

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

## **Untersuchung des Dichtverhaltens von metallischen Profildichtungen für Hochdruck-Apparate**

**Jürgen Deininger**

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
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. habil. J. Stichlmair

Die Dissertation wurde am 09.03.2004 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 21.07.2004 angenommen.

Die vorliegende Arbeit wurde im Internet auf dem Server der  
Bibliothek der Technischen Universität München veröffentlicht.

<http://tumb1.biblio.tu-muenchen.de/publ/diss/>

Druck: Eigenverlag

## **Vorwort**

*„Ein Grundsatz, der mit der Sinneswahrnehmung eines Experiments nicht übereinstimmt, ist kein Grundsatz. Die Erfahrung muß ihn beweisen. Ich muß den logischen Schluß als Beweis in der Naturwissenschaft ablehnen. Das Experiment allein gibt Gewißheit.“*

Albertus Magnus (1193 - 1280)

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau - Experimentelle Spannungsanalyse - der Technischen Universität München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Strohmeier für die Anregung zu dieser Arbeit, der Schaffung der entsprechenden Voraussetzungen, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre, sowie die Freiheit und das entgegengebrachte Vertrauen bei der Erstellung dieser Dissertation und der Bearbeitung aller anfallenden Aufgaben am Lehrstuhl.

Herzlich danken möchte ich ebenso Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. habil. Johann Stichlmair für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Zweitreferats. Für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Weuster-Botz.

Die Anfertigung der vorliegenden Arbeit wäre ohne die große Kollegialität am Lehrstuhl deutlich schwerer gefallen. Hierfür möchte ich allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Apparate- und Anlagenbau danken. Dies gilt insbesondere für Dipl.-Ing. Gerhard Meier, Dipl.-Ing. Thomas Kühn, Dipl.-Ing. Christoph Reichel und Dr.-Ing. Michael Fischer als bereitwillige Ansprechpartner bei der Diskussion fachlicher Problemstellungen. Herr Dipl.-Ing. Robert Aberl sorgte durch die Übernahme zweier Forschungsprojekte für eine wirkungsvolle Arbeitsentlastung, auch dafür vielen Dank.

Mein Dank gilt selbstverständlich auch meinem „Vorgänger“ Herrn Dr.-Ing. Robert Kauer, der mithilfe den Einstieg in dieses Forschungsthema zu finden. Außerdem ist den Kollegen Dipl.-Ing. Markus Jandeleit, Dr.-Ing. Reinhold Hölzl, Dipl.-Ing. Simon Pilhar und Dipl.-Ing. Thomas Berger für die Betreuung der Arbeitsplatzrechner und des Netzwerks zu danken. Dipl.-Ing. Thomas Herrmann danke ich für seine zuverlässige Arbeitsweise bei der Organisation.

Ich danke allen Studenten, die als wissenschaftliche Hilfskräfte beziehungsweise im Rahmen von Semester- und Diplomarbeiten bei der Durchführung und Auswertung von Versuchen oder bei der

Realisierung der Finite-Elemente-Modellierungen mitgewirkt haben. Besonders danke ich Ludwig Bauer und Ulrike Schneider für ihren unermüdlichen Einsatz bei den Experimenten sowie Ralph Lohner, Thomas Mussner und Patrick Wackers für ihre numerische Arbeiten. Großer Dank gilt ferner den Herren Helmut Herzig und Josef Geissinger für ihre tatkräftige und unersetzliche Unterstützung bei der Vorbereitung und Durchführung der Versuche sowie besonders Herrn Herbert Eppert, der darüber hinaus die Realisierung der Messtechnik engagiert übernahm.

Nicht zuletzt gilt mein besonderer Dank meiner Frau Anette, ohne deren Unterstützung und Verständnis ich diese Arbeit nicht erfolgreich hätte abschließen können.

Garching, Dezember 2004

Jürgen Deininger

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>7</b>
1.1 Beschreibung der untersuchten Dichtungssysteme .....	10
1.1.1 Die Doppelkonus-Dichtung .....	10
1.1.2 Die Delta-Dichtung.....	12
1.1.3 Die Ring-Joint-Dichtung .....	14
1.2 Anwendungsgebiete der untersuchten Dichtungstypen .....	15
<b>2 ZIEL DER UNTERSUCHUNG .....</b>	<b>18</b>
<b>3 LITERATURÜBERSICHT .....</b>	<b>20</b>
3.1 Vorgang des Abdichtens .....	20
3.2 Untersuchungen an metallischen Profildichtungen .....	29
3.3 Literatur zu Doppelkonus-, Delta- und Ring-Joint-Dichtungen ..	31
3.4 Beiträge der allgemeinen Kontaktmechanik .....	35
3.4.1 Eigenschaften des elastischen Kontakts.....	35
3.4.2 Der Reibungseinfluss.....	39
3.4.3 Beginn der plastischen Verformung bei Kontakt .....	44
3.4.4 Elasto-plastische Verformung bei Kontaktproblemen .....	45
3.5 Konsequenzen für die FE-Simulation .....	48
<b>4 VERSUCHSBEHÄLTER.....</b>	<b>51</b>
4.1 Messung der Schraubenkraft .....	52
4.2 Messung der Bauteilverformungen.....	54
4.3 Messung der Flächenpressung .....	56
4.3.1 Vergleich und Auswahl eines geeigneten Verfahrens.....	59
4.3.2 Vorbereitung und Kalibrierung des TekScan-Sensors .....	60
4.3.3 Einbau des TekScan-Sensors .....	62
<b>5 FEM-BASIERTE UNTERSUCHUNGEN.....</b>	<b>63</b>
5.1 Modellbildung und Vernetzung .....	63
5.2 Randbedingungen und Lastaufgabe .....	67
5.3 Materialverhalten .....	68
5.4 Behandlung von Kontaktphänomenen im FE-System MARC ..	72
5.4.1 Die Kontakterfassung .....	72
5.4.2 Erfassung des Reibungseinflusses.....	73
5.5 Vergleich der FE-Rechnungen mit den Literaturergebnissen...	76

<b>6</b>	<b>ERGEBNISSE DER RTJ-DICHTUNG .....</b>	<b>78</b>
6.1	Dichtungsbreite und Verteilung der Flächenpressung .....	78
6.2	Versuche am Stutzen mit RTJ-Dichtung .....	86
6.2.1	Auslegung mit der Euro-Norm EN 1591 .....	86
6.2.2	Vergleich der Experimente und FE .....	87
6.2.3	Einflussfaktoren auf das Ergebnis .....	96
6.2.4	Bewertung der Auslegung nach EN 1591 .....	101
6.3	Alternative Modellierung einer RTJ-Dichtung .....	104
6.3.1	Bestimmung der Kraft-Verformungs-Charakteristik .....	105
6.3.2	Vergleich mit den Ergebnissen aus Versuch und FE mit Kontakt.....	107
6.4	Variation des Dichtungsring-Werkstoffs.....	110
<b>7</b>	<b>ERGEBNISSE DER DOPPELKONUS-DICHTUNG .....</b>	<b>111</b>
7.1	Besonderheiten in der FE-Modellierung .....	111
7.2	Versuche am Stutzen mit Doppelkonus-Dichtung .....	112
7.2.1	Schraubenkraft .....	113
7.2.2	Verformung des Dichtungsring.....	114
7.2.3	Flächenpressungsverteilung .....	116
7.2.4	Dichtungskraft.....	120
7.2.5	Verformungen des Stutzens .....	122
7.3	Bewertung und Diskussion der Ergebnisse .....	125
7.3.1	Einfluss der Reibung auf die Doppelkonus-Dichtung .....	125
7.3.2	Bewertung der Auslegung nach Bertsch & Sigel .....	129
<b>8</b>	<b>ERGEBNISSE DER DELTA-DICHTUNG .....</b>	<b>132</b>
8.1	Versuche am Stutzen mit Delta-Dichtung.....	132
8.1.1	Schraubenkraft .....	132
8.1.2	Blocklage .....	133
8.1.3	Plastifizierung der Dichtung .....	135
8.1.4	Flächenpressungsverteilung .....	136
8.1.5	Dichtungskraft.....	142
8.1.6	Verformungen des Stutzens .....	143
8.2	Bewertung und Diskussion der Ergebnisse .....	145
<b>9</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....</b>	<b>148</b>
<b>10</b>	<b>LITERATUR.....</b>	<b>153</b>

## 1 Einleitung

Die Betreiber verfahrenstechnischer Anlagen sind aufgrund der steigenden Forderungen nach Wirtschaftlichkeit und hoher Verfügbarkeit bestrebt, die in ihren Anlagen ablaufenden verfahrenstechnischen Prozesse zu optimieren. Ein Parameter, der bei geeigneter Wahl zur Erfüllung der Forderungen beiträgt, ist der Prozessdruck. Eine Erhöhung des Betriebsdruckes bewirkt bei einer Vielzahl an chemischen Prozessen eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit. Dies ist zurückzuführen auf ein gesteigertes Reaktionsvermögen der beteiligten chemischen Stoffe. Durch einen geringeren Energiebedarf sowie einen geringeren Schadstoffanteil und besseren Stoffumsatz wird ein höherer Wirkungsgrad des verfahrenstechnischen Prozesses bewirkt. In den Materialwissenschaften können durch einen höheren Prozessdruck die physikalischen Eigenschaften der Materialien gezielt beeinflusst werden. So auch in den neuen Arbeitsfeldern der Biochemie, wo erst unter Vorliegen bestimmter Arbeitsdrücke der Aufbau der Proteine in der gewünschten Weise modifiziert werden kann.

Neben der Forderung nach verbesserter Wirtschaftlichkeit ist in den letzten Jahren zusätzlich die Erwartung nach einer hohen Verfügbarkeit der Anlage, verbunden mit nur geringen Beeinträchtigungen der Umwelt, ins Blickfeld der Anlagenbetreiber gerückt.

Stellvertretend für eine ganze Reihe von Vorschriften und Regelwerken zur Einhaltung von Umweltstandards sei hier auf die TA-Luft verwiesen. Die TA-Luft - in der Ausgabe Juli 2002 derzeit noch im Entwurf - stellt an Flanschverbindungen die Forderung nach technischer Dichtheit. Dabei sollen Flanschverbindungen nur dann verwendet werden, wenn sie notwendig sind und bei erstmaliger Prüfung nach VDI 2440 eine spezifische Leckrate von  $10^{-4}$  hPa·l/(s·m) nicht überschreiten. Die Erfüllung dieser und weiterer Forderungen gewährleistet die Qualifizierung der gewählten Flanschverbindung als höherwertig.

Bei Störfällen oder atypischen Betriebszuständen kommt den Flanschverbindungen eine hohe Bedeutung zu, da bei einem Versagen in der Regel spontan große Mengen Produkt freigesetzt werden: Flansch, Schraube und Dichtung tragen gemeinsam die Verantwortung dafür, dass dies nicht geschieht.

In diesem Spannungsfeld aus der Forderung nach Wirtschaftlichkeit und gleichzeitiger Erfüllung strenger Umweltschutzvorschriften gilt es in jeder verfahrenstechnischen Anlage eine Vielzahl an Öffnungen in Druckbehältern abzudichten. Das am häufigsten vorkommende

Dichtungssystem ist hierbei, wie im Falle der Abdichtung von Rohrleitungsflanschen, die Weichstoff-Flachdichtung. Der Einsatz der Weichstoff-Dichtungen (z. B. aus PTFE, mineralische Fasern etc.) ist allerdings auf einen maximalen Prozessdruck in der Größenordnung von 150 bar beschränkt. Der Grund hierfür ist die verminderte Standfestigkeit der Dichtungsmaterialien bei einem Einsatz unter hohem Druck und meist zugleich auftretender hoher Temperatur.

Für verfahrenstechnische und petrochemische Prozesse, deren Reaktionsbedingungen über der Einsatzgrenze von Weichstoff-Dichtungen liegen, werden daher vorzugsweise Metall-Dichtungen sowie Kombinationen aus Metall und Weichstoff verwendet. Der Einsatzbereich dieser Dichtungssysteme erstreckt sich von geringen abzudichtenden Innendrücken bis hin zu Höchstdruckanwendungen mit einem abzudichtenden Innendruck in der Größenordnung von ca. 800 bar.

Für die Verwendung von Metall-Dichtungen spricht nicht nur ihr weiter Anwendungsbereich, sondern auch eine Vielzahl von vorteilhaften Eigenschaften, so z. B.:

- ihre ausgezeichnete Beständigkeit gegen chemischen Angriff der Prozessmedien,
- die Erfüllung hoher Dichtheitsanforderungen,
- die hohe zulässige spezifische Pressung auf die Dichtung, wodurch die Bauweise der Flanschverbindung konstruktiv sehr günstig ausfällt,
- die durch die Ähnlichkeit von Dichtungs- und Flanschwerkstoff reduzierten Differenzdehnungen bei warmgehenden Verbindungen und
- die hohe Druckstandfestigkeit der Dichtungen.

Eine ausführliche Darstellung der Vorteile des Einsatzes von Metall-Dichtungen findet sich z. B. in den Veröffentlichungen von Tückmantel [Tuec86] und Reuter [Reu87]. Eine weitere Verbesserung der Eigenschaften von Metall-Dichtungen lässt sich durch die Verwendung einer geeigneten Weichstoffauflage erzielen.

Über die mittlerweile Jahrzehnte der Anwendung von Metalldichtungen wurden vielfältige konstruktive Ausführungen entwickelt, die sich im praktischen Einsatz in den Anlagen erfolgreich bewährt haben. Eine umfassende Systematik der verschiedenen Bauformen findet sich in den Arbeiten von Trutnovsky [Tru75] und Reuter [Reu87]. Deutlich wird, dass die Bezeichnung Dichtung der Problematik nicht gerecht wird. Vielmehr ist von Dichtungssystemen zu sprechen, da



nur die Beachtung des Zusammenwirkens von Flansch, Dichtung und Schraube eine den hohen Erwartungen entsprechende wirkungsvolle Abdichtung gegenüber der Umwelt ermöglicht.

In die Gruppe der Profildichtungen werden Dichtungssysteme eingeordnet, die durch die gewählte Querschnittsform nicht über ihre gesamte Breite im Kontakt mit den Gegenflächen des Flansches sind, sondern nur in lokal begrenzten Bereichen anliegen und an diesen Stellen durch hohe Flächenpressungen plastische Deformationen aufweisen.

Bei Profildichtungen werden folgende Wirkprinzipien zur Erzielung der gewünschten Abdichtung angewandt [Buc79]:

- Linienberührung der Kontaktpartner bei geringer Verpressung,
- zunehmende Flächenberührung der Kontaktpartner mit steigender Pressung,
- Ausnutzung der Keilwirkung zur Erhöhung der Dichtkraft,
- selbstdichtende Wirkungsweise.

Der Begriff der selbstdichtenden Wirkung bedarf einer genauen Differenzierung. In der Literatur wird unterschieden zwischen zwei Arten von selbstdichtenden Dichtungen. Beiden Varianten ist gemeinsam, dass die dem Druckmedium zugewandte Fläche größer als die Kontaktfläche ist. Demzufolge muss in den Kontaktflächen die Pressung zu jedem Zeitpunkt um einen bestimmten Faktor größer als der herrschende Innendruck sein, damit das Kräftegleichgewicht erfüllt ist. Die Stärke, mit der dieser Effekt zu der bei Innendruck vorhandenen Flächenpressung in der Dichtfläche beträgt, wird als Unterscheidungsmerkmal herangezogen. Tritt bei einer Druckerhöhung eine Zunahme der Flächenpressung auf, so gilt diese Dichtung als selbstdichtend im strengen Sinne [Buc79]. Oft tritt jedoch der Fall ein, dass mit der Innendruckerhöhung die Pressung in der Dichtfläche abnimmt, die Pressungsabnahme durch den beschriebenen Effekt aber abgemildert wird. Derartige Dichtungen werden in einigen Arbeiten als selbst-unterstützend bzw. selbst-verstärkend bezeichnet [Tru75], [Fre52].

Das Zusammenspiel aus gewähltem Wirkprinzip und der verwendeten Werkstoffpaarung ergibt eine sichere, kostengünstige und zuverlässige Abdichtung, die sich im täglichen Einsatz bewährt hat.

## 1.1 Beschreibung der untersuchten Dichtungssysteme

Die technische Umsetzung der oben genannten Wirkprinzipien führt zu einer Vielfalt von konstruktiven Ausführungen. Typische Konstruktionsformen sind die Ring-Joint-Dichtung, Doppelkonus-Dichtung und Delta-Dichtung. Aus diesem Grund werden diese Bauformen in dieser Arbeit näher untersucht. Eine ausführliche Beschreibung der Dichtungstypen erfolgt im nächsten Abschnitt.

### 1.1.1 Die Doppelkonus-Dichtung

Wirkprinzip: Linienberührung + Keilprinzip  
 Dichtungswerkstoff: Metall mit Zwischenlage verformungsfähiger Werkstoff

Die Doppelkonus-Dichtung ist eine Weiterentwicklung des Einfachkonus-Deckelverschlusses. Die Abbildung 1-1 aus [Rai56] zeigt den Schnitt durch eine Doppelkonus-Dichtung und verdeutlicht den Aufbau einer derartigen Verbindung. Die Kennzeichnung der einzelnen Bauteile in der Abbildung wird im folgenden Abschnitt beibehalten.

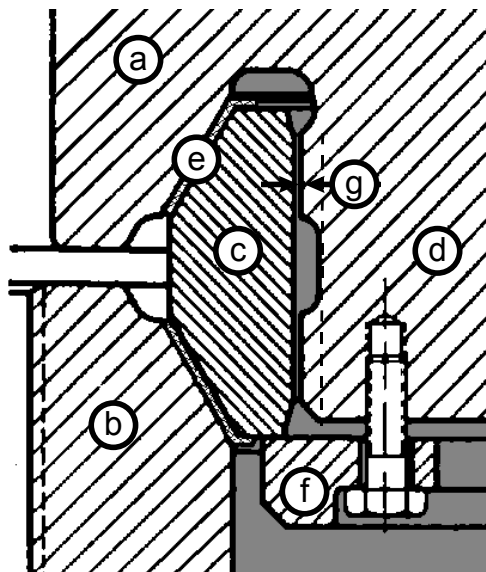


Abbildung 1-1 : Aufbau einer Doppelkonus-Dichtung [Rai56]

Die Doppelkonus-Dichtung besteht aus einem Stahlring (c) mit zwei Konusflächen am Außendurchmesser. Der Konuswinkel beträgt in der Regel  $30^\circ$  gegenüber der Rotationsachse des Ringes. Am Deckel (a) und am Flansch (b) liegt der Dichtungsring an Konusflächen an. Dabei ist bei der Fertigung zu beachten, dass der Konuswinkel der Gegenflächen geringfügig größer ist als der Konuswinkel am Dichtungsring selbst. Diese Winkeltoleranz - gebräuchlich ist eine Größenordnung von  $0,5^\circ$  - führt zu einer Linienberührung am Innendurchmesser. Der

Dichtungsring wird in eine Nut im Deckel eingelegt, wobei der Außendurchmesser der Nut kleiner als der Ring-Innendurchmesser und so ein definiertes Spiel ( $g$ ) vorhanden ist. In den zylindrischen Ansatz ( $d$ ) am Deckel sind Kanäle eingearbeitet, gleichmäßig über den Umfang verteilt. Durch einen Haltering ( $f$ ) wird der Dichtungsring in der Nut am Deckel befestigt. Dieser Haltering dient nur zur Erleichterung der Montage der Verbindung, für den späteren Betrieb hat er keine Funktion.

Häufig werden zwischen den Konusflächen des Ringes und des Flansches bzw. Deckels Folien ( $e$ ) aus einem leicht verformbaren Material mit einer Dicke von ca. 0,3 mm bis maximal 1,0 mm eingelegt. Als Folienmaterial werden z. B. Aluminium, Reingraphit, in Sonderfällen auch Materialien wie Titan, gewählt. Diese Zwischenlage aus leicht verformbarem Material gewährleistet eine optimale Anpassung der Dichtflächen und dient ferner dem Zweck, bereits bei beginnender Druckaufgabe die Dichtheit sicherzustellen. Die Folien werden in der Regel auf den Dichtungsring aufgeklebt. Um ein Verschieben der Folien bei der Montage zu verhindern, sind auf jeder Konusfläche umlaufende Rillen von einigen wenigen Millimetern Breite und einer Tiefe von wenigen Zehntelmillimeter vorgesehen.

Beim Aufbringen der Schraubenvorspannkraft wirkt auf die Konusflächen eine radiale Komponente der Vorspannkraft, wodurch der Dichtungsring radial gestaucht wird. Die maximale Verformung des Dichtungsringes wird durch das Spiel zwischen Ring-Innendurchmesser und Außendurchmesser des zylindrischen Ansatzes im Deckel vorgegeben. Das Spaltmaß wird so groß gewählt, dass bei Anlegen des Ringes am zylindrischen Ansatz noch keine plastische Deformation des Dichtungsringes vorliegt und somit die volle Ringelastizität erhalten bleibt. Ist das Spiel aufgebraucht, verhält sich der Doppelkonusring bei einer weiteren Erhöhung der Schraubenvorspannkraft wie ein am Deckel angedrehter Einfach-Konus. Während der Druckaufgabe beginnt der Deckel vom Flansch abzuheben und die Schrauben zu dehnen. In der Folge löst sich der Dichtungsring ab einem Grenzdruck vom zylindrischen Ansatz und dehnt sich in radialer Richtung proportional zur Schraubenlängung. Auf seiner Innenseite ist der Dichtungsring mit Innendruck beaufschlagt - hierzu dienen die Kanäle im zylindrischen Ansatz des Deckels - und wird dadurch verstärkt gegen die Dichtflächen an Flansch und Deckel gedrückt.

Beim Einbau des Deckels ist aufgrund der Winkeldifferenz der Konusflächen eine Linienberührung zwischen Dichtungsring und Deckel bzw. Flansch gegeben.

Mit Aufgabe der Schraubenvorspannkraft und unter Berücksichtigung der Folienzwischenlage verbreitert sich der Kontaktbereich und geht

von der Linienberührung in eine flächige Berührung über. Zunächst nimmt die Flächenpressung bei Druckaufgabe ab. Sobald der Dichtungsring beginnt, sich vom zylindrischen Ansatz des Deckels abzuheben, erhöht sich die Flächenpressung jedoch proportional zur Zunahme des Innendrucks.

Die Doppelkonus-Dichtung wirkt somit selbstdichtend, d. h. nach einer Vorspannung von nur einem Bruchteil der späteren Gesamtlast wird die zum Dichthalten erforderliche Pressung in den Dichtflächen durch den Innendruck im Behälter selbst erzeugt.

### 1.1.2 Die Delta-Dichtung

Wirkprinzip: Linienberührung + Keilprinzip

Dichtungswerkstoff: Metall

Die Delta-Dichtung kann auf die Doppelkonus-Dichtung zurückgeführt werden, wenn man die Neigung der Konusflächen erhöht und zugleich den Gesamtquerschnitt verringert. Obwohl die Entwicklung der Delta-Dichtung historisch gesehen einen anderen Weg ging, bleibt die große Ähnlichkeit mit der Doppelkonus-Dichtung - insbesondere auch in ihrer Funktionsweise - erhalten.

Der Dichtungsring der Delta-Dichtung besitzt ein gleichschenkliges Keilprofil. Der Einbau in den Deckel bzw. Flansch erfolgt in der Weise, dass die Spitze nach außen, die Basis des Dreiecks nach innen zeigt. Im späteren Betrieb ist die Innenseite des Dichtungsringes mit Innendruck beaufschlagt. Eine Schnittansicht durch eine Delta-Dichtung zeigt Abbildung 1-2.

Für den Flankenwinkel der Nuten in Deckel und Flansch ist ein größerer Winkel vorzusehen, damit nach dem Einbau des Dichtungsringes nur die beiden gegenüberliegenden Spitzen des Dreieckprofils im Nutgrund anliegen. Die Höhe des Dichtungsringes ist ein wenig höher als die Summe der Nuttiefen der Sitze in Deckel bzw. Flansch (linke Zeichnung in Abbildung 1-2).

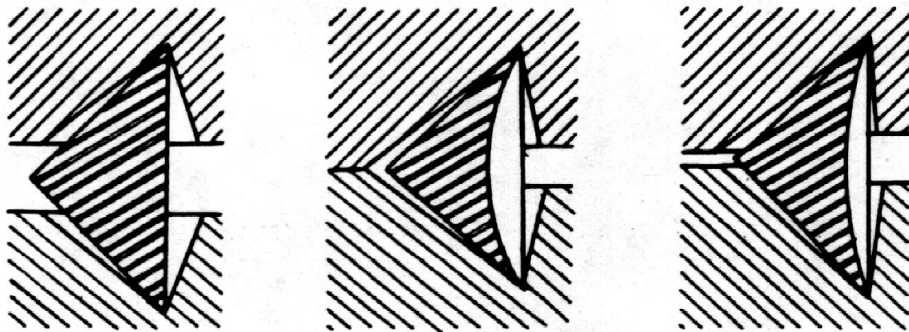
Durch das Vorspannen der Schrauben wird die Dichtung um das Übermaß zusammengedrückt, bis die Flanschflächen aufeinanderliegen. Aufgrund der Blocklage von Flansch und Deckel liegt die Dichtung im Kraftnebenschluss (Abbildung 1-2 Mitte). Die Verformung der Dichtung setzt sich aus einem elastischen und einem plastischen Anteil zusammen. Die exakte Anpassung der feinbearbeiteten Flächen von Dichtung und Nut bewirkt der plastische Verformungsanteil. Die elastische Verformung der Dichtung führt zu einer Verwölbung des Querschnitts und zu einem Anliegen der beiden Dreiecksflanken an den gegenüberliegenden Nutflanken. Die für die

Abdichtung erforderliche Flächenpressung auf der Dichtung wird allein durch diesen elastischen Verformungsanteil sichergestellt.

Nur wenn die Schraubenvorspannkraft ausreichend hoch gewählt ist, dass im Betriebszustand die Blocklage von Flansch und Deckel aufrechterhalten bleibt, bewirkt die Axiallast aus dem Innendruck keine Veränderung der Pressungsverteilung auf der Dichtung. Der auf der Innenseite des Dichtungsringes anstehende Druck unterstützt durch eine Verstärkung der Querschnittsverwölbung das Abdichtungsvermögen dieser Dichtung.

Buchter [Buc67] sieht in diesem Dichtungstypen einen weiteren Vorteil, denn geht die Blocklage durch eine außergewöhnliche Drucksteigerung im Behälter verloren, so wird der Dichtungsring in den entstehenden Spalt zwischen Flansch und Deckel gedrückt und die Abdichtung bleibt erhalten (Abbildung 1-2 rechts). Als nachteilig erachtet er die hohen Anforderungen an die Oberflächengüte der Nuten und Ringflanken sowie die hohe Fertigungsgenauigkeit.

In einigen wenigen Literaturstellen, so z. B. in [Tru75] und [Coo49], wird bei der Montage keine Blocklage von Flansch und Deckel angestrebt. Der Dichtungsring befindet sich damit im Krafthaupschluss und wird bei Druckaufgabe durch die auf den Deckel wirkende Axiallast entlastet.



**Abbildung 1-2 : Delta-Dichtung in verformtem Zustand**

### 1.1.3 Die Ring-Joint-Dichtung

Wirkprinzip: Linienberührung + Keilprinzip

Dichtungswerkstoff: Metall

Die Ring-Joint-Dichtung besteht aus einem Metallring mit ovalem Querschnitt. Die Ursprünge dieses Dichtungstyps liegen in der petrochemischen Industrie. Als einzige der drei untersuchten Dichtungstypen sind die Abmessungen der Ring-Joint-Dichtung genormt. Aufgrund ihres Ursprungs in Nordamerika sind dies die Normen ASME B 16.20 und API Std 6 A. Die dort definierten Geometrien wurden in andere Regelwerke unverändert übernommen.

In Deckel und Flansch wird der Dichtungsring in Nuten mit schrägen Seitenflächen eingelegt. Im Einbauzustand liegt somit an allen vier Flanken eine Linienberührung vor. Mit Aufgabe der Schraubenvorspannkraft verbreitert sich die anfänglich vorhandene Berührlinie und es liegt Flächenkontakt vor. Abbildung 1-3 zeigt einen Schnitt durch eine Rohrleitungsflanschverbindung mit RTJ-Dichtung.

Die halbkreisförmige Kontur des Dichtungsringes schmiegt sich an der Kontaktlinie an die kegelförmige Flanke der Nut an, weshalb diese Dichtung auch zur Gruppe der Schmiegedichtungen zugeordnet wird.

Die hierzu erforderliche - lokal begrenzte - plastische Verformung des Dichtungsringes ermöglicht ein Anpassen von Dichtung und Gegenfläche. Im Betriebszustand wird die Innenseite der Dichtung mit Druck beaufschlagt und der Dichtungsring somit gegen die äußeren Nutflanken der Gegenflansche gedrückt.

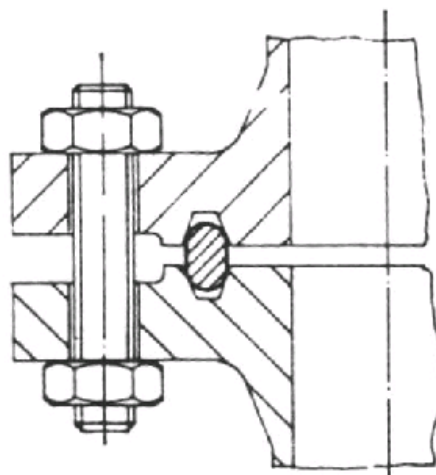


Abbildung 1-3 : RTJ-Dichtung in einem Rohrleitungsflansch

## 1.2 Anwendungsgebiete der untersuchten Dichtungstypen

Um einen Überblick über den Anwendungsbereich der untersuchten Dichtungen zu erhalten, wurde die vorhandene Literatur nach dokumentierten Anwendungsfällen ausgewertet. Bei der Doppelkonus-Dichtung und der Delta-Dichtung handelt es sich dabei um Dichtungssysteme, die fast ausschließlich für die Abdichtung von Druckbehälteröffnungen vorgesehen sind. Bei der Ring-Joint-Dichtung dagegen liegt das Hauptanwendungsgebiet auf dem Feld der Rohrverbindungen und nur in Ausnahmefällen bei der Abdichtung von Druckbehältern.

Das Ergebnis dieser Auswertung ist in Abbildung 1-4 zusammengefasst. In den Diagrammen ist jeweils der mögliche Anwendungsbereich eingezeichnet, wobei durch die Schattierung das Hauptanwendungsgebiet gesondert markiert ist. Nur für die Doppelkonus-Dichtung wurden die einzelnen in der Literatur dokumentierten Anwendungsfälle im Diagramm durch Datenpunkte markiert.

Als Ergebnis bleibt festzuhalten:

- Der Bereich des abzudichtenden Innendrucks ist bei allen drei Dichtungen gleich.
- Die Doppelkonus-Dichtung wird bis zu abzudichtenden Durchmessern von ca. 2500 mm angewandt.
- Die Delta-Dichtung liegt sowohl beim abzudichtenden Innendruck als auch Durchmesser im Mittelfeld.
- Die Ring-Joint-Dichtung wird bis in den Bereich höchster Drücke eingesetzt, allerdings auf kleine abzudichtende Durchmesser beschränkt.

Typische Behälterkonstruktionen mit Doppelkonus-Dichtung bzw. Delta-Dichtung zeigen Abbildung 1-5 und Abbildung 1-6.

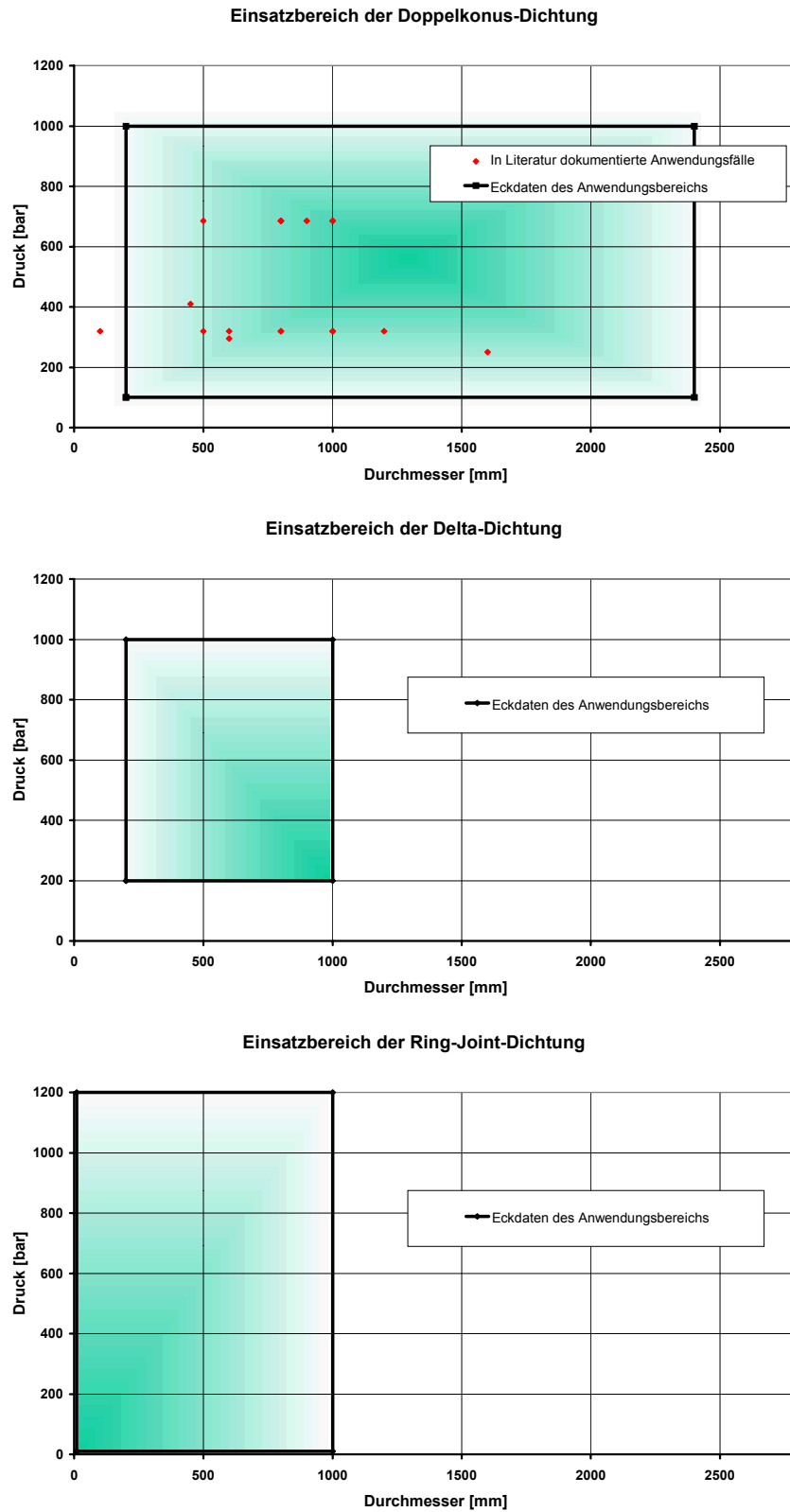
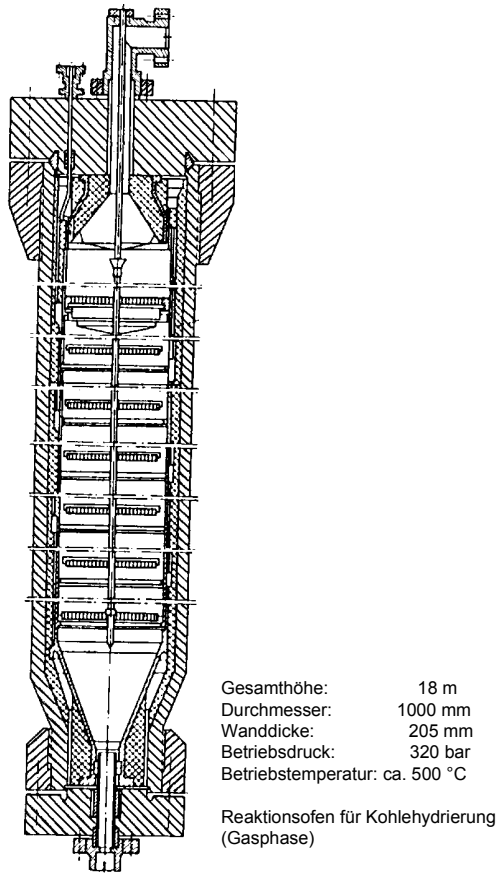
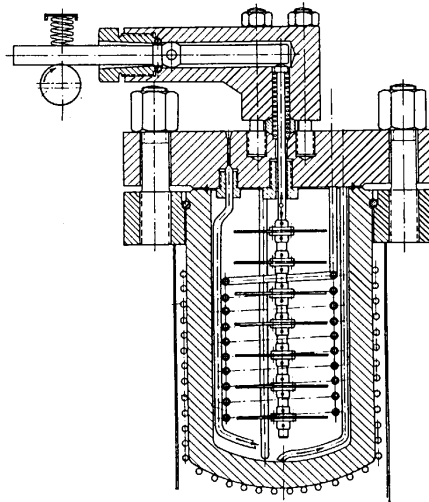


Abbildung 1-4 : Einsatzbereich der untersuchten Dichtungen





**Abbildung 1-5 : Hochdruckbehälter mit Doppelkonus-Dichtung [Buc67]**



Hochdruckautoklav mit Inneneinbauten

**Abbildung 1-6 : Hochdruckbehälter mit Delta-Dichtung [Buc67]**

## 2 Ziel der Untersuchung

Trotz der guten Betriebserfahrungen mit derartigen Dichtungssystemen besteht bei allgemeinen Grundlagen bzw. ganzheitlichen Betrachtungen des Systems Flansch-Dichtung-Schraube ein erhebliches Defizit. Die Auslegung der behandelten Dichtungssysteme basiert im Wesentlichen auf Erfahrungswerten. Nur in seltenen Fällen kann auf ein Berechnungsverfahren zurückgegriffen werden. Eine Zusammenstellung der Möglichkeiten zur Auslegung für die untersuchten Dichtungssysteme enthält der Abschnitt 3.3.

Dieses Wissensdefizit verhindert die Vorausberechnung von Größen wie:

- bei der Montage aufzubringende Schraubenvorspannkraft,
- Schraubkraft in den verschiedenen Betriebszuständen,
- Dichtungskraft in den verschiedenen Betriebszuständen,
- die auf die Dichtungsfläche wirkende Pressung,
- und der verpresste Dichtungsbereich.

Somit sind die wesentlichen Größen für eine wirtschaftliche Dimensionierung von Flansch, Deckel, Dichtung und Schrauben unbekannt. Auch eine Beurteilung der zu erwartenden Güte der Abdichtung ist nicht möglich, da die im Betrieb vorhandene Flächenpressung auf der Dichtung und die Breite des verpressten Bereichs nicht bekannt ist. Damit entfällt für die Dichtungshersteller bzw. Anlagenbetreiber die Möglichkeit, einen rechnerischen Nachweis darüber zu führen, dass mit dem vorgesehenen Dichtungssystem ein für die Umgebung gefahrloser und für den Betreiber wirtschaftlicher Betrieb gewährleistet ist. Dieser Umstand ist aus Gründen der Produkthaftung oder der Gewährleistungspflicht gegenüber dem Kunden oftmals nicht hinnehmbar.

Mit der neuentwickelten Euronorm EN 1591 hat sich die Situation nicht verbessert, da einerseits Dichtungssysteme wie die Doppelkonus-Dichtung oder Delta-Dichtung überhaupt nicht berücksichtigt sind oder andererseits die Besonderheiten eines Dichtungssystems nur pauschal in den Berechnungsgang aufgenommen wurden.

Um die Verbreitung und Akzeptanz der EN 1591 bei den Anwendern zu fördern, sind Erfahrungen aus der industriellen Praxis unverzichtbar. Das Sammeln dieser Erfahrungen erfordert jedoch viel Zeit. Durch Bauteilversuche an realen Flanschgeometrien und Simulations-

rechnungen - validiert durch Versuche - lässt sich diese Zeit verkürzen. Damit ist die Überprüfung einer Vielzahl von Anwendungsfällen in vergleichsweise kurzer Zeit und letztlich die Schaffung einer Vertrauensbasis für die Anwendung der EN 1591 möglich.

Die vorliegende Arbeit soll zur Verbesserung der beschriebenen Situation einen Beitrag leisten. Durch die Kombination aus Bauteilversuchen und Einsatz leistungsfähiger numerischer Werkzeuge soll insbesondere die Frage nach der Flächenpressungsverteilung über der Dichtungsbreite beantwortet werden.

### 3 Literaturübersicht

Auf dem Gebiet der Dichtungstechnik sind in den letzten Jahren umfangreiche Forschungsarbeiten durchgeführt worden, die wertvolle Beiträge zum Verständnis des Vorgangs des Abdichtens und der Funktionsweise von Dichtungen geleistet haben. Hierüber sind zahlreiche Aufsätze und Berichte namhafter Forschergruppen verfügbar, auf deren vollständige Beschreibung allerdings im Rahmen dieser Arbeit verzichtet werden soll. Eine umfangreiche und strukturiert aufgearbeitete Zusammenstellung stellt die Arbeit von Kauer [Kau00] zur Verfügung.

Die nachfolgende Literaturübersicht beschränkt sich auf Arbeiten, die in direktem Zusammenhang mit der Themenstellung stehen bzw. durch ihre Ergebnisse relevant sind. Daraus folgt, dass der zeitliche Zusammenhang nicht immer beachtet werden konnte.

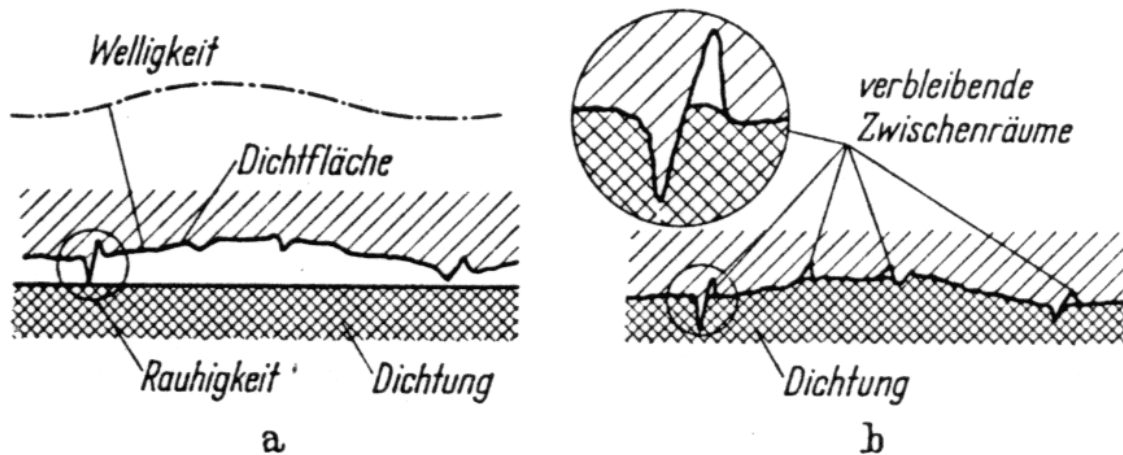
#### 3.1 Vorgang des Abdichtens

Für das grundlegende Verständnis der Arbeitsweise einer Dichtung ist zunächst der Abdichtvorgang an sich zu betrachten. Bereits 1940 hat sich Trutnovsky [Tru40] mit den Vorgängen in der Berührfläche der Kontaktpaarung Flansch-Dichtung beschäftigt und die Forderung nach einer plastischen Verformung der Dichtung als wichtigstes Kriterium für eine dichte Verbindung erkannt. Insbesondere bei Profildichtungen ist eine plastische Verformung in der Berührlinie unabdingbar, um eine funktionierende Barriere gegen das Austreten des Druckmediums herzustellen. Eine verfeinerte Betrachtung über die Anpassung der Kontaktflächen enthält [Tru75] und [Mik69]. In diesen Arbeiten wird die Anpassung der Kontaktflächen und die mit steigender Last zunehmende Verbreiterung des Kontaktbereichs in einzelne Stufen unterteilt:

- 1. Stufe: Plastische Deformation der vorhandenen Rauigkeitsspitzen, elastische Formänderung der Grundkörper. (Abbildung 3-1 links)
- 2. Stufe: Übergreifen der plastischen Deformation auf benachbarte Rauigkeitsspitzen, Vergrößerung der Kontaktpunkte.
- 3. Stufe: Verbinden der bereits verformten Rauigkeitsspitzen, Beginn Fließen des Grundkörpers der Dichtung, flächige Verbreiterung des Kontakts.
- 4. Stufe: Fortschreitende lokal begrenzte plastische Deformation des weicheren Dichtungsgrundkörpers, Stützwirkung von benachbarten nur elastisch beanspruchten Bereichen, Aus-

gleich von Oberflächenfehlern, rasche Zunahme der Kontaktbreite. (Abbildung 3-1 rechts)

- 5. Stufe: Plastische Deformation der Dichtung, Versagen der Dichtung.



**Abbildung 3-1 : Anpassung der Dichtflächen [Tru75]**

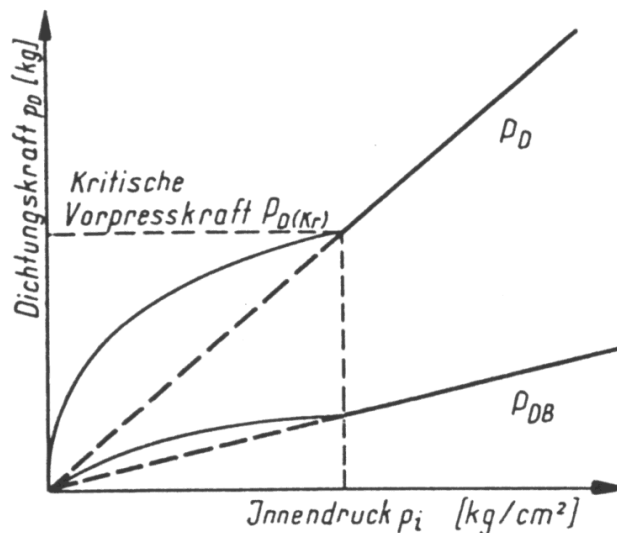
Ergebnis dieser Überlegungen ist auch, dass es eine vollständig dichte Verbindung nicht geben kann, da im Kontaktbereich immer unausgefüllte Kanäle verbleiben, die ein Austreten des Mediums ermöglichen. Dichtheit ist damit an eine im jeweiligen Anwendungsfall gerade noch zulässige Leckage gekoppelt. Welche Güte der Dichtheit mit der gewählten Dichtung erzielt werden kann, hängt damit im entscheidenden Maße von der plastischen Vorverformung des Dichtungswerkstoffes bei der Montage ab.

Glaser [Gla67] weist darauf hin, dass nur geringfügige Relativverschiebungen der Kontaktpartner zueinander im Kontaktbereich zulässig sind. Dies gilt in allen dem Zusammenbau folgenden Lastzuständen. Ansonsten wird die beim Zusammenbau erreichte Anpassung der Dichtflächen wieder aufgehoben. Dies hätte eine starke Zunahme der Durchlässigkeit und damit erhöhte Leckage zur Folge. Gleichwohl sieht er aber die Möglichkeit, durch eine optimierte Gestaltung der Dichtungsform eine möglichst vorteilhafte Dichtwirkung zu erzielen.

In Ergänzung zu dieser „mikroskopischen“ Betrachtungsweise und ihrer Konzentration auf die Vorgänge im Kontaktbereich widmeten sich andere Arbeiten dem „makroskopischen“ Verhalten der Dichtung in einer Flanschverbindung.

Von grundlegender Bedeutung sind hier die Arbeiten von Siebel und Krägeloh [Sie55] [Krae54]. Sie erarbeiteten den Grundstein für die Flanschauslegung nach den Regelwerken AD-B7 und DIN Vornorm 2505.

In umfangreichen Versuchsreihen wurden Dichtungen zwischen steifen Platten verpresst und mit Innendruck beaufschlagt bis Leckage eintrat. Geprüft wurden dabei sowohl Flachdichtungen aus Metall, Asbest und Metall/Asbest-Kombinationen als auch Profildichtungen in Form von Rund-, Spießkant- und Linsendichtungen. Allen geprüften Dichtungen war die in Abbildung 3-2 dargestellte Dichtungscharakteristik gemeinsam. Eine Dichtung erfordert bei der erstmaligen Montage eine ausreichende Vorverformung, die unterhalb eines Grenzwertes vom abzudichtenden Innendruck abhängig ist, oberhalb dagegen konstant bleibt. Wird beim Zusammenbau dieser Grenzwert überschritten, so ist die erforderliche Dichtungskraft im Betriebszustand proportional zum aufgebrauchten Innendruck. Dies kann dadurch begründet werden, dass mit Erreichen der kritischen Vorverformungskraft alle Leckkanäle in der Kontaktfläche durch plastische Deformation und im Falle von Weichstoffdichtungen im Dichtungsquerschnitt selbst geschlossen werden und die technische Dichtheit hergestellt wird.

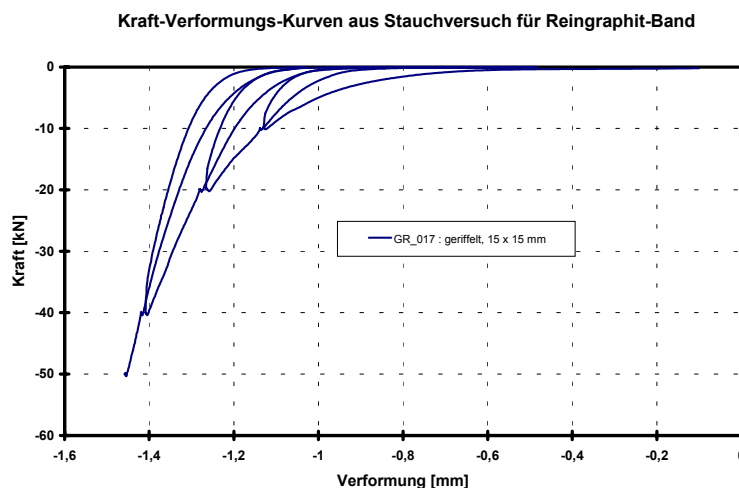


**Abbildung 3-2 : Dichtungscharakteristik nach [Sie55]**  
(Quelle: [Voll56])

Unterhalb der kritischen Vorverformungskraft ist die erforderliche Kraft für den Zusammenbau vom abzudichtenden Innendruck abhängig.

Nach einmaliger Verpressung der Dichtung mit einer Kraft größer der erforderlichen Verformungskraft ist für nachfolgende Innendruckversuche die bei einem erneuten Zusammenbau aufzubringende Dichtungskraft proportional zum Innendruck. Dies gilt aber nur, wenn die Lage der Dichtung zu den Flanschflächen unverändert bleibt und damit die erfolgte Anpassung der Kontaktflächen nicht aufgehoben wird.

Der Einfluss von Faktoren wie Dichtungswerkstoff, Gestalt der Dichtung oder auch die Oberflächenrauigkeit der Dichtflächen auf die Dichtungscharakteristik findet ebenfalls Beachtung. Von besonderem Interesse ist die Berücksichtigung des nicht-linearen Verformungsverhaltens von Weichstoffdichtungen und ihr von der maximal aufgebrauchten Pressung abhängiges Rückfederungsverhalten. Als Beispiel dafür zeigt Abbildung 3-3 das Ergebnis eigener Versuche mit einem geriffelten Band aus Rein-Graphit.



**Abbildung 3-3 : Verformungscharakteristik Weichstoff-Dichtung**

Schwaigerer [Schwai51] und Vollbrecht [Voll56] ergänzten diese Arbeiten durch weitere Beobachtungen. So untersuchte [Schwai51] das Abdichtungsvermögen von profilierten Dichtungsleisten, die aufgrund ihrer Formgebung der Ring-Joint-Dichtung ähnlich sind. Seine Versuche zeigen Übereinstimmung mit dem prinzipiellen Dichtungsverhalten nach Abbildung 3-2. Außerdem betont er die Bedeutung der Kontaktbreite auf das Dichtvermögen. Nach Vollbrecht [Voll56] ist bei Dichtungen mit einer nur schmalen Berührlinie darauf zu achten, dass die Berührlinie zwischen Montage- und Betriebszustand in ihrer Lage unverändert bleibt.

In Folge dieser Erkenntnisse wurden zur Beschreibung des Dichtungsverhaltens für die Flanschauslegung Kennwerte definiert [Schwai54]. Ein Beispiel hierfür ist das AD-Merkblatt B7. Die Kennwerte bedeuten:

- Kennwert  $k_0$   
Kennwert für die kritische Vorpressung. Berücksichtigt den Einfluss des Dichtungswerkstoffes.
- Kennwert  $k_1$   
Kennwert für die erforderliche Flächenpressung in der Dichtfläche im Betriebszustand, damit Dichtheit sichergestellt ist. Entspricht der Steigung der Geraden der Betriebsdichtungskraft in Abbildung 3-2.
- Kennwert  $K_D$   
Dieser Kennwert ist ein Maß für den Formänderungswiderstand der Dichtung bei Raumtemperatur. In Verbindung mit dem Kennwert  $k_0$  wird damit eine ausreichende Vorverformung der Dichtung im Einbau gewährleistet.

Aufgrund der gestiegenen Anforderungen an die Dichtheit von Flanschverbindungen und durch das Verbot der Verwendung von Asbest als Dichtungswerkstoff war eine Neugestaltung der Flanschauslegung erforderlich. Der Höhepunkt der Bemühungen wurde in den 90er Jahren erreicht, da zeitgleich eine Harmonisierung der europaweiten Regelwerke zur Flanschauslegung angestrebt wurde. Im Zuge dessen war man bestrebt, neue Dichtungskennwerte zu bestimmen, die das Dichtungsverhalten genauer beschreiben und zudem eine Aussage über die im Betrieb zu erwartende Leckage ermöglichen. Einen wesentlichen Beitrag leistete dabei die Untersuchungen an der MPA Stuttgart, beispielsweise [Kock91].

Das Ergebnis ist für Dichtungen im Krafthauptschluss die DIN 28090 bzw. der Entwurf für die EN 13555.

Nunmehr werden nicht die Dichtungskräfte betrachtet, sondern die maßgeblichen Größen sind die in der Dichtfläche vorhandenen Flächenpressungswerte im Einbau und im Betrieb. Der Kernpunkt ist dabei die Bestimmung der neu vereinbarten Dichtungskennwerte in Abhängigkeit einer spezifischen Leckrate. Die spezifische Leckrate mit der Einheit [mg/s/m] ist als Masse an Mediumverlust pro Zeit bezogen auf den Dichtungsumfang definiert. In den Normen sind drei - allerdings nicht verbindliche und jederzeit an veränderte Anforderungen anpassbare - Leckageklassen definiert. Eine beispielhafte



Anwendung der Leckageklassen (Dichtheitsklassen) in der Kerntechnik zeigt Tabelle 3-1 [Bar00]. Die Gültigkeit der Dichtungskennwerte nur im Zusammenhang mit einer Leckageklasse wird durch Anhängen des Indizes L zum Ausdruck gebracht.

Die Neuregelung der Dichtungskennwerte und der zur Bestimmung erforderlichen Prüfverfahren umfasst (Symbole nach DIN 28090):

- die Mindestflächenpressung für Montage  $\sigma_{VU,L}$
- die Mindestflächenpressung für Betrieb  $\sigma_{BU,L}$

Dieser Punkt beinhaltet die einzige Abweichung der prEN 13555 von der DIN 28090. In der DIN 28090 wird statt der Mindestflächenpressung ein Dichtheitsfaktor  $m$  definiert, für den gilt:  $\sigma_{BU,L} = m \cdot p$

Die genauere Definition findet sich in der prEN 13555 mit Berücksichtigung der Dichtheitsklasse, dem Innendruck und der bei der Montage erreichten Flächenpressung.

- Maximalflächenpressung für Montage  $\sigma_{VO}$
- Maximalflächenpressung für Betrieb  $\sigma_{BO}$
- Ersatz-Elastizitätsmodul  $E_D$
- Setzbetrag Dichtung  $\Delta h_D$  bzw. Kriech-Relaxationsfaktor  $g_c$

Dichtheitsklasse L	Leckagerate [mg/m/sec] (für N <sub>2</sub> )	Medium
L <sub>1,0</sub>	1	Wasser ohne Aktivität
L <sub>0,1</sub>	10 <sup>-1</sup>	a) Wasser aktivitätsführend b) Wasserdampf ohne Aktivität c) Druckluft
L <sub>0,01</sub>	10 <sup>-2</sup>	Wasserdampf aktivitätsführend
L <sub>0,001</sub>	10 <sup>-3</sup>	H <sub>2</sub> -Gas

**Tabelle 3-1 : Beispiel für Verwendung von Dichtheitsklassen**

Die diesen Kennwerten zugrunde liegende Dichtungscharakteristik zeigt Abbildung 3-4. Die Werte für die Mindestflächenpressung im Einbauzustand  $\sigma_{VU,L}$  werden dem Kurvenast entnommen, der der Erstbelastung entspricht. Im Schnittpunkt von Belastungskurve und betrachteter Dichtheitsklasse liegt der gesuchte Wert für die Mindest-

flächenpressung  $\sigma_{VU,L}$ . Ähnlich ist das Vorgehen für die Bestimmung der Mindestflächenpressung im Betriebszustand  $\sigma_{BU,L}$ . Hierfür ist die Entlastungskurve maßgeblich. Diese beiden Kennwerte bilden die untere Grenze für die Dichtflächenpressung. Um ein mechanisches Versagen der Dichtung auszuschließen, darf die vorhandene Flächenpressung die Maximalpressung im Einbauzustand  $\sigma_{VO}$  bzw. Betriebszustand  $\sigma_{BO}$  nicht überschreiten. Der Ersatz-Elastizitätsmodul und der Kriech-Relaxationsfaktor dienen zur Beschreibung des mechanischen Verhaltens der Dichtung.

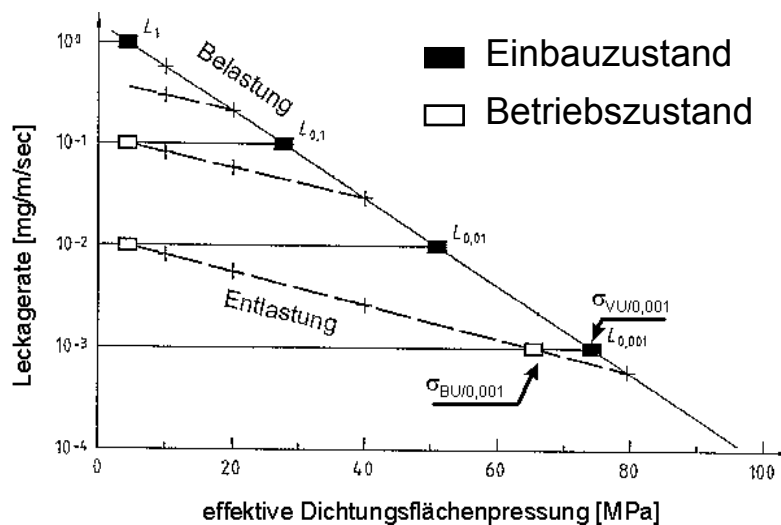


Abbildung 3-4 : Dichtungscharakteristik nach DIN 28090

Die Einordnung der neuen Dichtungskennwerte zu den in anderen Regelwerken verwendeten Kennwerten und gegebenenfalls ihre Umrechnung ineinander ist in Tabelle 3-2 zusammengefasst. Diese Zusammenstellung ist den Arbeiten von Tietze [Tie00], Kauer [Kau00] und Bartonicek [Bar00] entnommen, wurde jedoch an die in der aktuellen Fassung der jeweiligen Norm verwendeten Bezeichnungen angepasst.

Weiterführende Informationen über die Dichtungskennwerte, ihre Anwendung und dazugehörige Prüfverfahren sind in [Kock00a], [Bar00] und [Roth98] enthalten. Die Einordnung der neuen Dichtungskennwerte nach prEN 13555 im Vergleich zu den ebenfalls neu überarbeiteten Dichtungskennwerten im ASME Code sowie die Möglichkeiten einer Harmonisierung beleuchtet Birembaut [Bir00].

Bedeutung	AD-B7 1986	DIN V 2505 1964	DIN E 2505 1986/90	DIN 28090 1995	prEN 13555 2002	DIN EN 1591 2001	Beziehungen
Minimale Dichtflächenpressung im Einbauzustand	$k_0 K_D$	$k_0 K_D$	$\sigma_{VU}$	$\sigma_{VU/L}$	$Q_{MIN(L)}$	$Q_{MIN}$	$Q_{MIN(L)} = Q_{MIN} = \sigma_{VU/L}$ $\sigma_{VU} = k_0 K_D / b_D$
Minimale Dichtflächenpressung im Betriebszustand	$k_1$	$k_1$	$\sigma_{BU}$ $m$	$\sigma_{BU/L}$ $m_L$	$Q_{S MIN(L)}$	$Q_I$	$\sigma_{BU} = k_1 p_i / b_D$
Maximale Dichtflächenpressung im Einbauzustand		$V$	$\sigma_{VO}$	$\sigma_{VO}$	$Q_{CRIT}$ $Q_{TOP}$	$Q_{MAX,ref}$	$Q_{MAX,ref} = \sigma_{VO} = 0,8 Q_{CRIT} = 0,8 Q_{TOP}$ $\sigma_{VO} = V k_0 K_D / b_D$
Maximale Dichtflächenpressung im Betriebszustand		$k_2 K_{D\theta}$	$\sigma_{BO}$	$\sigma_{BO}$	$Q_{S MAX}$	$Q_{MAX}$	$Q_{MAX} = \sigma_{BO}$ $\sigma_{BO} = k_2 K_{D\theta} / b_D$
Ersatz-Elastizitätsmodul		$E_D$	$E_D$	$E_{D(\sigma^i)}$	$E_O K_1$	$E_O K_1$	$E_{D(\sigma^i)} = E_D = K_1 \cdot Q + E_0$
Setzbetrag			$\Delta V$	$\Delta h_D$			$\Delta h_D = \Delta V$
Kriech-Relaxationsfaktor					$g_C$	$g_C$	
thermischer Ausdehnungsfaktor					$\alpha_G$	$\alpha_G$	

**Tabelle 3-2 : Zusammenstellung Dichtungskennwerte**

Für Dichtungen, die in der Flanschverbindung im Kraftnebenschluss eingebaut sind, sind zur Beschreibung des Dichtungsverhaltens ebenfalls Kennwerte nötig. In den Veröffentlichungen von Schaaf [Scha02] und [Roth98] werden als Kennwerte vorgeschlagen:

- Dichtungsflächenpressung zum Erreichen der Blocklage,
- maximal abzdichtender Innendruck bei Einhaltung der vorgegebenen Dichtheitsklasse,
- Beschreibung des Kriech- und Relaxationsverhaltens.

Mit Kenntnis dieser Kennwerte kann das mechanische Verhalten einer Kraftnebenschluss-Flanschverbindung einer Berechnung zugänglich gemacht werden [Bar00].

An der MPA Stuttgart wurde vor kurzem ein Forschungsvorhaben abgeschlossen, das die genaue Definition der vorstehend genannten Kennwerte und die dazu erforderlichen Prüfverfahren zum Ziel hatte. Allerdings konzentrierten sich die Anstrengungen im Rahmen dieses Vorhabens auf Spiraldichtungen und Weichstoff-Flachdichtungen, so dass weiterhin keine neuen Ergebnisse für metallische Profildichtungen verfügbar sind. Eine Vorab-Veröffentlichung der gewonnenen Ergebnisse enthält [Kock00b].

In der Zusammenfassung der Betrachtung des Abdichtvorgangs einer Dichtung muss die große Bedeutung der im Einbau- und Betriebszu-

stand auf die Dichtungsfläche wirkenden Flächenpressung betont werden. Ziel des Konstrukteurs ist es daher, in allen Zuständen die Dichtungspressung innerhalb eines zulässigen Bereichs zu halten. Dies kann auf verschiedenen Wegen erreicht werden:

- Durch Aufgeben einer äußeren Kraft, die im Montagezustand die erforderliche Vorverformung der Dichtung und in allen nachfolgenden Betriebszuständen eine für die Dichtheit ausreichend hohe Flächenpressung sicherstellt. Um die dazu nötigen, oftmals sehr hohen, Schraubenkräfte zu reduzieren, wird für die Dichtung statt eines Flächenkontakts eine Linienberührung vorgesehen. Alternativ wird die Dichtung mit konischen Flanken versehen und in entsprechend gestaltete Nuten im Flansch eingelegt. Die Keilwirkung steigert dann die wirksame Dichtungskraft.
- Druckbeaufschlagte Dichtungen werden durch die Schraubenkraft nur soweit vorgepresst wie es zum Erzielen einer anfänglichen Dichtheit erforderlich ist. Mit Innendruckaufgabe nimmt die Pressung in der Dichtfläche durch Einwirkung des Innendrucks auf die Dichtung selbst zu. Also unterstützt der Innendruck die Dichtung in ihrer Funktion, weshalb diese Bauform als selbst-unterstützte Dichtung („pressure-energized“) bezeichnet wird. Die Zunahme der Flächenpressung mit Innendruckaufgabe lässt sich durch eine gegenüber der Kontaktfläche vergrößerte Innenfläche der Dichtung, die mit dem Druckmedium in Berührung kommt, konstruktiv realisieren. Dadurch ist gewährleistet, dass die Kontaktpressung den Innendruck um den Faktor übersteigt, der sich aus dem Verhältnis von mit Innendruck beaufschlagter Dichtungsfläche und Berührfläche ergibt („unsupported-area-principle“). Dieser Effekt kann wiederum durch konische Flanken der Dichtung weiter verstärkt werden.
- Wird die Dichtwirkung vorwiegend durch elastische Rückfederung des Dichtungsringes erzielt, so spricht man von eigenelastischen („self-energized“) Dichtungen. Hierbei wird beim Zusammenbau der Flanschverbindung bereits die maximale Flächenpressung erzielt und im späteren Betrieb durch die Eigenelastizität des Dichtungsringes aufrechterhalten.

Für Dichtungen in Hochdruckanwendungen werden vorzugsweise die beiden letztgenannten Wirkprinzipien ausgenutzt, da dadurch wirtschaftlich sinnvolle Flanschkonstruktionen möglich werden.

Diese Aufstellung gibt verkürzt die Einteilung nach den Arbeiten von Trutnovsky [Tru75], Mikesell [Mik69], Freeman [Fre52] und Stevens-Guille [Stev78] wieder. Alle Autoren betonen, dass für eine Dichtung meist eine Kombination von Wirkprinzipien genutzt wird und daher eine strenge Zuordnung in eine Gruppe nicht möglich ist. Ein gutes Beispiel hierfür ist die Doppelkonus-Dichtung, die alle drei Wirkprinzipien in sich vereint und diese je nach Belastungszustand unterschiedlich deutlich ausgeprägt nutzt.

### **3.2 Untersuchungen an metallischen Profildichtungen**

Sehr früh untersuchte Siebel [Sie35] das Abdichtungsvermögen von Profildichtungen. Die untersuchten Dichtungen waren Spießkant-, Rund- und Dreiecksdichtungen aus den Werkstoffen Kupfer, Stahl, Aluminium und Edelstahl. Sowohl bei Raumtemperatur als auch bei einer Temperatur von 200 °C bzw. 300 °C wurden die Probedichtungen mit Innendruck beaufschlagt bis Undichtigkeiten festgestellt werden konnten. Ergebnis dieser Versuche war das Verhältnis von Dichtungskraft zu Innendruckkraft. Dieses Verhältnis schwankte für alle Profilformen und Werkstoffe bei Raumtemperatur zwischen 2 bis 3. Festgestellt wurde auch, dass mit erhöhter Temperatur das Abdichtungsvermögen von Profildichtungen aus Metallen sich verbessert, weshalb das gemessene Kraftverhältnis Werte kleiner 2 annahm.

Diese Ergebnisse werden durch die Arbeiten von Trutnovsky [Tru40] bestätigt.

Die Kraft-Formänderungs-Charakteristik von verschiedenen Dichtungsprofilen rückte in den Blickpunkt der Arbeit von Schwaigerer und Kobitzsch [Schwai47]. Ausgehend von dem für die Flansche bzw. Dichtung gewählten Fertigungsverfahren sollte die Höhe der Profil-Unebenheiten abgeschätzt werden. Mit diesem Wert kann dann über die Kraft-Formänderungs-Kurven eine erforderliche Vorpresskraft ermittelt werden. Die Betriebs-Dichtkraft für Profildichtungen ist dagegen linear vom abzudichtenden Innendruck abhängig. Bezieht man die Betriebs-Dichtkraft auf den Dichtungsumfang so nimmt der Proportionalitätsfaktor Werte im Bereich von 8 bis 22 [Nmm] an. Natürlich haben die gewählte Profilform und der Dichtungswerkstoff großen Einfluss auf den Wert. Neu ist in dieser Arbeit, dass die Dauerbelastung der Dichtung unter Betriebsbedingungen berücksichtigt wird.

Eine Besonderheit stellen die Versuche von Schwaigerer und Seufert [Schwai51] dar. Hier wurden nicht Profildichtungen untersucht, sondern an Flansche angearbeitete profilierte Dichtungsleisten. Die Innendruckversuche mit Wasser bestätigen die Gültigkeit der

Dichtungscharakteristik aus Abbildung 3-2. Allerdings ist für die Dichtheit das Vorhandensein einer Mindestbreite des Kontakts zu fordern. Die erforderliche Kraft zur Vorverformung der Dichtung bezogen auf den Dichtungsumfang ergibt sich in Abhängigkeit von der Streckgrenze des Dichtleistenwerkstoffs.

Niemeier [Nie53] trägt mit Überlegungen zur konstruktiven Gestaltung von Profildichtungen zur Diskussion bei. Die Innendruckversuche an Delta-Dichtungen sind leider nur ungenau beschrieben, so dass der Nutzen sehr gering ausfällt.

Die Arbeiten von Krägeloh [Krae54] und Siebel [Sie55] stellen einen bedeutenden Schritt dar. Ihre systematischen Untersuchungen setzten die Bemühungen aus vorangegangenen Arbeiten fort und legen den Grundstein für die bisherige Dichtungsberechnung. Das Versuchsprogramm umfasste Innendruckversuche und Stauchversuche an Linsen-, Rund-, Spießkant- und balligen Dichtungen aus den Werkstoffen Kupfer, Aluminium, Weicheisen und Stahl. Auch der Einfluss wichtiger Parameter wie Durchmesser, Dichtungsbreite und Werkstoff werden berücksichtigt. Ergebnis sind die Kennwerte wie sie z. B. im AD-Merkblatt B7 oder der DIN Vornorm 2505 zusammengefasst sind. Insbesondere [Sie55] enthält eine detaillierte Diskussion der Verhältnisse im Einbau-, Betriebs- und Anfahrzustand anhand des Verspannungsschaubilds. Versuche zur Druckstandfestigkeit von metallischen Dichtungen bei erhöhter Temperatur ergänzen sich.

Die Verformungen einer Flanschverbindung mit Spießkantdichtung sind Gegenstand der Untersuchungen von Haenle [Hae57]. Er deckt einen weiten Durchmesserbereich ab, allerdings beschränkt auf geringe Innendrucke.

Die Arbeit von Mikesell [Mik69] widmet sich einer wenig verbreiteten Sonderbauform der Doppelkonus-Dichtung. Die sogenannte Grayloc-Dichtung wird im Gegensatz zur Doppelkonus-Dichtung meist in Rohrleitungs-Flanschverbindungen eingesetzt, wobei der Einbau als Kraftnebenschluss-Dichtung erfolgt. Eine linear-elastische FE-Analyse des Dichtringes wird durch Experimente bestätigt.

Die Bestimmung der Kontaktbreite balliger Dichtungsringe steht im Mittelpunkt der Untersuchungen von Kockelmann [Kock91], [Kock89]. Für die experimentellen Untersuchungen werden ballige Dichtungsringe zwischen zwei steifen Platten verpresst und nach Entlastung die Dichtungsbreite im Querschliff vermessen. Der Schmiegunsradius wird dabei im Bereich von 5 mm bis 160 mm variiert. Die Dichtungsringe sind aus Weicheisen, Edelstahl und warmfestem Stahl gefertigt. Eine erste Näherungsformel, die aus den Beziehungen für den elastischen Kontakt von Zylinder auf Ebene abgeleitet wurde, kann durch die Ergebnisse nicht bestätigt werden. Eine zufriedenstellende

Übereinstimmung ergibt eine Formel, in der der Schmiegungradius und das Fließverhalten des Werkstoffes berücksichtigt sind. Die Formel lautet:

$$b = 0,08r^{0,8} + \frac{1}{R_{p0,2} + R_m} \cdot \frac{F}{\pi d}$$

$b$	radiale Breite der Kontaktfläche [mm]
$r$	Schmiegungradius [mm]
$R_{p0,2}$	(Ersatz-)Streckgrenze [N/mm <sup>2</sup> ]
$R_m$	Zugfestigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]
$F$	Dichtungskraft [N]
$d$	mittlerer Dichtungsdurchmesser [mm]

Das Ergebnis dieser Untersuchung wird in einer Veröffentlichung von Tückmantel [Tuec96a] kritisiert. Die Kritikpunkte setzen an der eingeschränkten Umsetzbarkeit der Zahlenwertgleichung in einen allgemein anwendbaren Berechnungsalgorithmus und der Ungültigkeit für Schneidendichtungen an. Eine erneute Auswertung der Versuchsergebnisse dieser Studie durch den Autor führt auf die Formel:

$$b = 0,58 \sqrt[3,5]{r \left( \frac{F}{\pi d R_m} \right)^{2,5}}$$

Neuere Untersuchungen, wie sie insbesondere durch die Neudefinition der Dichtungskennwerte notwendig wären, sind derzeit nicht veröffentlicht. Insbesondere fehlen Studien, die die vorhandene Dichtflächenpressung und Kontaktbreite einer metallischen Profildichtung mit der zu erwartenden Leckagemenge in Relation setzen.

### 3.3 Literatur zu Doppelkonus-, Delta- und Ring-Joint-Dichtungen

Eine Auswertung der vorhandenen Literatur speziell nach Informationen über die untersuchten Dichtungssysteme Doppelkonus-, Delta- und Ring-Joint-Dichtung ergab eine Vielzahl an Literaturstellen, die eine Funktionsbeschreibung dieser Dichtsysteme enthalten. So findet sich in den Arbeiten von Ehle [Ehl71] und Vollbrecht [Voll53] die Funktionsweise einer Doppelkonus-Dichtung, in Berger [Ber58] und Freeman [Free52] die Beschreibung sowohl der Doppelkonus-Dichtung als auch der Delta-Dichtung. Buchter [Buc67] dokumentiert die Verwendung einer Delta-Dichtung zur Abdichtung von Hochdruck-

behältern. Dunkle [Dunk61] schildert außer der Delta-Dichtung auch die Ring-Joint-Dichtung in ihrer Funktionsweise.

Neben der Beschreibung des Dichtungssystems enthalten eine Reihe von Veröffentlichungen Angaben zur Dimensionierung des Dichtungs-rings. Für die Delta-Dichtung sind dies Coopey [Coo49] und Niemeier [Nie53]. Jawad [Jaw84] macht hierzu Angaben für den Ring einer Doppelkonus-Dichtung und einer Delta-Dichtung. Die Ring-Joint-Dichtung steht im Mittelpunkt der Arbeit von Brocks [Broc58], ergänzt durch die Beschreibung der Ring-Joint-Dichtung mit oktogonalem Querschnitt und Erfahrungen von Anwendern.

Nur wenige Autoren stellen Angaben zu der Schraubenvorspannkraft im Montagezustand bzw. der im Betrieb zu erwartenden Schraubenkraft als wesentliche Dimensionierungsgröße der Flanschverbindung zur Verfügung.

Sehr gegensätzliche Angaben finden sich für die Delta-Dichtung. Während Trutnovsky [Tru75] den Einbau der Dichtung im Krafthauptschluss empfiehlt und dafür eine Schraubenvorspannkraft von ca. 10 % der auf den Deckel wirkenden Innendruckkraft vorsieht, wird in der Dokumentation der Firma Thyssen [Thy79a] der Dichtungsring im Kraftnebenschluss eingebaut und die Schraubenvorspannkraft ca. 5 % höher als die Innendruckkraft auf den Deckel gewählt.

Eine ähnliche Streubreite weisen die Angaben der Literatur für die Doppelkonus-Dichtung auf. Krondorf [Kro56] empfiehlt eine Schraubenvorspannung in Höhe der Innendruckkraft und leitet ferner eine Abschätzung für den Betriebszustand ab. Ebenso verfährt Buchter [Buc67], macht aber keinerlei Angaben über die Höhe der zu wählenden Schraubenvorspannkraft. Übereinstimmend empfehlen Trutnovsky [Tru75], Tüchtmantel [Tuec96b], Karl [Kar71], Meincke [Mein62] und die Thyssen Firmenschrift [Thy79b] eine Schraubenvorspannkraft von ca. 20 % bis 30 % der Innendruckkraft. Über die Höhe der Schraubenkraft im Betriebszustand sind nur in den drei letztgenannten Veröffentlichungen Angaben in der Größenordnung von 10 % über der Innendruckkraft enthalten. Abgeleitet wird die Schraubenkraft im Betriebszustand jeweils durch eine Gleichgewichtsbetrachtung der am Dichtungsring angreifenden Kräfte, wobei [Thy79b] die Längenänderung der Schrauben mit Druckaufgabe berücksichtigt. Motiviert durch eine Leckage an einem Druckbehälter mit Doppelkonus-Dichtung stellt Bertsch [Bert68] ein sehr differenziertes Auslegungsverfahren für die Doppelkonus-Dichtung vor. Ausgangspunkt für die Berechnung ist das Abheben der Innenseite des Doppelkonus-Rings vom Deckel mit Aufgabe des Innendrucks. Mit Berücksichtigung der Schraubenlängung und dem radialen Zurückfedern des bei der



Montage elastisch gestauchten Dichtungsringes wird durch eine Gleichgewichtsbetrachtung am Ring die Änderung der Schraubenkraft bei Druckaufgabe abgeleitet. Die vorhandene Reibung auf den Dichtflächen fließt in die Berechnung mit ein. Unter der Annahme einer vollflächigen Berührung der Dichtungsflanken wird von den Autoren eine Formel zur Berechnung der mittleren Dichtflächenpresung angegeben. Die üblicherweise vorhandene Winkeldifferenz zwischen den Dichtungsflanken wird also vernachlässigt.

Ein von Tückmantel [Tuec82] entwickeltes Auswahlverfahren für Ring-Joint-Dichtungen konnte sich nicht durchsetzen. Für die Ring-Joint-Dichtung kann aber zur Berechnung der Schraubenkräfte im Montage- und Betriebszustand auf die aktuelle Euronorm EN 1591 zurückgegriffen werden.

Die Euronorm EN 1591 beinhaltet erstmalig die Möglichkeit zugleich mit dem Festigkeitsnachweis einen Dichtheitsnachweis für die Flanschverbindung zu führen. Die Norm besteht aus zwei Teilen, wobei die EN 1591-1 das Berechnungsverfahren enthält und in EN 1591-2 Dichtungskennwerte tabellarisch hinterlegt sind. Diese Dichtungskennwerte haben bisher nur vorläufigen Charakter und sollen baldmöglichst durch fundierte Werte ersetzt werden. Grundlage des Berechnungsalgorithmus ist ein rotationssymmetrisches Modell der Flanschverbindung. In die Berechnung fließt das Verformungsverhalten des Gesamtsystems Flanschverbindung ein. Hierzu werden die mechanischen Steifigkeiten der Flansche, Schrauben und Dichtung bestimmt, so dass auch die Änderung der Schrauben- und Dichtungskraft zwischen dem Montagezustand und allen nachfolgenden Berechnungszuständen ermittelt werden kann. Dadurch ist eine Überprüfung der vorhandenen Dichtungskräfte gegenüber den minimal erforderlichen Kräften für die Dichtheit und den maximal ertragbaren Kräften für die Festigkeitsbewertung durchführbar. In einem ersten Schritt wird hierzu die Anfangs-Mindest-Schraubenkraft berechnet, so dass für jeden nachfolgenden Berechnungszustand die ermittelte Dichtungskraft den Grenzwert für die Mindest-Dichtungskraft nicht unterschreitet. Dies ist ein iterativer Vorgang, da der Einflussparameter vorhandene Dichtungsbreite wiederum selbst von der Schraubenkraft abhängig ist. Einmal für den Montagezustand bestimmt, wird die berechnete Kontaktbreite für alle weiteren Berechnungszustände unverändert beibehalten.

Für den Fall der Ring-Joint-Dichtung erfolgt die Berechnung der Dichtungsbreite nach:

$$b_{Gi} = \sqrt{\frac{12 r_2 \cdot \cos\varphi_G \cdot F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot E_{G0}} + \left[ \frac{F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot Q_{\max,y}} \right]^2}$$

$b_{Gi}$	Breite der Dichtung [mm]
$r_2$	Krümmungsradius im Dichtungsquerschnitt [mm]
$\varphi_G$	radialer Neigungswinkel der Nutflanke (hier: 67°)
$E_{G0}$	Elastizitätsmodul der Dichtung [N/mm <sup>2</sup> ]
$F_{G0}$	axiale Dichtungskraft im Montagezustand [N]
$Q_{\max,y}$	max. zulässige Druckspannung der Dichtung [N/mm <sup>2</sup> ]
$d_{Ge}$	mittlerer Dichtungsdurchmesser [mm]

Die Bedeutung dieses Formelausdrucks erschließt sich aus DIN EN 1591-Beiblatt. Der erste Term unter der Wurzel gibt den elastischen Anteil an der Kontaktbreite an. Er basiert auf den Gleichungen der Hertzschen Pressung für die Berührung Zylinder gegen Ebene, allerdings unter Ausnutzung möglicher Vereinfachungen. Der zweite Term beschreibt den plastischen Anteil an der Kontaktbreite. Er errechnet sich unter Annahme einer konstanten Pressung in Höhe von  $Q_{\max,y}$  über die gesamte Kontaktbreite. Die resultierende Breite ist der quadratische Mittelwert aus elastischem und plastischem Anteil. Zu beachten ist weiterhin, dass dieser Wert einerseits die Summe der Kontaktbreiten bei doppelseitiger Berührung und andererseits die axiale Projektion der real vorhandenen Kontaktfläche darstellt. Für eine Ring-Joint-Dichtung stellt die plastische Verformung den dominierenden Anteil, daher kommt dem Kennwert  $Q_{\max,y}$  große Bedeutung zu. Der elastische Anteil ist dagegen vernachlässigbar gering.

Sowohl numerische als auch experimentelle Untersuchungen am Lehrstuhl durch Kauer [Kau01] belegen die nur unbefriedigende Eignung dieser Berechnungsvorschrift für den Nachweis von Rohrleitungs-Flanschverbindungen mit Metall-Flachdichtung.

Abschließend sollen noch drei interessante Beiträge für die Doppelkonus-Dichtung angeführt werden. Boon [Boo58] führte Versuche zur Bestimmung des Reibkoeffizienten in der Dichtfläche durch. Dehnungsmessungen an der Innen- und Außenseite eines Hochdruckbehälters mit Doppelkonus-Dichtung sind bei Findlay [Find70] dokumentiert. Aktuell ist eine Veröffentlichung des Autors Kirkemo

[Kirk02], der sich mit einer Variante der Doppelkonus-Dichtung beschäftigt, die als Kraftnebenschluss-Dichtung für Rohrleitungs-Flanschverbindungen vorgesehen ist.

Dieser auf das Wesentliche konzentrierte Literaturüberblick macht deutlich, dass einerseits die untersuchten Dichtungssysteme für den Einsatz bei Hochdruckanwendungen gebräuchlich sind, aber andererseits für den Konstrukteur große Wissenslücken bei der Berechnung und Auslegung zu bewältigen sind.

### **3.4 Beiträge der allgemeinen Kontaktmechanik**

Zur Beurteilung einiger grundlegender Phänomene bei Kontaktproblemen wurde eine gezielte Literaturrecherche durchgeführt. In der Arbeit von Wackers [Wack01] erfahren drei Fragestellungen besondere Aufmerksamkeit:

- Die Eigenschaften des elastischen Kontakts nach Hertz.
- Der Einfluss von Reibung beim elastischen Kontakt zweier Körper.
- Die plastische Verformung bei Kontaktpaarungen, die über das elastische Limit hinaus belastet werden.

Als Anwendungsfall wird die Ring-Joint-Dichtung gewählt, da sie sich gut für die Übertragbarkeit und beispielhafte Anwendung der gefundenen Aussagen eignet.

#### **3.4.1 Eigenschaften des elastischen Kontakts**

Die ersten Untersuchungen zum Kontakt zweier elastischer Körper wurden bereits 1880 durch Hertz durchgeführt. Die daraus resultierenden Ergebnisse führten auf die noch heute gültigen Formeln für den Kontakt zweier beliebig gekrümmter Körper.

Die Hertz'schen Formeln enthalten jedoch einige Vereinfachungen und sind nur unter Einhaltung bestimmter Voraussetzungen gültig:

- Die Kontur der Kontaktkörper muss im Kontaktbereich durch eine Fläche zweiter Ordnung angenähert werden können.
- Die Kontaktfläche ist im Vergleich zu den Abmessungen und Krümmungsradien der Kontaktkörper klein.
- Für die Berechnung der Deformationen werden die Kontaktkörper als elastische Halbräume dargestellt.
- Das Material ist homogen, isotrop und gehorcht dem Hooke'schen Gesetz, d. h. es ist ideal-elastisch.

- Die Kontaktflächen übertragen keine Tangentialkräfte, d. h. der Kontakt ist reibungsfrei.

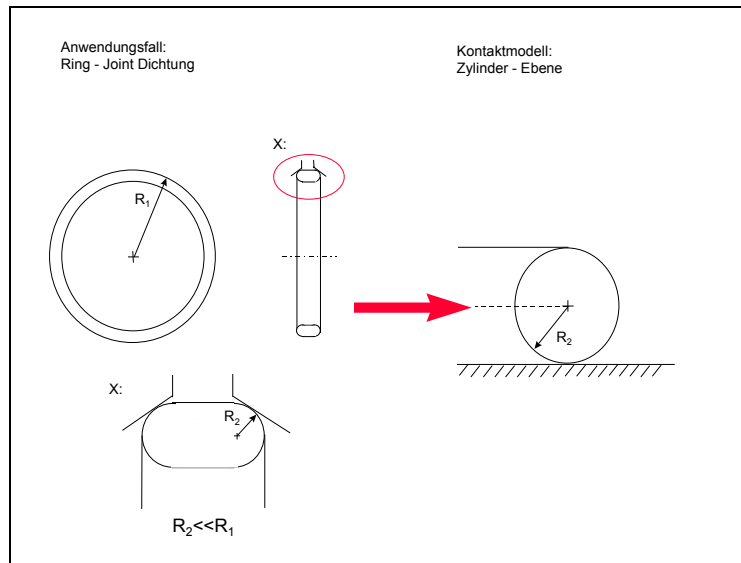
Da im Fall der untersuchten Ring-Joint Dichtung an jeder Flanke eine umlaufende Kontaktlinie vorliegt, sind die allgemeinen Hertz'schen Formeln für elliptische Berührungsflächen nicht anwendbar. Auch die Variante des Kontakts zwischen Keil und Ebene ist aufgrund der auftretenden Spannungssingularitäten auszuschließen. Vielmehr ist die Geometrie der Ring-Joint Dichtung gekennzeichnet durch ihre stark unterschiedlichen und konstanten Krümmungsradien in beiden Krümmungsebenen (siehe Abbildung 3-5). Dadurch ist als äquivalentes theoretisches Modell die Berührung von unendlich langem Zylinder und Ebene zu wählen.

Der Radius des Dichtungsringes wird gegenüber dem deutlich kleineren Ballungsradius der Dichtung vernachlässigt. Dies ist zulässig, wenn der Radius des Dichtungsringes deutlich größer als der Ballungsradius der Dichtung ist. Dann kann der Einfluss der Krümmung in der Ringebene für die Kontaktanalyse vernachlässigt werden.

Die Beschränkung auf den Kontakt zwischen Zylinder und Ebene rechtfertigt weitere Vereinfachungen:

- Für die Problembeschreibung ist eine zweidimensionale Betrachtung ausreichend.
- Die Kontaktzone reduziert sich auf einen Kontaktstreifen der charakteristischen Breite  $2a$ .

Im Fall des unendlich langen Zylinders kann im Körperinneren ein ebener Formänderungszustand angenommen werden. Mit guter Näherung ist diese Annahme auch auf den geschlossenen Dichtungsring übertragbar.



**Abbildung 3-5 : Modellbildung für die RTJ-Dichtung**

Für den Fall des zweidimensionalen Kontaktes zwischen zwei Zylindern bzw. zwischen einem Zylinder und einer Ebene, die ihrerseits wiederum als Zylinder mit unendlichem Radius angenommen werden kann, können die Formeln für die Kontaktspannungen und die Kontaktbreite ebenso aus der Hertz'schen Theorie abgeleitet werden. Die Gleichungen werden an dieser Stelle nur zusammengefasst wiedergegeben, für die Herleitung sei auf die Standardwerke von Johnson [John85] und Hills [Hill93] verwiesen.

Die elastischen Materialkonstanten der beiden Kontaktkörper werden in einem Ersatz-Elastizitätsmodul zusammengefasst.

$$E^* = \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$$

Die halbe Kontaktbreite  $a$  wird aus der aufgetragenen Streckenlast  $P$ , dem Krümmungsradius  $R$  und Ersatz-Elastizitätsmodul berechnet.

$$a = \sqrt{\frac{4PR}{\pi E^*}}$$

Die Flächenpressungsverteilung  $p(x)$  über die Kontaktbreite  $2a$  nimmt nach Hertz die Form eines Halbkreises an.

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} (a^2 - x^2)^{1/2}$$



Charakteristisch für den elastischen und reibungsfreien Kontakt zweier Körper ist, dass der Punkt der maximalen Beanspruchung in einer Tiefe von  $z = 0,78a$  auf der z-Koordinatenachse liegt. Wird als Maß für die Beanspruchung die Vergleichsspannung nach von Mises gewählt, so beträgt diese an diesem Punkt  $\tau_{\max} = 0,27 p_0$  [Smit53]. Demnach kann die wirkende Flächenpressung deutlich größere Werte als die Werkstoffstreckgrenze annehmen, ohne dass zunächst plastische Verformungen zu erwarten sind. Der im Körperinnern sich befindende - lokal sehr stark begrenzte - plastische Materialbereich wird weiterhin von einem nur elastisch beanspruchten Werkstoff umschlossen und erfährt somit eine Stützwirkung.

Der Spannungszustand abseits der z-Achse im Inneren der Kontaktkörper wird für den Fall des elastischen Kontakts ebenfalls in mehreren Arbeiten genauer betrachtet. McEwen [McEw49] hat den Fall des zweidimensionalen Kontaktproblems zweier Zylinder bereits 1949 in geschlossener Form gelöst. Sein Ansatz berücksichtigt auch den Einfluss einer Tangentiallast, die infolge von Reibung zwischen den sich berührenden Körpern wirkt.

Lösungen in geschlossener Form für dasselbe Problem sind ebenso von Smith & Liu [Smit53], Poritsky [Pori50] und Sackfield & Hills [Sack83] entwickelt worden.

### 3.4.2 Der Reibungseinfluss

Eine Voraussetzung für die Gültigkeit der Hertz'schen Theorie ist das Fehlen einer Tangentiallast an der Kontaktfläche. Tritt in der Kontaktzone keine Reibung auf und besitzen beide Kontaktkörper gleiche elastische Materialeigenschaften, ist diese Bedingung erfüllt. Liegen aber beispielsweise verschiedene Querdehnzahlen  $\nu$  vor, dann unterscheiden sich die durch die aufgebrachte Belastung hervorgerufenen Querdehnungen. Die entstehende Relativbewegung des Materials im unmittelbaren Kontaktbereich wird durch eine reibungsinduzierte Gegenkraft behindert. Da die Kontaktkörper im Anwendungsfall der RTJ-Dichtung annähernd gleiche elastische Konstanten besitzen, kann dieser Effekt unberücksichtigt bleiben.

Dies ändert sich, wenn die Kontaktkörper zusätzlich durch eine externe Tangentiallast beansprucht werden. Den Einbau des RTJ-Dichtungsringes in eine keilförmige Nut belastet den Kontakt zwischen Dichtung und Stützendeckel bzw. -flansch sowohl normal als auch tangential zur Nutebene. Die Wirkrichtung der Tangentiallast im idealisierten Kontaktmodell Zylinder-Ebene wird stets in positiver x-Richtung angenommen.

Die Normalkraft  $p(x)$  und die reibungsinduzierte Tangentialkraft  $q(x)$  sind über einen konstanten Reibwert  $\mu$  miteinander verknüpft.

$$|q(x)| = \mu p(x)$$

Nach Johnson [John85] ist die Normalkomponente der Verschiebung an der Oberfläche, die durch eine Tangentiallast hervorgerufen wird, proportional zur elastischen Konstante  $(1 - 2\nu)/G$ . Um die Gleichgewichtsbedingung zu erfüllen, muss die Tangentiallast an den gegenüberliegenden Oberflächen der Kontaktpartner gleich groß und entgegengesetzt gerichtet sein. Daraus lässt sich schließen, dass bei gleichen elastischen Materialkonstanten gleiche und entgegengesetzt gerichtete Verschiebungen erzeugt werden. Die Oberflächenverformungen der beiden Kontaktkörper bleiben also konform und die Flächenpressungsverteilung wird gegenüber der Hertz'schen Lösung nicht verändert. Die Breite der Kontaktzone  $2a$  bleibt von der tangentialen Belastung ebenso unberührt.

Für den Fall des Kontaktes zwischen zwei Zylindern bzw. zwischen Zylinder und Ebene sind die Spannungskomponenten an jedem beliebigen Punkt unter kombinierter Wirkung von Tangential- und Normallast in geschlossener Form von Smith & Liu [Smit53], McEwen [McEw49], Poritsky [Pori50] und Sackfield & Hills [Sack83] gelöst worden. Alle diese Analysen wenden ein Superpositionsprinzip an. Dazu werden die Spannungen aus Normal- und Tangentiallast als unabhängig voneinander angesehen. Für die Berechnung der Oberflächenspannungen eignet sich besonders die von Smith & Liu entwickelte Lösung:

$$\sigma_x = \left\{ \begin{array}{l} -2\mu p_0 \left[ \frac{x}{a} - \sqrt{\frac{x^2}{a^2} - 1} \right] \Leftrightarrow x \geq a \\ -p_0 \left[ \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} + 2\mu \frac{x}{a} \right] \Leftrightarrow |x| \leq a \\ -2\mu p_0 \left[ \frac{x}{a} + \sqrt{\frac{x^2}{a^2} - 1} \right] \Leftrightarrow x \leq -a \end{array} \right.$$



$$\sigma_z = \left\{ \begin{array}{ll} -p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} & \Leftrightarrow |x| \leq a \\ 0 & \Leftrightarrow x \geq a \\ 0 & \Leftrightarrow x \leq -a \end{array} \right\}$$

$$\sigma_y = \left\{ \begin{array}{ll} -2\nu\mu p_0 \left[ \frac{x}{a} - \sqrt{\frac{x^2}{a^2} - 1} \right] & \Leftrightarrow x \geq a \\ -\nu p_0 \left[ 2\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} + 2\mu \frac{x}{a} \right] & \Leftrightarrow |x| \leq a \\ -2\nu\mu p_0 \left[ \frac{x}{a} + \sqrt{\frac{x^2}{a^2} - 1} \right] & \Leftrightarrow x \leq -a \end{array} \right\}$$

$$\tau_{xz} = \left\{ \begin{array}{ll} -\mu p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} & \Leftrightarrow |x| \leq a \\ 0 & \Leftrightarrow x \geq a \\ 0 & \Leftrightarrow x \leq -a \end{array} \right\}$$

Bei Betrachtung der oben angegebenen Gleichungen fällt ins Auge, dass nur die Komponenten  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ , und  $\tau_{xz}$  vom Reibwert abhängen, die Normalspannung  $\sigma_z$  aber von  $\mu$  unabhängig ist.

Für die Darstellung der Spannungsverläufe innerhalb der Kontaktkörper wird auf die Formeln von McEwen [McEw49] zurückgegriffen:

$$\sigma_x = -\frac{p_0}{a} \left[ m - 2z + 2\mu(x - n) + m \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} + \mu n \frac{z^2 - m^2}{m^2 + n^2} \right]$$

$$\sigma_z = -\frac{p_0}{a} \left[ m - m \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} - \mu n \frac{z^2 - m^2}{m^2 + n^2} \right]$$

$$\sigma_y = \frac{2p_0\nu}{a} [m - z + \mu(x - n)]$$

$$\tau_{xz} = -\frac{p_0}{a} \left[ \mu(m - 2z) - n \frac{z^2 - m^2}{m^2 + n^2} + \mu m \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} \right]$$

Die Koeffizienten  $m$  und  $n$  sind eine Funktion der Ortskoordinate  $(x, z)$  und der halben Kontaktbreite  $a$ .

Bedingt durch den Reibungseinfluss befindet sich der Punkt der maximalen Beanspruchung des Werkstoffs nicht länger auf der Symmetrieachse ( $x=0$ ) der Kontaktkörper. Er wandert vielmehr Richtung Oberfläche und in Wirkrichtung der Tangentialbelastung. Bereits ab einem Reibwert von ca.  $\mu = 0,25$  liegt der maximal beanspruchte Punkt an der Kontaktfläche. Abbildung 3-8 zeigt die Verteilung der Beanspruchung im Körperinneren für verschiedene Reibwerte. Deutlich ist die veränderte Lage des Beanspruchungsmaximums zu erkennen. Außerdem fällt auf, dass sich die Größe des höchstbelasteten Bereichs mit zunehmendem Reibwert stark vergrößert.

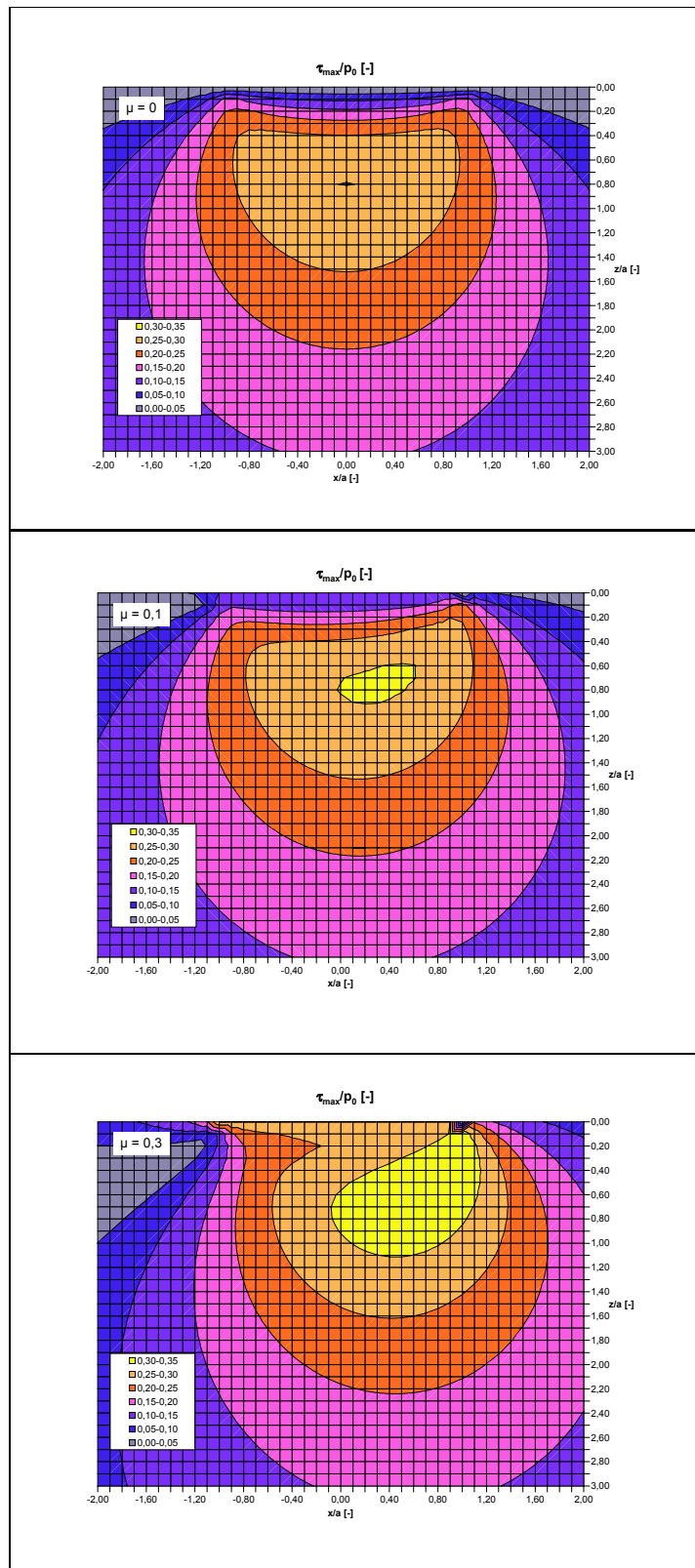


Abbildung 3-8 : Verteilung der Beanspruchung unter der Kontaktzone (Reibwert  $\mu=0$ ,  $\mu=0,1$   $\mu=0,3$ )

### 3.4.3 Beginn der plastischen Verformung bei Kontakt

Im Gegensatz zur allgemeinen Vorstellung, basierend auf dem St. Venant'schen Prinzip, liegt der Ort der höchsten Beanspruchung bei reibungsfreiem Kontakt zwischen Zylinder und Ebene nicht an der Berührungsstelle der beiden Körper. Vielmehr findet sich der Punkt der maximalen Beanspruchung deutlich unterhalb der Oberfläche in einer Tiefe von  $z = 0,78a$ . Offensichtlich ist diese Tiefe direkt von der Kontaktbreite des Kontaktstreifens abhängig. Bei steigender Belastung der Kontaktpaarung wird demnach auch die höchstbelastete Stelle weiter in die Tiefe des Körpers wandern.

Eine Plastifizierung des Materials ist nach dem von Mises Kriterium dann zu erwarten, wenn die Formänderungsenergie einen kritischen Wert erreicht. Die maßgeblichen Werkstoffkenngrößen sind hierbei die Streckgrenze unter Zug- bzw. Druckkraft ( $Y$ ) oder bei reiner Torsionsbelastung ( $k$ ). Als Spannungskomponenten werden die Hauptspannungen benötigt.

$$\frac{1}{6} \{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \} = k^2 = \frac{Y^2}{3}$$

Nach Sackfield & Hills [Sack84] ergibt sich für den reibungsfreien Kontakt zwischen zwei Zylindern folgende Grenzlast für den Beginn der Plastifizierung des Werkstoffs:

$$\frac{p_0}{k} = 3,1 \quad \text{nach van Mises}$$

Johnson und Jeffries [John63] berücksichtigen die Reibung für die Berechnung der Grenzlast für die Plastifizierung. Ist der Ort der maximalen Belastung unterhalb der Kontaktoberfläche ( $\mu < 0,26$ ), kann keine genaue Aussage über die Elastizitätsgrenze gemacht werden. Sobald die höchstbeanspruchte Stelle an der Oberfläche liegt, ist dies wohl möglich. In [John63] sind Formeln für die Bestimmung der Elastizitätsgrenze sowohl nach Tresca als auch nach dem von Mises Kriterium angegeben.

Für das von Mises-Kriterium lautet die Beziehung:

$$\frac{p_0}{k} = \frac{1}{\sqrt{\mu^2 + \frac{1}{3}(1-2\nu)^2(1+\mu^2)}}$$

In Abbildung 3-9 ist die Elastizitätsgrenze grafisch dargestellt.

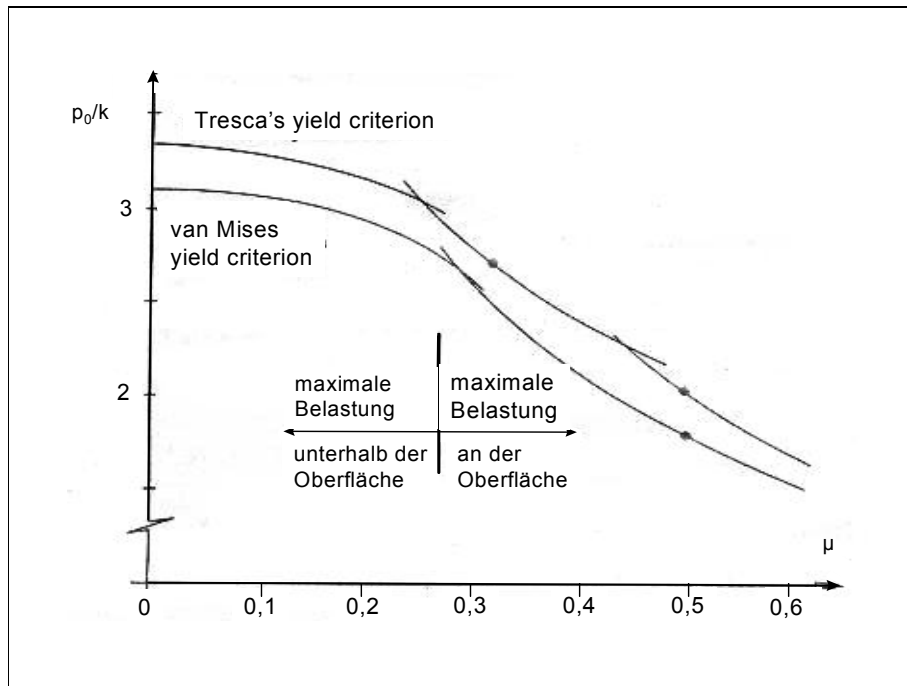


Abbildung 3-9 : Elastizitätsgrenzen für reibungsbehafteten Kontakt

### 3.4.4 Elasto-plastische Verformung bei Kontaktproblemen

Übersteigt die aufgebrachte Last die Elastizitätsgrenze, dann liegt der lokal begrenzte Bereich mit plastischer Verformung innerhalb des Körpers und elastisches Material umgibt ihn. Die Verformungen des umgebenden elastischen Materials beschränken damit die möglichen plastischen Dehnungen. Eine weitere Laststeigerung bewirkt eine Ausweitung der plastisch beanspruchten Zone bis zur Kontaktoberfläche und ermöglicht dann ein freies Fließen des Werkstoffs.

Da sich Form und Größe der plastischen Zone analytisch nicht herleiten lassen, sind Lösungen für elasto-plastische Kontaktprobleme ausschließlich im numerischen Bereich, z. B. in der Finiten Elemente Methode oder in experimentellen Untersuchungen zu finden.

Für den Kontakt zwischen Zylinder und Ebene ist die Arbeit von Dumas & Baronet [Dum71] von großer Bedeutung. In eine sich elasto-plastisch verformende Halbebene wird ein steifer Zylinder gedrückt. Die Lösung dieser Fragestellung erfolgt numerisch mit der Methode der finiten Elemente. Als Untersuchungsparameter werden zum einen das Kaltverfestigungsverhalten des Werkstoffs der Ebene, zum anderen die aufgegebene Last variiert. Für die Beschreibung des elastisch-plastischen Materialverhaltens wird eine bi-lineare Kennlinie mit Steigung  $m$  der Verfestigungsgeraden zugrunde gelegt. Die Last  $N$  wird stufenweise über die für plastischen Kontakt erforderliche Grenzlast  $N^*$  erhöht.

Für die Interpretation werden zwei markante Lastfälle betrachtet:

- geringfügiger plastischer Kontakt  $N/N^0 \approx 1,1$  bzw.
- überwiegender plastischer Kontakt  $N/N^0 \approx 4,4$

Für eine bessere Darstellung wurden die Original-Diagramme bearbeitet und die relevanten Kurven für die zwei als repräsentativ ausgewählten Fälle hervorgehoben.

Die Verteilung der Flächenpressung über der Kontaktbreite zeigt die Abbildung 3-10. Deutlich ist eine Abflachung des Flächenpressungsverlaufes und eine überproportionale Zunahme der Kontaktbreite gegenüber dem elastischen Fall zu erkennen. Die Ausdehnung der plastischen Zone in Abhängigkeit von der gewählten Verfestigungsrate  $m$  ist in Abbildung 3-11 abgebildet.

Zur Bestätigung der in dieser Studie gewonnenen Ergebnisse verweisen die Autoren auf die gute Übereinstimmung mit der experimentellen Untersuchung von Johnson [John68]. Hier wurden Kupferrollen und Kugeln aufeinander gepresst, bis sich eine messbare plastische Verformung einstellte.

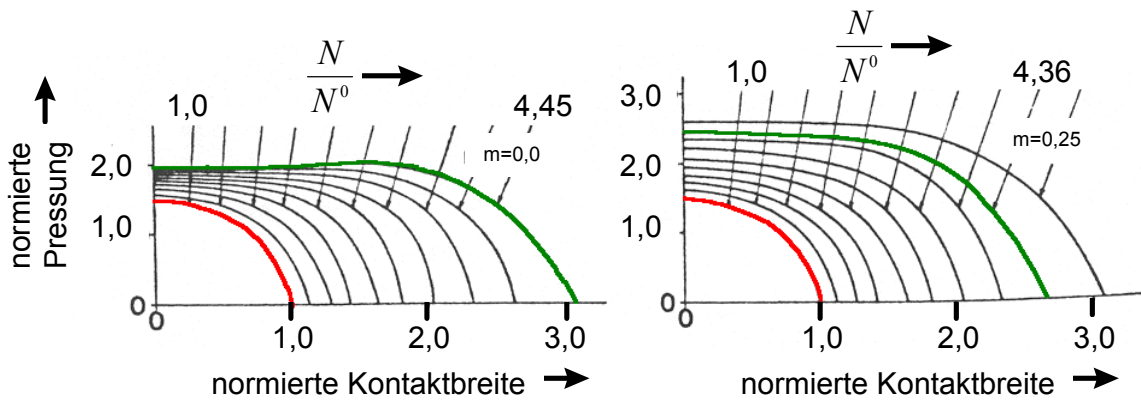


Abbildung 3-10 : Verlauf der Pressung (normiert) über der Kontaktbreite nach [Dum71]

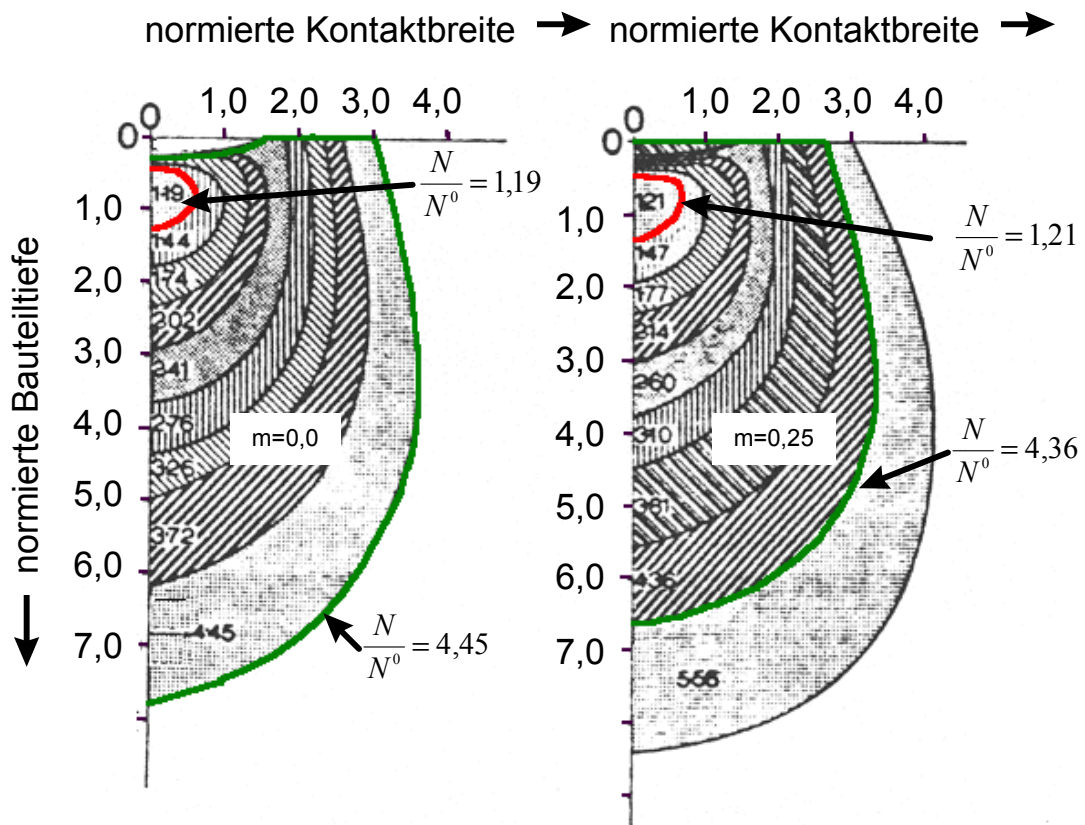
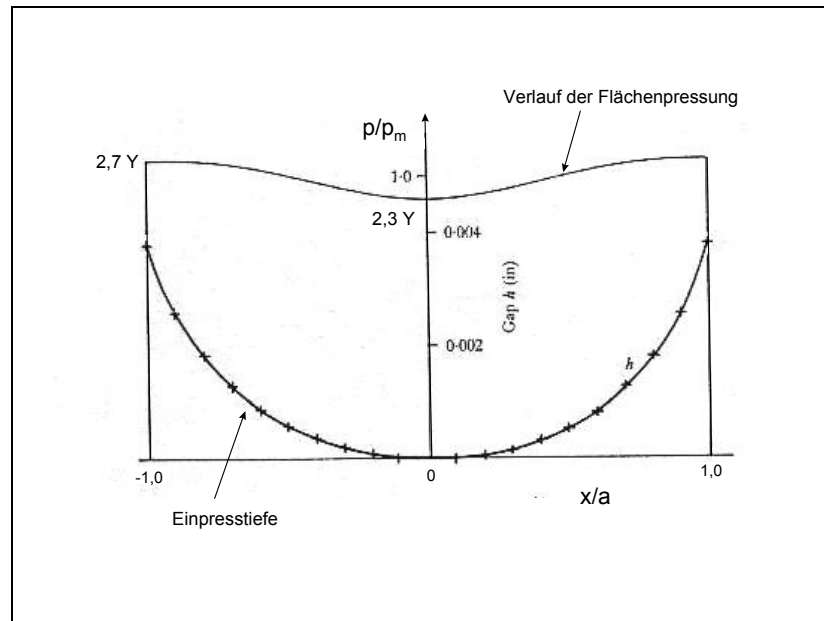


Abbildung 3-11 : Ausbreitung der plastischen Zonen mit steigender Last [Dum71]



**Abbildung 3-12 : Verlauf von Einpresstiefe und Flächenpressung nach Johnson [John68]**

Aus den gemessenen bleibenden Verformungen wird die Normalspannungsverteilung abgeleitet, wobei eine vollkommene elastische Entlastung des Materials vorausgesetzt wird.

Die Auswertung der Ergebnisse in Abbildung 3-12 enthält die grafische Darstellung der Flächenpressung über der Kontaktzone sowie die gemessenen Oberflächenverformungen für Zylinder und Kugel. Der abgeleitete Flächenpressungsverlauf nimmt im Vergleich zur Hertz'schen Lösung einen deutlich flacheren Verlauf an. Die Spannungswerte für  $\sigma_z$  sind am Rand mit ungefähr  $2,7Y$  höher als in der Mitte der Kontaktzone mit  $2,3Y$  ( $Y = \text{Streckgrenze}$ ).

### 3.5 Konsequenzen für die FE-Simulation

Unter Berücksichtigung der aus der Kontakttheorie verfügbaren Erkenntnisse sollten drei wesentliche Fragen beantwortet werden:

- Wie gut wird die Flächenpressungsverteilung und die körperinterne Spannungsverteilung im Kontakt zwischen Zylinder und Ebene durch die Hertz'schen Formeln und ihre Weiterentwicklungen beschrieben?
- Welchen Einfluss hat die Reibung zwischen den Kontaktkörpern auf die oben genannten Größen?
- Welchen Einfluss hat das elasto-plastische Materialverhalten auf den Flächenpressungsverlauf und die Spannungsverteilung in den Kontaktkörpern.



Nur für elastisches Materialverhalten liegen umfangreiche Ergebnisse vor. Ausgehend von der Hertz'schen Theorie werden in den überwiegenden Arbeiten Weiterentwicklungen vorgestellt, die eine Berechnung der Spannungsverteilungen oder die Berücksichtigung des Reibungseinflusses ermöglichen.

Ist dagegen eine elastisch-plastische Verformung zu erwarten, so kann lediglich die erforderliche Grenzlast für die Plastifizierung, ebenfalls in Abhängigkeit von der vorhandenen Reibung, bestimmt werden. Überwiegend plastische Verformung im Kontakt entzieht sich einer analytischen Betrachtung. Hierfür muss auf spärlich verfügbare Lösungen aus dem numerischen oder experimentellen Bereich zurückgegriffen werden.

Folgende Vorgehensweise bei der FEM-Modellerstellung soll den Informationslücken abhelfen:

Zunächst werden einfache, idealisierte Kontaktmodelle des Kontaktes zwischen Zylinder und Ebene erzeugt. Diese Referenzmodelle werden zunächst rein elastisch berechnet und mit den analytischen Formeln nach Hertz verglichen. Dieser Vergleich im elastischen Bereich dient zugleich als Referenz und Validierung für die folgenden plastischen Rechnungen, da dafür nur begrenzt direkte Vergleichsmöglichkeiten verfügbar sind. Eine ähnliche Verfahrensweise wählte Voyiadjis et al. [Voy86] für seine numerischen Untersuchungen des Kontakts zwischen Kugel und Ebene.

Für die im Anschluss erstellten Modelle der RTJ-Dichtung und des kompletten Stützens wird die gleiche Vorgehensweise fortgeführt. Die Ergebnisse der elasto-plastischen Rechnungen mit den idealisierten Zylindermodellen können nun als Vergleichsmöglichkeit für die Rechnungen mit den Stützenmodellen dienen.

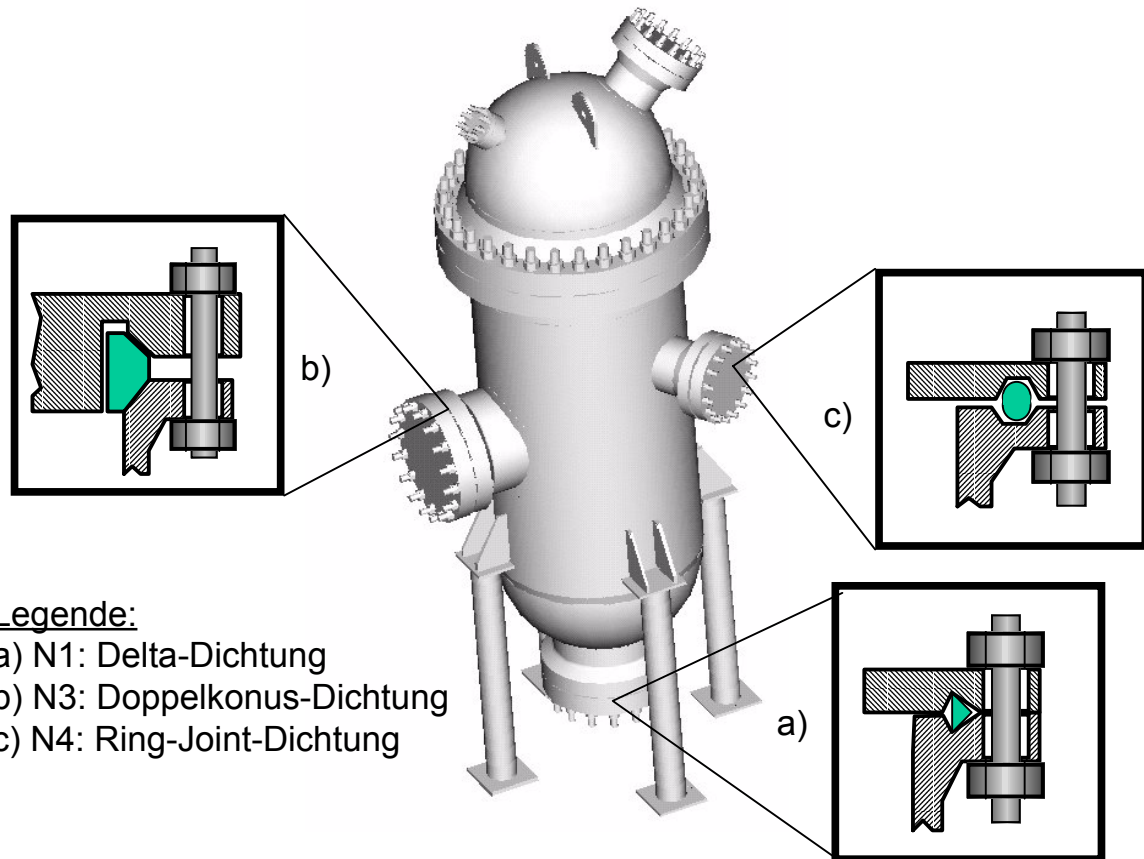
Die Ergebnisse der Literaturrecherche geben die nötige Höhe der Auflösung bzw. die Elementdichte im unmittelbaren Kontaktbereich der FE-Modelle vor. Für rein elastischen Kontakt zwischen Zylinder und Ebene ist eine Kontaktbreite  $2a$  von einigen Zehntelmillimeter zu erwarten. Daher muss für ein ausreichendes Auflösungsvermögen die Kantenlänge der Elemente im Kontaktbereich entsprechend klein gewählt werden. Ein elasto-plastisches Materialverhalten erfordert dagegen eine viel größere Kontaktbreite  $2a$  als im elastischen Bereich zu erwarten ist. Die feine Elementteilung ist daher über den Bereich der elastischen Kontaktzone hinauszuziehen. Um die Bereiche höchster Beanspruchung des Materials unterhalb der

Kontaktfläche darstellen zu können, wird die hohe Elementdichte auch in Richtung des Körperinneren fortgeführt. Eine Vergrößerung des Netzes ist erst in angemessener Entfernung von der Kontaktzone zulässig.

Die Beachtung dieser Forderungen führte beispielsweise bei der RTJ-Dichtung zu einer Elementkantenlänge im unmittelbaren Kontaktbereich von  $0,02\text{ mm}$  für die Zylindermodelle und von  $0,04\text{ mm}$  für die Dichtungs- und Stützenmodelle.

## 4 Versuchsbehälter

Am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau der TU München ist ein Versuchsbehälter (siehe Abbildung 4-1) vorhanden, an dem die zu untersuchenden Dichtungssysteme als Abdichtung von Stutzenöffnungen zum Einsatz kommen.



### Legende:

- a) N1: Delta-Dichtung
- b) N3: Doppelkonus-Dichtung
- c) N4: Ring-Joint-Dichtung

**Abbildung 4-1 : Versuchsbehälter**

Der Versuchsbehälter mit einem Innendurchmesser von 1120 mm, einer Gesamthöhe von 4,9 m und einem Fassungsvermögen von 3500 l ist als dickwandiger Behälter ausgeführt. Als Medium wird Bohrwasser eingesetzt.

Über eine SCHENK Hydropulsanlage POZ 0675 wird die Versuchsanlage mit dem statischen Innendruck von 60 bar beaufschlagt.

Mit diesem Versuchsaufbau ist die Möglichkeit gegeben, Experimente an Bauteilen durchzuführen, die weitgehend der Situation in einer verfahrenstechnischen Anlage entsprechen.

An jedem zu untersuchenden Stutzen werden neben der Flächenpressungsverteilung die Schraubenkräfte und die Bauteilverformungen gemessen. Zudem ist der Versuchsbehälter mit einem Absolutdruckaufnehmer P6A (Fa. Hottinger) bestückt.

Die Daten der Druckmessung und der DMS-Messungen für die Schraubenkräfte bzw. Bauteilverformungen werden mit Hilfe eines Vielstellenmessgeräts UPM100 der Firma Hottinger aufgezeichnet und online dargestellt.

#### **4.1 Messung der Schraubenkraft**

Die Messung der wirkenden Schraubenkraft erfolgt über die Dehnung der Schrauben unter Last. Dazu werden an jedem Stutzen jeweils 10 der insgesamt 16 Dehnschaft-Schrauben als Messschrauben mit DMS bestückt. Pro Messschraube werden 4 DMS vom Typ CEA-06-062UW-120 (Firma Vishay) aufgeklebt. Die Anordnung der DMS ist über den Umfang des Dehnschaftes um  $90^\circ$  versetzt. Die Verschaltung der DMS erfolgt als Vollbrücke.

Diese DMS-Applikation gewährleistet, dass sich durch die Verformung der Flansche in die Schraube eingeleitete Biegeanteile gegenseitig aufheben und somit eine über den Schraubenumfang gemittelte Dehnung gemessen wird, die der Schraubenkraft entspricht.

Für die Umrechnung der gemessenen Schraubendehnung in die Schraubenkraft wird im Vorfeld an einer INSTRON-Zugprüfmaschine (Maximallast 100 kN) die lineare Kraft-Verformungs-Kennlinie jeder einzelnen Schraube bestimmt.

Als Schraubenanzugsverfahren wird die Kombination aus Drehmoment gesteuertem Anziehen und Dehnungsmessung einzelner Schrauben verwendet. Auf diese Weise lässt sich ein Optimum aus finanziellem Aufwand und Genauigkeit erzielen. Die Anordnung der Messschrauben über den Umfang zeigt Abbildung 4-2.

In Abbildung 4-3 ist für den Stutzen N4 mit Ring-Joint-Dichtung die gemessene Verteilung der Schraubenkräfte über den Umfang für den Montage- und Betriebszustand dargestellt.

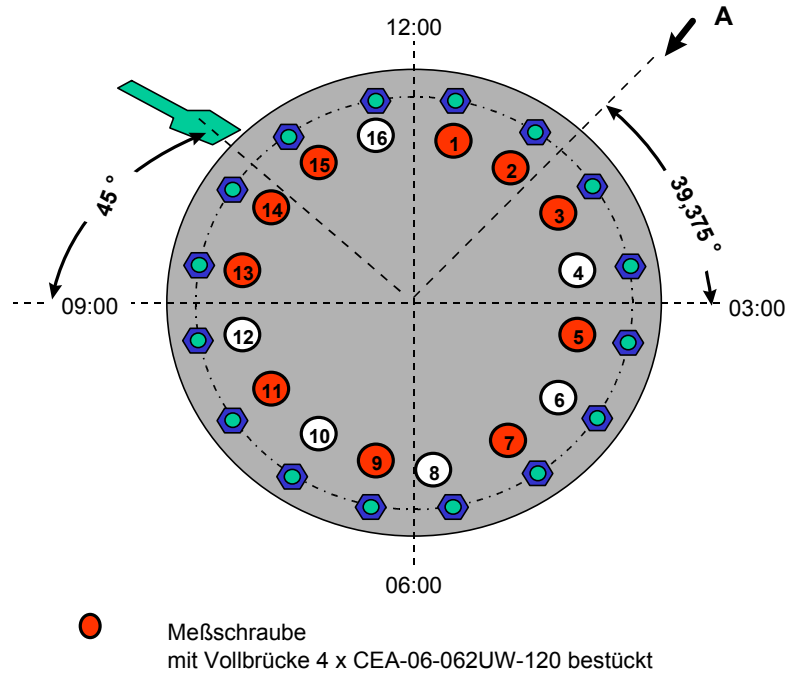


Abbildung 4-2 : Anordnung der Messschrauben über den Umfang

Versuch N4\_2d: RTJ-Dichtung R57 aus StW24

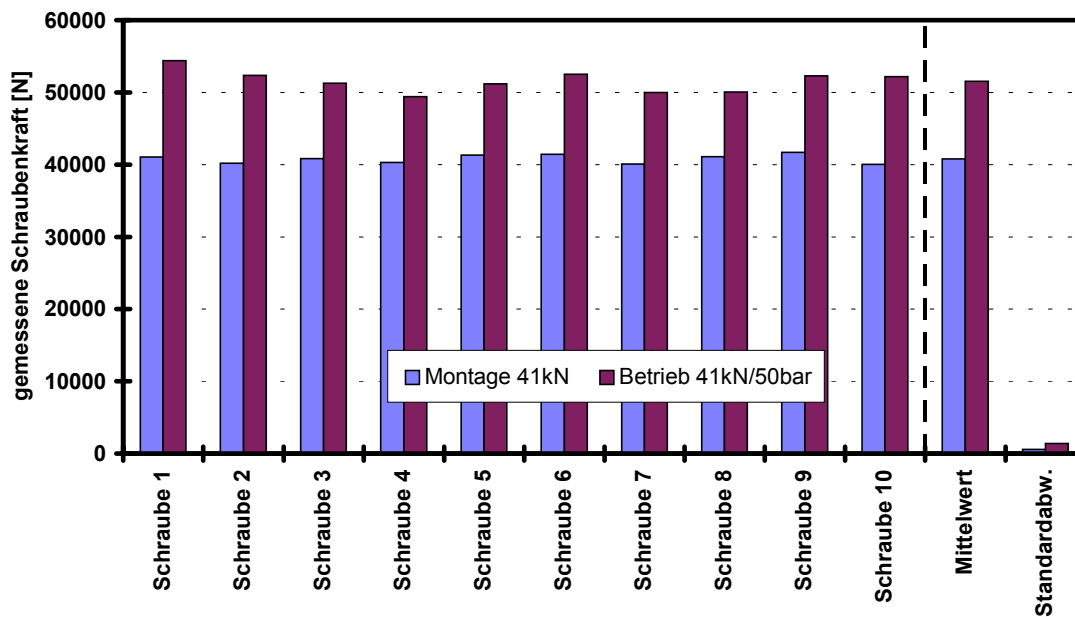


Abbildung 4-3 : Gemessene Schraubenkraft über Umfang

## 4.2 Messung der Bauteilverformungen

Eine Messung der Verformungen von Flansch und anschließendem Stutzenrohr erfolgt auf der Bauteilaußenseite. Dazu werden entlang einer Messlinie 90°-Rosetten-DMS appliziert. Durch die Verwendung von 90°-Rosetten ist es möglich, an einem Messpunkt sowohl die tangentielle Dehnung als auch die axiale Dehnung zu ermitteln. Für diese Messaufgabe haben sich 90°-Rosetten-DMS der Firma Vishay vom Typ CEA-06-125UT-120 sehr bewährt.

Im Übergang von Flanschblatt zu Flansch-Konus und im Übergang Flansch-Konus zu Stutzenrohr werden 90°-Rosetten vom Typ Vishay CEA-06-062UT-120 verwendet. Diese DMS erlauben aufgrund ihrer kleineren Grundfläche die Durchführung von Messungen in unmittelbarer Umgebung der Kerbe des Übergangs. Dadurch ist sichergestellt, dass die Dehnungserhöhung aufgrund der Kerbwirkung im Übergang erfasst werden kann.

Die radialen Verformungen des Flanschdeckels werden durch vier über den Radius angeordnete DMS vom Typ CEA-06-125UW-120 (Fa. Vishay) gemessen.

Einzig der Ring der Doppelkonus-Dichtung ist mit DMS (Typ CEA-06-125UW-120) für die Messung der tangentialen Dehnungen bestückt.

Die Lage der DMS-Messstellen für die drei untersuchten Stutzen ist in Abbildung 4-4, Abbildung 4-5 und Abbildung 4-6 dargestellt.

Die DMS werden mit Hilfe eines Ein-Komponenten Schnellklebers M-Bond 200 Adhesive auf der vorbereiteten Bauteiloberfläche appliziert.

Die zu erwartenden geringen Absolutwerte aufgrund der dickwandigen Ausführung des Versuchsbehälters und die deutliche Temperaturänderung des Versuchsbehälters infolge der Befüllung mit Wasser aus dem offenen Kreislauf stellen hohe Ansprüche an die Genauigkeit der DMS-Messungen. Durch eine Verschaltung der DMS nach dem erweiterten Kreuzer-Schema, die Verwendung von Kompensations-DMS und Relativmessungen können diese erfüllt werden [Kei95].

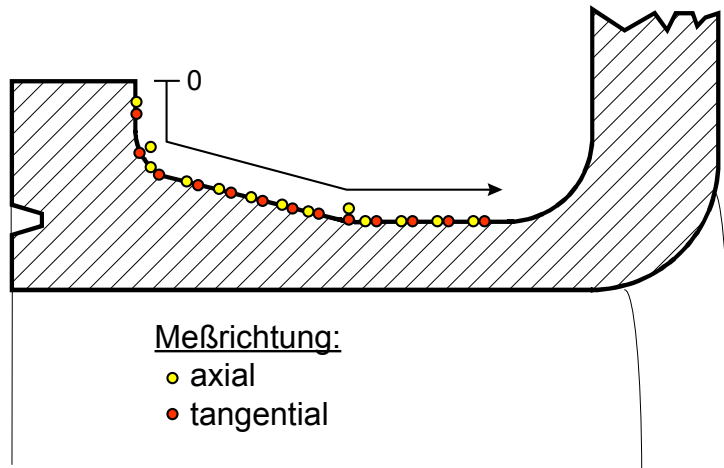


Abbildung 4-4 : Anordnung DMS auf Stutzenflansch N4

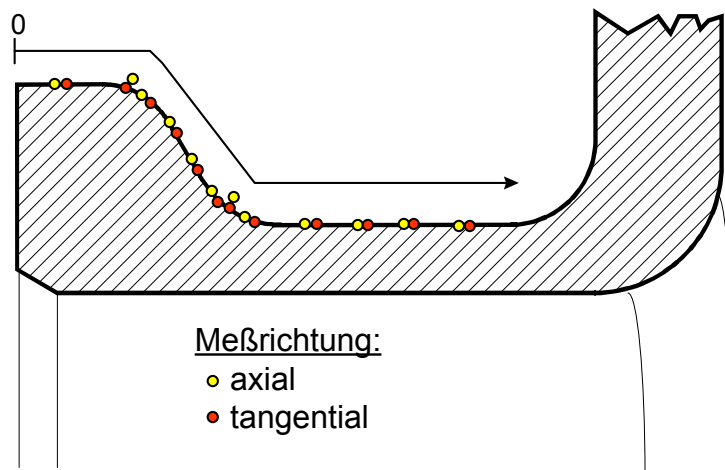


Abbildung 4-5 : Anordnung DMS auf Stutzenflansch N3

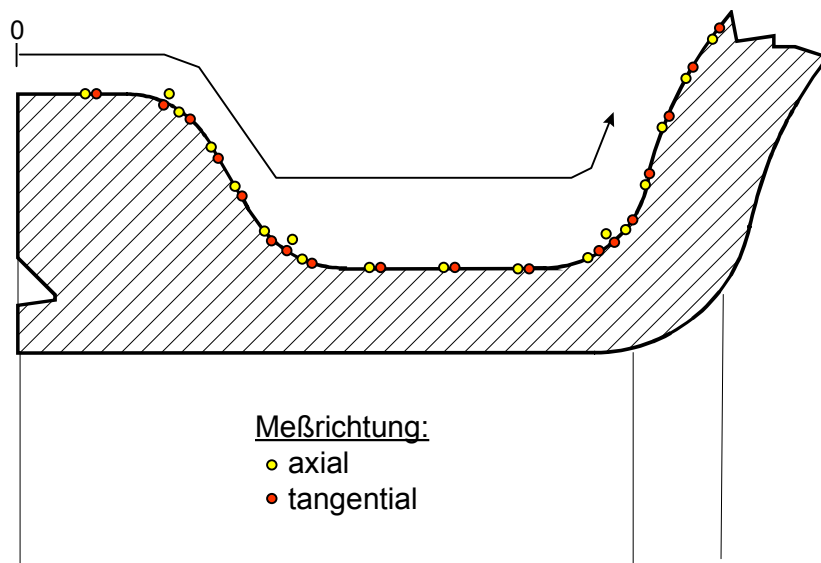


Abbildung 4-6 : Anordnung DMS auf Stutzenflansch N1

### 4.3 Messung der Flächenpressung

Für die Messung der Flächenpressung zwischen zwei sich berührenden Körpern steht nur eine geringe Anzahl von Messverfahren zur Verfügung. Eine gute Übersicht der bekannten Messmethoden mit einer kurzen Beschreibung der Funktionsweise und Anwendungsmöglichkeiten ist in [Schö80], [Cze96] und [Roh89] enthalten. Die Messverfahren werden darin unterteilt in:

- Abdruckverfahren            Blaupapierverfahren  
   Elringverfahren  
   Druckmessfolien
- Elektrische Verfahren        Kondensatormatte  
   TeKScan-System
- Mechanische Verfahren      Kugeleindruckverfahren

Jedoch sind nicht alle dort aufgeführten Verfahren für den vorliegenden Anwendungsfall geeignet. Wesentliche Kriterien für die Auswahl einer Messmethode waren:

- eine geringe Dicke der einzulegenden Sensorschicht,
- Beständigkeit gegenüber Flüssigkeiten,
- eine für geringe Kontaktbreiten geeignete Auflösung,
- eine hohe ertragbare Maximalpressung,
- Entlastungsvorgänge sind messbar,
- Dichtheit der Flanschverbindung bleibt gewährleistet.

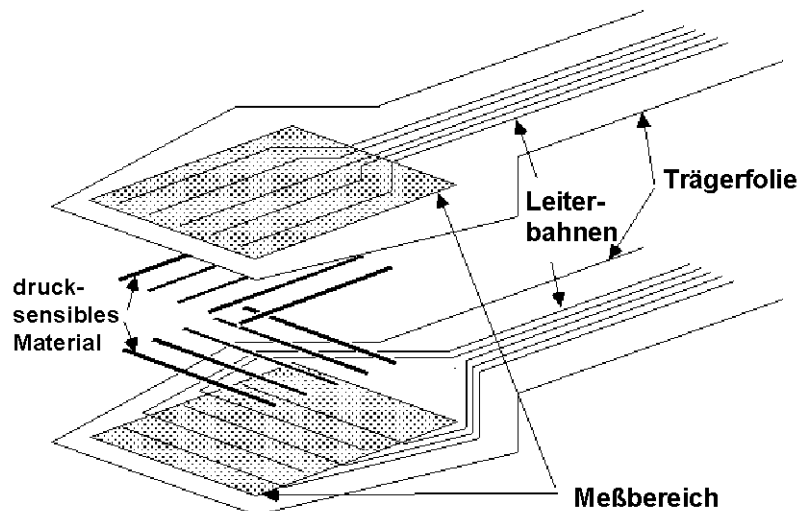
Aufgrund dieser Forderungen kommen nur das Messsystem der Firma TekScan und die Prescale-Druckmessfolie der Firma Fujifilm in Betracht. Beide Verfahren beruhen auf dem Prinzip einer Sensorfolie, die zwischen beide Kontaktpartner eingelegt wird.

- TekScan-Messsystem

Dieses noch wenig verbreitete Messsystem besteht aus vier Komponenten: Sensor, „Handle“, externe Messkarte und Software für die Messdatenerfassung. Es bietet die einzigartige Möglichkeit, bereits während der Messung den Pressungsverlauf und Änderungen der Flächenpressung darzustellen.

Den Aufbau eines Sensors zeigt Abbildung 4-7. Der Sensor besteht aus einem Verbund von zwei Trägerfolien mit einer Gesamtdicke von 0,12 mm. Zwischen den Trägerfolien befindet sich eine Tinte, die, wenn sie verpresst, ihre elektrische Leitfähigkeit ändert.





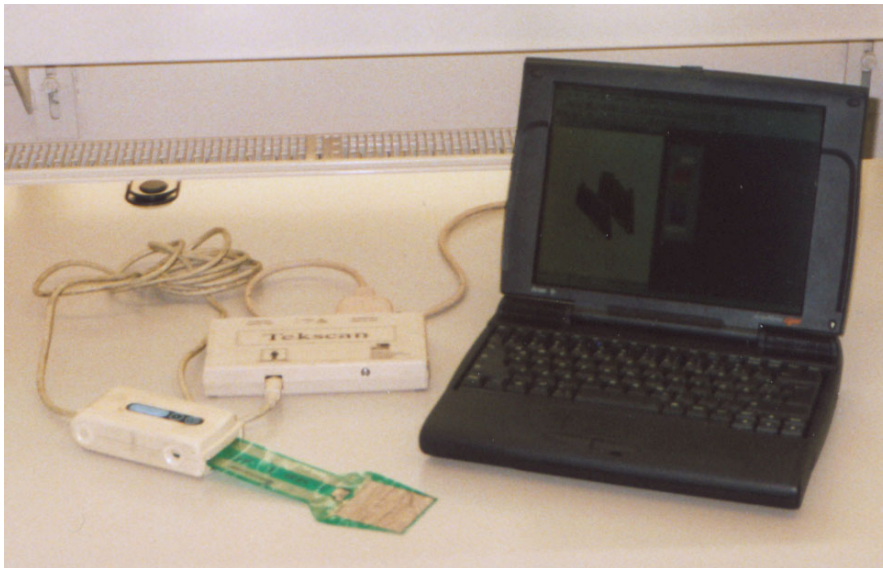
**Abbildung 4-7 : Aufbau TekScan-Sensoren**

Durch sich kreuzende Leiterbahnen, die beiderseits der drucksensiblen Tinte in den Folienverbund eingearbeitet sind, kann diese Widerstandsänderung gemessen werden. Für dieses Messsystem sind eine Reihe von Sensoren, die sich in Gestalt, Auflösung und maximal ertragbarer Pressung unterscheiden, verfügbar. Für diesen Anwendungsfall kommt der Sensortyp #5051 aus Abbildung 4-8 zur Anwendung.



**Abbildung 4-8 : TekScan-Sensor Typ 5051**

Dieser Sensor besitzt einen quadratischen Messbereich mit einer Kantenlänge von 56 mm. Innerhalb dieses Messbereichs sind 44 x 44 Kreuzungspunkte angeordnet, so dass sich eine Auflösung von 1,3 mm x 1,3 mm ergibt. Die an den Kreuzungspunkten auftretende Widerstandsänderung wird am anderen Ende des Sensors mit Hilfe des sogenannten „Handles“ abgegriffen und mittels der externen Messkarte gemessen. Die Daten werden über die parallele Schnittstelle auf den Messrechner übertragen und dort von dem Messprogramm ISCAN aufbereitet und visualisiert. Den kompletten Messaufbau für die Flächenpressungsmessung zeigt Abbildung 4-9.

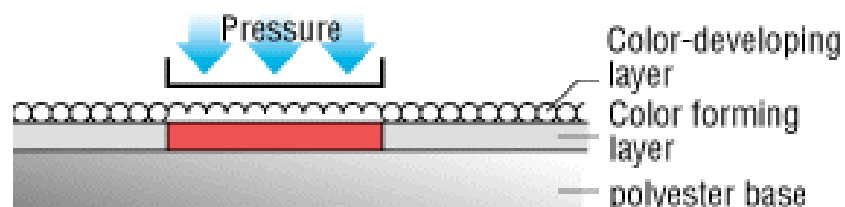


**Abbildung 4-9 : Messsystem für die Flächenpressungsmessung**

Die entscheidenden Merkmale des TekScan-Systems liegen in der Durchführbarkeit einer Echtzeitanalyse der gemessenen Daten und in der Fähigkeit auch Entlastungsvorgänge messen zu können.

- Druckmessfolien Prescale der Firma Fujifilm

Bei der Druckmessfolie Prescale der Firma Fujifilm sind in den Folienvorbund mit Farbstoff gefüllte Microkapseln eingebettet. Diese Kapseln brechen unter Einwirkung einer Flächenpressung auf und geben den roten Farbstoff frei. In der darüberliegenden Farbentwicklungsschicht stellt sich dann ein rot eingefärbter Bereich ein. Die Intensität der Rotfärbung ist abhängig von der Höhe der einwirkenden Pressung. Den Aufbau der Prescale-Druckmessfolie zeigt Abbildung 4-10. Mit diesem Messverfahren ist es allerdings nur möglich den höchsten wirkenden Druck aufzuzeichnen, eine spätere Entlastung führt zu keiner Änderung der Farbverteilung.



**Abbildung 4-10 : Aufbau der Druckmessfolie Prescale**

### 4.3.1 Vergleich und Auswahl eines geeigneten Verfahrens

Beide Messverfahren werden bei der Bestimmung der Dichtflächenpressung eingesetzt. So beschreibt beispielsweise [Gla98] die Messung der Einbaufächenpressung an Gehäusedeckeldichtungen aus Weichstoff mit der Druckmessfolie Prescale. Die Verwendung des TekScan-Messsystems bei Untersuchungen an Flachdichtungen für Rohrflanschverbindungen ist in [Bib99] dokumentiert.

Ein kritischer Vergleich der beiden Messsysteme hinsichtlich der Güte der Messergebnisse findet sich in [Hof99].

Für beide Messverfahren sind Erfahrungen am Lehrstuhl der TU München vorhanden. So konnte das TekScan-System erfolgreich für Untersuchungen an Bajonettverschlässen [Mer98] und die Druckmessfolie der Firma Fujifilm für die in [Höl98] veröffentlichten Untersuchungen über hydraulisch gefügte Rohr-Rohrplattenverbindungen eingesetzt werden.

Eine Auswertung sowohl der Herstellerinformationen als auch der am Lehrstuhl vorhandenen Erfahrungen und der Literaturquellen hinsichtlich der Anwendbarkeit dieser beiden Messverfahren für die Untersuchungen an metallischen Hochdruckdichtungen ist in Tabelle 4-1 zusammengefasst.

<u>TekScan-System</u>	<u>Prescale-Druckmessfolie</u>
(-) nur geringe Auflösung über der Dichtungsbreite	(+) sehr hohe Auflösung über der Dichtungsbreite
(+) Echtzeitaufnahme, somit Montagezustand und Betriebszustand getrennt messbar	(-) nur Montagezustand messbar
(+) Messbereich begrenzt auf 340 N/mm <sup>2</sup> bzw. 170 N/mm <sup>2</sup>	(-) Messbereich begrenzt auf 130 N/mm <sup>2</sup>
(+) bedingt beständig gegenüber Flüssigkeiten	(-) unbeständig gegenüber Flüssigkeiten
(+) mehrmals verwendbar	(-) einmal verwendbar
(-) Einsatz nur bei Raumtemperatur	(-) Einsatz nur bei Raumtemperatur

**Tabelle 4-1 : Vergleich der Eignung Messverfahren**

Aufgrund des großen Messbereichs und der Möglichkeit, die Änderung der Flächenpressung zwischen Montagezustand und Betriebszustand zu messen, ist für alle Dichtungssysteme das TekScan-

System vorgesehen. Das TekScan-System zeigte bei Vorversuchen außerdem die Eigenschaft, dass die maximal zulässige Pressung bei Linienberührung deutlich über der zulässigen Pressung bei reinem Flächenkontakt von  $340 \text{ N/mm}^2$  bzw.  $170 \text{ N/mm}^2$  liegt. Dieser Aspekt ist insbesondere für die Experimente mit der Ring-Joint-Dichtung von großem Vorteil.

Das Druckmesssystem Prescale leistet im Lauf dieses Vorhabens bei Vergleichsuntersuchungen wertvolle Dienste und wird an dieser Stelle näher beschrieben.

#### **4.3.2 Vorbereitung und Kalibrierung des TekScan-Sensors**

Im Vorfeld einer Messung ist der TekScan-Sensor zuerst entsprechend der Herstellerangaben [Tek99] vorzubereiten. Dazu zählen folgende Arbeitsschritte:

- **Konditionierung**

Jeder Sensor ist vor einer Messung in einer geeigneten Vorrichtung (s. Abbildung 4-11) mehrmals mit einer gleichförmigen Pressung über der gesamten Messfläche des Sensors zu beaufschlagen.

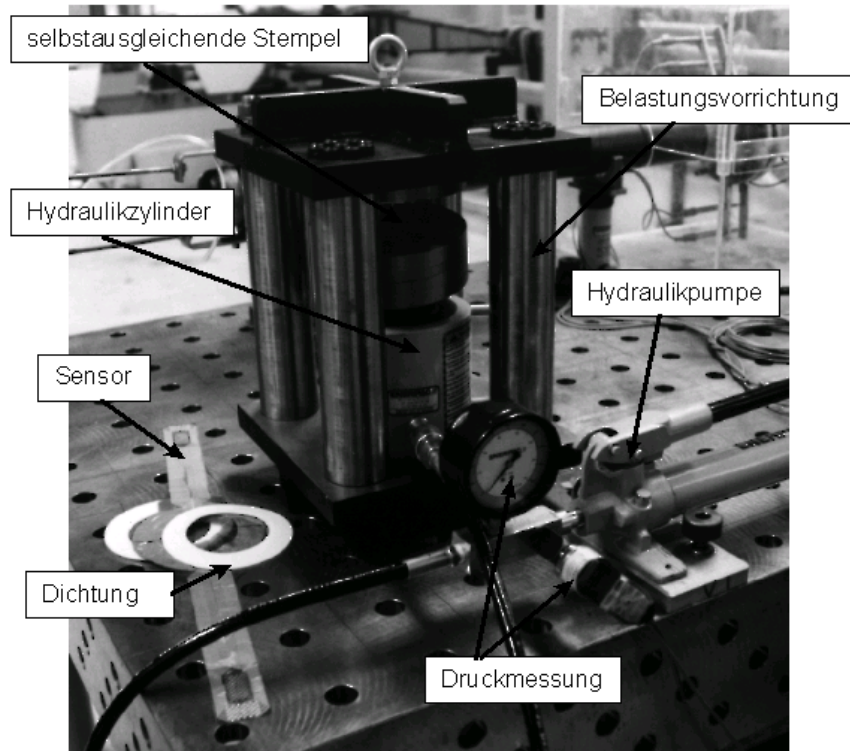
- **Equilibrierung**

Um beim Vorliegen einer gleichförmigen Pressung über der Sensormessfläche den gleichen Rohdatenwert für jede Sensorzelle zu erhalten, wird eine Angleichung der Rohdatensignale durchgeführt.

- **Kalibrierung**

Im Anschluss kann der Sensor in der gleichen Vorrichtung stufenförmig mit einer bekannten mittleren Pressung belastet und das zugehörige Rohdatensignal aufgezeichnet werden. Mit Hilfe der so erhaltenen Kalibrierfunktion kann später die vorliegende Flächenpressung in der Dichtfläche ermittelt werden.

Diese Schritte sind für jeden Sensor einzeln durchzuführen und sowohl vor als auch nach jeder Messung zu wiederholen. Als Begründung dient, dass während des Versuches Wasser, das als Druckmedium verwendet wird, in Kontakt mit dem Sensor kommt und mit der Zeit in den Sensor hineindiffundiert. Dadurch verändert sich die Kalibrierkennlinie merklich.

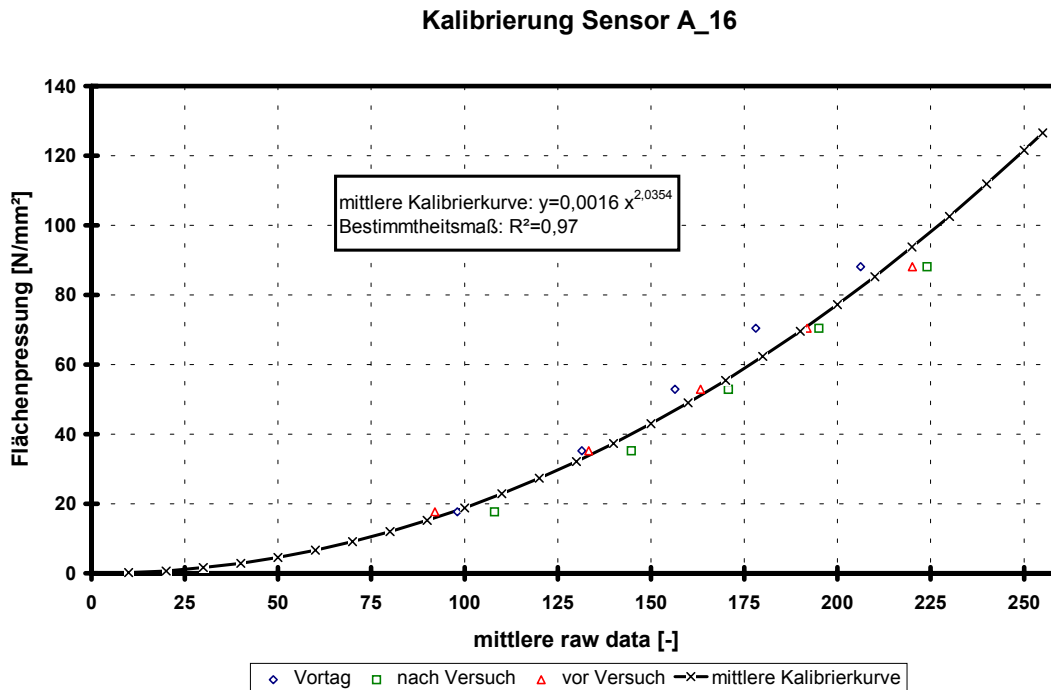


**Abbildung 4-11 : Vorrichtung zur Vorbereitung der TekScan-Sensoren**

Zu beachten ist außerdem, die Kalibrierung in möglichst der Konfiguration durchzuführen, in welcher der Sensor in den Versuchsbehälter eingebaut wird. Abbildung 4-12 zeigt beispielhaft für einen Sensor die Änderung des gemessenen mittleren Rohdatensignals über der aufgetragenen gleichförmigen Flächenpressung für drei Kalibrierungsdurchgänge.

Trotz dieser teils aufwändigen Vorbereitungsprozedur kann die spätere Messung am Prüfobjekt mit dem TekScan-Sensor deutliche Messabweichungen besitzen. Diese eigenen Erfahrungen werden von [Hof99] und [Bib99] bestätigt, wobei letzterer Messabweichungen im Bereich 5 % bis 50 % angibt.

Liegt während der Messung eine ausgeprägte Linienberührung vor, wie z. B. im Fall der Ring-Joint-Dichtung, führt die so ermittelte Kalibrierfunktion zu nicht akzeptablen Messfehlern. Das für die Auswertung der Messungen an der Ring-Joint-Dichtung gewählte Verfahren ist in Abschnitt 6.2.2 beschrieben.



**Abbildung 4-12 : Kalibrierung des TekScan-Sensors**

### 4.3.3 Einbau des TekScan-Sensors

Der Einbau des TekScan-Sensors zwischen Deckel und Dichtungsring erfordert einige Sorgfalt. Es ist zu beachten, dass der Sensor während Einbau und Messung nicht verschoben wird, gleichwohl aber eine ungehinderte Relativbewegung des Dichtungsringes möglich ist. Zudem ist der Sensor vor Beschädigungen durch die Relativbewegungen des Dichtungsringes und infolge lokaler Pressungsspitzen zu schützen. Diese Forderungen lassen sich durch den Einbau des Sensors zwischen zwei Lagen von Anlauffolien aus Polyester mit einer Dicke von 0,1 mm bzw. 0,12 mm erfüllen. Allerdings ist die Dicke des daraus resultierenden Folienpakets durch eine geeignete Wahl von Ausgleichsfolien - ebenfalls aus Polyester - über den gesamten Umfang der Dichtung auszugleichen. Ein ungenügender Dickenausgleich hat wegen der veränderten Kraftübertragung große Auswirkungen auf das Messergebnis [Bib99].

## 5 FEM-basierte Untersuchungen

Die Verwendung der Methode der finiten Elemente (FEM) zur Lösung von Problemstellungen im Apparatebau und insbesondere für die Beurteilung von Flanschverbindungen hat in den letzten Jahren verstärkt Eingang in die industrielle Praxis gefunden. Die Vielfalt der abzudeckenden Aufgabenstellungen und die Qualität der erzielbaren Antworten wird aus der umfangreichen Bibliographie von Mackerle [Mac96], [Mac99], [Mac02] ersichtlich.

FE-Simulationen lassen sich kategorisieren in lineare und nicht-lineare Problemstellungen. Eine nicht-lineare Berechnung ist gegeben, wenn mindestens eine der nachfolgenden Bedingungen zutrifft [Bat86]:

- physikalische oder materielle Nichtlinearität (z. B. Plastizität)
- geometrische oder kinematische Nichtlinearität (Knicken, Beulen)
- Änderung der Randbedingung (Kontakt)

Die numerische Berechnung von metallischen Hochdruckdichtungen beinhaltet als Nichtlinearitäten sowohl plastisches Materialverhalten als auch den Kontakt von Dichtung und Flanschen und erfüllt damit zwei der aufgeführten Bedingungen. Zur Lösung nicht-linearer FE-Simulationen stehen iterative Algorithmen wie z. B. das Newton-Raphson-Verfahren zur Verfügung.

Die Lastaufgabe - hier die Schraubenvorspannkraft und der Innendruck - erfolgt in der Simulation inkrementell. Die Lastschrittweite und Anzahl der Inkremente ist dabei so vorzugeben, dass die Berechnung in jedem Inkrement das geforderte Konvergenzkriterium erfüllt. Alle Lastschritte zusammen bilden die Lastfunktion, deren Verlauf sehr stark problemabhängig ist. Als Konsequenz daraus kann im Vorfeld der benötigte Rechenzeitbedarf nicht mit zufriedenstellender Genauigkeit abgeschätzt werden.

Stabile Lösungsalgorithmen sind unverzichtbar für die Bearbeitung nicht-linearer Fragestellungen. Als ein kommerzielles FE-Programm-paket, das sich auf diesem Gebiet bewährt hat, kommt MSC.Marc in der Version K 7.3 zum Einsatz.

### 5.1 Modellbildung und Vernetzung

Für die Modellierung der untersuchten drei Hochdruck-Flanschverbindungen wird jeweils ein rotationssymmetrisches FE-Modell erstellt. Im strengen Sinne ist die Annahme der Rotationssymmetrie nicht

gerechtfertigt, da z. B. die Einleitung der Schraubenkraft an diskreten Punkten und nicht kontinuierlich über den Umfang erfolgt. Daraus resultiert eine Änderung der Verformungen und Spannungen über den Umfang der Flanschverbindung.

Dennoch ist die Wahl einer rotationssymmetrischen Modellierung hier vertretbar. Umfangreiche Vorabstudien [Muss00], [Loh01], [Wack00], die den Vergleich axialsymmetrischer und dreidimensionaler FE-Modelle der Flanschverbindungen zum Inhalt hatten, haben gezeigt, dass die Umfangsabhängigkeit zu vernachlässigen ist und nur geringen Einfluss auf die Pressungsverteilung im Dichtungsbereich hat.

Aus der Konstruktion des Versuchsbehälters ergibt sich eine weitere Einschränkung bezüglich der Eignung der Rotationssymmetrie. Die untersuchten Dichtungssysteme sind in seitlich am zylindrischen Behälter angeordneten Stützen eingebaut. Mit der Stützen-Längsachse als Rotationsachse ist der Übergang Behälter zu Stützenrohr in einem axialsymmetrischen FE-Modell nicht zu berücksichtigen. Dies ist aber auch nicht nötig, da die Dichtungssysteme Delta-, Doppelkonus- und Ring-Joint-Dichtung nach Abschnitt 1.2 bevorzugt als Dichtung in einem Behälterdeckel eingesetzt werden und hierfür trifft die Annahme der Axialsymmetrie zu.

Ein großer Vorteil der rotationssymmetrischen Modellierung gegenüber einem drei-dimensionalen FE-Modell ist der geringe Bedarf an Speicherkapazität und Rechenzeit. Dies ist ein gewichtiges Argument, da mehrtägige Rechenzeiten wie sie ein drei-dimensionales Modell bedingt für den Einsatz in der Industrie völlig inakzeptabel sind. Axialsymmetrische Modell benötigen bei nur unwesentlich reduzierter Ergebnisqualität deutlich weniger Rechenkapazität.

Für die Vernetzung der Bauteile Stützenrohr, Flansch, Dichtung und Deckel gilt es einige Grundregeln zu beachten. Aufgrund der Aufgabenstellung ist der unmittelbare Dichtungsbereich von zentralem Interesse. Daher ist im Kontaktbereich der Dichtung eine hohe Netzfeinheit vorzusehen. Nur mit einer großen Zahl an Elementen lässt sich der dort zu erwartende hohe Spannungsgradient sowohl über der Kontaktbreite als auch in die Tiefe des Kontaktkörpers hinein auflösen. Schon allein die gekrümmte Kontur der Dichtung bzw. Dichtungsnuten erfordert eine hohe Netzfeinheit, um den Fehler bei der Diskretisierung der Kontur möglichst gering zu halten.

Speziell für die Auswertung der Flächenpressungsverläufe im Kontaktbereich ist es vorteilhaft, wenn dort bei der Vernetzung auf eine quadratische Gestalt der Elemente mit zur Kontaktlinie senkrechten Elementkanten geachtet wird.



Außerhalb des unmittelbaren Dichtungsbereichs gilt es einen Kompromiss zu finden zwischen gewünschter hoher Netzfeinheit und damit steigendem Bedarf an Rechenkapazität. Eine zu geringe Anzahl von Elementen bewirkt eine künstliche Erhöhung der Bauteilsteifigkeit. Vorstudien und die am Bauteil vorgesehenen DMS-Messungen sind ein hilfreiches Werkzeug für die geeignete Wahl der Netzfeinheit.

Für nicht-lineare Aufgabenstellungen wird ein Elementtyp mit niedriger Ordnung der Ansatzfunktion empfohlen; daher kommt ein quadrilaterales 4-knotiges Element mit linearer Ansatzfunktion zum Einsatz [Mar97b].

Damit für die FE-Analyse eine direkte und einfache Vergleichsmöglichkeit mit den Dehnungswerten der am Bauteil applizierten DMS gegeben ist, werden entlang der Außenkontur der Flanschverbindung TRUSS-Elemente definiert. Diesen Elementen wird ein sehr geringer E-Modul ( $E = 1 \text{ N/mm}^2$ ) und eine Querschnittsfläche von  $1 \text{ mm}^2$  zugewiesen. Aufgrund ihrer geringen Eigensteifigkeit nehmen diese Elemente die vorgegebene Verformung der axialsymmetrischen Elemente unverfälscht auf und beeinflussen ihrerseits den Verformungszustand im Bauteil nicht. Als Ergebnis liefern die TRUSS-Elemente die Dehnungswerte an der Bauteiloberfläche, die direkt mit den axialen DMS-Messungen verglichen werden können.

In Abbildung 5-1 sind die zu vernetzenden Bauteile mit den wesentlichen Geometriedaten dargestellt.

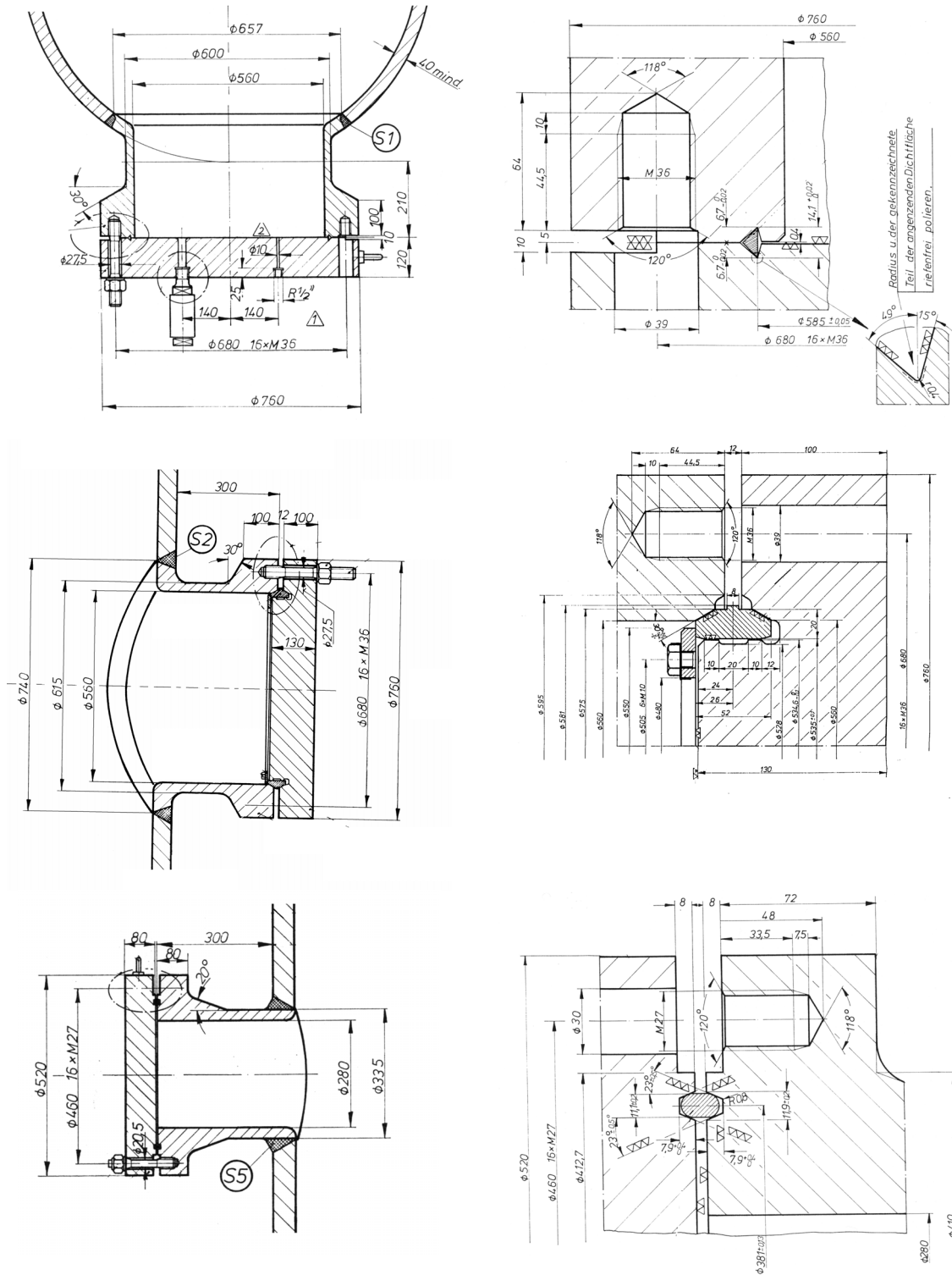


Abbildung 5-1 : Schnitansichten der Stutzen (links) und des Dichtungsbereichs (rechts)

## 5.2 Randbedingungen und Lastaufgabe

Die Randbedingungen sind so zu wählen, dass einerseits die statische Bestimmtheit des Modells gewährleistet ist, andererseits keine Verfälschung des Verformungsverhaltens der Flanschverbindung eintritt. Dazu wird das Ende des Stutzenrohrs bzw. Kugelbodens radial verschieblich gelagert. Für den Deckel werden an den Knoten auf der Rotationsachse nur die axialen Verschiebungen freigegeben. Die Innenseite des FE-Modells - insbesondere auch die benetzten Flächen der Dichtung - wird vollständig mit dem Innendruck beaufschlagt.

Die Schraubenbolzen werden in allen Modellen durch ein System von zwei Federn und einem unendlich steifen Element, das zwischen den beiden Federn angeordnet ist, modelliert. Um die Schraubenkraft nicht punktförmig in den Deckel und Flansch einzuleiten und dadurch unrealistische Verformungen hervorzurufen, werden die Federenden nicht direkt, sondern über sogenannte „RIGID LINKS“ mit Deckel und Flansch verbunden. Sie greifen am Bauteil ungefähr dort an, wo auch der reale Kraftangriff zu erwarten ist, d. h. an der Mutterauflagefläche am Deckel und im Gewindegrund des Sacklochs im Flansch. Diese Modellierung bewirkt eine verteilte Krafteinleitung. Der Kraftangriff der Vorspannkraft erfolgt entsprechend an den gegenüberliegenden Federenden. Solange eine Kraft angreift und die Bauteile verspannt, bleibt das unendlich steife Element in der Rechnung deaktiviert. Sobald die gewünschte Schraubenvorspannkraft und somit der Montagezustand der Flanschverbindung erreicht ist, wird das unendlich steife Element in den verformten Zustand eingebaut und die Vorspannkraft auf Null reduziert. Aufgrund der hohen Steifigkeit des Hilfselements bleibt der verspannte Zustand erhalten, obwohl keine Vorspannkraft mehr wirksam ist. Mit Aufgabe des Innendrucks längen sich die Federn entsprechend ihrer gegebenen Steifigkeit und geben dadurch die Schraubenkraftänderung im Betriebszustand wieder. Diese Vorgehensweise in der Modellierung der Schrauben sichert die Erfüllung der Forderung nach der Konstanz des Mutterweges.

Die Gesamtsteifigkeit dieser Federnschaltung wird dabei so gewählt, dass sie der realen Schraube entspricht. Obwohl im Rahmen der Versuchsvorbereitung die Federkennlinie der verwendeten Schraubenbolzen ermittelt wurde, ist den FE-Modellen dennoch die Schraubensteifigkeit nach der bewährten VDI-Richtlinie 2230 zugrundegelegt. Dies deshalb, weil die realen Kraft-Weg-Kurven dem Konstrukteur in der Regel nicht zu Verfügung stehen und er auf die Verwendung von Literaturwerten angewiesen ist. Trotz Unkenntnis der wahren Schraubensteifigkeit kann dadurch eine gute Überein-

stimmung der numerischen Analyse mit den Versuchswerten erzielt werden.

### 5.3 Materialverhalten

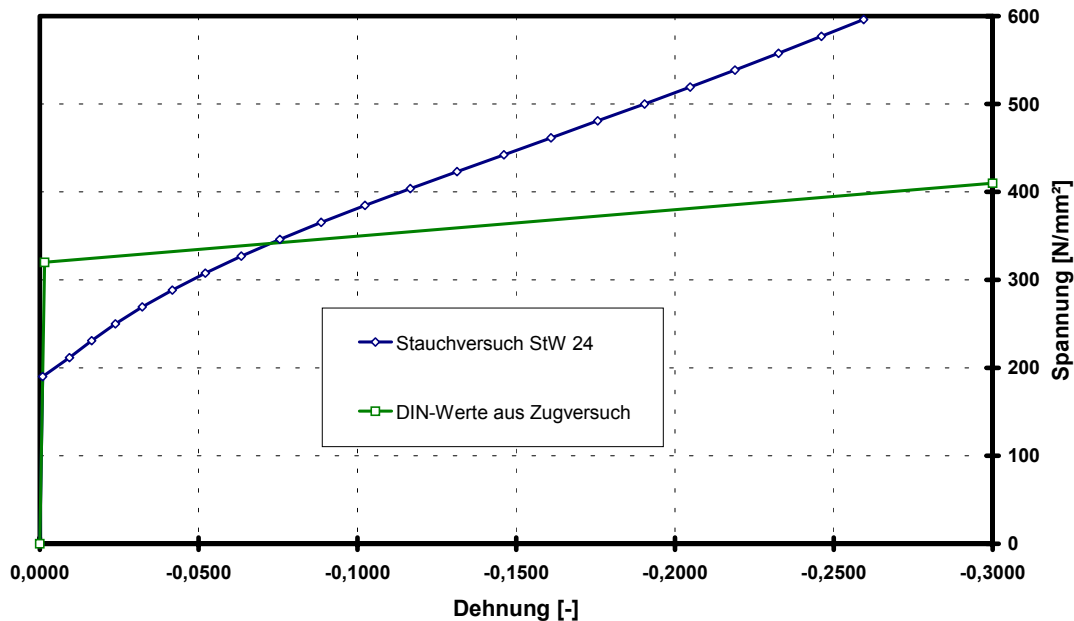
Umfangreiche Voruntersuchungen ergaben, dass die ausreichend genaue Simulation des Werkstoffverhaltens von entscheidender Bedeutung für die Ergebnisqualität ist. Es ist nicht ausreichend, ein ideal-elastisch-plastisches Materialgesetz als Werkstoffkennlinie anzunehmen. Stattdessen wurde ein zweigleisiges Vorgehen gewählt. Bei sich berührenden Bauteilen wurde dem härteren Kontaktpartner eine bi-lineare Kennlinie zugewiesen, dem weicheren dagegen eine aus eigenen Versuchen ermittelte Werkstoffkennlinie. Die Forderung nach einer ausreichenden plastischen Verformung der Kontaktpartner wird konstruktiv durch die Wahl eines weicheren Dichtungsringes bzw. einer Dichtfolie und einem härteren Werkstoff für Flansche und Deckel realisiert. Dies hat den Vorteil, dass die Dichtungsflanken am Flansch bzw. Deckel nicht beschädigt werden, denn eine Nachbearbeitung am Behälter ist nicht mehr möglich. Die Eckdaten für die bi-lineare Kurve der härteren Kontaktpartner (Flansch, Deckel, Doppelkonusring) sind in Tabelle 5-1 zusammengefasst und den vorliegenden Werkstoffzeugnissen entnommen.

Aufgrund der gewählten Vorgehensweise ist für die Schraubenmodellierung nur der Elastizitätsmodul zu beachten.

Für das Verformungsverhalten des Ring-Joint-Rings ist die Kenntnis der Werkstoff-Fließkurve von StW 24 unter Druck von großer Bedeutung. Dazu wurden mit der am Lehrstuhl der TU München vorhandenen Zug/Druck-Prüfmaschine Werkstoffproben untersucht. Als Prüfmethode wurde der Stauchversuch mit geschichteten Proben ausgewählt [Doe86], da Vorversuche mit Zylinderstauchproben wegen des Reibungseinflusses zu unbefriedigenden Resultaten geführt hatten. Die Proben wurden aus den Original-Dichtungsringen gewonnen, indem schmale Scheiben herausgeschnitten und die Oberflächen überschliffen wurden. Mehrere dieser Scheiben wurden in der Prüfmaschine aufeinandergestapelt und anschließend verpresst. Die Schmierung in den Trennfugen erfolgte mit Molykote G-Rapid plus.

In Abbildung 5-2 ist die Fließkurve für StW 24 aus dem Stauchversuch der bi-linearen Kurve mit den Werkstoffkennwerten aus dem üblichen Zugversuch gegenübergestellt. Deutlich ist der Fehler zu erkennen, der die Definition eines bi-linearen Werkstoffverhaltens für eine Dichtung zur Folge hat. Einerseits ist der Beginn des Werkstofffließ-

ßens bereits bei einer deutlich geringeren Spannung zu beobachten, andererseits ist die ertragbare Spannung deutlich höher als im Zugversuch. Dies bestätigt das ausgeprägte duktile Verformungsvermögen von StW 24. Der Elastizitätsmodul ergibt sich zu  $210000 \text{ N/mm}^2$ .



**Abbildung 5-2 : Fließkurve für StW 24 (Ring-Joint-Dichtung)**

Im Falle des Delta-Dichtungsringes aus dem Werkstoff C 22.8 konnte auf die am Lehrstuhl der TU München verfügbare Fließkurve aus einem zyklischen Zug-Druck-Versuch zurückgegriffen werden [Mei02]. Das Ergebnis ist in Abbildung 5-3 dargestellt.

Im Falle der Doppelkonus-Dichtung wird dem aufgeklebten Graphitband eine multi-lineare Fließkurve zugewiesen. Basis hierfür sind eigene Stauchversuche mit quadratischen Probenstreifen aus dem Original-Band. Die Werkstoff-Fließkurve für das Graphit-Band zeigt Abbildung 5-4. Für den Elastizitätsmodul, der streng genommen von der erreichten Vorpressung abhängig ist, wird der Mittelwert von  $1000 \text{ N/mm}^2$  angenommen.

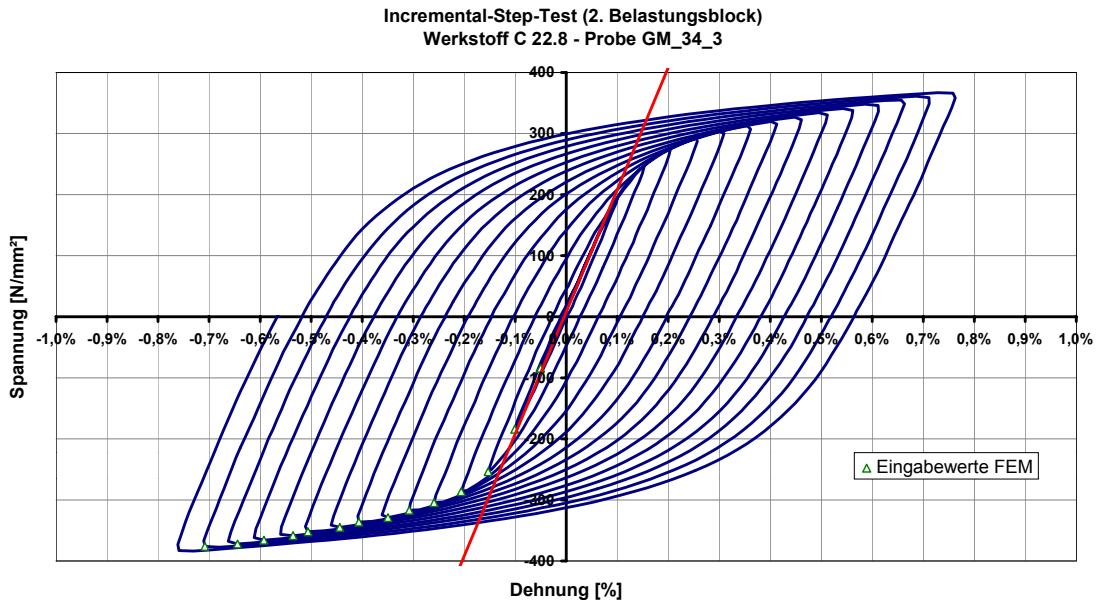


Abbildung 5-3 : Fließkurve für C 22.8 (Delta-Dichtung)

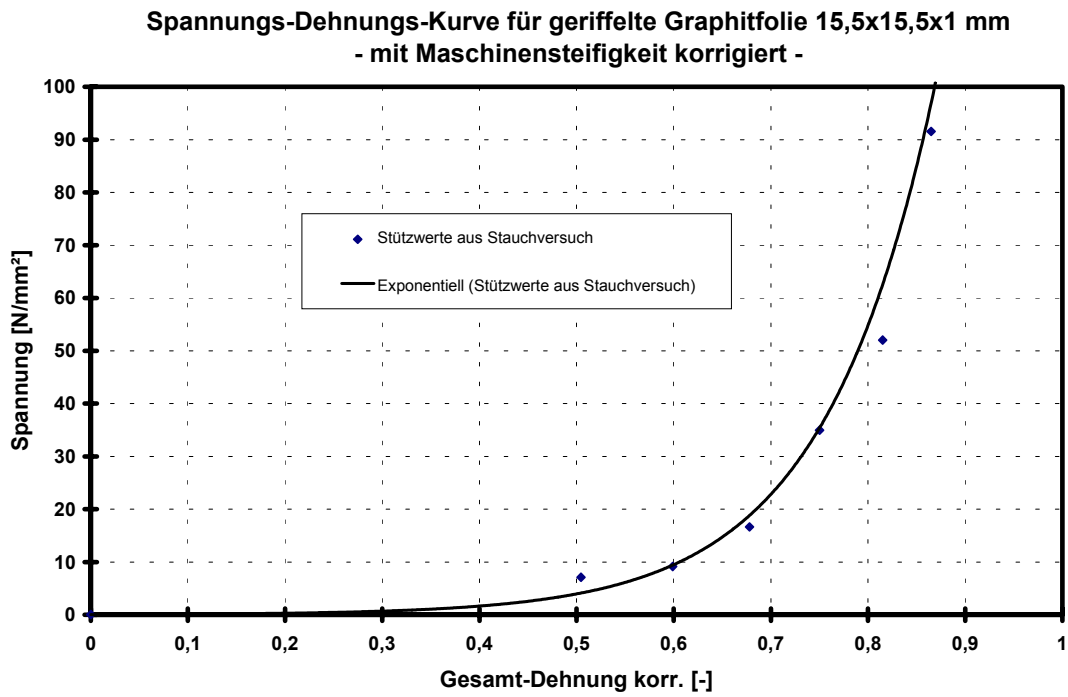


Abbildung 5-4 : Fließkurve für Graphitband

**Stutzen N1 mit Delta-Dichtung**

• Flansch mit Stutzenrohr		Werkstoff: 20 Mn 5
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	425
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	570
Bruchdehnung	[%]	30
• Deckel		Werkstoff: 20 Mn 5
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	398
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	548
Bruchdehnung	[%]	35
• Kugelboden		Werkstoff: 17 Mn 4
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	285
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	492
Bruchdehnung	[%]	31

**Stutzen N3 mit Doppelkonus -Dichtung**

• Flansch mit Stutzenrohr		Werkstoff: 20 Mn 5
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	341
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	513
Bruchdehnung	[%]	33
• Deckel		Werkstoff: 20 Mn 5
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	363
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	579
Bruchdehnung	[%]	32
• Doppelkonusring		Werkstoff: 24 CrMo 5
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	571
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	681
Bruchdehnung	[%]	25

**Stutzen N4 mit Ring-Joint-Dichtung**

• Flansch mit Stutzenrohr		Werkstoff: 20 Mn 5
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	367
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	570
Bruchdehnung	[%]	32
• Deckel		Werkstoff: 20 Mn 5
Elastizitätsmodul	[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]	372
Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]	570
Bruchdehnung	[%]	34

**Tabelle 5-1 : Werkstoffdaten**

## 5.4 Behandlung von Kontaktphänomenen im FE-System MARC

An dieser Stelle ist ein kurzer Überblick über die Kontaktsimulation innerhalb des FE-Systems MARC/Mentat angebracht [Mar97a], [Mar99].

Um mit MARC/Mentat eine Kontaktberechnung durchführen zu können, werden zunächst sogenannte Kontaktkörper (*contact bodies*) definiert. MARC stellt zwei verschiedene Typen von Kontaktkörpern zur Verfügung. Dazu wird zwischen steifen Körpern (*rigid bodies*) und verformbaren Körpern (*deformable bodies*) unterschieden.

Die Konturbeschreibung von steifen Körpern kann einfach durch Kurven, Flächen und Linien erfolgen. Dagegen sind verformbare Körper eine Ansammlung von Elementen, welche die Geometrie des Körpers beschreiben. Die Knoten, die an der Außenfläche des Körpers liegen, werden in MARC als potenzielle Kontaktknoten behandelt. Weiterhin gibt es zwei Möglichkeiten die Körperkontur zu beschreiben. Mit der Option „*discrete*“ werden alle geometrischen Formen durch gerade Segmente und ebene Teilflächen angenähert. Die Option „*analytical*“ hingegen versucht, die gegebene Geometrie durch analytische Kurven anzunähern. Letztere ist vorteilhafter, da sie die reale Kontur genauer wiedergibt. Außerdem werden Unstetigkeiten in der Ausrichtung der Flächennormalen vermieden und dadurch ein möglicher Reibungseinfluss besser wiedergegeben sowie das allgemeine Konvergenzverhalten verbessert.

### 5.4.1 Die Kontakterfassung

In jedem Rechenschritt der Kontaktanalyse wird für jeden potenziellen Kontaktknoten überprüft, ob er sich in der Nähe eines Kontaktsegmentes befindet. Bei den Kontaktsegmenten kann es sich entweder um zwei- oder dreidimensionale verformbare Kontaktkörper oder um Segmente eines steifen Körpers handeln. Um den Ablauf der Analyse zu vereinfachen und zu beschleunigen, können in einer Zuordnungstabelle (*contact table*) die technisch möglichen Kontaktpaarungen definiert werden.

Es ist unwahrscheinlich, dass während der Kontaktanalyse ein Knoten genau auf der Oberfläche eines Kontaktkörpers zu liegen kommt. Aus diesem Grund wird jeder Kontaktoberfläche ein Toleranzband zugeordnet.

Liegt ein Knoten innerhalb des Toleranzbandes, ist die Kontaktbedingung erfüllt. Die Breite des Toleranzbandes wird entweder intern durch das Programm bestimmt oder durch den Benutzer vorgegeben.



MARC/Mentat verwendet als Standardwert für die Breite des Toleranzbandes 5 % der kleinsten Elementkantenlänge.

Die Größe des Toleranzbandes hat einen entscheidenden Einfluss auf die Rechenzeit und die Genauigkeit der Lösung. Eine zu enge Vorgabe erschwert die Erkennung des Kontaktes und erhöht den erforderlichen Rechenzeitbedarf. Wird das Toleranzband zu großzügig gewählt, treten die Knoten verfrüht in Kontakt und die Lösung wird ungenau.

Eine Alternative zur reinen Veränderung der Größe des Toleranzbandes ist seine Verschiebung relativ zur Kontaktkante. Dies geschieht über die Vorgabe eines sogenannten *bias factors*. Bei geeigneter Wahl kann hierdurch die Genauigkeit verbessert werden, ohne negative Auswirkungen auf die Rechenzeit in Kauf nehmen zu müssen.

Die erwähnten Programmoptionen sind die wesentlichen Parameter über die ein Benutzer Ergebnisqualität und Rechenzeit einer FE-Simulation mit Kontakt beeinflussen kann. Angestrebt war im Rahmen dieser Arbeit, Empfehlungen für die Wahl dieser Parameter zu erarbeiten. Während der Bearbeitung zeigte sich jedoch schnell, dass es keinen allgemein anwendbaren Satz an Einstellparametern gibt. Vielmehr ist die Wahl der Parameter für eine Kontakt-Simulation sehr stark problemabhängig, so dass bereits eine veränderte Netzfeinheit oder Lastaufgabe eine neue Wahl bedingt. Oftmals sind die Standard-einstellungen als Startwert zu empfehlen.

#### **5.4.2 Erfassung des Reibungseinflusses**

MARC unterscheidet nicht zwischen einem Zustand des Haftens und des Gleitens für den reibungsbehafteten Kontakt. Vielmehr wird angenommen, dass zwischen den Kontaktpartnern immer eine Relativbewegung herrscht.

Am häufigsten wird das Modell der Coulomb'schen Reibung verwendet.

Das davon abgeleitete idealisierte Coulomb'sche Reibungsmodell kann zusätzlich die Grenze zwischen Haften und Gleiten simulieren. Dieses Verfahren („*Stick-Slip-Modell*“) basiert auf den Knotenkräften. Ein Knoten haftet so lange, bis die wirkende Tangentialkraft die Reibkraft übersteigt. Das Flussdiagramm für das *Stick-Slip-Modell* zeigt Abbildung 5-5.

In Abbildung 5-6 ist die numerische Umsetzung des *Stick-Slip-Modells* dargestellt. Die Parameter  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\varepsilon$  dienen der

Steuerung des numerischen Verhaltens und haben folgende Bedeutungen:

- Mit dem Parameter  $\alpha$  wird eine Toleranzspanne (Sicherheit) für das Wechseln zwischen Haften und Gleiten eingeführt. Der Standardwert für  $\alpha$  liegt bei 1,05.
- Der Parameter  $\beta$  stellt die Größe der Relativverschiebung dar, die für das Gleiten notwendig ist. Für  $\beta$  wird standardmäßig der Wert  $10^{-6}$  verwendet.
- Der Parameter  $\varepsilon$  ist ein fester Wert, der stets  $10^{-6}$  beträgt, und sichern soll, dass  $\varepsilon\beta \approx 0$  erfüllt ist.

Alle diese Parameter können benutzerspezifisch angepasst werden. In den innerhalb dieser Arbeit durchgeführten Analysen wurden durchgehend die Standardwerte beibehalten. Andere Einstellungen wurden zwar getestet, ergaben aber keine nennenswerten Veränderungen bezüglich der Ergebnisse.

Ein in der Arbeit von Wackers [Wack01] durchgeführter Vergleich dieser beiden Reibungsmodelle zeigte, dass das „Stick-Slip-Modell“ den Reibungseinfluss am besten wiedergibt. Mit dem Coulomb'schen Reibmodell hingegen ergeben sich kaum Unterschiede von der reibungsfreien Rechnung.

Folglich wurde für alle folgenden Analysen, bei denen der Effekt der Reibung mitberücksichtigt werden sollte, das *Stick-Slip-Modell* gewählt.

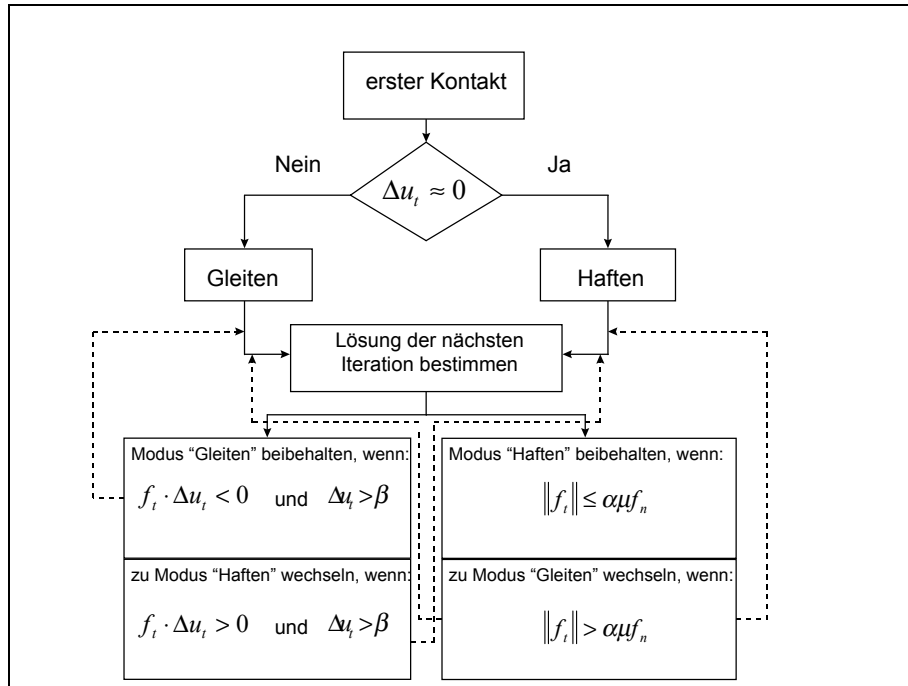


Abbildung 5-5 : Flussdiagramm für das Stick-Slip-Modell

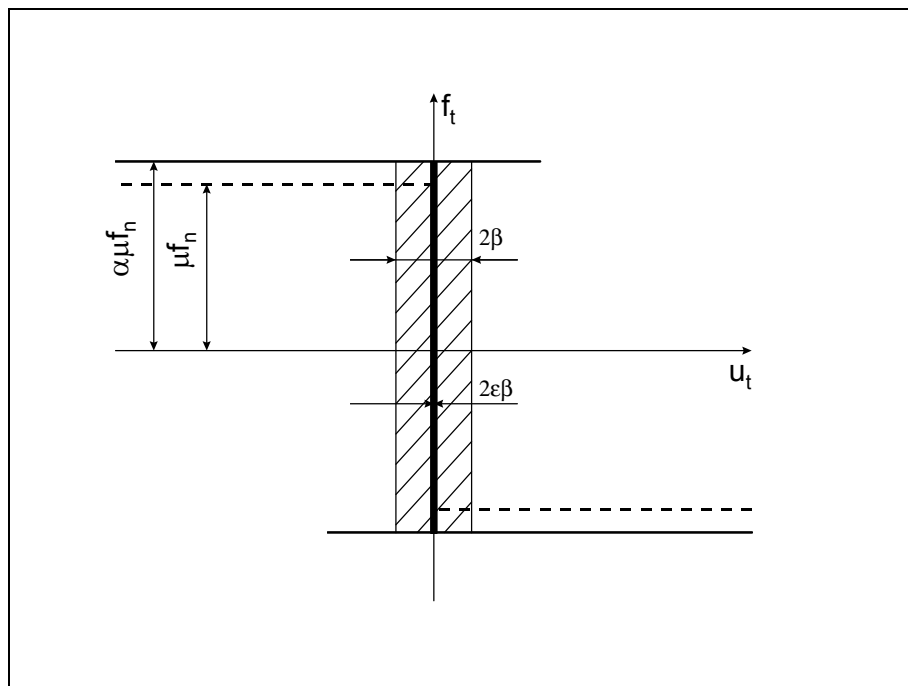


Abbildung 5-6 : Parameter für das Stick-Slip-Modell

## 5.5 Vergleich der FE-Rechnungen mit den Literaturergebnissen

Um die Übereinstimmung der FE-Kontaktrechnung mit den analytischen Untersuchungen aus der Literatur überprüfen zu können, wurde zunächst nur der Kontakt zwischen Zylinder und Ebene modelliert. Für den Anwendungsfall Ring-Joint-Dichtung ist dies der äquivalente Fall aus der Kontakttheorie. Mit diesem Vergleichsmodell wurden sowohl elastische als auch elasto-plastische Analysen durchgeführt. Die elastischen Rechnungen sollten zunächst nur die Übereinstimmung mit der Hertz'schen Theorie demonstrieren. Die elasto-plastischen Analysen wurden mit verfügbaren Literaturergebnissen verglichen.

Das Kontaktproblem Zylinder-Ebene im elastischen Fall wird durch MARC/Mentat sehr akkurat behandelt. Die maximalen Abweichungen liegen alle unterhalb von 10 % der analytischen Lösungen.

Um das Kontaktproblem Zylinder-Ebene bei elasto-plastischem Materialverhalten zu untersuchen, wurde das Zylindermodell zunächst um einen weiteren Schritt vereinfacht. Der Zylinder wird als steif angenommen und kann sich daher selbst nicht verformen. Die Ergebnisse werden mit den Resultaten aus der elastischen Analyse und mit der elastisch-plastischen Analyse von Dumas & Baronet [Dum71] verglichen.

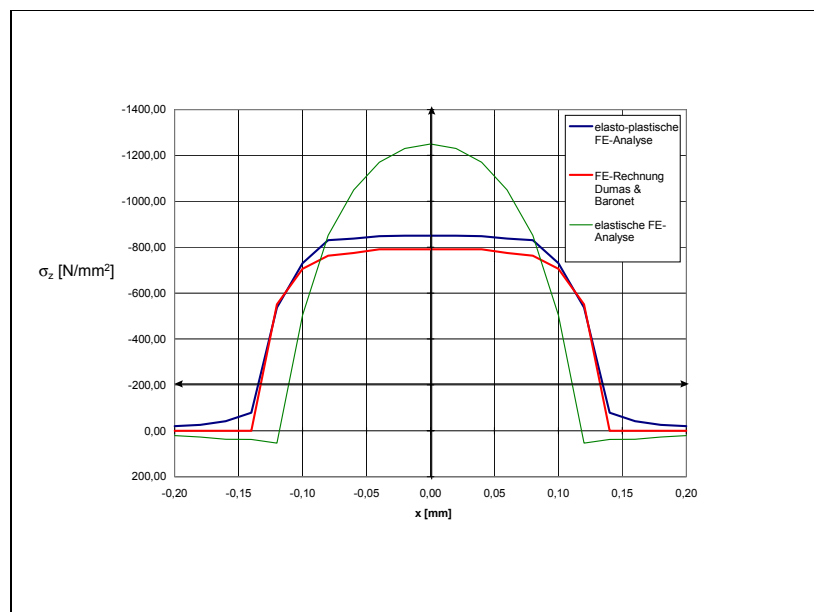


Abbildung 5-7 : Flächenpressungsverlauf Zylinder/elasto-plastische Ebene

In Abbildung 5-7 ist der berechnete Flächenpressungsverlauf zusammen mit dem Ergebnis von Dumas & Baronet dargestellt. Erstaunlich gut ist die Übereinstimmung mit der von Dumas & Baronet (rote Linie) bereits 1971 durchgeführten FE-Analyse. Die Kontaktbreite ist für beide Fälle praktisch identisch und die Pressungswerte auf der Symmetrieachse des Kontaktes unterscheiden sich nur um 7 %. Dieses Ergebnis bestätigt die elasto-plastische Kontaktmodellierung durch MARC/Mentat.

Im Vergleich zu einer elastischen Kontaktrechnung ergeben sich als Änderungen:

- Die Kontaktbreite vergrößert sich.
- Die Flächenpressung an der Kontaktfläche nimmt aufgrund der Plastifizierung stark ab.

Interessant ist ebenfalls, dass es kaum Auswirkungen zu haben scheint, ob der Kontaktpartner mit der höheren Festigkeit tatsächlich modelliert oder in der FE-Analyse als Starrkörper angenommen wird. Die Verläufe der Oberflächenspannungen und der Spannungskomponenten im Körper zeigen diesbezüglich kaum eine Veränderung. Dadurch wird die Vorgehensweise gerechtfertigt, dem härteren Kontaktpartner eine bi-lineare Werkstoffkennlinie zuzuweisen.

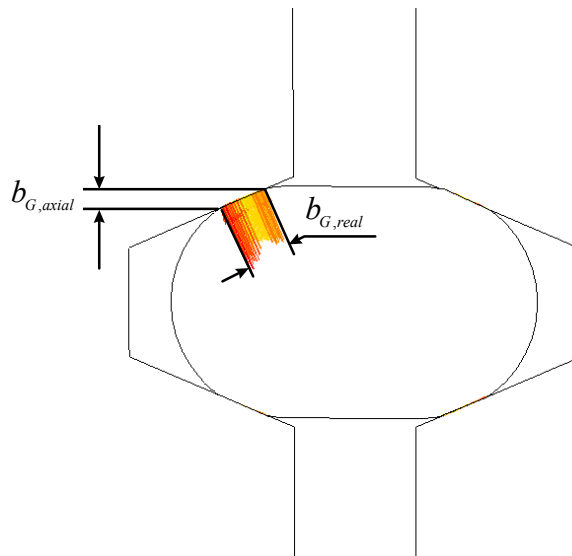
## 6 Ergebnisse der RTJ-Dichtung

Im Vorfeld der Bauteilversuche am Versuchsbehälter soll durch eine Vorstudie die Verteilung der Flächenpressung und die Kontaktbreite bei einer RTJ-Dichtung gezielt betrachtet werden. Hierfür werden einerseits umfangreiche numerische Berechnungen, andererseits eng gefasste Experimente durchgeführt. Letztendlich soll damit eine Vertrauensbasis für die anschließenden Bauteilversuche und FE-Simulationen der Flanschverbindung aufgebaut werden.

Durchgängig für alle Abschnitte dieser Arbeit soll folgende Begriffsdefinition gelten: die Dichtungsbreite entspricht der Breite des Kontakts senkrecht zur Flächennormalen im Kontaktbereich. Analog wird für die Auswertung der Dichtungskraft verfahren. Wird aus Gründen einer besseren Vergleichbarkeit die axiale Projektion der Dichtungsbreite bzw. die Komponente der Dichtungskraft in axialer Richtung gewählt, so ist dies im Text vermerkt.

### 6.1 Dichtungsbreite und Verteilung der Flächenpressung

Die am Versuchsbehälter verwendete Ring-Joint-Dichtung aus dem Stahl-Werkstoff StW 24 entspricht in ihren Abmessungen dem genormten Profil R57 [API Std. 6 A]. Die Dichtungsbreite für die doppelseitige Berührung einer Ring-Joint-Dichtung kann nach der DIN EN 1591 berechnet werden. Die Formel aus Abschnitt 3.3 berücksichtigt die Dichtungskraft bezogen auf den Umfang, den Dichtungswerkstoff über den Kennwert  $Q_{\max}$  und das Dichtungsprofil. Allerdings ist die so errechnete Kontaktbreite die Summe der inneren und äußeren Berührlinie. Außerdem ist für das Berechnungsschema nach DIN EN 1591 nur die axiale Projektion dieser Kontaktbreite von Bedeutung (s. Abbildung 6-1).



**Abbildung 6-1 : Axiale Projektion der Kontaktbreite**

Um eine einfachere Vergleichsmöglichkeit mit den Ergebnissen aus Experiment und FEM zu schaffen, wird die Berechnungsformel in ihren elastischen und plastischen Anteil zur Kontaktbreite aufgespalten und um die axiale Projektion korrigiert, so dass nun die real vorhandene Dichtungsbreite an einer Dichtungsflanke berechnet werden kann. Die Formeln für den elastischen und plastischen Anteil lauten damit:

$$b_{G_{elast,real}} = \sqrt{\frac{3 r_2 \cdot F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot E_{G0} \cdot \cos \varphi_G}}$$

$$b_{G_{plast,real}} = \frac{F_{G0}}{2 \cdot \pi \cdot d_{Ge} \cdot Q_{max,y} \cdot \cos \varphi_G}$$

$b_{Gi}$	Breite der Dichtung [mm]
$r_2$	Krümmungsradius im Dichtungsquerschnitt [mm]
$\varphi_G$	radialer Neigungswinkel der Nutflanke (hier: 67°)
$E_{G0}$	Elastizitätsmodul der Dichtung [N/mm <sup>2</sup> ]
$F_{G0}$	axiale Dichtungskraft im Montagezustand [N]
$Q_{max,y}$	max. zulässige Druckspannung der Dichtung [N/mm <sup>2</sup> ]
$d_{Ge}$	mittlerer Dichtungsdurchmesser [mm]

Für eine auf den mittleren Dichtungsumfang bezogene axiale Dichtungskraft von 500 N/mm und einem der DIN EN 1591-2 entnommenen  $Q_{\max} = 440 \text{ N/mm}^2$  ergibt sich für die Anteile an der Kontaktbreite:

$$b_{G_{elast,real}} = 0,35 \text{ mm} \quad b_{G_{plast,real}} = 1,74 \text{ mm}$$

Durch die quadratische Mittelwertbildung aus beiden Anteilen errechnet sich die Gesamt-Kontaktbreite zu  $b_{G_{ges,real}} = 1,77 \text{ mm}$ . Der unwesentlich geringe Beitrag des elastischen Kontakts wird daher für alle weiteren nachfolgenden Betrachtungen vernachlässigt. Für die plastische Kontaktbreite ergibt sich damit eine lineare Abhängigkeit von der auf den Dichtungsumfang bezogenen axialen Dichtungskraft. Eine zentrale Forderung für die Dichtheit, nämlich eine ausreichend große plastische Verformung im Dichtungsbereich, ist somit erfüllt. Die Umfangslast, ab der die Formeln für den elastischen Kontakt ihre Gültigkeit verlieren, kann für den Idealfall Kontakt Zylinder-Ebene abgeschätzt werden. Wesentlicher Einflussfaktor ist die Fließgrenze des Werkstoffs, hier ca. 190 N/mm<sup>2</sup>, und der Reibwert in der Kontaktfläche. Da der Reibwert in der Dichtungsfläche unbekannt ist, werden die zwei Grenzfälle reibungsfrei und  $\mu = 0,5$  betrachtet. Die maximale Umfangslast, ab der es im Kontakt zu Plastizität kommt, beträgt dann:

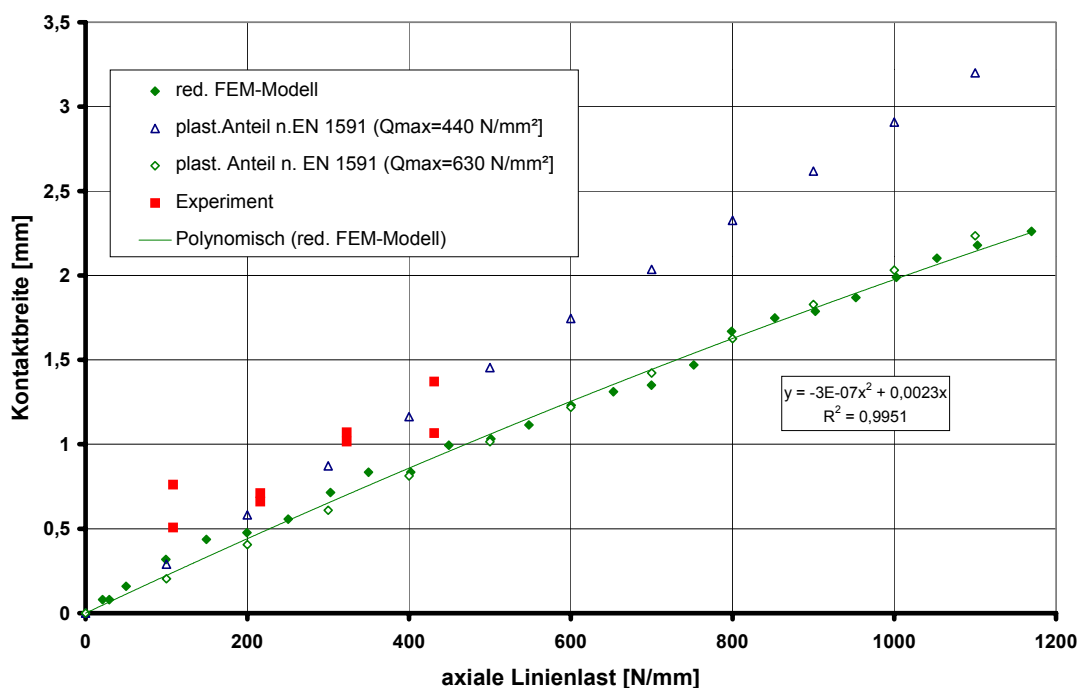
reibungsfrei:	17,5 N/mm
$\mu = 0,5$ :	5,8 N/mm

Diese Werte sind weit unterhalb der Umfangslasten, die für die Dichtheit einer Ring-Joint-Dichtung in der industriellen Anwendung vorzusehen sind. Die Vereinfachung, den Anteil der elastischen Kontaktbreite zu vernachlässigen, wird durch dieses Ergebnis gestützt.

Ein Klein-Experiment soll die mit der vereinfachten Formel nach DIN EN 1591 ermittelten Kontaktbreiten bestätigen. Dazu werden aus Original-Dichtungsringen Segmente mit einer Bogenlänge von ca. 70 mm ausgeschnitten. Diese Segmente werden in der Zug/Druck-Prüfmaschine verpresst, wobei zwischen Probenstück und unterem Stempel eine Lage Sensorfolie vom Typ Prescale zur Bestimmung der Kontaktbreite eingebracht wird. Die Folienstreifen mit dem farbigen Kontaktabdruck werden mittels digitaler Bildverarbeitung ausgewertet. Dazu wird an drei Stellen über dem Segmentbogen die Kontaktbreite bestimmt. Sowohl bei der kleinsten Laststufe als auch



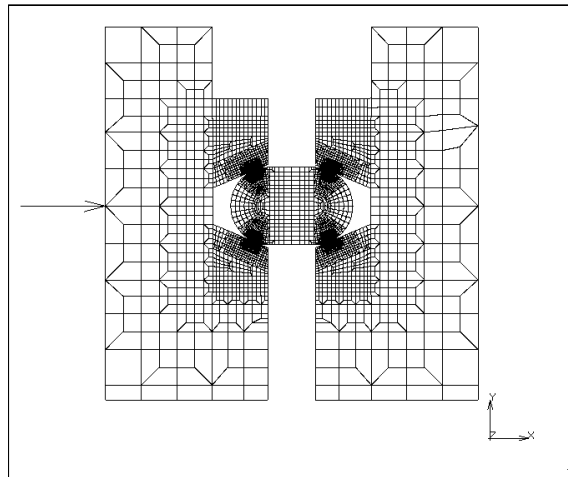
bei der Maximallast weisen die Ergebnisse einen deutlichen Streubereich auf. Als Ursache kommt bei kleiner Last eine noch ungenaue Ausrichtung des Probenstücks in Betracht, während bei Maximallast die mechanische Belastbarkeit der Sensorfolie überschritten ist, so dass die Messfolie unter der Probe „wegzufließen“ beginnt. In Abbildung 6-2 sind die experimentellen Datenpunkte über der aufgetragenen Linienlast eingetragen. Diesen gegenübergestellt sind die Kontaktbreiten, die sich aus der vereinfachten Berechnung nach DIN EN 1591 ( $Q_{\max} = 440 \text{ N/mm}^2$ ) ergeben. Die Übereinstimmung zwischen der vereinfachten EN-Berechnung und den experimentellen Werten ist gut.



**Abbildung 6-2 : Kontaktbreite einer RTJ-Dichtung R57 aus StW24**

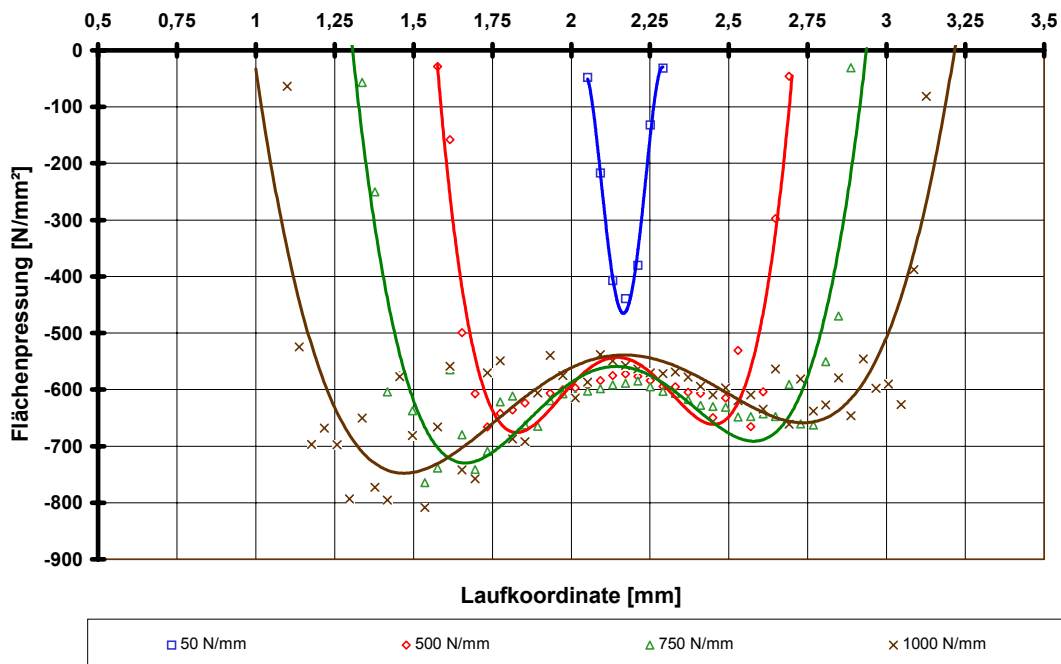
Für einen Vergleich wird ein reduziertes axialsymmetrisches FE-Modell erstellt (Abbildung 6-3), das nur den Dichtungsbereich umfasst. Für den Dichtungsring und die Bereiche der Dichtungsnut an Flansch bzw. Deckel werden die Materialkennwerte aus dem Gesamtmodell beibehalten. Schrittweise wird die axiale Umfangslast erhöht und die Breite des Kontakts sowie der Verlauf der Flächenpressung ausgewertet. Die Abhängigkeit der mit diesem reduzierten FE-Modell berechneten Kontaktbreite von der axialen Linienlast ist ebenfalls in Abbildung 6-2 eingezeichnet. Die Kurve der FE-Werte verläuft für Linienlasten größer 200 N/mm durchwegs unterhalb der Werte aus der vereinfachten EN-Berechnung. Der Kurvenverlauf lässt sich sehr gut durch ein Polynom 2. Grades annähern.

Die Abweichung der FE-Ergebnisse vom Experiment ist mit ca. 30 % anzusetzen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass im Experiment durch das Einbringen einer sehr verformungsfähigen Folienlage eine Vergrößerung des Kontaktbereiches unvermeidbar ist. Eine Quantifizierung der dadurch verursachten Abweichungen ist nicht möglich, allerdings dürfte dieser Fehlerbeitrag im Bereich der Streuung der Messpunkte liegen und damit eine deutliche Verschiebung der Kurve hin zu höheren Kontaktbreiten bewirken. Demgegenüber ist der Fehler durch die Diskretisierung der Dichtungskontur in der FE-Simulation mit der halben Länge einer Elementkante anzusetzen und beträgt - vernachlässigbare - ca. 0,05 mm. Die Ergebnisse der FE-Rechnung stellen eine untere Grenze, die Werte aus dem Experiment bzw. der vereinfachten EN-Rechnung eine obere Schranke für die real vorhandene Kontaktbreite dar.



**Abbildung 6-3 : Reduziertes FE-Modell RTJ-Dichtung**

Das verwendete reduzierte FE-Modell ermöglicht aufschlussreiche Ergebnisse über den zu erwartenden Verlauf der Flächenpressung über der Kontaktbreite. Hierzu werden entlang der Dichtungsflanke die Pressungswerte für steigende Linienlasten ausgewertet.

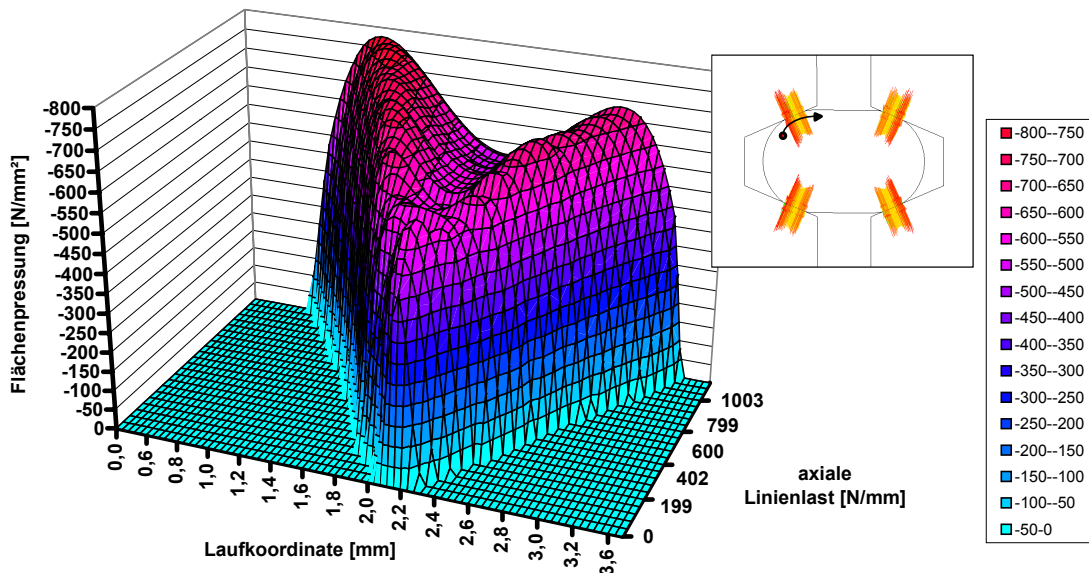


**Abbildung 6-4 : Flächenpressung über der Kontaktbreite einer RTJ-Dichtung StW24**

In Abbildung 6-4 sind die Kurvenverläufe für einige ausgewählte Belastungen dargestellt. Bei einer Linienlast von 50 N/mm entspricht der Flächenpressungsverlauf einer Parabel. Mit steigender Linienlast verbreitert sich die Kontaktbreite und die Flächenpressung bildet einen zur Mittelachse des Kontakts symmetrischen Pressungsverlauf aus. Beispielhaft hierfür sind die Verläufe der Flächenpressung für Linienlasten von 500, 750 und 1000 N/mm. Die Maximalwerte für die Flächenpressung liegen an den Außenrändern des Kontaktbereichs, das Minimum befindet sich in der Mitte des Kontakts. Die Symmetrie wird nur geringfügig gestört, da am zum Nutgrund zeigenden Rand die maximale Flächenpressung höher ist als am entgegengesetzten Punkt.

Der errechnete Pressungsverlauf ist charakteristisch für Kontakt mit überwiegend plastischen Deformationen. Deutlicher wird dies, wenn man die numerischen Werte durch eine Ausgleichskurve annähert. Die Wahl eines Polynoms 4. Grades ist hierfür am geeignetsten und bewirkt eine deutliche Glättung der oszillierenden numerischen Knotenwerte für die Flächenpressung. Allerdings nimmt mit steigender Linienlast die Übereinstimmung zwischen FE und Ausgleichspolynom stetig ab. Hier ist die Übereinstimmung bis zu einer Linienlast von ca. 800 N/mm akzeptabel und deckt damit den interessierenden Lastbereich ab. Weiter darüber hinausgehende Linienlasten werden

dennoch berücksichtigt, um Tendenzen erkennen zu können. Die beschriebene Abhängigkeit der Kontaktbreite und der Flächenpressungsverteilung von der aufgegebenen Linienlast wird aus dem 3D-Diagramm Abbildung 6-5 ersichtlich.

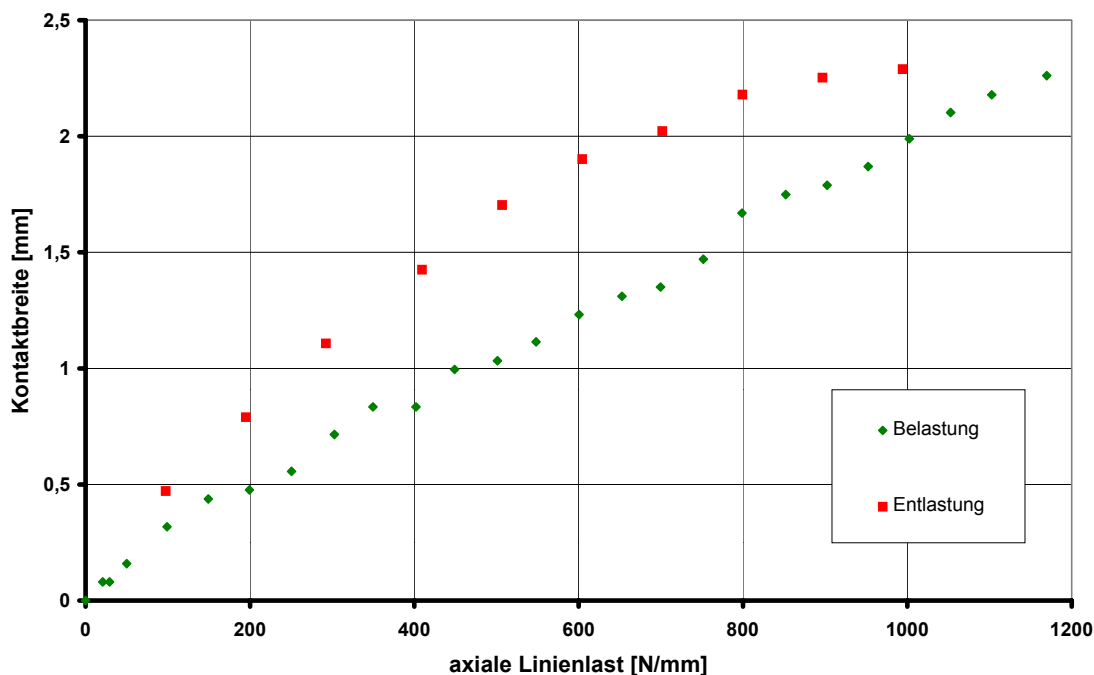


**Abbildung 6-5 : Flächenpressungsverteilung im Kontaktbereich**

Für die Berechnung der Kontaktbreite nach EN 1591 ist der Wert für den Dichtungsparameter von großer Bedeutung. Dieser Wert - für StW 24 ist  $Q_{\max} = 440 \text{ N} / \text{mm}^2$  - gibt die mittlere Flächenpressung über der Kontaktbreite im Montagezustand an. Die Verteilung der Flächenpressung aus Abbildung 6-5 zeigt deutlich, dass für den Mittelwert der Pressung ein größerer Wert anzusetzen ist. Die Größenordnung kann zum Beispiel aus dem Mittelwert der beiden Maxima und dem Minimalwert bestimmt werden. Ab einer Linienlast von ca. 200 N/mm ist dieser Wert nur noch schwach von der aufgeprägten Last abhängig und kann näherungsweise als konstant  $630 \text{ N/mm}^2$  gesetzt werden. Eine erneute Berechnung der Kontaktbreiten mit der vereinfachten Formel der EN 1591 und einem  $Q_{\max} = 630 \text{ N} / \text{mm}^2$  ergibt Werte, die sehr gut mit den Ergebnissen der FE-Simulation übereinstimmen. In Abbildung 6-2 ist der Kurvenverlauf eingetragen.

Mit Hilfe der FE-Simulation ist es möglich, auch die Vorgänge bei der Entlastung des Dichtungsringes zu untersuchen. Wird die Linienlast nach Erreichen des Maximalwerts reduziert, so ändert sich die Kontaktbreite zunächst nicht. Die Verteilung der Flächenpressung

zeigt eine Abnahme der beiden Pressungsmaxima, so dass sich ein gleichmäßiger Verlauf der Flächenpressung über der Kontaktbreite einstellt. Eine weitere Reduzierung der Dichtungslast bewirkt dann eine unterproportionale Abnahme der Flächenpressung und Kontaktbreite. In Abbildung 6-6 ist der Verlauf der Kontaktbreite bei Aufgabe einer maximalen Linienlast von 1150 N/mm und der anschließenden Entlastung gezeigt. Dieses Verhalten rechtfertigt die Annahme der EN 1591, die im Montagezustand berechnete Kontaktbreite für alle nachfolgenden Berechnungszustände unverändert beizubehalten.



**Abbildung 6-6 : Kontaktbreite bei Entlastung**

Damit bleibt festzuhalten, der in der FE-Simulation errechnete Verlauf der Flächenpressung entspricht dem erwarteten Verlauf für den Kontakt Zylinder-Ebene mit überwiegend plastischer Deformation. Die Eignung der gewählten FE-Modellierung ist dadurch für die weiteren Untersuchungen bestätigt. Aus der FE-Simulation ermittelte Werte für die Kontaktbreite sind als untere Grenze für die reale Kontaktbreite anzusehen. Die sich einstellende Kontaktbreite ist lastabhängig und kann durch ein Polynom 2. Grades als Funktion der Linienlast angegeben werden. Für eine vereinfachte Abschätzung der Kontaktbreite liefert eine lineare Abhängigkeit von der Linienlast ausreichend genaue Ergebnisse. Damit ist das Vorgehen in der EN 1591 berechtigt, kann aber durch den dominierenden Einfluss des Dichtungskennwerts  $Q_{\max}$  zu großen Abweichungen führen. Der in der EN 1591-2 tabellierte Wert für StW24 wird durch die FE-Rechnung nicht

bestätigt. Setzt man den Dichtungskennwert gleich dem Mittelwert der Flächenpressung bei Last, so ergibt sich ein höherer Wert. Eine FE-Simulation an dem gezeigten reduzierten Dichtungsmodell kann - bei bekanntem Werkstoffverhalten - eine Hilfe für die Bestimmung des Kennwerts sein. Daher kann zumindest in der Frühphase einer Auslegung auf die aufwändigen Dichtungstests verzichtet werden. Die in der EN 1591 getroffene Annahme einer unveränderlichen Kontaktbreite wird durch die Ergebnisse dieser Untersuchung bestätigt.

## **6.2 Versuche am Stutzen mit RTJ-Dichtung**

Entscheidender Parameter für die Dichtheit einer Flanschverbindung mit RTJ-Dichtung ist, abgesehen von der konstruktiven Ausführung, die Wahl der Schraubenvorspannkraft. Als aktuellstes und technisch fundiertes Regelwerk wird die EN 1591 zur Bestimmung der erforderlichen Schraubenvorspannkraft ausgewählt.

### **6.2.1 Auslegung mit der Euro-Norm EN 1591**

Für die Untersuchungen am Stutzenflansch mit RTJ-Dichtung sind für die Bestimmung der erforderlichen Schraubenvorspannkraft eine Reihe von Sonderbedingungen zu berücksichtigen. Obwohl die Schrauben mit einem Drehmomentschlüssel angezogen werden, wird die Streuung des Anziehverfahrens vernachlässigt. Der Flansch ist mit Messschrauben versehen, die eine sehr genaue Kontrolle der aufbrachten Schraubenvorspannkraft erlauben. Aufgrund der mangelnden mechanischen Festigkeit der TekScan-Messfolien zur Flächenpressungsmessung wird eine möglichst geringe Schraubenvorspannkraft angestrebt, die bei einem Betriebsdruck von 50 bar die Dichtheit gewährleistet. Die Kennwerte für die Dichtung werden aus den Tabellen der EN 1591-2 entnommen. Genauere Werte sind derzeit nicht verfügbar.

Die Berechnung nach EN 1591 erfolgt mit dem kommerziell erhältlichen Programm CENFLA. Die erforderliche Schraubenvorspannkraft beträgt 41 kN pro Schraube. Im Betriebszustand mit 50 bar Innendruck werden die Schrauben auf 37 kN entlastet. Die in axialer Richtung projizierte Kontaktbreite für beide Berührlinien beträgt 1,3 mm, so dass die reale Kontaktbreite auf der Dichtflanke sich zu 1,6 mm ergibt. Aufgrund der geringen Betriebsbedingungen und der dickwandigen Konstruktion sind die Auslastungsgrade für alle Bauteile sehr gering und werden daher im Weiteren nicht berücksichtigt.

Damit stehen die Randbedingungen für die Versuche und die FE-Simulation der Stutzenflanschverbindung mit RTJ-Dichtung fest.

## **6.2.2 Vergleich der Experimente und FE**

Während der Versuche am Versuchsbehälter erforderte insbesondere der Einbau der Sensorfolien für die Messung der Flächenpressung große Aufmerksamkeit. Durch erhöhte Sorgfalt und eine gründliche Versuchsvorbereitung war dies zu beherrschen. Während der Versuche wurden keine Undichtigkeiten bemerkt. Eine Wiederholung der Versuche bestätigte die Reproduzierbarkeit der erhaltenen Ergebnisse.

Die FE-Simulationen zeichneten sich durch einen hohen Rechenzeitbedarf aus, da die Konvergenz nur durch eine Unterteilung in kleine Lastinkremente mit hohen Iterationszahlen zu erzielen war. Die aktuelle Entwicklung der Leistungsfähigkeit von PCs und die kontinuierliche Optimierung der FE-Algorithmen weisen den Ausweg für diese Problematik.

### **6.2.2.1 Bauteilverformungen**

Die Verformungen von Stutzenflansch und Deckel werden an ihrer Außenseite mit DMS gemessen. Diese Verformungen werden auch vom FE-Modell zur Verfügung gestellt. Die Auswertung erfolgt entlang der Außenkontur des Flansches und Stutzenrohrs. Startpunkt ist der Außendurchmesser des Flanschblatts, der Endpunkt befindet sich auf dem Stutzenrohr in ausreichendem Abstand von Übergang Stutzen-Behälter. Es werden jeweils die Bauteildehnungen in axialer und tangentialer Richtung im Montage- und Betriebszustand betrachtet. Abbildung 6-7 und Abbildung 6-8 zeigen die Dehnungsverläufe.

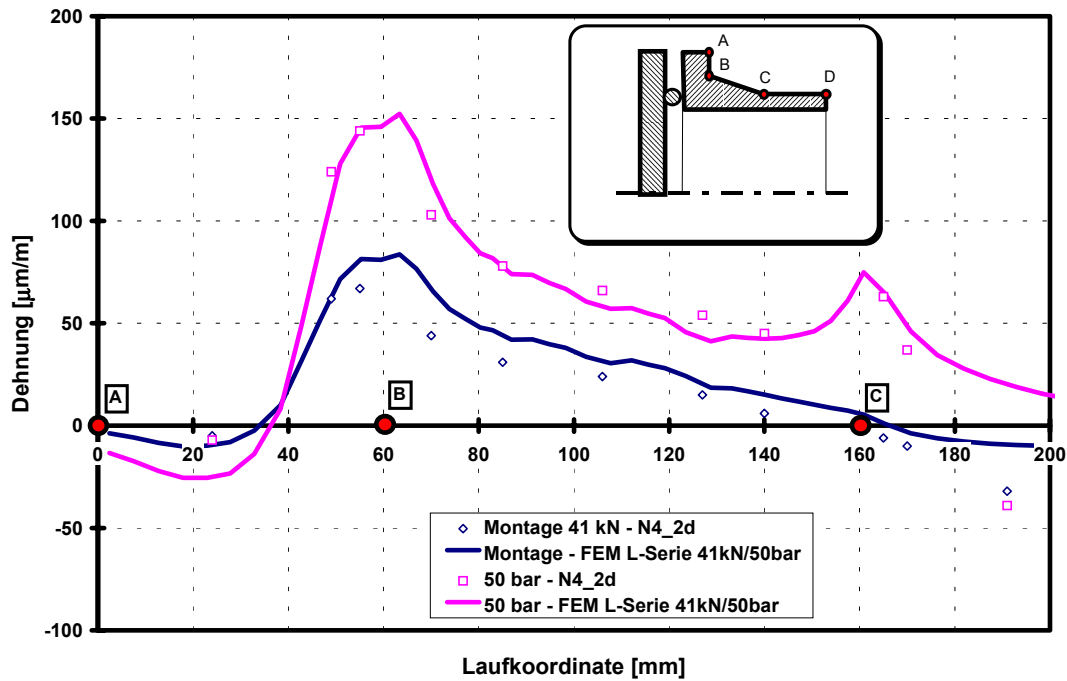


Abbildung 6-7 : Axiale Dehnung am Flansch N4

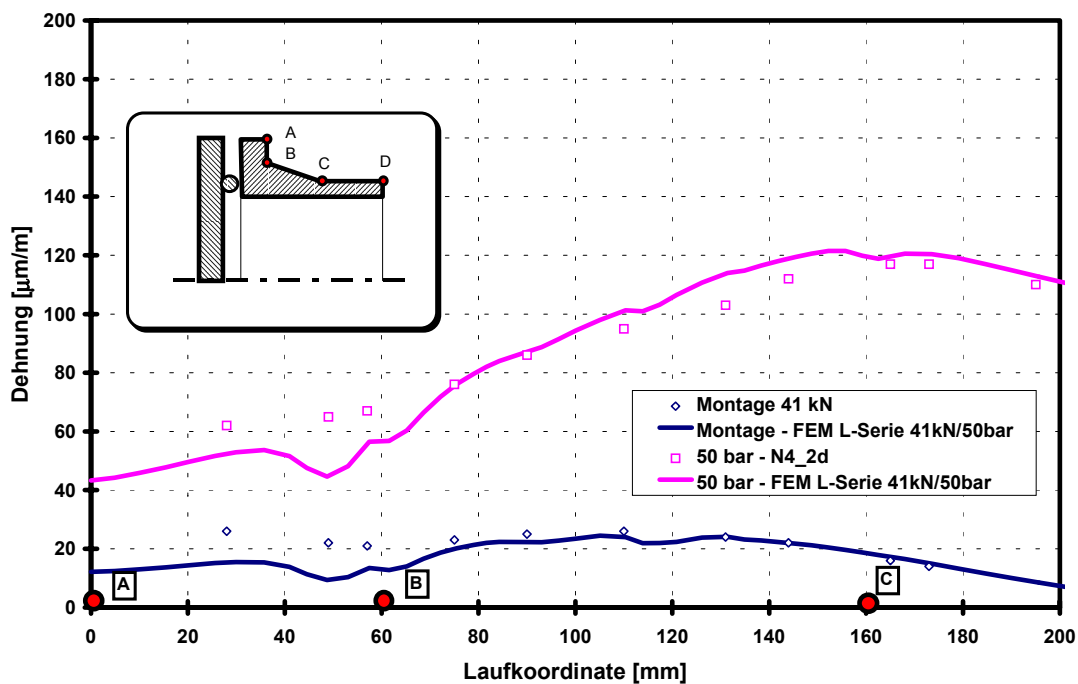


Abbildung 6-8 : Tangentiale Dehnung am Flansch N4

Auf dem Flanschblatt (A-B) zeigen alle gemessenen Dehnungsverläufe Abweichungen von den Werten aus der FE-Rechnung. Dies ist bedingt durch die gewählte Modellierung, da die Einleitung der Schraubenkraft einerseits über den Umfang erfolgt, andererseits nur



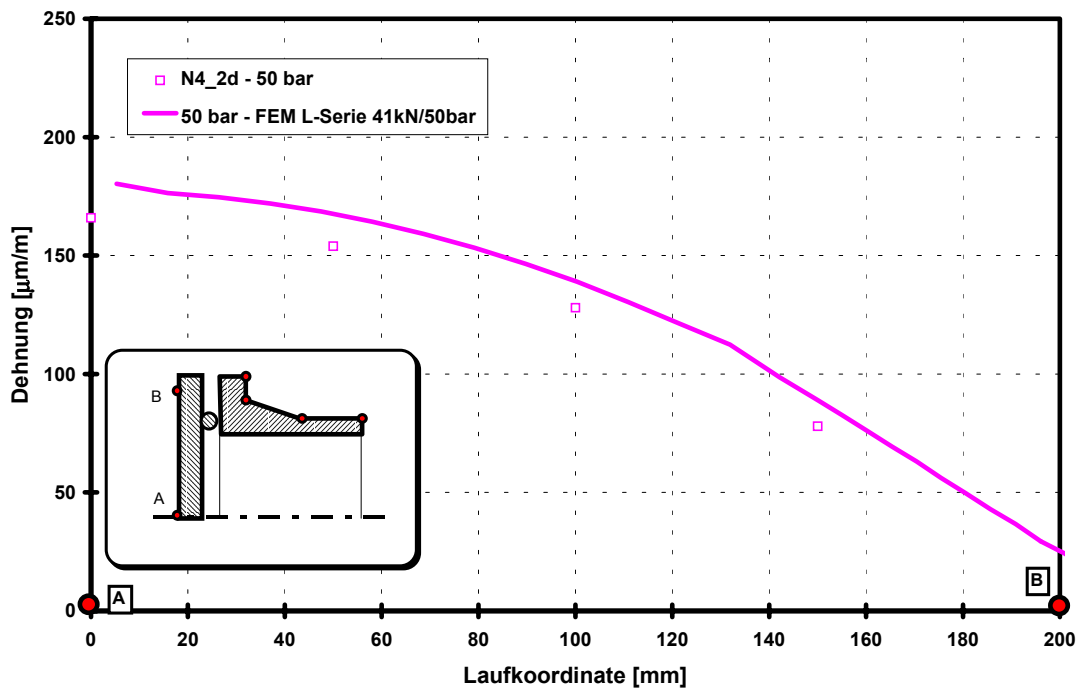
über eine geringe Anzahl an Knoten dem Modell aufgeprägt wird. In Realität erfolgt die Übertragung der Schraubenkraft über die flächige Mutternauflage.

Im Bereich des Übergangs Flanschblatt-Flanschkegel (B) nimmt die axiale Dehnung ihren Spitzenwert an; dies wird durch die FE-Rechnung sehr gut wiedergegeben. Voraussetzung hierfür war aber, dass die Ist-Kontur in diesem Bereich am Versuchsbehälter ausgemessen und bei der Modellerstellung berücksichtigt wurde. Vereinfachungen oder Idealisierungen der Geometrie führen gerade im Bereich dieser Dehnungsspitze zu großen Abweichungen.

Über den Flanschkegel (B-C) nimmt die axiale Dehnung kontinuierlich ab. Im Betriebszustand ergibt sich eine zweite Spitze für die axialen Dehnungen im Bereich des Übergangs Flanschkegel-Stutzenrohr (C). Auch hier ist die Übereinstimmung von Versuchswert und FE-Ergebnis gegeben. Im weiteren Verlauf auf dem sehr kurz ausgeführten Stutzenrohr macht sich deutlich der Einfluss des Übergangs zum Behälter mit der massiven Schweißnaht bemerkbar. Dies ist mit vertretbarem Aufwand in einer FE-Modellierung nicht einzubinden. Für die vorliegende Aufgabenstellung ist die Berücksichtigung auch nicht erforderlich, da das Steifigkeitsverhalten vom Flansch selbst dadurch nicht beeinflusst wird.

Für die Verläufe der tangentialen Dehnungen am Flansch ergibt sich ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung der FE-Werte mit dem Versuch. Auffällig ist allerdings, dass im Bereich des Übergangs Flanschblatt-Flanschkegel (B) die Dehnungswerte aus FE geringer sind als im Versuch gemessen. Im weiteren Verlauf des Flanschkegels (B-C) und im Übergang Kegel-Stutzenrohr (C) sind die Kurvenverläufe fast deckungsgleich.

Über die Außenseite des Deckels stellt sich wie erwartet eine kontinuierliche Dehnungsverteilung ohne Spitzenwerte ein. Aufgrund der massiven Deckeldicke sind die Absolutwerte für den Montagezustand sehr gering. Erst mit Aufgabe des Innendrucks ergibt sich eine merkliche Verformung. In Abbildung 6-9 ist der Verlauf der Dehnungen auf dem Deckel nach Innendruckaufgabe dargestellt. Die Abweichung der FE-Ergebnisse von den gemessenen Werten liegt bei ca. 10 % und ist damit akzeptabel.

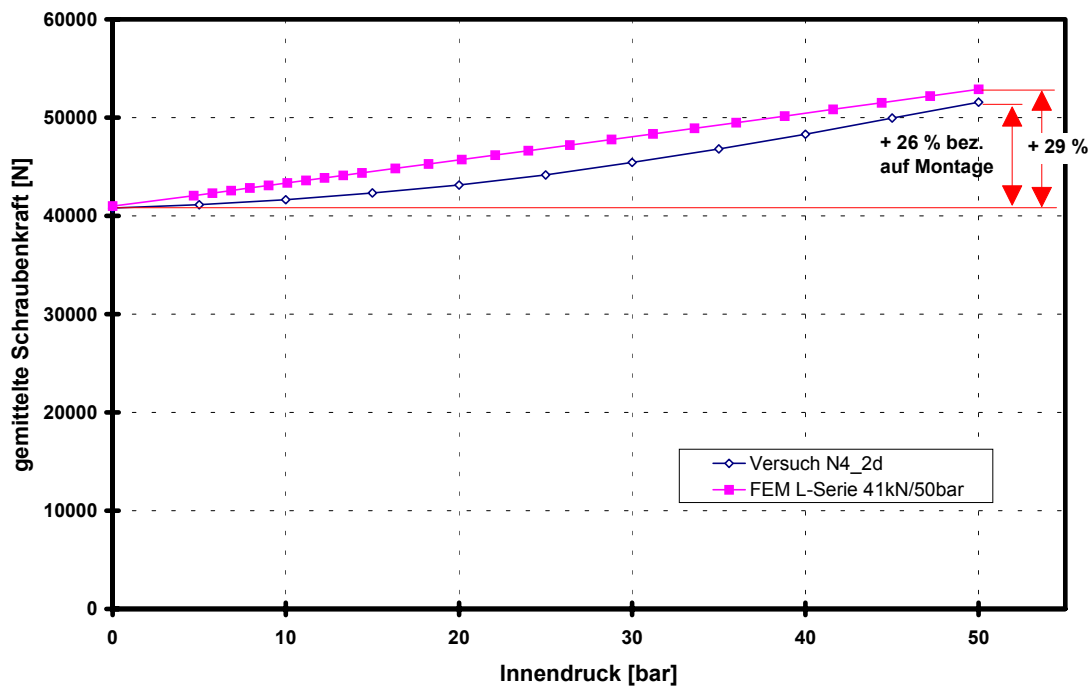


**Abbildung 6-9 : Radiale Dehnung am Deckel N4**

Deutlich wird, die Verformungen von Stutzenflansch und Deckel fallen nur sehr geringfügig aus, so dass die daraus resultierenden Beanspruchungen nachrangig sind. Weiterhin wird die gewählte FEM-Modellierung bestätigt, da das Steifigkeitsverhalten der Bauteile realistisch wiedergegeben wird.

#### 6.2.2.2 Schraubenkräfte

Im Experiment wird während des Montagevorgangs die gewünschte Schraubenvorspannkraft stufenweise aufgebracht. Durch die fortlaufende Messung der mit DMS versehenen Schrauben erfolgt die Kontrolle der erzielten Schraubenkraft - unabhängig von Reibungseinflüssen im Gewinde oder unter der Mutterauflage. Dadurch wird die vorgegebene Schraubenvorspannkraft von 41 kN pro Schraube mit sehr hoher Genauigkeit eingehalten. Während der Druckaufgabe und nach Erreichen des Enddrucks von 50 bar werden ebenfalls die Schraubenkräfte gemessen. In Abbildung 6-10 ist die Zunahme der Schraubenkräfte mit Druckaufgabe dargestellt. Gegenüber dem Montagezustand erhöht sich die Schraubenkraft um 26 % im Versuch bzw. 29 % nach der FE-Rechnung. Die Übereinstimmung zwischen FE und Experiment ist sehr zufriedenstellend. Aus der FE-Rechnung ergibt sich eine lineare Zunahme der Schraubenkraft mit steigendem Druck, das Experiment zeigt dagegen eine leicht überproportionale Steigerung. Dieser Effekt wird an anderer Stelle noch erläutert.



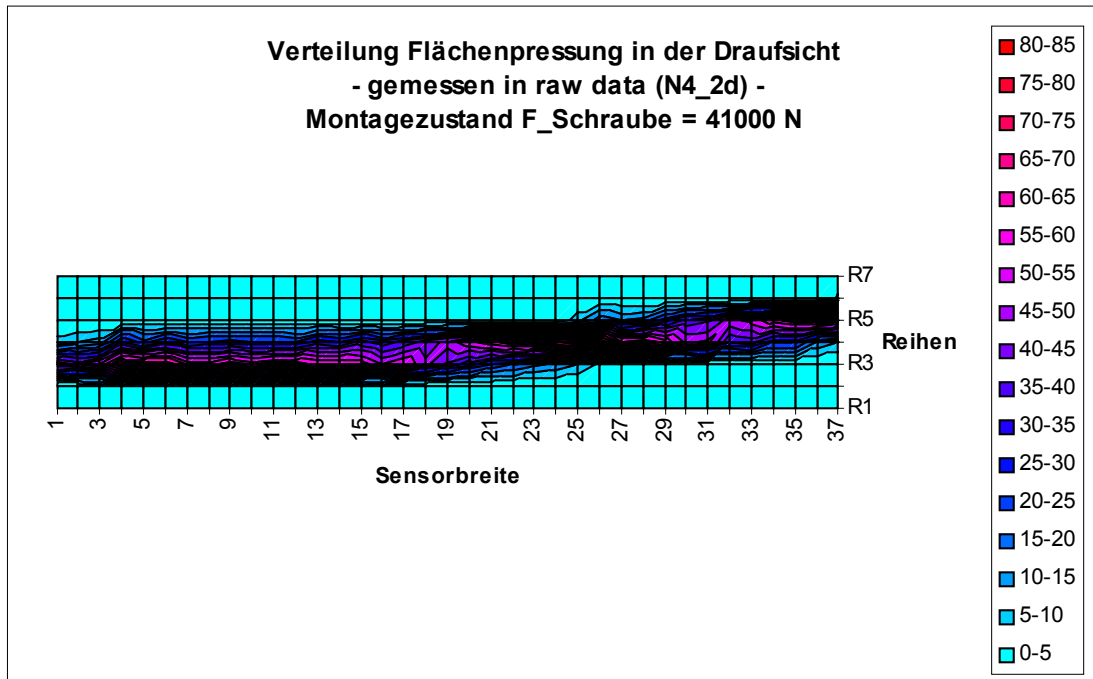
**Abbildung 6-10 : Änderung der Schraubenkraft mit Druckaufgabe**

Gegenüber der Nachrechnung mit der EN 1591 ergibt sich ein eklatanter Widerspruch. Die Abnahme der Schraubenkraft mit Druckaufgabe, wie sie gemäß dem Regelwerk zu erwarten wäre, wird weder durch das Experiment noch durch die FE-Simulation bestätigt.

### 6.2.2.3 Flächenpressung einer RTJ-Dichtung

Die Messung der Flächenpressung am Versuchsbehälter stellte sich im Falle der RTJ-Dichtung als ein problematisches Unterfangen heraus. Ursache hierfür war die anfängliche Linienberührung und die große relative Verschiebung des Dichtungsringes in der Keilnut. Beides Faktoren, auf die die Sensorstreifen des Messsystems TekScan sehr empfindlich reagieren. Mehrmals mussten die Versuche wegen eines zerschnittenen Sensorstreifens abgebrochen werden. Erfolgreicher war die Verwendung einer Kombination aus Schutzfolien und Folien zum Dickenausgleich. Dazu wurden Folienstreifen aus Polyester material beidseitig über den ganzen Umfang in die Dichtungsnut gelegt.

Die Verteilung des Signals an Rohdaten eines Sensorstreifens für den Montagezustand ist in Abbildung 6-11 dargestellt. Die Signalwerte sind dabei über den einzelnen Sensorzellen des Messstreifens aufgetragen.



**Abbildung 6-11 : Verteilung Rohdaten-Signal unter Kontaktzone**

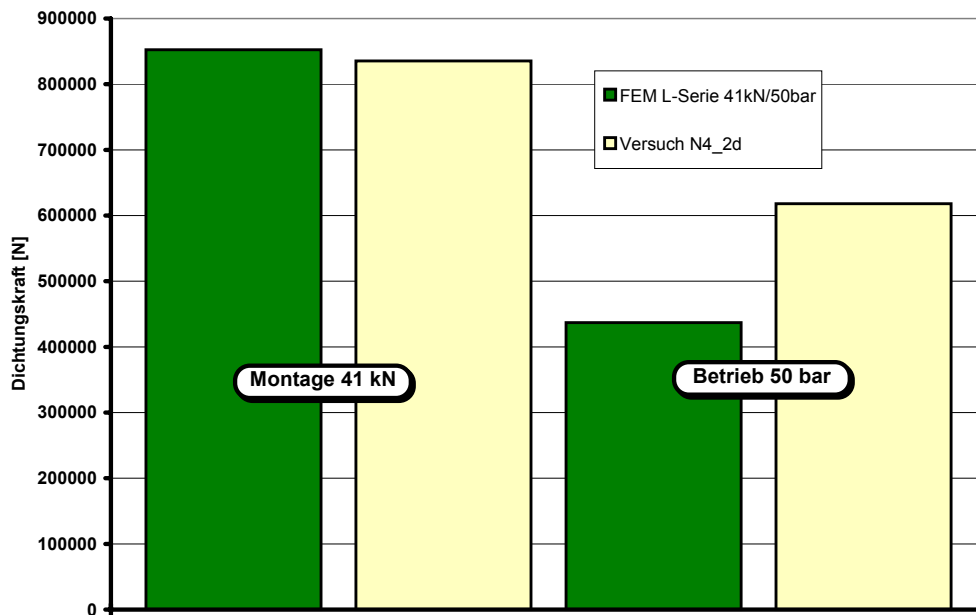
Deutlich ist in der Draufsicht die gekrümmte Berührlinie zu erkennen. Außerdem ist, wie die Vorstudie mittels FE bereits angedeutet hat, nur eine sehr schmale Kontaktzone vorhanden, die in ihrer Breite nur eine Sensorzelle einnimmt. Demzufolge ist eine genauere Auflösung der Flächenpressungsverteilung über der Kontaktbreite nicht möglich.

Versuche, eine Kalibrierfunktion für eine Linienbelastung des Sensors zu ermitteln, schlugen allesamt fehl, da die Sensoren kein reproduzierbares Verhalten zeigten. Eine Umrechnung über die Kalibrierfunktion aus der flächigen Belastung führte zu unsinnigen Resultaten. Als Ausweg bietet sich eine Interpretation mit Hilfe der bekannten Dichtungskraft im Montagezustand an. Die Summe aller Rohdaten-Werte entspricht der übertragenen Dichtungskraft. Ausgehend von der Änderung der Rohdaten-Summe zwischen Montage und Betriebszustand kann analog auf die Änderung der Dichtungskraft geschlossen werden. Über die bekannte Kontaktbreite wird damit eine mittlere Flächenpressung für die beiden Lastzustände errechnet.

In den nachfolgenden Diagrammen sind die Ergebnisse der Versuche und der FE-Simulation ersichtlich.

Die Übereinstimmung der über die Kontaktfläche übertragenen Kontaktkraft im Montagezustand ist aufgrund der im FE-Modell definierten Vorgabe gegeben. Im Betriebszustand ist die Dichtungskraft deutlich geringer. Diese Abnahme fällt in der FE-Simulation mit ca. 50 % gegenüber dem Montagezustand sehr viel höher aus als im

Experiment. Hier beträgt die Abnahme der Dichtungskraft ca. 30 %. Abbildung 6-12 zeigt die Gegenüberstellung beider Lastzustände.



**Abbildung 6-12 : Dichtungskraft im Montage- und Betriebszustand**

Die kontinuierliche Abnahme der auf die Kontaktfläche wirkenden Dichtungskraft dokumentiert Abbildung 6-13. In dieser Abbildung ist die Summe der Rohdaten-Werte über den angegebenen Innendruck aufgetragen.

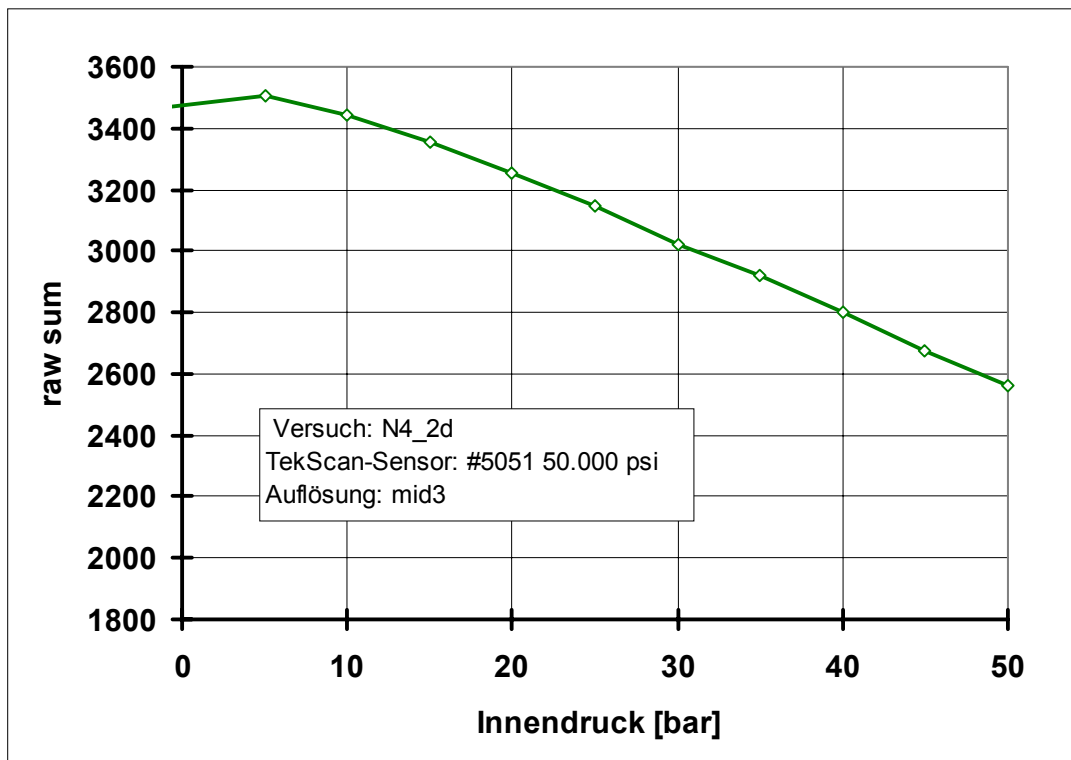
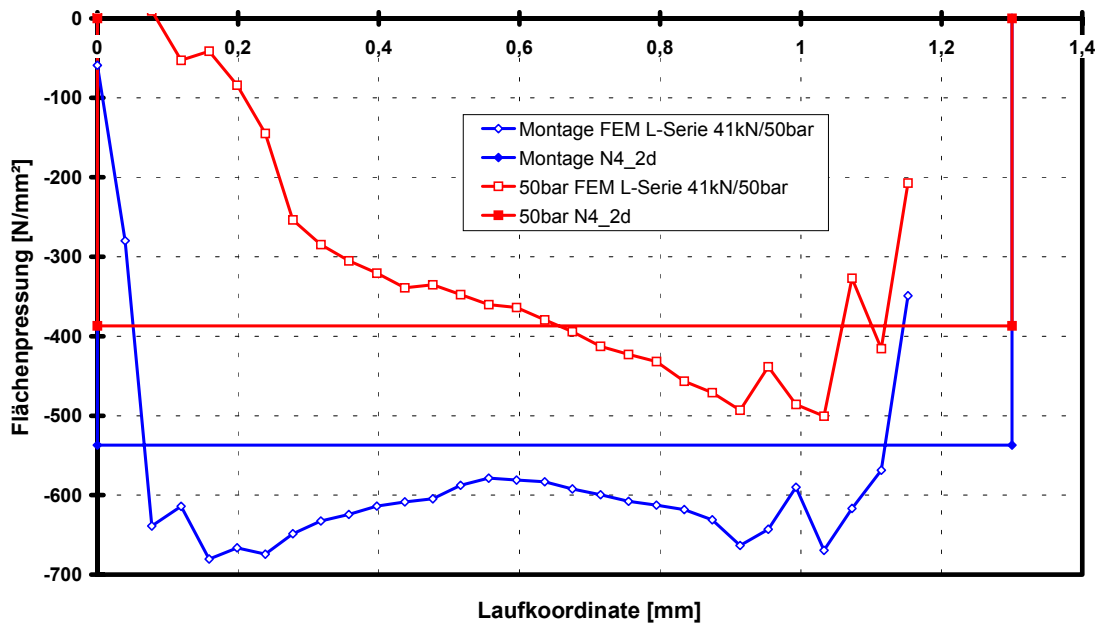


Abbildung 6-13 : Abnahme Dichtungskraft mit Innendruckaufgabe

Für den Verlauf der Flächenpressung wird zunächst nur die FE-Rechnung bewertet. Im Montagezustand zeigt die Flächenpressung den charakteristischen Verlauf für vorwiegend plastischen Kontakt. Die auftretende Pressung ist mit  $600 - 700 \text{ N/mm}^2$  äußerst hoch. Im Montagezustand beträgt die Kontaktbreite ca.  $1,2 \text{ mm}$ . Aufgrund der beschränkten Auflösung des TekScan-Sensors ist für die Messung eine Kontaktbreite von  $1,3 \text{ mm}$  anzusetzen. Die sich daraus ergebende mittlere Flächenpressung ist mit ca.  $540 \text{ N/mm}^2$  geringer als der Minimalwert aus der FE-Rechnung. Im Betriebszustand nimmt die Kontaktbreite in der FE-Rechnung auf ca.  $1,0 \text{ mm}$  ab. Es ergibt sich ein annähernd linearer Pressungsverlauf zwischen  $300 \text{ N/mm}^2$  und  $500 \text{ N/mm}^2$ . Bei unveränderter Kontaktbreite von  $1,3 \text{ mm}$  resultiert daraus für das Experiment eine mittlere Flächenpressung von  $380 \text{ N/mm}^2$ . Die Pressungsverläufe sind in Abbildung 6-14 zusammengefasst. Eine Beurteilung unter qualitativen Gesichtspunkten und unter Berücksichtigung der Einschränkungen aus dem Messsystem ergibt eine doch zufriedenstellende Übereinstimmung der Ergebnisse.



**Abbildung 6-14 : Verlauf der Flächenpressung auf der Dichtungsflanke einer RTJ-Dichtung**

Festzuhalten bleibt, die gelegentlich in der Literatur vertretene Einstufung der RTJ-Dichtung als selbst-dichtendes Dichtungssystem wird durch die Ergebnisse dieser Untersuchung nicht belegt.

#### 6.2.2.4 Plastifizierung der Dichtung

Die FE-Simulation ermöglicht eine Kontrolle der plastifizierten Bereiche am Dichtungsring. Wird die aus den Werkstoffversuchen ermittelte Streckgrenze von  $190 \text{ N/mm}^2$  zugrunde gelegt, so zeigt Abbildung 6-15 den Zustand nach Beendigung der Montage. Die Bereiche mit Plastifizierung umfassen den Nahbereich der Berührungspunkte und erstrecken sich beinahe über die gesamte Breite des Dichtungsprofils. Die Gegenflanke von Flansch und Deckel weisen dagegen keine Beanspruchungen im plastischen Gebiet auf. Im Betriebszustand wird die Dichtung entlastet, dadurch verringert sich im Dichtungsquerschnitt das Beanspruchungsniveau ebenfalls. Im Dichtungsring sind die Bereiche im Kontakt dennoch weiterhin plastisch beansprucht. Damit ist eine wesentliche Forderung für die Dichtheit der Verbindung erfüllt.

An den im Versuch verwendeten Dichtungsringen konnte visuell eine Abplattung des Profils festgestellt werden, deren Breite mit dem Ergebnis aus Flächenpressungsmessung und FE übereinstimmt.

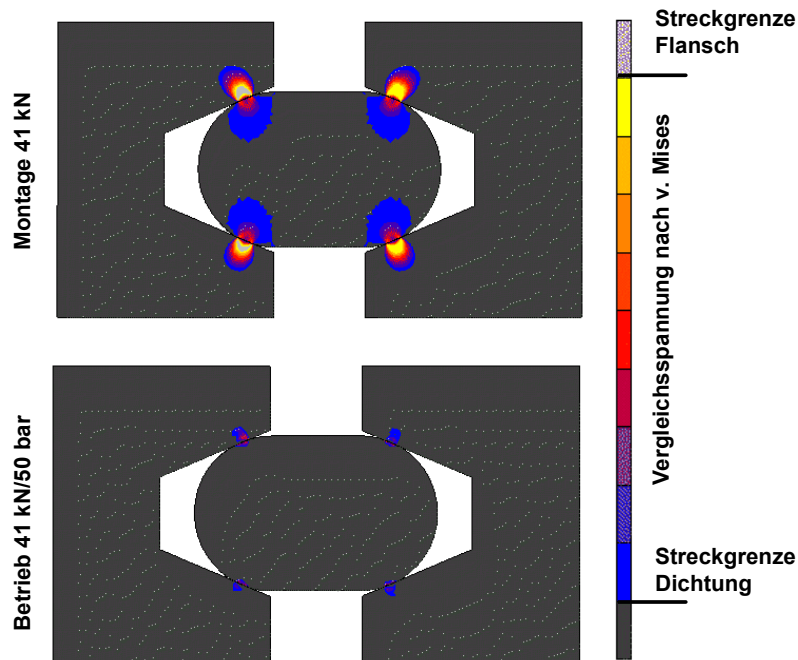


Abbildung 6-15 : Plastische Zonen im Kontakt

### 6.2.3 Einflussfaktoren auf das Ergebnis

Die folgenden Ausführungen diskutieren Parameter, die sich direkt auf die gewonnenen Ergebnisse auswirken. Dies ist zum einen der Einfluss der für den Versuch unverzichtbaren Ausgleichsfolien, zum anderen der Reibungseinfluss im Dichtungsbereich.

#### 6.2.3.1 Einfluss der Ausgleichsfolien

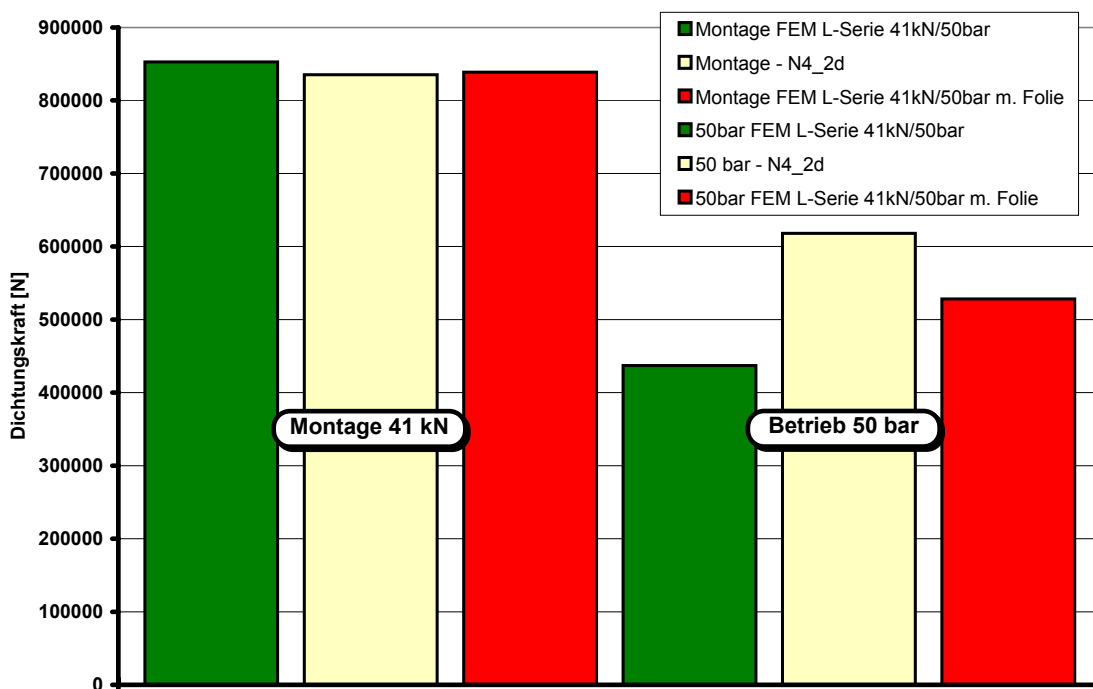
Die Messung der Flächenpressungsverteilung erfordert die Verwendung von Schutz- und Ausgleichsfolien über den gesamten Umfang der Dichtung. Inwieweit dadurch die Versuchsergebnisse beeinflusst werden, soll durch Versuche am Stutzenflansch mit RTJ-Dichtung sowohl mit als auch ohne Messung der Flächenpressung untersucht werden.

Im Bauteilversuch lassen sich keine Auswirkungen auf die Ergebnisse feststellen. Geringe Unterschiede ergeben sich für die Schraubkraftzunahme bei Druckaufgabe; dieser Effekt ist aber nur indirekt durch die Folienlagen bedingt.

Eine eventuell vorhandene Beeinflussung des Kontakts Dichtung zu Flansch bzw. Deckel durch die Ausgleichsfolien kann eine FE-Rechnung mit Berücksichtigung der Ausgleichsfolien aufzeigen. Hierzu wird zwischen Dichtung und Dichtungsflanke die Folie modelliert. Das Materialverhalten der Folienlage wird durch Stauchversuche in einer Zug-/Druck-Prüfmaschine bestimmt und den Elementen der Folienlage zugewiesen.



Die FE-Rechnung verdeutlicht, dass die Folienlage massiv in die Steifigkeitsverhältnisse des Systems Dichtung, Flansch und Schraube eingreift. Durch die Zwischenlage aus dem sehr verformungsfähigen Folienwerkstoff wird die Gesamtsteifigkeit der Dichtung gegenüber dem rein metallischen Kontakt deutlich verringert. Als Folge davon ist die Abnahme der Dichtungskraft bei Innendruck abgeschwächt. Die in Abbildung 6-12 im Betriebszustand ersichtliche Abweichung der mit FE berechneten Dichtungskraft von dem gemessenen Wert fällt durch die Berücksichtigung der Folienlage wesentlich geringer aus. Abbildung 6-16 zeigt eine Gegenüberstellung von Versuchsergebnis und FE-Rechnungen mit und ohne Folienlage. Die Abnahme der Dichtungskraft gegenüber dem Montagezustand beträgt in der FE-Rechnung ohne Folie ca. 50 %, mit Folie ca. 37 % und im Versuch ca. 26 %.



**Abbildung 6-16 : Einfluss der Ausgleichsfolien auf die Dichtungskraft**

Da in der realen Einbausituation der RTJ-Dichtung keine Folienlagen vorgesehen sind, ist diese Abweichung durch die Messtechnik bedingt und die FE-Rechnung ohne Folien als näher an der Wirklichkeit anzusehen.

Auf die gemessene Kontaktbreite selbst wirkt sich die zusätzliche Folienlage durch eine Verbreiterung um wenige Zehntelmillimeter aus. Dies hat eine Erniedrigung des gemessenen Flächenpressungsverlaufs und zudem eine veränderte Verteilung über der Kontaktbreite zur Konsequenz.

Damit ist festzustellen, dass der Einfluss der Ausgleichsfolien auf die Messergebnisse zum Teil sehr ausgeprägt ist und die TekScan-Messungen nur qualitativ zu werten sind.

#### **6.2.3.2 Reibung auf der Dichtungsflanke**

Beim Zusammenbau der Flanschverbindung mit einer RTJ-Dichtung sind die Dichtungsflächen zu säubern. Die Zugabe eines Schmiermittels auf die Dichtungsflanken ist vorzusehen. Dadurch wird die Reibung auf den Dichtungsflanken reduziert und der Dichtungsring kann sich ungehindert in der Dichtungsnut verschieben. Obwohl durch diese Vorkehrungen eine Minimierung des Reibungseinflusses angestrebt wird, kann dieser dennoch in den Versuchsergebnissen nachgewiesen werden.

In Abbildung 6-10 ist die Zunahme der Schraubenkraft bei Innendruckaufgabe von Versuch und reibungsfreier FE-Rechnung gegenübergestellt. Die Abweichung beider Verläufe ist maßgeblich auf den Reibungseinfluss zurückzuführen. Für die Messung der Flächenpressung war im Versuch über den ganzen Umfang eine Folienlage eingelegt worden, so dass dadurch die Reibung auf der Dichtungsflanke deutlich minimiert, aber nicht gänzlich ausgeschaltet wurde. Dies veranschaulicht Abbildung 6-17. Dort sind zwei Kurven ergänzt: erstens die Schraubenkraftzunahme im Versuch ohne Einlegen von Ausgleichsfolien und damit ohne Reduzierung der Reibung sowie zweitens eine FE-Rechnung mit einem vorgegebenen Reibwert von  $\mu = 0,1$ . Die paarweisen Übereinstimmungen der reibungsbehafteten FE-Rechnung mit dem Versuch ohne Ausgleichsfolien bzw. der reibungsfreien FE-Rechnung mit dem Versuch plus Ausgleichsfolien belegen den Einfluss der Reibung auf die Änderung der Schraubenkraft bei Innendruckaufgabe.

Die Schraubenkraft im Betriebszustand als eine maßgebliche Dimensionierungsgröße wird bei Vernachlässigung der Reibung konservativ berechnet.

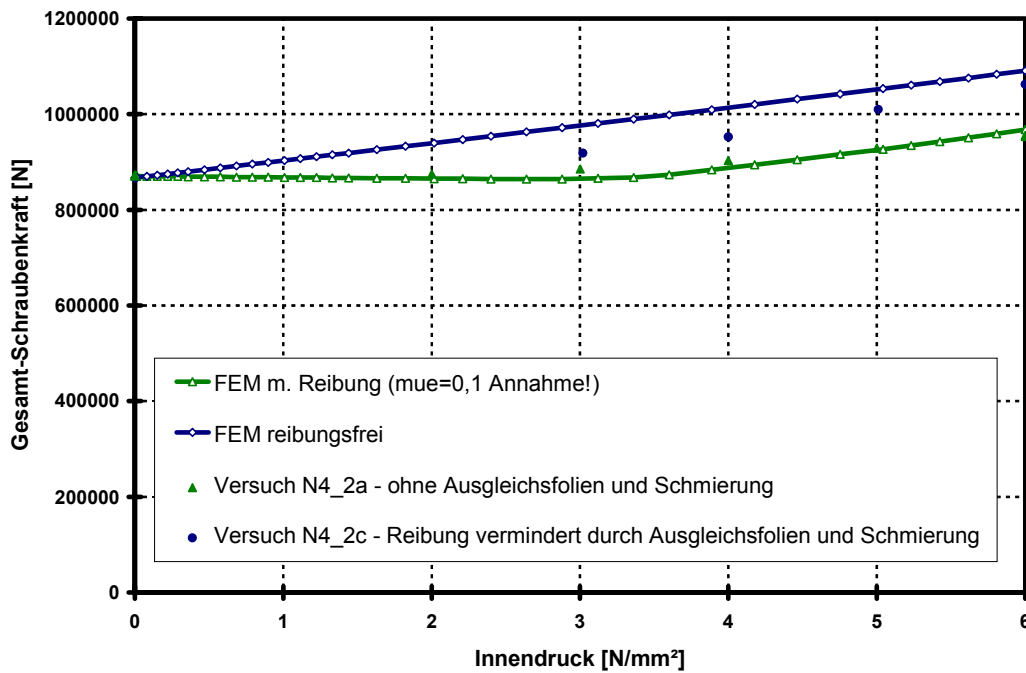


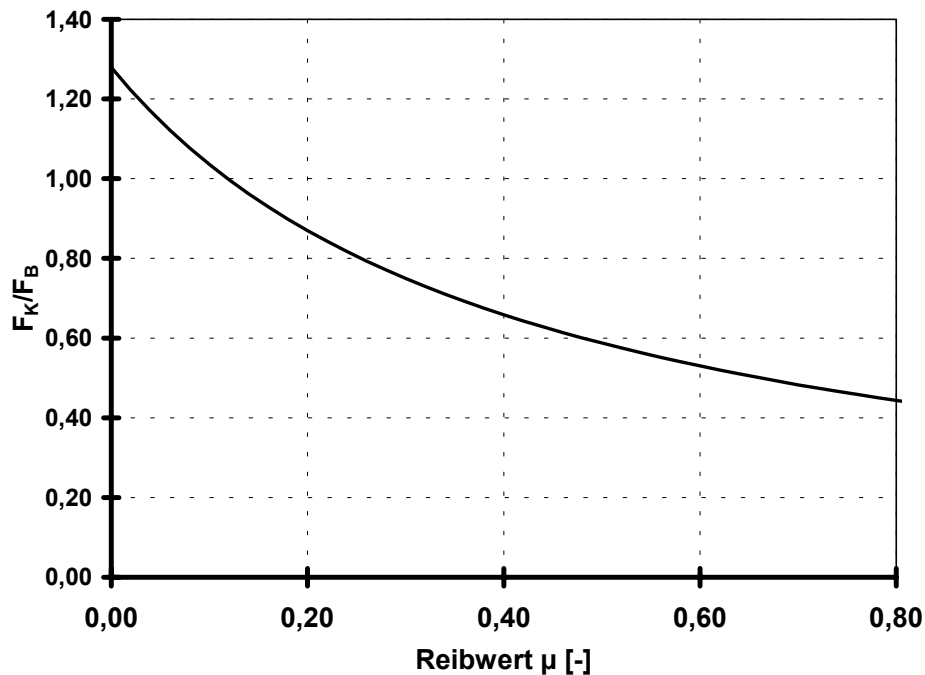
Abbildung 6-17 : Einfluss der Reibung auf die Schraubkraftzunahme

Nicht zu vernachlässigen sind nach [Dei01] die Auswirkungen der Reibung auf die Höhe bzw. Verteilung der Flächenpressung. Die in der Kontaktzone vorhandene Reibung verändert das Kräftegleichgewicht des Flansches, da nun auch eine zur Kontaktebene tangentielle Kraft der Schraubkraft das Gleichgewicht halten kann. Aus einer Betrachtung des Kräftegleichgewichts am Deckel lässt sich leicht ein Zusammenhang für das Verhältnis zwischen Kontaktkraft  $F_K$  und Schraubkraft  $F_B$  im Montagezustand ableiten:

$$\frac{F_K}{F_B} = \frac{1}{2(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}$$

Der Winkel  $\alpha$  bezeichnet hierbei den Flankenwinkel der Dichtungsnut.

Für steigende Reibwerte  $\mu$  nimmt damit die auf die Kontaktfläche wirkende Normalkraft kontinuierlich ab. Dies zeigt Abbildung 6-18.



**Abbildung 6-18 : Einfluss der Reibung auf die Kontaktkraft**

Der effektiv auf die Dichtfläche übertragene Anteil der Schraubenkraft wird durch eine erhöhte Reibung signifikant vermindert. Dies hat selbstverständlich auch Auswirkungen auf die Verteilung der Flächenpressung und die Kontaktbreite. Einen Eindruck davon vermittelt Abbildung 6-19. Dort sind die Verläufe der Flächenpressung für verschiedene Reibwerte eingezeichnet. Mit steigendem Reibwert nimmt infolge der reduzierten Kontaktkraft das Niveau der Flächenpressung ab und in gleichem Maße verringert sich die Kontaktbreite.

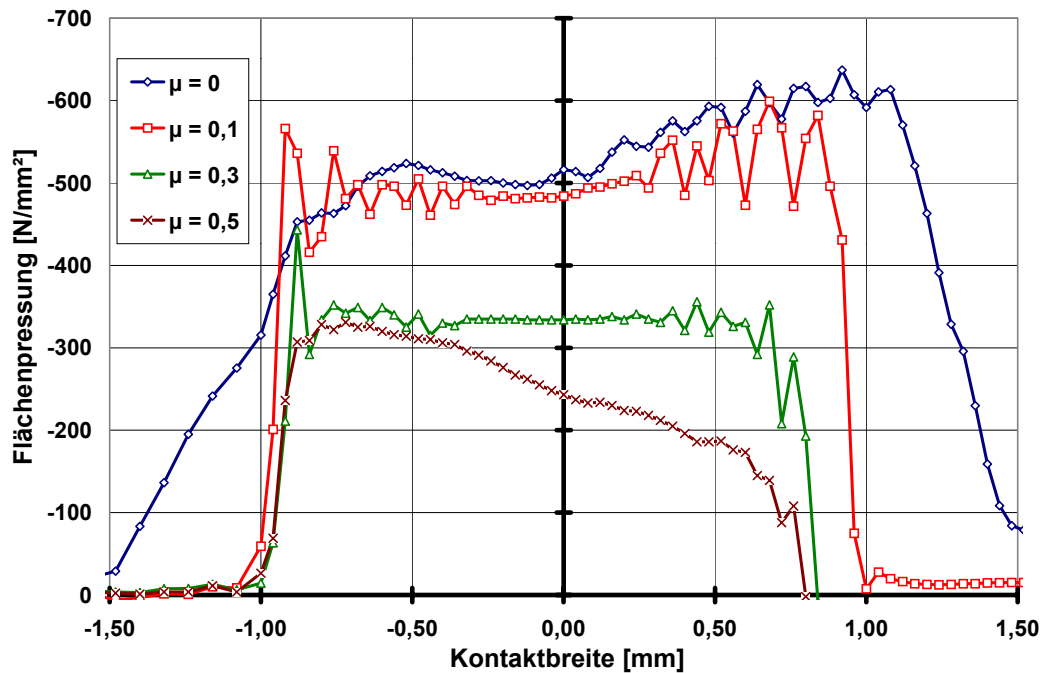


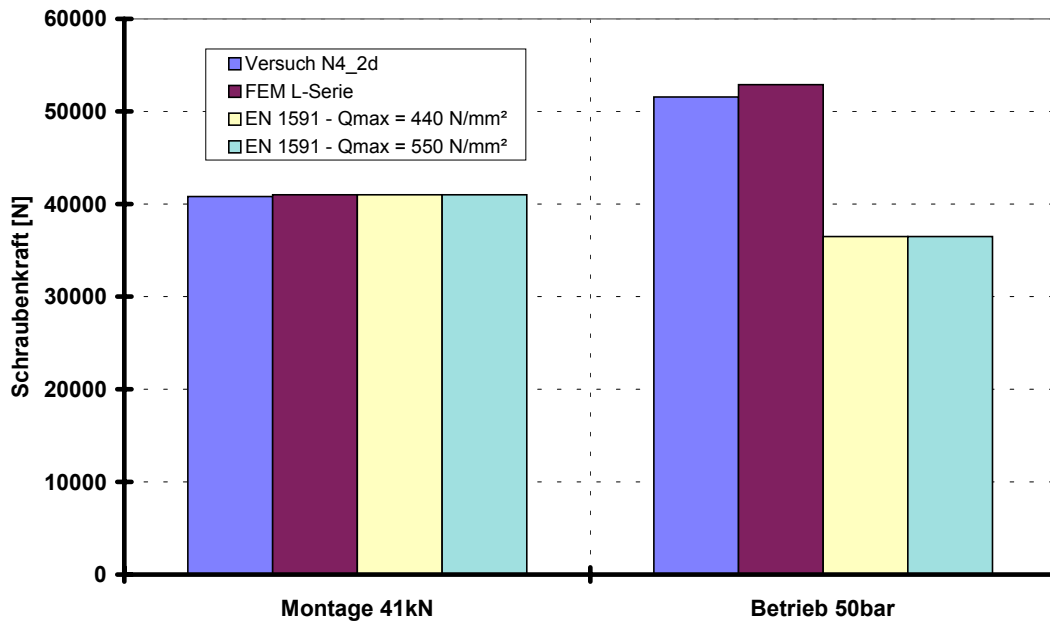
Abbildung 6-19 : Flächenpressung in Abhängigkeit vom Reibwert

Diese Beobachtungen unterstreichen die Bedeutung eines möglichst reibungsfreien Einbaus des Dichtungsringes bzw. bei Nichtbeachtung die daraus entstehenden Nachteile. Für die Vergleichbarkeit der reibungsfreien FE-Simulation und Bauteilversuche konnte der Einfluss der Reibung durch einen sorgfältigen Einbau minimiert werden.

#### 6.2.4 Bewertung der Auslegung nach EN 1591

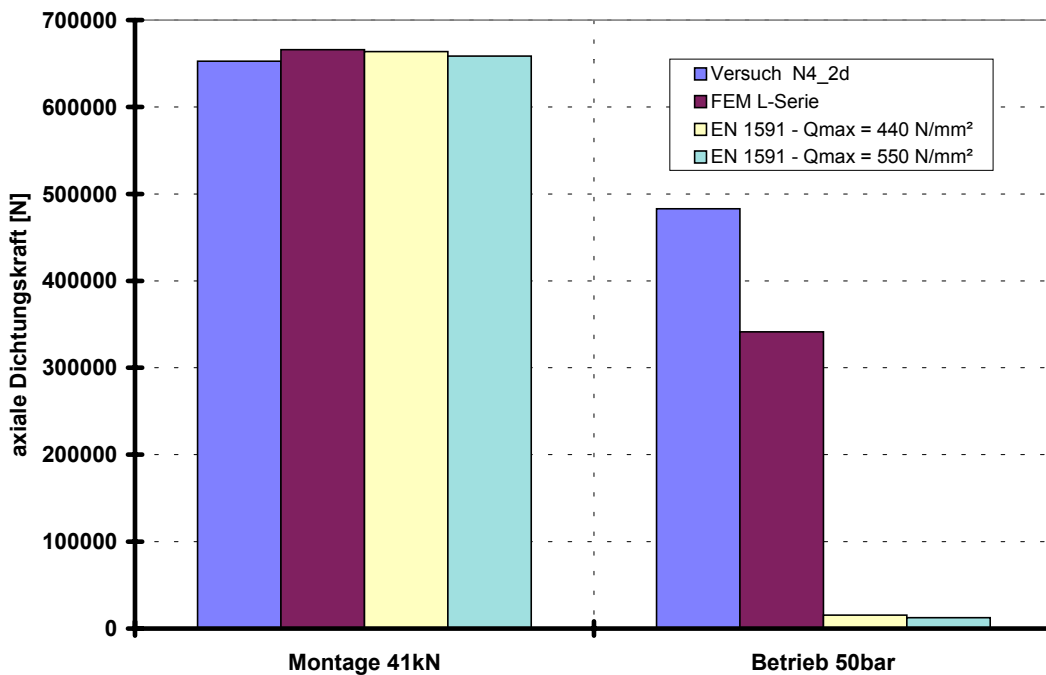
Ein Vergleich der Ergebnisse aus den FE-Simulationen und den Bauteilversuchen mit den Ergebnissen der Regelwerks-Berechnung nach EN 1591 soll eine Bewertung dieser Norm ermöglichen.

Der Widerspruch bei der Änderung der Schraubenkraft mit Druckaufgabe ist offensichtlich. Während übereinstimmend Versuch und FE eine Zunahme der Schraubenkraft zeigen, berechnet die EN 1591 eine Abnahme der Schraubenkraft. Dies zeigt die Abbildung 6-20.



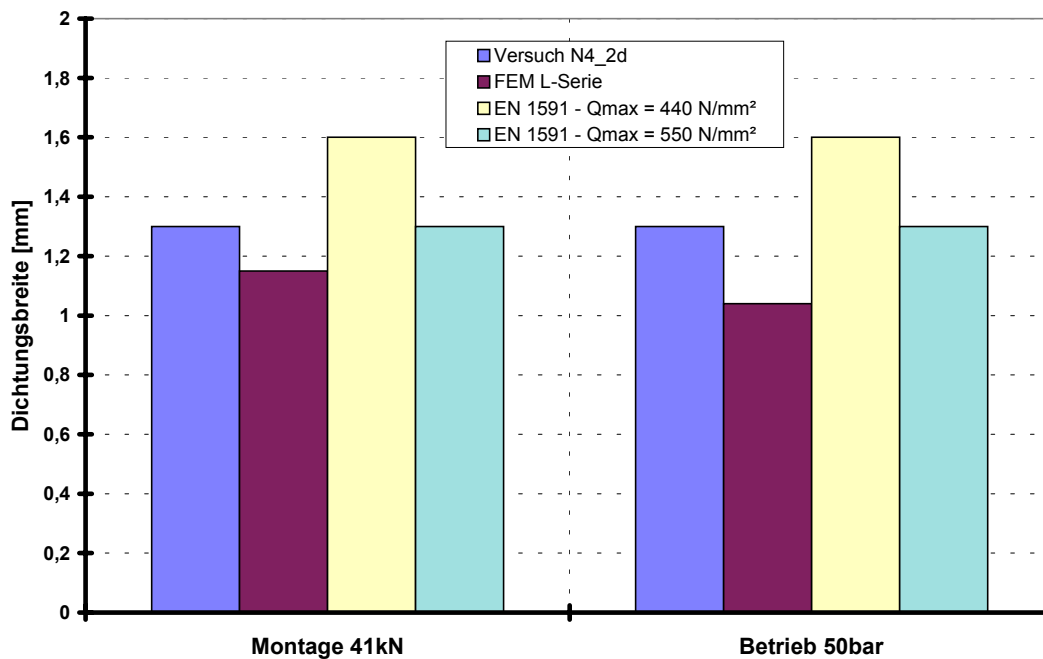
**Abbildung 6-20 : Vergleich der Schraubenkräfte**

Nicht überzeugender ist die Situation im Falle der Dichtungskraft. Für den Montagezustand ist die Übereinstimmung aufgrund des Kräftegleichgewichts gegeben. Die EN 1591 gibt aber für den Betriebszustand eine fast vollständige Entlastung der Dichtung vor. Dies ist nicht korrekt, wie Versuch und FE-Rechnung belegen. Abbildung 6-21 zeigt eine Gegenüberstellung der axialen Kraftkomponente der Dichtungskraft.



**Abbildung 6-21 : Vergleich der Dichtungskraft**

Im Experiment ergibt sich eine Kontaktbreite von ca. 1,3 mm. Dies muss als Obergrenze gesehen werden, da es der Auflösung der verwendeten TekScan-Sensoren entspricht. Eine Abnahme der Dichtungsbreite mit Druckaufgabe ist demzufolge mit den Sensoren nicht messbar. Die FE-Rechnung ergibt für den Montagezustand eine geringfügig geringere Dichtungsbreite bei einer weiteren leichten Abnahme mit Druckaufgabe. Die Norm errechnet für den Montagezustand eine insgesamt größere Dichtungsbreite; siehe hierzu Abbildung 6-22. Eine Änderung mit Druckaufgabe erfolgt nicht, da nach Norm nur die Kontaktbreite im Montagezustand berechnet und für alle folgenden Lastzustände beibehalten wird.



**Abbildung 6-22 : Vergleich der Dichtungsbreite**

Einen entscheidenden Einfluss auf das Ergebnis besitzt der Parameter  $Q_{\max}$ . Für die Auslegung und den Vergleich wurde ein  $Q_{\max} = 440 \text{ N/mm}^2$  entsprechend der Tabelle in EN 1591-2 gewählt. Wird der Parameter  $Q_{\max}$  auf einen Wert von  $550 \text{ N/mm}^2$  erhöht - dies entspricht etwa der mittleren Flächenpressung im Montagezustand nach Versuch und FE -, so ergibt sich eine bessere Übereinstimmung im Hinblick auf die berechnete Kontaktbreite. Für die Schraubkraft oder die Dichtungskraft im Betriebszustand ergibt sich keine Verbesserung. In Abbildung 6-20 bis Abbildung 6-22 sind die Ergebnisse der alternativen Berechnung integriert.

Die Bedeutung des Parameters  $Q_{\max}$  für die Berechnung der Kontaktbreite und damit auch die Notwendigkeit der für die Bestimmung erforderlichen Dichtungstests konnte aufgezeigt werden. Zu betonen ist aber, dass die EN 1591 in dem hier vorliegenden Fall unzureichende Ergebnisse liefert, deren Ursache im Berechnungsverfahren selbst zu suchen sind.

### 6.3 Alternative Modellierung einer RTJ-Dichtung

Die Berechnung einer RTJ-Dichtung ist, wie obige Ergebnisse zeigen, mit der Methode der finiten Elemente möglich. Allerdings sind realistische Resultate nur zu erhalten, wenn eine aufwändige



Netzgenerierung und ein hoher Rechenzeitbedarf in Kauf genommen wird.

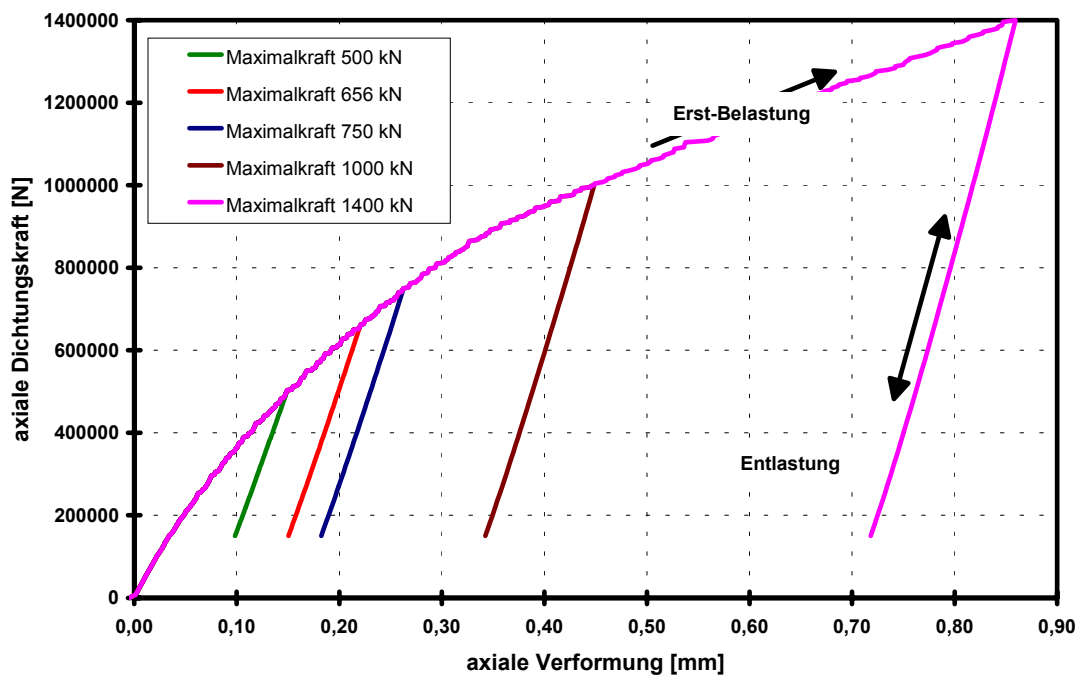
Idealisiert kann eine RTJ-Dichtung als eine Feder betrachtet werden, die Flansch und Deckel am mittleren Dichtungsdurchmesser verbindet. Diese Vereinfachung ist im Falle einer RTJ-Dichtung berechtigt, aber beispielsweise für eine Flachdichtung nicht zutreffend. Bei einer Flanschverbindung mit Flachdichtung ändert sich durch die Flanschverformung zwischen Montage- und Betriebszustand der Durchmesser an dem die Dichtungskraft angreift. Die annähernd symmetrische Belastung der RTJ-Dichtung bleibt jedoch in beiden Zuständen erhalten.

Entspricht die Federcharakteristik dem realen Dichtungsverhalten, so kann in der FE-Modellierung der Kontakt ersetzt werden. Dieses Verfahren wurde erfolgreich in der Arbeit von Kauer [Kau00] für die Simulation von Flachdichtungen entwickelt und für die RTJ-Dichtung geeignet modifiziert.

### **6.3.1 Bestimmung der Kraft-Verformungs-Charakteristik**

Voraussetzung ist die Kenntnis des Verformungsverhaltens des Dichtungsringes unter Be- und Entlastung. Normalerweise sind hierzu durch Experimente bereitgestellte Kraft-Verformungskurven erforderlich. Da aber hier ein am Versuch validiertes FE-Modell zur Verfügung steht, werden auf diesem Wege die erforderlichen Eingangsdaten ermittelt.

Mit dem aus Abschnitt 6.1 bekannten reduzierten Dichtungsmodell werden sowohl Belastungszyklen mit Belastung auf eine vorgegebene Maximallast als auch anschließender Entlastung berechnet. Die erhaltenen Kraft-Verformungskurven zeigt Abbildung 6-23.



**Abbildung 6-23 : Kraft-Verformungskurve einer RTJ-Dichtung**

Bei erstmaliger Belastung zeigt die Kraft-Verformungskurve einen ausgeprägten nicht-linearen Verlauf. Mit zunehmender Last wird die Steigung der Belastungskurve flacher. Die Kurve der Erstbelastung wird sehr gut durch ein Polynom 4. Grades wiedergegeben.

Nach Erreichen der Maximallast und anschließender Entlastung zeigt die Dichtung eine lineare Charakteristik. Die Steigung der Entlastungsgeraden wird mit zunehmender Maximallast steiler. Diese lineare Charakteristik wird auch bei einer erneuten Belastung beibehalten, sofern das ursprüngliche maximale Kraftniveau nicht überschritten wird. Ist dies der Fall, folgt die Dichtung wieder der nicht-linearen Kurve der Erst-Belastung.

Für die axiale Steifigkeit der Dichtung - ermittelt aus den Entlastungsgeraden - ergibt sich ein linearer Zusammenhang (Abbildung 6-24).

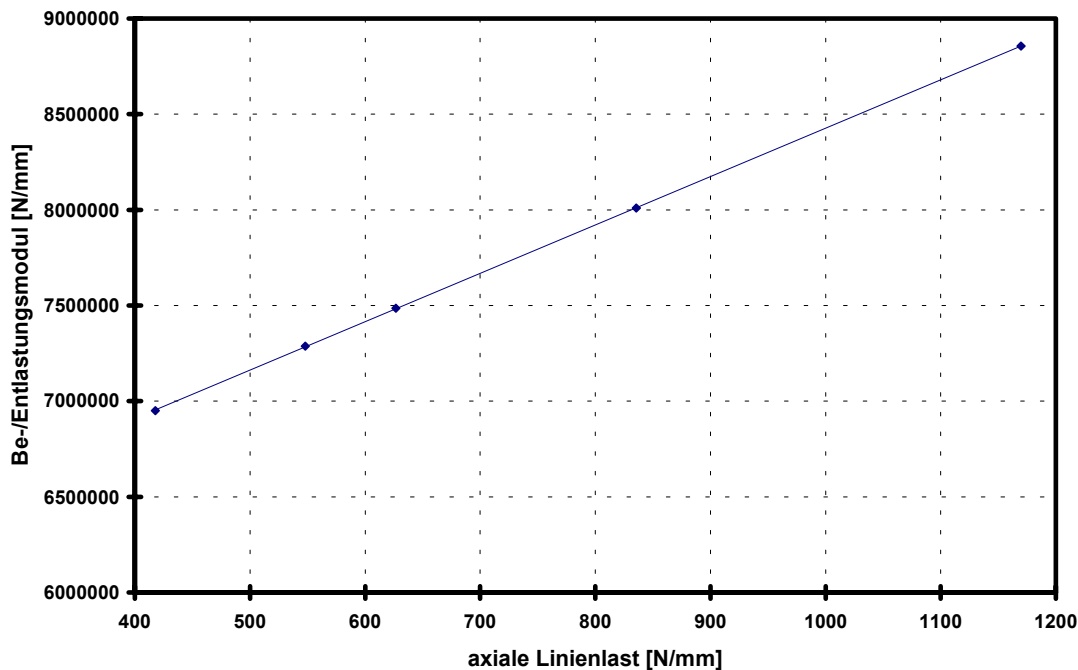


Abbildung 6-24 : Linearer Be-/Entlastungsmodul

### 6.3.2 Vergleich mit den Ergebnissen aus Versuch und FE mit Kontakt

In dem bekannten axialsymmetrischen FE-Modell mit der RTJ-Dichtung wird die Dichtung durch eine nicht-lineare Feder ersetzt. Über eine Fortran-Routine wird das nicht-lineare Verformungsverhalten bei Erst-Belastung und die lineare Entlastungskurve in Abhängigkeit von der Maximalbelastung der Feder zugewiesen. Die Ergebnisse aus dieser FE-Simulation werden im Folgenden mit den Ergebnissen aus dem Versuch und der FE-Rechnung mit Kontakt verglichen.

Für die Schraubenkraft im Betriebszustand ergibt die idealisierte FE-Rechnung (+ 35 %) gegenüber dem Montagezustand eine etwas höhere Zunahme als die FE-Rechnung mit Kontakt (+ 30 %); siehe hierzu Abbildung 6-25. Dabei zeigt das FE-Modell mit der nicht-linearen Feder bereits von Beginn der Druckaufgabe an eine deutlichere Zunahme. Es ist nicht möglich, die Reibung, die maßgeblich für den im Versuch ermittelten gekrümmten Verlauf der Schraubenkraftzunahme bei Druckaufgabe ist, mit dieser vereinfachten Modellierung zu berücksichtigen.

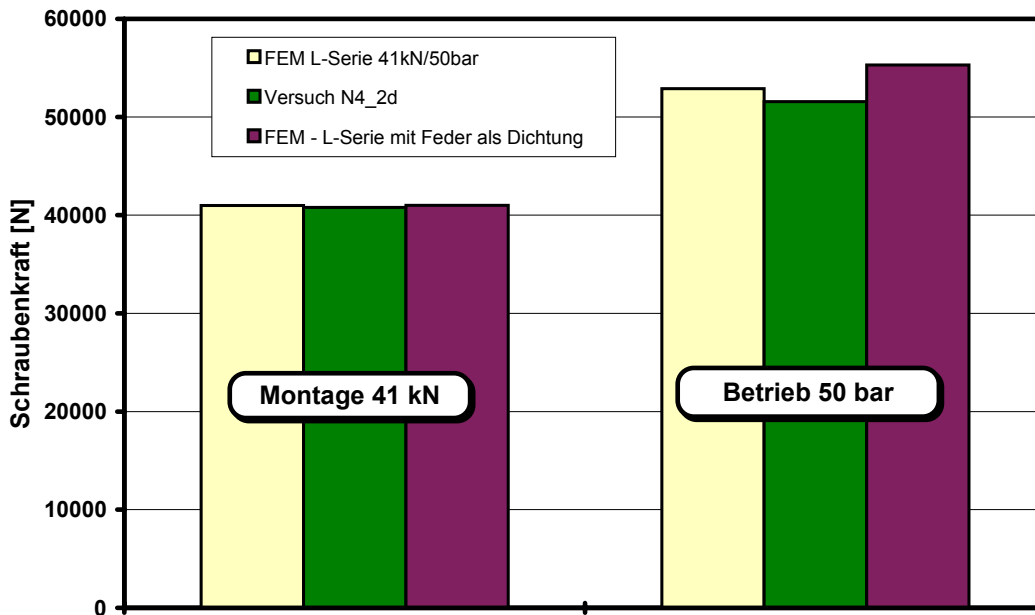


Abbildung 6-25 : Nicht-lineare Feder - Schraubenkraft

Die Abnahme der Dichtungskraft im Betriebszustand ist in beiden FE-Modellen gleich. Der in Abbildung 6-26 erkennbare Unterschied zu den Versuchsergebnissen konnte auf den Einfluss der Ausgleichsfolien zurückgeführt werden.

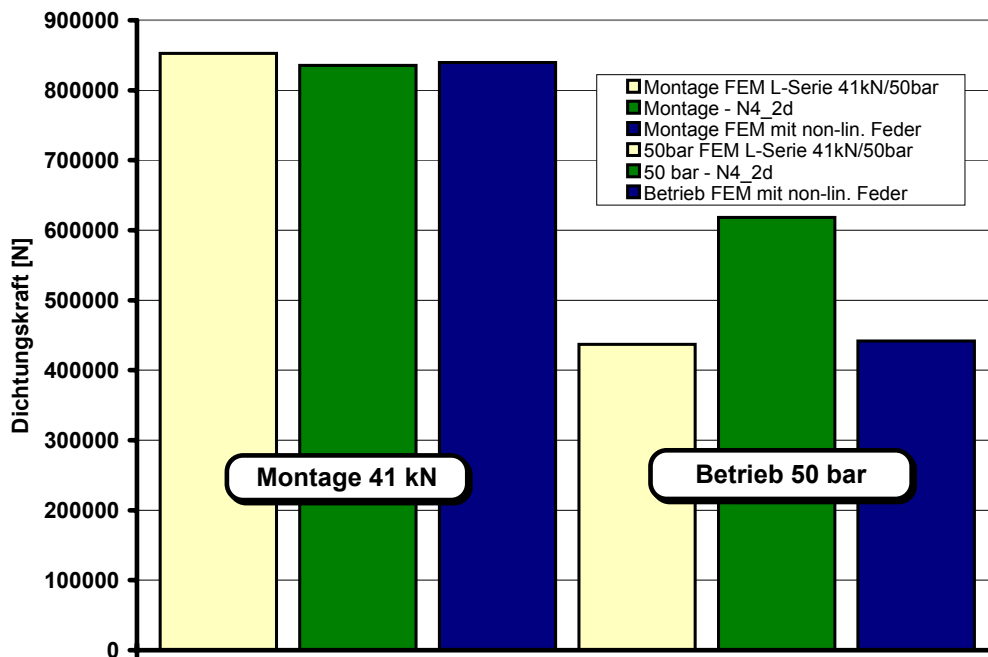
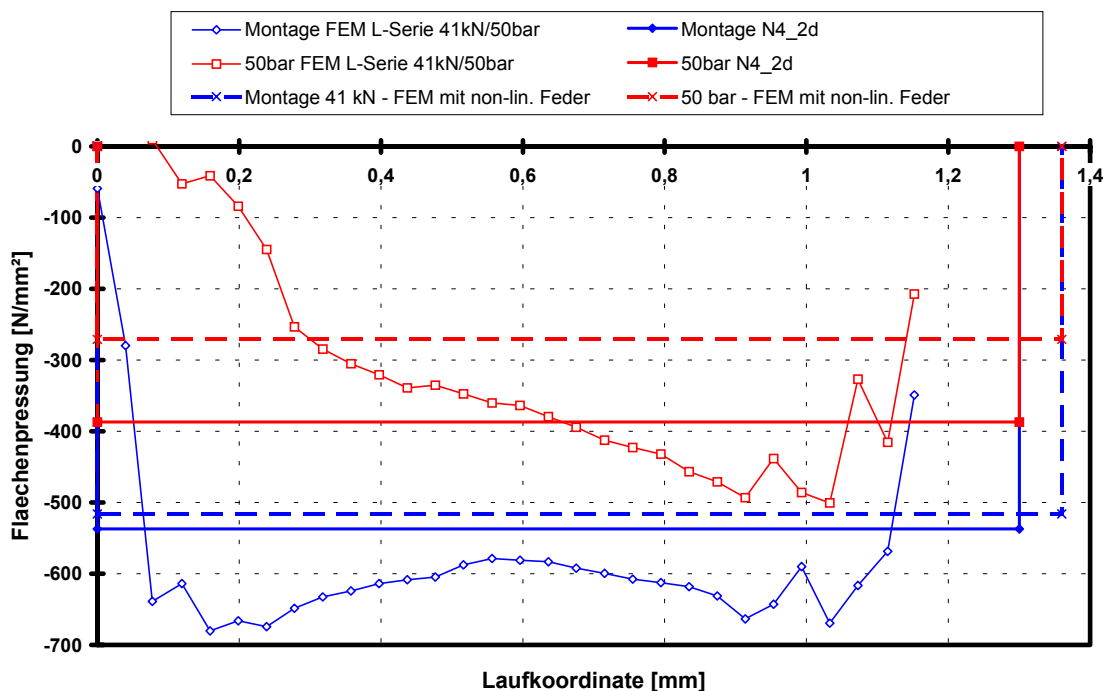


Abbildung 6-26 : Nicht-lineare Feder - Dichtungskraft

Mit Hilfe der bekannten Dichtungskraft und den Ergebnissen der Studie zur Kontaktbreite einer RTJ-Dichtung (siehe Abschnitt 6.1) kann die Kontaktbreite und die mittlere Flächenpressung abgeschätzt werden. In Abbildung 6-27 ist das Ergebnis für den Montage- und Betriebszustand gegenübergestellt. Die Übereinstimmung ist aufgrund der getroffenen Vereinfachung als befriedigend einzustufen. Insgesamt ist die mit diesem Verfahren erhaltene Kontaktbreite zu hoch und demzufolge ergeben sich zu geringe Werte für die Flächenpressungen.

Die Verformungen von Flansch und Deckel stimmen sehr gut überein.



**Abbildung 6-27 : Nicht-lineare Feder - Flächenpressung**

Die ersatzweise Berücksichtigung des Dichtungsverhaltens über eine nicht-lineare Feder bietet die Möglichkeit im Vorfeld, die Schraubkräfte und Dichtungskraft abzuschätzen. Vorteilhaft ist dabei insbesondere die signifikante Reduzierung von Rechenzeit und Speicherbedarf; zudem treten durch das Fehlen des Kontakts keine Konvergenzprobleme auf. Die Genauigkeit der erhaltenen Ergebnisse ist akzeptabel und erlaubt Rückschlüsse auf die Kontaktbreite bzw. mittlere Flächenpressung.

Voraussetzung hierfür ist jedoch ein bekannter Zusammenhang zwischen Dichtungslast und Kontaktbreite.

## 6.4 Variation des Dichtungsring-Werkstoffs

Die Verwendung eines RTJ-Dichtungsringes aus dem Werkstoff StW24 hat nur eine geringe Breite der Dichtungsauflage zur Folge. Durch den Austausch des Stahlrings gegen einen RTJ-Dichtungsring aus der Aluminium-Legierung AlMg3 W19 wird eine Verbreiterung des Kontaktbereichs und eine Verbesserung des Rückfederungsvermögens der Dichtung angestrebt. Die Wiederholung der Bauteilversuche und FE-Simulationen bestätigt die bereits bekannten Ergebnisse mit dem Dichtungsring aus Stahl. Obwohl der Aluminium-Dichtungsring aufgrund des geringeren E-Moduls ein besseres Rückverformungsverhalten aufweist, ist im Betriebszustand dennoch keine Steigerung der verbleibenden Dichtungskraft zu erzielen.

Die Ergebnisse für die Flächenpressung unterstreichen nochmals den Einfluss des Werkstoffverhaltens für den Dichtungsring. Ein bilineares Materialverhalten ergibt deutliche Unterschiede in der berechneten Kontaktbreite und dem Verlauf der Flächenpressung. Für eine realistische Wiedergabe ist die Berücksichtigung des realen Fließverhaltens unter Druck unvermeidbar. Die Abweichung zeigt Abbildung 6-28.

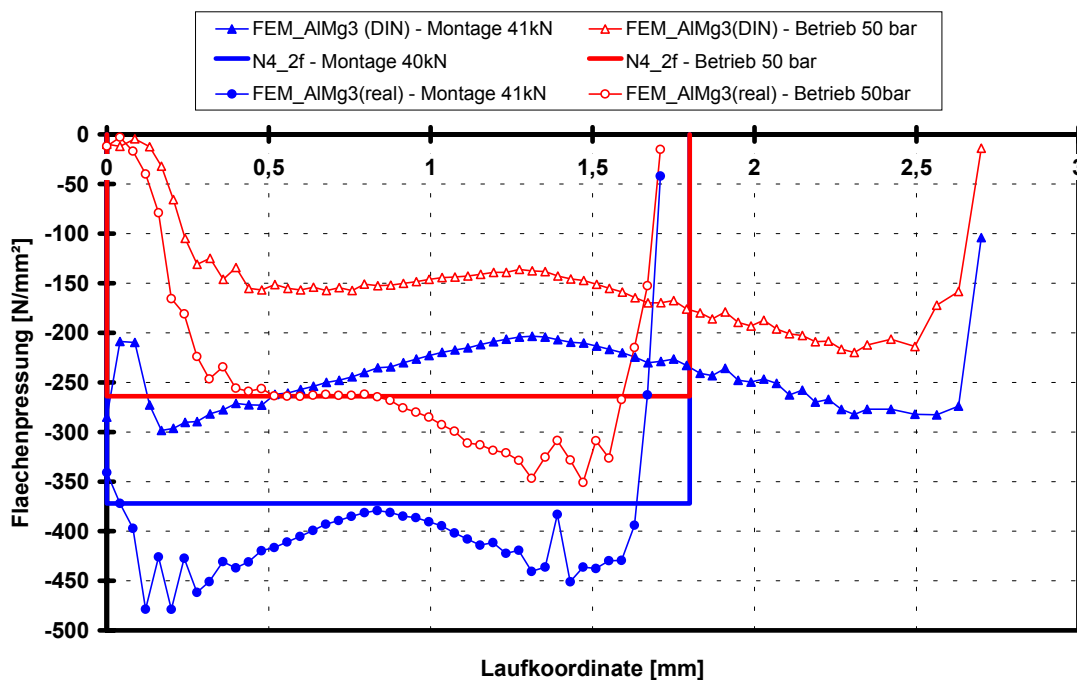


Abbildung 6-28 : Dichtungsring aus AlMg3 W19

## 7 Ergebnisse der Doppelkonus-Dichtung

Während der Versuchsserie stellte sich die Doppelkonus-Dichtung als unproblematisch in der Handhabung heraus. Mit einer Schraubenvorspannkraft von 25 kN für eine Einzelschraube konnte die Dichtheit der Deckelverbindung zuverlässig hergestellt werden. Die gewählte Schraubenvorspannkraft orientiert sich an den Empfehlungen der gängigen Literatur, einen Wert entsprechend ca. 20 - 30 % der Innendruckkraft vorzusehen.

Großen Anteil an der Dichtwirkung einer Doppelkonus-Dichtung hat die auf die abgeschrägten Flanken des Dichtungsringes aufgeklebte Graphitfolie.

### 7.1 Besonderheiten in der FE-Modellierung

Die FE-Simulationen erforderten einige Aufmerksamkeit, beispielsweise zur möglichst realistischen Nachbildung der auf der Dichtungsflanke aufgeklebten Graphitfolie.

Einen wesentlichen Beitrag hierzu stellt die experimentelle Bestimmung des Verformungsverhaltens der Graphitfolie im Stauchversuch dar. Die Modellierung der Folienlage selbst erfolgt durch Zuweisung des Materialverhaltens an die zwei obersten Elementreihen. Dies hat zur Konsequenz, dass die Elemente untereinander und mit dem Metallring untrennbar verbunden sind.

Auf jeder Dichtungsflanke des Dichtungsringes wird bei der Fertigung eine umlaufende Nut eingedreht. Diese Nut ist in der vorliegenden Konstruktion einige Millimeter breit und nur wenige Zehntel Millimeter tief. Die darüber geklebte Graphitfolie wird beim Zusammenbau der Flanschverbindung in die Nut hineingepresst und füllt den Hohlraum der Nut aus. Dies bewirkt einerseits eine Abnahme der Flächenpressung im Bereich der Nut, aber andererseits auch eine stützende Wirkung durch das verlagerte Material.

Im FE-Modell wird deshalb die Nut in ihrer geometrischen Lage und Ausdehnung berücksichtigt. Hierzu wird einzelnen Elementen ein fiktives ideal-elastisches Materialverhalten zugewiesen, wobei der fiktive Elastizitätsmodul sehr viel kleiner als der Entlastungsmodul der Graphitfolie gewählt wird. Hier beträgt der Wert des fiktiven E-Moduls 50 N/mm<sup>2</sup>.

Auch eine möglichst detaillierte Wiedergabe der Geometrie im unmittelbaren Dichtungsbereich ist für eine hohe Ergebnisqualität wesentlich. Diese Forderung umfasst nicht nur die Berücksichtigung aller Übergangsradien an den Bauteilkanten, sondern auch die Winkeldifferenz zwischen dem Flankenwinkel am Dichtungsring und

dem Gegenstück. Diese Winkeldifferenz wird in der Konstruktion bewusst vorgesehen, da ansonsten die Demontage der Verbindung bereits bei einem nur geringfügig verkanteten Dichtungsring unmöglich werden würde. In der vorliegenden Ausführung der Doppelkonusdichtung beträgt die Winkeldifferenz maximal  $0,6^\circ$ .

Die sich im Einbau- und Betriebszustand ergebende Verteilung der Flächenpressung über der Dichtungsbreite wird dadurch massiv beeinflusst. Deshalb werden beide Grenzfälle - also vollflächige Berührung und Winkeldifferenz  $0,6^\circ$  - in getrennten FE-Modellen berücksichtigt. Von großem Vorteil ist, dass eine vorhandene Winkeldifferenz sich nur auf die Verteilung der Flächenpressung auswirkt und nicht andere Größen beeinflusst. Daher wird im Folgenden nicht zwischen beiden Modellierungsvarianten unterschieden - mit Ausnahme der Diskussion der Flächenpressungsverteilung. In Abbildung 7-1 ist eine Detailansicht des Dichtungsbereichs dargestellt. Deutlich ist die Winkeldifferenz zwischen den Dichtungsfanken, die Abrundung aller Kanten und die Nachbildung der Graphitfolie mit umlaufender Nut zu erkennen.

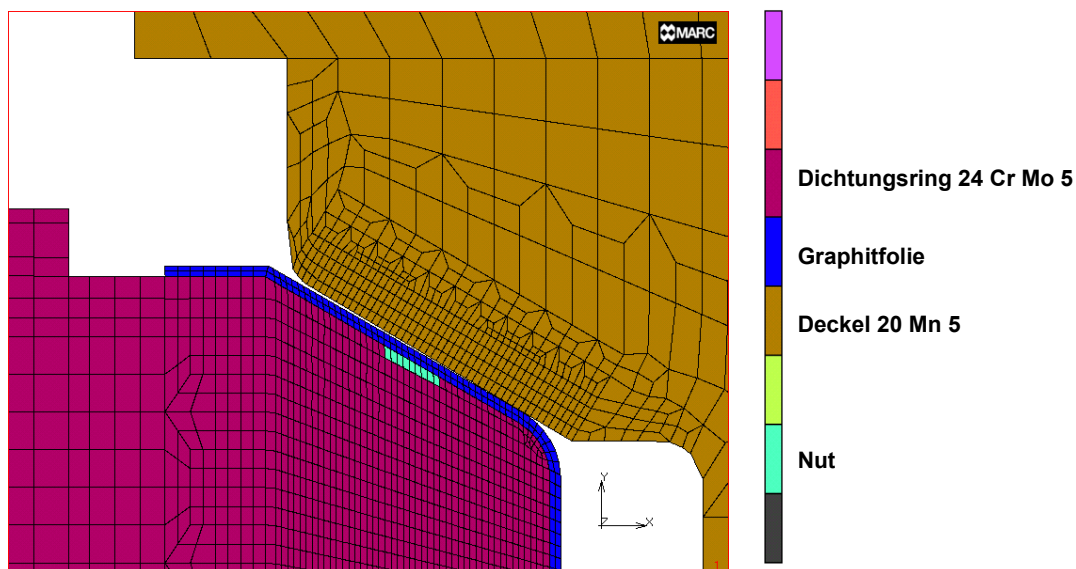


Abbildung 7-1 : Detailansicht des Dichtungsbereichs

## 7.2 Versuche am Stutzen mit Doppelkonus-Dichtung

Durch die vorhandene Graphitfolie war der Sensor deutlich geringeren mechanischen Belastungen ausgesetzt und daher die Versuchsdurchführung mit nur wenigen Schwierigkeiten behaftet. Der Einbau der Sensorfolie erfolgte nach der bereits bei der RTJ-Dichtung bewährten Vorgehensweise. Die Dichtheit der Flanschverbindung konnte zuverlässig bis zum maximalen Betriebsdruck von 60 bar



erzielt werden. Wiederholte Versuche bestätigten die Reproduzierbarkeit der erhaltenen Ergebnisse.

Bei Versuchsende waren nach der Demontage der Verbindung erhebliche Materialverlagerungen der Graphitfolie feststellbar. Unregelmäßig über den Umfang wurde dabei Material vom Innendurchmesser nach außen verschoben. Dadurch werden lokal begrenzte Änderungen der Flächenpressungsverteilung verursacht. Dies ist bei der Auswertung zu berücksichtigen.

### 7.2.1 Schraubenkraft

Übereinstimmend zeigen FE-Rechnung und Versuch einen linearen Anstieg der Schraubenkraft mit Druckaufgabe. Die Abweichung des Ergebnisses der FE-Simulation vom Versuch beträgt für den Enddruck von 60 bar nur 4 %. In Abbildung 7-2 ist die Änderung der Schraubenkraft dargestellt.

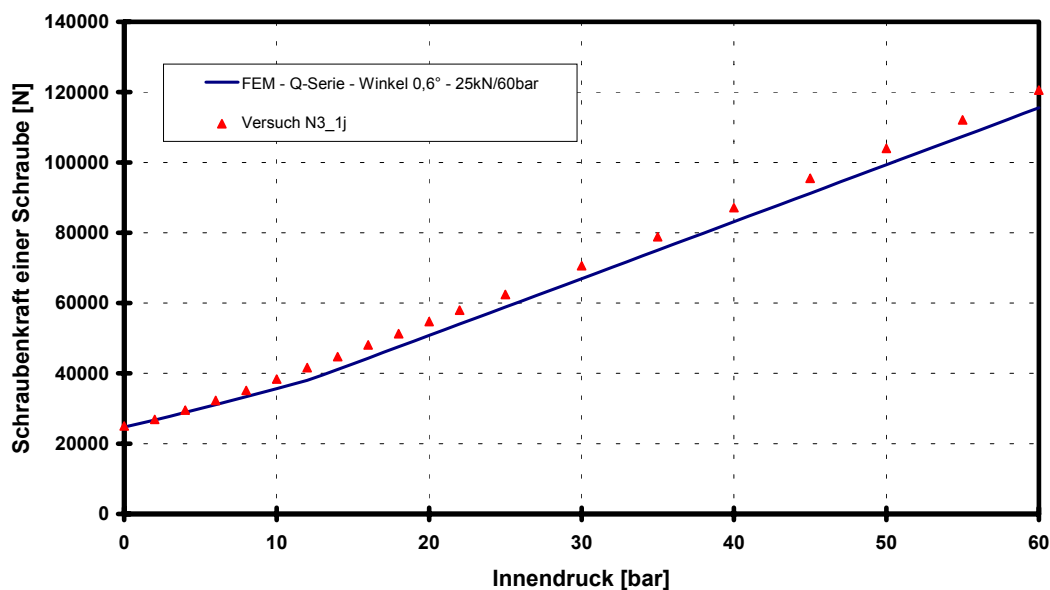


Abbildung 7-2 : Änderung der Schraubenkraft mit Druckaufgabe

Deutlich ist zu erkennen, dass im Falle der Doppelkonus-Dichtung bereits eine geringe Schraubenvorspannung für die Funktion ausreichend ist.

### 7.2.2 Verformung des Dichtungsringes

Die Elastizität des infolge der Keilwirkung verformten Dichtungsringes wird als ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Flächenpressung angesehen. Daher erfolgt im Experiment mittels DMS die Messung der tangentialen Stauchung.

Mit Aufgabe der Schraubenvorspannkraft wird der Dichtungsring radial und damit auch tangential gestaucht. Die Zunahme der tangentialen Stauchung erfolgt mit Steigerung der aufgebrachtene Schraubenvorspannkraft linear, da nur eine elastische Verformung des Dichtungsringes angestrebt wird. Nachdem das radiale Spiel auf der Innenseite des Dichtungsringes verbraucht ist, bleibt die tangentiale Dehnung konstant. Dieses Verhalten wird sowohl vom Versuch als auch in der FE-Rechnung richtig wiedergegeben. Allerdings ist der Abknickpunkt im Versuch bei einer etwas höheren Schraubenvorspannkraft zu finden. Dies kann auf die in der Dichtfläche wirkende Reibung zurückgeführt werden (siehe Abbildung 7-17).

Das der FE-Rechnung zugrundegelegte Spaltmaß ist korrekt, da nach dem Anliegen vom Dichtungsring am Deckel die Dehnungswerte aus Versuch und FEM fast deckungsgleich sind.

Mit Innendruckaufgabe liegt der Ring zunächst weiterhin am Deckel an. Erst ab einem bestimmten anliegenden Innendruck hebt der Ring ab und dehnt sich radial wieder zurück. Dies ist mit einer Abnahme der tangentialen Stauchung verbunden. Wie bereits während der Montage hebt der Ring im Versuch früher als in der FE-Rechnung ab. Der Anstieg der Kurve aus den Versuchswerten ist parallel zu den FE-Ergebnissen, was heißt, die Schraubensteifigkeit gibt wie erwartet die Rückfederung vor.

Die Verformung des Dichtungsringes bei der Montage zeigt Abbildung 7-3, bei Druckaufgabe Abbildung 7-4.

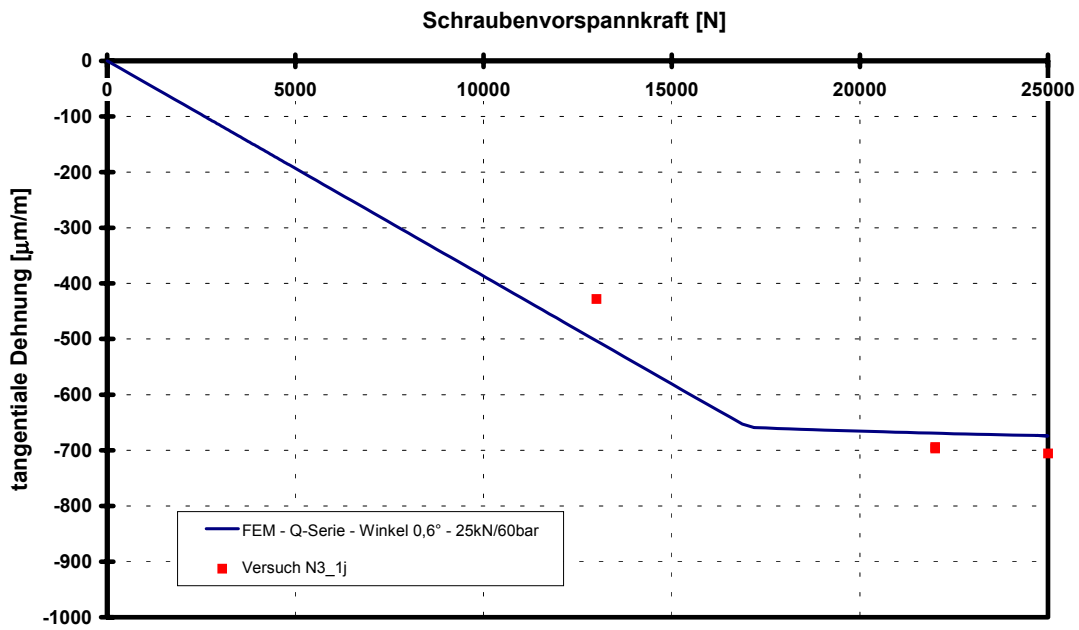


Abbildung 7-3 : Tangentiale Stauchung Dichtungsring - Montage

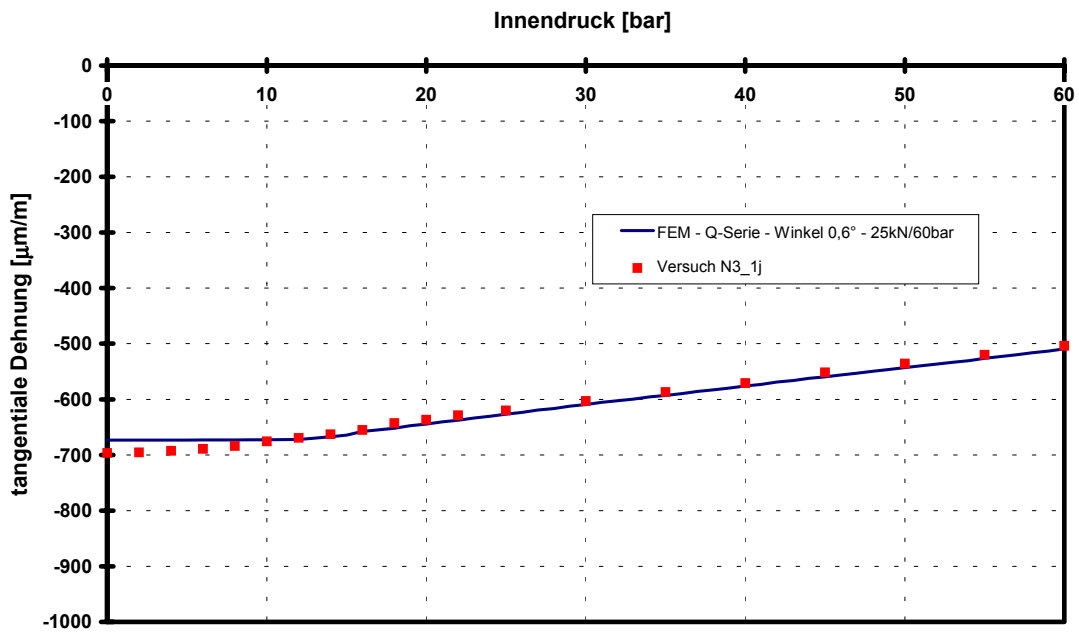


Abbildung 7-4 : Tangentiale Stauchung Dichtungsring - Druckaufgabe

### 7.2.3 Flächenpressungsverteilung

Der Betrag der vorhandenen Winkeldifferenz ist die bestimmende Größe für die radiale Verteilung der Flächenpressung über der Dichtungsbreite. Für die vorliegende Konstruktion kann die Winkeldifferenz nicht ermittelt werden, weshalb der Einfluss über die Betrachtung der zwei Grenzfälle beschrieben wird. Dazu wird jeweils eine FE-Rechnung ohne und mit der maximal zu erwartenden Winkeldifferenz durchgeführt.

Für die Rechnung ohne Winkeldifferenz ergibt sich im Montagezustand erwartungsgemäß über die gesamte Breite der Dichtungsflanke Kontakt. Diese Pressungsverteilung vom Innendurchmesser zum Außendurchmesser der Dichtungsflanke zeigt Abbildung 7-5 in einer 3D-Darstellung. Im Bereich der umlaufenden Nut ist eine deutliche Abnahme der Flächenpressung zu erkennen. Die Maxima des Pressungsverlaufs liegen damit beidseitig der Nut und haben in etwa das gleiche Pressungsniveau inne. Der Montagezustand bei einer Schraubenvorspannkraft von 25 kN ist die Linie im Vordergrund. Die Pressungsspitze am Außendurchmesser ist numerisch bedingt, da die Abrundung der Deckelkante trotz der feinen Vernetzung nicht aufgelöst werden konnte.

Die sich ergebenden Pressungsverteilungen mit Druckaufgabe sind ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Mit Druckaufgabe erfolgt zunächst eine Abnahme der Flächenpressung gleichmäßig über der gesamten radialen Breite der Dichtungsflanke. Das Minimum der Pressungsverteilung ist bei einem Innendruck von ca. 14 bar erreicht. Eine weitere Druckerhöhung bewirkt eine Zunahme der Flächenpressung, bis bei 60 bar wieder das Niveau des Montagezustands erreicht ist. Die prinzipielle Verteilung der Flächenpressung über der Dichtungsflanke bleibt hierbei unverändert bestehen.

Die Annahme einer Winkeldifferenz von  $0,6^\circ$  der gegenüberliegenden Dichtungsflanken führt zu einer deutlichen Verschiebung des Pressungsverlaufs für den Montagezustand. Nun ist die Flächenpressung am Innendurchmesser gegenüber dem Außendurchmesser deutlich erhöht. Unverändert bleibt aber weiterhin das Tragen über die gesamte Dichtungsflanke sowie die Abnahme der Pressung im Bereich der Nut. Mit Druckaufgabe zeigt die Flächenpressung das bereits bekannte Verhalten; siehe dazu Abbildung 7-6.

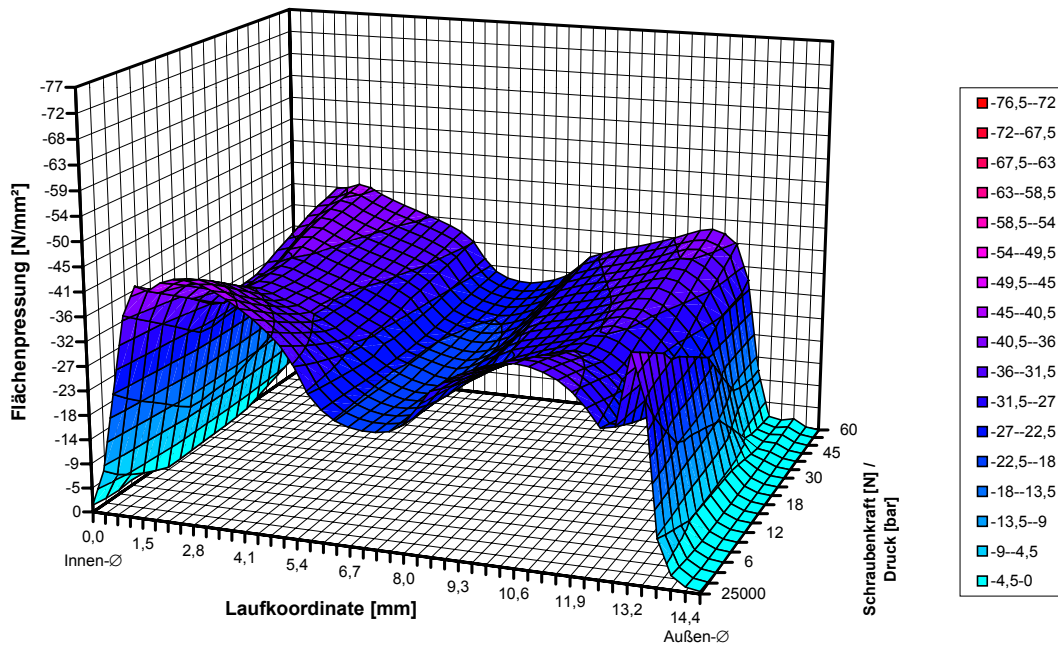


Abbildung 7-5 : Flächenpressung ohne Winkeldifferenz

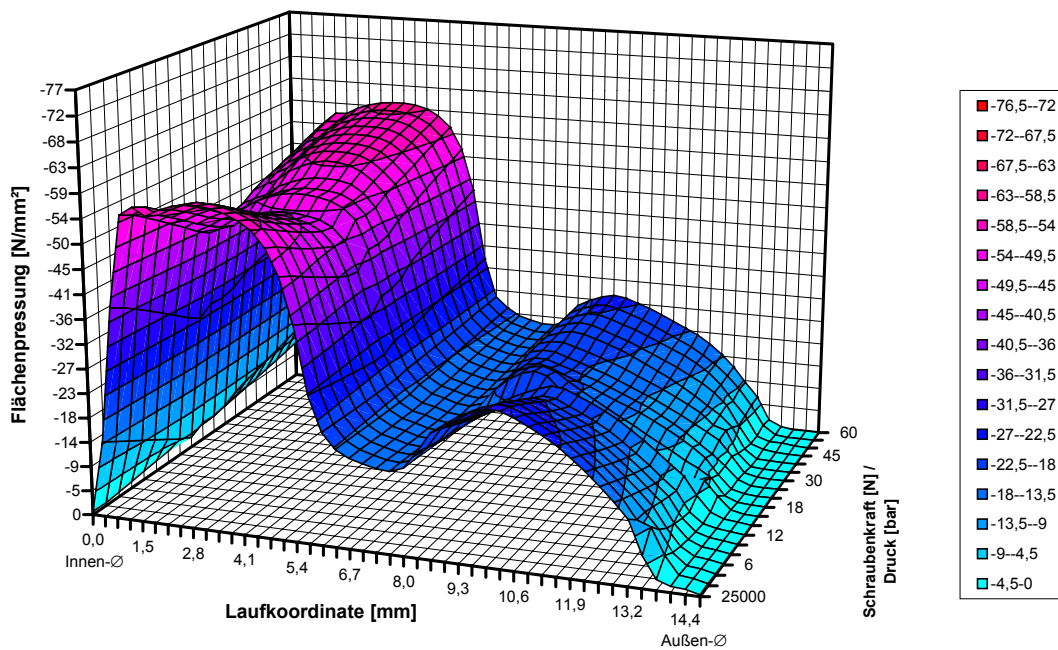


Abbildung 7-6 : Flächenpressung mit Winkeldifferenz

In beiden Fällen ist deutlich die selbstdichtende Arbeitsweise der Doppelkonus-Dichtung zu erkennen. Die Selbstdichtung kommt aber erst mit Abheben der Innenseite des Doppelkonusrings vom Deckel zum Tragen. Damit ist das radiale Spiel zwischen Dichtungsring und Deckel eine wesentliche Dimensionierungsgröße, die für den jeweils vorliegenden Fall durch den Konstrukteur vorzugeben ist.

Die Messung der Flächenpressungsverteilung im Versuch war nur mit deutlich unbefriedigendem Ergebnis möglich. In Abbildung 7-7 ist für den Montagezustand die Flächenpressungsverteilung aus dem Experiment den Ergebnissen der FE-Rechnung mit und ohne Winkeldifferenz gegenübergestellt. Die Versuchsergebnisse bestätigen den Verlauf qualitativ, allerdings ergeben sich eine kleinere Dichtungsbreite (ca. 11 mm gegenüber 14 mm) und demzufolge auch höhere Pressungswerte. Die Entlastung über der Nut wird gut wiedergegeben. Auffallend ist, dass im Versuch der Ort mit der höchsten Pressung am Außendurchmesser der Dichtungsflanke liegt. Die Begründung hierfür ist im Verhalten der Graphitfolie zu suchen, die im Versuch durch die Relativbewegung des Dichtungsringes nach außen verschoben wird. Schichtenweise erfolgt dabei ein Materialabtrag. Innerhalb einer FE-Simulation ist dieser Effekt nicht nachzubilden.

Bei Demontage der Deckelverbindung wurde zudem der sehr ungleichmäßige Charakter des Materialabtrags festgestellt. Daher wird durch diesen Vorgang auf den Messsensor zwar eine Pressung ausgeübt, die jedoch aufgrund ihrer zufälligen Verteilung keinesfalls eine Abdichtung bewirken kann.

Im Betriebszustand bestätigt die Messung die selbstdichtende Wirkungsweise der Doppelkonus-Dichtung. Der gemessene Pressungsverlauf erreicht wiederum das Niveau des Montagezustands. Die Pressungsverläufe für den Betriebszustand sind in Abbildung 7-8 zusammengefasst.

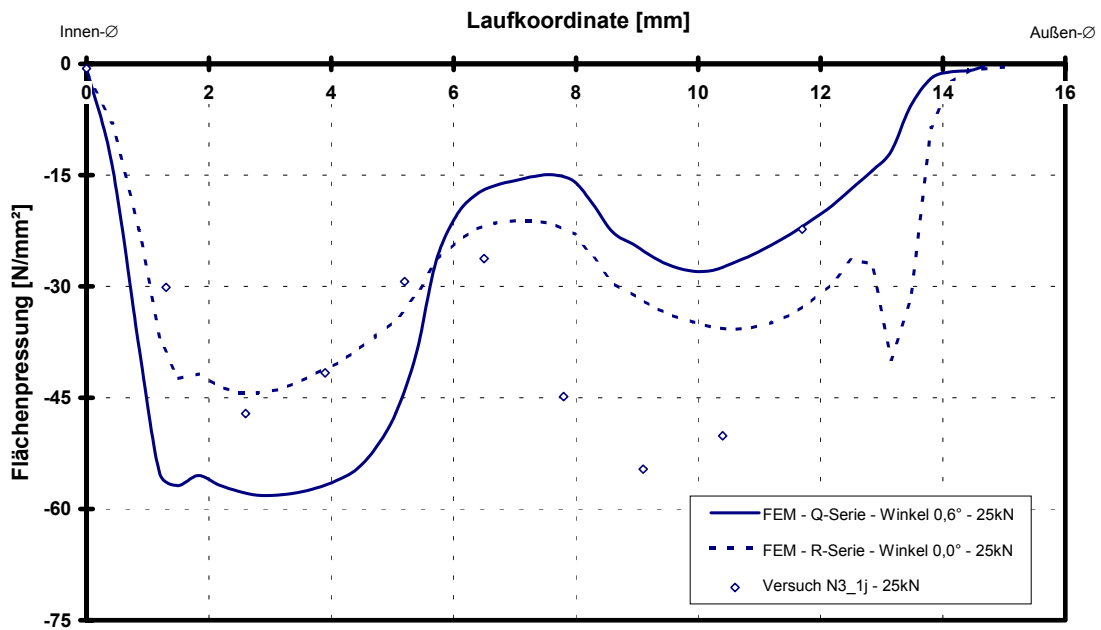


Abbildung 7-7 : Pressung im Montagezustand

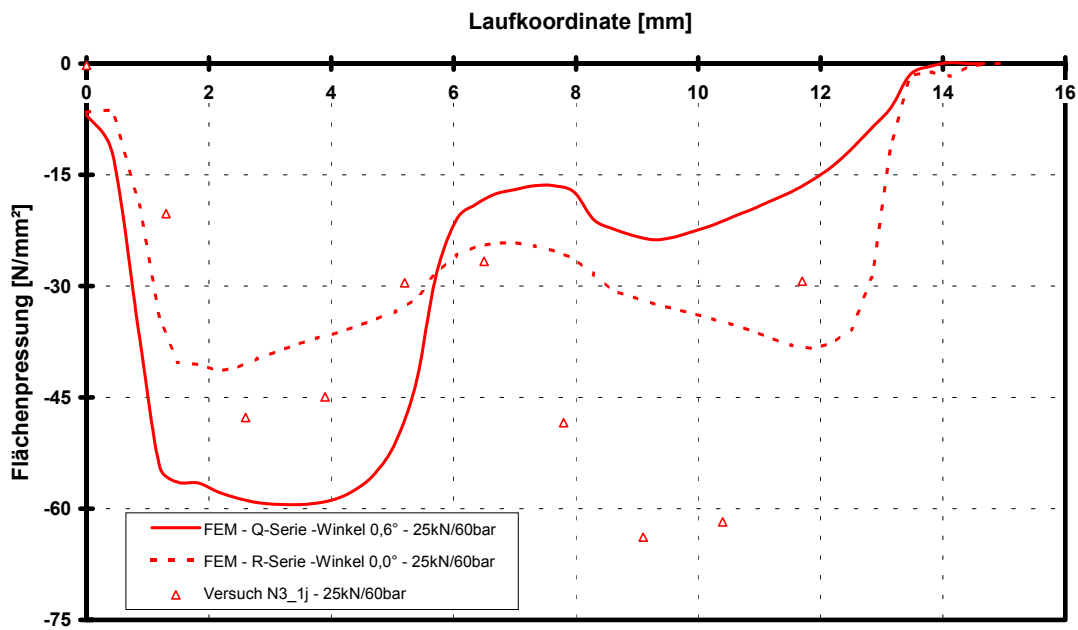
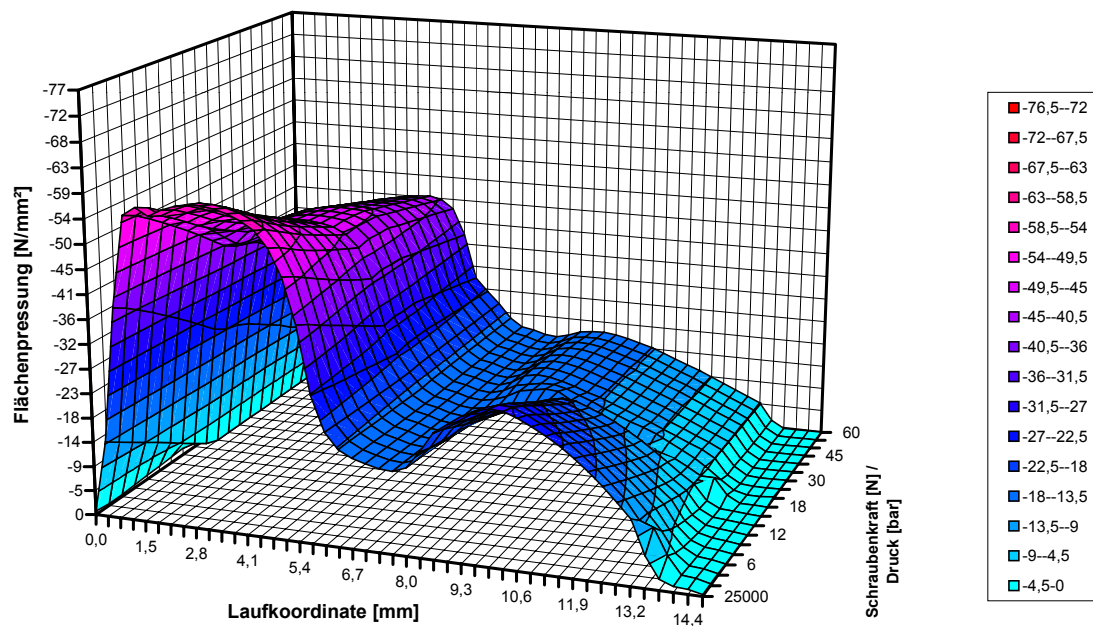


Abbildung 7-8 : Pressung im Betriebszustand 60 bar

Wie groß der Beitrag der selbstdichtenden Arbeitsweise ist, wird durch eine modifizierte FE-Rechnung ersichtlich. Dabei wird die Innenseite des Dichtungsringes nicht mit Innendruck beaufschlagt und dadurch die unterstützende Wirkung des Betriebsdrucks unterbunden. Den Flächenpressungsverlauf über der Dichtungsflanke mit Druckaufgabe zeigt Abbildung 7-9. Mit steigendem Druck nimmt kontinuierlich die Pressung auf der Dichtung ab. Ein Vergleich mit der Abbildung 7-6 (selbstdichtende Wirkung) zeigt den Unterschied.



**Abbildung 7-9 : Flächenpressung ohne selbstdichtende Wirkung**

Dazu ist anzumerken, dass sich bei Vernachlässigung der selbstdichtenden Wirkung nur eine ca. 10 % geringere Schraubenkraft für den Betriebszustand ergibt. Für die beobachtete Zunahme der Schraubenkraft mit Innendruckaufgabe ist fast ausschließlich der auf die Deckelinnenfläche wirkende Mediumsdruck verantwortlich, das keilförmige Dichtungsprofil dagegen leistet dazu nur einen unwesentlichen Beitrag. Nennenswerte zusätzliche Beanspruchungen auf die Flanschverbindung werden durch die selbstdichtende Arbeitsweise der Doppelkonus-Dichtung also nicht verursacht.

#### 7.2.4 Dichtungskraft

Wird die Änderung der auf eine Dichtungsflanke insgesamt wirkenden Dichtungskraft mit Druckaufgabe betrachtet, so zeigt die FE-Rechnung zunächst eine lineare Abnahme. Nach Durchlaufen des

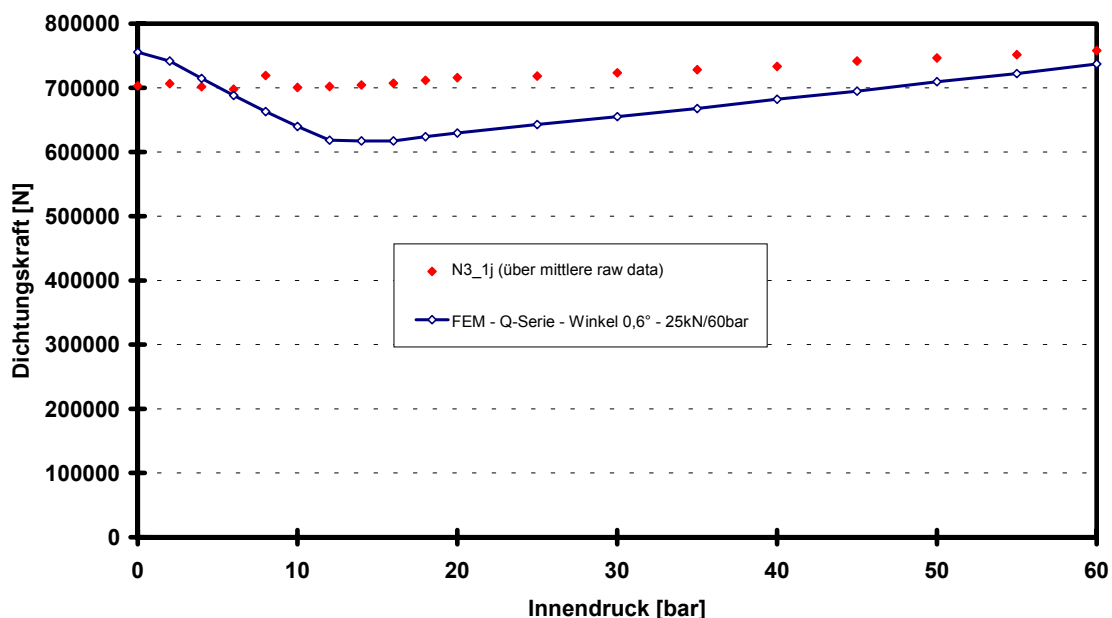


Minimums beginnt die Dichtungskraft ab einem Innendruck von 14 bar erneut zuzunehmen. Bei 60 bar ist annähernd der gleiche Wert wie im Montagezustand vorhanden.

Für die Auswertung der Dichtungskraft aus den Versuchsdaten wird auf die in [Schnei03] geschilderte Methode zurückgegriffen. Dazu wird aus den Rohdaten für jeden Lastzustand der Mittelwert bestimmt und mit Hilfe der Kalibrierkurve des Sensors in eine mittlere Flächenpressung umgerechnet. Daraus lässt sich die Dichtungskraft bestimmen. Allerdings zeigen die Ergebnisse des Versuchs für die Dichtungskraft keine Entlastung mit Druckaufgabe, sondern eine zunächst gleich bleibende Dichtungskraft. Erst ab einem Innendruck von ca. 14 bar steigt die Dichtungskraft mit zunehmendem Innendruck linear an.

Denkbare Gründe für dieses Verhalten sind die ausgeprägte Hysterese des TekScan-Sensors bei Entlastungsvorgängen und der verfälschende Einfluss durch das auf die Sensorfläche einwirkende Druckwasser.

Trotz dieser hinzunehmenden Abstriche bestätigt die Messung das selbstdichtende Verhalten der Doppelkonus-Dichtung. Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse aus FE-Simulation und Versuch zeigt Abbildung 7-10.



**Abbildung 7-10 : Dichtungskraft Experiment und FEM**

Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 7-11 die Änderung der Dichtungskraft mit Druckaufgabe für die Fälle mit und ohne Berücksichtigung der selbstdichtenden Arbeitsweise dargestellt.

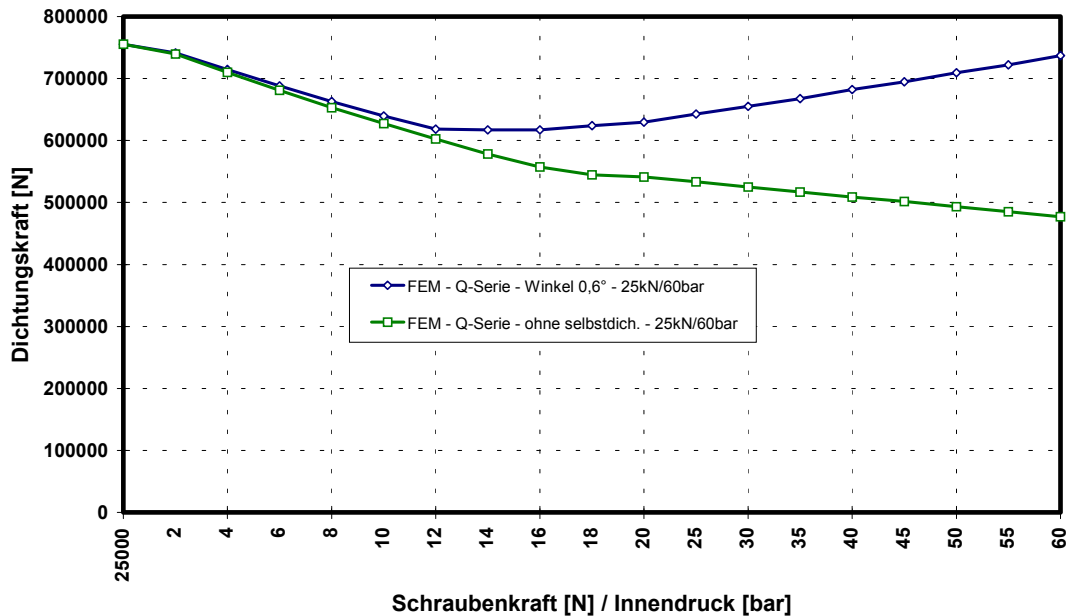


Abbildung 7-11 : Dichtungskraft mit/ohne selbstdichtender Arbeitsweise

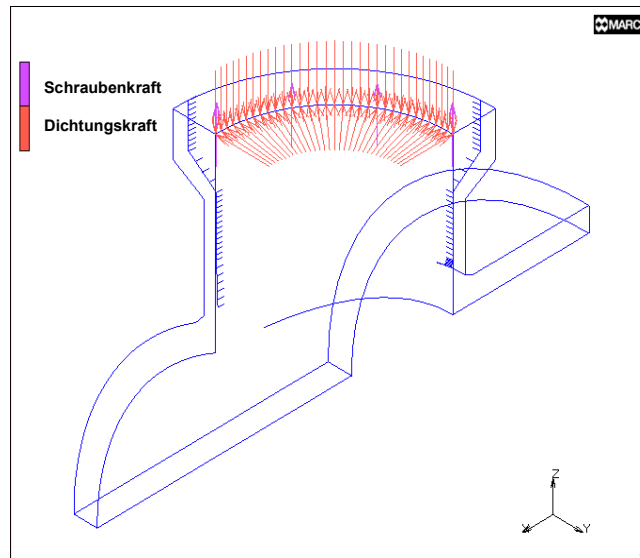
### 7.2.5 Verformungen des Stutzens

Die vorliegende Konstruktion des Versuchsbehälters zeichnet sich durch eine sehr kurze Ausführung des Stutzenrohrs aus. Demzufolge ist der Einfluss des Übergangs Stutzen-Behälter auf die Bauteilverformungen ausgeprägt vorhanden. Die Ergebnisse der axialsymmetrischen FE-Rechnung sind daher nicht mit den Versuchswerten in Einklang zu bringen.

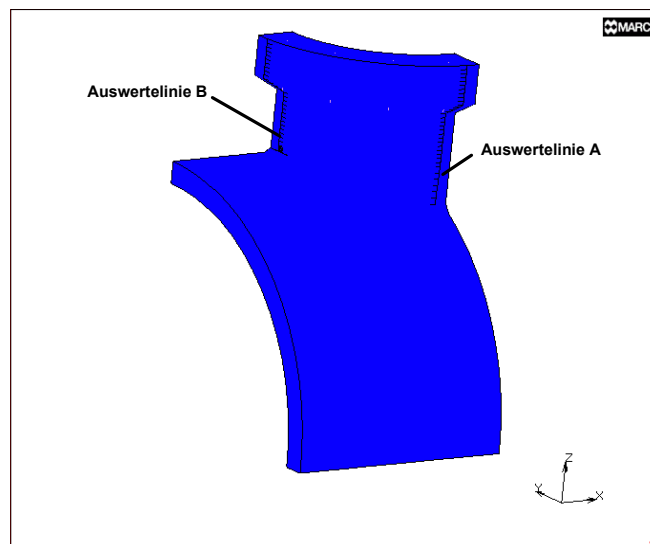
Die Einbausituation der Doppelkonus-Dichtung im Versuchsbehälter entspricht allerdings nicht der gängigen Ausführung in einem Prozessbehälter. Dort ist die Doppelkonus-Dichtung meist als Deckeldichtung für den Behälter vorgesehen und die axialsymmetrische FE-Modellierung zutreffend.

Im Falle einer unüblichen Einbausituation der Doppelkonusdichtung, die eine dreidimensionale FE-Modellierung erfordern, bietet sich folgende Vorgehensweise als Abhilfe an: aus einer axialsymmetrischen FE-Rechnung werden die Schraubkraft und Dichtungskraft für den Montage- und Betriebszustand ermittelt. Mit diesen Kräften wird ein dreidimensionales FE-Modell beaufschlagt und an diesem Modell die Bauteilverformungen ausgewertet. Um die Eignung dieser Vorgehensweise zu demonstrieren, wird dieses Verfahren für den Stutzen mit Doppelkonus-Dichtung exemplarisch durchgeführt. In Abbildung 7-12 ist das dreidimensionale FE-Modell des Stutzens unter Ausnutzung der Symmetrieebenen dargestellt. Zusätzlich

eingetragen sind in diese Abbildung die Schraubenkräfte und die axiale sowie radiale Komponente der Dichtungskraft. In Abbildung 7-13 sind die auf der Außenseite des Stutzens angeordneten Auswertelinien für die axiale und tangentielle Dehnung zu erkennen.



**Abbildung 7-12 : Schrauben- und Dichtungskraft am 3D-FE-Modell**



**Abbildung 7-13 : Lage der Auswertelinien**

Für die Auswertelinie A ist die Übereinstimmung der gemessenen Werte mit den FE-Ergebnissen für die axiale und tangentielle Dehnung sehr gut. Abweichungen zwischen Versuch und FEM ergeben sich für die Auswertelinie B, da hier der Schweißnahtinfluss und die Ausrundung dominierend sind. Beide Effekte wurden bei der Erstel-

lung des dreidimensionalen FE-Modells nicht berücksichtigt, so dass die Abweichungen darauf zurückzuführen sind. Die Gegenüberstellung der Werte aus Versuch und FEM für die axiale und tangential Dehnung zeigen Abbildung 7-14 und Abbildung 7-15.

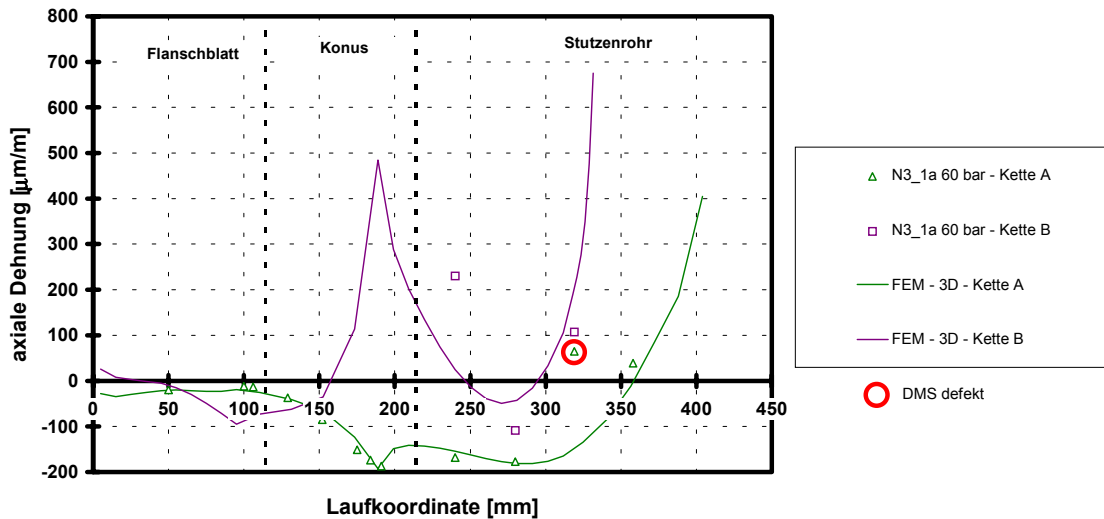


Abbildung 7-14 : Axiale Dehnungen am Stutzen N3

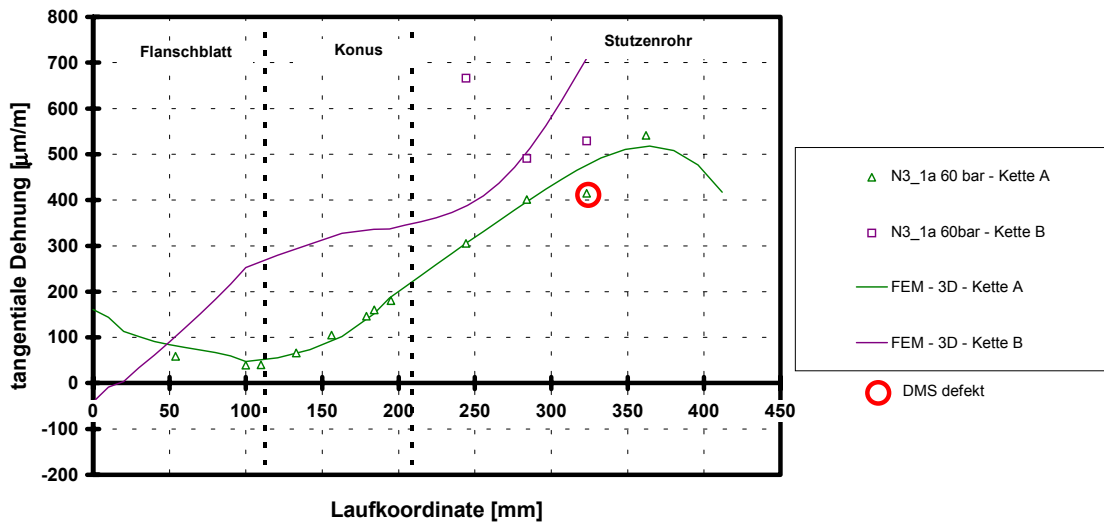


Abbildung 7-15 : Tangentiale Dehnungen am Stutzen N3

Mit Hilfe der axialsymmetrischen Modellierung können entweder direkt oder über den Umweg einer zusätzlichen dreidimensionalen FE-

Rechnung die Bauteilverformungen mit guter Qualität vorausberechnet werden.

### **7.3 Bewertung und Diskussion der Ergebnisse**

Die Ergebnisse der Untersuchungen an der Doppelkonus-Dichtung belegen eindeutig die selbstdichtende Arbeitsweise dieses Dichtungssystems. Außerdem konnte gezeigt werden, dass eine axialsymmetrische FE-Modellierung für die Berechnung der Schraubenkraft und Dichtungskraft ausreichend ist.

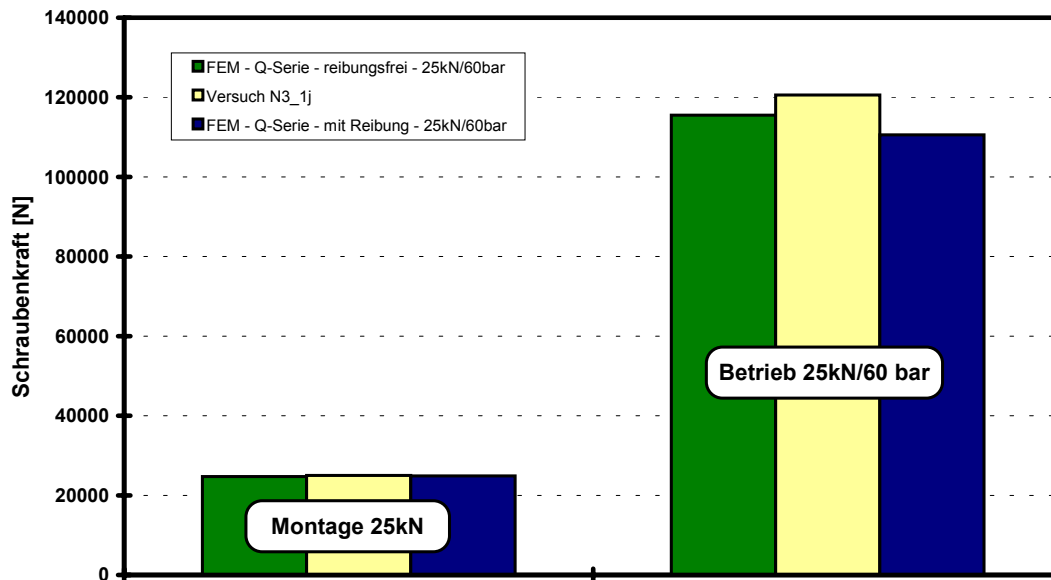
Eine Beeinflussung der Ergebnisse durch die auf die Dichtungsflanke aufgelegten Ausgleichsfolien ist nicht vorhanden. Da die Ausgleichsfolien eine Steifigkeit in der Größenordnung der Graphitfolie besitzen, ist die Änderung der Gesamtsteifigkeit unerheblich. Im Falle der Ring-Joint-Dichtung mit Metall-Metall-Kontakt dagegen wird durch die „weiche“ Ausgleichsfolie die Gesamtsteifigkeit massiv beeinflusst.

Offen bleibt aber, ob die auf der Dichtungsflanke wirkende Reibung zu berücksichtigen ist.

#### **7.3.1 Einfluss der Reibung auf die Doppelkonus-Dichtung**

Dazu wird in einer FE-Simulation ein Reibwert von  $\mu = 0,1$  zugrundegelegt. Ein geringer Reibwert ist zu erwarten, da die verwendete Graphitfolie in anderen Anwendungsfällen zur Reduzierung der Reibung bzw. als Anlauffolie eingesetzt wird.

Im Gegensatz zur RTJ-Dichtung ergibt sich keine signifikante Änderung der Schraubenkraft im Betriebszustand. Dies zeigt Abbildung 7-16.



**Abbildung 7-16 : Einfluss der Reibung auf die Schraubenkraft**

Dass die in der Dichtfläche vorhandene Reibung das Verformungsvermögen des Dichtungsringes behindert, zeigen Abbildung 7-17 und Abbildung 7-18.

Die Übereinstimmung der reibungsbehafteten FE-Rechnung mit den Versuchswerten ist sehr gut. Insbesondere bewirkt der Reibungseinfluss während der Montage das Anliegen des Dichtungsringes erst bei einer höheren Schraubenkraft. Bei Innendruckaufgabe mit einem geringeren aufgegebenen Innendruck hebt der Dichtungsring abermals früher ab.

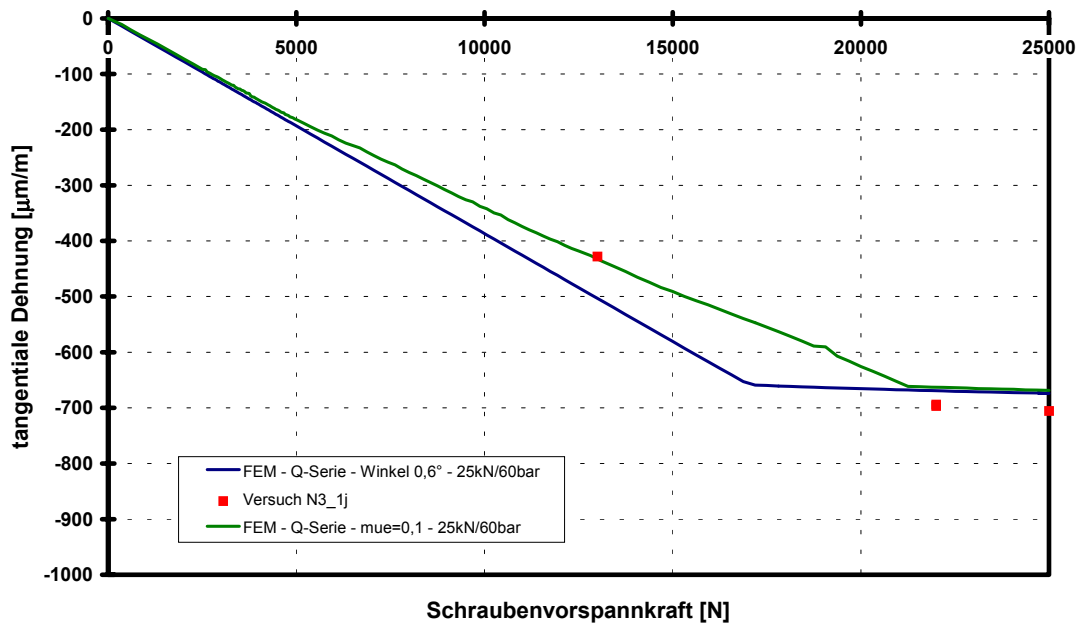


Abbildung 7-17 : Reibungseinfluss auf Stauchung des Dichtungsring - Montage

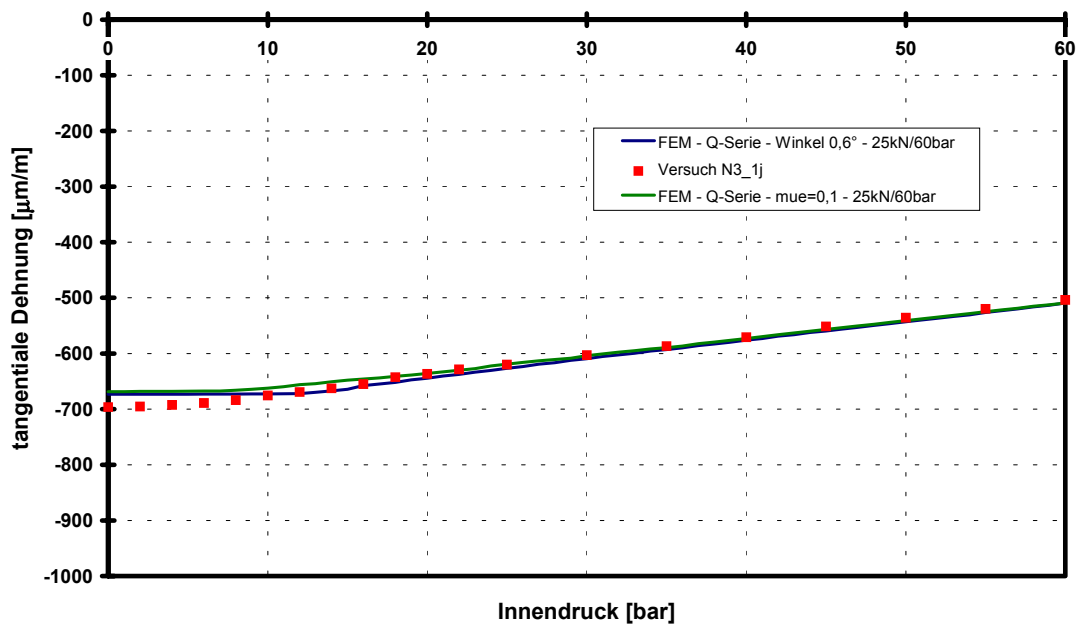
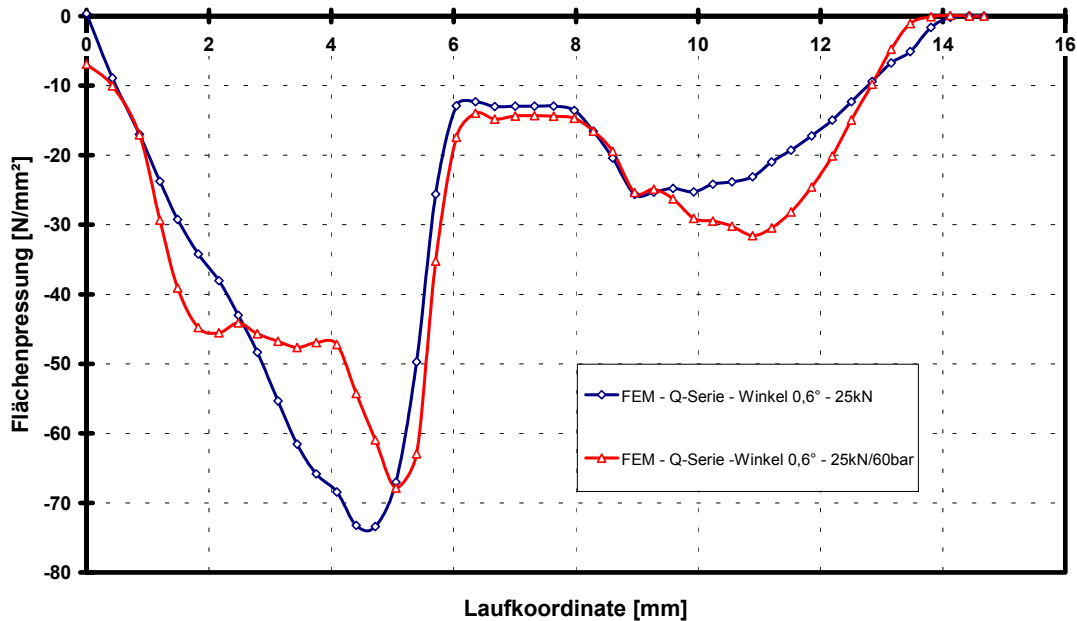


Abbildung 7-18 : Einfluss der Reibung auf Rückfederung des Dichtungsring - Druckaufgabe

Die Auswirkungen der Reibung auf den Verlauf der Flächenpressung sind dagegen vergleichsweise gering. Es kommt zu einer marginalen Abnahme der Kontaktbreite und dadurch zu einer leichten Steigerung

der Pressungswerte. Qualitativ äußert sich dies auch in einem steileren Anstieg der Flächenpressung zu den Maximalwerten hin. Die radiale Verteilung der Flächenpressung über der Dichtungsflanke für den Montagezustand und der nachfolgenden Druckaufgabe zeigt Abbildung 7-19.



**Abbildung 7-19 : Einfluss der Reibung auf die Flächenpressung**

Ebenfalls von untergeordneter Bedeutung ist die Reibung für die auf der Dichtungsflanke wirkenden Dichtungskraft. Selbstverständlich reduziert die Reibung die in der Kontaktfläche übertragene Kraft, allerdings nur sehr geringfügig. Eine weitere Beobachtung ist, dass das Minimum der Dichtungskraft bei Druckaufgabe zu geringeren Drücken hin verschoben wird. Nach Durchlaufen des Minimums schließt sich ein Bereich mit nur zaghaftem Anstieg der Dichtungskraft an, bis ab ca. 20 bar die Steigerung der Dichtungskraft parallel zu der reibungsfreien FE-Rechnung erfolgt.

Die Kurvenverläufe für die reibungsfreie und die reibungsbehaftete FE-Rechnung sind Abbildung 7-20 zu entnehmen.

Der Einfluss der Reibung auf das Verformungsverhalten und das Dichtvermögen der Doppelkonus-Dichtung ist damit nachweisbar. Allerdings sind die Auswirkungen auf die Höhe der Pressung bzw. Dichtungskraft nur vergleichsweise gering, so dass für eine Auslegung der Doppelkonus-Dichtung auf die Berücksichtigung der Reibung verzichtet werden kann.



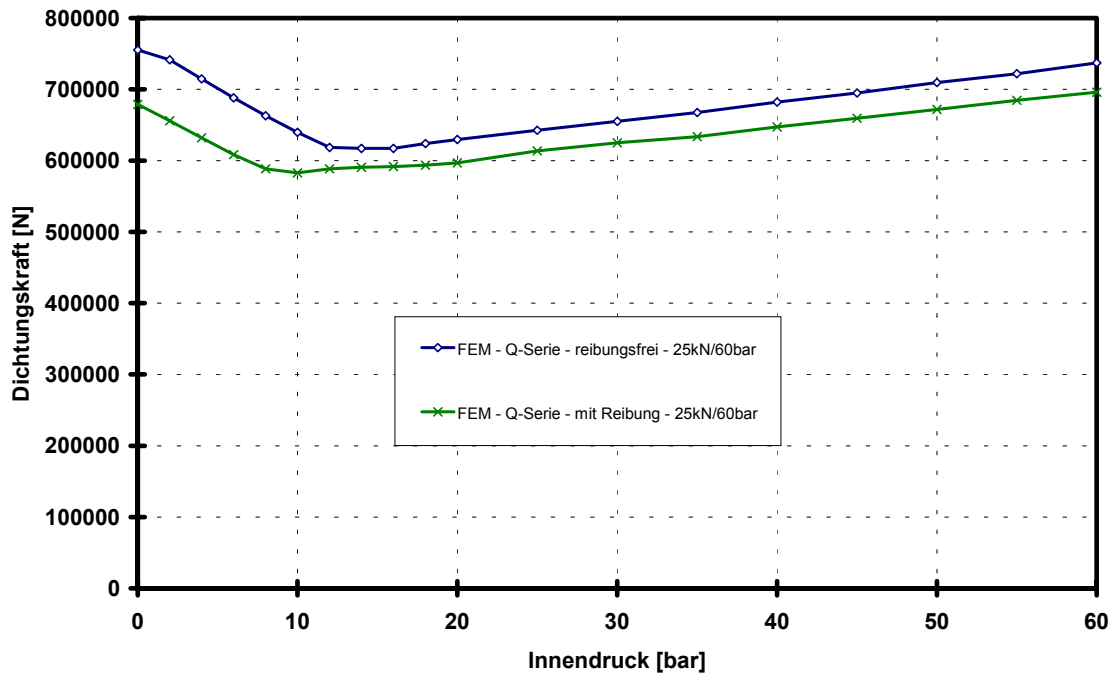


Abbildung 7-20 : Reibungseinfluss auf die Dichtungskraft

### 7.3.2 Bewertung der Auslegung nach Bertsch & Sigel

Die Autoren Bertsch und Sigel [Bert68] stellen ein sehr differenziertes Auslegungsverfahren für die Doppelkonus-Dichtung vor. Unter Berücksichtigung der Schraubenlängung und radialem Zurückfedern des bei der Montage elastisch gestauchten Dichtungsringes wird durch eine Gleichgewichtsbetrachtung am Ring die Änderung der Schraubenkraft bzw. Dichtungskraft bei Druckaufgabe abgeleitet. Die auf den Dichtflächen vorhandene Reibung fließt in die Berechnung mit ein. Da diese Verfahren die Winkeldifferenz der Dichtungsflanken unberücksichtigt lässt, kann unter Vorgabe einer Dichtungsbreite eine mittlere Flächenpressung ermittelt werden.

Eine Nachrechnung der Doppelkonus-Dichtung am Versuchsbehälter mit diesem Verfahren soll dessen Leistungsfähigkeit zeigen. Als Vergleichsgrößen stehen die Ergebnisse der Experimente und der FE-Simulationen mit und ohne Reibung zur Verfügung.

Mit befriedigender Genauigkeit wird die Schraubenkraft im Betriebszustand abgeschätzt. Wie Abbildung 7-21 zeigt, ergibt sich gegenüber dem Versuch ein um ca. 14 % geringerer Wert. Gleiches gilt für die Dichtungskraft (siehe Abbildung 7-22). Der Minimalwert der Dichtungskraft bei Druckaufgabe wird nach Bertsch und Sigel bei 7 bar erreicht. Dies ist in sehr guter Übereinstimmung mit dem Wert aus der vergleichbaren reibungsbehafteten FE-Rechnung.

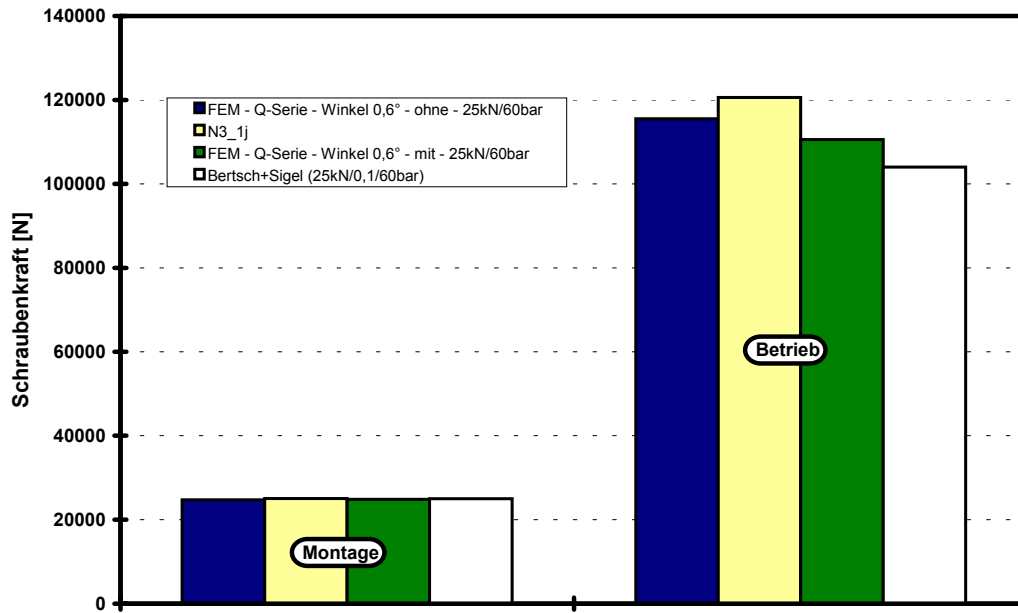


Abbildung 7-21 : Schraubenkraft nach Bertsch & Sigel

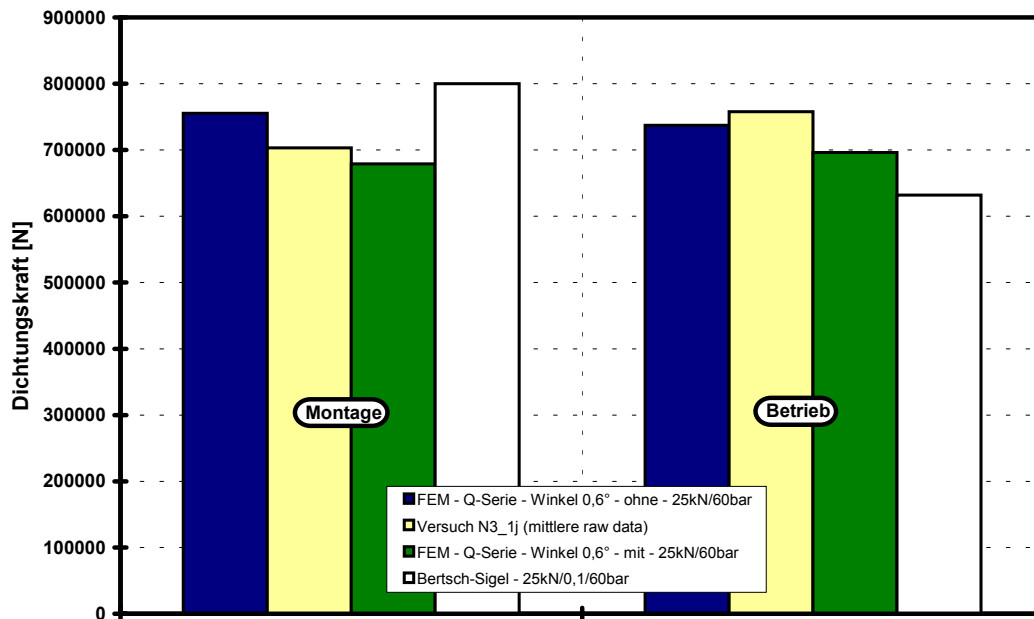
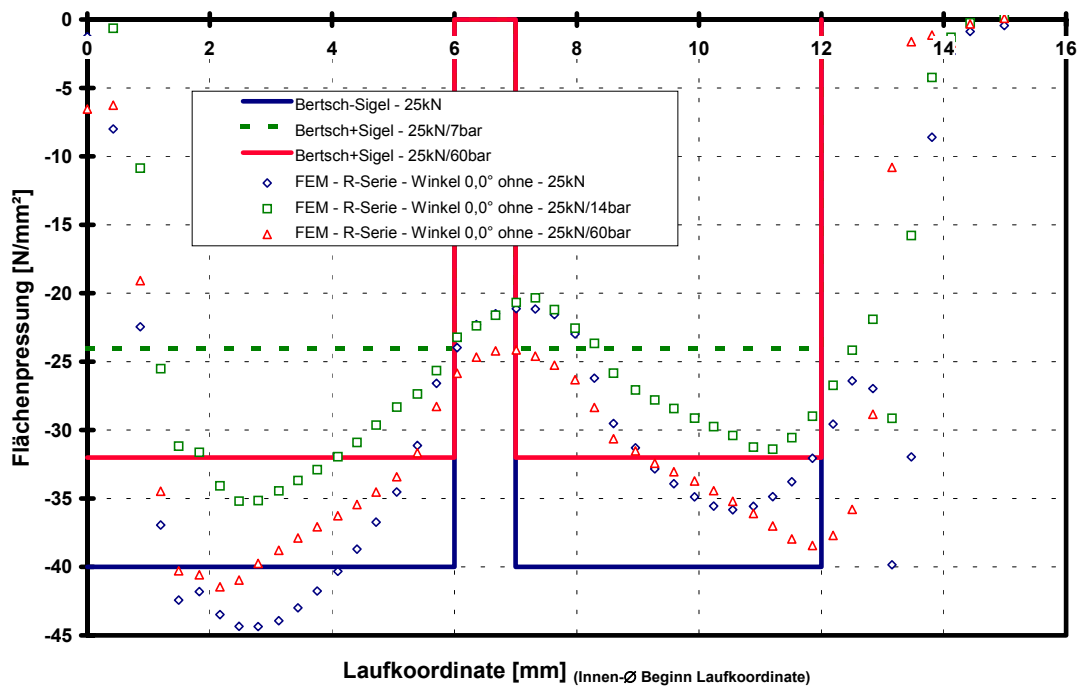


Abbildung 7-22 : Dichtungskraft nach Bertsch & Sigel

Für die Abschätzung der mittleren Flächenpressung ist die Kenntnis der Kontaktbreite erforderlich. Setzt man hierfür die theoretische Kontaktbreite abzüglich der Breite der umlaufenden Nut und der Abrundungen der Ecken an, so erhält man eine tragende Kontaktbreite von ca. 11 mm.

In Abbildung 7-23 ist die damit berechnete mittlere Flächenpressung für den Montage- und Betriebszustand den Pressungsverläufen der reibungsfreien FE-Rechnung gegenübergestellt, die Übereinstimmung akzeptabel.



**Abbildung 7-23 : Mittlere Flächenpressung nach Bertsch & Sigel**

Für die Dimensionierung einer Doppelkonus-Dichtung im Vorfeld der Konstruktion ist das Verfahren nach Bertsch und Sigel unbedingt zu empfehlen. Ohne Schwierigkeiten lässt sich der Berechnungsgang in einem beliebigen Tabellenkalkulationsprogramm umsetzen.

Als einzige Einschränkung verbleibt, dass für die Kontaktbreite ein plausibler Wert vorzugeben ist.

## 8 Ergebnisse der Delta-Dichtung

Die Handhabung der Delta-Dichtung war im Vergleich zu den beiden anderen untersuchten Dichtungssystemen problematisch. Bereits die Vorversuche zeigten, dass mit der Empfehlung nach Trutnovsky [Tru75] für die zu wählende Schraubenvorspannkraft keine Dichtheit der Flanschverbindung herzustellen ist. Die von ihm angegebene Schraubenvorspannkraft in Höhe von ca. 10 % der auf den Deckel wirkenden Innendruckkraft und damit ein Einbau als Krafthauptschluss-Dichtung bewirkte keine Dichtheit.

Eine Erhöhung der Schraubenvorspannkraft gemäß der werksseitigen Dokumentation [Thy79a] für den Versuchsbehälter auf ca. 5 % über der auf den Deckel wirkenden Innendruckkraft ergab eine Schraubenvorspannkraft pro Schraube von 105 kN. Auch mit dieser Wahl konnte keine Dichtheit erzielt werden.

Danach wurde mit einer vorgeschalteten FE-Simulation die Schraubenvorspannkraft zum Erreichen der Blocklage bestimmt. Die für den Einbau als Kraftnebenschluss-Dichtung erforderliche Schraubenvorspannkraft beträgt pro Schraube ca. 160 kN. Mit dieser Vorgabe konnte die Dichtheit hergestellt werden.

Die geometrisch genaue Wiedergabe der Bauteilkontur im Dichtungsbereich war eine zentrale Anforderung an die FE-Modelle. Grundlage hierfür sind die verfügbaren technischen Zeichnungen aus der Behälterdokumentation.

### 8.1 Versuche am Stutzen mit Delta-Dichtung

Die hohe Schraubenvorspannkraft stellte die Sensorstreifen für die Flächenpressungsmessung vor besondere Belastungen. Auch die bewährte Einbauweise unter Verwendung von Schutz- und Ausgleichsfolien konnte nur bedingt Abhilfe schaffen. Die mechanische Belastbarkeit der Sensoren war mit den vorliegenden Versuchsbedingungen überschritten, dennoch konnten interessante und reproduzierbare Ergebnisse erzielt werden.

#### 8.1.1 Schraubenkraft

Eine Schraubenvorspannkraft von 160 kN pro Schraube war gerade ausreichend, um bei Montage die Blocklage von Deckel und Flansch herzustellen und diese auch bei Druckaufgabe bis 60 bar beizubehalten. Aufgrund des somit gegebenen Kraftnebenschlusses (KNS) der Dichtung bewirkt die Druckaufgabe keine Änderung der Schraubenkraft. Dies zeigt Abbildung 8-1. Die Übereinstimmung von Versuch und FEM ist sehr gut.

Die Wahl einer Schraubenvorspannkraft kleiner als die für die Blocklage erforderlichen 160 kN bedeutet dagegen eine Zunahme der Schraubenkraft mit Druckaufgabe. Dies kann anhand der Ergebnisse für den Versuch mit Einbau der Dichtung im Kraft Hauptschluss (KHS) aus Abbildung 8-1 abgelesen werden.

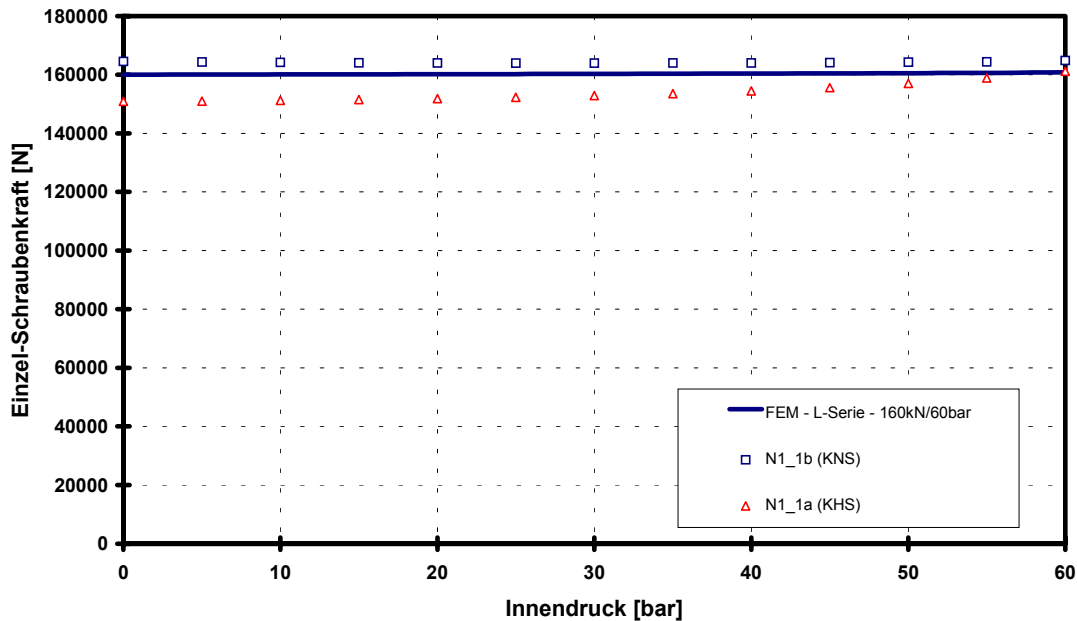


Abbildung 8-1 : Änderung der Schraubenkraft mit Druckaufgabe

### 8.1.2 Blocklage

Eine Schraubenvorspannkraft von 160 kN pro Schraube ist ausreichend, um den Spalt zwischen Flansch und Deckel zu schließen. Bei Druckaufgabe bis 60 bar bleibt der Spalt auch weiterhin geschlossen und somit der Kraftnebenschluss der Dichtung erhalten.

Allerdings wird der Kontakt von Flansch und Deckel nicht über die gesamte radiale Breite der Dichtleiste erzielt, sondern nur am Außendurchmesser. Am Innendurchmesser in unmittelbarer Nachbarschaft des Dichtungsringes bleibt der Spalt immer erhalten.

Abbildung 8-2 zeigt die Lage der beiden betrachteten Punkte im Dichtungsbereich. Mit Aufgabe des Innendrucks nimmt infolge der Verwölbung des Deckels das Spaltmaß am Innendurchmesser zu.

Die Änderung des Spaltmaßes an den beiden Auswertepunkten mit Steigerung der Schraubenvorspannkraft und Druckaufgabe zeigt Abbildung 8-3.



Abbildung 8-2 : Lage der Auswertepunkte für die Spaltweite

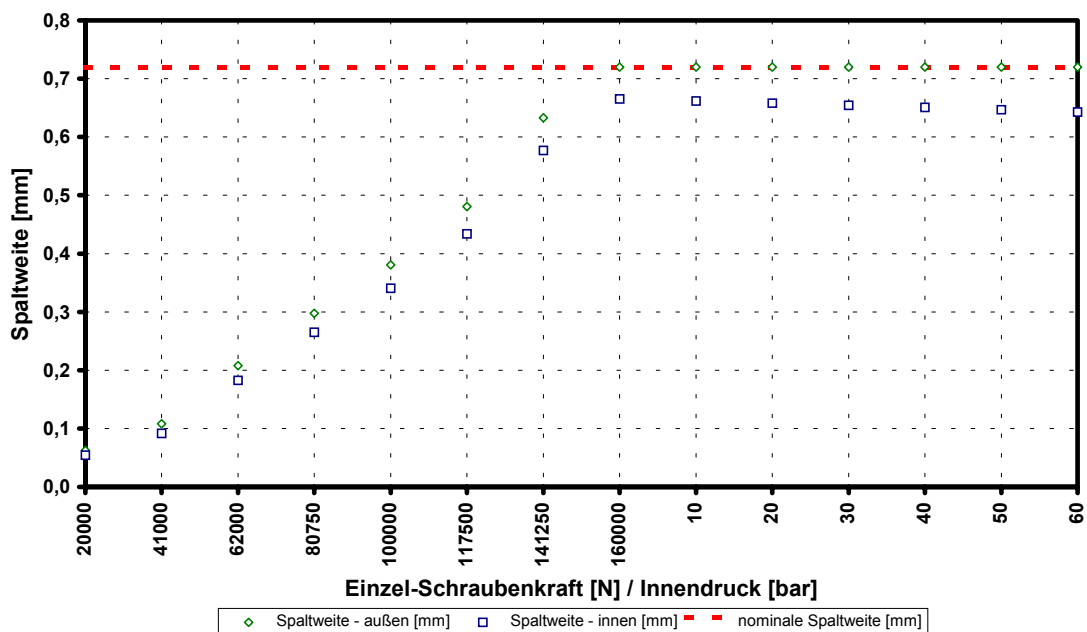
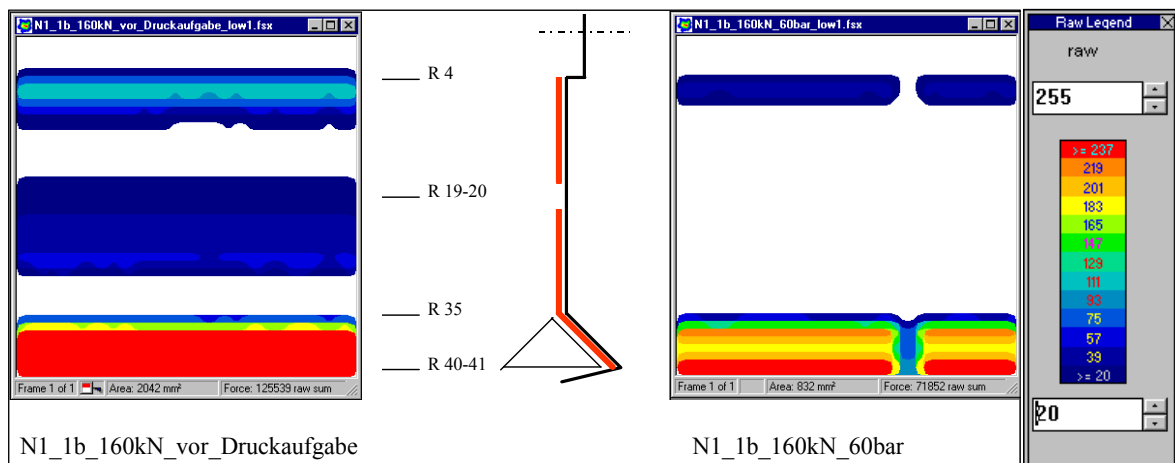


Abbildung 8-3 : Änderung der Spaltweite

Grundlage für diese Abbildung ist eine FE-Simulation, in der das theoretische Spaltmaß von 0,75 mm um den Einfluss der Ausgleichsfolien in der Nut und auf der Dichtungsleiste korrigiert wurde. Das korrigierte Spaltmaß beträgt 0,72 mm. Trotz des nur geringen Unterschiedes ist diese Genauigkeit unbedingt erforderlich.

Die experimentellen Ergebnisse bestätigen diese Beobachtungen. In Abbildung 8-4 ist die gemessene Verteilung des Rohdatensignals

über der Sensorfläche dargestellt. Für eine leichtere Zuordnung ist in der Mitte der Abbildung die Kontur der Dichtungsnut und die Dichtleiste mit der Lage der Ausgleichsfolien skizziert. Die linke Aufnahme zeigt hierbei den Montagezustand mit einer Signalausgabe am Außendurchmesser der Dichtleiste. Das Signal in der Mitte der Dichtleiste wird durch den Stoß zweier Folienstreifen für den Höhenausgleich verursacht. Die fehlende Signalanzeige an dieser Stelle im Betriebszustand (rechte Seite) belegt die Öffnung des Spaltes mit Druckaufgabe zum Innendurchmesser der Dichtleiste hin.



**Abbildung 8-4 : Kontakt auf der Dichtleiste**

### 8.1.3 Plastifizierung der Dichtung

Die FE-Simulation ermöglicht eine Kontrolle der plastifizierten Bereiche am Dichtungsring.

Ein Überblick über die Ausdehnung der plastifizierten Bereiche ermöglicht die Verteilung der Vergleichsspannung nach von Mises über den Dichtungsquerschnitt. Wird die aus den Werkstoffversuchen ermittelte Streckgrenze von  $350 \text{ N/mm}^2$  zugrundegelegt, so zeigt Abbildung 8-5 den Zustand nach Beendigung der Montage. Eine Anpassung der Dichtflächen erfolgt an den Spitzen der Dichtung und zum Teil auf der Dichtungsflanke. Daher dichten nicht nur die Spitzen sondern auch Dichtungsflanke und Innenseite der Dichtung.

Im Betriebszustand (Abbildung 8-5) wird die Dichtung entlastet, bis bei ca. 60 bar keine plastifizierten Bereiche mehr vorhanden sind. Damit ist zweifelhaft, ob die Dichtung bei einer weiteren Drucksteigerung noch dicht bleiben würde. Dies deckt sich mit der Beobachtung von Undichtigkeiten bei einigen Versuchen.

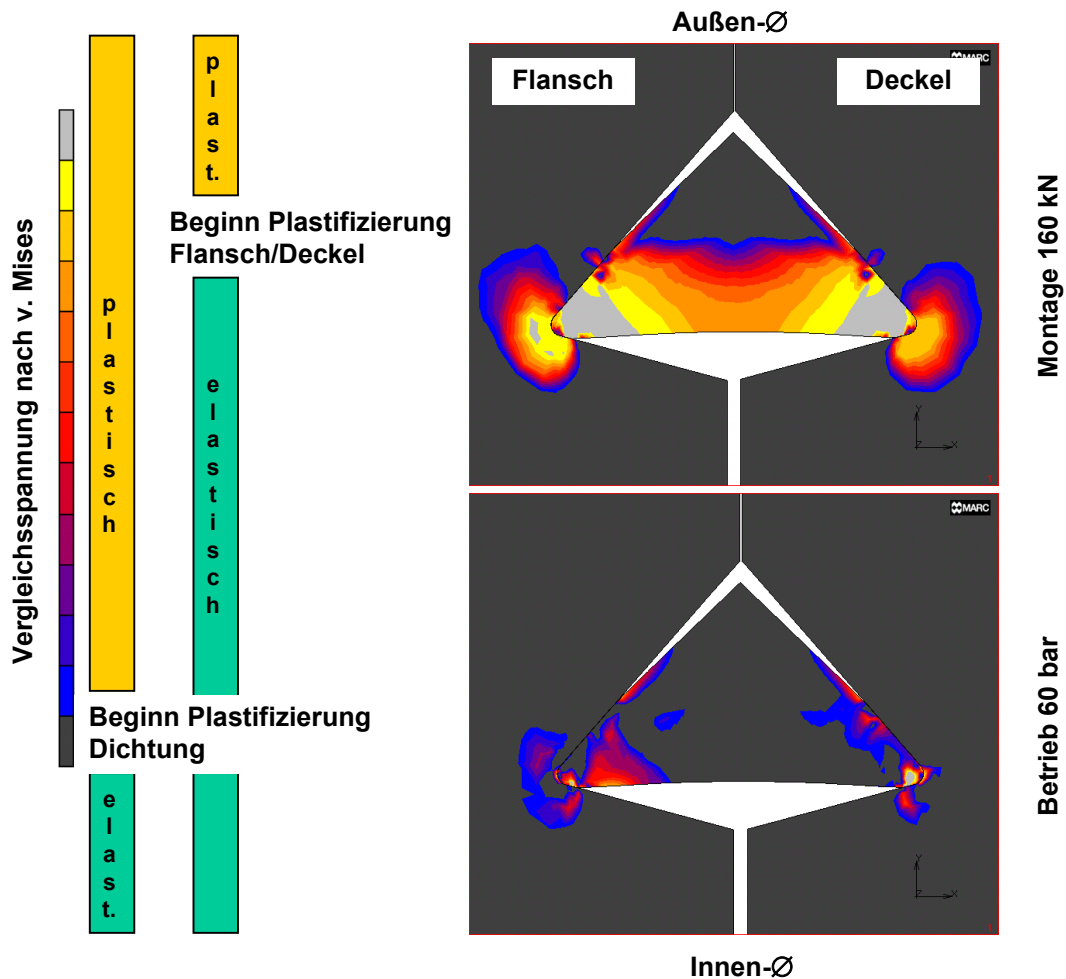


Abbildung 8-5 : Plastifizierung über dem Dichtungsquerschnitt

Die plastifizierten Bereiche im Flansch und Deckel sind nur auf den unmittelbaren Nutgrund begrenzt.

#### 8.1.4 Flächenpressungsverteilung

Die Verteilung der Flächenpressung wurde mit dem TekScan-Messsystem in der deckelseitigen Nut gemessen. Bei diesem Versuch wurde der Sensorstreifen im Nutgrund zerschnitten, so dass dort und auf der Innenseite der Dichtung keine Messwerte vorliegen. Die erhaltenen Messwerte stammen daher von der nach außen gerichteten Nutflanke (Querschnitt siehe Abbildung 8-8).

Nach Demontage der Flanschverbindung wurde für den Sensorstreifen die Position der einzelnen Messreihen auf der Dichtleiste bzw. Nutflanke festgehalten. Die Position der Reihe 42 wird dem Nutgrund zugeordnet. Obwohl mit der Schnittkante des zerstörten Sensors eine eindeutige Orientierungshilfe vorhanden ist, muss ein Fehler in der Zuordnung von maximal einer Sensorzellenbreite akzeptiert werden.



Beispielsweise überdeckt die Schnittkante die Sensorreihen 40 und 41, die Reihe 42 ist nicht mehr vorhanden.

Die TekScan-Messwerte im Montage- und Betriebszustand zeigen Abbildung 8-6 und Abbildung 8-7. In diesen Abbildungen sind die Rohdaten über der Sensorfläche aufgetragen und zudem die Position der Sensorreihen am Messobjekt vermerkt.

Im Montagezustand ist wiederum die erreichte Blocklage gut zu erkennen. Am Außendurchmesser der Dichtungsleiste (Reihe 6) ist ein deutliches Datensignal vorhanden. Eventuell durch eine leicht verschobene Lage der Ausgleichsfolien auf der Dichtungsleiste kommt es an der Stossstelle der beiden Folienstreifen zu einer Signalanzeige. Die Stossstelle ist der Messreihe 20 zugeordnet.

Auf der Nutflanke ist ab Reihe 38 Kontakt vorhanden, daher liegt die Dichtung bereits im Montagezustand an der Nutflanke an. Bis zu den Reihen 40 und 41 ergibt sich Anliegen und jeweils ein Rohdatenwert von 255, d. h. die Sättigungsgrenze der Sensorzellen ist erreicht oder überschritten. Die nachfolgenden Reihen 42 bis 44 werden nicht betrachtet, da davon ausgegangen wird, dass der Sensor bereits während des Montagevorgangs zerschnitten wird.

Im Betriebszustand (Abbildung 8-7) wird die Blocklage (Reihe 6) beibehalten. Auf der Nutflanke ist der Kontakt weiterhin vorhanden, allerdings wird in der Reihe 38 eine leichte Abnahme des Rohdatensignals beobachtet. Ab Reihe 39 bis hin zum Nutgrund (Reihe 42) ist unverändert die Sättigungsgrenze überschritten. Zu beachten ist der Ausfall der Spalten 30 und 31, die fehlenden Werte wurden mit den Ergebnissen der benachbarten Zellen aufgefüllt.

- TekScan-Messung [raw data] Versuch N1\_1b Montage 160kN -

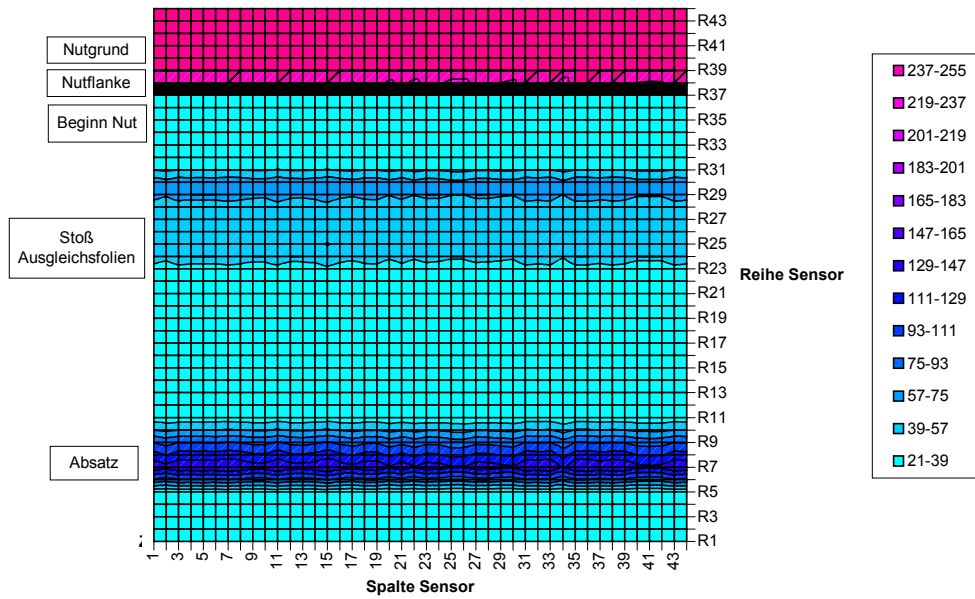


Abbildung 8-6 : TekScan-Messwerte für Delta-Dichtung - Montage

- TekScan-Messung [raw data] Versuch N1\_1b Betrieb 160kN/60bar -

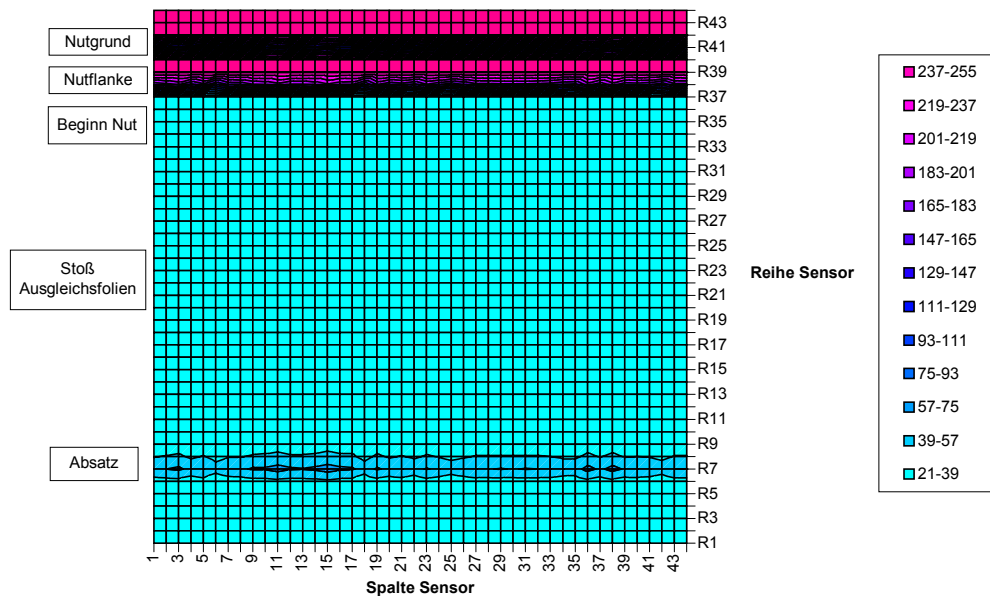
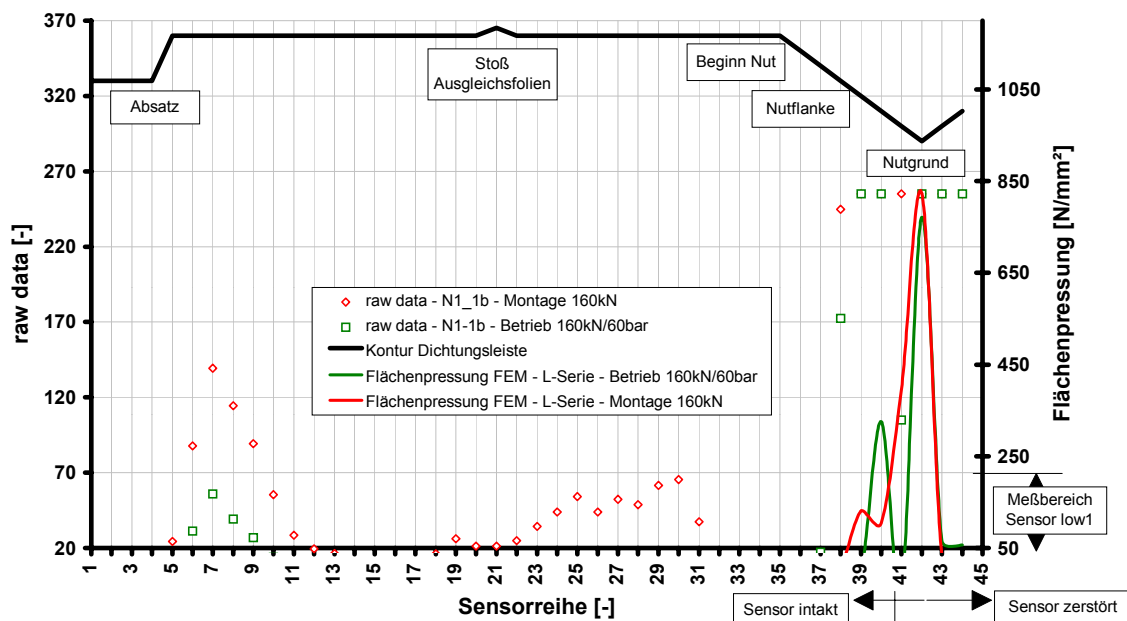


Abbildung 8-7 : TekScan-Messwerte für Delta-Dichtung - Betrieb

Der Vergleich mit den Ergebnissen aus der FE-Simulation zeigt Abbildung 8-8. Dazu wurde über der Breite des Sensors für jede Reihe der Mittelwert errechnet und über der radialen Breite der Dichtungsleiste und Nut aufgetragen. In der Nut ist auch der Verlauf der Flächenpressung aus der FE-Rechnung dargestellt.



**Abbildung 8-8 : Radiale Verteilung der Flächenpressung**

Die Breite des Kontakts auf der Nutflanke stimmt sowohl im Montage- als auch im Betriebszustand sehr gut überein. Ebenso wird im Betriebszustand die Abnahme der Kontaktbreite durch den kleineren Messwert in Reihe 38 angedeutet. Eine quantitative Auswertung ist nur mit Einschränkungen möglich. Haupthindernis ist das Überschreiten der Sättigungsgrenze der einzelnen Sensorzellen, wodurch nur das Vorliegen einer Pressung oberhalb des Messbereichs von ca. 250 N/mm<sup>2</sup> bestätigt werden kann. In den Reihen, die den gesättigten Sensorzellen benachbart sind, kann eine Umrechnung der Rohdaten-Werte nicht durchgeführt werden, da diese Zellen ein überhöhtes Signal liefern. Qualitativ wird jedoch die Entlastung des Dichtungs-bereichs im Betriebszustand richtig wiedergegeben und die Übereinstimmung mit FE ist ausreichend.

Der erhebliche Einfluss der Ausgleichsfolien auf das Messergebnis wird im nachfolgenden Abschnitt besprochen.

Die FE-Simulation ermöglicht eine detailliertere Auswertung des Flächenpressungsverlaufs an der Dichtung. Im Montagezustand stellen sich im Bereich des Nutgrunds hohe Pressungswerte ein. Auch die nach außen gerichteten Flanken des Dichtungsringes werden zum Teil verpresst. Die höchsten Pressungswerte finden sich aber auf der innenliegenden Rückseite des Dichtungsringes. Der Pressungsverlauf ist in Deckel- und Flanschnut gleich. Der in Abbildung 8-8 dargestellte Verlauf der Flächenpressung ist nur durch plastische Deformation der Dichtung zu erzielen.

Mit Druckaufgabe nimmt die Pressung auf die Dichtflanken deutlich auf nur noch ca. 25 % ab, wobei sich der Anliegebereich verringert. Die Abnahme der Flächenpressung mit steigendem Innendruck zeigt Abbildung 8-10.

Zwischen dem Pressungsverlauf in der Deckel- und Flanschnut ergibt sich ein deutlicher Unterschied im Betriebszustand. Infolge der Deckelverformung mit Innendruck nimmt die Pressung am Deckel stärker ab.

In Abbildung 8-9 fällt auf, dass im Betriebszustand die höchsten Pressungswerte auf der nach innen gewandten Seite der Dichtung zu finden sind. Die Spitzen der Dichtung in der Nut sind fast vollständig entlastet. Nur die Flanken der Dichtung tragen.

Die lokal sehr begrenzte vollständige Abnahme der Pressung könnte numerisch oder durch die Geometriediskretisierung bedingt sein, da reales Material zur Entlastung benachbarter verpresster Bereiche herangezogen wird.

Die isolierten Pressungsspitzen auf der Dichtungsflanke und auf der Innenseite der Dichtung sind charakteristisch für den Übergang von plastisch zu elastisch beanspruchten Materialbereichen bzw. für den Rand des Kontaktbereichs.

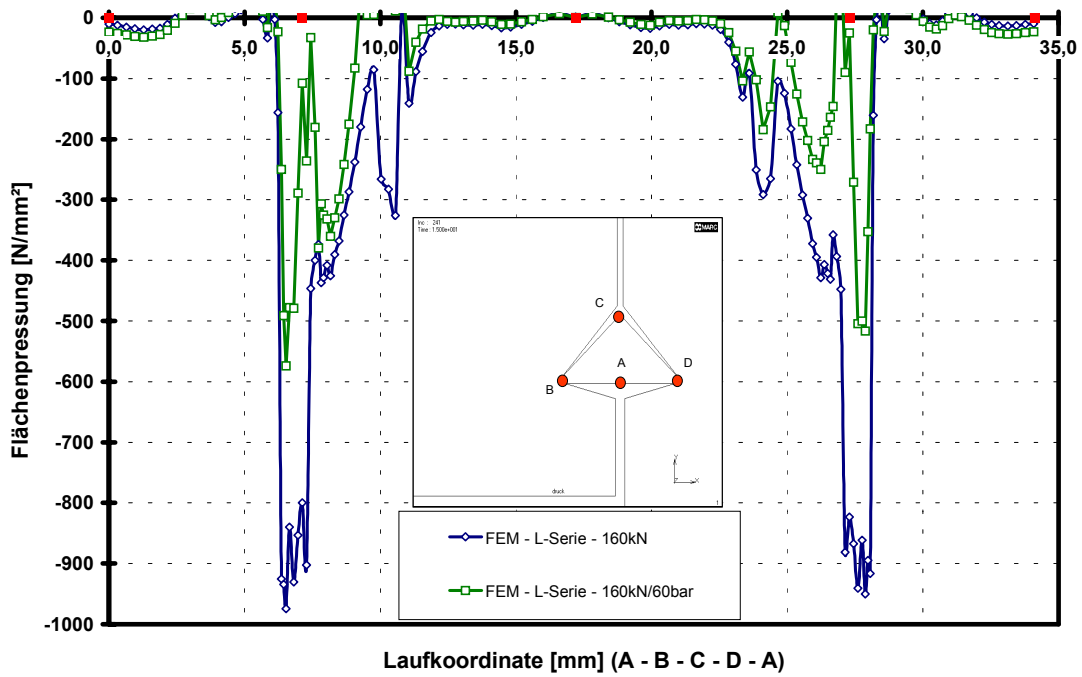


Abbildung 8-9 : Flächenpressung in der Dichtungsnut

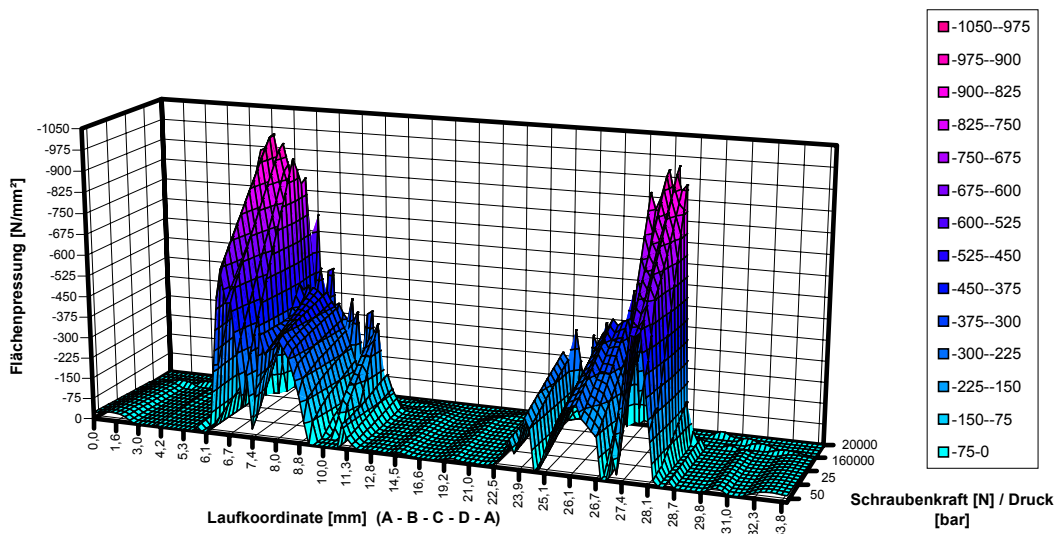


Abbildung 8-10 : Abnahme der Flächenpressung mit Druckaufgabe

### 8.1.5 Dichtungskraft

Das im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Verhalten lässt sich auch bei Betrachtung der auf die Dichtung wirkende Dichtungskraft zeigen. In Abbildung 8-11 wird deutlich, dass eine selbstdichtende Wirkungsweise nicht zum Tragen kommt.

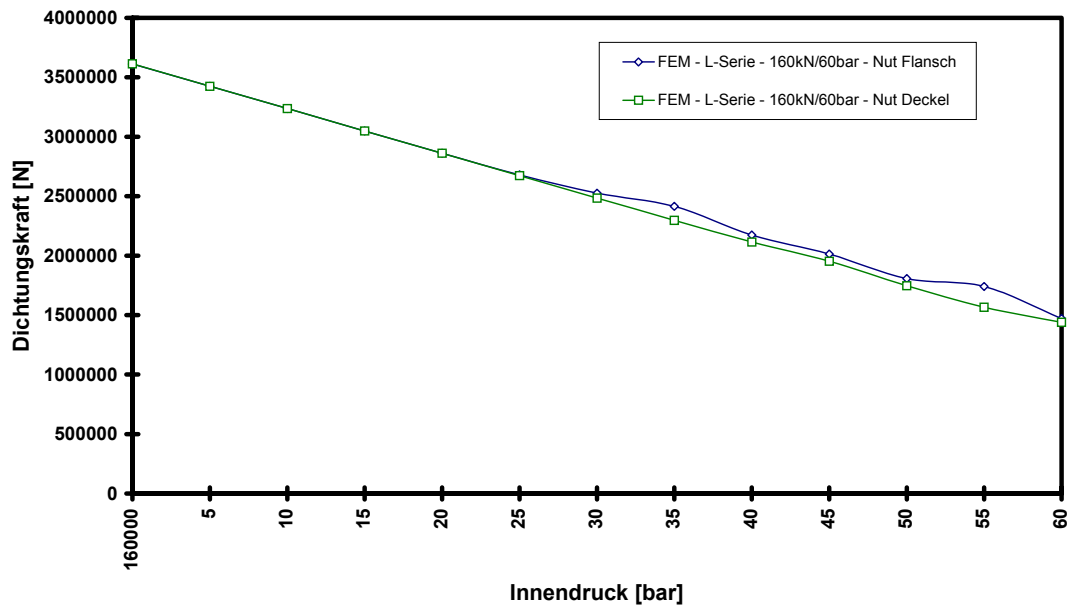


Abbildung 8-11 : Änderung Dichtungskraft bei Druckaufgabe

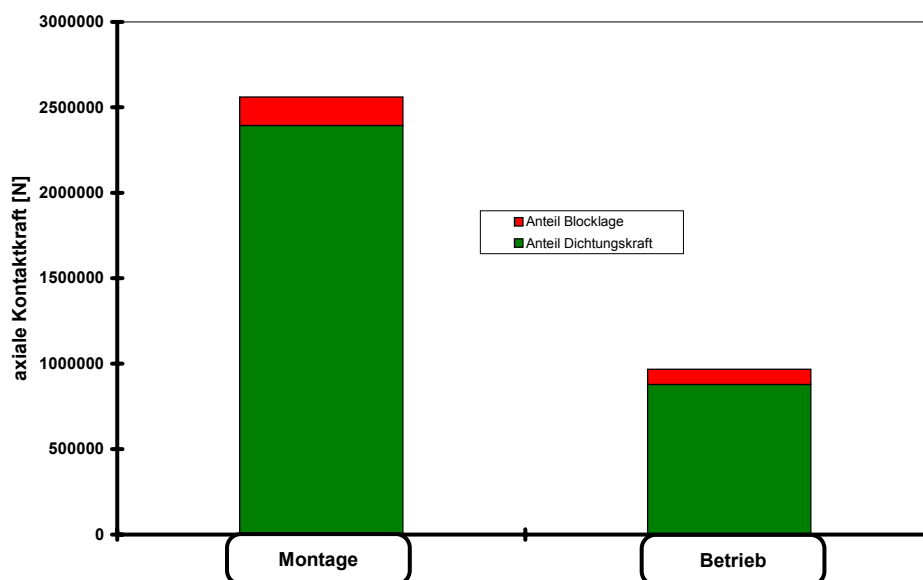


Abbildung 8-12 : Verbleibende Dichtungskraft im KNS

Interessant ist die Aufteilung der übertragenen Kraftanteile über die Dichtung bzw. den Kontakt Flansch-Deckel (Blocklage).

Abbildung 8-12 zeigt die axiale Kraftkomponente der Dichtungskraft bzw. die durch die Blocklage übertragene Kraft. Der über den KNS übertragene Kraftanteil ist gegenüber der Dichtungskraft so gering, dass nicht von einer KNS-Dichtung gesprochen werden kann. Damit ist verständlich, weshalb sich die Dichtung wie im Krafthauptschluss liegend verhält. Mit Druckaufgabe wird im Wesentlichen die Dichtung entlastet und somit der Kraftanteil, der über die Dichtung abgetragen wird, reduziert. Der über die Blocklage abgetragene Kraftanteil nimmt dagegen nur geringfügig ab. Dieses Verhalten ist nur möglich, wenn die Kontaktsteifigkeit der Dichtung höher ist als die der Blocklage. Durch den Einbau einer Dichtung im Kraftnebenschluss wird aber gerade das entgegengesetzte Verhalten angestrebt: eine Beibehaltung der Dichtungskraft bei Druckaufgabe verbunden mit einer teilweisen Entlastung der Blocklage.

### 8.1.6 Verformungen des Stutzens

Der untersuchte Stutzen ist an der Unterseite des Versuchsbehälters in den Kugelboden eingesetzt. Damit entspricht die Einbausituation des Stutzens weitgehend der gewählten axialsymmetrischen Modellierung in FE. Erwartungsgemäß ist die Übereinstimmung zwischen den experimentell gemessenen Bauteildehnungen und den numerisch berechneten Werten sehr gut. Dies zeigen die Abbildung 8-14 und Abbildung 8-15 mit den axialen und tangentialen Dehnungen an der Außenseite des Stutzenflansches. Die Lage der Auswertelinie am Stutzenflansch kann Abbildung 8-13 entnommen werden.

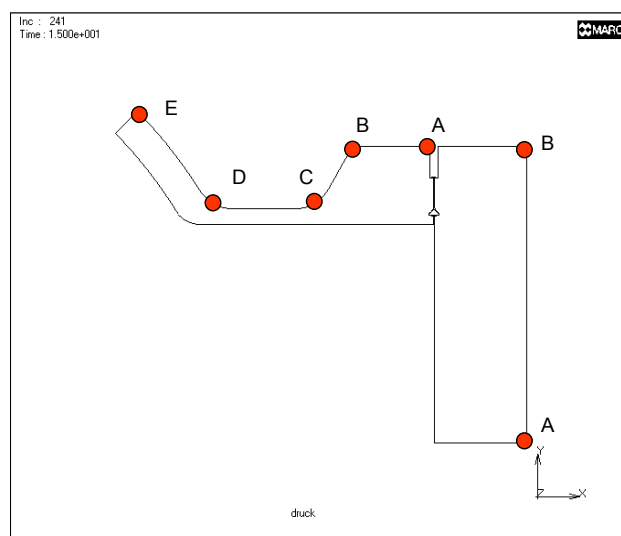


Abbildung 8-13 : Auswertepfade am Stutzen N1 mit Delta-Dichtung

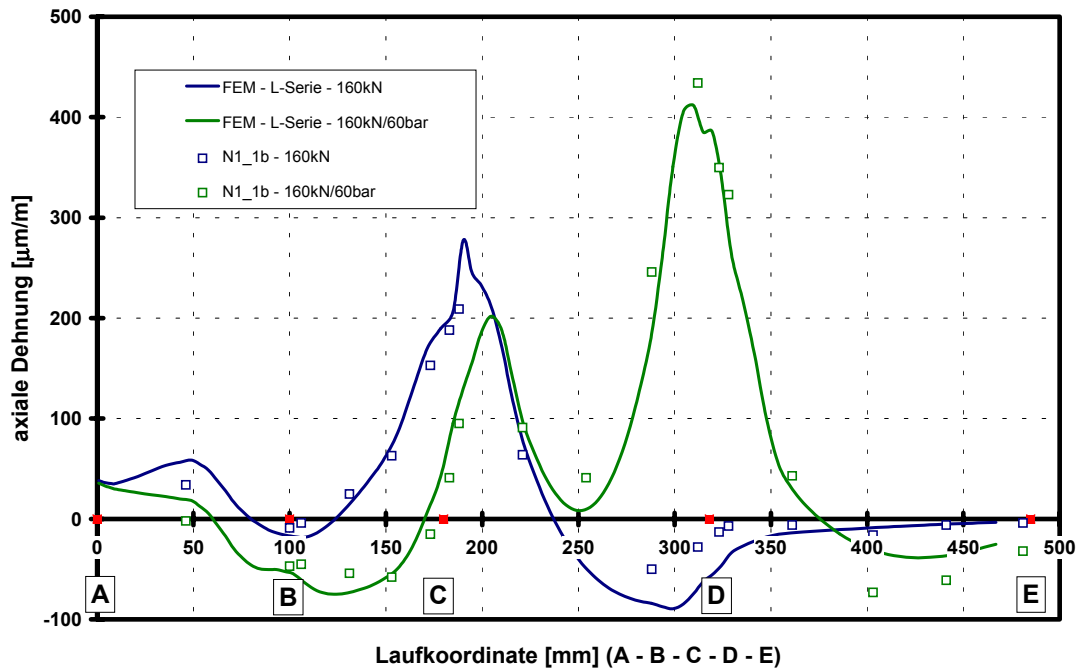


Abbildung 8-14 : Axiale Dehnung am Stutzenflansch

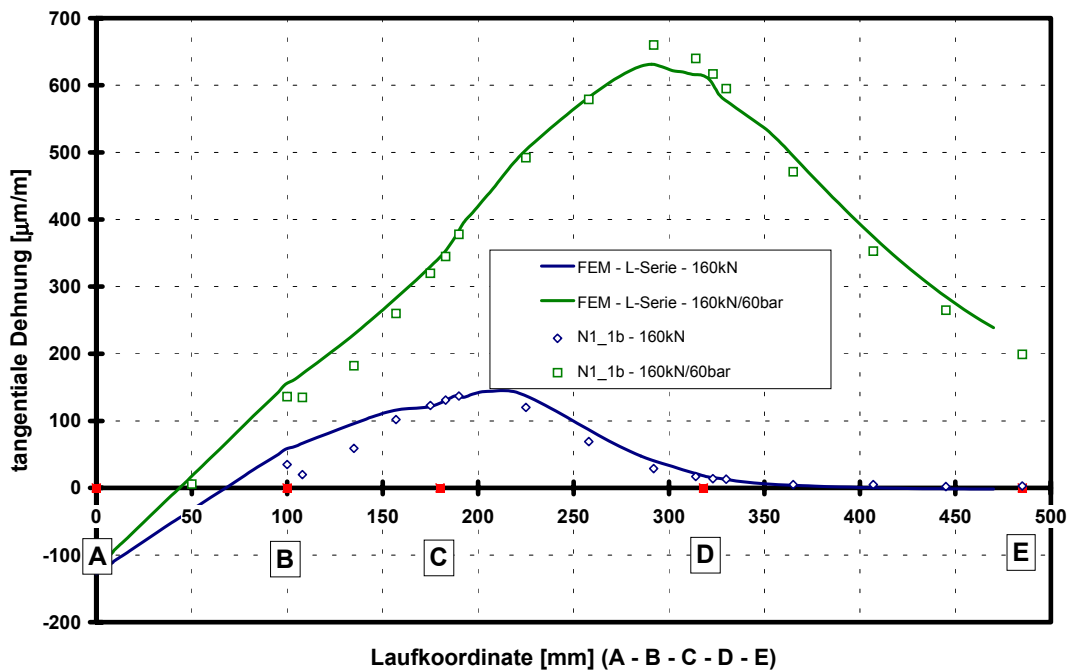


Abbildung 8-15 : Tangentielle Dehnung am Stutzenflansch

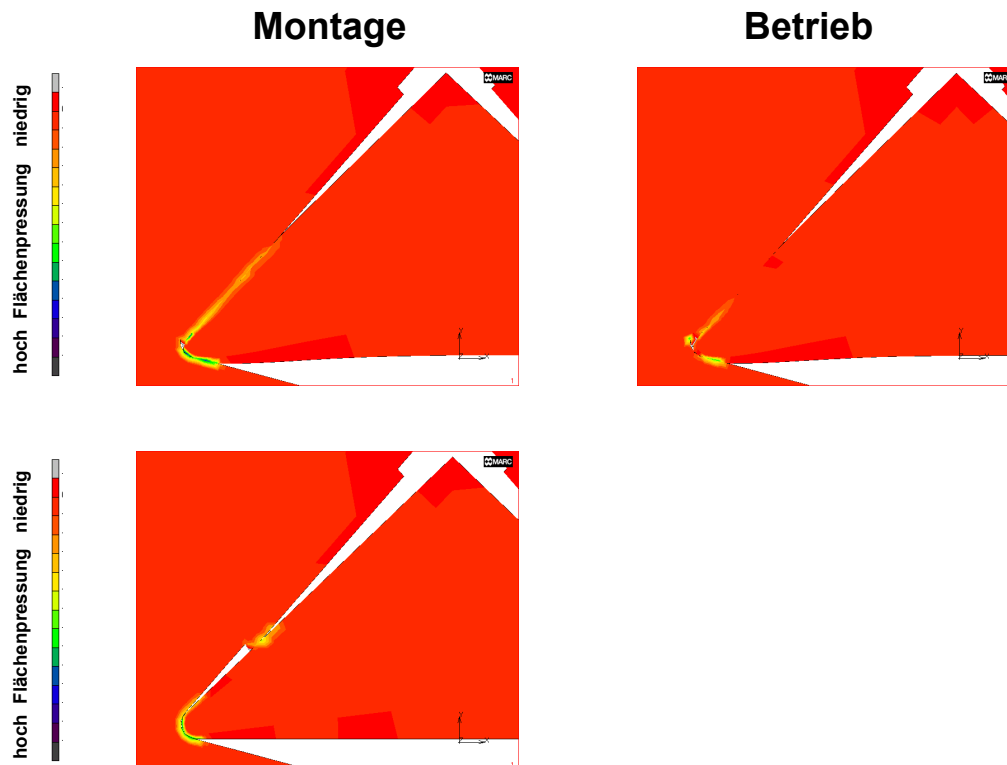


## 8.2 Bewertung und Diskussion der Ergebnisse

Die Auslegung und Vorausberechnung einer Delta-Dichtung durch ein axialsymmetrisches FE-Modell konnte anhand der Versuchsergebnisse validiert werden. Die Übereinstimmung der Ergebnisse von Experiment und FE-Modell sind als sehr gut zu beurteilen. Eine Ausnahme bildet hierbei allerdings die Verteilung der Flächenpressung in der Dichtungsnut. Die äußerst kritischen Rahmenbedingungen für den TekScan-Sensor im Falle der Delta-Dichtung verhindern die experimentelle Bestätigung der berechneten Pressungsverteilung. Das scharfkantige Profil der Delta-Dichtung und die lokal sehr hohe Flächenpressung führen einerseits zu einer erheblichen Beschädigung des Sensors, andererseits zu einer deutlichen Überschreitung des möglichen Messbereichs. Immerhin ist es möglich, durch die TekScan-Messung den Kontakt auf der Nutflanke experimentell nachzuweisen.

Verschärft wird oben dargestellte Problematik durch den erheblichen Einfluss der unverzichtbaren Ausgleichsfolien auf die Pressungsverteilung. Die Effekte der eingelegten Zwischenlagen an Ausgleichs- bzw. Schutzfolien auf die Pressungsverteilung über die Nutflanke werden in einer FE-Rechnung untersucht. Hierzu wird in das FE-Modell eine 0,25 mm dicke Lage Schutzfolie über die komplette Nutflanke eingebracht. Das Ergebnis zeigt Abbildung 8-16. Rein qualitativ betrachtet ergibt sich eine Verbreiterung des Kontaktbereiches gegenüber der FE-Rechnung ohne Folien. Im Montagezustand ist die Nutspitze pressungsfrei, aber unmittelbar daneben sind auf der Nutflanke sehr hohe Pressungen vorhanden. Dies könnte das Abschneiden des Sensors in Reihe 40/41 erklären. Mit Innendruckaufgabe nimmt die Breite nur geringfügig ab und im Nutgrund sind weiterhin sehr hohe Pressungen vorhanden.

Somit wird durch die Schutzfolien der Kontaktbereich geringfügig ausgeweitet und das Pressungsniveau auf der Nutflanke deutlich angehoben. Damit sind die gesättigten Sensorzellen zu erklären.



**Abbildung 8-16 : Flächenpressung mit Ausgleichsfolien**

Selbst bei Gelingen der TekScan-Messungen müsste das Ergebnis unter erheblichem Vorbehalt betrachtet werden.

Die in der Literatur oft diskutierte selbstdichtende Arbeitsweise der Delta-Dichtung wird durch die FE-Simulation nicht bestätigt. Dieses Verhalten ist erklärbar durch die hohe Pressung im Montagezustand und dem geringen Innendruck.

Bei einer gewählten Kontaktbreite von ca. 2 x 5 mm und einer mit Innendruck beaufschlagten Dichtungshöhe von ca. 13 mm ergibt sich durch den Innendruck eine Pressungszunahme im Verhältnis  $13/10 = 1,3$ . Zusätzlich kommt der Keilwinkel der Dichtungsflanke mit ca.  $45^\circ$  zum Tragen. Daraus resultiert eine Pressungserhöhung senkrecht zur Kontaktfläche mit dem Faktor  $1/\sin 45^\circ$ . Bei einem Maximaldruck von 60 bar bedeutet dies eine Pressungszunahme infolge Innendrucksteigerung in der Größenordnung von ca.  $6 \cdot 1,3 / \sin 45^\circ = 11 \text{ N/mm}^2$ .

Im Montagezustand wird der Dichtungsring lokal mit einer Flächenpressung bis zu  $900 \text{ N/mm}^2$  beaufschlagt. Mit Aufgabe des Innendrucks nimmt die Flächenpressung auf den Dichtungsring rasch ab, so dass bei 60 bar nur noch ca. 25 % des Ausgangswerts vorhanden sind. Vorgegeben wird dies durch die Verformungen der Flanschver-

bindung wie z. B. der Deckelwölbung durch den wirkenden Innendruck und das geringe Rückfederungsvermögen der Delta-Dichtung. Gegenüber dieser Pressungsabnahme ist der Beitrag aus der „selbstdichtenden Wirkung“ unerheblich.

Das nun experimentell validierte FE-Modell eignet sich hervorragend, um Verbesserungsmöglichkeiten auf ihre Tauglichkeit hin zu überprüfen. Ziel ist es, mit Innendruckaufgabe die verbleibende Dichtungskraft zu erhöhen. Schnell stellt sich dabei heraus, dass eine steifere Ausführung der Konstruktion keine Verbesserung bezüglich der Dichtungskraft bewirkt. Auch der gewählte Einbau als Krafthauptschluss- oder Kraftnebenschluss-Dichtung ist unerheblich, da die Dichtungskraft im Montagezustand durch die Verformung der Dichtung vorgegeben ist.

Eine Verbesserung lässt sich über die Erhöhung der Elastizität des Dichtungsringes erzielen. Dies kann beispielsweise konstruktiv durch eine konkave Eindrehung auf der Innenseite des Dichtungsringes realisiert werden. Allerdings wird diese Maßnahme zur Funktionsoptimierung mit einer Steigerung des ohnehin bereits hohen Fertigungsaufwands für eine Delta-Dichtung erkauft.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Die zuverlässige Abdichtung von Hochdruck-Apparaten hat große Bedeutung für die Anlagenbetreiber, da nur auf diese Weise die Forderungen nach hoher Anlagenverfügbarkeit bei zugleich nur geringen negativen Auswirkungen auf die Umwelt zu erfüllen sind. Verschärft wird diese Problematik durch den Trend zu höheren Arbeitsdrücken in den verfahrenstechnischen Anlagen.

Dichtungssysteme, die sich besonders für Hochdruck-Behälter eignen, sind die RTJ-Dichtung, Doppelkonus-Dichtung und Delta-Dichtung. Diese Dichtungstypen werden bereits seit mehreren Jahrzehnten erfolgreich in verschiedenen Anlagen eingesetzt. Allerdings stehen für die Auslegung dieser Dichtungssysteme nur wenige Berechnungsverfahren zur Verfügung, die zudem oftmals nicht durch Experimente validiert sind. Daher erfolgt die Auswahl und Dimensionierung des vorgesehenen Dichtungssystems meist aufgrund von Erfahrungswerten. Diese pragmatische Vorgehensweise ist, wie unzählige funktionierende Anlagen zeigen, erfolgreich, aber im Vorfeld nicht für Eignungsnachweis oder Funktionsoptimierung geeignet.

Ein sehr bewährtes Simulations-Werkzeug für diese Aufgabe ist die Methode der finiten Elemente (FEM). Sorgfältig erstellte FE-Modelle, die möglichst an Bauteilversuchen validiert wurden, können dem Konstrukteur belastbare Aussagen zur Verfügung stellen.

Von besonderem Interesse sind dabei die auf die Flanschverbindung wirkende Schrauben- und Dichtungskraft sowie die vorhandene Dichtungsbreite und die Verteilung der Flächenpressung.

Inhalt dieser Arbeit ist die Entwicklung von leistungsfähigen FE-Modellen für die drei untersuchten Dichtungssysteme und den Eignungsnachweis durch eine Validierung an Bauteilversuchen. Zur Umsetzung der FEM-Simulationen wird das kommerzielle FE-Programmpaket MSC.Marc gewählt. Für die Versuche ist ein Versuchsbehälter mit realistischen Abmessungen vorhanden, an dem die drei Dichtungssysteme experimentell untersucht werden können. Eine Besonderheit dabei ist die Verwendung einer Sensorfolie, die die Messung der vorhandenen Flächenpressungsverteilung im Dichtungsbereich ermöglicht.

Ziel ist es, eine geeignete FE-Modellierung aufzuzeigen, die nicht auf das verwendete FE-System beschränkt ist, sondern mit anderen nicht-linearen FE-Programmen nachvollziehbar ist.

Eine vorgeschaltete Literaturrecherche stellt für die Modellerstellung nützliche Erkenntnisse aus der Kontaktmechanik bereit. Die analytischen Berechnungsmodelle sind allerdings nicht leistungsfähig genug bzw. sehr stark idealisiert, so dass eine direkte Anwendung für die Auslegung einer Dichtung nicht möglich ist.

Axialsymmetrische FE-Modelle stellen einen guten Kompromiss zwischen Ergebnisqualität und Rechenaufwand dar. Die aus der axialsymmetrischen Rechnung erhaltenen Kräfte dienen gegebenenfalls auch als Eingangsgrößen für eine detailliertere Untersuchung mit 3D-FE-Modellen. Dies konnte am Beispiel der Doppelkonus-Dichtung demonstriert werden.

Für die Berechnung der Flächenpressungsverteilung ist die Berücksichtigung der genauen Dichtungskontur entscheidend. Alle Geometrieabweichungen wie z. B. eingedrehte Nuten, Ausrundungen oder Winkeltoleranzen müssen berücksichtigt werden.

Unverzichtbar sind auch Stauchversuche zur Beschreibung des realen Verformungsverhaltens des Dichtungswerkstoffs.

Die Experimente am Versuchsbehälter umfassten die Messung der Bauteilverformungen, der Schraubenkräfte und der Verteilung der Flächenpressung. Im Fall der Bauteilverformungen und Schraubenkräfte wurde auf die bewährte Messtechnik mit DMS zurückgegriffen. Für die Messung der Flächenpressungsverteilung im Dichtungsbe- reich kam das wenig verbreitete TekScan-Messsystem zum Einsatz. Hier zeigte sich schnell, dass dieses Messsystem für Versuche unter Versuchsbedingungen erfolgreich eingesetzt werden kann, aber ein Einsatz zu Nachweiszwecken in der Anlage wegen des erforderlichen Vorbereitungsaufwands und der hohen Zahl an Fehlversuchen nicht zu empfehlen ist.

Die Messungen erfolgten jeweils im Montagezustand und im Betriebszustand mit maximal 60 bar. Eine Versuchsdurchführung bei erhöhter Temperatur war versuchstechnisch nicht zu realisieren.

Alle Versuche zeigten reproduzierbare Ergebnisse. Insbesondere für die Bauteilverformungen und die Schraubenkräfte war die Übereinstimmung zwischen FE-Simulation und Experiment durchwegs sehr gut.

Für die Auslegung einer RTJ-Dichtung steht mit dem Regelwerk EN 1591 ein aktuelles Berechnungsverfahren zur Verfügung. Umso erstaunlicher ist der eklatante Widerspruch, der für die Schraubenkraft im Betriebszustand zu Tage tritt. Übereinstimmend ergeben Versuch und FE-Rechnung eine Zunahme der Schraubenkraft mit Druckauf-

gabe. Demgegenüber sagt die EN 1591 eine leichte Abnahme der Schraubenkraft voraus.

FE-Simulation und Versuch zeigen gleichlautend eine Abnahme der auf die Dichtung wirkenden Kraft. Das Regelwerk überschätzt die Abnahme der Dichtungskraft mit Druckaufgabe dagegen erheblich. Eine selbstdichtende Arbeitsweise kann für die RTJ-Dichtung nicht belegt werden.

Die mit FEM berechnete Dichtungsbreite wird durch die TekScan-Messung bestätigt. Das Ergebnis der Regelwerksberechnung ist stark von dem Dichtungskennwert  $Q_{\max}$  abhängig. Bei geeigneter Wahl ist die Übereinstimmung gut. Diese Beobachtung unterstreicht die Bedeutung der tabellierten Dichtungskennwerte in Teil 2 der EN 1591 und die Notwendigkeit diese Werte zu aktualisieren.

Der Einfluss der in der Dichtungsfläche vorhandenen Reibung ist zu berücksichtigen, da dadurch eine erhebliche Reduzierung der Dichtungskraft verursacht werden kann.

Ist die nicht-lineare Kraft-Verformungs-Charakteristik einer RTJ-Dichtung bekannt, dann stellt der Ersatz der Kontaktmodellierung durch eine Feder mit nicht-linearer Kennlinie eine gleichwertige Alternative dar.

Für die Versuche am Stutzen mit Doppelkonus-Dichtung ist eine gute Übereinstimmung mit den FE-Ergebnissen feststellbar. Entscheidend für die Verteilung der Flächenpressung auf der Dichtungsflanke ist die vorhandene Winkeltoleranz der gegenüberliegenden Flanken. Eindeutig lässt sich die selbst-dichtende Arbeitsweise der Doppelkonus-Dichtung zeigen. Der Beitrag der Selbstdichtung wird wesentlich durch die Größe des Spaltmaßes zwischen Dichtungsring und Deckel gesteuert.

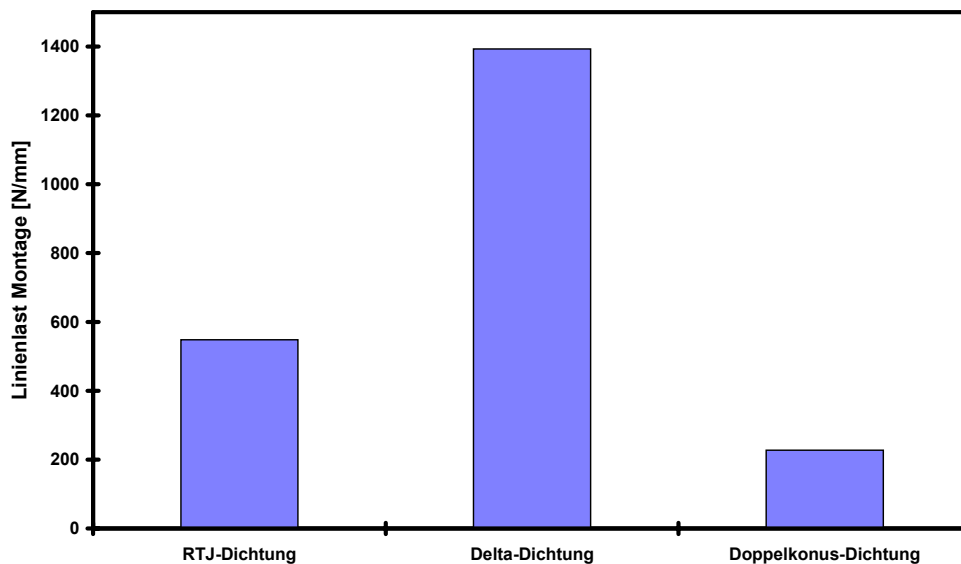
Für eine Dimensionierung geeignet ist das von Bertsch und Siegel [Bert68] vorgestellte Auslegungsverfahren.

Im Falle der Delta-Dichtung konnten die Messungen mit dem TekScan-Messsystem nur eingeschränkt durchgeführt werden. Durch die hohe Linienlast und die schneidenförmige Kontur der Dichtung wurden die Sensoren zerstört und so die Messung stark beeinträchtigt. Dennoch belegen die Experimente, dass die Delta-Dichtung nicht nur an ihren Spitzen, sondern auch auf der Dichtungsflanke und auf ihrer Innenseite anliegt. Die FE-Simulationen zeigen keine selbst-dichtende Arbeitsweise der Delta-Dichtung.

Um eine zuverlässige Abdichtung mit diesem Dichtungstyp herzustellen, ist im Wesentlichen eine ausreichend hohe Vorspannung der

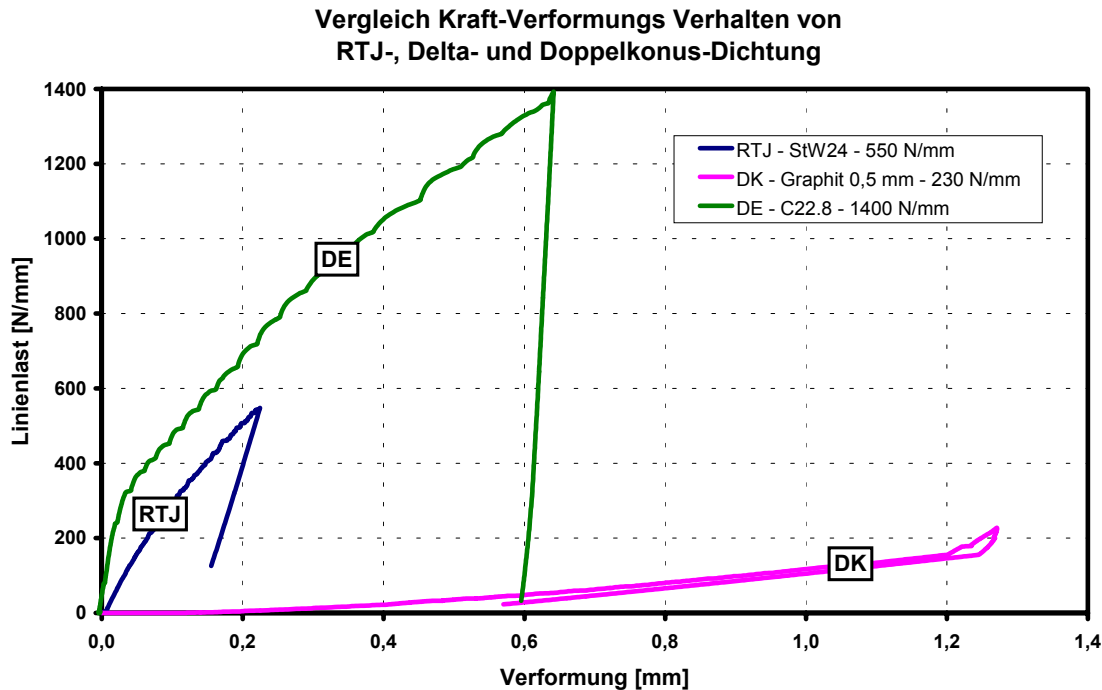
Dichtung notwendig. Ob der Einbau im Krafthauptschluss oder Kraftnebenschluss erfolgt, scheint nachrangig zu sein.

Soll ein Vergleich und eine Beurteilung der drei Dichtungssysteme untereinander erfolgen, so bietet sich dafür zunächst die durch die Schraubenvorspannkraft aufzubringende Umfangslast an. Dies zeigt Abbildung 9-1. Deutlich erkennbar ist, dass die Doppelkonus-Dichtung bei hoher Zuverlässigkeit die geringste Schraubenvorspannung voraussetzt. Die Delta-Dichtung dagegen erfordert ein Vielfaches an Vorspannung, ist aber nach den gesammelten Erfahrungen sehr empfindlich für Funktionsbeeinträchtigungen. Im Mittelfeld findet sich die RTJ-Dichtung.



**Abbildung 9-1 : Linienlast für Montagezustand**

Welcher Dichtungstyp genügend Rückfederungsvermögen besitzt, um auch nach Druckaufgabe eine für die Dichtheit ausreichende Pressung sicherzustellen, zeigt Abbildung 9-2. Für diesen Vergleich wurde analog zur Vorgehensweise in Abschnitt 6.3.1 für alle drei Dichtungsbauarten die Kraft-Verformungs-Charakteristik bestimmt. Der lineare Kurvenabschnitt entspricht dem Entlastungs-Ast. Je geringer die Steigung, desto größer ist das Rückfederungsvermögen der Dichtung. Wiederum zeigt sich die Doppelkonus-Dichtung klar überlegen.



**Abbildung 9-2 : Vergleich der Kraft-Verformungs Charakteristik**

Die durchgeführten Untersuchungen konnten einige wesentliche Eigenschaften der untersuchten Hochdruck-Dichtungen aufzeigen. Unter Beachtung der gegebenen Empfehlungen steht mit der Methode der finiten Elemente (FEM) ein leistungsfähiges Werkzeug zur Analyse und Berechnung von Hochdruck-Dichtungen zur Verfügung.

Eine Erweiterung dieser Arbeit um das Verhalten der Dichtungen bei Temperaturänderung, wie sie z. B. bei An- und Abfahrvorgängen auftreten, wäre eine logische Fortführung - ist doch durch die unvermeidbaren Differenzdehnungen ein erheblicher Einfluss auf die Dichtungskräfte zu erwarten.

Die behandelten drei Dichtungssysteme für Hochdruckanwendungen stellen selbstverständlich nicht die einzig verfügbaren dar. Für Anwendungen im mittleren Druckbereich ist beispielsweise die Kammprofil-Dichtung mit Weichstoff-Auflage sehr gebräuchlich. Ebenso fehlen hierfür Vergleichsdaten mit der EN 1591.



## 10 Literatur

- [Bar00] Bartonicek J., u. a.: Funktion von Flanschverbindungen mit der Dichtung im Krafthaupt- und Kraftnebenschuß - Betreiber-Erfahrungen, VDI-Bericht Nr. 1579, S. 103-128, 2000
- [Bat86] Bathe K.-J.: Finite-Elemente-Methoden, Springer-Verlag, Berlin, 1986
- [Ber58] Berger K.: Hochdruck-Gefäße und -Reaktoren im chemischen Großbetrieb, VDI-Z., Bd. 100, Nr. 34, S. 1624-1634, 1958
- [Bert68] Bertsch W., Sigel R.: Abdichtungsprobleme an einem Hochdruckreaktor, Chemie-Ing.-Technik, Bd. 40, Nr. 18, S. 893-897, 1968
- [Bib99] Bibel G. D., Gronhvd K.: Experimental Testing of a 24" Class 150 ANSI Flange, PVP-Vol. 382, S. 13-19, 1999
- [Bir00] Birembaut Y.: Gasket Testing Procedures: Harmonisation of European and North American Approaches, EPERC-Bulletin Nr. 3, S. 49-61, 2000
- [Boo58] Boon E. F., Lok H. H.: Untersuchungen an Flanschen und Dichtungen, VDI-Z., Bd. 100, Nr. 34, S. 1613 - 1624, 1958
- [Broc58] Brocks R. C., Eichenberg R.: High-Pressure, Mechanical Engineering, Bd. 80, Nr. 3, S. 62-68, 1958
- [Buc67] Buchter H. H.: Apparate und Armaturen der chemischen Hochdrucktechnik, Springer-Verlag, Berlin, 1967
- [Buc79] Buchter, H. H.: Industrial Sealing Technology, 1979, Wiley Verlag, New York
- [Coo49] Coopey W.: High Pressure, Chemical Engineering, Bd. 56, Nr. 8, S. 107-123, 1949
- [Cze96] Czernik D. E.: Gaskets, Verlag McGraw-Hill, New York, 1996
- [Dei01] Deininger J., Wackers P., Strohmeier K.: Beurteilung des Dichtverhaltens einer Ring-Joint-Dichtung mit Hilfe elasto-plastischer Finite-Elemente-Rechnungen, TÜ, Bd. 42, Nr. 11/12, S. 31 - 34, 2001
- [Doe86] Doege E.: Fließkurvenatlas metallischer Werkstoffe, Hanser-Verlag, München, 1986
- [Dum71] Dumas G., Baronet C. N.: Elast-plastic Indentation of a Half Space by an Infinitely Long Rigid Circular Cylinder, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 13, S. 519 - 530, 1971
- [Dunk61] Dunkle H. H.: Metallic Gaskets, Machine Design, S. 100-112, 1961

- 
- [Ehl71] Ehle J., Pollanz A.: Grundlagen des Hochdruck-Apparatebaus, Chemiker-Zeitung, Bd. 95, Nr. 1, S. 28 - 33, 1971
- [Find70] Findlay G. E., Moffart D. G., Spence J.: Some Experimental Stress Results on Pressure Vessel Components, Fourth International Conference on Experimental Stress Analysis 6.-10. April 1970, Cambridge, S. 335-347, 1970
- [Fre52] Freeman A. R.: Gaskets for High-Pressure Vessels, Mechanical Engineering, Nr. 12, Vol. 74, S. 969-972, 1952
- [Gla67] Glaser, H.: Ein Beitrag zum Problem der Abdichtung von Mittel- und Hochdruckbehältern mittels metallischer Formdichtungen und balliger Kontaktflächen, Chemie-Technik Nr. 12, 19. Jg., S. 751-756, 1967
- [Gla98] Gladen R., Dußler K.: Eine einfache Methode zur Ermittlung der Einbaufächenpressung bei Flachdichtungen, Dichtungstechnik, S. 30-31, Nr. 1, November 1998
- [Hae57] Haenle, S.: Beiträge zum Festigkeitsverhalten von Vorschweißflanschen und zur Ermittlung der Dichtkräfte für einige Flachdichtungen auf Asbestbasis, Forsch. Ing.-Wes., Bd. 23, Nr. 4, S. 113-134, 1957
- [Hill93] Hills D. A., Nowell D., Sackfield A.: Mechanics of Elastic Contacts, Butterworth-Heinemann, Oxford, 1993
- [Hof99] Hoffmann K., Egger M.: Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Messung von Flächenpressungen, VDI-Bericht Nr. 1463, S. 145-158, VDI-Verlag, 1999
- [Höl98] Hölzl R.: Beanspruchungssimulationen an hydraulisch gefügten Rohr-Rohrplattenverbindungen, Fortschritts-Berichte VDI Reihe 20 Nr. 277, VDI-Verlag, 1998
- [Jaw84] Jawad M. H., Farr J. R.: Structural Analysis and Design of Process Equipment, Wiley, 1984
- [John63] Johnson K. L., Jefferies J. A.: Plastic Flow and Residual Stresses in Rolling Contact and Sliding Contact, Proceedings of the Symposium on Fatigue in Rolling Contact, Institution of Mechanical Engineers, S. 54 - 65, London, 1963
- [John68] Johnson K. L.: An Experimental Determination of the Contact Stresses Between Plastically Deformed Cylinders and Spheres, Engineering Plasticity - Papers for a Conference held in Cambridge March 1968, Cambridge University Press, S. 341 - 361, 1968
- [John85] Johnson K. L.: Contact Mechanics, Cambridge University Press, Cambridge, 1985
- [Kar71] Karl E.: Dichtungen für Hochdruckbehälter, Chemie-Ing.-Technik, Bd. 43, Nr. 12, S.698 - 703, 1971
- [Kau00] Kauer, R.: Störfallrelevante Leckagen an Flanschverbindungen, Dissertation, 2000, TU München

- 
- [Kau01] Kauer R., Strohmeier K.: Ergebnisse der europäischen Flanschberechnungsnorm prEN 1591, TÜ, Nr. 5, S. 24 - 31, 2000
- [Kei95] Keil S.: Beanspruchungsermittlung mit Dehnungsmeßstreifen, CUNEUS-Verlag, Zwingenberg a. d. Bergstr., 1995
- [Kirk02] Kirkemo F.: Design of Compact Flange Joints, PVP-Vol. 433, S. 91 - 104, 2002
- [Kock00a] Kockelmann H.: Gasket Testing: Present State of prEN 13555 (October 2000), EPERC-Bulletin Nr. 3, S. 45-47, 2000
- [Kock00b] Kockelmann H.: Design of Metal-to-Metal Contact Type bolted Flange Connections, EPERC-Bulletin Nr. 3, S. 71-80, 2000
- [Kock89] Kockelmann H., Hahn U., Hahn R.: Wirksame Auflagebreite balliger Metalledichtungen, Mat.-wiss. u. Werkstofftechnik, Nr. 20, S 461-421, 1989
- [Kock91] Kockelmann H., Hahn R., Gusko A.: Kennwerte von Dichtungen für Flanschverbindungen - Abschlußbericht AiF-Vorhaben 7708, MPA Stuttgart, 1991
- [Krae54] Krägeloh, K.: Untersuchungen von Hart- und Weichdichtungen, Dissertation, 1954, Uni Stuttgart
- [Kro56] Krondorf B. A.: Hochdrucktechnik in der Chemie, VEB-Verlag, Berlin, 1956
- [Loh01] Lohner R.: Beanspruchungen einer Hochdruck-Flanschverbindung, Semesterarbeit, TU München, 2001
- [Mac02] Mackerle J.: Finite Elements in the Analysis of Pressure Vessels and Piping, an Addendum: a Bibliography (1998-2001), Int. Journal of Pressure Vessels and Piping, Bd. 79, S. 1 - 26, 2002
- [Mac96] Mackerle J.: Finite Elements in the Analysis of Pressure Vessels and Piping: a Bibliography (1976-1996), Int. Journal of Pressure Vessels and Piping, Bd. 69, S. 279 - 339, 1996
- [Mac99] Mackerle J.: Finite Elements in the Analysis of Pressure Vessels and Piping, an Addendum (1996-1998), Int. Journal of Pressure Vessels and Piping, Bd. 76, S. 461 - 485, 1999
- [Mar97a] N. N.: Volume A Theory and User Information, MARC Analysis Research Corporation, Palo Alto/CA, 1997
- [Mar97b] N. N.: Volume B Element Library, MARC Analysis Research Corporation, Palo Alto/CA, 1997
- [Mar99] N. N.: Kursunterlagen Enhanced Contact Analysis Using Adaptive Techniques, MARC Analysis Research Corporation, Palo Alto/CA, 1999
- [McEw49] McEwen E.: Stresses in Elastic Cylinders in Contact along a Generatrix, Philosophical Magazine, Vol. 40, S. 454 - 459, 1949
- [Mei02] Meier G.: persönliche Mitteilung, 2002

- 
- [Mein62] Meincke H.: Konstruktion und Berechnung von Hochdruckverschlüssen, VDI-Z., Bd. 104, Nr. 11, S. 477 - 482, 1962
- [Mer98] Merkl E.: Auslegung von Bajonettverschlüssen, Fortschritts-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 309, VDI-Verlag, 1998
- [Mik69] Mikesell, W. R., Brown, R. T.: Application of Primary Sealing Criteria to a Self Energized Gasket, Journal of Engineering for Industry, Nr. 8, S. 553-562, 1969
- [Muss00] Mußner T.: Generierung und Berechnung eines 3D-FEM-Modells einer Doppelkonus-Dichtung, Semesterarbeit, TU München, 2000
- [Nie53] Niemeier, B. A.: Seals to Minimize Leakage at Higher Pressure, Trans. ASME, Nr. 75, S 369-379, 1953
- [Pori50] Poritsky H.: Stresses and Deflections of Cylindrical Bodies in Contact with Application to Contact of Gears and of locomotive Wheels, Journal of Applied Mechanics, Vol. 72, S. 191 - 201, 1950
- [Rai56] Raichle, L.: Die Technik der chemischen Hochdruckverfahren, Chemie-Ingenieur-Technik, 28. Jahrgang 1956, Nr. 3
- [Reu87] Reuter, F. W.: Dichtungen in der Verfahrenstechnik, Resch Verlag, Gräfelfing/München, 1987
- [Roh89] Rohrbach C.: Handbuch für experimentelle Spannungsanalyse, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- [Roth98] Rothenhöfer H., Schulz A.: Dichtere Flanschverbindungen durch neue Dichtungskennwerte, TÜ , Bd. 39, Nr. 4, S. 17-21, 1998
- [Sack83] Sackfield A., Hills D. A.: A Note on the Hertz Contact Problem: A Correlation of Standard Formulae, Journal of Strain Analysis, Vol. 18, S. 195 - 197, 1983
- [Sack84] Sackfield A., Hills D. A.: Yield and Shakedown States in the Contact of Generally Curved Bodies, Journal of Strain Analysis, Vol. 19, S. 9 - 14, 1984
- [Schaa02] Schaaf M., Baronicek J.: Berechnung von Flanschverbindungen mit Krafthaupt- und Kraftnebenschuß, 28. MPA-Seminar, 10. und 11. Oktober 2002, Stuttgart
- [Schnei03] Schneider U.: Experimentelle Untersuchungen an einer Hochdruckflanschverbindung mit Doppelkonus-Dichtung, Semesterarbeit, TU München, 2003
- [Schö80] Schöpf H.-J., Stecher J., Karg E.: Ermittlung von Pressungsverteilungen an Kontakt- und Dichtflächen, Messen+Prüfen, S.388-404, Nr. 6, Juni 1980
- [Schwai47] Schwaigerer, S., Kobitzsch, R.: Die Berechnung von Dichtungen und Flanschen, Die Technik, Bd. 2, Nr. 10, S 425-430, 1947

- 
- [Schwai51] Schwaigerer, S., Seufert, W.: Untersuchungen über das Dichtvermögen von Dichtungsleisten, BWK, Bd. 3, Nr. 5, S. 144-148, 1951
- [Schwai54] Schwaigerer S.: Die Berechnung der Flanschverbindungen im Behälter- und Rohrleitungsbau, VDI-Z., Bd. 96, Nr. 1, S. 7-12, 1954
- [Sie35] Siebel, E.: Die Anpreßkräfte bei Dichtungen, Archiv f. Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen, Bd. 16, Nr. 6, S. 154-156, 1935
- [Sie55] Siebel, E., Krägeloh, K.: Untersuchungen an Dichtungen für Rohrleitungen, Konstruktion, 7. Jg., Nr. 4 und 5, S. 123-137 u. 187-196, 1955
- [Smit53] Smith J. O., Liu C. K.: Stresses Due to Tangential and Normal Loads on an Elastic Solid with Application to some Contact Stress Problems, Journal of Applied Mechanics, Vol. 75, S. 157 - 166, 1953
- [Stev78] Stevens-Guille P. D., u. a.: Sealing Forces for Leak-Tight Operation of a Self-energized Pressure Vessel Closure, ASME-PVP, S. 1-5, 1978
- [Tek99] User Manual I-Scan, Firma TekScan, November 1999
- [Thy79a] Firmenschrift THYSSEN, Dokumentation Versuchsbehälter - Delta-Dichtung, 1979
- [Thy79b] Firmenschrift THYSSEN, Dokumentation Versuchsbehälter - Doppelkonus-Dichtung, 1979
- [Tie00] Tietze W., u. a.: Ermittlung von Dichtungskennwerten nach DIN 28090/prEN 13555, Dichtungstechnik, Nr. 1, S. 23-30, 2000
- [Tru75] Trutnovsky, K.: Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen, Reihe Konstruktionsbücher Band 17, Springer-Verlag, Berlin, 1975
- [Tru40] Trutnovsky, K.: Berührungsdichtungen an ruhenden Maschinenteilen, VDI-Zeitschrift, Nr. 17, Band 84, S. 277-282, 1940
- [Tuec86] Tückmantel, H.-J.: Dichtungen für hohe Temperaturen und hohe Drücke, Handbuch „Prozeßrohrleitungen“, S. 174-179, Vulkan-Verlag, Essen, 1986
- [Tuec82] Tückmantel H. J.: Wissenswertes über Ring-Joint-Dichtungen, Konstruktion, Bd. 34, Nr. 1, S. 27 - 30, 1982
- [Tuec96a] Tückmantel H.-J.: Die Berechnung der Dichtflächenbreite metallischer Schmiegedichtungen, 3R international, Bd. 35, Nr. 6, S. 501-504, 1996
- [Tuec96b] Tückmantel H. J.: Dichtungen für hohe Temperaturen und Drücke, Prozeßrohrleitungen, S. 174-179, Vulkan-Verlag, Essen 1996

- [Vock66] Vocke W.: Lineare Elastizität - Profilstab und Profilebene, VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1966
- [Voll53] Vollbrecht H.: Die Gestaltung in der Hochdruckverfahrenstechnik, Konstruktion, Bd. 5, Nr. 9, S. 286-291, 1953
- [Voll56] Vollbrecht, H., Lehmann, B.: Die Hochdruckdichtung an unbewegten Grenzflächen, Chemie-Ing.-Technik, 28. Jg., Nr. 12, S. 753-758, 1956
- [Voy86] Voyiadjis G. Z., Poe A. A., Kiouisis P. D.: Finite Strain Elasto-Plastic Solution for Contact Problems, Journal of Engineering Mechanics, Vol. 112, Nr. 3, S. 273 - 292, 1986
- [Wack00] Wackers P.: Beanspruchungsanalyse einer Ring-Joint-Dichtung mit Hilfe der Finiten Elemente Methode (FEM), Semesterarbeit, TU München, 2000
- [Wack01] Wackers P.: Vergleich analytischer Berechnungsansätze zur Bestimmung der Kontaktspannungen mit Ergebnissen aus FE-Simulationen am Beispiel einer Ring-Joint-Dichtung, Diplomarbeit, TU München; 2001

## Normen und Vorschriften

- AD-B7 AD-Merkblatt B7: Schrauben, Hrsg. Verband der Technischen Überwachungs-Vereine, Berlin, Beuth-Verlag, 1986
- API Std 6 A Wellhead and Christmas Tree Equipment, 1999
- ASME B 16.20 Metallic Gaskets for Pipe Flanges - Ring Joint, Spiral Wounds and Jacketed, 1998
- DIN 28090 DIN 28090 1990: Statische Dichtungen für Flanschverbindungen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 1995
- DIN E 2505 DIN 2505 Entwurf 1986: Berechnung von Flanschverbindungen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 1986
- DIN E 2505 DIN 2505 Entwurf 1990: Berechnung von Flanschverbindungen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 1990
- DIN EN 1591-Beiblatt DIN EN 1591 - Beiblatt: Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung - Hintergrundinformationen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 2001

---

DIN EN 1591-1	DIN EN 1591-1: Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung Teil 1: Berechnungsmethode, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 2001
DIN ENV 1591-2	DIN ENV 1591-2: Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung Teil 2: Dichtungskennwerte, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 2001
DIN V 2505	DIN 2505 Vornorm 1964: Berechnung von Flanschverbindungen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 1964
prEN 13555	EN 13555 Entwurf 2002: Dichtungskennwerte und Prüfverfahren bezogen auf die Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtungen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 2002
TA-Luft	Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft; Ausgabe Juli 2002, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
VDI 2230	VDI 2230 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Zylindrische Einschraubenverbindungen, Beuth-Verlag, 1986
VDI 2440	Emissionsminderung - Mineralölraffinerien, Ausgabe November 2000

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Jürgen Deininger  
Geburtsdaten: 01.09.1970 in Günzburg

## Schulbildung

1976 - 1980  
1980 - 1989  
Grundschule in Günzburg  
Gymnasium in Günzburg  
mathematisch-naturwissenschaftlicher Zweig  
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

## Wehrdienst

1989 - 1990  
Grundwehrdienst

## Studium

1990 - 1996  
Maschinenwesen  
an der Technischen Universität München  
– Fachrichtung: Theorie und Forschung  
Studienschwerpunkte: Kraftwerkstechnik,  
Finite-Elemente-Methode (FEM),  
Technische Mechanik  
– Diplomarbeit bei Siemens AG, Erlangen  
Bereich Energieerzeugung (KWU)  
Abschluss: Dipl.-Ingenieur

## Berufstätigkeit

1997 - 2003  
Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau der  
Technischen Universität München  
Univ. Professor Dr.-Ing. K. Strohmeier

wissenschaftlicher Assistent  
– Forschung Dichtungstechnik  
– lineare, statische und dynamische FEM-  
Berechnungen von Rohrleitungssystemen mit  
CAESAR II  
– nicht-lineare, statische und dynamische  
FEM-Berechnungen mit MSC.MARC  
– experimentelle Spannungsanalyse  
– Mitarbeit in der Lehre

seit 01.01.2004

TÜV Süddeutschland Bau und Betrieb GmbH  
Festigkeit und Zuverlässigkeit