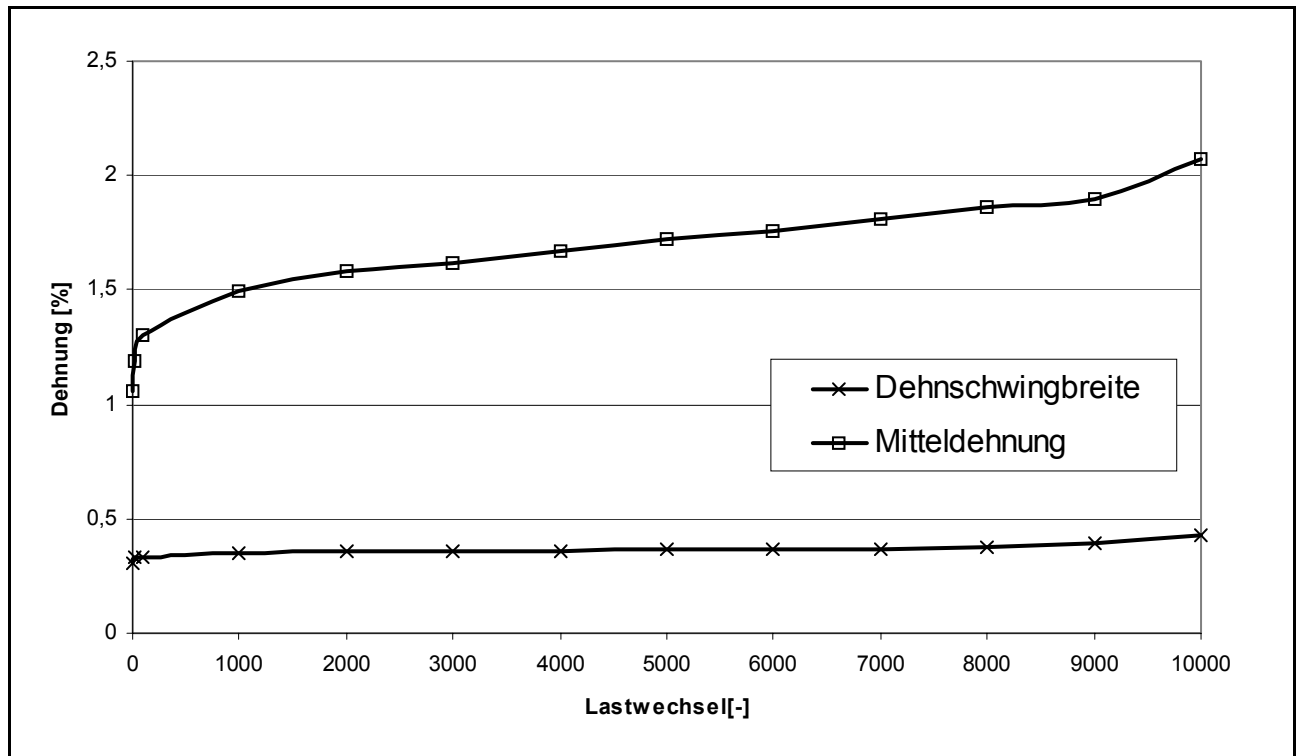


Abb. 6.14: Dehnschwingbreite und Mitteldehnung über Lastwechsel

Bei näherer Betrachtung des Dehnungsverhaltens bei ausgesuchten Lastwechselzahlen kann festgestellt werden, dass sich das Hystereseverhalten bis zum 9000. Lastwechsel nach dem Einspielen nicht ändert. Sowohl Öffnungswinkel als auch Fläche bleiben annähernd konstant (Abb. 6.15). Die akkumulierten plastischen Dehnungen über den Lastwechseln sind, wie auch in Abb. 6.14 dargestellt, gering. Zwischen dem ersten Beanspruchungszyklus und dem 10000. weist das Material einen plastischen Dehnungszuwachs von 1 % auf. Diese Tatsache weist auf ein elastisch dominiertes Ermüdungsverhalten hin.

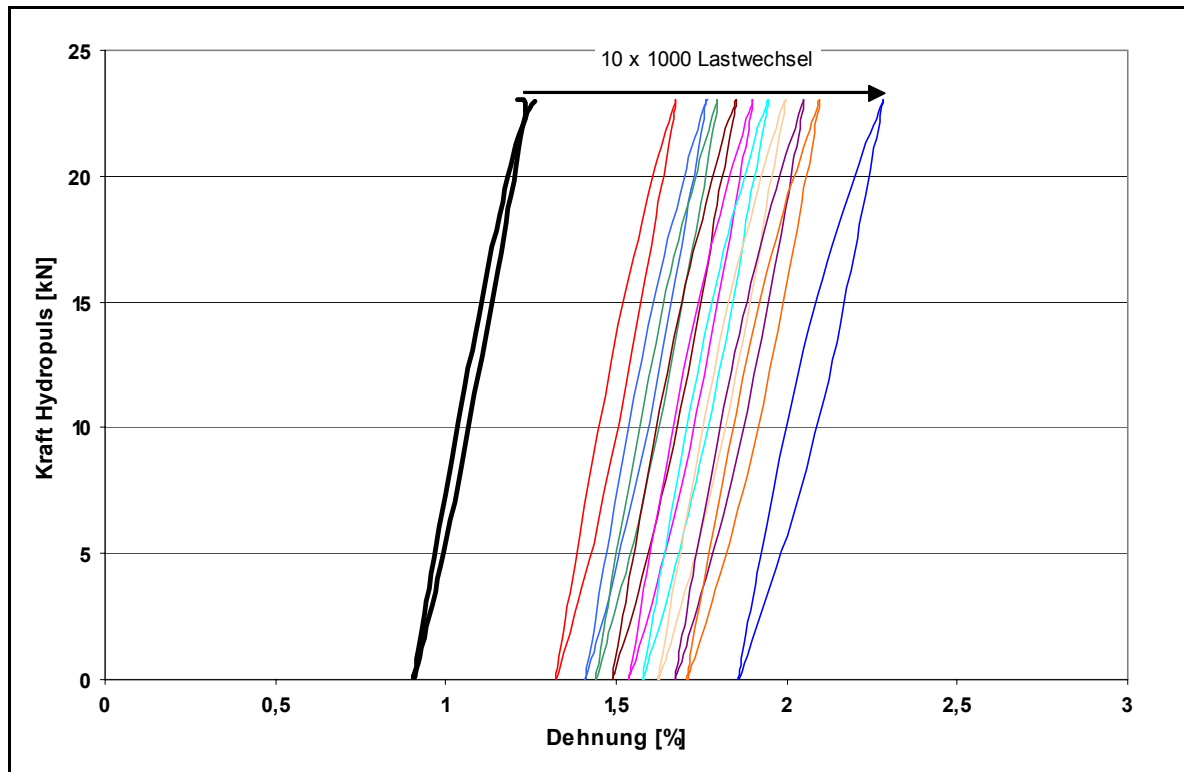


Abb. 6.15: Kraft/Dehnungs-Hysteresen verschiedener Lastwechsel

Nach 9500 Zyklen konnte in einem Winkel von 20° zur Behälterachse ein Anriss detektiert werden. Er befindet sich entlang des Übergangs Schweißnaht zu Behälter zwischen DMS-Rosette V und Einzel-DMS VI (Abb. 6.16) und wuchs in der Verschneidungskurve zwischen Behälter und Schweißnaht. Es handelte sich dabei um einen Oberflächenriss, der keine Leckage verursachte.

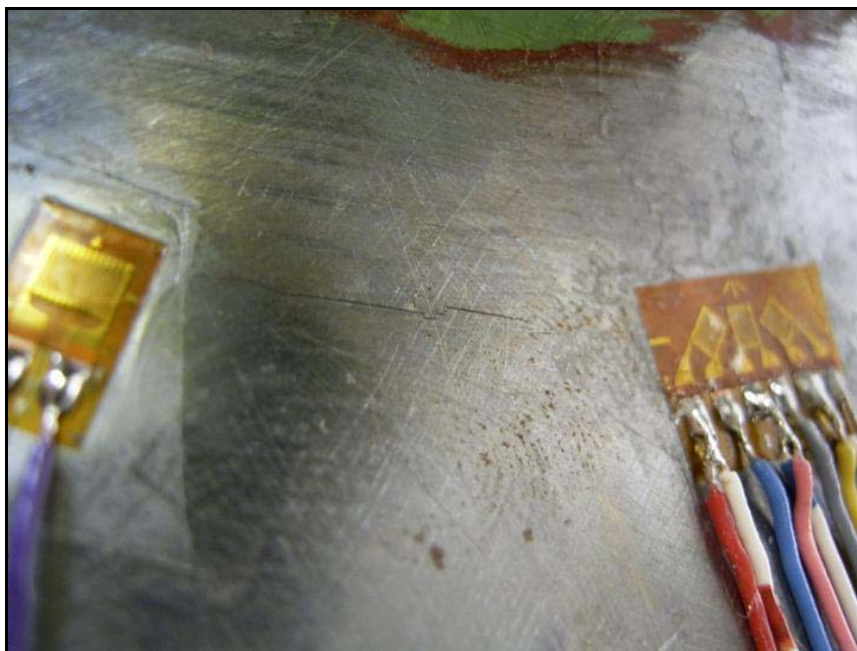


Abb. 6.16: Anriss auf der Zugseite bei 20° zur Behälterhauptachse

Die Verformungssteifigkeit des gesamten Versuchsaufbaus bleibt bei diesen Vorgängen gänzlich unberührt. Dieser Aspekt erhält bei Betrachtung von angeschlossenen Rohrleitungssträngen zusätzliche Relevanz. Bei Darstellung der Steifigkeit des gesamten Versuchsaufbaus kann keine klare Tendenz bezüglich Ver- oder Entfestigung abgelesen werden; die Steifigkeit ist über die gesamte Lastwechselbandbreite annähernd konstant (Abb. 6.17). Die mittels FEM erhaltene Steifigkeit bei dieser Belastung entspricht einem Wert von 1965 N/mm und ist damit höher als die experimentell ermittelte. Diese Tatsache ist durch die Nichtberücksichtigung der Einflüsse der Anbauteile wie Standzarge, Bodenring, Niederhaltepratzen und Bodenplatte zu erklären.

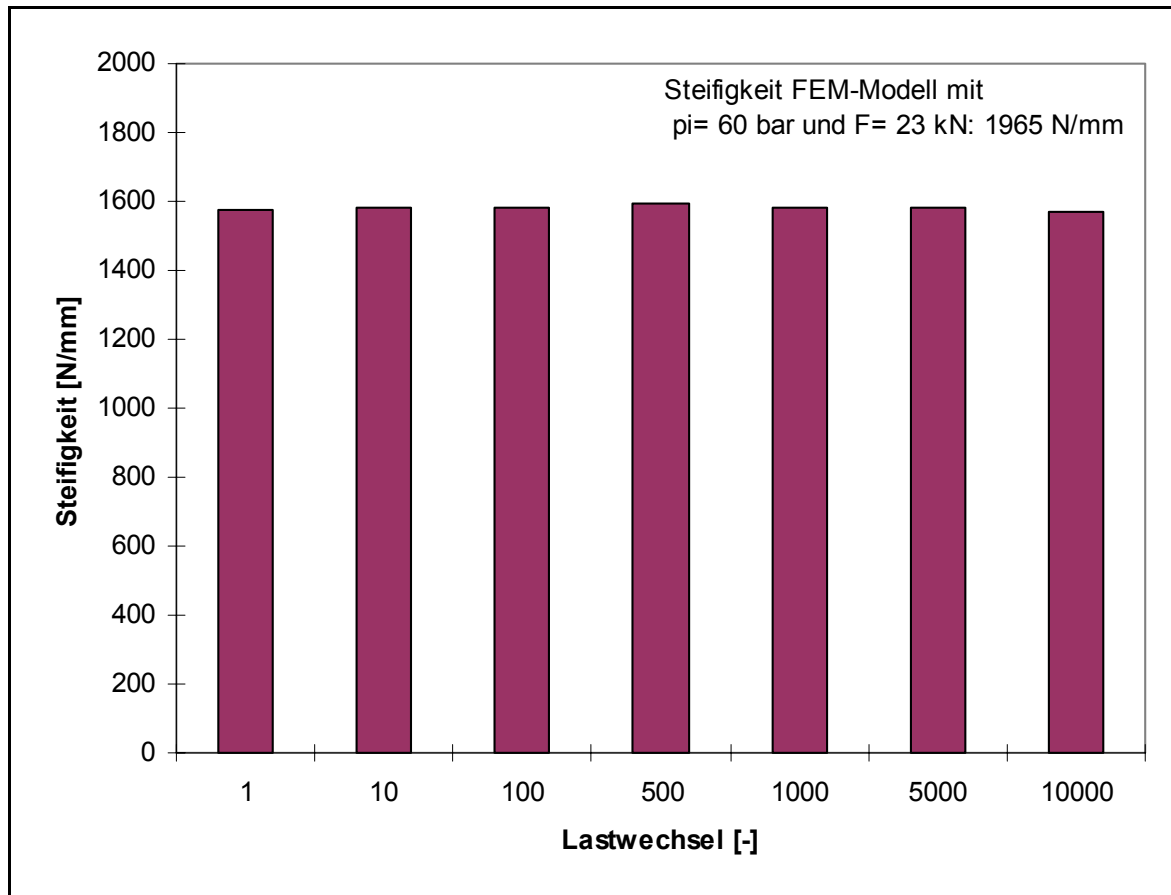


Abb. 6.17: Experimentell ermittelte Steifigkeit des Versuchsaufbaus über Lastwechsel bei Dauerversuch 60 bar, 23 kN

Um Ratcheting oberhalb der Shakedown-Grenze nachzuweisen, wurde ein Versuchspunkt im Ratcheting-Gebiet gewählt, mit $p_i=60$ bar und $F=30$ kN ($p=0,91$; $f=2,43$ nach Abb. 6.6). Aufgrund der infolge dieser Beanspruchung auftretenden hohen Dehnungen lösten sich die DMS-Rosetten III und IV von der Behälteroberfläche

ab. Um trotzdem Aussagen über das Ratcheting-Verhalten treffen zu können, werden im Folgenden die Dehnungen des DMS II-2 verglichen, der nach der Naht in Richtung der Behälterachse angebracht ist. Anders als im Fall des Dauerversuchs über 10000 Zyklen wurde bei diesem Experiment die Belastungsrichtung des Hydro-pulszylinders nicht verändert, so dass ein schnelles Einspielen im Fall des Nicht-überschreitens der Einspielgrenze zu erwarten wäre.

Zur Gegenüberstellung des Verhaltens bei 24 kN Shakedown-Last und 30 kN Stutzenlast werden die Dehnungswerte des DMS II-2 mit einem Faktor skaliert, so dass die Dehnungen beider Lastfälle im ersten Zyklus den gleichen Wert besitzen. Dieser Skalierungsfaktor ist 1,71. Aus Abb. 6.18 geht hervor, dass sich DMS II-2 bei 23 kN schon in den ersten Zyklen einspielt und sich keine erheblichen Dehnungen mehr akkumulieren. Im Gegensatz dazu verläuft die Kurve bei 30 kN deutlich steigend mit sichtlich ansteigenden Dehnungswerten. Auch nach 40 Zyklen sind noch Zuwachsraten von über 10 $\mu\text{m}/\text{m}$ ersichtlich. Dieses Verhalten lässt nicht mehr auf Shakedown schließen und hätte ein plastisches Versagen durch Anriss innerhalb weniger Zyklen zur Folge.

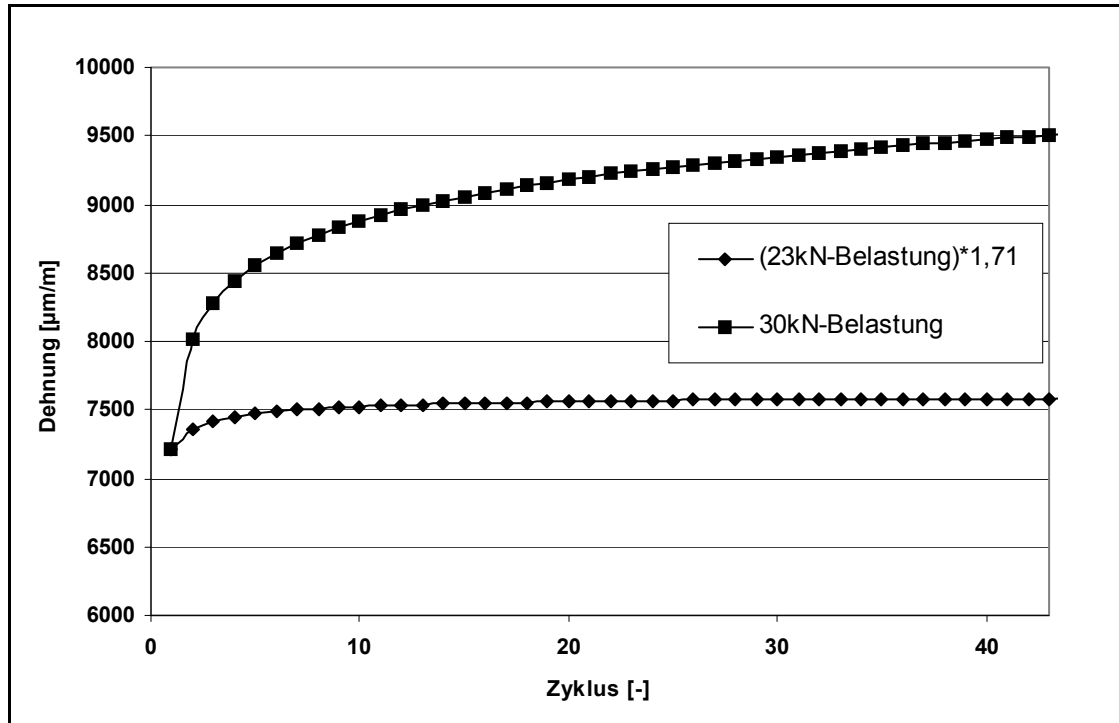


Abb. 6.18: DMS II-2 bei 60 bar, 23 kN (skaliert mit 1,71) bzw. 30 kN

Vergleich zwischen Mess- und FEM-Ergebnissen

Im Rahmen der Erläuterung der numerischen Berechnungsergebnisse wurde eine Abhängigkeit der Orte der höchsten Dehnungen vom vorherrschenden Behälterinnendruck festgestellt. Um diese Beobachtung auch mit den experimentell ermittelten Daten zu vergleichen, wurden aus den FEM-Ergebnissen die Werte der 1. Hauptdehnung entlang der Verschneidungslinie zwischen Schweißnaht und Behälter ausgelesen. Aus den Dehnungswerten der einzelnen DMS-Rosetten wurden die 1. Hauptdehnungen errechnet. Werden diese Daten über dem Winkel zur Behälterachse aufgetragen, ergeben sich die in Abb. 6.19 dargestellten Verläufe. Bei den numerisch erhaltenen Kurven ist bei 0 bar nur ein sehr geringer Anstieg der Dehnung mit steigendem Winkel ($16 \mu\text{m/m}$ zwischen 0° und 22°) festzustellen. Dieser Anstieg tritt bei höheren Drücken wesentlich deutlicher zutage ($79 \mu\text{m/m}$ zwischen 0° und 26°), was sich mit den in Kap. 6.1.1 getroffenen Feststellungen deckt. Die aus den DMS-Messungen resultierenden Auswertepunkte zeigen dieses Verhalten ebenso und bilden die Maxima analog zur FEM ab. Der Dehnungsgradient über den Umlaufwinkel ist allerdings bei der Messung wesentlich höher; so ist die Differenz zwischen 0° und 30° im Lastfall 0 bar/10 kN $441 \mu\text{m/m}$. Wie oben erwähnt, ist die Stelle unter 20° am Übergang Naht zu Grundbehälter auch der Anrissort bei höherzyklischer Biegebeanspruchung unter Betriebsdruck 60 bar.

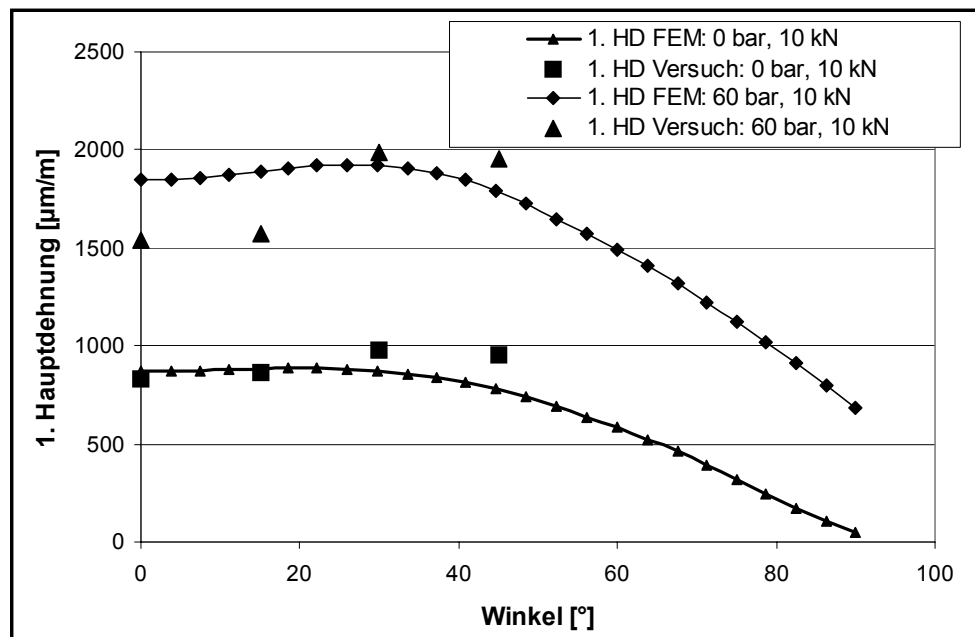


Abb. 6.19: Vergleich gemessener und berechneter Dehnungswerte

6.2. Stutzen DN 500 DN 100 45°

Als Beispiel der Konstruktionsausführung „schräger Stutzen“ wird ein zu den Ausführungen in Kap. 6.1 von den Abmessungen her analoger Stutzen untersucht. Der Unterschied liegt im Neigungswinkel des Abzweigs zur Behälterachse. Dieser beträgt hier 45°, wobei die Stutzensymmetrieebene keinen Versatzwinkel mit der radialen Richtung des Behälters einschließt (Abb. 6.20). Die Nahtgeometrie entspricht der real ausgeführten Schweißnaht (Abb. 6.22).

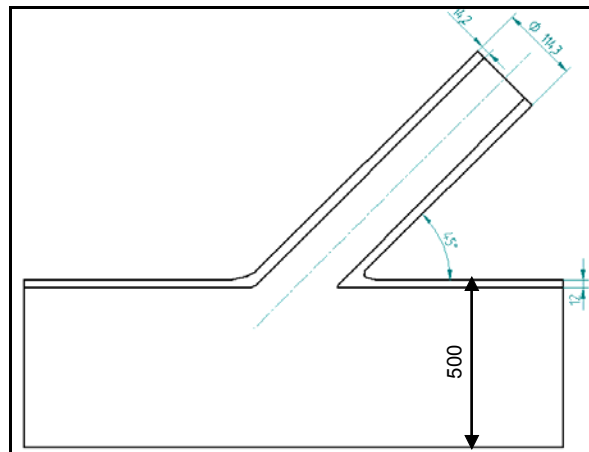


Abb. 6.20: Längsschnitt mit Bemaßungen

6.2.1. Numerische Untersuchungen

Zur Berechnung mittels FEM wird ein Halbmodell des Stutzens DN 500 DN 100 45° erstellt. Es besteht aus 3504 Quaderelementen mit linearen Ansatzfunktionen (MSC.MARC® Element Type 7, Msb2003). Im Verschneidungsbereich zwischen Behälter und Stutzenanschluss wird das Elementnetz von zwei Elementen über die Wände von Behälter und Stutzen auf vier verfeinert (Abb. 6.3). Die Randbedingungen infolge Symmetrie, Lagerung und Beanspruchung sind mit denen des Stutzens DN 500 DN 100 90° identisch; die Lasteinleitung zur Simulation des Hydropulszylinders setzt hier bei einem Abstand von 385 mm, gemessen an der kurzen Stutzenaußenseite, an (Kap. 6.2.2).

6.2.2. Experimentelle Untersuchungen

Der Stutzen DN 500 DN 100 45° hat eine Wandstärke von 14,2 mm bei einem Innendurchmesser von 85,9 mm. Die Querkrafteinleitung durch den Hydropulszylinder

erfolgt in einem Abstand von 385 mm zum Behälterhauptschuss in der Ebene aus Behälterachse und Stutzensymmetrieebene (in-plane Moment). Sie wird über den am Stutzen selbst angebrachten Hydropulszylinder aufgebracht.

Die bei den Versuchen nach Tab. 6.1 gemessenen vier DMS-Rosetten befinden sich an der spitzwinkligen Seite des Stutzens und sind mit DMS I bis DMS IV benannt. Beginnend bei einem Winkel von 0° zur Achse des Behälters (DMS I) sind die einzelnen Rosetten im jeweiligen Winkel von 15° – bis DMS-Rosette IV mit 45° – angebracht. Alle DMS sind am Übergang Stutzenschweißnaht zu Behälter appliziert, so dass der mittlere Dehnmessstreifen senkrecht auf der Verschneidungslinie zwischen Behälter und Naht steht.



Abb. 6.21: Versuchsaufbau und Messstellen

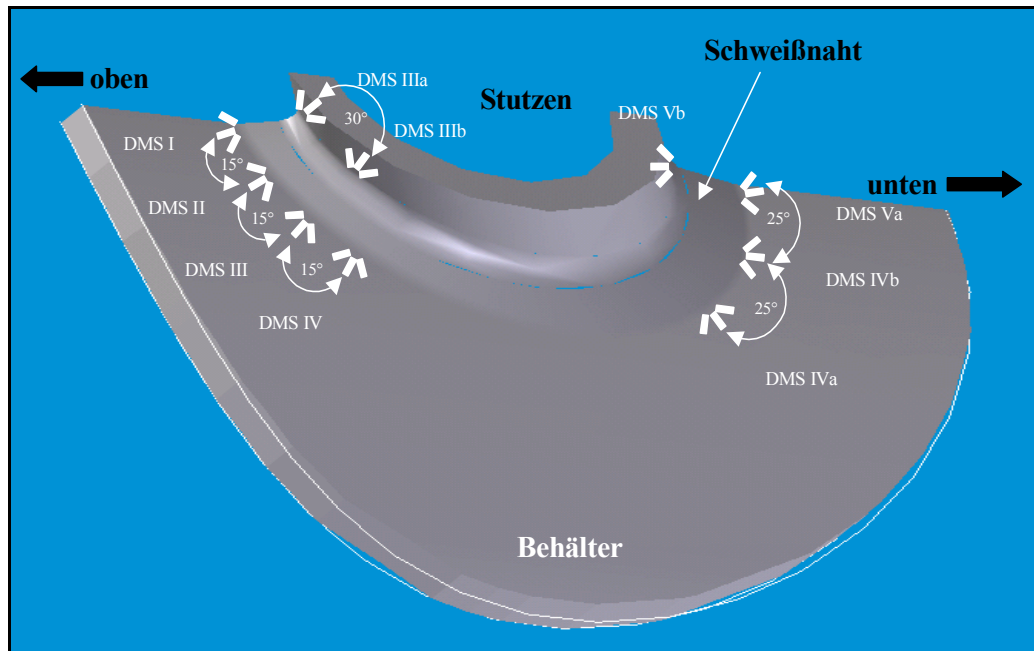


Abb. 6.22: Messstellenplan

Folgende Versuchsmatrix wurde experimentell geprüft:

Innendruck [bar]	Kraft Hydropuls [kN]	Anzahl Zyklen [-]	Gemessene DMS
0	40	60	I-IV
0	50	100	I-IV
0	59	150	I-IV
0	-56	200	I-IV
20	58	110	I-IV
20	-56	70	I-IV
40	58	150	I-IV
40	-56	50	I-IV
60	50	4290	I-IV
60	-56	50	I-IV
80	40	150	I-IV
80	-40	100	I-IV
80	-55	60	I-IV

Tab. 6.4: Versuchsmatrix Stutzen DN 500 DN 100 45°

6.2.3. Ergebnisse

Ergebnisse der FEM-Berechnungen

Die Ergebnisse der FEM-Berechnungen sind in Form eines Interaktionsdiagramms in Abb. 6.24 dargestellt, wobei die Verstärkungsfaktoren p und f analog zu Kap. 6.2.3 auf den Fließbeginn unter reinem Innendruck und Biegebeanspruchung bezogen sind:

$$\begin{aligned} p &= \frac{p_i}{p_F}, \text{ mit } p_F = 38,40 \text{ bar} \\ f &= \frac{F}{F_F}, \text{ mit } F_F = 30,64 \text{ kN} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Der elastische Lastbereich ist durch drei Strecken begrenzt. Die Begrenzungskurve weist im Zugbereich ein mit steigendem Innendruck abfallendes zulässiges Biegemoment auf (Strecke I). Die Fläche mit Drücken $p > 1$ ist gekennzeichnet durch eine nichteindeutige Zuordnung einer erlaubten Querkraft zu einer Druckstufe. Hier liegen jeweils zwei Druck/Kraft-Kombinationen vor, die gerade die Fließbedingung erfüllen. Der Schnittpunkt mit der kleineren Kraft ist gekennzeichnet durch das Erreichen der Fließgrenze am Stutzeninnenrand unter 0° , also innendruckdominiert (Strecke II). Das zweite zulässige Druck/Kraft-Wertepaar bei höherer Querkraft hat ein Erreichen der Fließbedingung am Übergang Schweißnaht/Behälter unter 30° zur Folge (biegedominiert, Abb. 6.23).

Im Druckbereich sinkt f mit steigendem Innendruck einwärts, um dann bei $p=0,66$ linear bis $p=1$ zu steigen. Unter Druckkraft auf den Stutzen (Strecke III) wechselt die höchstbeanspruchte Stelle wieder zur Behälteraußenseite.

Die Geradenstücke folgen formelmäßig den Gleichungen

$$\begin{aligned} f &= -0,30p + 1,0 \quad \text{für } 0 < p \leq 1,2 \\ f &= 3,3p - 3,3 \quad \text{für } 0,66 \leq p < 1,2 \\ f &= -0,24p - 1,0 \quad \text{für } 0 < p < 0,66 \end{aligned} \quad (6.5)$$

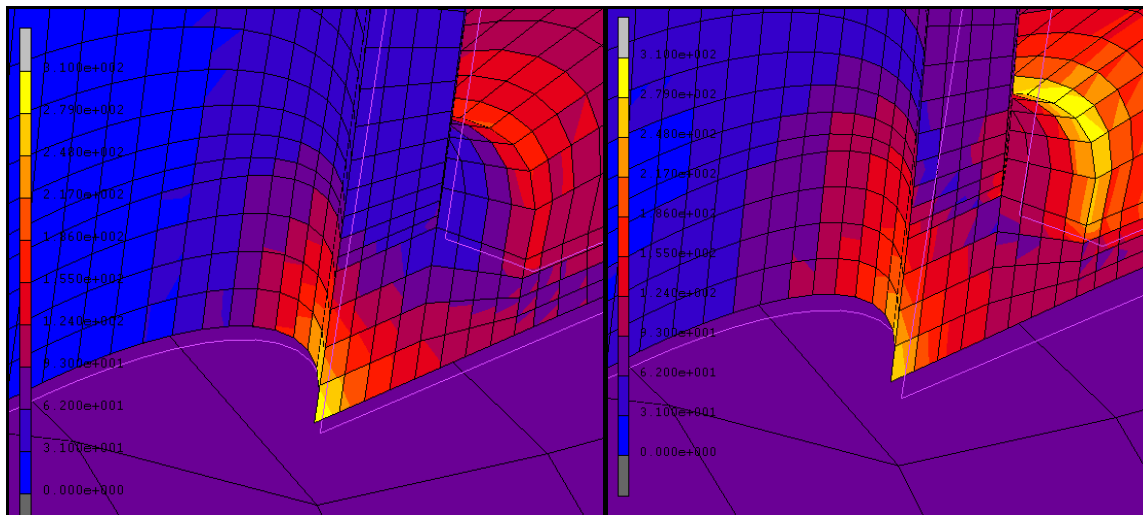


Abb. 6.23: Erreichen der Fließgrenze an der Stutzeninnenseite (links) und bei höherem Biegemoment an der Behälteraußenseite (rechts)

Betrachtet man den Verlauf der Shakedown-Begrenzungskurve, so fällt auf, dass der Verstärkungsfaktor f bei reiner Biegung/Querkraft – ähnlich wie bei dem Stutzen DN 500 DN 100 90° – nahe zwei liegt. Dies gilt sowohl für die Einleitung einer Zug- als auch Druckquerkraft in den Stutzen. Zugseitig fällt der Verlauf der Shakedown-Grenze ab dem Erreichen der Fließgrenze infolge Innendrucks ($p=1$) bis hin zu $p=2,5$ auf Null ab. Auf der Druckseite ist dieser Abfall erst bei höheren Drücken ab $p=2$ zu erkennen. Unter Zug- und Druckbeanspruchung liegt das Dehnungsmaximum auf der spitzwinkligen Behälteraußenseite. Dies zeigt, dass sich bei Behälterzug die Axialspannungen aus Innendruck und Biegung an der Außenseite des Hauptschlusses additiv überlagern und verstärken. Infolge Stutzendrucks wirkt an dieser Stelle des Behälters eine Druckspannung in axialer Richtung, was die Einspiellast über größere Innendruckbereiche unabhängig von diesem macht.

Beim Verlauf der Traglastgrenze fällt der oben erwähnte Effekt der Konstanz der maximalen Querkraft im Druckbereich ebenso auf. In Abgrenzung zum Verlauf beim Stutzen DN 500 DN 100 90° sind hier die Absolutwerte des maximal möglichen Biegemoments im drucklosen Zustand mit 45,4 kNm um ca. 20 % höher; dies bei höherer Querkraft wegen des kürzeren Hebels. Dieser Effekt ist der in Kap. 3.1.3.4 beschriebenen Geometrie und Länge der Verschneidungslinie zwischen Behälter und Stutzen geschuldet. Diese Raumkurve ist im Falle des 90°-Stutzens DN 500 DN 100 359,3 mm, bei der entsprechenden 45°-Ausführung aber 436,9 mm lang. Dies bedeutet – bezogen auf den rechtwinkligen Abzweig – einen Unterschied von 21%.

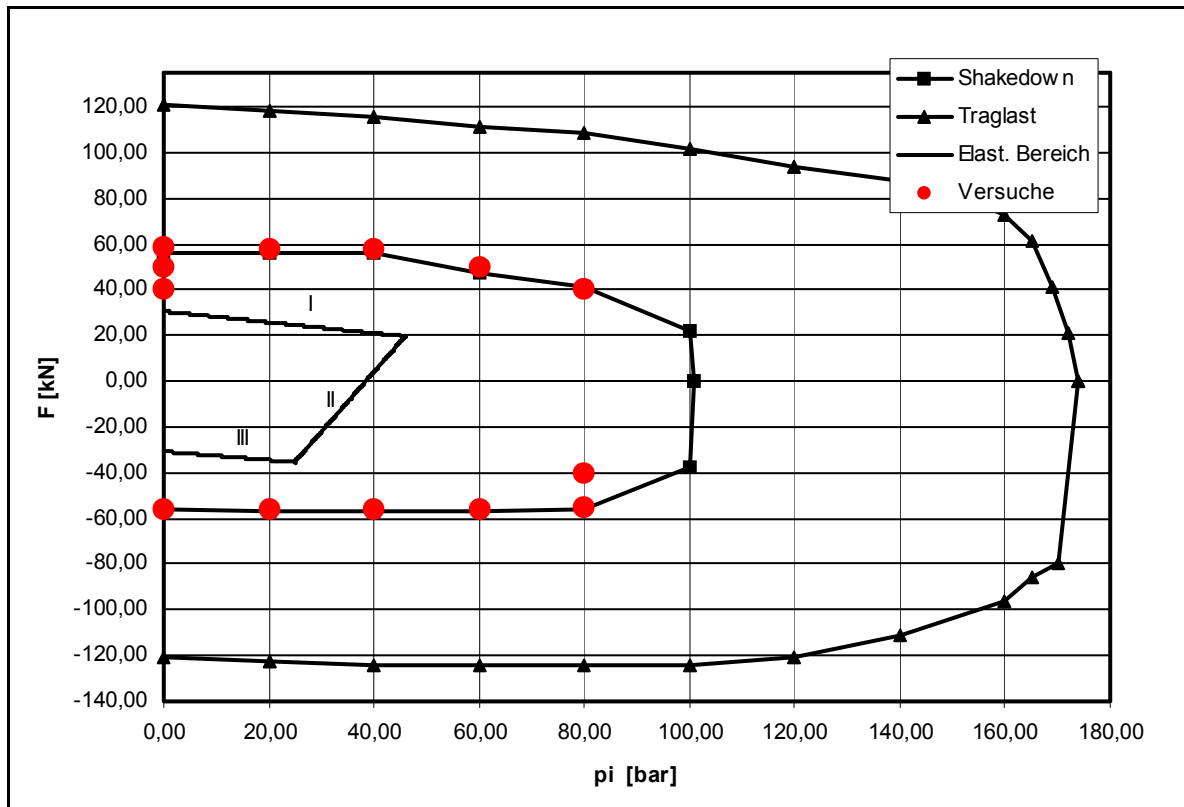


Abb. 6.24: Interaktionsdiagramm DN 500 DN 100 45°

Experimentelle Ergebnisse

Am Stutzen DN 500 DN 100 45° sind die in Tab. 6.4 und Abb. 6.24 graphisch aufgeführten Druck/Kraft-Kombinationen auf Einspielverhalten abgeprüft worden. Es wurden sowohl Zug- als auch Druckquerkräfte des Stutzens zur Verifizierung des numerisch ermittelten Lastniveaus eingeleitet. Analog zur Vorgehensweise im Rahmen der Untersuchungen am Stutzen DN 500 DN 100 90° wurde unter Auslegungsdruck 60 bar ein Dauerversuch durchgeführt.

Knapp über der elastischen Grenze im Einspielgebiet wurde ein druckloser Versuch mit Stutzenlast $F = 40 \text{ kN}$ ($f = 1,31$) durchgeführt. Die höchsten Dehnungen wurden hierbei an DMS-Rosette III gemessen (Abb. 6.25). Im ersten Beanspruchungszyklus ist noch eine sehr schmale Hysterese erkennbar, die sich dann nach wenigen Lastwechseln schließt. Betrachtet man den 50. Lastwechsel, so kann ausschließlich linear-elastisches Verhalten festgestellt werden. Die akkumulierte plastische Dehnung zwischen dem ersten und dem 50. Zyklus ist mit $< 5 \mu\text{m/m}$ sehr gering.

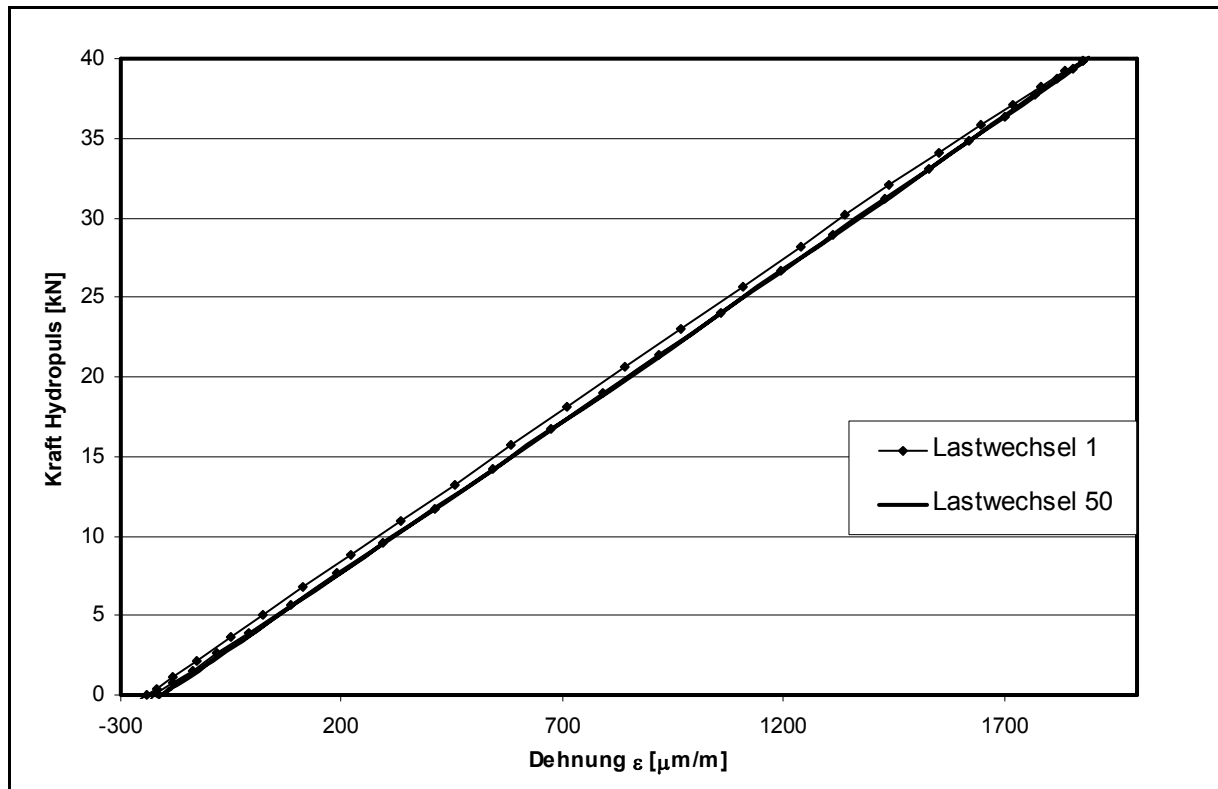


Abb. 6.25: Kraft/Dehnungs-Verlauf DMS III 2 bei $p_i=0$, $F=40$ kN

Bei ebenso innendruckloser Versuchsführung sowie 59 kN Hydraulikzuglast ist das erhaltene Messergebnis nicht ganz so eindeutig wie im oben geschilderten Fall 0 bar, 40 kN. Diese Belastungskombination liegt exakt auf der numerisch ermittelten Einspielgrenze und stellt somit eine belastungsseitige Obergrenze dar. Eingangs werden in den ersten Lastwechseln hohe plastische Dehnungszuwächse pro Zyklus gemessen, die sich allerdings mit zunehmender Zyklenanzahl verkleinern. Nach 150 Zyklen liegt der Hauptdehnungszuwachs der ersten Hauptdehnung – ersichtlich aus Abb. 6.26, Kurve „Mitteldehnung“ – lediglich noch bei $0,8 \mu\text{m/m}$ je Lastwechsel. Die Dehnschwingbreite nähert sich schneller einem konstanten Wert an, nachdem sie vom 1. bis zum 20. Lastwechsel sinkt.

Bei den weiteren geprüften Druck/Kraft-Niveaus war das Bauteilverhalten mit anfänglich hohen plastischen Dehnungszuwächsen ähnlich. Bei allen Versuchen stellte sich aber Shakedown-Verhalten ein, wobei die Lastwechselanzahl, ab der dies der Fall ist, streut.

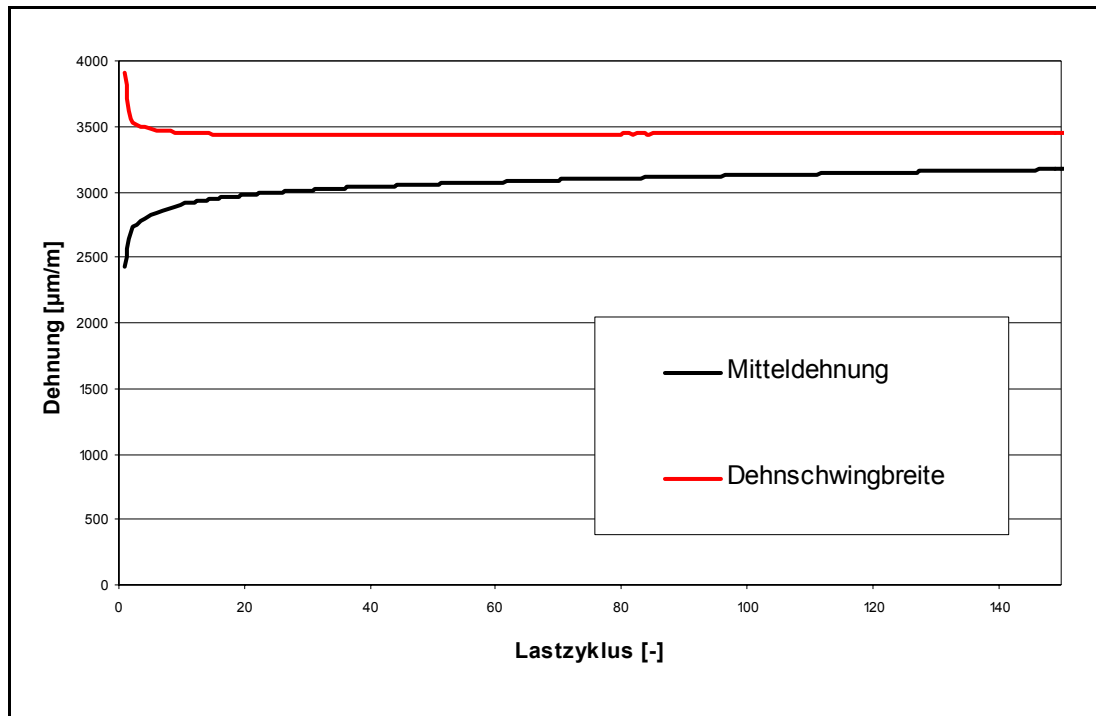


Abb. 6.26: Verlauf der an DMS-Rosette III gemessenen Mitteldehnung und Dehnschwingbreite über der Lastwechselanzahl

Zur Überprüfung des höherzyklischen Bauteilverhaltens unter der errechneten Einspiellast wurde bei einem Druck von 60 bar und einer Hydropulszugkraft von 50 kN ein Dauerversuch durchgeführt. Nach etwa 4000 Zyklen wurden zwei Anrisse unter den Winkeln $\pm 30^\circ$ am Übergang Schweißnaht zu Behälter detektiert. Bei näherer Betrachtung des gemessenen Dehnungsverlaufes an DMS-Rosette III kann eindeutig festgestellt werden, dass sich keine weiteren plastischen Dehnungen akkumulieren oder sich ein Zustand der Wechselplastifizierung ausbildet (Abb. 6.27). Somit sind die Versagensmechanismen Ratcheting und Wechselplastizität ausgeschlossen; das Versagen ist rein elastisch dominiert. Zu der erhaltenen Lastwechselanzahl von 4000 bis zum mit bloßem Auge erkennbaren Anriss ist hinzuzufügen, dass vor Beginn dieser Dauerversuchsdurchführung der Stutzen einer Vielzahl von Belastungen unterlag (s. Tab. 6.4). Die tatsächliche Lebensdauer liegt damit weitaus höher.

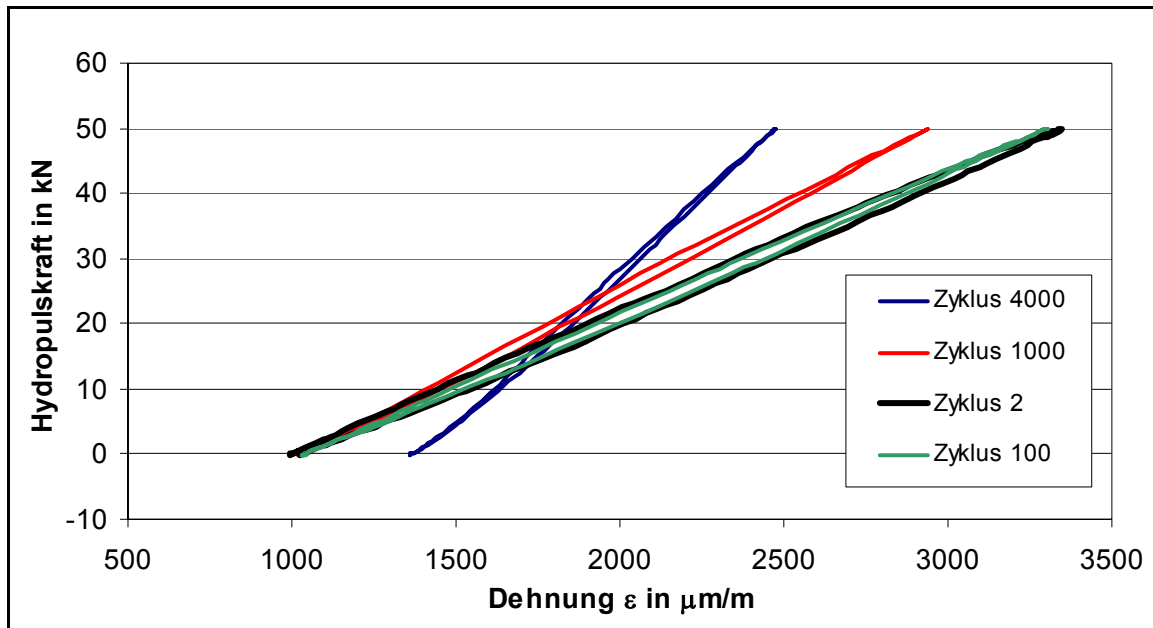


Abb. 6.27: Kraft/Dehnungs-Kurven verschiedener Zyklen

Vergleich zwischen Mess- und FEM-Ergebnissen

Den Nachweis der Zulässigkeit der im Rahmen der FEM-Diskretisierung vorgenommenen Vereinfachungen kann lediglich ein Vergleich mit Messergebnissen erbringen. Hierzu wird die Laststufe $p_i = 0$ bar und $F = 20$ kN aus dem elastischen Bereich des Interaktionsdiagramms herangezogen. Als zu vergleichende Größe dient die erste Hauptdehnung. Diese wird aus den experimentellen Daten über die Auswertung der DMS-Rosetten (Abb. 6.22) errechnet. Die FEM-Berechnung wird entlang der Verschneidungslinie Schweißnaht/Behälter (Abb. 6.23) über die Integrationspunkt-werte der dort befindlichen Elemente analysiert. In Abb. 6.29 sind die so erhaltenen Werte graphisch aufgetragen. Bei DMS-Rosette I, die in einem Winkel von 0° zur Behälterachse angebracht ist, zeigt sich eine Abweichung von 9,5 Prozent. Die FEM-Werte liegen hierbei höher als die experimentellen. Die DMS-Rosetten III und IV zeigen lediglich geringste Abweichungen in Höhe von $< 1\%$. Auch das berechnete Maximum bei ca. 30° kann experimentell nachvollzogen werden. Im Zusammenspiel mit der Tatsache, dass an diesem Ort der technische Anriss bei höherzyklischer Versuchsführung stattfand, kann als nachgewiesen gelten, dass hier bei dem betrachteten Lastfall die höchstbeanspruchte Stelle liegt.

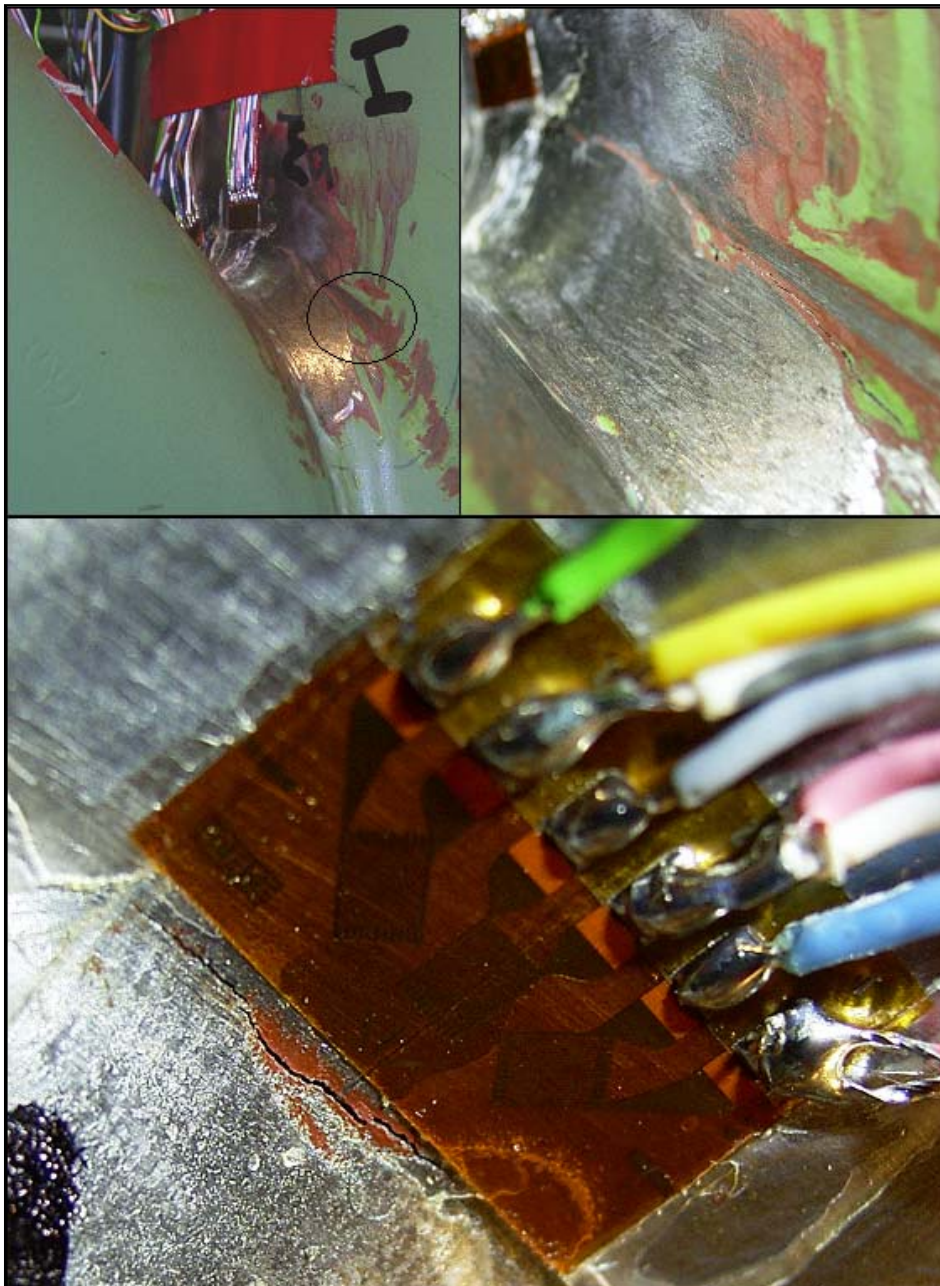


Abb. 6.28: Versagensort (oben links), Anrisse vergrößert (oben rechts und unten)

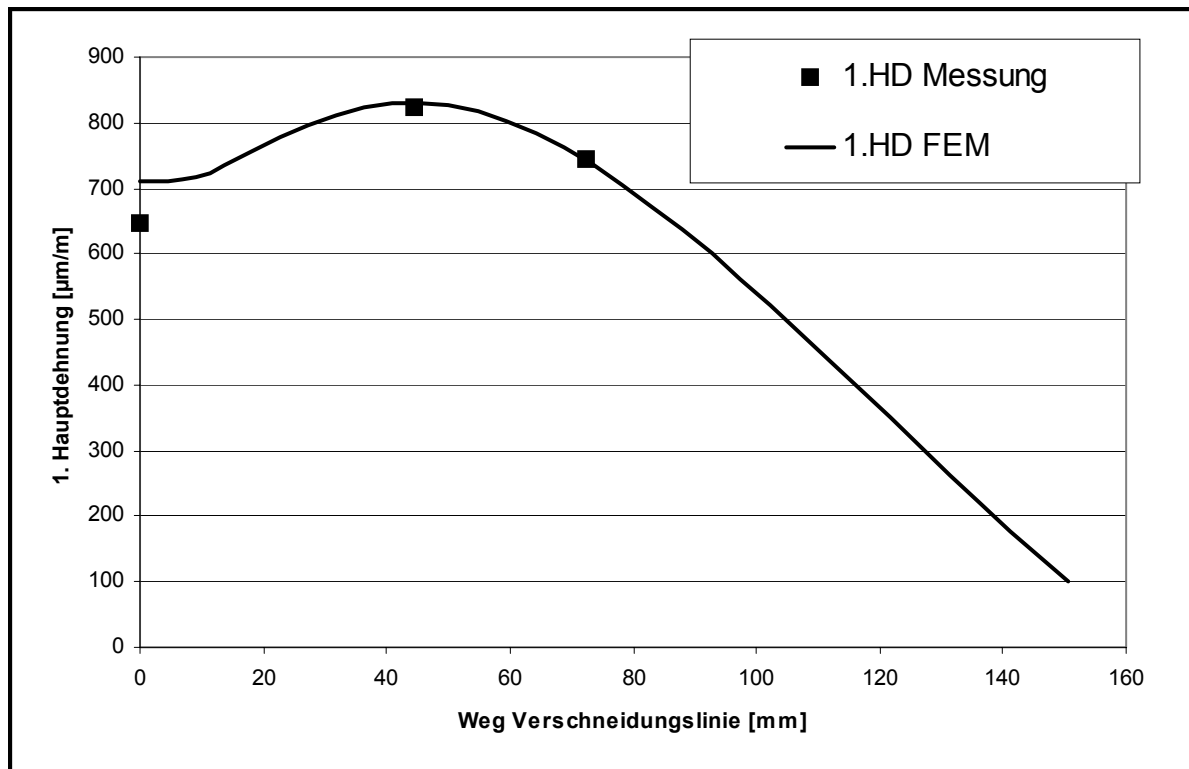


Abb. 6.29: Vergleich gemessener und berechneter Dehnungswerte

6.3. Stutzen DN 500 DN 200 90° unter Umfangsbiegung

Eine weitere Art der Belastung an Druckbehälterstutzen stellt das Umfangsbiegemoment Abb. 6.1 dar. Die Auswirkungen des Umfangsmoments M_x wird im Folgenden exemplarisch am Stutzen DN 500 DN 200 90° sowohl experimentell als auch numerisch untersucht. Der Stutzen hat eine Wandstärke von 28 mm; der äußere Durchmesser beträgt 219,1 mm (s. Tab. 6.1).

6.3.1. Numerische Untersuchungen

Wie auch bei den vorangehenden FEM-Diskretisierungen werden Solid-Elemente zur Nachbildung der Stutzengeometrie verwendet. Um im relevanten Bereich der Schweißnaht und deren Verschneidungslinien mit Behälter und Stutzen eine hinreichende Netzfeinheit zu gewährleisten, wird die Unterteilung der Elemente über die Behälter- und Stutzenwand an dieser Stelle verfeinert (analog Abb. 6.3). Zur Abbildung des Umfangsbiegemoments wurde in Abgrenzung zu den vorgenannten in-plane-Biegemomenten die Symmetrieebene senkrecht zur Behälterachse genutzt, um die Berechnungen am Halbmodell durchführen zu können (Abb. 6.30).

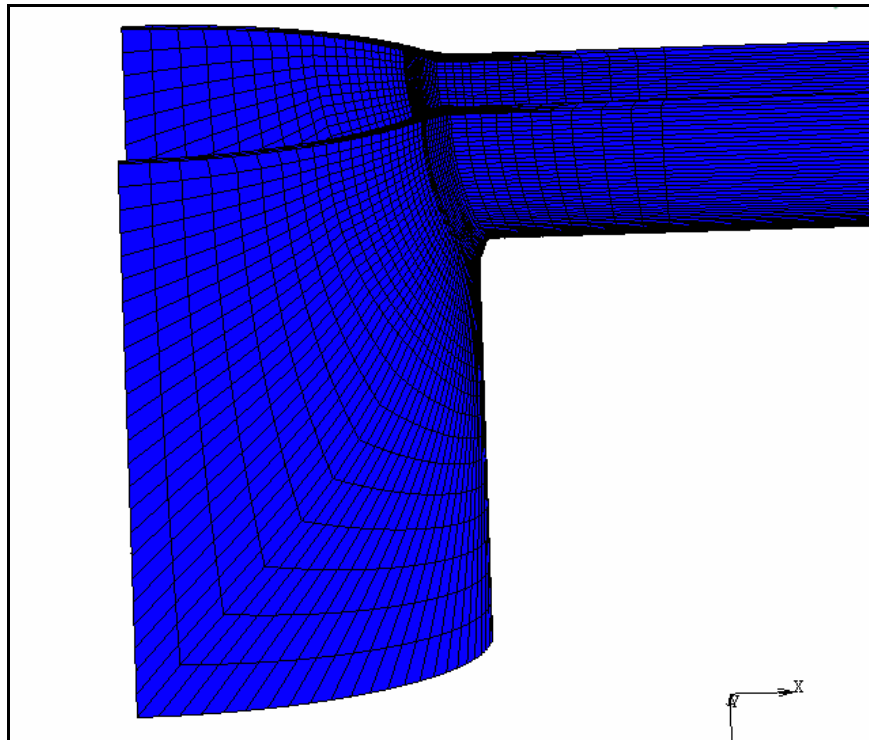


Abb. 6.30: Halbmodell des Stutzens DN 500 DN 200

6.3.2. Experimentelle Untersuchungen

Der Versuchsaufbau zur Einleitung des zu untersuchenden Umfangsbiegemoments unterscheidet sich stark von den oben dokumentierten Experimenten zum Längsbiegemoment. Die Querkraft wird über ein geflansches Blindrohrstück durch den horizontal positionierten Hydraulikzylinder eingeleitet, der mit einem Aufspannwinkel verschraubt ist. Der prinzipielle und tatsächlich ausgeführte Versuchsaufbau ist Abb. 6.31 zu entnehmen.

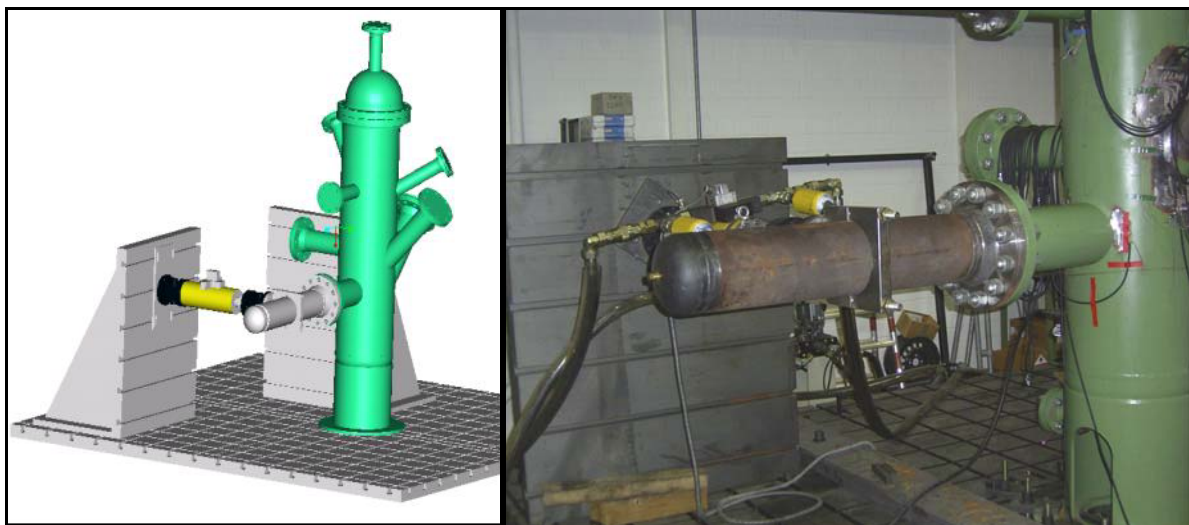


Abb. 6.31: Prinzipdarstellung und Ausführung des Versuchsstands

An der Stutzeinschweißung werden vier DMS-Rosetten appliziert, beginnend unter 90° zur Behälterachse mit einem Winkel von je 15° zwischen den einzelnen Rosetten. Die Dehnmessstreifen sind behälterseitig am Übergang Schweißnaht zu Behälter angebracht (Abb. 6.32), wobei der mittlere DMS der 45° -Rosetten jeweils senkrecht auf der Verschneidungslinie steht.

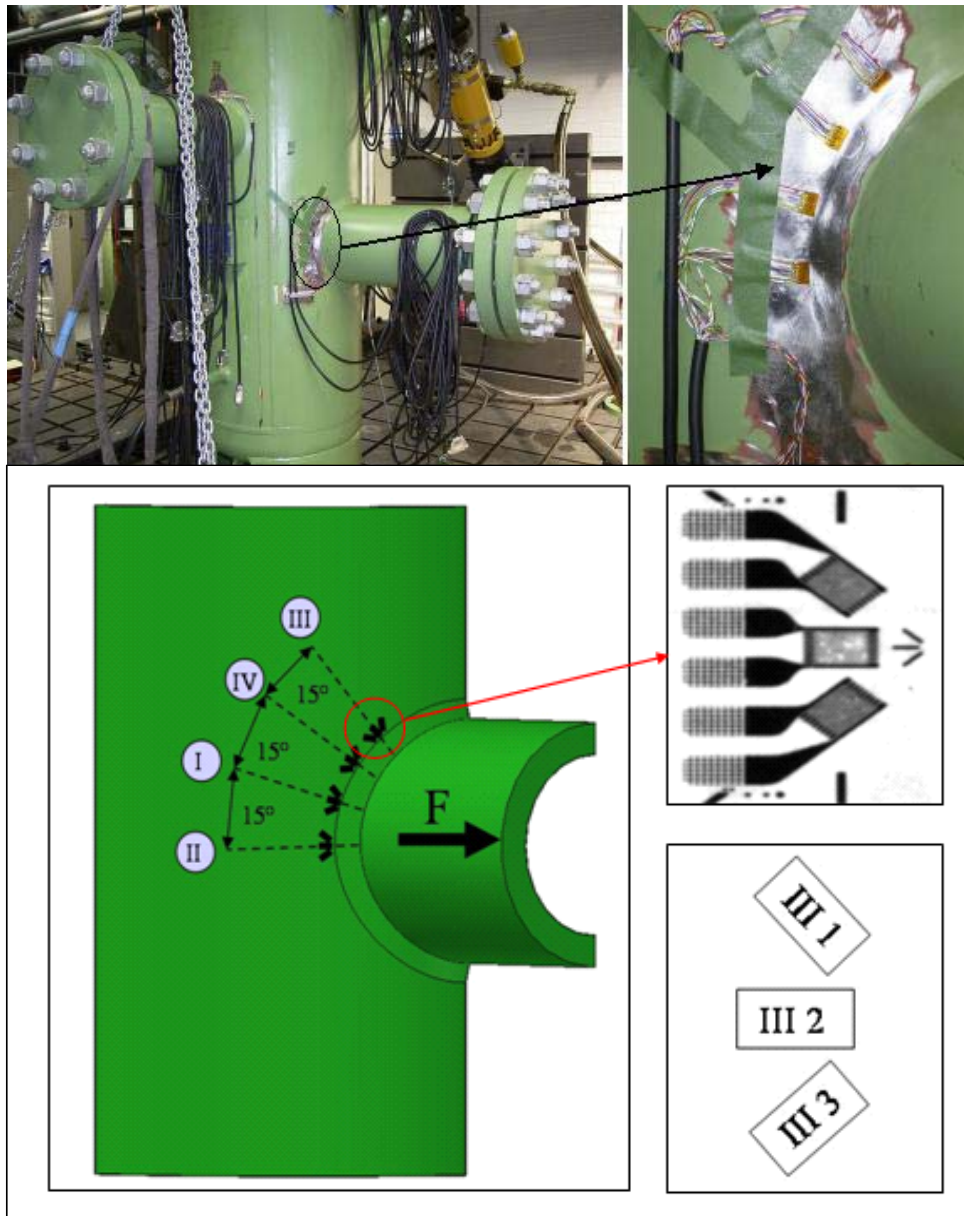


Abb. 6.32: Messstellen und Bezeichnung der DMS-Rosetten

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen am Stutzen DN 500 DN 200 90° wurden zahlreiche Versuche bei verschiedenen Druck/Biegungs-Kombinationen durchgeführt (Tab. 6.5):

Hebelarm [mm]	p_i [bar]	Kraft [kN]	Messstellen
1000	0	10	I-IV
1000	0	20	I-IV
1000	0	30	I-IV
1000	0	35	I-IV
1000	20	35	I-IV
1000	40	35	I, III und IV
1460	0	25	1-3
1460	20	25	1-3
1460	40	25	1-3
1460	60	23	1-3

Tab. 6.5: Versuchsmatrix Stutzen DN 500 DN 200 90°

6.3.3. Ergebnisse

Ergebnisse der FEM-Berechnungen

Die Ergebnisse der durchgeführten FEM-Berechnungen sind im Interaktionsdiagramm der Abb. 6.35 dargestellt und sollen im Folgenden diskutiert werden.

Der elastische Bereich ist durch zwei Geraden begrenzt, die sich in einem Punkt schneiden. Die Verläufe sind ähnlich zu den doppelt symmetrischen Querschnitten der 90°-Abzweige, die im Rahmen der Betrachtungen des Längsbiegemoments vorgestellt wurden. Wie auch im Fall des Längsbiegemoments wechselt in diesem Schnittpunkt die Stelle mit der höchsten Vergleichsspannung. Bei Innendrücken kleiner 74 bar liegt dieser Punkt an der Außenseite des Behälters am Übergang zur Schweißnaht unter 90° zur Behälterachse (Abb. 6.33 rechts). Ab 74 bar wandert diese Stelle an die Innenfaser des Behälters an den Stutzenrand unter 0° (Abb. 6.33 links).

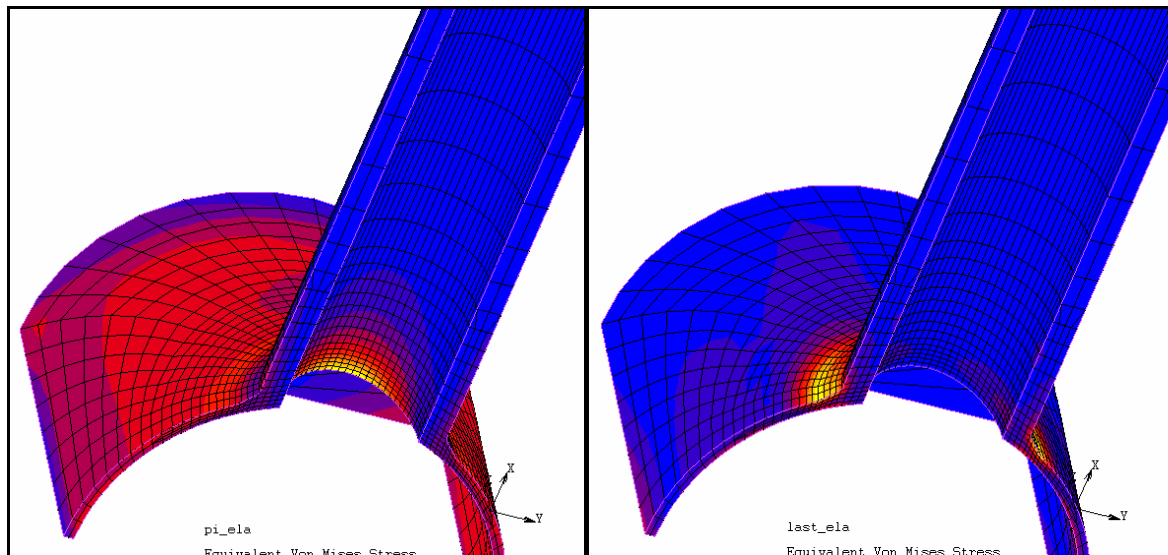


Abb. 6.33: Orte höchster Beanspruchung im elastischen Bereich: links Innendruck, rechts Biegung

Die im Zuge der Einspielberechnungen ausgewerteten Ergebnisse bezüglich der Ausbildung der Eigenspannungsfelder durch Akkumulation plastischer Dehnungen zeigen unter Umfangsbiegung ein abweichendes Verhalten im Vergleich zum vorher analysierten Längsbiegemoment.

Der Ort höchster Beanspruchungen bei den Berechnungen mit konstantem Innendruck und schwellendem Biegemoment liegt unabhängig von der Druckstufe immer an den in Abb. 6.33 rechts hell dargestellten Stellen. Dies war im Falle des Längsbiegemoments so nicht der Fall, da die Spitze der plastischen Vergleichsdehnung mit steigendem Innendruck von 0° nach 30° wanderte (vgl. Abb. 6.9).

In Abb. 6.34 ist der Verlauf der plastischen Vergleichsdehnung über dem Umlaufwinkel des Stutzens am Übergang Behälter zu Schweißnaht dargestellt. Die Dehnungen sind Ergebnis der numerischen Einspielberechnungen und dem biegemomentfreien Berechnungssinkrement entnommen. Bei der Berechnung mit Innendruck 0 bar kann deutlich die Symmetrie der Beanspruchungen gegenüber Zug- und Druckseite erkannt werden. Bei allen Drücken größer 0 bar – in Abb. 6.34 ist die Druckstufe 60 bar dargestellt – ergeben sich zugseitig höhere plastische Dehnungen, die allerdings unabhängig vom Innendruck bei 0° oder 180° liegen. Aus diesem Grund wurden alle DMS-Messungen auf der Zugseite durchgeführt.

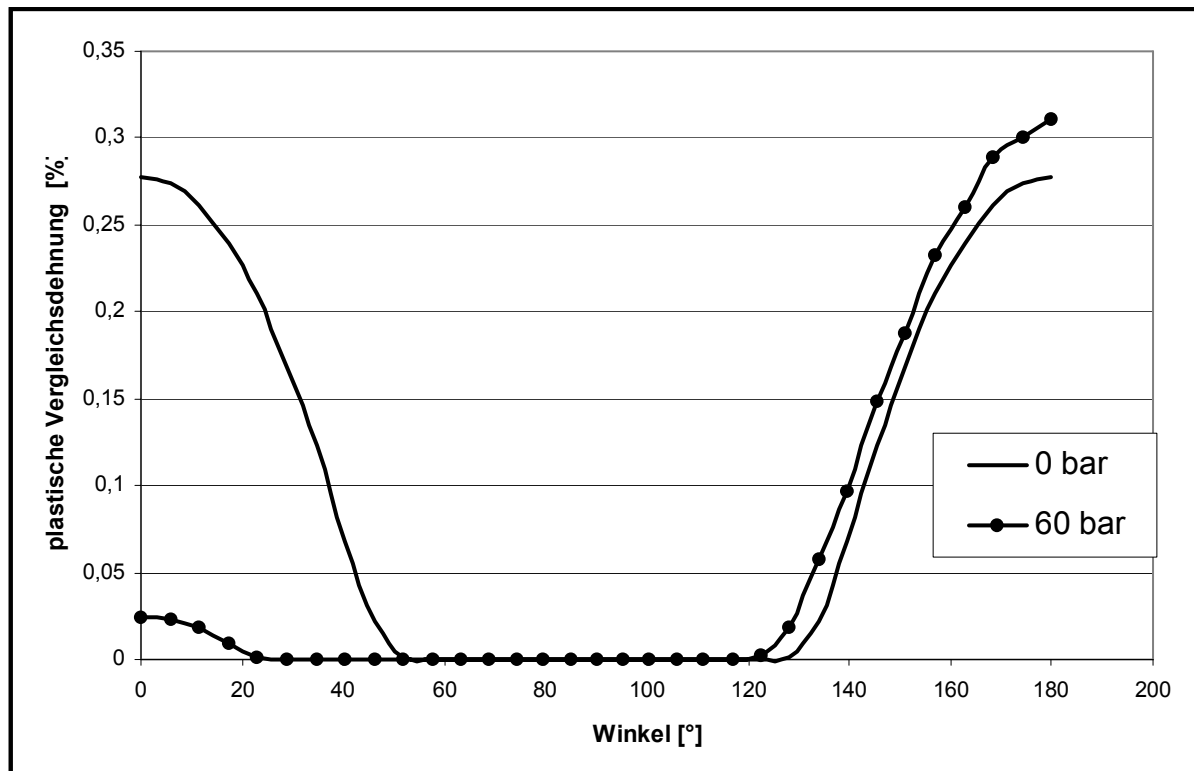


Abb. 6.34: Plastische Vergleichsdehnung am Übergang Behälter zu Schweißnaht

Die Grenzkurve des Einspielbereichs liegt, angefangen vom drucklosen Zustand bis zum Fließbeginn, infolge Innendrucks auf einer fast horizontalen Strecke. Der auf das elastische Grenzmoment im drucklosen Zustand normierte Überlastfaktor in diesem Bereich liegt bei $M/M_F = 2,1$. Ab der Unstetigkeitsstelle der linearen Grenzkurve bei $p/p_F = 0,95$ sinkt das maximal mögliche Einspielmoment linear auf 0. Der Schnittpunkt ist bei $p/p_F = 1,8$ erreicht.

Die unter Anwendung des 5 %-Kriteriums errechnete Grenzkurve der Tragfähigkeit zeigt auch im Falle der Umfangsbiegung einen annähernd elliptischen Verlauf. Auffällig ist hier, dass das dimensionslose Traglastmoment bei $p=0$ einen Betrag von 5,8 annimmt. Dieser anfänglich sehr hoch erscheinende Wert bedarf weiterer Betrachtungen.

Bei entkoppelter Analyse der hier wirkenden Lasten – Innendruck und Umfangsbiegemoment – wird deutlich, dass die am höchsten belasteten Orte der Stutzeinschweißung räumlich stark getrennt voneinander liegen. Die Spannungen aus Innendruck haben an der Stelle höchster Biegebeanspruchung (Abb. 6.33) ein globales Minimum. Dies bedeutet, dass an den zur Abtragung des Umfangsbiegemoments maßgebenden Stellen (großer Abstand zur neutralen Faser) der Querschnitt durch

Innendruck gering ausgelastet ist. Somit stehen zug- und druckseitig in diesem Bereich hohe Tragreserven bis zum Erreichen der Fließgrenze zur Abtragung des Moments zur Verfügung.

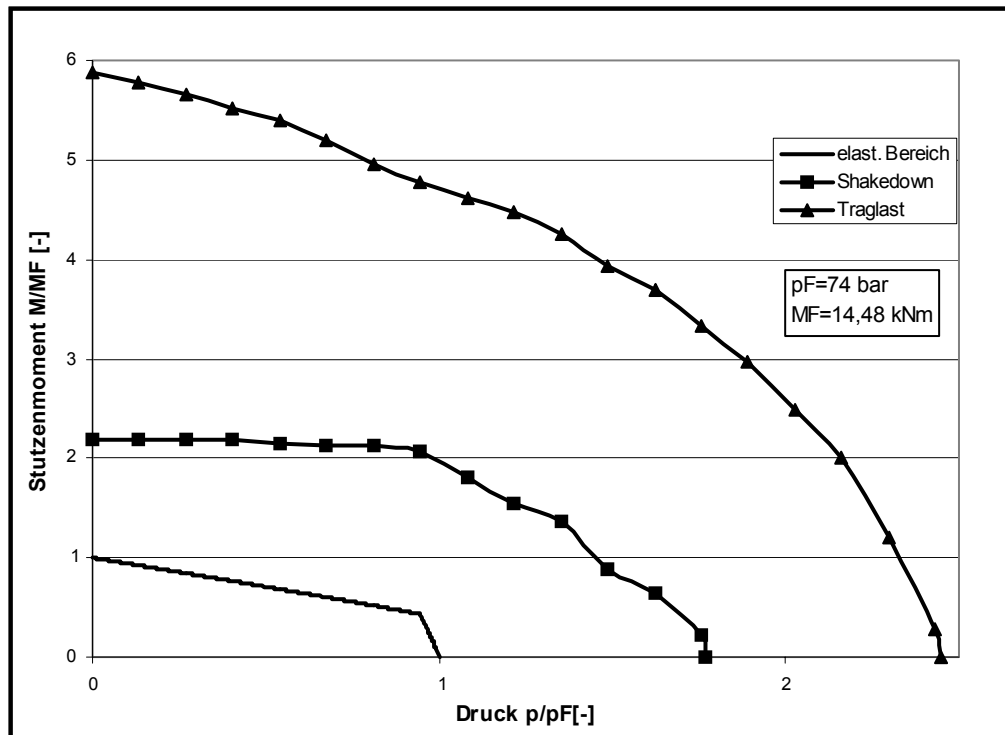


Abb. 6.35: Interaktionsdiagramm des Stutzens DN 500 DN 200 90° unter Innendruck und Umfangsbiegemoment

Experimentelle Ergebnisse

Am Stutzen DN 500 DN 200 90° wurden die in Tab. 6.5 aufgeführten Beanspruchungskombinationen auf Einspielverhalten geprüft. In Abweichung zu allen oben geschilderten Versuchen wurde die Behälter/Stutzen-Verbindung hier mit einem schwellendem Umfangsbiegemoment und statischem Innendruck belastet. Die experimentelle Umsetzung erwies sich als sehr aufwändig, da der Druckbehälter gegen das Verdrehen um die eigene Achse geschützt werden musste, wobei allerdings die Verschiebungen des Behälters wegen der hohen eingeleiteten Lasten immer noch groß waren. Als weiteres Hindernis zeigte sich ein im Rahmen der DMS-Applikation entstandener Oberflächenriss, der im Verlauf der Einspieluntersuchungen entlang der Stutzenschweißnaht sowie in die Behälterwand hinein anwuchs, so dass aus Gründen der Sicherheit und im Hinblick auf möglicherweise verfälschte Ergebnisse die symmetrisch dazu gelegene Stutzenseite zur Fortsetzung der Versuchsreihe verwendet werden musste. Allerdings konnten durch diesen Zwischenfall auch wert-

volle Erkenntnisse zur Beschaffenheit von Oberflächen und zur Nachbehandlung von Schweißnähten erlangt werden.

Zur Darstellung des Bauteilverhaltens im elastischen Bereich nach Abb. 6.35 wird an dieser Stelle der drucklose Versuch mit 10 kN Stutzenlast und 1000 mm Hebelarm herangezogen. In Abb. 6.36 links ist der Verlauf der gemessenen 1. Hauptdehnung an den in Abb. 6.32 dargestellten Stellen aufgetragen. Der Winkel 0° liegt hierbei bei der DMS-Rosette II und steigt im Uhrzeigersinn bis DMS-Rosette III auf 45° an. Die FEM-Berechnungen werden dahingehend bestätigt, dass sich das Maximum der Beanspruchung unter 0° befindet (siehe Abb. 6.34) und mit steigendem Winkel in Richtung zur Behälterachse hin absinkt. Diese Tatsache deckt sich auch mit der Rissinitiation an dieser Stelle. Somit ist auch bei den experimentellen Einspieluntersuchungen unter einem Winkel von 0° die höchste Beanspruchung zu erwarten. Anders als bei der Belastung der Stutzen unter Längsbiegung ist im vorliegenden Fall der Umfangsbiegung keine Verschiebung der maximalen Beanspruchungen in Abhängigkeit des Innendrucks zu erwarten (siehe Abb. 6.34), sondern es bleibt bei einem stationären Maximum bei 0° zugseitig.

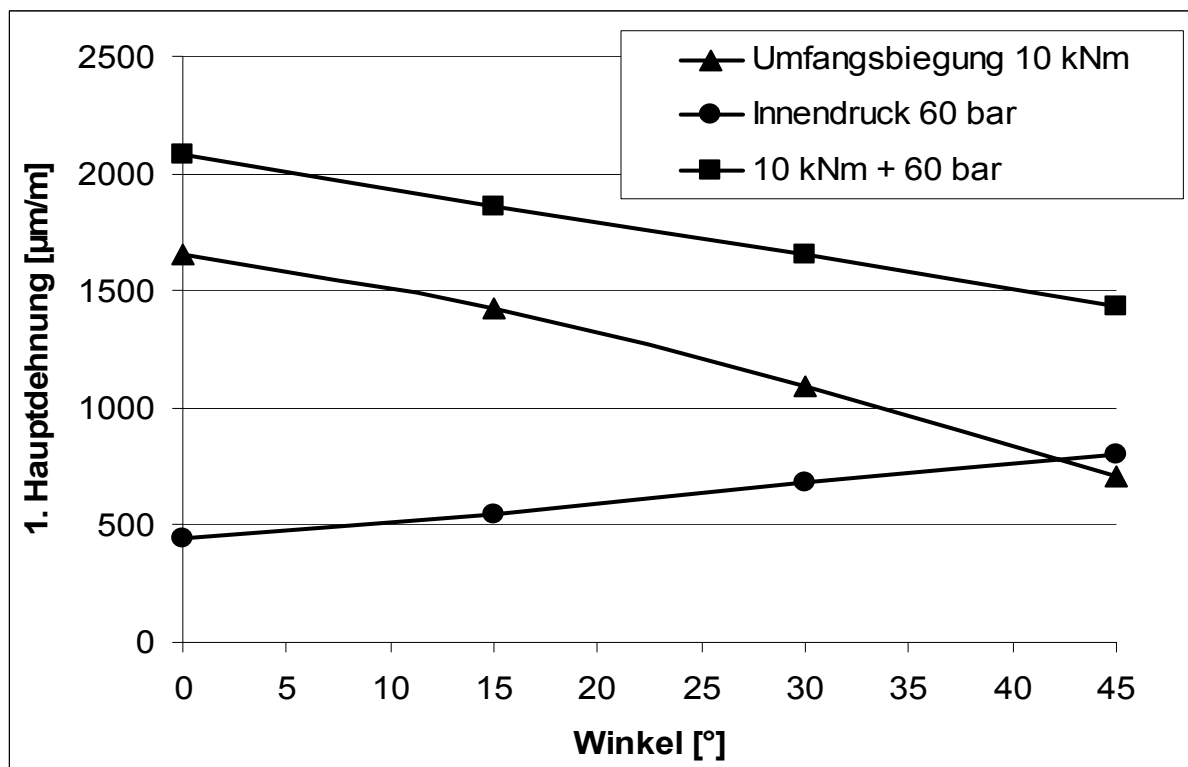


Abb. 6.36: Verlauf der 1. Hauptdehnung zwischen 0° und 45° , Lastfälle „Umfangsbiegung“ und „Innendruck“

Die Dehnungen sind bei dieser Lastkombination 0 bar, 10 kNm stets im elastischen Bereich (Abb. 6.37). Für den drucklosen Zustand beginnt der überelastische oder

Einspielbereich nach FEM bei ca. 14,5 kNm. Abb. 6.37 zeigt den Kraft/Dehnungs-Verlauf an der höchstbeanspruchten Stelle DMS-Rosette II unter 0° gemäß Abb. 6.32. Der linear-elastische Charakter ist klar zu erkennen; sowohl Be- als auch Entlastungskurve liegen deckungsgleich übereinander.

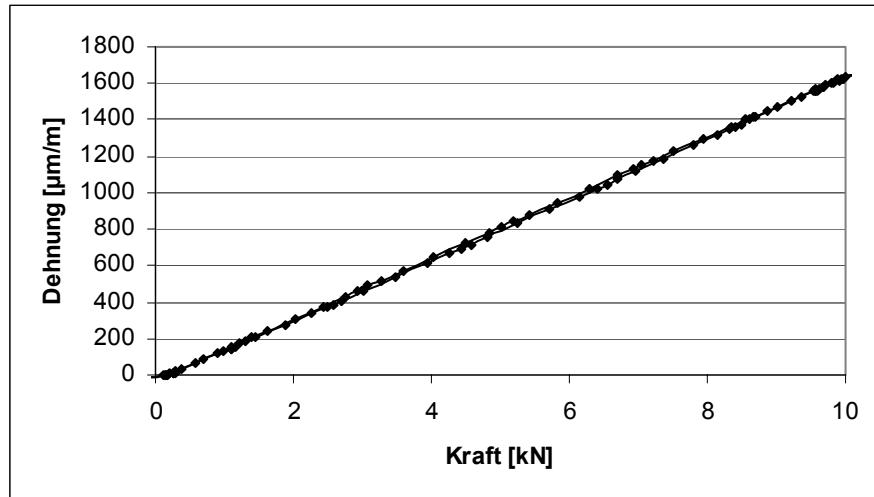


Abb. 6.37: Kraft/Dehnungs-Verlauf 0 bar, 10 kNm

Bei Steigerung der Lasten aus Umfangsbiegung und Innendruck bis zum Erreichen der Einspielgrenze bleibt die Messstelle DMS II unter 0° wie erwartet die höchstbeanspruchte. Als exemplarisches Beispiel sei die Lastkombination $p_i=20$ bar, $M=35$ kNm erwähnt (Abb. 6.38). Hier konnte Shakedown-Verhalten analog zur FEM-Berechnung nachgewiesen werden. Wie durch den leichten Anstieg aller Kurven zu ersehen, akkumulierten sich bis zum ca. 20. Lastwechsel plastische Dehnungen. Danach bleibt das Dehnungsniveau sowohl bei der Mitteldehnung als auch bei der Schwingbreite konstant.

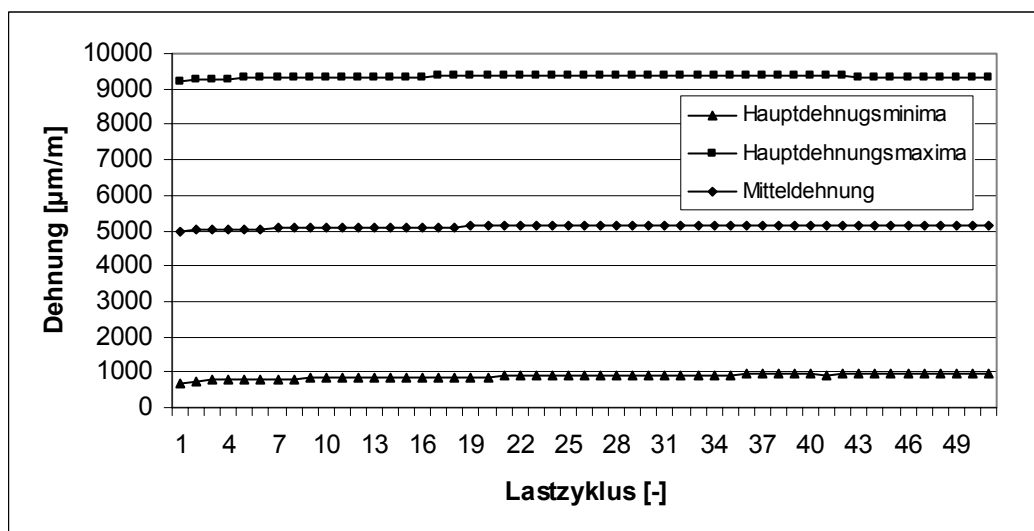


Abb. 6.38: Verlauf der Dehnungen über den Lastwechseln, DMS-Rosette II

Exkurs Anriss:

Wie bereits am Anfang dieses Kapitels erwähnt, wurde bei der Versuchsdurchführung am Stutzen DN 500 DN 200 unter Umfangsbiegung nach einer geringen Lastwechselanzahl ein Anriss an der höchstbeanspruchten Stelle bei DMS-Rosette II (unter 90° zur Behälterachse) festgestellt. Im Rahmen der DMS-Applikation wurde an dieser Stelle unter Verwendung einer Anreißnadel die Stelle markiert, an der die Rosette anschließend aufgeklebt werden sollte (Abb. 6.39 rechts). Durch dieses Vorgehen wurde an der sonst glatt geschliffenen Oberfläche im Schweißnahtbereich eine sehr scharfe Kerbe erzeugt. Diese verursachte im Laufe der experimentellen Untersuchungen einen bereits mit bloßem Auge erkennbaren Riss nach etwa 700 Lastwechseln mit unterschiedlichen Belastungen (Tab. 2.1). Der Riss führte zum Ablösen von DMS-Rosette II und wurde deshalb schnell detektiert. Als Konsequenz wurde der Versuchsstand umgebaut und die um 180° abgewandte Seite behälteraußenseitig auf Zug beansprucht, so dass der Anriss auf der anderen Seite senkrecht zu seiner Ausbreitungsrichtung lediglich auf Druck beansprucht wurde. Trotz dieser Maßnahmen wuchs der Riss auch durch die Druckbelastung weiter und erreichte nach der Summe aller aufgegebenen Zyklen eine Länge von 75 mm entlang der Schweißnaht (Abb. 6.39 links).

Dieser unvorhergesehene Zwischenfall zeigte eindrucksvoll, wie wichtig eine Nachbearbeitung solch hoch beanspruchter Verschneidungsbereiche mit Schweißnähten ist. Bereits kleine Kerben können den Werkstoff so schädigen, dass die Lebensdauer sehr stark herabgesetzt wird. Im vorliegenden Fall schloss die anfängliche Kerbe mit der 1. Hauptdehnung infolge der Einleitung des Umfangsbiegemoments einen rechten Winkel ein, was zu einem zügigen Rissfortschritt beitrug. Bei Kenntnis solcher, beispielsweise durch Rohrleitungsreaktionen hervorgerufener hohen Biegebeanspruchungen empfiehlt sich darüber hinaus eine regelmäßige Prüfung (siehe z.B. [Rad85], [Rad00]).

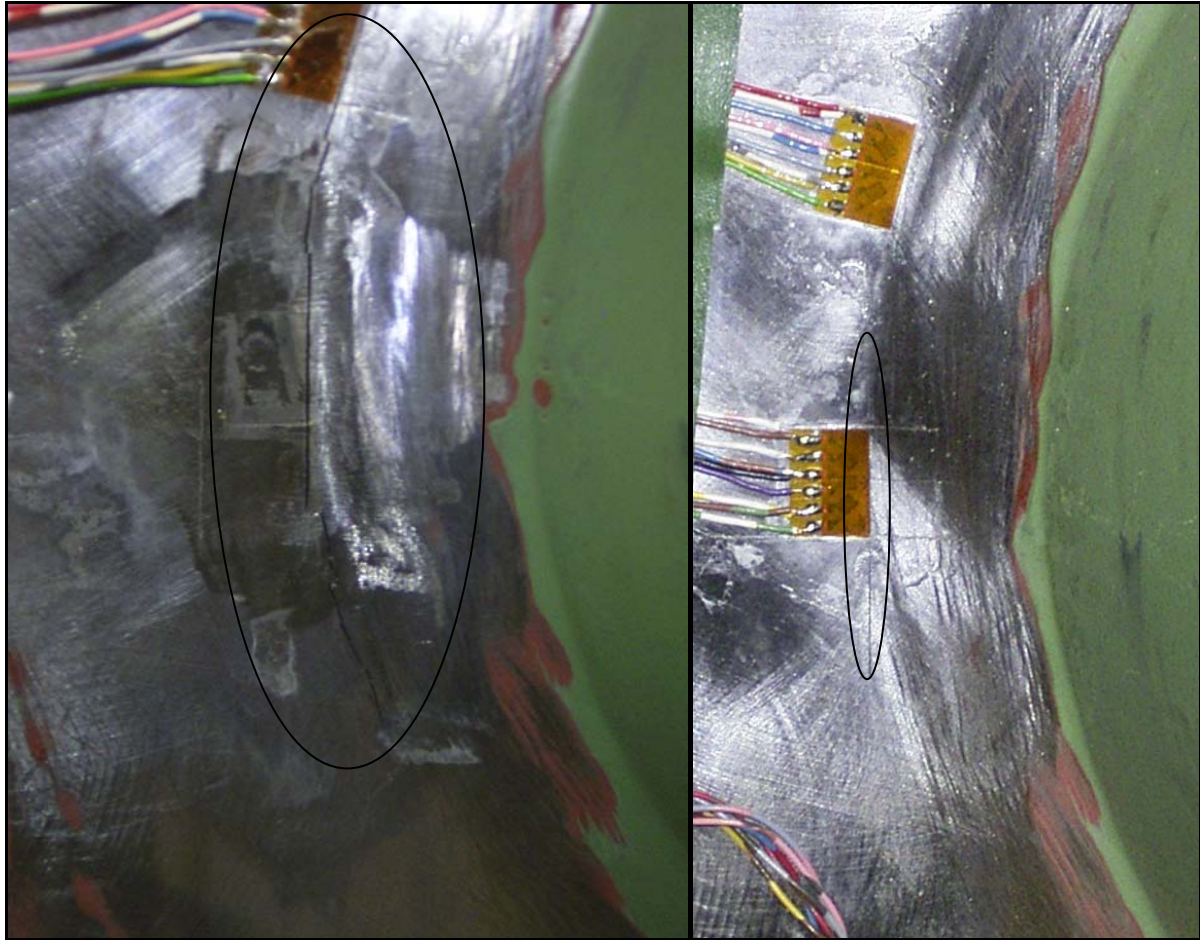


Abb. 6.39: Links Riss bei Versuchsende; rechts: Kerbe vor Versuchsbeginn; jeweils rechts im Bild die Stutzenaußenseite

6.4. Vergleich zwischen Längs- und Umfangsbiegemoment

Wie aus den einschlägigen Regelwerken (EN 13445, WRCB 297, BS 5500) bereits ersichtlich, ist eine Unterscheidung der auf den Stutzen wirkenden Momente nach ihrer Orientierung notwendig. In der vorliegenden Arbeit wurden Umfangs- und Längsbiegemoment behandelt (Abb. 6.1), wobei als dritte Möglichkeit ein Stutzentorsionsmoment wirken kann, das z.B. nach EN 13445 Teil 3 zu begrenzen wäre.

Gemeinsam ist den beiden Momentenorientierungen, dass sich das Maximum in Form der höchsten Vergleichsspannung immer im Verschneidungsbereich Stutzen/Zylinder befindet. Diese Aussage gilt auch für Stutzengeometrien mit Neigungswinkeln, die nicht gleich 90° sind. Allerdings kann der Ort bei genauerer, dreidimensionaler Betrachtungsweise – in Form einer FEM-Diskretisierung mit Volumenelementen – an der Außenseite des Behälters, der Schweißnaht oder des Stutzenrohrs liegen. Als entscheidende Parameter hierfür konnten das Wandstärkenverhältnis Be-

hälter/Stutzen s/S und die Schweißnahtgeometrie identifiziert werden. Die Unterschiede der Wirkung der beiden Momente andersartiger Orientierung zeigen sich sowohl qualitativ bei den Spannungsverläufen als auch quantitativ bei den Spannungserhöhungen (Abb. 6.40). Bei Umfangsbiegung liegt die maximale Strukturspannung unter 90° zur Behälterachse an der Außenseite. Diese Position verändert sich auch bei Überlagerung mit der Innendruckbeanspruchung nicht, bis sie bei steigendem Druck an die Innenseite wandert. Bei allen untersuchten Stutzengeometrien und Neigungen unter Längsbiegung und Innendruck konnte ein Beanspruchungsmaximum bei etwa 30° zur Behälterachse (Abb. 6.33 u. Abb. 6.40 rechts) als Ergebnis der FEM-Berechnungen und DMS-Messungen festgestellt werden. Diese „hot spots“ wurden auch durch höherzyklische Bauteilversuche in Form der Rissinitiiierung an den genannten Orten experimentell bestätigt.

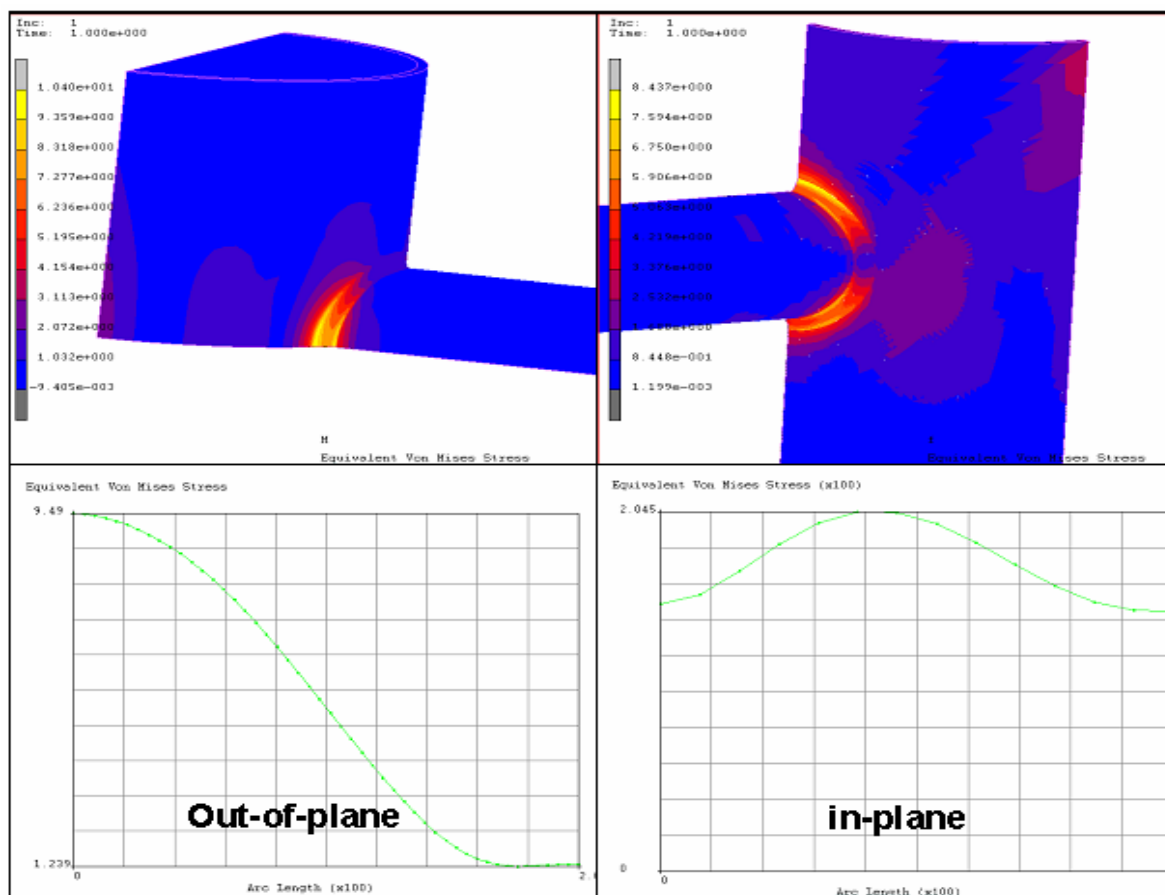


Abb. 6.40: Vergleich Umfangs- (links) und Längsbiegemoment (rechts), jeweils unter Innendruck 60 bar: Beanspruchungsmaxima und qualitative Vergleichsspannungsverläufe

Bei Betrachtung reiner Biegung zeigt sich ein etwas anderes Bild der Spannungsverläufe. In Abb. 6.41 am Stutzen DN 500 DN 200 90° ist deutlich zu erkennen, dass die

maximalen Vergleichsspannungen infolge Umfangsbiegung die der Längsbiegung um den Faktor 1,7 übersteigen. Die maximalen Spannungen liegen bei 0° zur Behälterachse im Fall der Längsbiegung und bei 90° im Fall der Umfangsbiegung. Bei Formulierung in Form von SIF

$$SIF = \frac{\sigma_V}{M / W_{Rohr}} = \frac{\sigma_V \pi s r^2}{M} \quad (6.6)$$

tritt der oben geschilderte Sachverhalt deutlicher, da allgemeingültiger zutage. Der maximale SIF beträgt bei der Umfangsbiegung 5,7, der bei der Längsbiegung noch 3,3.

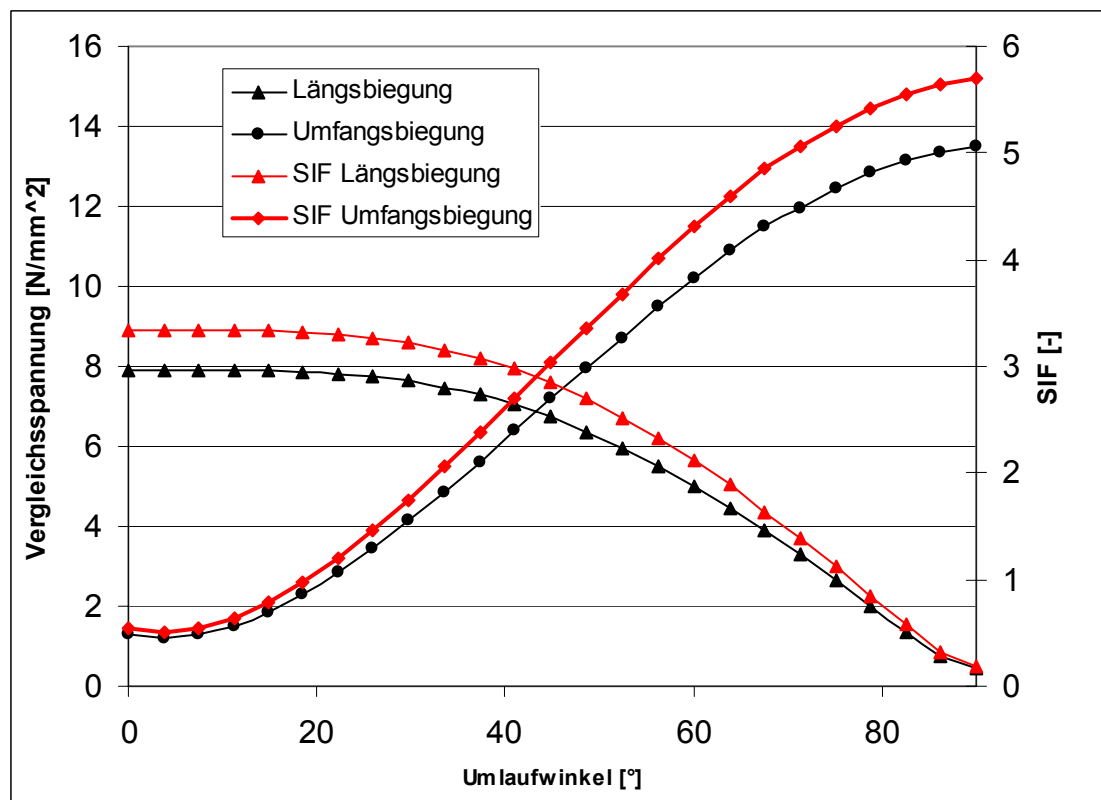


Abb. 6.41: Vergleich der Spannungen aus Längs- und Umfangsbiegung gleicher Höhe (10 kNm)

6.5. Vergleich der experimentellen und FEA-Ergebnisse mit Regelwerksauslegungen

In der Praxis der Druckgeräteauslegung und -berechnung tritt häufig das Problem auf, dass die regelwerksgestützte Berechnung sehr konservative Ergebnisse liefert,

die bei exakter Analyse des Bauteils oder der Bauteilgruppe, z.B. durch FEA, wesentlich nach unten korrigiert werden müssen. Bei Kenntnis des Spannungszustandes, über den Regelwerke meist keine Aussage liefern, sind oftmals wirtschaftlichere Konstruktionen oder Prozessführungen möglich. Zusätzlich zum Erreichen höherer Auslastungsgrade erlangt der Ingenieur durch die Spannungsanalyse auch Kenntnisse über besonders hoch beanspruchte Stellen. Dieses Wissen kann direkt in die Instandhaltungs- und Prüfabläufe einfließen und führt so zu einem höheren passiven Sicherheitsniveau durch frühzeitiges Erkennen von geschädigten Anlagenteilen.

Im Folgenden soll ein Einblick vermittelt werden, welche Ziele mit detaillierter Betrachtung des Spannungszustandes erreicht werden können. Es ist offensichtlich, dass ein solcher Aufwand, den beispielsweise eine FEA erfordert, nur für einen Bruchteil der Anlagenteile betrieben werden kann und muss. Allerdings können die so erlangten Kenntnisse auch qualitativ auf artverwandte Geometrien unter vergleichbaren Beanspruchungen angewandt werden. Des Weiteren existieren bereits kommerzielle Programme, die eine einfache Schalenmodellierung von Standardanlagenbauteilen auf Grundlage der einzugebenden Geometrien automatisiert durchführen. Durch parametrisierte Geometrien ist dies mit etwas größerem Aufwand auch für Solid-Modellierungen möglich.

Als exemplarisches Beispiel wird der im Rahmen der vorliegenden Arbeit experimentell, analytisch und numerisch behandelte Stutzen DN 500 DN 100 90° gewählt. Die Geometrie und die detaillierten Ergebnisse der Berechnungen sind den Kapiteln 6.1 und 3.1.3.4. zu entnehmen. Bei Annahme eines bestehenden Anlagenteils dieser Art kann sich nun aus verschiedensten Gründen die Frage nach den zulässigen äußeren Belastungen stellen. Um diese zu ermitteln, kann in deren Geltungsbereich die [EN13445] herangezogen werden, die wiederum in diesem Bereich der Stutzenberechnung auf dem international gebräuchlichen Regelwerk [WRC297] basiert. Um so den Lastfall „*konstanter Innendruck und schwellendes Stutzenbiegemoment in Umfangs- oder Längsrichtung*“ zu berechnen, müssen die auf S. 339f. von [EN13445] aufgeführten Schritte abgearbeitet werden. Diese bestehen im Wesentlichen aus der Festlegung der Berechnungsgeometrien, der Berechnung der Einzellasten, der Prüfung der Auslastungsgrade und der Wechselwirkung der Lasten, der Ermittlung der äquivalenten Schalenwanddicke und der Prüfung der Stutzenfestigkeit. Sind Verstärkungsplatten vorgesehen, so sind weitere Schritte notwendig. Die ausführliche Darstellung ist Kap. 16.5 der [EN13445] zu entnehmen. Das Ergebnis der Regelwerks-

betrachtungen für den oben beschriebenen Stutzen unter Innendruck und Umfangs- oder Längsbiegung kann Abb. 6.42 entnommen werden. Daraus wird ersichtlich, welches Potential in der FEA zur Bauteiloptimierung und -ausnutzung liegt. Bei $p = 0$ bar liegt der Wert der FEM-Berechnung um den Faktor 3 höher als das aus der Regelwerksbetrachtung resultierende Ergebnis. Mit steigendem Druck nimmt diese Relation sogar noch zu, um beim auslegungsgemäßen Betriebsdruck von 60 bar einen Wert von 5,4 zu erreichen. So konnte gezeigt werden, dass sich genauere Betrachtungen durchaus lohnen können, zumal nach der FEA dem berechnenden Ingenieur bekannt ist, dass im Falle eines Schadens durch Anriss aufgrund des schwellenden Biegemoments aus den resultierenden Rohrleitungsreaktionen der Rissinitiierungsort an der in Kapitel 6.1 beschriebenen Stelle liegt.

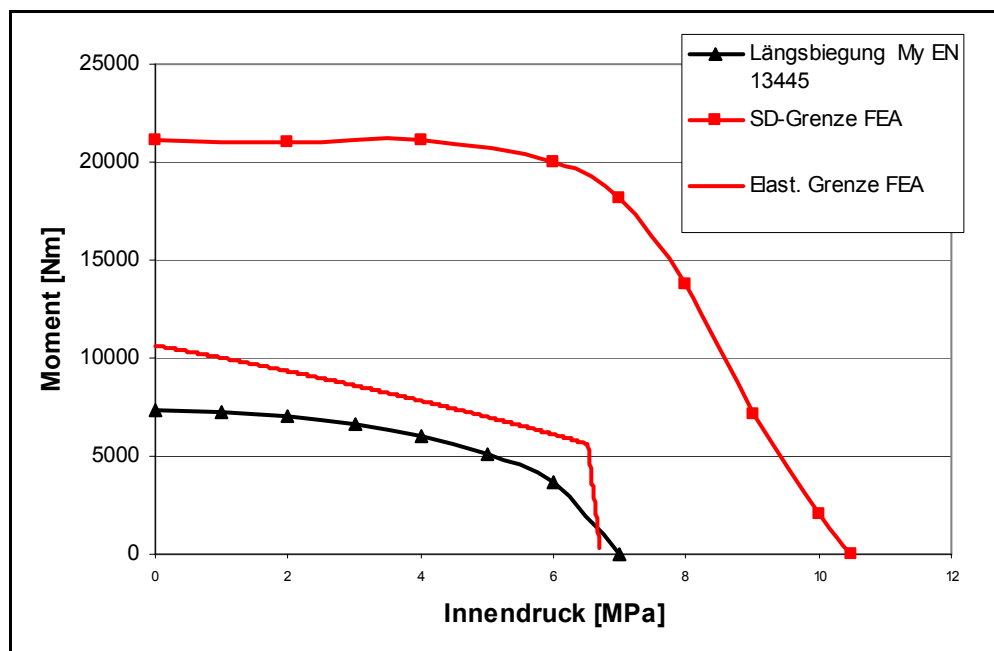


Abb. 6.42: Interaktionsdiagramm nach [EN13445]

6.6. Einfluss der Stutzenneigung auf das Festigkeitsverhalten unter Innendruck und Biegung

In Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Stutzen verschiedener Neigungswinkel bezüglich der Behälterachse experimentell, analytisch und numerisch behandelt. Um einen wirklich sinnvollen Vergleich anstellen zu können, wurden bei den FEM-Modellen die Querkrafteinleitungsstellen am Stutzen auf 1000 mm Abstand vereinheitlicht. Zum direkten Vergleich eignen sich die so erhaltenen Ergebnisse im Be-

sonderen, da sich die Stutzenbauformen lediglich im Neigungswinkel unterscheiden, ansonsten jedoch identische Abmessungen aufweisen. Die vergleichende Untersuchung wurde anhand der Stutzen DN 100 90° , 60° und 45° durchgeführt. Die Ausführungsformen 45° und 90° wurden oben explizit behandelt (siehe Kap. 6.1 und 6.2). Im vorliegenden Kapitel werden diese Daten im direkten Vergleich dargestellt. Ziel ist es, einen Beitrag zur Beseitigung der bestehenden Unsicherheiten bei der Auslegung von schrägen, also nicht rechtwinkligen, Abzweigen zu leisten. Bei der Berechnung der Beanspruchungen aus Innendruck kann bei schrägen Stutzen noch auf Regelwerke zurückgegriffen werden, z.B. auf [KTA3211], 2. Teil, Kap. 8.2.2.3. Hierin wird ein Faktor angegeben, mit dem die Spannungsindizes für die Tangentialspannung an der Innenseite zu multiplizieren sind. Zu den Spannungen der ermittelten Schnittlasten aus einer Rohrleitungsberechnung – in Form von Kräften und Momenten – kann der berechnende Ingenieur allerdings keine regelwerksseitigen Informationen zu schrägen Abzweigen aus den einschlägigen Codes (z.B. ASME B.31.3) erhalten. Die hinterlegten Spannungserhöhungsfaktoren (SIF oder SCF) für die rechtwinkligen Abzweige müssen in Ermangelung an zusätzlicher Information auch auf geneigte Stutzen angewandt werden. Auch die gängigen Rohrleitungsberechnungsprogramme setzen im Fall eines nicht rechtwinkligen Abzweiges die SIF des 90° -Falles an und geben lediglich einen Hinweis auf das Vorhandensein eines nicht rechtwinkligen Abzweiges. Alternativ kann der Anwender eigene SIF für die zu prüfenden Punkte am Abzweig angeben, allerdings sind solche Daten kaum verfügbar und müssen durch eine FEA ermittelt werden. Die Folge ist, dass die Berechnungen auf der Basis falscher Grundlagen durchgeführt werden und somit eine zusätzliche Unsicherheitsquelle entsteht. Wie im Folgenden dargestellt wird, weist die Geometrie der symmetrischen, schrägen Zylinder/Zylinder-Verschneidung durchaus vorteilhafte mechanische Eigenschaften auf. Ein allerdings signifikanter Nachteil ist die mit sinkendem Neigungswinkel stark ansteigende lokale Spannungserhöhung an der Innenfaser unter 0° zur Behälterachse (siehe [Mei05]). Da im Fall des schrägen Abzweigs aber auch die faktische Wandstärke an dieser Stelle durch die Fläche aus Behälter-, Schweißnaht- und Stutzenquerschnitt erhöht ist, werden diese lokalen plastischen Anteile bei schwellendem Innendruck bis zu einer Obergrenze durch Spannungsumlagerungen abklingen. Hierbei handelt es sich um die Einspielgrenze unter reinem Innendruck. Dieser Wert liegt bei den untersuchten Stutzen mindestens beim 1,8-fachen des elastischen Grenzdrucks (Abb. 6.43). Die Berstdrücke im biegemoment-

freien Zustand unterscheiden sich bei den verschiedenen geneigten Abzweigen kaum. Stärkere Unterschiede treten beim Verlauf der elastischen Grenze auf. Die geneigten Stutzen 45° und 60° zeigen den typischen „trilinearen“ Verlauf. Die 45° -Ausführung zeigt hierbei einen wesentlich früheren Fließbeginn aus Innendruck, 37 bar in Abgrenzung zu 53,6 bar bei 60° Neigungswinkel; die rechtwinklige Standardausführung erreicht die Fließgrenze erst bei 67 bar an der Innenfaser. Dieses Verhalten ist analog zu den in Kap. 3.1.3.4 analytisch dargestellten Zusammenhängen zwischen Stutzenneigungswinkel und Spannungserhöhung infolge Innendrucks. Unter Längsbiegung verhalten sich die Beanspruchungen in Abhängigkeit des Neigungswinkels gerade umgekehrt. Aufgrund des höheren Trägheitsmoments der Verschneidungslinie zwischen Behälter und Stutzen resultieren bei gegebenem Moment mit sinkendem Winkel geringere Beanspruchungen. Die errechneten elastischen Grenzwerte liegen bei 10,6, 17,9 und 22,7 kNm für 90° , 60° und 45° . Der doppelt-symmetrische Querschnitt der 90° -Ausführung zeigt auch bezüglich des Drehsinns des aufgetragenen Moments folgerichtig symmetrische Eigenschaften bei allen Grenzkurven. Bei der 45° - und 60° -Ausführung, also einfach symmetrisch, ist eine ausgeprägte Anisotropie bezüglich des Moments vorhanden.

Die Kurven der Shakedown-Grenze für konstanten Innendruck und schwellendes Biegemoment vollziehen tendenziell einen ähnlichen Verlauf wie die des elastischen Bereichs. Besonders auffällig ist die anfängliche Unabhängigkeit des Moments vom Innendruck. Das Abknicken der SD-Kurven erfolgt bei allen Ausführungsformen einhergehend mit den Unstetigkeitsstellen der elastischen Grenzkurve. Diese wird verursacht durch einen Ortwechsel der höchstbeanspruchten Stelle von der Außenseite des Behälters an der Schweißnaht zur Innenfaser unter 0° zur Behälterachse (genaue Darstellung in Kap. 6.1.1 und 6.2.1).

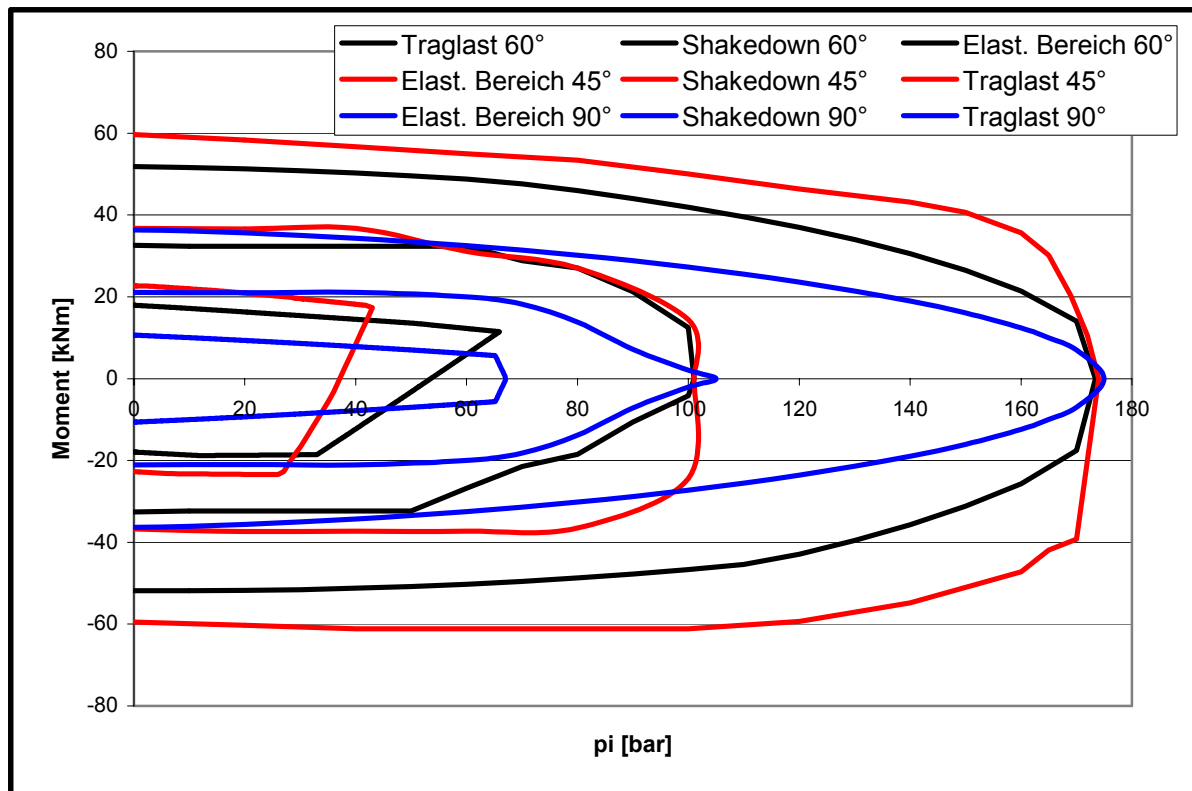


Abb. 6.43: Vergleich Stutzen DN 500 DN 100 mit 45°, 60° und 90° Neigungswinkel

Wie oben bereits erwähnt, werden die absoluten, biegunsfreien Berstdrücke durch den Neigungswinkel kaum beeinflusst, d.h. die Tragreserven der Abzweige 45° und 60° zwischen erstem Erreichen der Fließgrenze und Bersten sind relativ gesehen höher. Im normierten interaktiven Belastungsverlauf weisen daher die geneigten Stutzen, analog zur Shakedown- und elastischen Grenze, eine höhere Tragfähigkeit auf.

6.7. Einfluss der Stutzenneigung auf die Festigkeit unter schwellendem Innendruck

An dieser Stelle soll, da thematisch passend, ein kurzer Exkurs zur FEM-Berechnung der Einspielgrenze bei schwellendem Innendruck eingefügt werden. Wie bereits an mehreren Stellen erwähnt, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit der Lastfall schwellendes Biegemoment und konstanter Innendruck bearbeitet. Da allerdings der Lastfall schwellender Innendruck ebenfalls von hoher Praxisrelevanz ist, sollen die erhaltenen zusätzlichen Berechnungsergebnisse an dieser Stelle kurz dargelegt werden. Dies ist in Zusammenhang mit der Variation der Stutzenneigung von Interesse, da solche Vergleichsstudien zum Einspielverhalten kaum existieren. Zusätzli-

che Relevanz erhält dieses Themengebiet dadurch, dass der Innendruck und die induzierten Beanspruchungen mit spitzer werdenden Neigungswinkeln zu kritischen – da limitierenden – Größen werden. Die im Rahmen der FEA erhaltenen Berechnungsergebnisse sind in Tab. 6.6 zusammengestellt:

Stutzen	p_{el} [bar]	p_{SD} [bar]	p_{SD} / p_{el} [-]	p_{lim} [bar]	p_{lim} / p_{el} [-]	p_{SD} analyt. [bar]
DN 500 DN 100 45°	37	80	2,2	173	4,7	88
DN 500 DN 100 60°	53,6	99	1,9	172	3,2	105
DN 500 DN 100 90°	67	112	1,7	174	2,6	118

Tab. 6.6: Einspieldrücke und Überlastfaktoren für verschiedene Stutzenwinkel

In der ersten Spalte sind die elastischen Grenzdrücke aufgetragen, wie sie bereits in Kap. 6.6 diskutiert wurden. In der graphischen Auftragung in Abb. 6.44 ist der starke Anstieg mit steigendem Stutzenneigungswinkel gut zu erkennen. Bei den absoluten Shakedown-Drücken setzt sich dieses Verhalten ebenfalls fort. Normiert man diese Druckreihe auf den jeweiligen elastischen Grenzdruck, so wird deutlich, dass die auf diese Weise gewonnenen Überlastfaktoren mit kleiner werdendem Neigungswinkel zunehmen. Bei dem im 45°-Winkel geneigten Stutzen liegt der Faktor p_{SD} / p_{el} bei 2,2 verglichen mit der rechtwinkligen Ausführung mit einem Wert von 1,7. Der Wert für den rechtwinkligen Stutzen liegt in sehr guter Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen aus [PrS72], wobei ebenfalls der Überlastfaktor 1,7 als Obergrenze für Einspielverhalten erhalten wurde. Zu den im Vergleich dazu höheren Überlastfaktoren bei geneigten Stutzen sind außer [Mei05] keine vergleichbaren Literaturstellen bekannt. Dort wurde unter Verwendung der Elastischen Kompensationsmethode (ECM) allerdings auch für den 45°-Stutzen nur ein Einspielüberlastfaktor von etwa 1,5 errechnet. Dies ist ein weiterer Hinweis auf die unterschiedlichen Ergebnisse von ECM und inkrementeller Berechnung. Es ist noch anzufügen, dass die im Rahmen der vorliegenden Arbeit präsentierten FEM-Ergebnisse mit sehr hoher Genauigkeit (Residuum < 0,01) und dem einhergehenden hohen Berechnungsaufwand durchgeführt wurden.

Ein sehr einheitliches Bild bietet sich beim Verlauf der Berstdrücke über dem Stutzenneigungswinkel. Dieser ist annähernd konstant mit einer Abweichung von lediglich 0,6 % vom arithmetischen Mittelwert. Interessanterweise weichen die Drücke des Behälters mit Stutzen kaum vom analytischen Berechnungsergebnis des Berstdruckes des ungestörten Zylinders ($d_a=500$ mm, $S=12$ mm) ab:

$$p_{\lim} = \frac{2\sigma_F}{\sqrt{3}} \ln \frac{d_a}{d_i} = 176 \text{ bar} . \quad (6.7)$$

Somit stellt der Stutzen unabhängig vom Winkel bei statischer Belastung bezüglich des Berstdrucks keine Verschwächung dar, was für das angewandte Auslegungsverfahren nach AD-Merblatt spricht.

Bei der Betrachtung der Überlastfaktoren $p_{\lim} / p_{el}$ der geneigten Stutzen von 3,2 bzw. 4,7 werden die hohen Tragreserven jenseits des elastischen Bereiches der schrägen Stutzeneinschweißungen deutlich. Bei einer hohen Anzahl von Druckänderungen müssen allerdings die lokalen Spannungsmaxima an der spitzwinkligen Innenseite des Stutzens (s. Abb. 6.23) beachtet werden, da hier eine große Spannungsamplitude vorliegt und somit diese Stelle bezüglich eines Ermüdungsversagens durch Anriss besonders gefährdet ist.

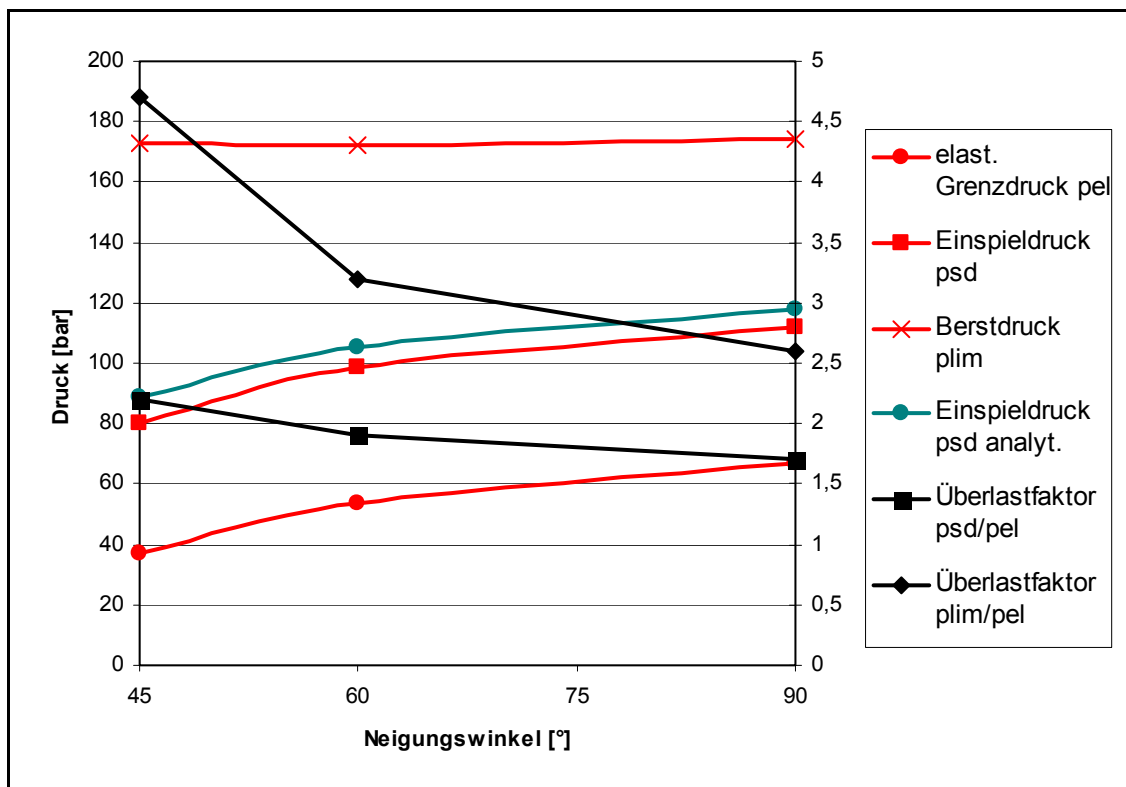


Abb. 6.44: Innendrucke und Überlastfaktoren

Mit Anwendung der in Kap. 3.1.3.4 dargestellten Zusammenhänge zwischen Stutzenneigung und Spannungserhöhung kann auch der oben aufgeführte Einfluss der Stutzenneigung auf die Shakedown-Drücke analytisch dargestellt werden. Wie in 3.1.3.4 sind die nachfolgenden Zusammenhänge nur für die hier bearbeiteten Parameter R/S , s/S und r/R gültig. Vor einer Extrapolation müssen alle Auswirkungen der geänderten Parameter genau untersucht werden, da sonst bei analoger Anwendung der hier geschilderten Vorgehensweise Nichtkonservativitäten möglich und wahrscheinlich sind. Als Beispiel sei das Verhältnis $r/R > 1$ bei allen behandelten Stutzen (Auslegung nach AD-B9) genannt, was zu einer Verstärkung des Ausschnitts durch das Stutzenrohr führt. Wird dieser Parameter durch Verkleinern der Stutzenwandstärke abgesenkt, so steigen die SCF hinsichtlich Innendruck und Biegung stark an. Parameterstudien aus FEM-Berechnungen hierzu sind beispielsweise [DeB97] zu entnehmen.

Unter Verwendung von σ_θ aus (3.16) kann der *maximale* Shakedown-Druck mit der Bedingung „Vergleichseigenspannung gleich Fließgrenze“, d.h. „Vergleichsspannungsschwingbreite gleich doppelte Fließgrenze“ errechnet werden, wobei die Vergleichsspannung der ungestörten Schale bei dem errechneten Shakedown-Druck kleiner oder gleich der Fließgrenze sein muss:

$$\frac{\sigma_\theta(p_i, \theta, \alpha, R/S)}{\sigma_F} = 2 \quad \wedge \quad \frac{\sigma_{V,Mem}(p_i, R/S)}{\sigma_F} \leq 1 \quad (6.8)$$

σ_θ ist in (6.8) Funktion des Innendruckes, des Umlaufwinkels θ , der Stutzenneigung α und des Quotienten aus Behälterradius und Behälterwandstärke. Das Ergebnis aus (6.8) ist in Tab. 6.6 und Abb. 6.44 dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass es mit den erwähnten, einfachen Zusammenhängen möglich ist, eine überschlägige Berechnung des Shakedown-Druckes auch für geneigte Stutzen mit einer Abweichung kleiner oder gleich 10 % durchzuführen. Vor dem Hintergrund eines Auslegungsdrucks von 60 bar ist dieser Nachweis gegen akkumulierende plastische Deformationen durch wiederkehrende plastische Dehnungssinkremente (Ratcheting) beachtlich. Mit derartigen Spannungsanalysen können unter Verwendung realer Werkstoffkennwerte – hier gemessene $\sigma_F = 310 \frac{N}{mm^2}$ statt $\sigma_F = 265 \frac{N}{mm^2}$ nach [DIN10028] – und

einfacher analytischer Beziehungen auch abgeänderte Prozessparameter abgesichert werden.

7. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel soll in prägnanter Form eine kurze Zusammenfassung der im Rahmen der Arbeit erzielten Ergebnisse und erlangten Erkenntnisse dargestellt werden.

In der vorliegenden Arbeit wurden Methoden zur Berechnung der relevanten Belastungsgrenzen in Druckgeräten entwickelt und anhand einfacher Geometrien, wie Lochplatte oder Rohr, verifiziert. Diese Berechnungsmethoden wurden dann auf die komplexere Geometrie der rechtwinkligen oder schrägen Stutzeinschweißung angewandt. Dabei wurden die ermittelten Ergebnisse der Einspielberechnungen am Beispiel von fünf verschiedenen Stützen experimentell geprüft. Es wurde einerseits der Neigungswinkel unter Beibehaltung aller anderen Parameter variiert (30° , 45° , 90°) und andererseits der Einfluss der Art der Belastung (Längs- und Umfangsbiegung) an insgesamt fünf verschiedenen Stützengeometrien untersucht. Hierbei wurde eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und FEA erzielt, so dass die gewählte Modellbildung hinsichtlich Netzgeometrie und -feinheit sowie Wahl der Randbedingungen als Anhaltspunkt für weitere Arbeiten auf diesem Gebiet dienen kann. Hinzuzufügen ist, dass die Modellierung der Bauteile mit Schalenelementen zu wesentlich geringeren zulässigen Lasten führt. Insgesamt vier Stützen wurden über eine Lastwechselzahl hin beansprucht, die zum technischen Versagen durch Anriss führte. Die daraus erhaltenen Lastspielzahlen sind somit keineswegs statistisch abgesichert, deren Kenntnis ist jedoch von großem Interesse für analoge Stützengeometrien, die nach dem Einspieltheorem ausgelegt wurden. Die errechneten Grenzbelastungen sind aufgrund der gewählten hohen realen Werkstoffkennwerte als Obergrenzen zu betrachten. Die experimentell aufgegebenen Rohrleitungsreaktionen in kraftgesteuerter Form (primäre Beanspruchung) sind als konservativ zu erachten, da im realen Fall eine kinematische Randbedingung (sekundäre Beanspruchung) infolge Wärmeausdehnung des angeschlossenen Rohrleitungsstrangs vorläge.

Ein wichtiger Aspekt der Arbeit war die Gegenüberstellung des Verhaltens schräger und rechtwinkliger Stützengeometrien. Dabei zeigte sich, dass die schräge Stützenbauform aufgrund ihrer in erster Näherung „elliptischen“ Verschneidungslinie unter Innendruckbelastung einen höheren SCF aufweist. Diese erhöhte Beanspruchung wurde durch höhere Einspiel-Überlastfaktoren teilweise wieder ausgeglichen. Bei Betrachtung der Grenztragfähigkeit war bei den vorliegenden Stützen mit verstärktem

Rohr keine Verschwächung mehr feststellbar. Gegenüber dem Längsbiegemoment erwies sich die schräge Stutzeinschweißung aufgrund des höheren Linienträgheitsmoments der Verschneidungskurve als widerstandsfähiger als das rechtwinklige Pendant. Bei den durchgeführten Lebensdauerversuchen unter konstantem Innendruck (Auslegungsdruck 60 bar) und schwellendem Biegemoment in Höhe der errechneten Einspiellast trat beim rechtwinkligen und um 45° geneigten Abzweig der Anriss an jeweils der gleichen Stelle auf – unter 20° - 30° zur Behälterachse am Übergang Behälter zu Schweißnaht. Die ermittelten Lastwechselzahlen der Lebensdauerversuche lagen bei etwa 10000 für den 90° -Stutzen und bei etwa 4000 für den 45° -Stutzen. Hierzu ist anzumerken, dass beide Bauformen im Vorlauf einer Vielzahl (Größenordnung 10^3) von Lastwechseln mit äußerst hohen Beanspruchungen unterlagen. Diese Werte sind also als Untergrenze der vom Stutzen abtragbaren Lastspielzahl anzusehen und sollen lediglich einen Hinweis auf die zu erwartende Lebensdauer geben. Trotzdem zeigen diese höherzyklischen Untersuchungen, dass der Aspekt der Ermüdung auch bei einer Auslegung nach dem Einspieltheorem nicht vernachlässigt werden darf. Diese Zyklenzahl ist zu spezifizieren und bei ihrem Erreichen sollte das jeweilige Bauteil überprüft werden. Als konservativer Anhaltspunkt wird eine Anzahl von 1000 Lastwechseln als sinnvoll erachtet, wobei natürlich das eventuelle Vorhandensein von Schweißnähten und weiteren Einflussgrößen von Bedeutung sind. Das Auftreten plastischer Dehnungen in der FEA beim Stutzen unter schwellender Biegung und konstantem Innendruck lag unter einem Winkel von etwa 20° zur Behälterachse an der Behälteraußenseite am Übergang zur Schweißnaht und deckte sich exakt mit dem Rissinitiierungsort im Lebensdauerversuch. Unter reiner Biegung ($p_i=0$ bar) lag dieser berechnete Ort unter 0° zur Behälterachse. Für die entsprechende Ausführung mit 45° Neigungswinkel konnten analoge Aussagen getroffen werden, die auch experimentell durch Dehnungsmessungen belegt wurden. Im Rahmen der Untersuchungen am Stutzen DN 500 DN 200 90° wurde das Verhalten eines Stutzens unter Umfangsbiegung und Innendruck experimentell und mittels FEA analysiert. Bei den betrachteten Drücken, bis Betriebsdruck 60 bar, lag die höchstbeanspruchte Stelle bei den Einspielberechnungen immer unter 90° zur Behälterachse an der Behälteraußenseite am Übergang zur Schweißnaht. Dort erfolgte dann auch nach einer geringen Lastwechselzahl (<1000) aufgrund einer Vorschädigung im Schweißnahtübergangsbereich ein Werkstoffanriss. Dies zeigt deutlich den großen Einfluss der Oberflächen- und Schweißnahtgüte auf die Lebensdauer hoch

beanspruchter Bauteile. Im Allgemeinen kann zur Beanspruchung durch Umfangsbiegung am Stutzen gesagt werden, dass es sich hierbei um eine wesentlich großflächigere Belastung als im Fall der Längsbiegung handelt. Die induzierten plastischen Dehnungen erstrecken sich über einen größeren Bereich entlang der Stutzen/Behälter-Verschneidung. Diese Tatsache führt dazu, dass sich Einspielen erst ab einer recht hohen Lastwechselanzahl einstellt, was eine Akkumulierung großer plastischer Dehnungen zur Folge hat. Dies wiederum führt zu einer höheren Wahrscheinlichkeit des Versagens infolge wiederkehrender Akkumulierung plastischer Dehnungsinkremente, bevor der für Einspielen benötigte Eigenspannungszustand erreicht wird.

Des Weiteren sei nochmals darauf hingewiesen, dass die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit an Stutzen gemäß AD-B9 mit verstärktem Stutzenrohr entstanden sind. Diese Konstruktion erwies sich im Verlauf der Experimente für Stutzen unter äußeren Lasten als durchaus vorteilhaft. Die Wandstärkenverhältnisse t/T sind bei den betrachteten Stutzen immer größer 1,17 bis zu 2,3 im Fall des Stutzens DN 200. Bei kleineren Verhältnissen (ab etwa $t/T \leq 1$) wandert der „hot spot“ in den Stutzen, da dieser die schwächste Geometrie darstellt. Bei Vergleichsrechnungen an einem Behälter DN 1000 ($T=24$ mm) mit Stutzen DN 200 ($t=28$ mm) etwa war bereits im Rahmen der Einspielberechnungen festzustellen, dass bei Innendruck und Längsbiegung am Stutzen die Stelle wiederkehrender plastischer Dehnung in der Schweißnaht an deren Übergang zum Stutzen lag. Bei allen Berechnungen am Druckbehälterstutzen darf diese Möglichkeit der Verlagerung nicht außer Acht gelassen werden.

Um den Bezug zu regelwerksmäßigen Berechnungen herzustellen, wurden zahlreiche Vergleiche mit den Berechnungsergebnissen der FEA angestellt. So konnte das enorme Potential zum Abbau von Konservativitäten unter Verwendung des Werkzeugs der FEM-basierten Spannungsanalyse aufgezeigt werden. Erst eine aufwändige, da realitätsnahe, 3D-FEA ergibt ein der Wirklichkeit entsprechendes Bild der vorherrschenden Beanspruchungen, wobei die Schalen-FEA sicherlich für die meisten Fälle ausreichend – da konservativer und einfacher in der Anwendung – ist. Auch bei der Betrachtung des Stutzens unter reinem Innendruck konnte gezeigt werden, dass bei der Berechnung zulässiger Innendrucke genauere Betrachtungen durchaus zum Nachweis der Zulässigkeit höherer Innendrucke herangezogen werden können. Ein weiterer Augenmerk wurde in der vorliegenden Arbeit auf die rechnerische Ermittlung der Grenztragfähigkeit gelegt, da diese als ultimative Obergrenze der

abtragbaren äußeren Lasten von zentraler Bedeutung ist. Eine Auslegung nach dem Einspieltheorem ist wenig sinnvoll, wenn die errechnete Grenze mit der Traglast zusammenfällt (z.B. Biegebalken). Bei den berechneten Stützen kann allerdings eine große Tragreserve zwischen Einspiel- und Traglast zumindest rechnerisch nachgewiesen werden. Ein weiterer vorteilhafter Gesichtspunkt der Traglastberechnung ist der vereinfachte Nachweis nach ASME mit dem Kriterium $P \leq \frac{2}{3} P_{\text{lim}}$. Im Besonderen für schräge, symmetrische Stützen wurde versucht, ein einfaches Überslagsberechnungsverfahren zur Ermittlung der Traglast zu entwerfen. So kann abgeschätzt werden, ob eine weitere Analyse zielführend sein könnte.

Die oben gegebenen Antworten werfen naturgemäß weitere Fragen, vor allem hinsichtlich der Übertragbarkeit der erhaltenen Ergebnisse, auf. So wäre es sinnvoll, weitere Untersuchungen numerischer und experimenteller Natur unter Variation von z.B. t/T durchzuführen. Auch das Themengebiet des schrägen Stützens in zylindrischer Schale ist nicht flächendeckend bearbeitet. Experimentell abgesicherte Ergebnisse gibt es auf diesem Gebiet wenige. Vor allem die Einleitung eines Umfangsbiegemoments am schrägen Stützen ist ein weitgehend unbearbeitetes Gebiet. Auch die Frage nach dem Verhalten des schrägen Stützens unter schwellendem Innendruck mit den zur Beantwortung notwendigen Messungen an der spitzwinkligen Innenseite stellt ein breites zukünftiges Aufgabenfeld dar. Des Weiteren wäre für praktische Anwendungen ein, soweit möglich, geschlossenes analytisches Verfahren zur Ermittlung von Einspiel- und Grenzlaster am Stützen unter Innendruck und Biegung unter Berücksichtigung der Schweißnähte verschiedener Ausprägung erstrebenswert. Diesem Vorhaben sind allerdings durch die Komplexität der Aufgabe und der Geometrie enge Grenzen gesetzt. Schließlich wäre eine experimentelle Ermittlung und Bestätigung der Traglastergebnisse eine sinnvolle Erweiterung dieser Arbeit.

Literaturverzeichnis

- Adb01 Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter: Allgemeiner Standsicherheitsnachweis für Druckbehälter-Behälter mit Stützen unter Zusatzbelastung, Carls Heymanns Verlag KG, Köln, 9/2001
- Adb03 Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter: Berechnung auf Wechselbeanspruchung, AD 2000-Merkblatt S2, Fassung 10/2003
- Adb86 Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter: Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck, Carl Heymanns Verlag KG, Köln, 6/1986
- Adb91 Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter, Ausschnitte in Zylindern, Kegeln und Kugeln, Carl Heymanns Verlag KG, Köln, 10/1991
- ASM31.3 American Society of Mechanical Engineers: ASME B31.3, Process Piping, 2004
- ASM89 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 1989, Section III, Div. 1, Nuclear Power Plant Component, Appendices pp. 413-416
- ASME81 American Society of Mechanical Engineers: ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, New York, 1981
- ASME82 American Society of Mechanical Engineers: ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, New York, 1995
- Bec Becker, M.: Berücksichtigung von Kräften und Momenten auf Behälterstützen nach WRC 107 und WRC 297 und die Überlagerung mit Innendruck, RWTÜV e.V., Essen
- Bel72 Belytschko, T.: Plane stress shakedown analysis by finite elements, Int. J. Mech. Sc, 14, 619-625, 1972
- Bij54 Biljaard, P.P.: Stresses from radial loads in cylindrical pressure vessels, The Welding Journal, 33 (12), Research Supl., 615-623, 1954
- Bij55a Biljaard, P.P.: Stresses from Local Loading in cylindrical Pressure Vessels, Trans. ASME, 1955
- Bij55b Biljaard, P. P.: Stresses from Radial Loads and External Moments in Cylindrical Pressure Vessels, The Welding Journal, 34 (12), Research Supl., 608-617, 1955
- BiR67 Bickell, M.B.; Ruiz C.: Pressure Vessel Design and Analysis, Macmillan and Co., London 1967
- Ble32 Bleich, H.: Über die Bemessung statisch unbestimmter Stahlwerke un-

- ter der Berücksichtigung des elastisch-plastischen Verhaltens des Baustoffes, Bauingenieur, 13, 1932, 261-267
- BS5500 BS 5500 1994, Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels, British Standards Institution, London, 1994
- Cai97 Cai, H.: Analytical solutions of openings formed by intersection of a cylindrical shell and an oblique nozzle under internal pressure, Dissertation, New Jersey Institute of Technology, USA, 1997
- Clo65 Cloud, R. L.: The limit pressure of radial nozzles in spherical shells, Nuc. Struc. Eng., 1, 1965, 403-413
- CMP02 Chapuliot, S.; Moulin, D.; Plancq, D.: Mechanical Behavior of a Branch Pipe Subjected to Out-of-plane Bending Load, J. Pres. Ves. Tech., 124, 2002, 7-12
- DBA00 Design-by- Analysis Manual, EPERC, 2000
- DeB97 Dekker, C.J.; Bos, H.J.: Nozzles-on external loads and internal pressure, Int. J. Pres. Ves.&Piping, 72, 1997, 1-18
- Dek93 Dekker, C.J.: External loads on Nozzles, Int. J. Pres. Ves. & Piping, 53, 1993, S. 335-350
- DeS97 Dekker, C.J.; Stikvoort, W.J.: Pressure stress intensity at nozzles on cylindrical vessel: a comparison of calculation method, Int. J. Pres. Ves. & Piping, 74, 1997, S. 121-128
- Din03 Deutsches Institut für Normung e.V.: Unbefeuerte Druckbehälter, Teil 3: Konstruktion, Deutsche Fassung EN 13445-3:2002, Beuth-Verlag, 2003
- DIN10002 Deutsches Institut für Normung e.V.: Metallische Werkstoffe – Zugversuch – Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur, Deutsche Fassung DIN EN 10002-1:2001, Beuth-Verlag, 2001
- DIN10028 Deutsches Institut für Normung e.V.: Flacherzeugnisse aus Druckbehälterstählen – Allgemeine Anforderungen, Deutsche Fassung DIN EN 10028-1:200, 2000
- DIN10216 Deutsches Institut für Normung e.V.: Nahtlose Stahlrohre für Druckbeanspruchungen, Technische Lieferbedingungen, Teil 2: Rohre aus unlegierten und legierten Stählen mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen, Deutsche Fassung EN 10216, Beuth-Verlag, 2004

-
- DrS59 Drucker, D.C.; Shield, R.T.: J. Appl. Mech., 81, 1959, 61 ff.
- Ell69 Ellyin, F.: The effect of yield surfaces on the limit pressure of intersecting shells, Int. J. Solids Structures, 1969, 5, 713-725
- EN13445 Deutsches Institut für Normung e. V.: Unbefeuerte Druckbehälter - Teil 3: Konstruktion, Deutsche Fassung EN 13445-3:2002
- Fei80 Feige, A.: Das Traglast-Berechnungsverfahren, 2. Aufl., Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1980
- Fis02 Fischer, M.: Lebensdaueranalyse an Stutzeinschweißungen, Diplomarbeit am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau, TU München, 2002
- FKM98 Forschungskuratorium Maschinenbau: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, VDMA-Verlag, Frankfurt/Main, 1998
- FMS70 Findley, G.E.; Moffat, D.G.; Spence, J.: Some experimental stress results on pressure vessel components, Paper 5, Paper presented at Proc. 4th Conf. on Experimental Stress Analysis and its Influence on Design, Cambridge, UK, 1970, 34-46
- Gir63 Girkmann, K.: Flächentragwerke, Springer-Verlag, Wien, 1963
- Grü26 Grüning, M.: Die Tragfähigkeit statisch unbestimmter Tragwerke aus Stahl bei beliebig häufig wiederholter Belastung, Springer, Berlin, 1926
- HaZ64 Hardenbergh, D.E.; Zamrik, S.K: Effects of external loadings on large outlets in a cylindrical pressure vessel, Welding Research Council Bulletin 96, 1964
- Hei99 Heitzer, M.: Traglast- und Einspielanalyse zur Bewertung der Sicherheit passiver Komponenten, Dissertation, RWTH Aachen, 1999
- HeS00 Heitzer, M; Staat, M.: Direct static FEM approach to limit and shake-down analysis, IASS-IACM Colloquium, 2000
- HeS99 Heitzer, M; Staat, M.: FEM-computation of load carrying capacity of highly loaded components by direct methods, Nucl. Eng. & Design, 193, 349-358, 1999
- Hof87 Hoffmann, K.: Einführung in die Technik des Messens mit Dehnmessstreifen, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1987
- HZE63 Hardenbergh, D.E.; Zamrik, S.K; Edmondson, A.J: Experimental investigations of stresses in nozzles in cylindrical pressure vessels, Welding Research Council Bulletin 89, 1963

-
- Kei95 Keil, Stefan: Beanspruchungsermittlung mit Dehnmessstreifen, Cuneus Verlag, 1995
- Kön87 König, J.A.: Shakedown of elastic-plastic structures, Elsevier, Amsterdam, 1987
- KTA3102 Sicherheitstechnische Regel des Kerntechnischen Ausschusses, KTA 3102.2, Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren, Teil 2: Auslegung, Konstruktion und Berechnung, Fassung 6/96, Carl Heymanns Verlag KG, Köln, Berlin, 1997
- KTA3211 Sicherheitstechnische Regel des Kerntechnischen Ausschusses, KTA 3211.2, Druck- und aktivitätsführende Komponenten von Systemen außerhalb des Primärkreises, Teil 2: Auslegung, Konstruktion und Berechnung, Fassung Juni 1992, Carl Heymanns Verlag KG, Köln, Berlin, 1993
- KTA3201 Sicherheitstechnische Regel des Kerntechnischen Ausschusses, KTA 3201.2, Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren, Auslegung, Konstruktion und Berechnung, Ausgabe 1981
- Lec65 Leckie, F.A.: Shakedown Pressures for Flush Cylinder-Sphere Shell Intersections, J. Mech.Science, Vol. 7, No 4, 1965
- LeP63 Leckie, F.A.; Penny, R.K.: Stress concentration factors for the stresses at nozzle intersections in pressure vessels, Welding Research Council Bulletin No. 90, 1963
- LiM05 Li, H.; Mackenzie, D.: Characterising gross plastic deformation in design by analysis, Int. J. of Pres. Ves. & Piping, 82 (2005), 638-648
- LLW90 Lewin, G.; Lässig, G.; Woywode, N.: Apparate und Behälter, VEB Verlag Technik, Berlin, 1990
- Lur46 Lurje, A. I.: Konzentration der Spannungen im Bereich eines Loches auf der Fläche eines kreisförmigen Zylinders, Angew. Math. Und Mech., X, 3. 1946
- LZC05 Liu, Y.H.; Zhang, X.F.; Cen, Z.Z.: Lower bound shakedown analysis by the symmetric Galerkin boundary element method, Int. J. Plasticity, 21, 21-42, 2005
- LZX+04 Lui, Y.-H.; Zhang, B.-S.; Xue, M.-D.; Liu, Y.-Q.: Limit pressure and design criterion of cylindrical pressure vessels with nozzles, Int. J. Pres. Ves. and Piping, 81, 2004, 619-624

-
- MaB92 Mackenzie, D.; Boyle, J. T.: A method of estimating limit loads by iterative elastic analysis I, simple examples, Int. J. of Pres. Ves. & Piping, 53(1992), 77-95
- Mei05 Meier, G: Numerische und experimentelle Shakedown-Untersuchungen an Druckbehälterstützen, Dissertation, TU München, 2005
- Mel36 Melan, E.: Theorie statisch unbestimmter Systeme aus ideal plastischem Baustoff, Sitzber. Akad. Wiss. Wien IIa, 145, 1936, 195-218
- Mel38 Melan, E.: Der Spannungszustand eines Huber-Henckyschen Kontinuums bei veränderlicher Belastung, Sitzber. Akad. Wiss. Wien IIa, 147, 1936, 73-87
- MMH03 Muscat, M.; Mackenzie, D.; Hamilton, R.: Evaluating shakedown under proportional loading by non-linear static analysis, Comp. & Struct., 81, 1727-1737, 2003
- MMM88 Moffat, D.G.; Mistry, J.; Mwenifumbo; J.A.M.: Moment Loads on Branch-pipe Junctions: The Effect of Run-Pipe Fixing on elastic Stress Levels and its Implication on Plastic Limit Loads, Int. J. Pres. Ves. & Piping, 38, 1989, 249-259
- Mon66 Money, H.A.: Pressurized Flush Cylinder/Cylinder Intersections: A Survey of Experiments, Report RD/B/M727, Central Electricity Generating Board, 1966
- Mon68 Money, H.A.: The Design of Flush Cylinder/Cylinder Intersections to Withstand Internal Pressure, Report RD/B/N1061, Central Electricity Generating Board, 1968
- MS+92 Mackenzie, D.; Shi, J.; Nadarajah, C.; Boyle, J. T.: An iterative elastic analysis procedure for estimating lower bound limit loads, Proceedings ASME PVP, New Orleans, 1992
- Msb2003 MSC.Marc: Volume B, Element Library, Version 2003
- NMB92 Nadarajah, C.; Mackenzie, D.; Boyle, J. T.: A method of estimating limit loads by iterative elastic analysis, II-nozzle sphere intersections under internal pressure and radial load, Int. J. of Pres. Ves. & Piping, 53(1992), 97-119
- NMB96 Nadarajah, C.; Mackenzie, D.; Boyle, J. T.: Limit and shakedown analysis of nozzle/cylinder intersections under internal pressure and in-plane moment loading, Int. J. of Pres. Ves. & Piping, 68, 1996, 261-272

- Oco64 O'Connell, J.M.: Stresses measured in the Vicinity of Interaction between Oblique Charge/Discharge Nozzle and Spherical Domes Typical of Reactor Pressure Vessels, CEGB Report RD/B/N161, Berkley, Gloucestershire, UK, 1964
- OnP54 Onat, E.T.; Prager, W.: Proc. Roy. Neth. Acad. Sci. B. 57, 1954, 534 ff.
- ORNL1 Corum, J.M.; Greenstreet, W.L.; Bolt, S.E.; Gwaltney, R.C.: Theoretical and experimental Stress Analysis of ORNL Thin-Shell Cylinder-to-Cylinder Model No. 1, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, 1972
- ORNL2 Gwaltney, R.C.; Corum, J.M.; Bolt, S.E.; Byron, J.W.: Theoretical and experimental Stress Analysis of ORNL Thin-Shell Cylinder-to-Cylinder Model No. 3, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, 1975
- ORNL3 Gwaltney R.C.; Bolt, S.E.; Byron, J.W.: Theoretical and experimental Stress Analysis of ORNL Thin-Shell Cylinder-to-Cylinder Model No. 4, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, 1975
- ORNL4 Byron, J.W., Johnson, W.G.; Bass, B.R.: Stresses in reinforced Nozzle-Cylinder Attachments under internal Pressure Loading Analyzed by the Finite-Element Method - a Parameter Study, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, 1977
- PSW05 Peters; Schimpf; Weispfennig: Skript zum Praktikum Sensortechnik, Elektrische Ankopplung von Sensoren, 2005
- Pre99 Preiss, R.: On the shakedown analysis of nozzles using elasto-plastic FEA, Int. J. Pres. Ves. & Piping, 76, 1999, 421-434
- PrF68a Procter, E.; Flinders, R.F.: Experimental elastic stress analysis of partial penetration welded nozzles in spherical shells, Nucl. Eng. & Design, 7, 1968, 73-86
- PrF68b Procter, E.; Flinders, R.F.: Shakedown investigations on partial penetration welded nozzles in spherical shell, Nucl. Eng. & Design, 8, 1968, 171-185
- Pri Price, R.H.: Nozzle design and branch connections, 189-244
- PrS72 Procter, E.; Strong, J.T.: Pressure tests on flush cylinder/cylinder intersections. Elastic and elastic/plastic behavior, Central electricity generating board, RD/B/N2244, Berkley, 1972
- Rad00 Radaj, D.; Sonsino, C.M.: Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten, Band 142, DVS, Düsseldorf, 2000

-
- Rad85 Radaj, D.: Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen, Deutscher Verlag für Schweißtechnik DVS, Düsseldorf, 1985
- RoG73 Robinson, M.; Gill, S.S.: Limit analysis of flush radial and oblique cylindrical nozzles in spherical pressure vessels, part 1: a parametric survey of results, Pres. Ves. & Piping, 1, 1973, 199-231
- Saw56 Sawin, G. N.: Spannungserhöhung am Rande von Löchern, VEB Verlag Technik, Berlin, 1956
- Sie88 Siebler, T.: Shakedown-Analyse diskreter, elastisch ideal-plastischer Strukturen bei zyklisch thermischer Belastung mit direkt gewählten Eigenspannungsverteilungen, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1988
- Sko96 Skopinsky, V.N.: Stress analysis of non-radial cylindrical shell intersections subjected to external loadings, Int. J. Pres. Ves. & Piping, 67, 1996, 145-153
- Ste81 Steel, C. R.; Steel, M. L.: Reinforced Openings in Large Steel Pressure Vessels: Effect of Nozzle Wall Thickness, Shelltech Report 81-5, Shelltech 12/81
- Ste83 Steel, C. R.: Stress Analysis of Nozzles in Cylindrical Vessels with external Loads, ASME J. Pressure Vessel Tech., 8/1983
- Ste83a Steel, C. R.; Steel, M. L.: Reinforced Openings in Large Steel Pressure Vessels, Shelltech 5/83
- StH03 Staat, M.; Heitzer, M.: Numerical Methods for Limit and Shakedown Analysis, Forschungszentrum Jülich, 2003
- Str71 Strohmeier, K.: Theoretische und experimentelle Spannungsermittlung an Stutzen in Druckbehältern, Dissertation, RWTH Aachen, 1971
- Str73 Strohmeier, K.: Spannungen im Bereich zylindrischer Stutzen, Konstruktion 25 (1973), Heft 3
- SW+05 Sang, Z.F.; Wang, Z.L.; Xue, L.P.; Widera, G.E.O.: Plastic limit loads of nozzles in cylindrical vessels under out-of-plane moment loading, Int. J. of Pres. Ves. & Piping, 82 (2005), 638-648
- SXL+02 Sang, Z.F.; Xue, L.P.; Lin, Y.L.; Widera, G.E.O.: Limit and burst pressures for a cylindrical shell intersection with intermediate diameter ratio, Int. J. of Pres. Ves. & Piping, 79 (2002), 341-349
- TRD301 Deutscher Dampfkesselausschuss: TRD 301, Zylinderschalen unter innerem Überdruck, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1979

-
- TRR100 Technische Regeln zur Druckbehälterverordnung - Rohrleitungen (TRR), Heymanns, 1998
- Vog65 Vogel, U.: Methoden der Traglastberechnung, Acier-Stahl-steel, 36, 1965, 560-566
- WRC107 Wichmann, K. R.; Hopper, A. G.; Mershon, J. L.: Local stresses in Spherical and Cylindrical shells due to External Loadings, WRC Bulletin 107, Rev. 3.79
- WRC297 Mershon, J. L.; Mokhtarian, K.; Ranjan, G. V.; Radabaugh, E. C.: Local Stresses in Cylindrical Shells due to External Loadings on Nozzles, WRC Bulletin 297, Rev. I, 9.87 (Supplement to WRC Bulletin 107)
- XCH95 Xue, M.D.; Chen, W.; Hwang, K.C.: Stresses at the intersection of two cylindrical shells, Nucl. Eng. Des. 154, 231–238, 1995
- XLH04 Xue, M.D.; Li, D.F.; Hwang, K.C.: Theoretical stress analysis of intersecting cylindrical shells subjected to external loads transmitted through branch pipes, Int. J. of Solids and Structures 42 (2005) 3299–3319
- XSK00 Xu, J.J.; Sun, B.C.; Koplik, B.: Local pressure stresses on lateral pipe nozzle with various angles of intersection, Nucl. Eng. & Design, 199, 335-340, 2000
- YL+05 Yang, P.; Liu, Y.; Ohtake, Y.; Yuan, H.; Cen, Z.: Limit analysis based on a modified compensation method for nozzle-to-cylinder junctions, Int. J. Pres. Ves. & Piping, 82, 770-776, 2005