

Bild 4.18: Flüssigdichtmittel F1: Dynamischer Modul  $E'$  im Neuzustand der Dichtung und im stabilisierten Betriebszustand 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung  $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude  $\Delta p_D$ “, „Variation der Pressungsfrequenz  $f_D$ “ und „Variation der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$ “.

### 4.3.3 Kompakt-Prüfverfahren Flüssigdichtmittel F1

Der experimentelle Ablauf des Kompakt-Prüfverfahrens ist in Kap. 4.1.3 geschildert: im Vergleich zum zeitaufwendigen Grundlagenversuchsblock (Kap. 4.3.2) ermöglicht es eine übersichtliche Charakterisierung des Verformungsverhaltens eines Dichtungswerkstoffs unter vier verschiedenen Laststufen. Diese reichen von einer leichten (L1) bis zu einer sehr schweren Beanspruchung (L4).

Beim Kompakt-Prüfverfahren für das Flüssigdichtmittel F1 (*Bild 4.19*) fällt im Vergleich zu der Weichstoffdichtung W1 (*Bild 4.14*) auf, dass sich die Dichtverbindung in der kompletten Einlaufphase und nicht nur zu deren Beginn kontinuierlich setzt. Der Gradient der Dickenabnahme  $d(1-\varepsilon)/dt$  ist annähernd konstant. Die normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$  nimmt stärker ab auf ca. 0,68. In der Laststufe L1, in der die Belastungsparameter denen der Einlaufphase entsprechen, nimmt die Dichtungsdicke weiterhin mit dem gleichen Gradienten ab. In der Laststufe L2 nimmt die Dichtungsdicke aufgrund der gesteigerten mittleren Flächenpressung  $p_{D,m}$  und der erhöhten Pulsationsfrequenz  $f_D$  zu Beginn aber auch im Verlauf von L2 deutlich ab. In der Laststufe L3 wird die Pressungsamplitude  $\Delta p$  und erneut die mittlere Pressung  $p_{D,m}$  gesteigert. Das wirkt sich bei der untersuchten Dichtverbindung mit dem Flüssigdichtmittel F1 sehr deutlich auf die normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$  aus, die um über 60% auf annähernd Null reduziert wird. Die Ursache für dieses Phänomen liegt überwiegend im „Verschleiß“ der Rauhsitzen der Dichtflächen der Prüfflansche aus geschliffenem Einsatzstahl und weniger im Setzen des Flüssigdichtmittels selbst, da sich dieses durch den hohen metallischen Traganteil der Dichtflächen im Kraftnebenschluss befindet. In der letzten Laststufe L4 ist ein weiteres Setzen mit dem gleichen Zeitgradienten  $d(1-\varepsilon)/dt$  wie in L3 zu beobachten.

Die Beanspruchungsstärke der vier Laststufen spiegelt sich auch in den Pressungshysteresen in *Bild 4.19* (mitte) und in den Kennwerten dynamischer Modul  $E'$  und Dämpfungsarbeit  $W_d$  (unten) wieder: in der Laststufe L1 verhält sich die Dichtverbindung relativ steif - auch wenn  $E'$  ca. zehnfach niedriger ist als bei der Weichstoffdichtung W1 - und nimmt fast keine Dämpfungsarbeit auf. In Laststufe L2 sinkt der dynamische Modul stark ab, begleitet von einer deutlich gesteigerten aufgenommenen Arbeit in der Dichtverbindung. Während sich die Dichtungsdicke beim Übergang von Laststufe L2 auf L3 deutlich verändert, bleiben  $E'$  und  $W_d$  trotz der gesteigerten Mittelpressung  $p_{D,m}$  und Pressungsamplitude  $\Delta p_D$  annähernd konstant. Erst bei der thermischen Belastung der Dichtverbindung in Laststufe L4 zeigt die flachere Pressungshysterese mit einem kleineren Flächeninhalt  $A_{Hyst}$  an, dass das Verformungsverhalten steifer und die aufgenommene Arbeit geringer geworden sind.

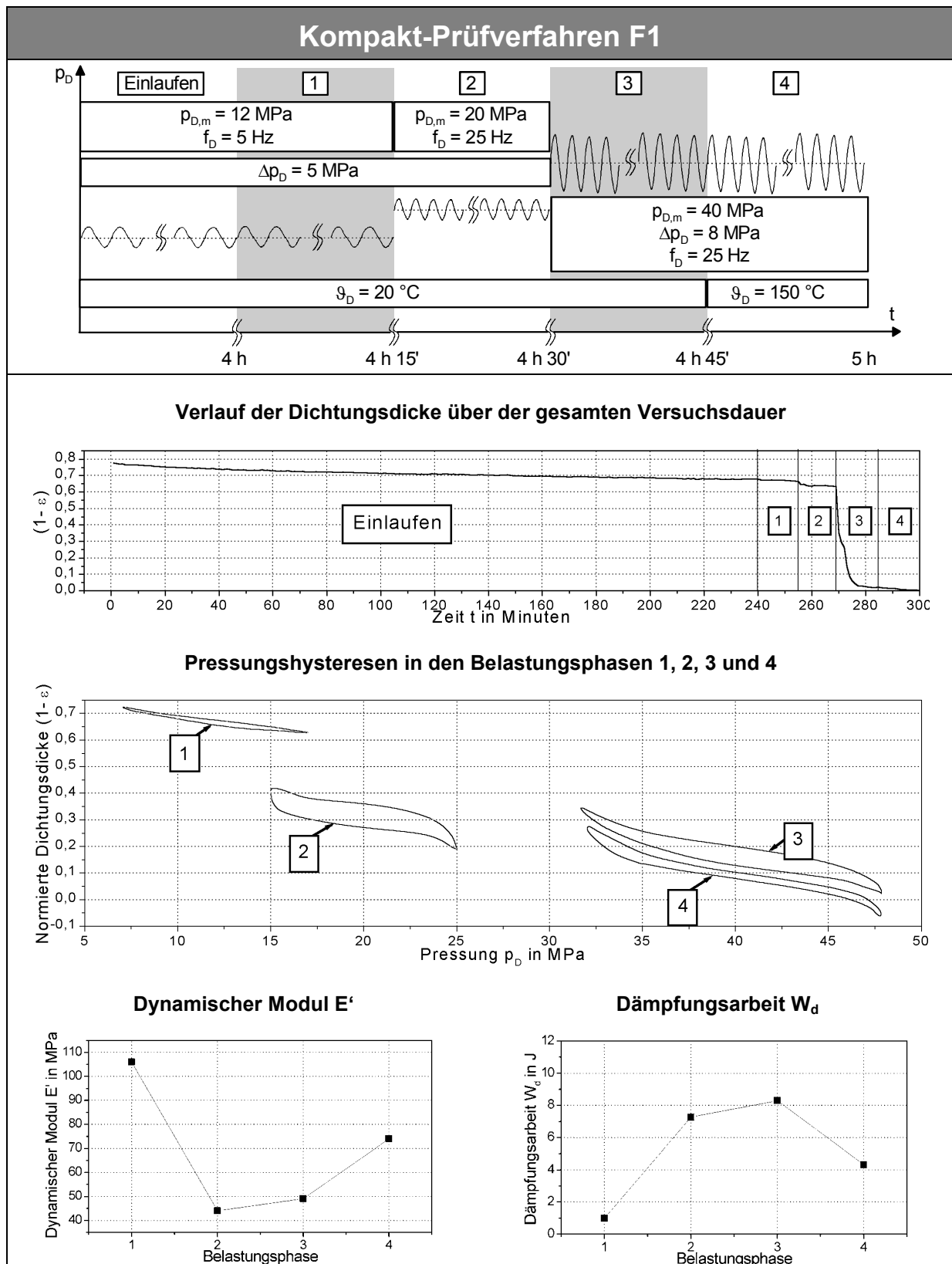


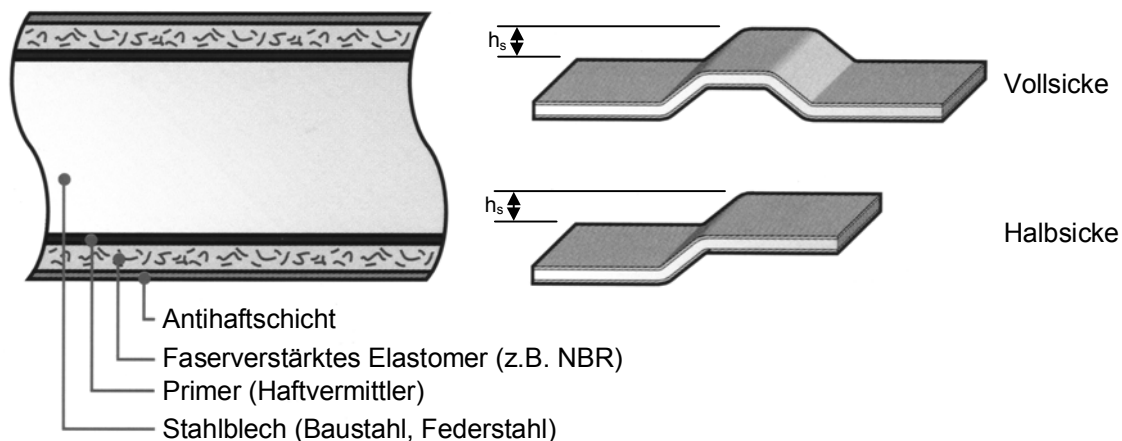
Bild 4.19: Flüssigdichtmittel F1: Normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$ , Pressungshysteresen, dynamischer Modul  $E'$  und Dämpfungsarbeit  $W_d$

Auch hier wird für das Flüssigdichtmittel F1 die Aussagekraft des Kompakt-Prüfverfahrens belegt durch einen Vergleich von Laststufe L2 mit Grundlagenversuch Nr. 2 ( $p_{D,m} = 20 \text{ MPa}$  in den Diagrammen „Variation der mittleren Pressung  $p_{D,m}$ “ in *Bild 4.17* und *Bild 4.18*), bei dem alle Versuchsparameter identisch sind: sowohl die Werte für die Dämpfungsarbeit  $W_d$  (7 Joule im Kompakt-Prüfverfahren, 2 Joule im Grundlagenversuch) als auch für den dynamischen Modul  $E'$  (45 MPa im Kompakt-Prüfverfahren, 46 MPa im Grundlagenversuch) stimmen sehr gut überein.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die größte Veränderung des Materialverhaltens auftritt beim Übergang von den leichten Pulsationsparametern „mittlere Pressung  $p_{D,m}$ “ und „Pressungsfrequenz  $f_D$ “ (L1) zu den mittelhohen Pulsationsparametern (L2), während sich die Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$  am stärksten ändert beim Übergang von L2 zu den hohen Pulsationsparametern (L3).

#### 4.4 Metallsickendichtung MSD1

Metallsickendichtungen bestehen aus einem Stahlblech (meist Bau- oder Federstahl, je nach Anwendung), das mit einer dünnen, temperaturbeständigen Elastomerschicht überzogen ist (*Bild 4.20*). In dieses Blech sind eine oder mehrere umlaufende Sicken mit der Höhe  $h_s$  eingeprägt, die unterschiedlich Formen haben können. So gibt es abgerundete und eckige, Voll- und Halbsicken. Sie ermöglichen durch ihre plastische und elastische Verformung bei der Montage einer Flächendichtverbindung eine kontrollierte Pressungsverteilung über der Dichtfläche. Der größte Anteil der linienartigen Flächenpressung tritt entlang der verformten Sicke auf. Da sich diese nicht im Kraftfluss der Dichtverbindung befindet, kann von einer Dichtung im Kraftnebenschluss gesprochen werden.



*Bild 4.20: Aufbau des Werkstoffverbundes bei Metallsickendichtungen, Sickenformen*

Durch die Variation der Sickensteifigkeit entlang des Sickenumfangs können Pressungsinhomogenitäten z.B. zwischen den Verschraubungen eines Gehäuses ausgeglichen werden. Nach der Demontage ist eine Metallsickendichtung aufgrund der plastischen Verformungsanteile der Sicke in den meisten Fällen nicht mehr zu verwenden, da sie nicht mehr über das volle Rückfedervermögen verfügt.

Typische Anwendungsfälle dieser Art von Flächendichtung findet man bei unebenen Dichtstellen (z.B. Getriebedeckel), bei biegeschwachen Dichtflächen (z.B. Blechkonstruktionen), Dichtstellen mit starken Vibrationen und pulsierendem Innendruck (z.B. Kompressoren oder Zylinderkopfdichtungen im Motorenbau), bei denen mit herkömmlichen Flächendichtungstechnologien (Weichstoffdichtung, Flüssigdichtmittel) keine dauerhaft zuverlässige Dichtwirkung mehr erzielt werden kann.

Bei der untersuchten Metallsickendichtung MSD1 handelt es sich um eine Baustahldichtung mit einer NBR-Kautschuk-Beschichtung (vgl. Herstellerangaben in *Tabelle 4.6*). Für die Versuche auf dem Flächendichtungsprüfstand wurden Prüfdichtungen mit den Ausmaßen der Dichtflächen auf den Prüfflanschen gefertigt (Ringfläche mit den Durchmessern  $d_a = 60$  mm außen und  $d_i = 40$  mm innen).

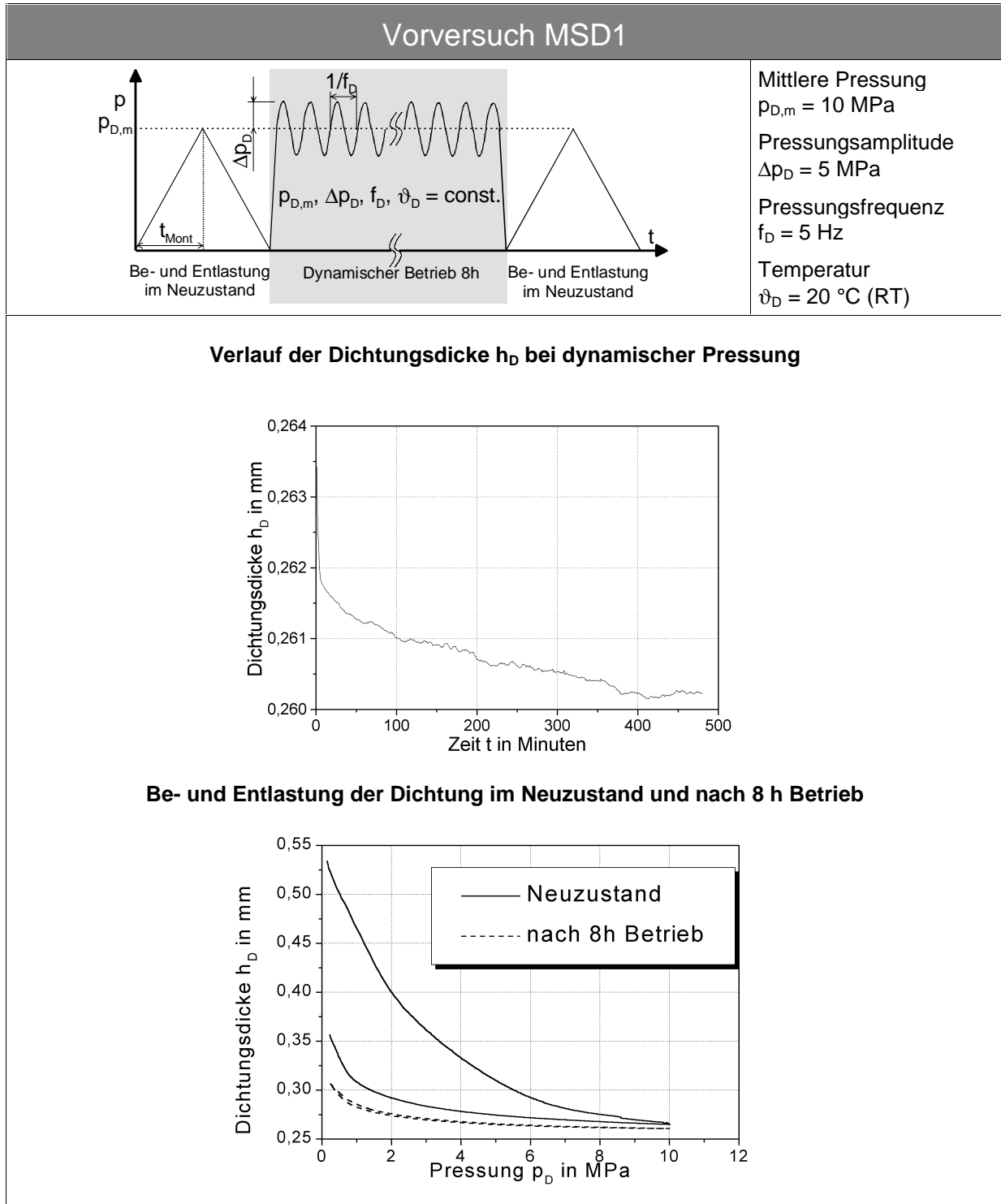
Die Variante MSD1 findet häufige Anwendung im Motoren- und Aggregatebau.

*Tabelle 4.6 Werkstoffdaten für Metallsickendichtung MSD1 (Herstellerangaben)*

<b><u>Werkstoff:</u></b>	
<b>Stahlblech</b>	Baustahl St2LG blank; 0,25 mm dick; Höhe der Halbsicke $h_s = 0,35$ mm
<b>Beidseitige Gummibeschichtung</b>	NBR, 60 $\mu$ m pro Seite
<b>Eigenschaften</b>	Hohe Elastizität, hohe Linienpressung, gute Makroanpassung
<b>Anwendung</b>	Unebene Dichtstellen (z.B. Getriebedeckel), biegeschwache Dichtflächen (z.B. Blechkonstruktionen), Dichtstellen mit starken Vibrationen (z.B. Kompressoren), Dichtstellen mit geringen Flächenpressungen, Zylinderkopfbereich.
<b>Gewicht pro Flächeneinheit</b>	ca. 2,20 kg/m <sup>2</sup>
<b>Max. Betriebstemperatur</b>	300 °C
<b>Druckstandfestigkeit nach DIN 52913</b>	$\geq 45$ N/mm <sup>2</sup> (16h, 300 °C)
<b>Kompressibilität</b>	4 - 10 %
<b>Rückfederung nach ASTM F36, Verfahren J</b>	$\geq 40$ %
<b><u>Quellung ASTM F146:</u></b>	
<b>in Öl IRM 903 :</b>	
<b>Dickenzunahme</b>	$\leq 5$ % (5h, 150 °C)
<b>in ASTM Fuel B:</b>	
<b>Dickenzunahme</b>	$\leq 5$ % (5h, RT)

#### 4.4.1 Vorversuch Metallsickendichtung MSD1

Vor den Grundlagenversuchen wurde auch für die Metallsickendichtung MSD1 der in Kap. 4.1.1 beschriebene Vorversuch durchgeführt. *Bild 4.21* zeigt das dabei aufgenommene Verformungsverhalten:



*Bild 4.21: Vorversuch Metallsickendichtung MSD1: Ermittlung der Parameter für die Grundlagenversuche*

Im Vergleich zur Weichstoffdichtung W1 und zum Flüssigdichtmittel F1 nimmt die Dichtungsdicke  $h_D$  bei der quasistatischen Erstbelastung bis zu einer Pressung  $p_D = 10$  MPa im Neuzustand (*Bild 4.21*, unten) um den größten Betrag ab von  $h_D = 0,53$  auf  $0,27$  mm (statisches Setzen). Das liegt daran, dass bei der Montage der Prüfflansche die Sicke in der Prüfdichtung mit einer Höhe  $h_S = 0,35$  mm zuerst „flachgedrückt“ werden muss, bevor die Flansche mit der Dichtung auf Block liegen.

Bei der anschließenden Entlastung der Metallsickendichtung bleibt ein großer irreversibler Verformungsrest von ca.  $0,17$  mm, der von der plastischen Verformung der Sicke herrührt.

Der dynamische Setzbetrag  $\Delta h_{\text{dyn}}$  im anschließenden pulsierenden Betrieb über acht Stunden (*Bild 4.21*, oben) ist bei MSD1 dagegen mit ca.  $3$   $\mu\text{m}$  geringer als bei den beiden anderen untersuchten Flächendichtungen W1 und F1. Gegen Ende des Vorversuchs nach ca. 400 Minuten wird die Dichtungsdicke stabil und nimmt nicht mehr weiter ab ( $dh_D/dt = 0$ ). In der geringen Neigung zum Setzen bei dynamischer Pressungsbeanspruchung liegt ein großer Vorteil der Metallsickendichtung gegenüber anderen Dichtungstechnologien. Dies wird erreicht durch das Herausnehmen des dichtenden Elements „Sicke“ aus dem Krafthauptschluss.

Nach der dynamischen Betriebsphase wird erneut eine Ein- und Rückfederkennlinie der Dichtung unter quasistatischer Belastung aufgenommen (*Bild 4.21*, unten). Da die Dichtung hier bereits eine statische Be- und Entlastung erfahren hatte und die Sicke plastisch vorverformt ist, liegen die Ein- und Rückfederkennlinie fast aufeinander und spiegeln nur noch den elastischen Verformungsanteil der Metallsickendichtung wieder. Sie sind gegenüber der Rückfederkennlinie im Neuzustand lediglich um den dynamischen Setzbetrag  $\Delta h_{\text{dyn}}$  verschoben.

#### 4.4.2 Grundlagenversuche Metallsickendichtung MSD1

Auch die Ergebnisse der Grundlagenversuche für die Metallsickendichtung MSD1 sollen nicht so ausführlich wie für die Weichstoffdichtung W1 (Kap. 4.2.2) vorgestellt werden. Die Versuchsergebnisse werden komprimiert in Form der Schaubilder für die dynamischen Pressungshysteresen (*Bild 4.22*), für die Dämpfungsarbeit  $W_d$  (*Bild 4.17*) und für den dynamischen Modul  $E'$  (*Bild 4.24*) aufgezeigt.

Die dynamischen Pressungshysteresen für das Dichtungsmaterial MSD1 sind gegliedert nach allen vier Grundlagenversuchsblöcken in *Bild 4.22* in einer Übersicht zusammengestellt. Der Abstand zwischen einer Hysterese für den Neuzustand nach 1 Minute und der Hysterese für den Betriebszustand nach 8 Stunden wird wiederum als dynamischer Setzbetrag  $\Delta h_{\text{dyn}}$  bezeichnet. Im Gegensatz zur Weichstoffdichtung W1, bei der der dynamische Setzbetrag  $\Delta h_{\text{dyn}}$  mit der mechanischen Beanspruchung durch  $p_{D,m}$ ,  $\Delta p_D$  oder  $f_D$  ansteigt, oder auch im Gegensatz zum Flüssigdichtmittel F1, das sich umgekehrt verhält, ist  $\Delta h_{\text{dyn}}$  bei der Metallsickendichtung MSD1 annähernd unabhängig von den mechanischen Versuchsparametern der Grundlagenversuche. Bei MSD1 ist bei allen Versuchsblöcken mit pressungsdynamischem Versuchsparameter ( $p_{D,m}$ ,  $\Delta p_D$ ,  $f_D$ ) der Wert für  $\Delta h_{\text{dyn}}$  geringer als bei den beiden anderen untersuchten Dich-

tungstechnologien und liegt konstant zwischen 0,01 und 0,02. Lediglich im Versuchsblock „Variation der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$ “ (*Bild 4.22*, unten rechts) steigt der dynamische Setzbetrag  $\Delta h_{\text{dyn}}$  mit der Temperatur stärker an bis auf einen Wert von ca. 0,06.

Die Begründung für diese beiden Phänomene liegt in der rückfedernden Metallsicke als abdichtendes Element bei MSD1: während die Bereiche der Dichtung, die an die Sicke angrenzen, auf Block gedrückt sind und nur innerhalb der 60  $\mu\text{m}$  dünnen NBR-Beschichtung, nicht aber im Baustahl-Trägerblech geringen Setzerscheinungen unterliegen können, befindet sich die Metallsicke der Dichtung im Kraftnebenschluss und ist somit annähernd frei von Setzerscheinungen. In dieser Hinsicht ist die Metallsickendichtung der Weichstoffdichtung und dem Flüssigdichtmittel klar überlegen.

Der Grund für das Ansteigen des dynamischen Setzbetrages  $\Delta h_{\text{dyn}}$  mit der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$  ist die temperaturabhängige Zeitstandfestigkeit der NBR-Beschichtung von MSD1 gegenüber der dynamischen Pressungsbeanspruchung: sie nimmt mit steigender Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$  stark ab. Setzerscheinungen beschränken sich bei MSD1 also fast ausschließlich auf die dünne Elastomerschicht, mit der das Baustahl-Trägerblech überzogen ist.

Für die Charakterisierung des Materialverhaltens der Metallsickendichtung MSD1 sollen auch die Kennwerte Dämpfungsarbeit  $W_d$  und dynamischer Modul  $E'$  betrachtet werden. In *Bild 4.23* (S. 65) sind die Werte für die Dämpfungsarbeit, die pro Pulsations-Lastwechsel durch innere Reibvorgänge aufgenommen wird, dargestellt. Sie wurden in den Grundlagenversuchen mit MSD1 ermittelt. Im Vergleich mit den beiden anderen untersuchten Dichtungstechnologien (siehe auch *Bild 4.27*, S. 70) weist die Metallsickendichtung außer im Versuchsblock „Variation der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$ “ mit Abstand die höchsten Werte für die Dämpfungsarbeit  $W_d$  auf. Die Ursache hierfür liegt in Wechselplastifizierungen in der Metallsicke bei jeder Pressungspulsation, die bei der Weichstoffdichtung W1 und beim Flüssigdichtmittel F1 nicht auftreten können. Die Werte für den dynamischen Modul  $E'$  sind für die Metallsickendichtung in *Bild 4.24* (S. 66) gegliedert nach den vier verschiedenen Versuchsblöcken dargestellt (siehe auch *Bild 4.28*, S. 71). Sie bewegen sich im Mittelfeld zwischen W1 und F1: durch das große Rückfedervermögen der Metallsicke verhält sich MSD1 auf der einen Seite wesentlich elastischer bei einer Pressungspulsation als die schwer kompressible Weichstoffdichtung. Auf der anderen Seite ist MSD1 deutlich steifer als das weiche Flüssigdichtmittel.



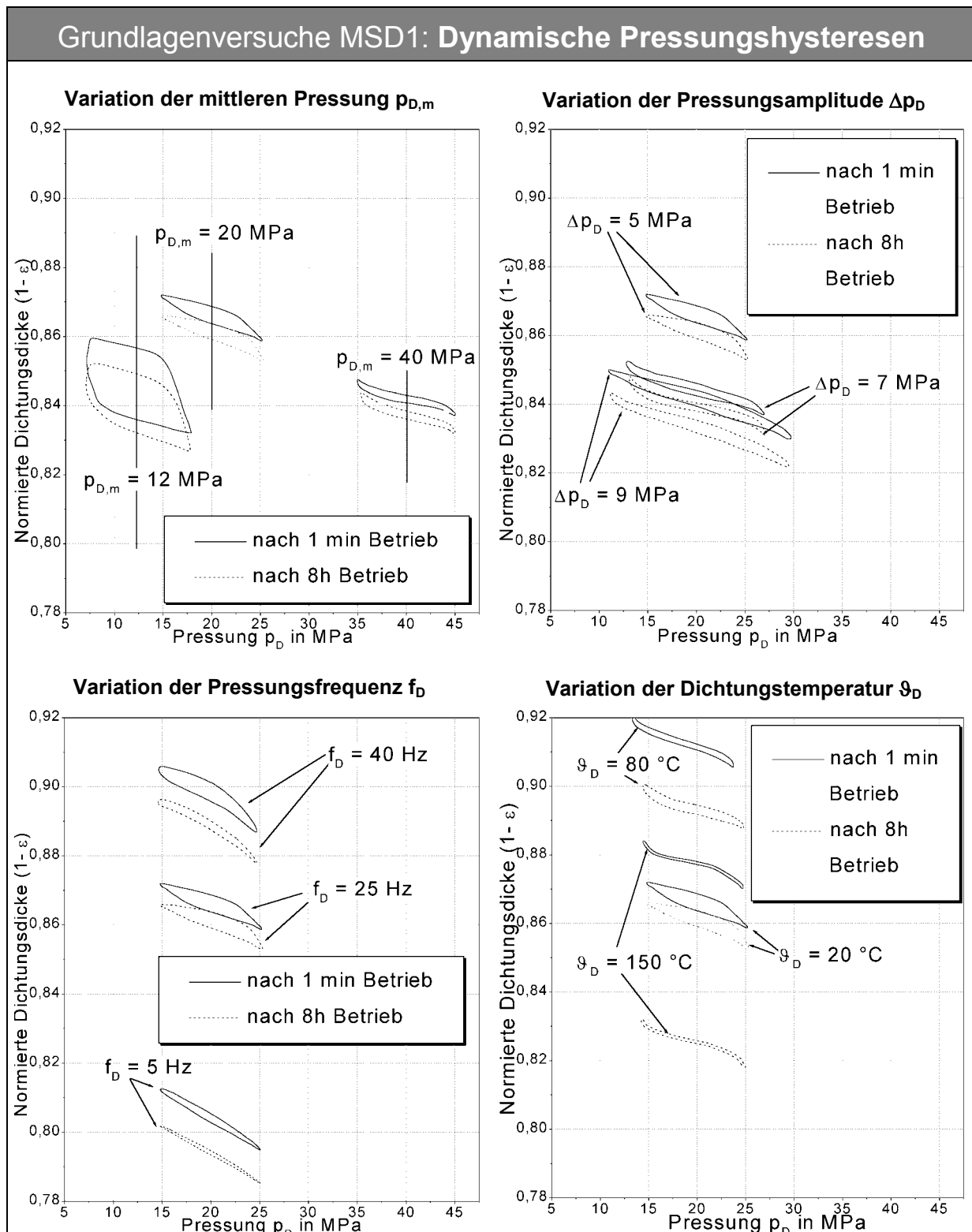


Bild 4.22: Metallsickendichtung MSD1: Entwicklung der Pressungshysteresen vom Neuzustand der Dichtung bis zum stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung  $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude  $\Delta p_D$ “, „Variation der Pressungsfrequenz  $f_D$ “ und „Variation der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$ “.

Die beiden Kennwerte  $W_d$  und  $E'$  sollen auch für die Metallsickendichtung in ihrer gegenseitigen Wechselwirkung analysiert werden. Beide Werte und dadurch auch das Materialverhalten der Dichtverbindung verändern sich im Verlauf der Versuchsdauer ausgehend vom Neuzustand von MSD1 hin zum Betriebszustand nach 8 Stunden pulsierender Pressungsbeaufschlagung: die Dämpfungsarbeit  $W_d$  (*Bild 4.23*) fällt durchweg bei allen Einzelversuchen ab. Der Grund dafür liegt ähnlich wie bei der Weichstoffdichtung W1 in einer Zerrüttung des elastomergebundenen Materials in der NBR-Beschichtung der Metallsickendichtung. Verbunden damit ist ein Ansteigen des dynamischen Moduls  $E'$  im Laufe aller Einzelversuche, da die Zerrüttung der NBR-Schicht einhergeht mit deren Verhärtung.

Bei der Variation der mittleren Pressung  $p_{D,m}$  (*Bild 4.23*, oben links) fällt die Dämpfungsarbeit  $W_d$  bei der Steigerung des Versuchsparameters ab, da bei zunehmender Zusammenpressung der Metallsicke immer weniger elastische und wechselflastische Verformungen auftreten können. Bei genügend hoher Flächenpressung kann nur noch in der NBR-Beschichtung der Metallsickendichtung Dämpfungsarbeit aufgenommen werden. Der Anstieg des dynamischen Moduls  $E'$  (*Bild 4.24*, oben links) mit dem Versuchsparameter  $p_{D,m}$  lässt sich mit der Zusammenpressung der Sicke erklären, da deren elastischer Anteil am Verformungsverhalten der Dichtung nach und nach reduziert wird, bis die Sicke vollständig auf der Dichtoberfläche anliegt und der dynamische Modul ausschließlich durch die Steifigkeit der NBR-Beschichtung beeinflusst wird.

Bei der Variation der Pressungsamplitude  $\Delta p_D$  (*Bild 4.23* und *Bild 4.24*, jeweils oben rechts) steigen sowohl die Dämpfungsarbeit  $W_d$  als auch der dynamische Modul  $E'$  mit dem Versuchsparameter an. Bei der Dämpfungsarbeit ist dies der Fall, da bei konstanter Mittelpressung höhere Maximal- und Minimalpressungen erreicht werden. Der dynamische Modul steigt an, da sich bei höheren Pressungen wiederum die zunehmende Zusammenpressung der Metallsicke auf die Steifigkeit der Dichtung auswirkt.

Im Versuchsblock mit unterschiedlichen Pulsationsfrequenzen  $f_D$  nimmt bei ansteigender Frequenz die Dämpfungsarbeit  $W_d$  zu (*Bild 4.23*, unten links), da das Verformungsverhalten sowohl der Sicke als auch der NBR-Beschichtung viskose Anteile besitzt. Der dynamische Modul  $E'$  (*Bild 4.24*, unten links) steigt beim Einzelversuch mit  $f_D = 25$  Hz gegenüber  $f_D = 5$  Hz zwar an, was sich ebenfalls mit einem viskosen Materialverhalten erklären lässt, wird aber bei  $f_D = 40$  Hz wieder geringer. Die Ursache dafür könnte ein partielles Gleiten der Metallsicke auf der geschliffenen Dichtoberfläche des Prüfflansches sein, wofür auch der Verlauf der Pressungshysteresen spricht (*Bild 4.22*, unten links „ $f_D = 40$  Hz“): in den höheren Pressungsbereichen werden diese steiler, was bedeutet, dass die Dichtung weicher wird.

Die Erhöhung der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$  bewirkt bei der Metallsickendichtung MSD1 eine Abnahme der Dämpfungsarbeit  $W_d$  (*Bild 4.23*, unten rechts). Das liegt - wie schon bei der Weichstoffdichtung W1 in Kap. 4.2 - an der Verringerung der Viskosität der elastomerischen Anteile in der NBR-Beschichtung der Dichtung bei steigender Temperatur. Damit verbunden ist ebenfalls eine Abnahme des dynamischen Moduls  $E'$  bei der Steigerung des Versuchsparameters (*Bild 4.24*, unten rechts).

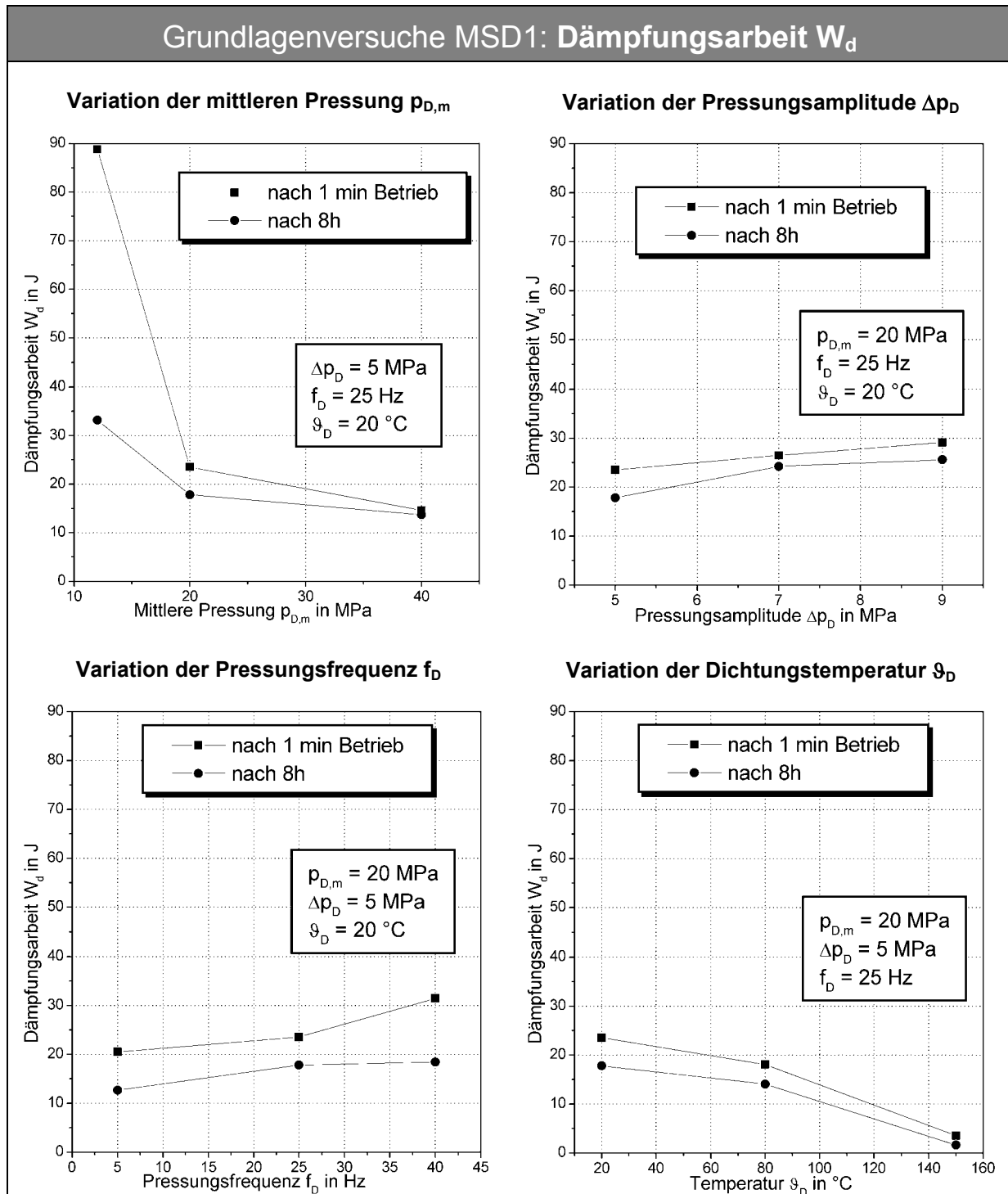


Bild 4.23: Metallsickendichtung MSD1: Aufgenommene Dämpfungsarbeit  $W_d$  im Neuzustand der Dichtung und im stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung  $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude  $\Delta p_D$ “, „Variation der Pressungsfrequenz  $f_D$ “ und „Variation der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$ “.

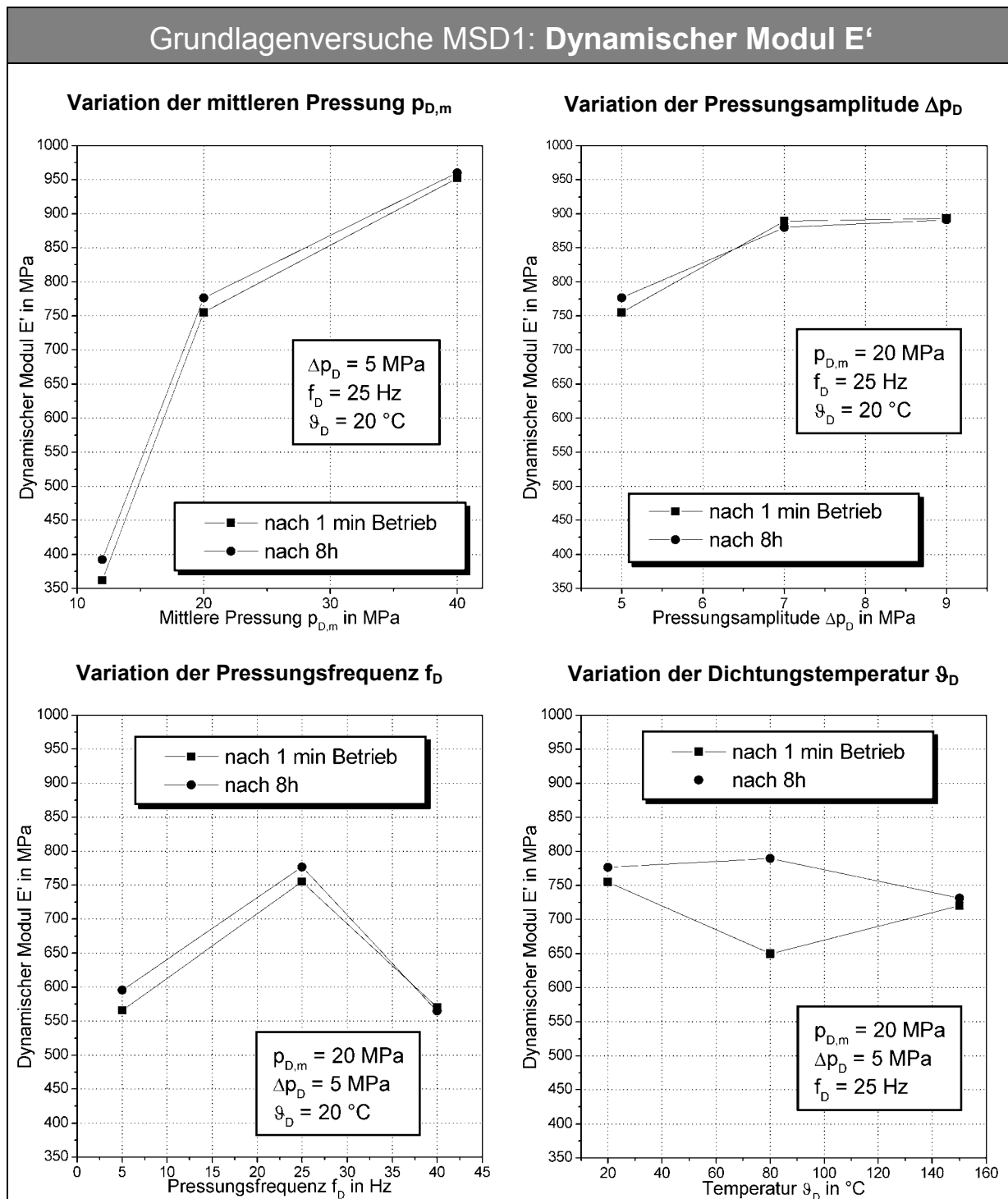


Bild 4.24: Metallsickendichtung MSD1: Dynamischer Modul  $E'$  im Neuzustand der Dichtung und im stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung  $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude  $\Delta p_D$ “, „Variation der Pressungsfrequenz  $f_D$ “ und „Variation der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$ “.

### 4.4.3 Kompakt-Prüfverfahren Metallsickendichtung MSD1

Die Metallsickendichtung MSD1 wurde ebenfalls nach dem in Kap. 4.1.3 beschriebenen Kompakt-Prüfverfahren untersucht. Dabei wurde überprüft, ob die Testmethode auch für diese Dichtungstechnologie eine überschlägige Charakterisierung des Verformungsverhaltens eines Dichtungswerkstoffes unter vier verschiedenen Laststufen ermöglicht und ob die Resultate mit denen der Grundlagenversuche übereinstimmen. Diese wurden zwar auf dem Flächendichtungsprüfstand durchgeführt, im Hinblick auf die große Datenmenge aber nicht im vollen Umfang in dieser Arbeit aufgeführt.

Im Vergleich zur Weichstoffdichtung W1 (*Bild 4.14*, S. 47) und vor allem zum Flüssigdichtmittel F1 (*Bild 4.19*, S. 57) zeigt die Metallsickendichtung MSD1 in *Bild 4.25* (oben) eine hervorragende Sicherheit gegen Setzen. Sowohl in der Einlaufphase als auch in allen anschließenden vier Laststufen L1 bis L4 ist spätestens nach wenigen Minuten eine konstante normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$  erreicht. Ein Hauptgrund für diese Setzsicherheit liegt in der eingepprägten Metallsicke, die im Kraftnebenschluss der Dichtverbindung liegt. Der Krafthauptschluss wird von einem auf Block montierten Baustahl-Trägerblech aufgenommen, das mit einem lediglich 60  $\mu\text{m}$  dünnen Elastomerfilm überzogen ist.

In der Laststufe L1, in der die Belastungsparameter denen der Einlaufphase entsprechen, ist die Dichtungsdicke völlig stabil. In der Laststufe L2 nimmt die Dichtungsdicke aufgrund der gesteigerten mittleren Flächenpressung  $p_{D,m}$  und der erhöhten Pulsationsfrequenz  $f_D$  nur minimal ab um den Wert  $(1-\varepsilon) = 0,001$  (Definition für die normierte Dichtungsdicke: siehe Gleichung 4.1, S. 25). In der Laststufe L3 wird die Pressungsamplitude  $\Delta p$  und erneut die mittlere Pressung  $p_{D,m}$  gesteigert. Doch auch hier zeigt die Metallsickendichtung eine sehr große Steifigkeit gegen die pulsierende Pressungsbeanspruchung.  $(1-\varepsilon)$  wird lediglich um 0,02 reduziert. In der letzten Laststufe L4 ist ein relativ großes Setzen von  $(1-\varepsilon) = 0,13$  aufgrund der Erhöhung der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$  zu beobachten. Es ist hauptsächlich zurückzuführen auf thermisch bedingte Verformungen in der NBR-Beschichtung der Dichtung.

Die Aussagekraft des Kompakt-Prüfverfahrens für die Metallsickendichtung MSD1 wird wiederum belegt durch einen Vergleich von Laststufe L2 mit MSD1-Grundlagenversuch Nr. 2 ( $p_{D,m} = 20 \text{ MPa}$  in *Bild 4.23* und *Bild 4.24*, jeweils oben links), bei dem alle Versuchsparameter identisch sind: sowohl die Werte für die Dämpfungsarbeit  $W_d$  (18,8 Joule im Kompakt-Prüfverfahren, 17,8 Joule im Grundlagenversuch) als auch für den dynamischen Modul  $E'$  (780 MPa im Kompakt-Prüfverfahren, 777 MPa im Grundlagenversuch) liegen sehr eng beieinander.

Als wichtigste Erkenntnisse aus dem Kompakt-Prüfverfahren für MSD1 können festgehalten werden: die größte Veränderung des Materialverhaltens - wiedergegeben durch  $W_d$  und  $E'$  - tritt auf beim Übergang von den leichten (L1) zu den mittelhohen Pulsationsparametern (L2), bedingt durch die zunehmende Zusammenpressung der Sicke auf Block. Die Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$  ändert sich am stärksten beim Übergang von L3 zu L4 aufgrund der thermischen Abhängigkeit der Festigkeit der NBR-Beschichtung der Dichtung.

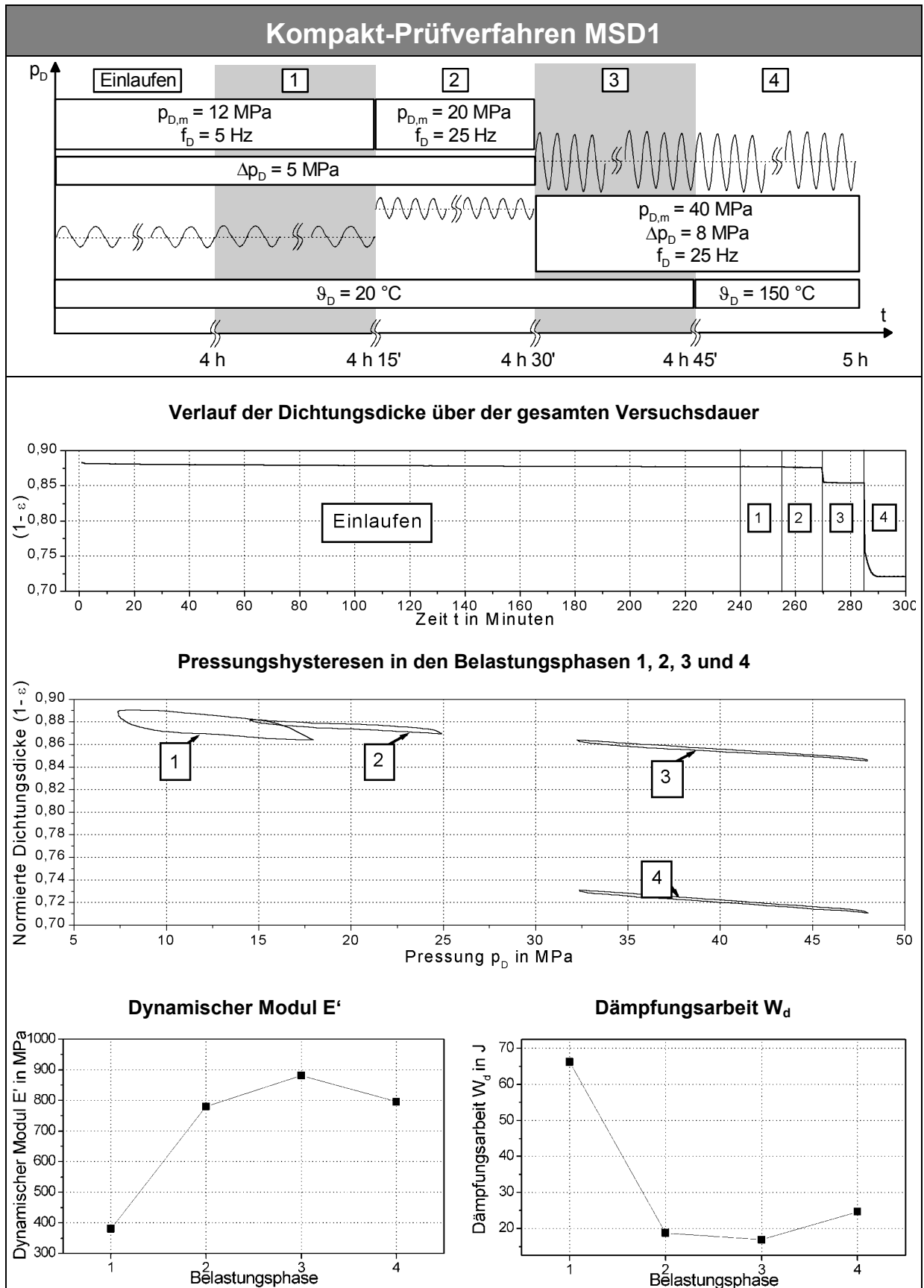


Bild 4.25: Metallsickendichtung MSD1: Normierte Dichtungsdicke (1-ε), Pressungshysteresen, dynamischer Modul  $E'$  und Dämpfungsarbeit  $W_d$

## 4.5 Vergleich der Dichtungstechnologien

In diesem Abschnitt sind die Versuchsergebnisse aus den Kapiteln 4.2, 4.3 und 4.4 in Übersichtsdiagrammen zusammengestellt, damit die drei untersuchten Dichtungstechnologien – Weichstoffdichtung W1, Flüssigdichtmittel F1 und Metallsickendichtung MSD1 – hinsichtlich verschiedener Bewertungskriterien miteinander verglichen werden können.

Bild 4.26 zeigt die statischen und dynamischen Setzbeträge aus den fünf Grundlagenversuchsblöcken in Form eines Balkendiagrammes: wie aus der Legende zu entnehmen ist, sind der statische Setzbetrag  $\Delta(1-\varepsilon)_{\text{stat}}$  und der dynamische Setzbetrag  $\Delta(1-\varepsilon)_{\text{dyn}}$  für ein Dichtungsmaterial jeweils in zwei Balkenstücken übereinander mit unterschiedlichen Schraffierungen und Farbtönen aufgetragen. Das Flüssigdichtmittel F1 zeigt hier deutlich die größte Neigung zum Setzen der Dichtungsdicke. Es muss aber unbedingt beachtet werden, dass der aufgetragene Wert der normierte Setzbetrag  $\Delta(1-\varepsilon)$  und nicht die absolute Dichtungsdicke  $h_D$  ist. Die absoluten Werte für das Setzen der Dichtungsdicke sind aufgrund der geringen Anfangsdichtungsdicke  $h_0$  beim Flüssigdichtmittel F1 wesentlich geringer als bei den beiden anderen Dichtungstechnologien. Wie bereits erwähnt, soll jedoch durch die Normierung des Setzbetrages (vgl. Gleichung (4.1) S. 25) eine vergleichende Charakterisierung des Verformungsverhaltens der Dichtung ermöglicht werden. MSD1 hat im Vergleich zu W1 teilweise einen größeren dynamischen Setzbetrag  $\Delta(1-\varepsilon)_{\text{dyn}}$ , teilweise einen kleineren. Ursache für die durchweg größeren statischen Setzbeträge  $\Delta(1-\varepsilon)_{\text{stat}}$  ist die eingepresste Metallsicke, die zuerst um ihre Höhe (ca. 0,35 mm) verpresst werden muss, bis die Dichtung auf Block mit den Dichtflanschen liegt.

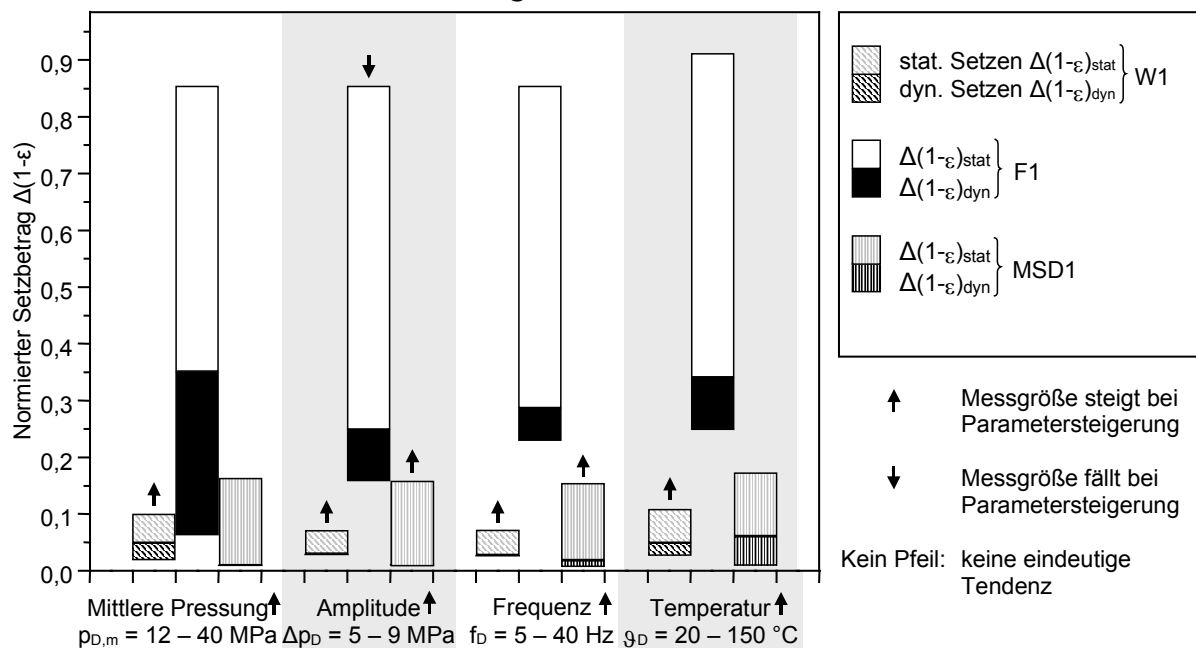
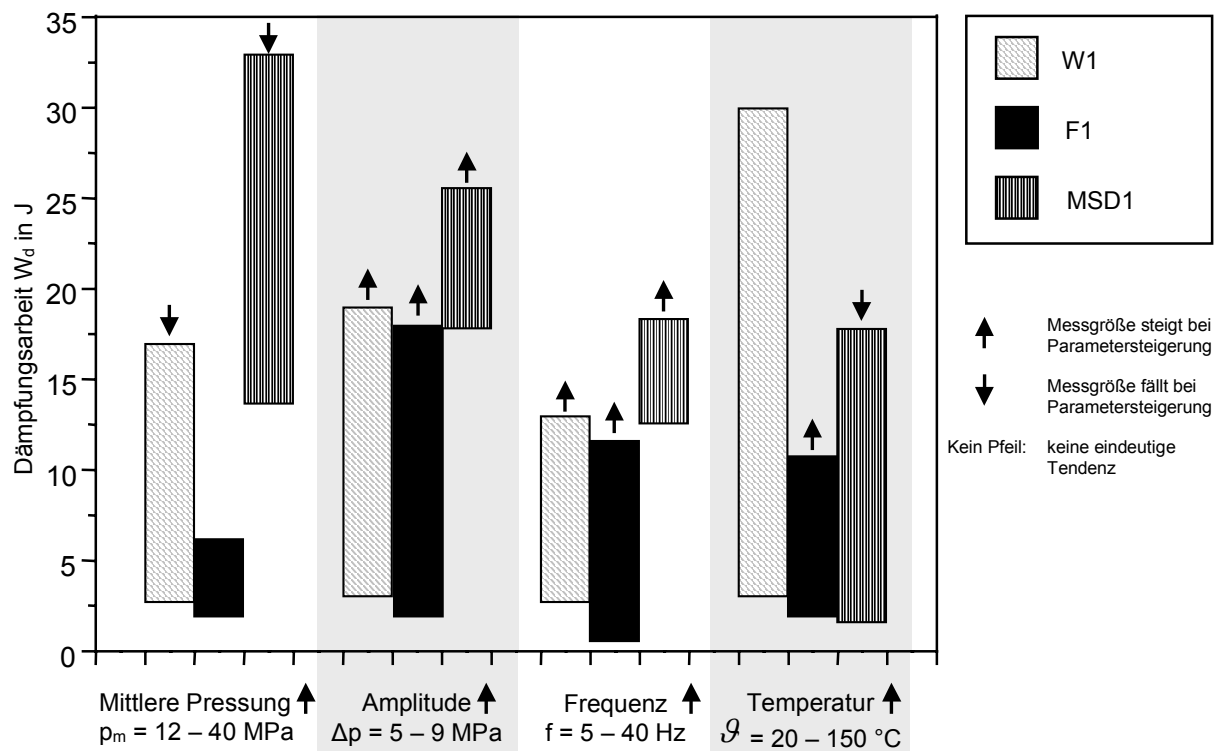


Bild 4.26: Die drei Dichtungstechnologien im Vergleich: statische und dynamische Setzbeträge  $\Delta h_{\text{stat}}$  und  $\Delta h_{\text{dyn}}$  in den fünf Grundlagenversuchsblöcken

Die Pfeile über den Balken in den Diagrammen in *Bild 4.26* bis *Bild 4.28* geben an, wie sich die Steigerung eines Versuchsparameters innerhalb eines Versuchsblockes ( $p_{D,m}$ ,  $\Delta p_D$ ,  $f_D$  oder  $\vartheta_D$  auf der Ordinate) auf die Messgröße (normierter Setzbetrag  $\Delta(1-\varepsilon)$ , Dämpfungsarbeit  $W_d$  oder dynamischer Modul  $E'$  auf der Abszisse) auswirkt.

In *Bild 4.27* sind die  $W_d$ -Wertebereiche für die Dämpfungsarbeit für die drei Dichtungstechnologien zusammengestellt. Es fällt auf, dass die Metallsickendichtung MSD1 in den meisten Fällen deutlich mehr Energie aufnimmt, als die beiden anderen Materialien W1 und F1. Der Hauptgrund dafür sind die großen Verformungen, die in der Metallsicke auftreten und durchaus erwünscht sind. Jedoch im Versuchsblock „Variation der Dichtungstemperatur  $\vartheta_D$ “ (*Bild 4.27*, rechts) sind die  $W_d$ -Werte der elastomergebundenen Weichstoffdichtung W1 höher. Das Flüssigdichtmittel F1 nimmt unter allen untersuchten Versuchsbedingungen die geringste Dämpfungsarbeit auf, da aufgrund der hohen metallischen Traganteile der Dichtoberflächen kaum große Verformungen im Dichtmittel selbst auftreten können.



*Bild 4.27: Die drei Dichtungstechnologien im Vergleich: Dämpfungsarbeit  $W_d$  in den fünf Grundlagenversuchsblöcken*

Das Schaubild in *Bild 4.28* zeigt schließlich eine Übersicht über die  $E'$ -Wertebereiche für den dynamischen Modul der drei Dichtungstechnologien in den verschiedenen Grundlagenversuchsblöcken. Das Weichstoffdichtungsmaterial W1 ist in allen Fällen mit Abstand das härteste und besitzt  $E'$ -Werte zwischen ca. 1600 und 4100 MPa. Die Metallsickendichtung MSD1 kann als Variante mit mittlerem dynamischem Modul zwischen etwa 380 und 950 MPa bezeichnet werden. Das Material mit der höchsten Elastizität und damit den niedrigsten  $E'$ -Werten ist das Flüssigdichtmittel F1, bei dem  $E'$  im Bereich zwischen ca. 20 und 340 MPa liegt.



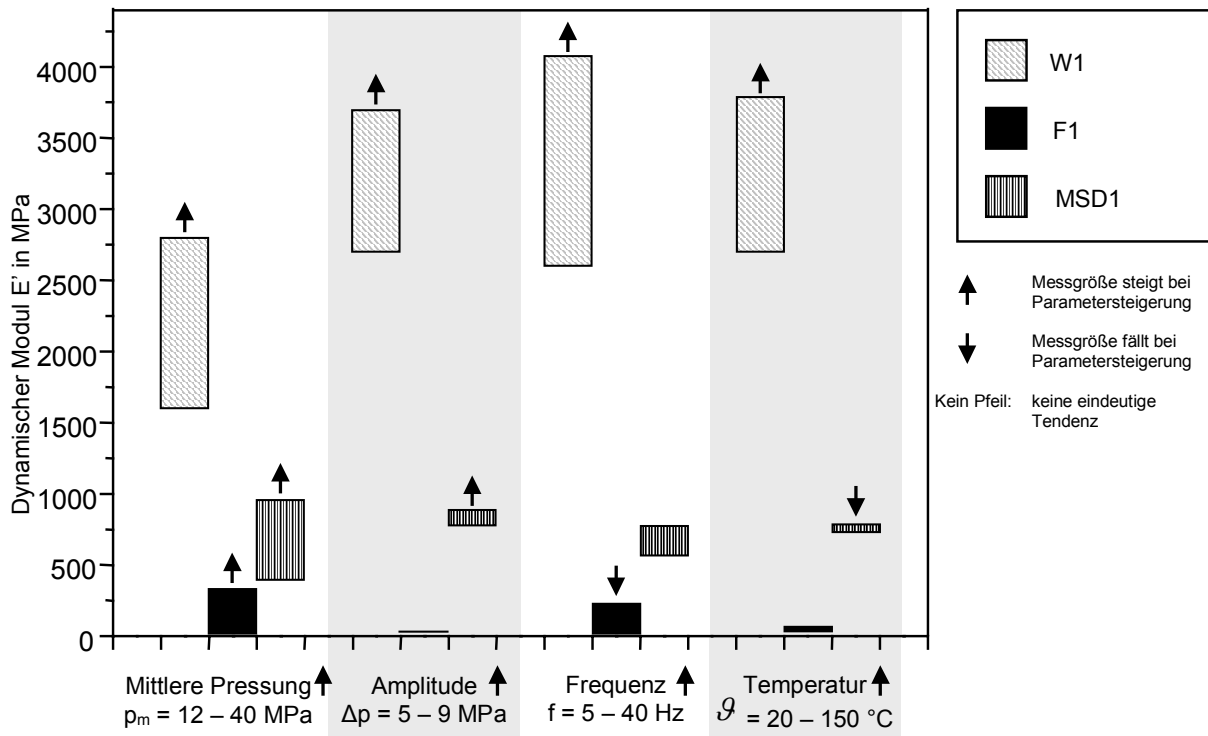


Bild 4.28: Die drei Dichtungstechnologien im Vergleich: dynamischer Modul  $E'$  in den fünf Grundlagenversuchsblöcken

Zur vergleichenden Beurteilung des Einflusses der vier Versuchsparameter  $p_{D,m}$ ,  $\Delta p_D$ ,  $f_D$  und  $\Theta_D$  auf die Streuung des Verformungsverhaltens zeigen Bild 4.29 (Neuzustand) und Bild 4.30 (Betriebszustand) die Differenz der normierten Dicke  $(1-\epsilon)_{\max} - (1-\epsilon)_{\min}$ .

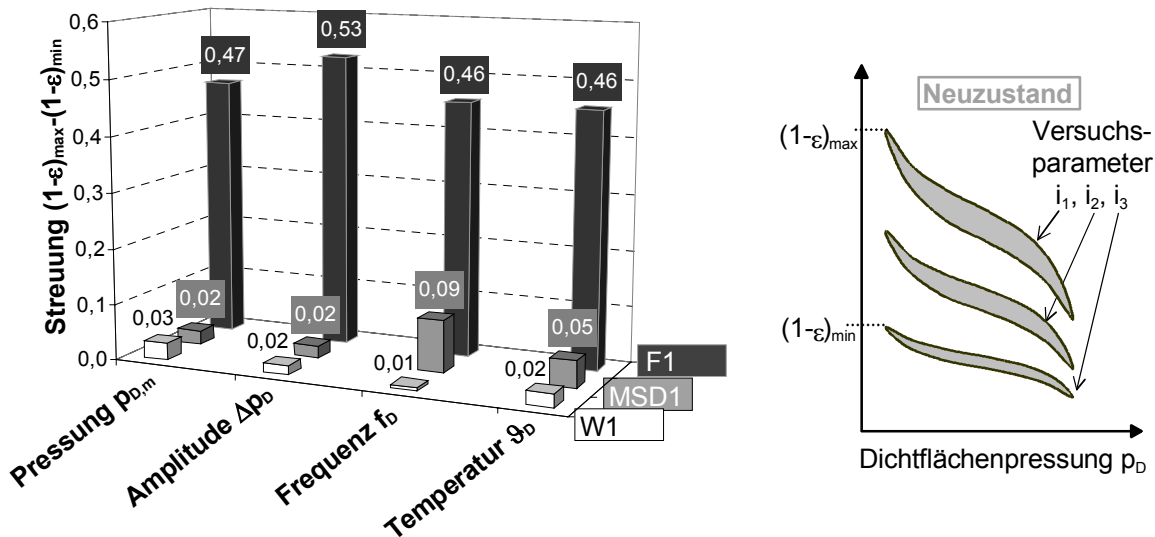


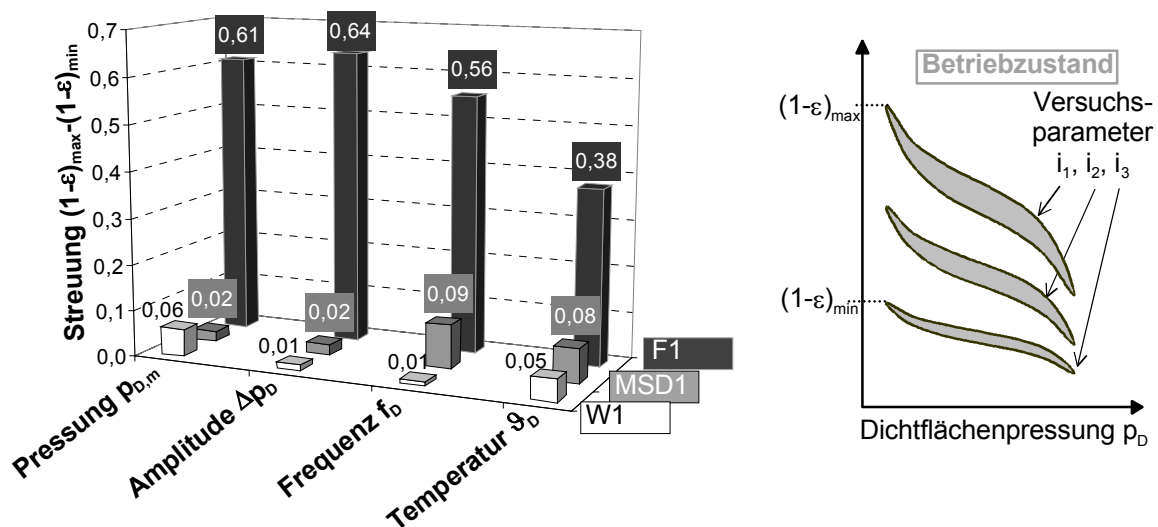
Bild 4.29: Die drei Dichtungstechnologien im Vergleich: Einfluss der verschiedenen Versuchsparameter auf die Streuung des Verformungsverhaltens (Neuzustand nach 1 Minute dynamischer Pressungsbeaufschlagung)

Dieser Streuungswert  $(1-\epsilon)_{\max} - (1-\epsilon)_{\min}$  gibt an, wie stark das Verformungsverhalten eines Dichtungsmaterials auf eine Veränderung des betrachteten Versuchsparameters

reagiert. Dazu wird berechnet, wie weit die maximale normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)_{\max}$  von der minimalen normierten Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)_{\min}$  streut.

So kann z.B. für den Neuzustand aus *Bild 4.29* abgeleitet werden, dass auf das Flüssigdichtmittel F1 die vier Versuchsparameter fast alle denselben Einfluss auf die Differenz der normierten Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)_{\max}-(1-\varepsilon)_{\min}$  ausüben oder dass bei der Metallsickendichtung MSD1 die Pulsationsfrequenz  $f_D$  das Verformungsverhalten viel stärker beeinflusst als die mittlere Pressung  $p_{D,m}$ .

Für den Betriebszustand einer Dichtung kann aus *Bild 4.30* z.B. bestimmt werden, dass bei der Weichstoffdichtung W1 eine Veränderung der mittleren Pressung  $p_{D,m}$  wesentlich größere Auswirkungen auf die normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$  hat als die Pressungsamplitude  $\Delta p_D$  oder die Pulsationsfrequenz  $f_D$ .



*Bild 4.30: Die drei Dichtungstechnologien im Vergleich: Einfluss der verschiedenen Versuchsparameter auf die Streuung des Verformungsverhaltens (Betriebszustand nach 8 Stunden dynamischer Pressungsbeaufschlagung)*

#### Zwischenzusammenfassung von Kap. 4:

Um das Werkstoffverhalten von Flächendichtungsmaterialien unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung charakterisieren und mit Hilfe von Materialkennwerten modellieren zu können, wurde an drei typischen Werkstoffen, die bei dynamisch hochbeanspruchten Flächendichtverbindungen eingesetzt werden, ein umfangreiches Versuchsprogramm auf dem Flächendichtungsprüfstand durchgeführt. Untersucht wurden ein aramidfaserverstärktes Weichstoffdichtungsmaterial W1 (Kap. 4.2), ein anaerob aushärtendes Flüssigdichtmittel F1 auf Dimethacrylatester-Basis (Kap. 4.3) und eine NBR-beschichtete Metallsickendichtung MSD1 (Kap. 4.4). Um die Versuchsergebnisse der untersuchten Dichtungsmaterialien, die unterschiedliche Anfangsdichtungsstärken aufweisen, vergleichen zu können, wurde die Größe „Normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$ “ (Gleichung (4.1), S. 25) eingeführt. Für die Beschreibung der Reibungselastizität des pulsierenden Pressungsverhaltens der verschiedenen Dichtungsmaterialien bei unterschiedlichen Beanspruchungsparametern wurden die Größen „Dämpfungsarbeit

$W_d$ “ (Gleichung (4.2), S. 26) und „Dynamischer Elastizitätsmodul  $E'$ “ (Gleichung (4.3), S. 26) eingeführt. Diese Materialkennwerte bilden die Erweiterung des am IMA entwickelten Werkstoffmodells für Flächendichtungsmaterialien um die Beanspruchungsart der dynamischen Pressungsbeaufschlagung.

Das Versuchsprogramm für die ausgewählten Dichtungsmaterialien unter pulsierender Pressungsbeanspruchung wurde folgendermaßen aufgebaut: mit einem Vorversuch werden die Parameter für das anschließende Versuchsprogramm festgelegt. Nach dieser Definition des Leistungsspektrums des Dichtungsmaterials wird in einem Block von einzelnen Grundlagenversuchen das Materialverhalten unter Variation jeweils nur eines Versuchsparameters umfassend aufgenommen. Für den praxisbezogenen Fall, dass das Materialverhalten eines Dichtungswerkstoffes mit geringem Zeitaufwand charakterisiert oder mit dem Verhalten eines anderen Werkstoffes verglichen werden soll, wurde der Kompakt-Versuch entwickelt, bei dem vier Laststufen mit unterschiedlicher Pulsationsbeanspruchung des Dichtungsmaterials durchlaufen werden.

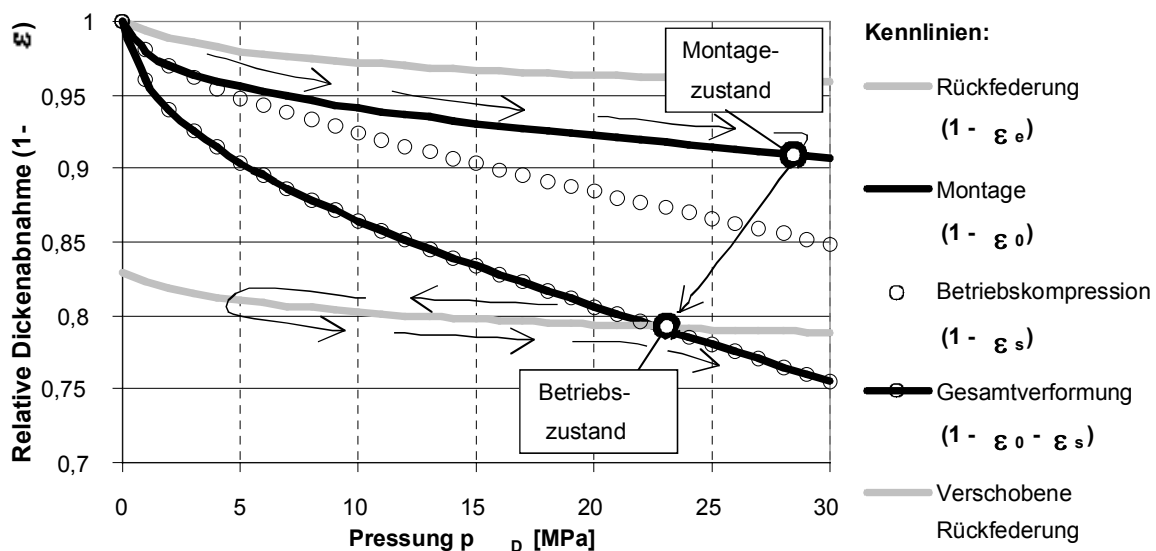
Beim Vergleich der Versuchsergebnisse fällt auf, dass das Flüssigdichtmittel F1 die größte Neigung zum Setzen der normierten Dichtungsdicke zeigt. MSD1 hat im Vergleich zu W1 teilweise einen größeren dynamischen Setzbetrag, teilweise einen kleineren. Ursache für die durchweg größeren statischen Setzbeträge ist die eingeprägte Metallsicke, die zuerst um ihre Höhe verpresst werden muss, bis die Dichtung auf Block mit den Dichtflanschen liegt. Beim Vergleich der aufgenommenen Dämpfungsarbeit  $W_d$  nimmt die Metallsickendichtung MSD1 in den meisten Fällen deutlich mehr Energie auf als die beiden anderen Materialien W1 und F1. Der Hauptgrund dafür sind die großen Verformungen, die in der Metallsicke auftreten und durchaus erwünscht sind. Das Flüssigdichtmittel F1 nimmt unter allen untersuchten Versuchsbedingungen die geringste Dämpfungsarbeit auf, da aufgrund der hohen metallischen Traganteile der Dichtoberflächen kaum große Verformungen im Dichtmittel selbst auftreten können. Beim Vergleich des dynamischen Elastizitätsmoduls  $E'$  schneidet das Weichstoffdichtungsmaterial W1 in allen Kombinationen von Versuchsparametern als das härteste ab. Die Metallsickendichtung MSD1 kann als Variante mit mittlerem dynamischem Modul bezeichnet werden. Das Material mit der höchsten Elastizität und damit den niedrigsten  $E'$ -Werten ist das Flüssigdichtmittel F1.

Beim Vergleich des Einflusses der verschiedenen Versuchsparameter auf die Streuung des Verformungsverhaltens ist festzuhalten, dass das Flüssigdichtmittel F1 sowohl im Neuzustand der Dichtung als auch im Betriebszustand nach 8 Stunden dynamischer Pressungsbeaufschlagung eindeutig am empfindlichsten auf die Veränderung der Parameter reagiert. Um Größenordnungen niedriger ist die Sensitivität der Metallsickendichtung MSD1 bei veränderten Pulsationsparametern. Am unempfindlichsten gegen variierte Versuchsparameter zeigt sich das Weichstoffdichtungsmaterial W1.

## 5 FEA-Integration des erweiterten Werkstoffmodells

Ein Ziel dieser Arbeit war die in Kap. 6 erläuterte Entwicklung eines topologischen Strukturoptimierers „IMAStruct“ für die automatisierte Auslegung und Optimierung von Gehäuse-Dichtsystemen unter dynamischen Betriebsbeanspruchungen. Vor dieser Entwicklung war es notwendig, ein Finite-Elemente-Modell einer einfachen verschraubten Flächendichtverbindung zu erstellen, mit dem deren Verformungsverhalten sowohl im Neuzustand direkt nach der Montage der Dichtung als auch im Betriebszustand nach dem „Einlaufen“ der Dichtung möglichst realitätsnah simuliert werden kann. Dabei konnte auf Vorarbeiten am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart aufgebaut werden [1], [21], in denen ein phänomenologisches nichtlineares Materialmodell für dynamisch scherungsbeanspruchte und statisch pressungsbeaufschlagte Dichtungswerkstoffe in Form von benutzerdefinierten Koppellementen in ein Finite-Elemente-Programmsystem implementiert wurde. Diese FE-Modellierung von Flächendichtungen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit weiterentwickelt und auf beliebige Gehäuse-Dichtsysteme übertragen.

Bei der Formulierung des Werkstoffmodells für Flächendichtungsmaterialien in [1] wird deren nichtlinear-reibungselastisches Verformungsverhalten getrennt nach den Beanspruchungsarten „Pressung“ (senkrecht zur Dichtebene, *Bild 5.1*) und „Scherung“ (in der Dichtebene, *Bild 5.2*) betrachtet. Das statische Pressungsverhalten des Weichstoffdichtungsmaterials W1 wird in *Bild 5.1* verdeutlicht:



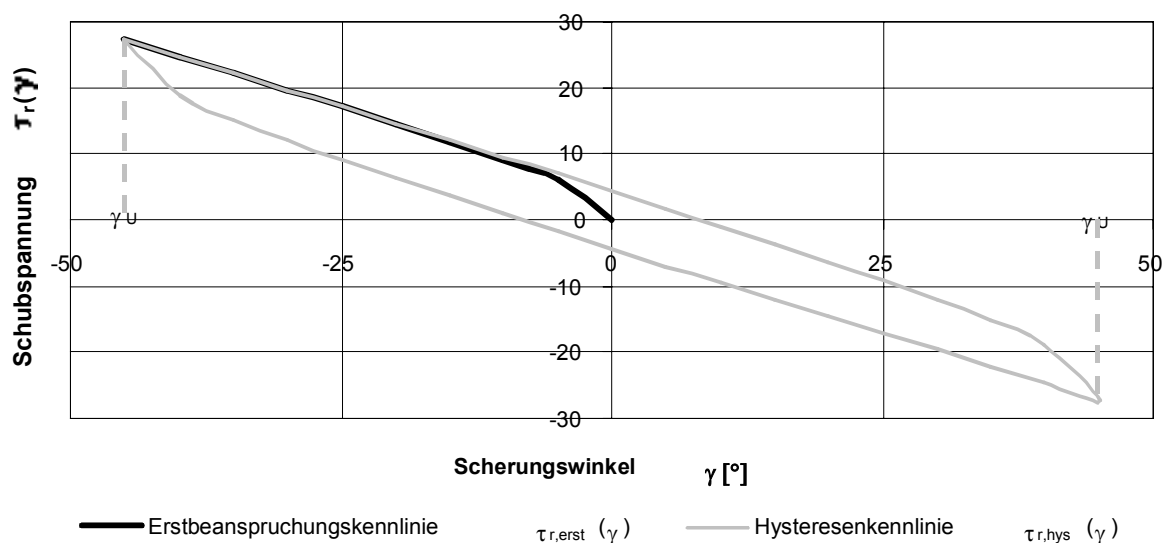
*Bild 5.1: Modellierung des Montage- und Betriebspressungsverhaltens von Weichstoffdichtungsmaterial W1 nach [1]*

Bei der Montage einer Flächendichtverbindung, d.h. beim Anziehen der Flanschschrauben, nimmt die Dicke einer Flächendichtung in Abhängigkeit von der lokal herrschenden Flächenpressung  $p_D$  ab. Ausgehend von der relativen Nenndichtungs-

dicke „1“ verformt sich das Dichtungsmaterial entlang einer nichtlinearen Montagekennlinie ( $1-\varepsilon_0$ ) bis zum Erreichen des Montagezustandes (*Bild 5.1*).

Im Gegensatz zu Flüssigdichtmitteln oder Metall-Sickendichtungen muß bei Weichstoffdichtungen das Setzen nach der Montage berücksichtigt werden: dabei setzt sich das Material ausgehend vom Montagezustand unter weiterer Abnahme der Dichtungsdicke, so dass bei verschraubten Dichtverbindungen die Schraubenkräfte und damit auch die Pressung  $p_D$  auf die Dichtfläche reduziert werden. Der Anteil des Setzens an der Gesamtverformung der Dichtung ist in *Bild 5.1* dargestellt durch die Betriebskompressionskennlinie ( $1-\varepsilon_s$ ). Die Gesamtverformung ( $1-\varepsilon_0-\varepsilon_s$ ) des Materials im stabilisierten Betriebszustand setzt sich zusammen aus der Montageverformung und dem Setzbetrag. Erfährt das Dichtungsmaterial im Betriebszustand eine weitere Pressungsentlastung, so kann nur der reversible elastische Verformungsanteil ein Rückfedern der Dichtung bewirken: dies wird im Werkstoffmodell durch ein Verschieben der Rückfederkennlinie ( $1-\varepsilon_e$ ) in den aktuellen Istzustand der Dichtung auf der Gesamtverformungskennlinie dargestellt (siehe *Bild 5.1*). Bei einer erneuten Pressungserhöhung bis über den vormaligen Betriebszustand hinaus verformt sich das Dichtungsmaterial wieder entlang der Gesamtverformungskennlinie.

In *Bild 5.2* sind die modellierten Kennlinien für das Scherungsverhalten des Weichstoffdichtungsmaterials W1 dargestellt.

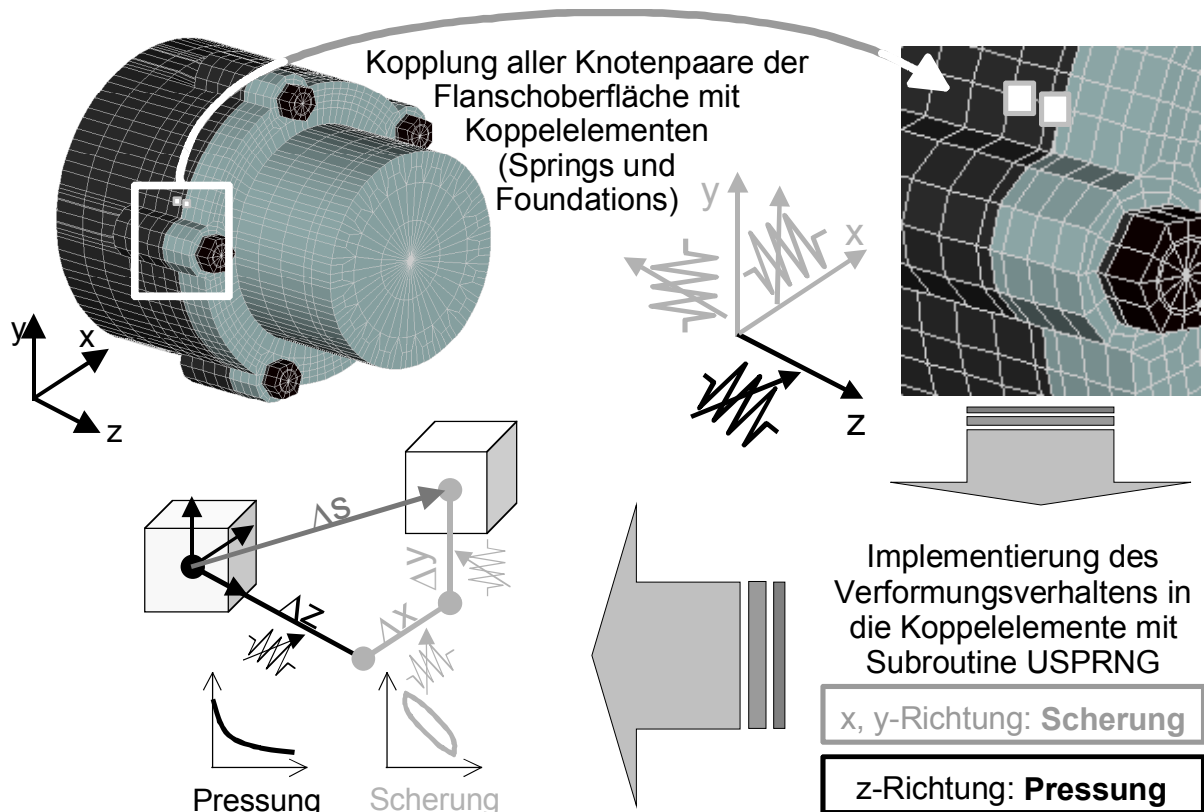


*Bild 5.2: Modellierung des Scherungsverhaltens von Weichstoffdichtungsmaterial W1 nach /1/*

Das Scherungsverhalten beschreibt den Verformungswiderstand, den das Dichtungsmaterial gegenüber Relativbewegungen zwischen den Flanschen in der Dichtungsebene aufbringt. Die mathematische Formulierung des reibungselastischen Verhaltens  $\tau_r(\gamma)$  erfolgt in /1/ durch logarithmische Kennlinien, die das sogenannte verallgemeinerte „Masing“- bzw. „Maxwell-Slip“-Modell /23/ beschreiben. Dabei wird die Beanspruchungsvorgeschichte des Dichtungsmaterials berücksichtigt, indem zwei Kennlinien verwendet werden - eine „Erstbeanspruchungskennlinie“  $\tau_{r,erst}(\gamma)$  und eine „Hyste-

resenkennlinie“  $\tau_{r,hys}(\gamma)$ , die die aktuelle Schubspannung in Abhängigkeit vom letzten Bewegungsumkehrpunkt  $\tau_{r,erst}(\gamma_U)$  (Bild 5.2) wiedergibt.

Die Einbindung des beschriebenen Werkstoffmodells für Flächendichtungsmaterialien in den FE-Solver MSC.MARC erfolgt über sogenannte Koppellemente vom Typ „Spring“ und „Foundation“ (Bild 5.3). Die Steifigkeit jedes einzelnen Springs und Foundations kann in MSC.MARC durch ein benutzerdefiniertes Unterprogramm USPRNG in der Programmiersprache Fortran77 /5/ vorgegeben werden.



- Gegenüberliegendes Knotenpaar wird relativ zueinander verschoben ( $\Delta s$ )
- Auslenkungen  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$  der jeweiligen Springs und Foundations
- Simulation des nichtlinear-reibungselastischen Verformungsverhaltens der Dichtverbindung: Pressung und Scherung

Bild 5.3: Implementierung des Werkstoffmodells für Flächendichtungen in das FE-Programmsystem MSC.MARC/MENTAT

In USPRNG werden die nichtlinearen Verformungskennlinien für Foundations in z-Richtung (Pressungsverhalten, Bild 5.1) und für Springs in x- und y-Richtung (Scherungsverhalten, Bild 5.2) abgelegt. In Abhängigkeit von den relativen Auslenkungen  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  und  $\Delta z$  (siehe Bild 5.3) zweier gegenüberliegender Flansch-Oberflächenknoten bzw. Elementoberflächen wird in USPRNG der nichtlineare Verformungswiderstand der jeweiligen Springs und Foundations berechnet und an den FE-Solver MSC.MARC zurückgegeben, wo die Spannungen und Dehnungen des Modellgehäuses ermittelt werden.

Auf diese Weise kann das Verformungsverhalten von Flächendichtverbindungen unter beliebigen Umgebungsbedingungen (Montagezustand, Betriebszustand nach Setzen, Verhalten bei äußeren Belastungen) mithilfe der FEA strukturmechanisch analysiert werden. Die so berechneten Ergebnisse konnten mit experimentellen Messergebnissen sehr gut verifiziert werden /19/.

Bild 5.4 zeigt das Prinzip der Implementierung des Materialverhaltens von Flächendichtungen in ein FE-Modell eines Dichtspalts /1/, /21/. Springs beschreiben einen definierbaren Verformungswiderstand in eine Koordinatenrichtung zwischen zwei Knoten, während Foundations den Flächenwiderstand einer Elementoberfläche in Normalenrichtung nachbilden. Im modellierten Dichtspalt (vereinfachte Darstellung in Bild 5.4) sind die zwei jeweils gegenüberliegenden Oberflächenknoten der beiden Dichtflansche mit zwei Springs in x- und y-Richtung (Scherungsverhalten, vgl. Bild 5.2) gekoppelt. In z-Richtung wird den Oberflächenelementen im Dichtspalt durch Foundations ein Verformungsverhalten in z-Richtung auferlegt (Pressung, vgl. Bild 5.1).

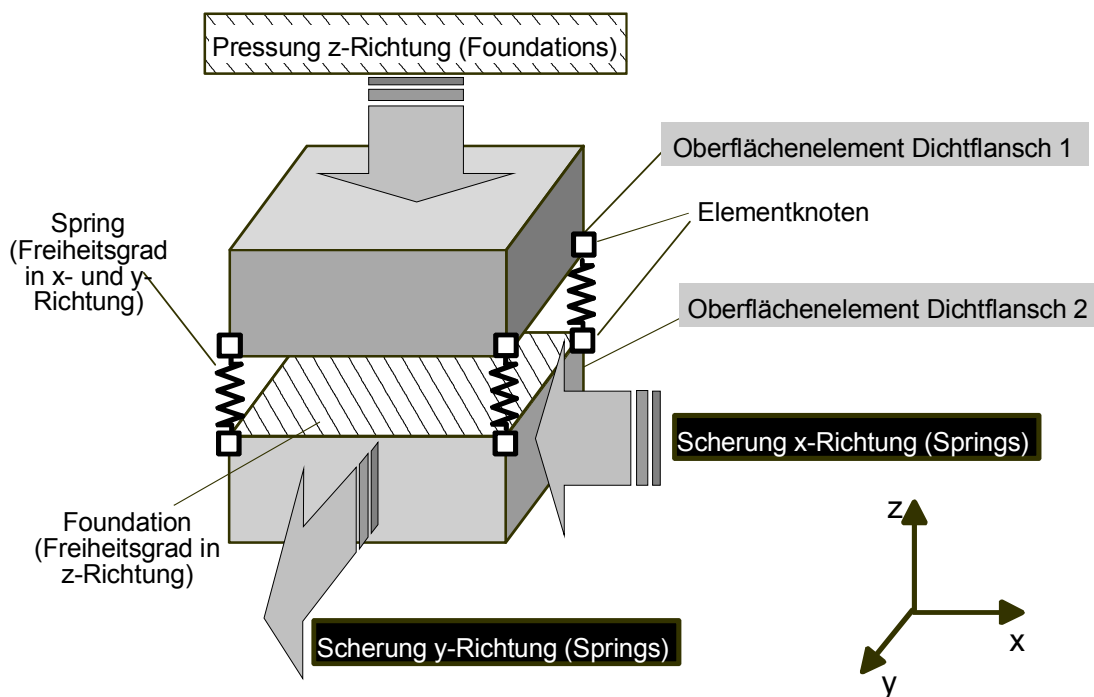


Bild 5.4: Koppellemente „Springs“ repräsentieren das Scherungsverhalten, Koppellemente „Foundations“ das Pressungsverhalten

In Bild 5.5 ist ein Problem verdeutlicht, das bei der Verwendung von Spring-Koppellementen auftreten kann: durch die lokal unterschiedliche Diskretisierung des Modells eines Bauteils entstehen Volumenelemente unterschiedlicher Größe. Wenn alle Elemente einer Oberfläche - wie z.B. der Dichtoberfläche – mit Springs an eine andere Oberfläche gekoppelt werden, haben die Springs, die von großen Elementen umgeben werden (Spring 1 in Bild 5.5), eine großflächigere „Einflusszone“ als die Springs, die von kleineren Elementen umgeben sind (Spring 2 in Bild 5.5). Das würde bedeuten, dass die Dichtoberfläche bei Spring 2 eine höhere Steifigkeit aufweist als bei Spring 1, auch wenn diese beiden Koppellemente dieselbe Federrate besitzen.

Um dieses Problem zu lösen, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Algorithmus entwickelt, der die Flächeneinflussfaktoren für alle Springs der Dichtoberfläche einer FE-modellierten Flächendichtverbindung bestimmt. Dazu werden für alle Springs die zugehörigen Einflusszonen aus einem Viertel der umgebenden Elementoberflächen ermittelt. Diese Methode hat sich als zweckmäßig herausgestellt und liefert sehr gute Resultate, auch wenn sie nicht vollkommen exakt ist, da je nach der Beschaffenheit eines FE-Netzes nicht immer genau ein Viertel der umgebenden Elementoberflächen eines Springs zu dessen Einflusszone gezählt werden kann. Die Flächeneinflussfaktoren werden dann proportional zur Größe der Einflusszonen für alle Springs bestimmt. Ihr Mittelwert beträgt 1. Sie werden als Korrekturfaktor in der benutzerdefinierten MSC.MARC-Subroutine USPRNG mit den Federraten der zugehörigen Springs multipliziert. So kann der Störeinfluss der Vernetzung einer Dichtoberfläche auf die Steifigkeit der verschiedenen Springs hervorragend ausgeglichen werden.

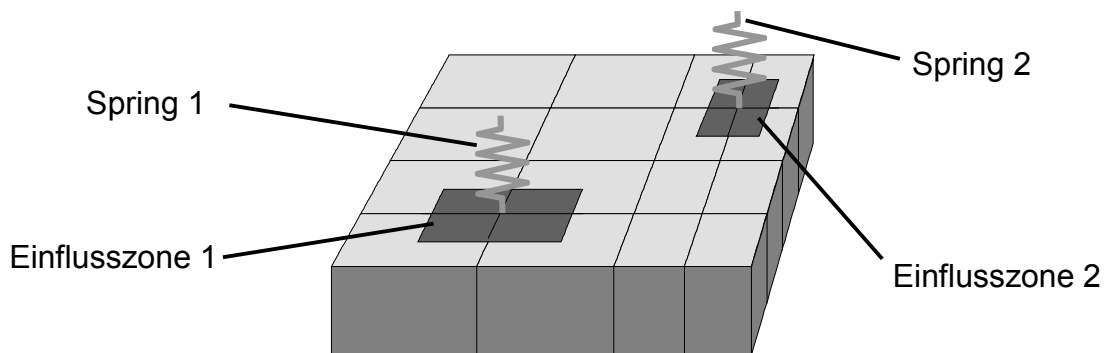


Bild 5.5: Bestimmung der Flächeneinflussfaktoren bei Springs

Desweiteren musste ein zweiter Algorithmus entworfen werden, mit dem alle an einen Springknoten angrenzenden Foundation-Elemente mit dem dazugehörigen Spring gruppiert werden (Bild 5.6). Dies ist notwendig bei der Vorbereitung eines FE-Modells einer Flächendichtverbindung für eine topologische Strukturoptimierung, auf die in Kap. 6 genau eingegangen wird. Dabei wird eine Dichtverbindung automatisiert hinsichtlich verschiedener wählbarer Optimalitätskriterien verändert: bei einer Pressungsoptimierung wird durch das gezielte Deaktivieren von Elementbereichen an der Dichtoberfläche die Verteilung der Flächenpressung möglichst homogen gestaltet. Diese Bereiche können über die aktuellen Pressungswerte der Foundations einfach detektiert und deaktiviert werden. Schwieriger gestaltet sich die Torsionsoptimierung, bei der ebenfalls durch das Deaktivieren von Elementbereichen eine Flächendichtverbindung gestaltet wird mit dem Optimalitätskriterium einer möglichst torsionssteifen Dichtverbindung. Die Detektion dieser Bereiche erfolgt über die Auslenkungen der Springs, die das Scherungsverhalten der Flächendichtung repräsentieren. Damit dann eine Deaktivierung der Springs und der angrenzenden Foundation-Elemente erfolgen kann, müssen diese zuvor zueinander gruppiert worden sein.



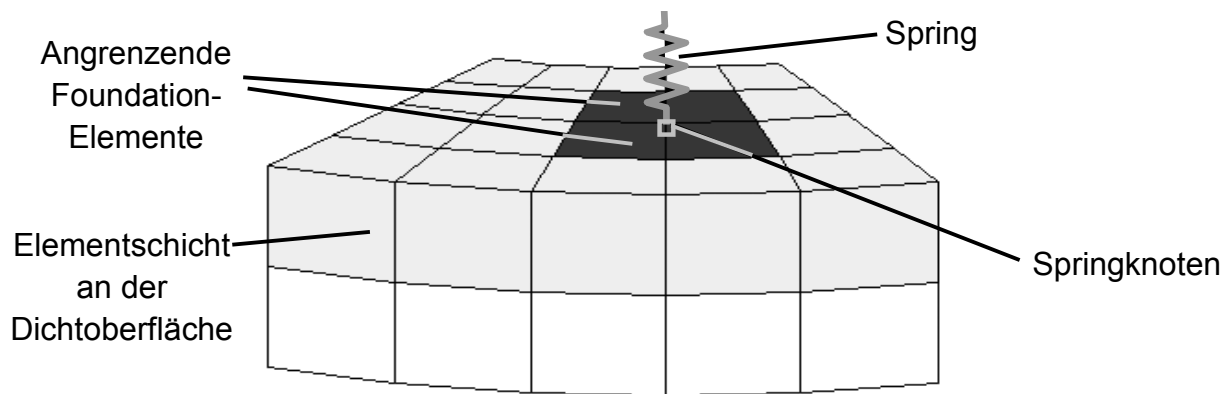


Bild 5.6: Gruppierung von Springknoten und umliegenden Foundation-Elementen am Dichtflansch einer Flächendichtverbindung

Beide Algorithmen – sowohl der zur Bestimmung der Flächeneinflussfaktoren bei Springs (Bild 5.5) als auch der zur Gruppierung von Springknoten und umliegenden Foundation-Elementen (Bild 5.6) - wurden in der Programmiersprache Fortran77 realisiert /11/, /12/.

### Zwischenzusammenfassung von Kap. 5:

Um das Gesamtverformungsverhalten des Systems „Flächendichtverbindung“, das entscheidend vom nichtlinearen Verformungsverhalten des Dichtungsmaterials beeinflusst wird, unter nahezu beliebigen äußeren Beanspruchungen mit der FEA simulieren zu können, wurde ein am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart entwickeltes Werkstoffmodell in Form von Koppellementen in das Finite-Elemente-Programmsystem MSC.MARC/MENTAT implementiert: dabei wird das Pressungsverhalten des Dichtungsmaterials senkrecht zur Dichtfläche mit Foundations (Flächenwiderstand einer Elementoberfläche) und das Scherungsverhalten in der Dichtungsebene mit Springs (Verformungswiderstand zwischen zwei Elementknoten) modelliert. Die Kennlinien des Werkstoffmodells werden den Koppellementen über benutzerdefinierte Subroutinen zur Verfügung gestellt.

Um einen störenden Einfluss ausgleichen zu können, den die zwangsläufig ungleichmäßige Oberflächenknoten-Diskretisierung der Dichtoberfläche auf deren Verformungswiderstand durch die Springs ausübt, wurde ein Algorithmus entwickelt, der diese Störungen mit Flächeneinflussfaktoren kompensiert.

In Vorbereitung auf die topologische Strukturoptimierung der Torsionssteifigkeit von Flächendichtverbindungen in Kap. 6 wurde ein zweiter Algorithmus ausgearbeitet, der alle Oberflächenelemente, die an ein Spring angrenzen, detektiert und gruppiert, damit bei der Deaktivierung eines Springs im Zuge der Topologieoptimierung die umgebenden Dichtflanschbereiche ebenfalls ausgeblendet werden können.

## 6 Topologische Strukturoptimierung von Gehäuse-Dichtsystemen mit IMAStruct

Eine statische Flächendichtverbindung, wie sie z.B. bei Gehäusen von Fahrzeug- oder Industriegetrieben vorkommt, ist häufig hohen statischen und dynamischen äußeren Belastungen ausgesetzt. Statisch wird die Dichtverbindung z.B. durch die Vorspannkraft der Schrauben beansprucht, mit denen das geteilte Gehäuse verschraubt wird, oder durch Biegemomente, die aus der Gewichtskraft des Aggregates oder angeflanschter Baugruppen resultieren können. Dynamische Belastungen stellen z.B. Axialkräfte dar, die von schrägverzahnten Übersetzungsstufen im Getriebe herrühren, oder das Differenz-Drehmoment zwischen Antriebs- und Abtriebsdrehmoment, das vom Gehäuse abgestützt wird. Somit verläuft der Drehmomentfluss auch über die Flächendichtverbindung.

Nach der erfolgten Implementierung eines komplexen Werkstoffmodells (Kap. 5, /1/, /20/, /21/, /22/) für Flächendichtungsmaterialien in das Finite-Elemente-Programmsystem MSC.MARC/MENTAT waren die Voraussetzungen geschaffen für eine rechnerbasierte Optimierung von beliebigen hochdynamisch beanspruchten Flächendichtverbindungen. Dazu wurde im Rahmen dieser Arbeit ein umfangreicher Algorithmus „IMAStruct“ entwickelt, der als integriertes Tool im FE-Solver in der Konstruktionsphase eines Gehäuse-Dichtsystems die optimale Gestaltung des Abdichtbereiches (Flanschkontur, Anbindung an die Gehäusewand, Platzierung von Verrippungen) aktiv unterstützt.

IMAStruct ist ein in der Programmiersprache Fortran77 /5/ geschriebener Algorithmus zur Strukturoptimierung von Flächendichtverbindungen im FE-Programmsystem MSC.MARC/MENTAT.

### 6.1 Motivation für die Entwicklung eines Strukturoptimierers

Bei der Auslegung einer hochbeanspruchten Flächendichtverbindung muss der Konstrukteur vor allem den beiden folgenden Phänomenen entgegenreten:

**Inhomogene Pressung  $\Delta p_D$ :** durch die begrenzte Steifigkeit jedes Dichtflansches kommt es beim Anziehen der Verschraubungen zu Durchbiegungen und dadurch zu einer inhomogenen Pressungsverteilung auf der Dichtoberfläche. Direkt unter einer Verschraubung kann eine unzulässig hohe Flächenpressung auf das Dichtungsmaterial auftreten. Dadurch entsteht die Gefahr einer Schädigung des Dichtungswerkstoffes. Zwischen den Verschraubungen kann es durch Aufklaffeffekte /19/ zwischen den beiden Dichtflanschen zu einem kritischen Abfall der Flächenpressung kommen, was zur unerwünschten Leckage aus dem Dichtraum führen kann.

**Ungleichmäßige Beanspruchung des Dichtungsmaterials durch Schubspannungen  $\tau_{xy}$ :** Durch die Tordierung zweier Gehäusehälften, z.B. durch die Abstützung eines

Differenzmomentes, wird auch das Dichtungsmaterial zwischen den Flanschen auf Scherung beansprucht. Dabei treten in Bereichen hoher Torsionssteifigkeit des Gehäuses niedrige Schubspannungen  $\tau_{xy}$  im Dichtungsmaterial auf, in Bereichen mit großen Torsionsverformungen wird die Dichtung unter Umständen unzulässig stark auf Scherung beansprucht, was zu deren Beschädigung führen kann.

In beiden Fällen kann durch eine gezielte Gestaltung des Gehäuses im Abdichtbereich eine gleichmäßigere Verteilung der Belastungen auf die Flächendichtung erreicht werden. Da diese Optimierungskriterien mit keiner bekannten kommerziellen Software zur Strukturoptimierung erreicht werden können /52/, wurde der anwendungsspezifische Optimierungsalgorithmus IMAStruct entwickelt.

Da es sich um Optimierungen mit dem Ziel eines Grundentwurfes einer Flächendichtverbindung handelt, wurde die Methode der topologischen Strukturoptimierung vorgezogen vor der Shapeoptimierung (Formoptimierung), mit der eher Verbesserungen in Details einer Konstruktion erreicht werden können (vgl. Kap. 2).

## 6.2 Strukturoptimierung an einfachen Schraubflanschen

Die Entwicklung des Strukturoptimierers IMAStruct wurde mit Hilfe des FE-Modells eines einfachen, mit drei Schrauben M10 verbundenen, kreisrunden Flanschpaares mit dazwischenliegender Weichstoffdichtung W1 vorgenommen (vgl. *Bild 6.3*, S. 86). Diese Flächendichtverbindung war bereits in /1/ in leicht abgeänderter Form verwendet worden, um das Verformungsverhalten eines verschraubten Flansch-Dichtsystems zu untersuchen. Dabei wurde die Schraubflanschpaarung experimentell auf dem Flächendichtungsprüfstand des Instituts für Maschinenelemente untersucht bei den äußeren Belastungen, die bei der Montage und im Betrieb auftreten. Strukturmechanisch wurde das Verformungsverhalten der Dichtverbindung mit Hilfe der FEA und dem darin implementierten Werkstoffmodell für Flächendichtungsmaterialien, das in /1/ entwickelt wurde, analysiert.

Die grundlegenden Daten des FE-Modells der Schraubflansche sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt:

Tabelle 6.1: FE-Daten der Schraubflansche

<b>Elemente</b>	2952 isoparametrische Hexaeder-Elemente mit trilinearer Interpolation	
<b>Knoten</b>	4181 (inkl. Tied Nodes)	
<b>Schraubenvorspannkräfte</b> $F_{V,1-3}$ ( <i>Bild 6.3</i> und <i>Bild 6.6</i> )	je 7,5 kN	
<b>Torsionsmoment T</b> ( <i>Bild 6.6</i> )	250 Nm	
<b>Werkstoff:</b>	<b>Flansche</b>	Einsatzstahl
	<b>Schrauben</b>	Vergütungsstahl
		E = 210.000 MPa
		$\mu = 0,3$

<b>Ausgangs-Dichtflanschfläche</b>	5823 mm <sup>2</sup>
<b>Davon freigegebener Optimierungsraum (Opt-Area)</b>	3943 mm <sup>2</sup> (67,7%)
<b>Dichtungsmaterial</b>	Aramidfaserverstärkte Weichstoffdichtung W1 (vgl. Kap. 4), Dicke 1 mm

Dieses einfache Modell von zwei Schraubflanschen eignete sich sehr gut für die Entwicklung eines Algorithmus zur Strukturoptimierung von Flächendichtverbindungen, da auf der einen Seite im Verlauf der Ausarbeitung des IMAStruct-Algorithmus viele FE-Rechengänge notwendig waren und das Modell aufgrund seiner niedrigen Anzahl von Knoten kurze Rechenzeiten des FE-Solvers in Anspruch nahm. Auf der anderen Seite weisen die Schraubflansche mit einer eingelegten Weichstoffdichtung in ausgeprägter Form die Phänomene auf, denen mit Hilfe des zu entwickelnden Strukturoptimierungsprogrammes entgegengetreten werden soll:

- eine **stark inhomogene Verteilung der Pressung  $p_D$  über der Dichtfläche** (vgl. *Bild 6.3*, Optimierungsschritt 0)
- eine **ungleichmäßige Beanspruchung des Dichtungsmaterials durch Schubspannungen  $\tau_{xy}$**  bei der Einleitung eines Torsionsmoments  $T$  in die Dichtverbindung (vgl. *Bild 6.6*, Optimierungsschritt 0)

Da die Schraubflansche große Dichtflächen besitzen, bieten sie einen geeigneten Ausgangs-Optimierungsraum, in dem durch die „Wegnahme“ von Flanschmaterial, d.h. durch das sukzessive Deaktivieren von Volumenelementen im FE-Modell, erreicht werden soll, dass die folgenden drei Optimierungskriterien möglichst gut erfüllt werden:

- **Homogenisierung der Flächenpressung  $p_D$  in der Dichtebene** durch eine beanspruchungsgerechte konstruktive Gestaltung der Flanschblattgeometrie
- **Steigerung der mittleren Flächenpressung  $p_{D,m}$  in der Dichtebene**
- **Gleichmäßige Schubspannungsbeanspruchung des Dichtungsmaterials** ebenfalls durch eine beanspruchungsgerechte konstruktive Gestaltung der Flanschblattgeometrie

Diese Optimierungskriterien sollen auf dem Wege der Topologieoptimierung (vgl. Kap. 6.1) erreicht werden.

### 6.2.1 Pressungsoptimierung an einfachen Schraubflanschen

Die in der FEA realisierte Vorgehensweise bei der Modellierung einer Schraubverbindung ist in *Bild 6.1* im Schnitt dargestellt: die Knoten an der Stirnfläche des Schaftes der dreidimensional aufgebauten Schraube werden durch Verbindungen („Tyings“) mit einem ortsfesten Knoten („Tied Node“) gekoppelt, der nur einen Freiheitsgrad in Achsrichtung der Schraube ( $z$ -Richtung) besitzt und in der  $x$ - und  $y$ -Richtung festge-

setzt wird. Bei der Aufbringung der Schraubenvorspannkraft  $F_V$  im Laufe mehrerer Berechnungssinkremente sind die Gewindeelemente deaktiviert, d.h. sie sind für den FE-Solver nicht existent. Die Schraubenvorspannkraft führt zu einer Zusammenpressung der Flächendichtung, die durch „Face-Foundations“, also durch Oberflächenwiderstände der Flanschelemente (vgl. Kap. 5), in ihrem nichtlinear-elastischen Verformungsverhalten nachgebildet wird. Liegt am Tied Node die volle Vorspannkraft an, so wird sie über ein Berechnungssinkrement gehalten, und die Gewindeelemente werden aktiviert, so dass sie Kräfte aufnehmen und übertragen können. Im darauffolgenden Berechnungssinkrement wird die äußere Kraft  $F_V$  am Tied Node der Schraubenschaft-Stirnfläche entfernt. Es liegt nun eine mit der Vorspannkraft  $F_V$  beaufschlagte Schraubverbindung mit der federnden Klemmlänge  $l_k$  vor, die sich bei der Einleitung von äußeren Betriebskräften  $F_B$  oder bei einem eventuellen Setzen der Flächendichtung realistisch nach dem Verspannungsdiagramm mit den Nachgiebigkeiten  $\delta_S$  der Schraube und  $\delta_T$  der Flansche verhält [9/].

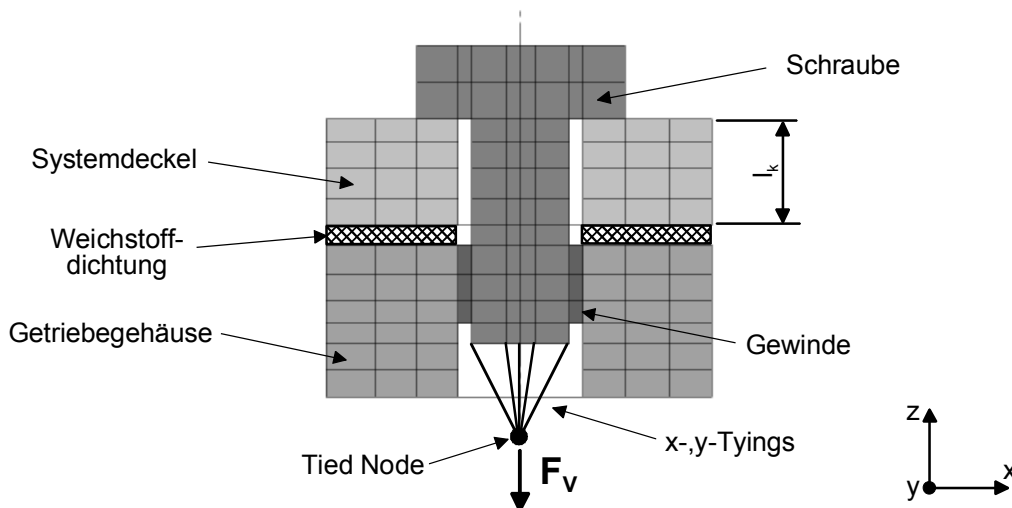


Bild 6.1: Schnittdarstellung der FE-Modellierung einer mit der Kraft  $F_V$  vorgespannten Schraubverbindung mit der Klemmlänge  $l_k$

Als weitere Möglichkeit, die Schraubenvorspannkraft  $F_V$  im FE-Modell aufzubringen, wurde die eines „Isotropic Rezone“ gefunden: dabei wird den Gewindeelementen beim Aufbringen der Vorspannkraft am Tied Node ein infinitesimal niedriger Elastizitätsmodul zugewiesen, d.h. die Elemente verhalten sich völlig „weich“. Ist am Tied Node die volle Kraft  $F_V$  erreicht, wird der Elastizitätsmodul stark hochgesetzt, z.B. auf  $E_{\text{Gewinde}} = 2 \cdot 10^6$  MPa. Nach diesem „Einfrieren“ der Gewindeelemente wird die Vorspannkraft  $F_V$  am Tied Node zurückgenommen; sie bleibt aber im inneren Kraftfluss der Schraube erhalten.

Auf diese Weise kann die initiale Montage-Pressungsverteilung auf der Dichtfläche zwischen den beiden Schraubflanschen berechnet werden (vgl. Bild 6.3, Optimierungsschritt 0). Dies ist der erste Schritt im IMAStruct-Algorithmus zur Pressungsoptimierung von Flächendichtverbindungen, der in Bild 6.2 als Ablaufdiagramm erläutert wird: aus den eingelesenen Pressungswerten  $p_D$  aller Face-Foundations der Dichtoberfläche wird die mittlere Flächenpressung  $p_{D,m}$  ermittelt. Aus der Menge dieser Pres-

sungswerte werden durch IMAStruct die beiden Extremwerte  $p_{D,max}$  und  $p_{D,min}$  herausgesucht. Sie werden benötigt zur Bestimmung der Flächenpressungsinhomogenität  $\Delta p_D = p_{D,max} - p_{D,min}$ . Dieser Kennwert wird verwendet als Bewertungsgröße für den Stand der topologischen Pressungsoptimierung: solange  $\Delta p_D$  einen vom Benutzer vorgegebenen Grenzwert nicht unterschreitet, werden von IMAStruct sukzessive in jedem Optimierungskrement das Face-Foundation mit der geringsten lokalen Pressung und die dahinter angrenzenden Flansch-Volumenelemente deaktiviert. Danach wird die veränderte Verteilung der Flächenpressung über die verbliebene Dichtflächen-Geometrie im FE-Programmsystem MSC.MARC/MENTAT berechnet.

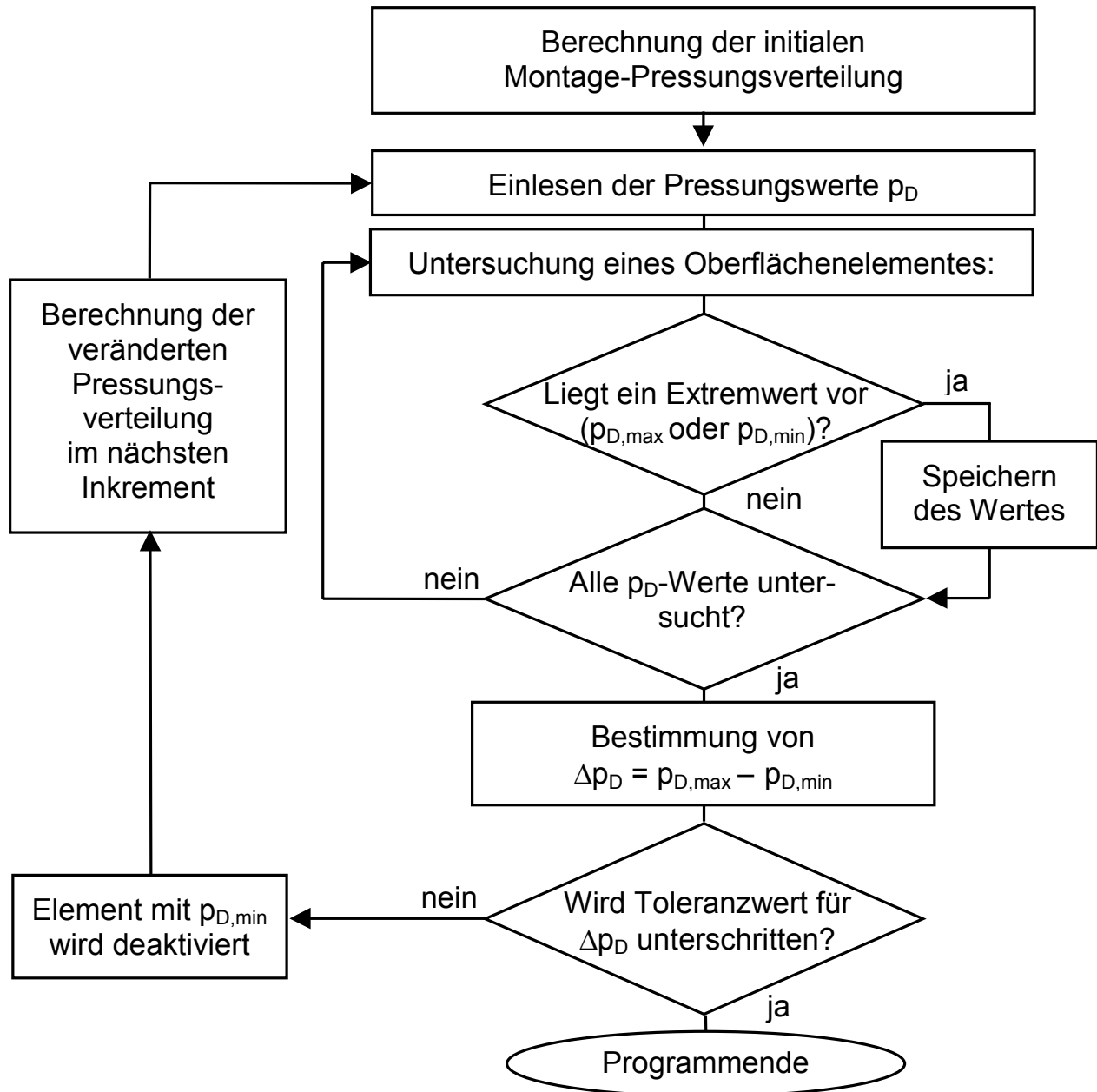


Bild 6.2: IMAStruct-Algorithmus zur Pressungsoptimierung von Flächendichtverbindungen

Diese Optimierungsschleife wird solange durchlaufen, bis die sich ergebende Flächenpressungsinhomogenität  $\Delta p_D$  unter den vom Benutzer vorgegebenen Grenzwert fällt. Wenn dies der Fall ist, wird das Optimierungsprogramm IMAStruct beendet.

Dieser Algorithmus zur Pressungsoptimierung wurde auf das FE-Modell der Schraubflansche angewandt, das in *Bild 6.3* dargestellt ist: der linke und der rechte Dichtflansch sind mit drei Schrauben M 10 verschraubt, die mit einer Vorspannkraft  $F_V$  von je 7,5 kN belastet sind (vgl. *Bild 6.1*). Zwischen den beiden Flanschen wurde eine 1 mm dicke faserverstärkte Weichstoffdichtung modelliert, die bis auf die Durchgangsbohrungen die komplette Dichtfläche abdeckt.

Nach der Montage der Dichtverbindung, also nach dem Anziehen der Schrauben (6 Berechnungsschritte), ergibt sich auf der Flächendichtung die Pressungsverteilung im Optimierungsschritt 0 (*Bild 6.3*, oben rechts): unter den Verschraubungen kommt es aufgrund der begrenzten Biegesteifigkeit der Dichtflansche zu einer Erhöhung der Flächenpressung – bedingt durch die Kraftausbreitung entlang des Röscher-Kegels /47/ - während sich die Flansche zwischen den Schrauben weniger durchbiegen und dadurch die Pressung hier besonders in den Außenbereichen abnimmt. Diese werden von IMAStruct als erste deaktiviert. Dies ist zu sehen im Optimierungsschritt 1, der den Stand der Topologieoptimierung nach dem 18. Inkrement wiedergibt.

Von den Außenbereichen arbeitet sich IMAStruct in den Optimierungsschritten 2 (30. Inkrement) und 3 (60. Inkrement) in Richtung Flanschmitte vor, indem Bereiche deaktiviert werden, die einer homogenen Pressungsverteilung nicht dienlich sind. Dabei steigt – bedingt durch die Reduzierung der Dichtfläche bei gleichbleibenden Schraubenvorspannkraften – die mittlere Flächenpressung  $p_{D,m}$  im Optimierungsschritt 3 im Vergleich zum Optimierungsschritt 0 um 13 % an, während die Differenz  $\Delta p_D$  zwischen maximaler und minimaler Pressung um 36 % abnimmt.

Nach 60 Optimierungsschritten ist somit eine Dichtflanschkontur realisiert, die das Ziel einer möglichst homogenen Verteilung der Flächenpressung erreicht. Sowohl die Gefahr einer Schädigung des Dichtungswerkstoffes durch eine lokal zu hohe Pressung als auch die Gefahr der Leckage in Bereichen des Pressungsabfalls sind beseitigt.

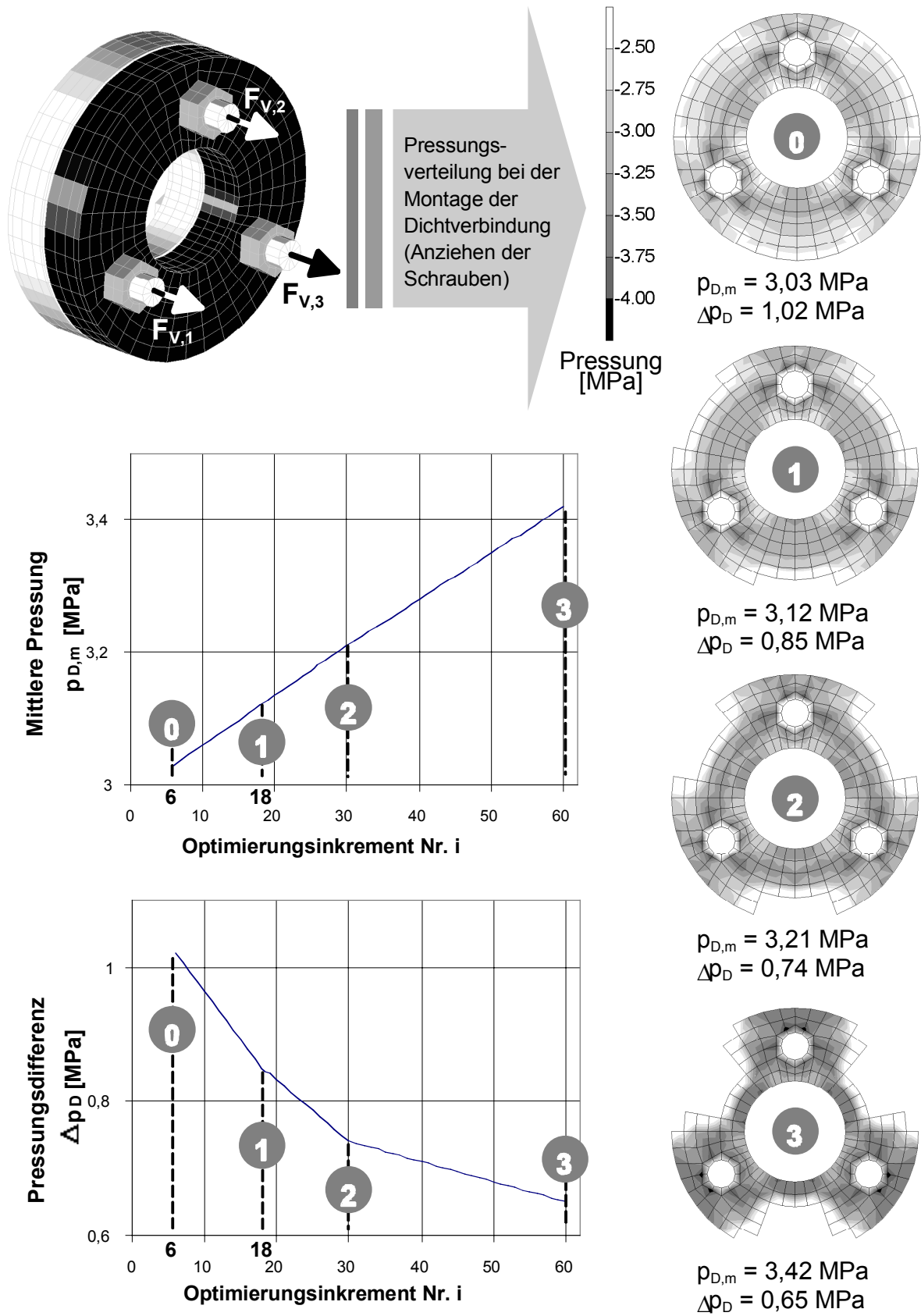


Bild 6.3: Topologische Optimierung der Flächenpressungs-Homogenität mit IMAStruct am Beispiel eines einfachen Schraubflansches



Die Elemente direkt am Innendurchmesser zum Dichtraum sind genauso wie die Elemente unter den Sechskantschraubenköpfen bzw. unter den Sechskantmuttern für die Funktion der Flächendichtverbindung unverzichtbar und daher für die Deaktivierung durch IMAStruct gesperrt. Das wird dadurch erreicht, dass bei der Erstellung des FE-Modells die Flansche in verschiedene Elementgruppen („Element Sets“) aufgeteilt werden. Das Element Set „Opt-Area“ beinhaltet dabei alle Flanschelemente, die für die Optimierung – also für eine Deaktivierung durch IMAStruct – freigegeben sind. Bevor ein Face-Foundation mit den dahinterliegenden Flanschelementen durch den Optimierungsalgorithmus deaktiviert wird, kontrolliert IMAStruct, ob dieses im Element Set „Opt-Area“ liegt. Wenn dies nicht der Fall ist – d.h. es handelt sich um ein Face-Foundation in einem Funktionsbereich – wird der Algorithmus aus *Bild 6.2* so lange durchlaufen, bis das nächste Element deaktiviert werden kann, das in Opt-Area liegt.

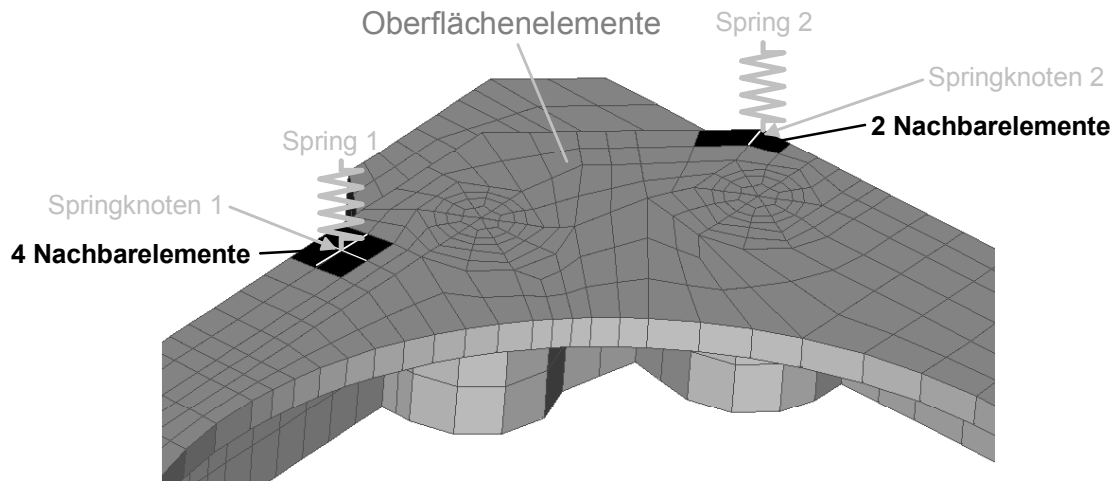
### 6.2.2 Torsionsoptimierung an einfachen Schraubflanschen

Bei der Einleitung eines Torsionsmoments  $T$  in ein verschraubtes Gehäuse-Dichtsystem verläuft der Momentenfluss über die Dichtstelle, so dass die Flächendichtung durch Schubspannungen lokal unterschiedlich stark auf Scherung beansprucht wird, da das Gehäuse mit dem Dichtflächen-Flanschblatt sich durch das Torsionsmoment unterschiedlich verformt. Bei zu großen Schubspannungen kann es zu einer Schädigung des Dichtungswerkstoffes und zum Ausfall der Dichtverbindung kommen. Die Gefahr der Leckage besteht auch, wenn durch die mangelnde Torsionssteifigkeit des Gehäuses durch sogenannte Aufklaffeffekte, d.h. durch das Abheben der beiden Gehäusehälften in der Dichtebene zwischen zwei Verschraubungen, die Flächenpressung  $p_D$  auf die Dichtung stellenweise komplett aufgehoben wird.

Ziel bei der Entwicklung des Software-Tools zur Torsionsoptimierung von Flächendichtverbindungen war eine große Steifigkeit einer Dichtverbindung bei Torsionsbeanspruchung und dadurch eine möglichst gleichmäßige Schubspannungsbeanspruchung des Dichtungsmaterials durch eine beanspruchungsgerechte konstruktive Gestaltung der Flanschblattgeometrie. Die Vorgehensweise im IMAStruct-Optimierungsalgorithmus ist im Ablaufdiagramm *Bild 6.5* dargestellt: zu Beginn wird die initiale Gehäuse-Verformung bei dem eingeleiteten Torsionsmoment  $T$  berechnet. An der Flanschoberfläche der untersuchten Flächendichtverbindung befinden sich in der Dichtebene die Koppелеlemente „Springs“ (vgl. Kap. 5), die das nichtlinear-elastische Scherverhalten des Dichtungswerkstoffes verkörpern. Bei Verformungen in der Dichtebene – z.B. bei einer relativen Verdrehung der Flansche zueinander bei Torsion – erfahren die gegenüberliegenden Oberflächenknoten und dadurch die Springs unterschiedliche Auslenkungen bedingt durch die lokal unterschiedliche Steifigkeit der Schraubflansche. Durch den IMAStruct-Optimierungsalgorithmus werden die Bereiche des Flanschblattes ausfindig gemacht, die bei einer Torsion des Gehäuses den geringsten Scherauslenkungen  $u_{D,min}$  unterliegen, da diese Bereiche eine genügend große Torsionssteifigkeit besitzen und dadurch sukzessive deaktiviert werden können, während die Bereiche mit großen Scherauslenkungen  $u_D$  bereits überdurchschnittlich stark schubbeansprucht werden und dadurch für eine hohe Flanschsteifigkeit unverzichtbar

sind. Auf diese Weise sollen sich die unterschiedlich hohen Schubspannungen auf der Dichtfläche schrittweise angleichen.

Das Scherungsverhalten des Dichtungsmaterials wird durch Koppellemente „Springs“ wiedergegeben. Deswegen werden alle Oberflächenelemente und die dahinterliegenden Flanschblattelemente, die an das Spring mit der minimalen Spring-Scherauslenkung  $u_{D,min}$  angrenzen, vom IMAStruct-Algorithmus zur Torsionsoptimierung deaktiviert (vgl. *Bild 6.4*). Welche Elemente zum detektierten  $u_{D,min}$ -Spring gehören, wurde zuvor von einem ebenfalls am IMA entwickelten Gruppierungsalgorithmus analysiert und in einer Datei abgelegt, die für IMAStruct zugänglich ist /11/, /12/.



*Bild 6.4:* Deaktivierung des Flanschbereiches mit der minimalen Spring-Scherauslenkung  $u_{D,min}$

Im Anschluss an die Deaktivierung des aktuellen  $u_{D,min}$ -Bereiches wird jeweils im nächsten Inkrement die veränderte Torsionsverformung berechnet. Diese Iterationschleife wird solange durchlaufen, bis ein vom Benutzer vorzugebender Grenzwert für  $u_{D,max}$  unterschritten wird, d.h. dass die ungleichmäßige Scherbeanspruchung des Dichtungsmaterials dann soweit homogenisiert ist, dass die maximale vorkommende Scherauslenkung  $u_D$  unter den benutzerdefinierten Wert abfällt. In diesem Fall beendet IMAStruct den Optimierungsalgorithmus (*Bild 6.5*).

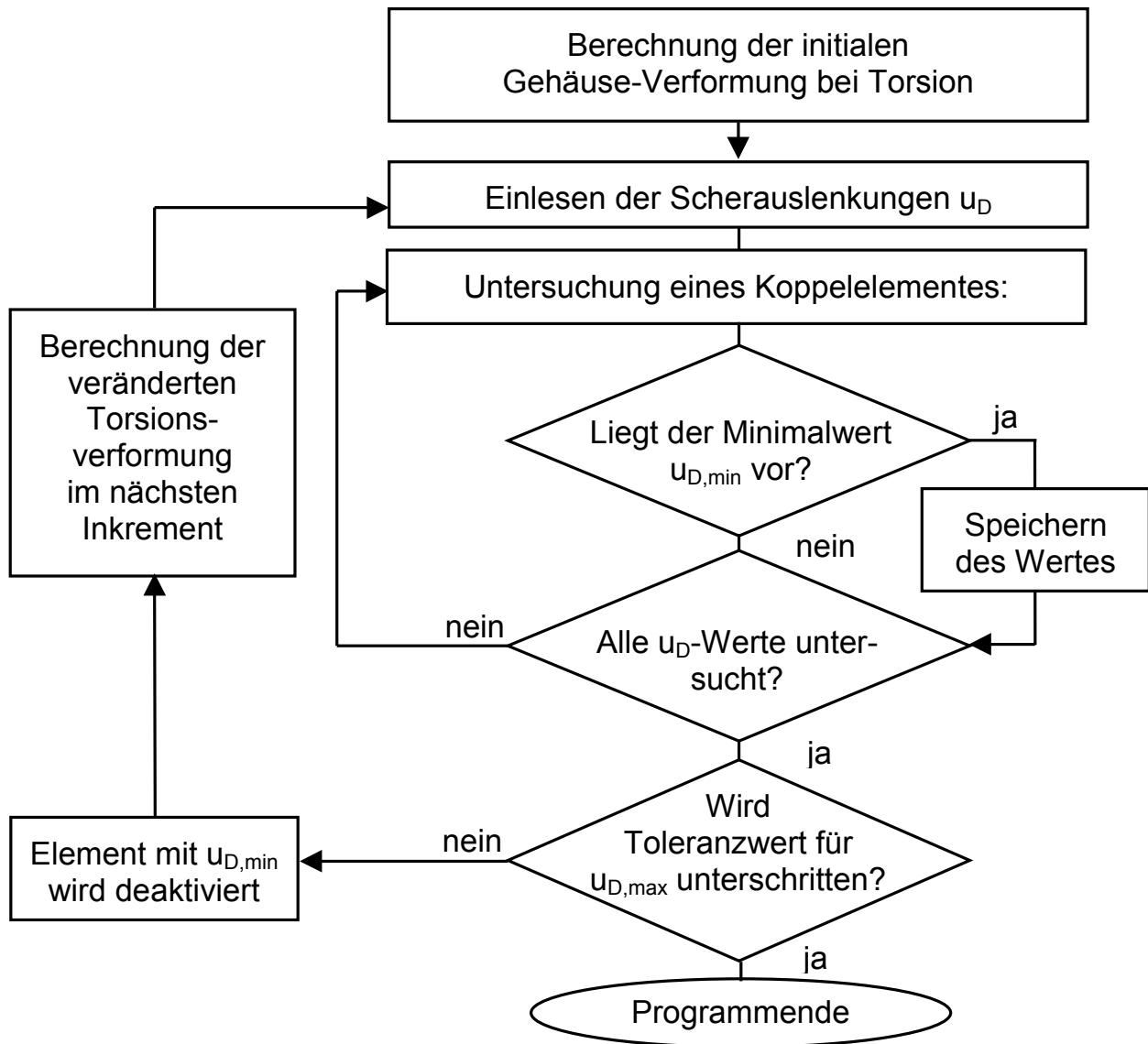


Bild 6.5: IMAStruct-Algorithmus zur Torsionsoptimierung von Flächendichtverbindungen

Dieser Algorithmus zur Torsionsoptimierung wurde auf das FE-Modell der Schraubflansche angewandt, das in *Bild 6.6* dargestellt ist: der linke und der rechte Dichtflansch sind mit drei Schrauben M10 verschraubt, die – wie bei der Pressungsoptimierung - mit einer Vorspannkraft  $F_V$  von je 7,5 kN belastet sind. Zwischen den beiden Flanschen wurde eine 1 mm dicke faserverstärkte Weichstoffdichtung W1 (vgl. Kap. 4) modelliert, die bis auf die Durchgangsbohrungen die komplette Dichtfläche abdeckt. Nach dem Anziehen der Schrauben werden die beiden Flansche mit einem Torsionsmoment  $T = 250$  Nm zueinander verdreht. Die Einleitung des Torsionsmoments erfolgt erneut an einem Tied Node, der über Tyings das Moment auf die verbundenen Flanschknotten verteilt (vgl. *Bild 6.6*, oben links). Auf der Ausgangsgeometrie der Dichtfläche  $A_0$  im Optimierungsschritt 0 (vgl. *Bild 6.6*, oben rechts) ist die initiale Verteilung der Schubspannung  $\tau_{xy}$  nach der Verdrehung um  $\varphi_0$  zu sehen: durch das Torsionsmoment kommt es zu einem Verkippen der Flansche. Das äußert sich in einer Schubspannungszunahme jeweils auf der im Uhrzeigersinn neben der Verschraubung liegenden Seite, während es auf der anderen Seite zum Aufklaffen kom-

men kann. Das kann die Flächenpressung auf der Dichtfläche verringern, das Risiko einer Leckage steigt. In allen Optimierungsstadien ist direkt um die Bohrungen unter den Schraubenköpfen die Schubspannung am größten, da hier aufgrund der hohen Verpressung der Flansche der größte Anteil des Torsionsmoments übertragen wird.

Durch IMAStruct werden nun die weiteren Optimierungsschritte  $i = 1, 2$  und  $3$  herausgearbeitet, wobei der Verdrehwinkel der Dichtflächen  $\varphi_i$  bzw. das Verhältnis  $\varphi_i/\varphi_0$  bedingt durch die Wegnahme von Flanschmaterial ansteigt und die Dichtfläche  $A_i$  bzw. das Verhältnis  $A_i/A_0$  abnimmt (siehe oberes Diagramm in *Bild 6.6*). Die Verteilung der Schubspannung  $\tau_{xy}$  auf der Dichtfläche wird im Laufe der Optimierung gleichmäßiger. Aus dem „ideal steifen“ Optimierungsraum im Optimierungsschritt  $0$  wird also eine möglichst torsionssteife Flanschkontur mit reduzierter Fläche und Masse durch ein leichtes Ansteigen des Verdrehwinkels  $\varphi_i$  „erkauft“. Um die Effizienz der einzelnen Optimierungsschritte auf die Steigerung der Torsionssteifigkeit bewerten zu können, wurde der Optimierungsfaktor  $K_{\text{opt}}$  als Verhältnis von Flächenreduzierung zu Relativverdrehung eingeführt:

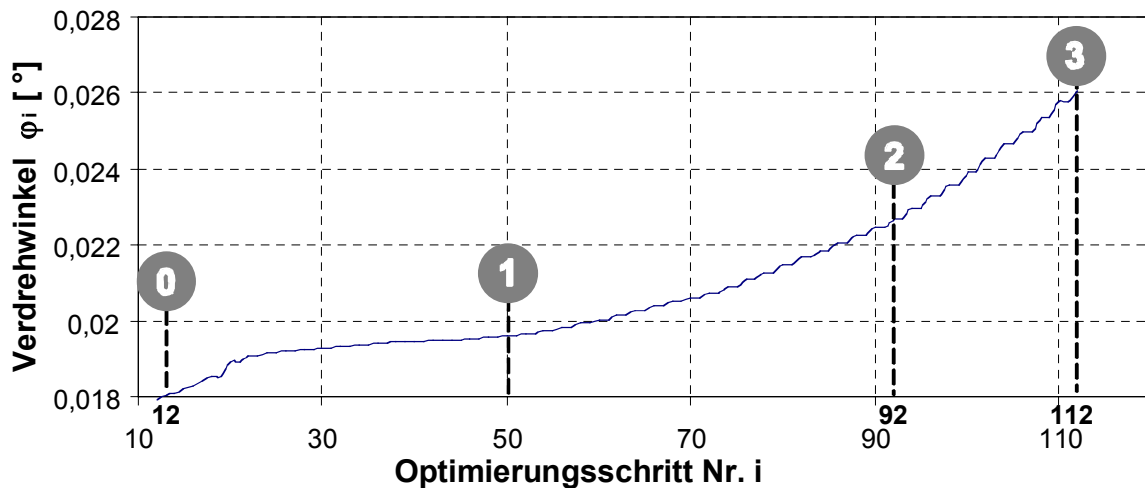
$$K_{\text{opt}} = \frac{|1 - A_i/A_0|}{|1 - \varphi_i/\varphi_0|}. \quad (6.1)$$

Bei maximalem  $K_{\text{opt}}$  (siehe unteres Diagramm in *Bild 6.6*) ist die Wirksamkeit der Torsionsoptimierung am größten; die Wegnahme von Flanschmaterial  $A_{i-1} - A_i$  durch IMAStruct im  $i$ -ten Inkrement wird durch eine minimale Vergrößerung der Relativverdrehung  $\varphi_{i-1} - \varphi_i$  „bestraft“. Die Effizienz der Topologieoptimierung ist im Beispiel in *Bild 6.6* also im 75. Inkrement zwischen Optimierungsschritt  $1$  und  $2$  am größten, da der Verlauf von  $K_{\text{opt}}$  dort sein Maximum aufweist.

Nach  $112$  Inkrementen liegt im Optimierungsschritt  $3$  durch die beanspruchungsgerechte konstruktive Gestaltung der Flanschblattgeometrie eine Dichtflanschkontur mit sehr gleichmäßiger Schubspannungs-Beanspruchung des Dichtungsmaterials vor.



In *Bild 6.7* ist die Entwicklung des Verdrehwinkels  $\varphi_i$  zwischen den beiden Schraubflanschen im Verlauf der Torsionsoptimierung aufgetragen: bis zum 50. Inkrement bleibt der Steifigkeitsverlust der Dichtverbindung durch die Wegnahme von Flanschmaterial gering. Der Verdrehwinkel steigt vom Ausgangswert vor Optimierungsbeginn  $\varphi_{12} = 0,018^\circ$  auf lediglich  $\varphi_{50} = 0,0196^\circ$  im Optimierungsschritt 1 an. Ab dem 50. Inkrement bewirkt die Topologieoptimierung allerdings einen progressiv ansteigenden Steifigkeitsverlust der Dichtverbindung. Der Verdrehwinkel wächst bis zum Ende im 112. Inkrement auf  $\varphi_{112} = 0,026^\circ$ .



*Bild 6.7:* Entwicklung des Verdrehwinkels  $\varphi_i$  zwischen den beiden Schraubflanschen bei der Torsionsoptimierung. Eingezeichnet sind die Optimierungsschritte 0 bis 3 (vgl. *Bild 6.6*).

### 6.3 Strukturoptimierung am Gehäuse eines Stirnradgetriebes

Nach der Entwicklung der beiden IMAStruct-Algorithmen zur Pressungs- (Kap. 6.2.1) und Torsionsoptimierung (Kap. 6.2.2) am Fallbeispiel einer einfachen, kreissymmetrisch verschraubten Flächendichtverbindung sollte die Übertragbarkeit dieses Strukturoptimierers auf beliebig komplexe Gehäuse-Dichtsysteme untersucht werden. Dazu wurde das Gehäuse eines seriengängigen Stirnradtriebemotors (*Bild 6.8*) ausgesucht.

Diese modular aufgebaute Antriebseinheit besteht aus einem Elektromotor und abtriebsseitig aus einem Stirnradgetriebe, das die Drehzahl und das Antriebsmoment über eine fliegend gelagerte Eingangswelle und über zwei Zahnradstufen wandelt. Die Zwischen- und die Abtriebswelle besitzen jeweils eine Fest- Loslagerung. Um denselben E-Motorentyp mit unterschiedlichen Stirnradgetrieben koppeln zu können, werden diese beiden Module über einen Systemdeckel verbunden.

Einsatzgebiete des Stirnradtriebemotors finden sich z.B. bei Rollgängen in Walzwerken oder bei Antrieben in Klärwerken.

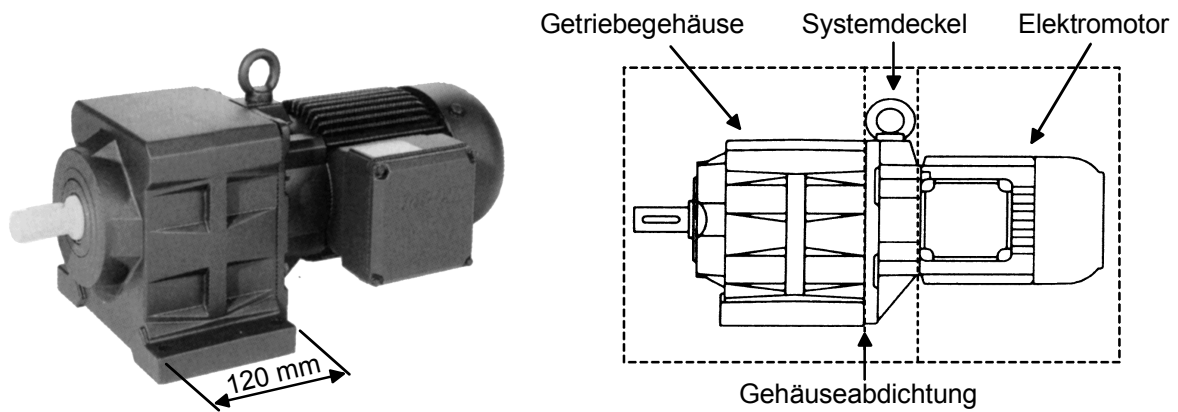


Bild 6.8: Aufbau des Stirnradtriebemotors (Bauer Reihe BG)

Die Abdichtung zwischen dem ölbefüllten Getriebegehäuse und dem „leeren“ Systemdeckel übernimmt auf der dynamischen Seite ein Radial-Wellendichtring (RWDR), der auf der rotierenden Getriebe-Eingangswelle (Ritzelwelle) läuft, und auf der statischen Seite die Gehäuseabdichtung, für die in der Regel eine Weichstoffdichtung oder ein anaerob aushärtendes FIP-Flüssigdichtmittel verwendet wird. Desweiteren wird das Getriebe gegenüber der Umgebung durch einen zweiten RWDR auf der Ausgangswelle abgedichtet.

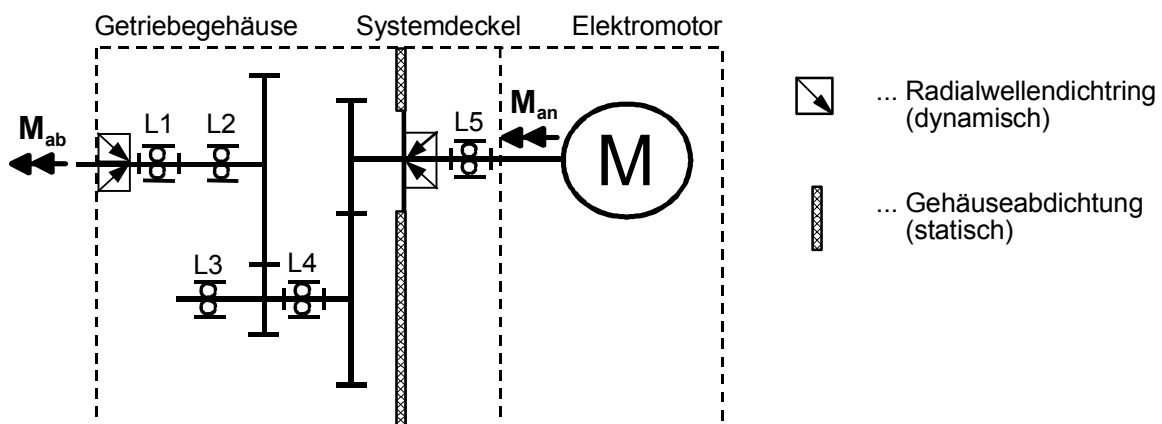


Bild 6.9: Räderplan des Stirnradtriebes mit statischen und dynamischen Dichtungen

In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten technischen Daten des Stirnradtriebemotors zusammengestellt:

Tabelle 6.2: Technische Daten des Stirnradtriebemotors

<b>Elektromotor</b>	Drehstrom-Asynchronmotor mit Antriebsleistung $P = 2,2 \text{ kW}$
<b>Antriebsmoment <math>M_{an}</math> an Ritzelwelle</b>	15 Nm
<b>Antriebsdrehzahl <math>n</math></b>	$1400 \text{ min}^{-1}$
<b>Abtriebsmoment <math>M_{ab}</math> an Arbeitswelle</b>	100 Nm
<b>Übersetzung <math>i</math> des Stirnradtriebes</b>	6,7

<b>Masse m des Stirnradtriebemotors</b>	37 kg
<b>Werkstoff des Systemdeckels und des Getriebegehäuses</b>	AlSi12 (Druckguss)
<b>Werkstoff der Gehäuseabdichtung</b>	Aramid-Faserverstärkte Elastomerdichtung, Dicke 0,5 mm
<b>Anzugsmoment der M6-Verschraubungen von Gehäuse und Deckel</b>	11 Nm

Analog zu den beiden Schraubflanschen in Kap. 6.2 wurden das Gehäuse (*Bild 6.10*) und der Systemdeckel (*Bild 6.12*) des Stirnradtriebemotors im Preprozessor MSC.Patran modelliert und mit Hexaeder-Elementen vernetzt.

Das Getriebegehäuse (*Bild 6.10*) ist in kompakter Topfbauforn gestaltet und sehr steif ausgelegt. Die Lagersitze sind zur besseren Einleitung des gewandelten Drehmomentes in das Gehäuse mit diesem mehrfach verrippt. An der Außenkontur besitzt das Gehäuse mehrere horizontal verlaufende Versteifungsrippen.

Die grundlegenden Daten des FE-Modells des Stirnrad-Getriebegehäuses sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt:

*Tabelle 6.3: FE-Daten des Stirnrad-Getriebegehäuses*

<b>Elemente</b>	37.234 isoparametrische Hexaeder-Elemente mit trilinearer Interpolation
<b>Knoten</b>	48.292 (inkl. Tied Nodes)
<b>Schraubenvorspannkräfte <math>F_{v,1-8}</math> (<i>Bild 6.13</i> und <i>Bild 6.17</i>)</b>	je 1,5 kN
<b>Querkraft <math>F_Q</math> (<i>Bild 6.17</i>)</b>	500 N
<b>Torsionsmoment <math>T</math> (<i>Bild 6.17</i>)</b>	75 Nm
<b>Werkstoff Gehäuse und Systemdeckel</b>	Aluminium ( $E = 70.000 \text{ N/mm}^2$ , $\mu = 0,33$ )
<b>Werkstoff Schrauben</b>	Vergütungsstahl ( $E = 210.000 \text{ N/mm}^2$ , $\mu = 0,3$ )
<b>Original-Dichtfläche</b>	901 mm <sup>2</sup>
<b>Ausgangs-Dichtflanschfläche</b>	2.056 mm <sup>2</sup>
<b>Davon freigegebener Optimierungsraum (Opt-Area)</b>	1.155 mm <sup>2</sup>
<b>Dichtungsmaterial</b>	Aramidfaserverstärkte Weichstoffdichtung W1 (vgl. Kap. 4), Dicke 0,5 mm



Die Verbindung mit dem Systemdeckel erfolgt über acht Schrauben M 6, die durch die Dichtungsgeometrie auf dem Flanschblatt verlaufen. Diese Verschraubungen müssen gewährleisten, dass auf die Flächendichtung zwischen dem Gehäuse und dem Systemdeckel an jeder Stelle eine genügend große Flächenpressung  $p_D$  wirkt, so dass sowohl direkt nach der Montage als auch im gesetzten stabilisierten Betriebszustand im Stillstand und unter Volllast bei der Übertragung des maximalen Drehmomentes eine zuverlässige Dichtwirkung gewährleistet werden kann.

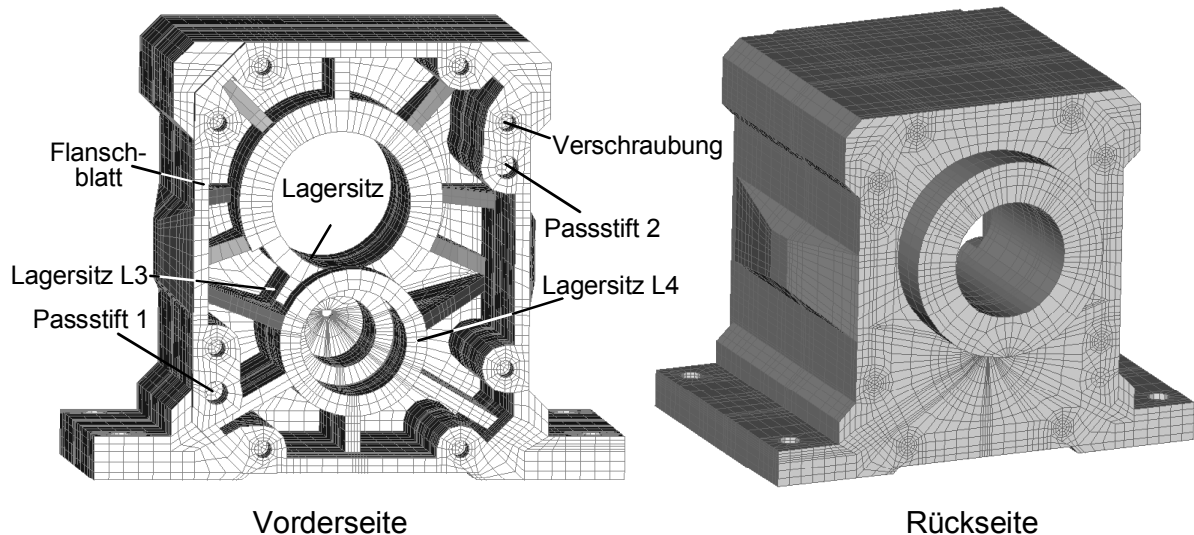


Bild 6.10: FE-modelliertes Original-Getriebegehäuse

Zur besseren Übertragung des gewandelten Drehmomentes sind das Gehäuse und der Systemdeckel zusätzlich durch zwei Passestifte verbunden, die ebenfalls durch die Dichtung geführt werden. Dadurch wird das Dichtungsmaterial aus dem Hauptmomentenfluss genommen. Bild 6.11 zeigt die Randbedingungen, mit denen die Anbindung der Passestifte an ihre Umgebung nachgebildet wird. Dazu wird zwischen den beiden Flanschen „Systemdeckel“ und „Getriebegehäuse“ ein ortsfester Knoten („Tied Node“) modelliert, der mit den Knoten der Passestiftbohrung des Getriebegehäuses in x-, y- und z-Richtung über feste Verbindungen („Tyings“) gekoppelt wird. Gleichzeitig wird der Tied Node mit dem Systemdeckel durch x- und y-Tyings verbunden, die einen Freiheitsgrad in z-Richtung besitzen. So wird eine realistische Passestiftverbindung nachgebildet, die Querkräfte, die aus dem Drehmoment resultieren, aber keine axialen Kräfte übertragen kann. Es ist zu beachten, dass es beim Gehäuse und beim Systemdeckel durch das Einleiten äußerer Lasten zu Verformungen kommen kann, die die Pressung  $p_D$  erhöhen bzw. reduzieren. Beispiele für äußere Lasten sind das Torsionsmoment  $T$ , die Verschraubungskräfte  $F_V$ , das Biegemoment und die Querkraft  $F_Q$  durch die Masse des E-Motors.

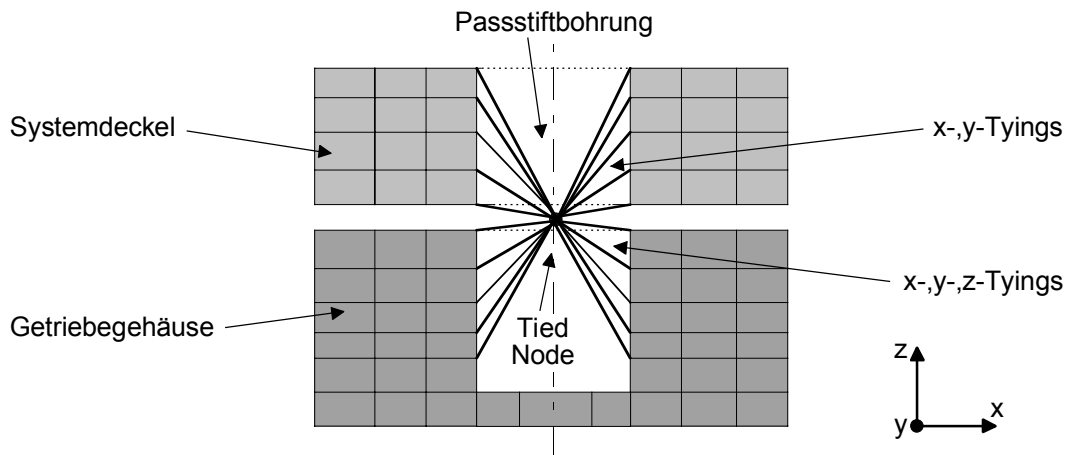


Bild 6.11: FE-Modellierung einer Passstiftverbindung zur Übertragung des Drehmomentes zwischen Gehäuse und Systemdeckel

In Bild 6.12 ist das FE-Modell des Systemdeckels des untersuchten Stirnradgetriebemotors dargestellt: es besteht aus 8771 Hexaeder-Elementen und besitzt zum Getriebe hin dieselbe Flanschblattgeometrie wie das Gehäuse. Hier liegt die Gehäuseabdichtung am Deckel an. Im Lagersitz L5 (vgl. Bild 6.9) befindet sich das Festlager für die Eingangswelle des Elektromotors, der mit vier Schrauben M 6 am Systemdeckel befestigt wird. Die Versteifung des Deckels gegen Torsion durch das Drehmoment übernehmen vier am Umfang angeordnete massive Rippen.

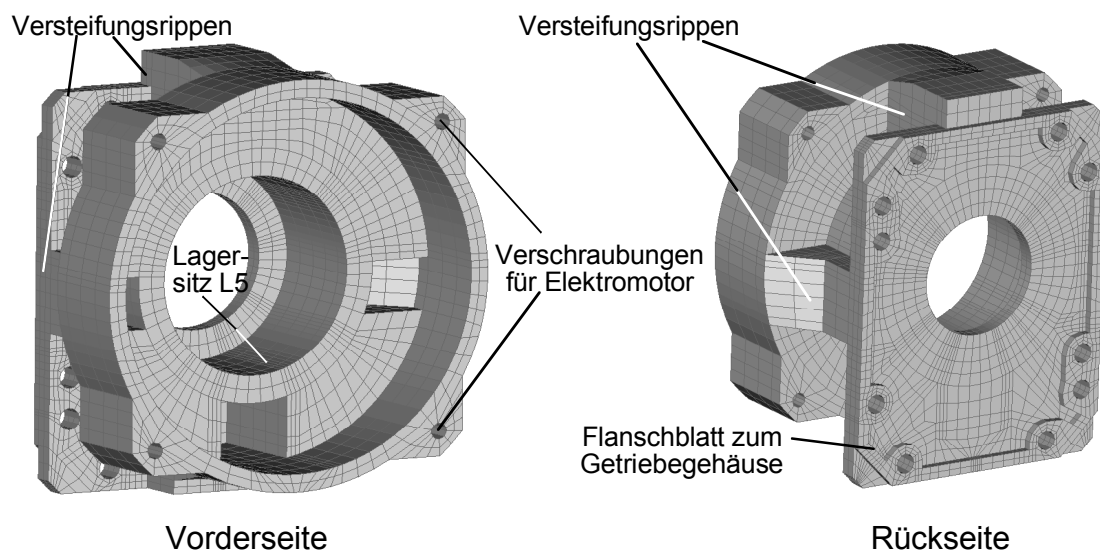
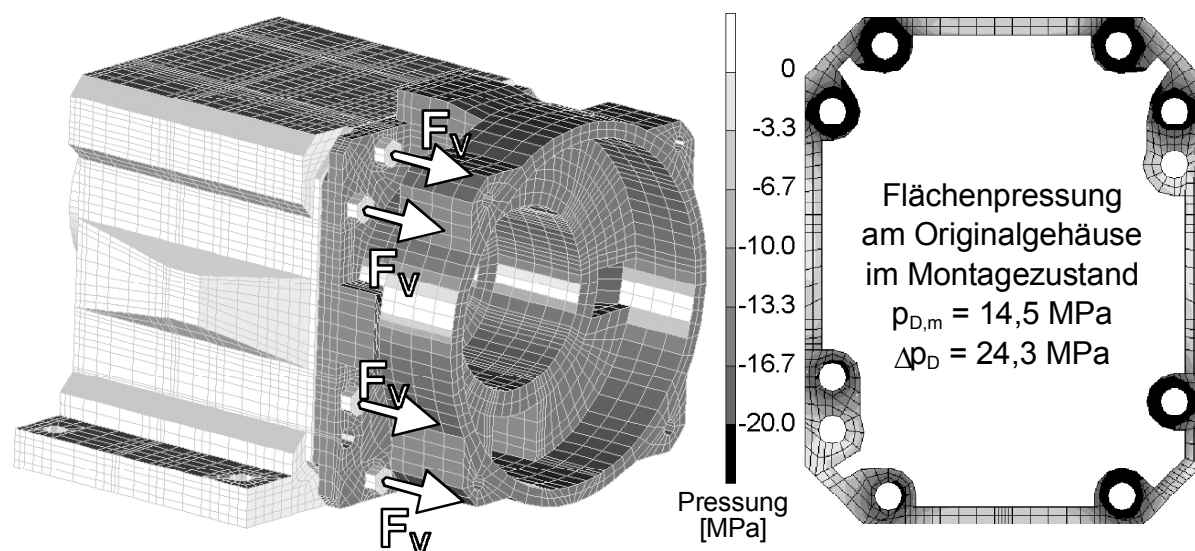


Bild 6.12: FE-modellierter Systemdeckel

### 6.3.1 Pressungsoptimierung am Gehäuse eines Stirnradgetriebes

Das Flanschblatt eines Gehäuse-Dichtsystems (vgl. Bild 6.10 und Bild 6.12) kann durch eine entsprechende Formgebung dazu beitragen, die Schraubenkräfte gleichmäßig auf der Dichtfläche des Flanschblattes zu verteilen, so dass eine möglichst homogene Flächenpressung erreicht werden kann. Unter den Schraubenköpfen breitet sich die Pressung nach dem sogenannten Röscher-Kegel /47/ aus. Deshalb sollte die Dicht-

fläche direkt unter einem Schraubenkopf größer sein als in den Bereichen zwischen zwei Verschraubungen, wo die Flächenpressung im allgemeinen stark abfällt und es zur Leckage durch mangelnde Anpressung des Dichtmaterials kommen kann. In *Bild 6.13* ist das Getriebegehäuse mit Systemdeckel im seriengängigen Originalzustand abgebildet mit der dazugehörigen FE-berechneten Verteilung der Flächenpressung  $p_D$  auf der Dichtfläche. Die acht Schrauben sind jeweils mit einer Vorspannkraft von  $F_V = 1,5 \text{ kN}$  beaufschlagt.



*Bild 6.13:* Randbedingungen bei der FE-Berechnung der Flächenpressungsverteilung an der Flächendichtung zwischen Originalgehäuse und -deckel

Obwohl die Flanschblattgeometrie entsprechend den geltenden Gestaltungsrichtlinien für Flächendichtverbindungen /13/, /14/, /16/ ausgelegt ist, ist beim FE-berechneten Pressungsabdruck des Originalgehäuses in *Bild 6.13* eine Pressungsinhomogenität  $\Delta p_D$  zu erkennen. Aufgrund der Ausbreitung der Schraubenkräfte entlang des Röscher-Kegels /47/ ist unter den Schraubenköpfen die Flächenpressung  $p_D$  wesentlich höher als im Bereich zwischen den Verschraubungen. Diese Inhomogenität könnte durch eine angepasste Formgebung des Flanschblattes deutlich verringert werden.

Daher wurde die Dichtverbindung neu modelliert mit einem Flanschblatt als Optimierungsraum, das so groß gestaltet wurde, wie es der Bauraum des Stirnradgetriebemotors zuließ (siehe *Bild 6.14*, oben links). Aus diesem Optimierungsraum arbeitet der IMAStruct-Algorithmus zur Pressungsoptimierung inkrementell eine Kontur heraus, die dem Optimierungskriterium „homogene Pressungsverteilung“ schrittweise näherkommt. Wie schon bei der Strukturoptimierung der Schraubflansche in Kap. 6.2 geht IMAStruct auch hier nach dem Prinzip der Topologieoptimierung durch das Deaktivieren von Elementen vor, die für das Erreichen des Optimierungskriteriums nicht nützlich sind. In *Bild 6.14* sind in jedem Optimierungsschritt diejenigen Elemente dunkelgrau hinterlegt, die seit dem vorangegangenen Optimierungsschritt von IMAStruct deaktiviert wurden.

Der angewandte Algorithmus ist der gleiche wie bei der Pressungsoptimierung der Schraubflansche (vgl. *Bild 6.3*). Zuerst wird in den Bereichen der Gehäusestege, wo

die Verschraubungen weit von einander entfernt sind, Material entfernt (*Bild 6.14*, oben rechts und unten links): bis zum Optimierungsschritt 2 (90. Inkrement) werden anfänglich die vertikalen Stege, bei denen die Schraubenabstände am größten sind, und dann bis zum Optimierungsschritt 3 (170. Inkrement) die horizontalen Stege in ihren Wandstärken an den Pressungsverlauf angepasst. Bereits in diesem Stadium der Topologieoptimierung ist eine deutliche Verbesserung der Pressungsinhomogenität  $\Delta p_D$  festzustellen, während die mittlere Flächenpressung  $p_{m,i}$  bei gleichbleibenden Schraubenvorspannkräften  $F_v$  aufgrund der in jedem Inkrement  $i$  kleiner werdenden Dichtfläche  $A_i$  ansteigt. Die Entwicklung der Pressungswerte  $\Delta p_{D,i}$  und  $p_{m,i}$  über den inkrementellen Verlauf der Topologieoptimierung ist in *Bild 6.16* aufgetragen, die Abnahme der Dichtfläche  $A_i$  ist in *Bild 6.20* auf S. 106 dargestellt. In Optimierungsschritt 4 werden vor allem die Bereiche um die Verschraubungen bearbeitet. Am Ende der Optimierung mit IMAStruct im 250. Inkrement ergibt sich eine Dichtflanschkontur, die der Ausgangskontur des Originalgehäuses (vgl. *Bild 6.13*, S. 97) sehr nahe kommt, aber vor allem aufgrund der angepassten Bereiche um die Verschraubungen mit den im Vergleich zur Ausgangskontur stetigen Berandungslinien wesentlich verbesserte Pressungswerte aufweisen kann. So konnte die Pressungsinhomogenität über der Dichtfläche  $\Delta p_D$  von 24,3 MPa beim Originalgehäuse um 27 % auf 17,7 MPa beim Gehäuse im Optimierungsschritt 4 reduziert werden. Das ist angesichts der Tatsache, dass die Dichtflanschkontur des Originalgehäuses bereits nach modernen Erkenntnissen über die Gestaltung von Gehäuse-Dichtsystemen im Abdichtbereich ausgelegt ist, eine entscheidende konstruktive Verbesserung der Funktionssicherheit der Dichtverbindung.

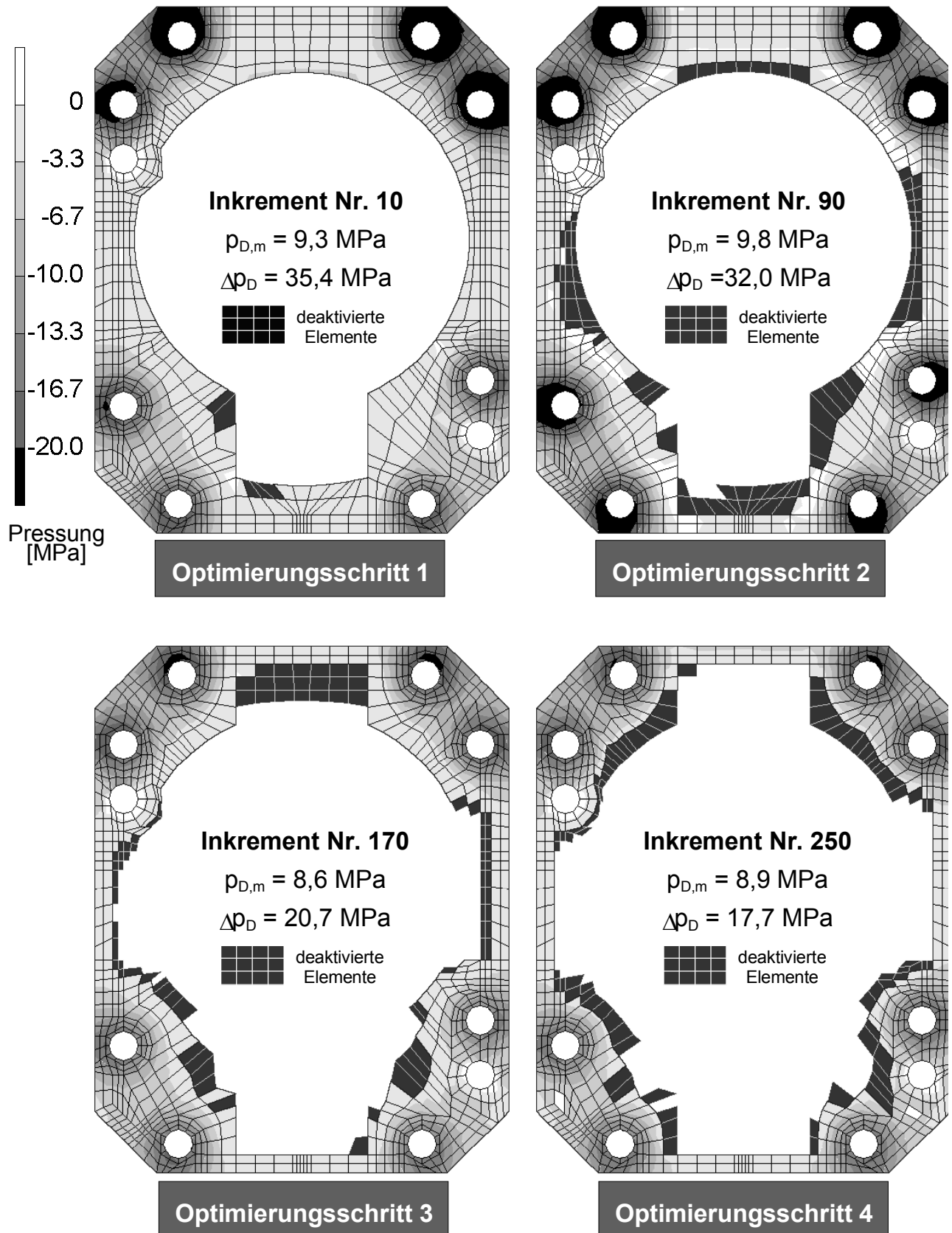
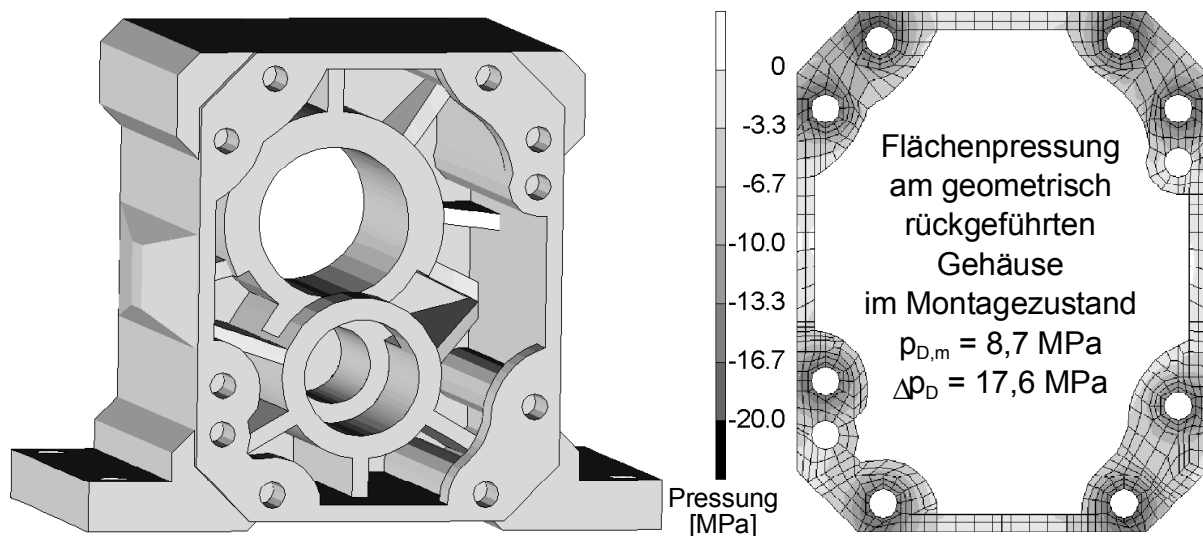


Bild 6.14: Topologische Optimierung der Flächenpressungs-Homogenität mit IMAStruct am Gehäuse eines Stirnradtriebemotors

Die Dichtflanschkontur, wie sie IMAStruct in *Bild 6.14* unten rechts vorschlägt, genügt in einigen Aspekten noch nicht fertigungstechnischen Ansprüchen. Da bei der Methode der Topologieoptimierung durch das Deaktivieren von Elementen eines FE-Modells immer „treppenstufenartige“ Bauteilberandungen entstehen, wie sie z.B. in *Bild 6.14* zu sehen sind, musste für die Herstellbarkeit des Bauteils eine geometrische Rückführung /54/ stattfinden. Dabei wurde in weitestgehender Anlehnung an den topologischen Entwurf, der bei der Strukturoptimierung von IMAStruct vorgeschlagen wurde, das Bauteil neu modelliert und vernetzt. Die unstetigen Berandungslinien wurden durch stetige ersetzt. Beim so generierten geometrisch rückgeführten Modell in *Bild 6.15* wurde mit denselben Randbedingungen wie beim Originalgehäuse in *Bild 6.13* die Verteilung der Flächenpressung  $p_D$  auf der Dichtfläche berechnet.



*Bild 6.15:* Geometrisch rückgeführtes FE-Modell des druckoptimierten Getriebegehäuses mit FE-berechneter Druckverteilung nach Montage (vgl. Original-Getriebegehäuse, *Bild 6.10* und *Bild 6.13*)

Das geometrisch rückgeführte Modell des druckoptimierten Getriebegehäuses besitzt im Gegensatz zum Originalgehäuse eine um 28 % reduzierte Druckinhomogenität  $\Delta p_D$ . Die Gefahr einer Schädigung des Dichtmaterials durch eine zu hohe Druckung wurde genauso wie die Gefahr der Leckage durch mangelnde Druckung erheblich reduziert. Somit steht mit IMAStruct ein rechnerbasiertes Werkzeug zur Verfügung, mit dem bei der Gestaltung von Flächendichtverbindungen bei Gehäuse-Dichtsystemen in der Konstruktionsphase aus der Vorgabe eines maximal verfügbaren Bauraumes heraus eine ideale Dichtflanschkontur modelliert wird, die vom Konstrukteur lediglich noch in eine fertigungsgerechte Form geometrisch rückgeführt werden muss.

Die Entwicklung der Druckinhomogenität  $\Delta p_D$  (Differenz zwischen maximaler und minimaler Flächendruckung) und der mittleren Druckung  $p_{D,m}$  auf dem Dichtflansch im Verlauf der topologischen Druckoptimierung über 254 Berechnungsschritte ist in *Bild 6.16* dargestellt. Dabei ist klar zu erkennen, dass das Druckverhalten der Dichtverbindung einem „Einschwingverhalten“ unterworfen ist: beide Beurteilungs-

größen  $\Delta p_D$  und  $p_{D,m}$  schwanken zyklisch mit sinkender Amplitude um ihre Trendlinien, die aus einem Approximations-Polynom 6. Ordnung gebildet werden. Gegen Ende der Topologieoptimierung, ca. im 220. Inkrement, klingen die Schwingungen von  $\Delta p_D$  und  $p_{D,m}$  ab.

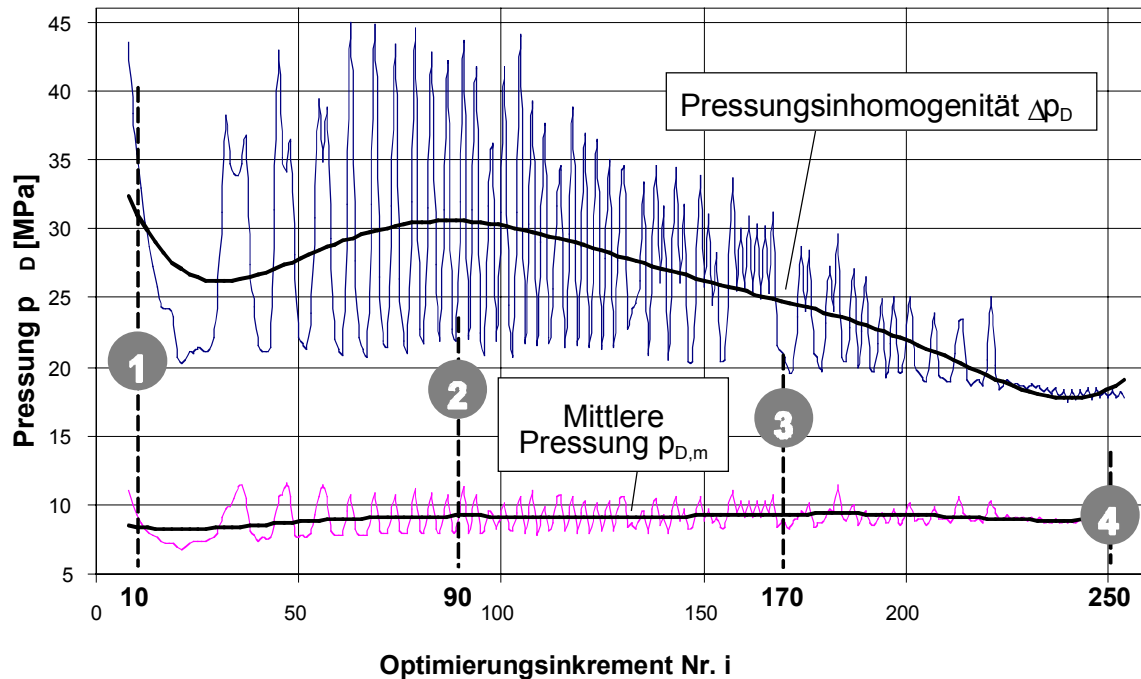


Bild 6.16: Entwicklung der Druckinhomogenität  $\Delta p_D$  und der mittleren Druck  $p_{D,m}$  auf dem Dichtflansch während der Druckoptimierung, jeweils tatsächlicher Verlauf und Trendlinie (Polynom 6. Ordnung). Eingezeichnet sind die Optimierungsschritte 1 bis 4 (vgl. Bild 6.14).

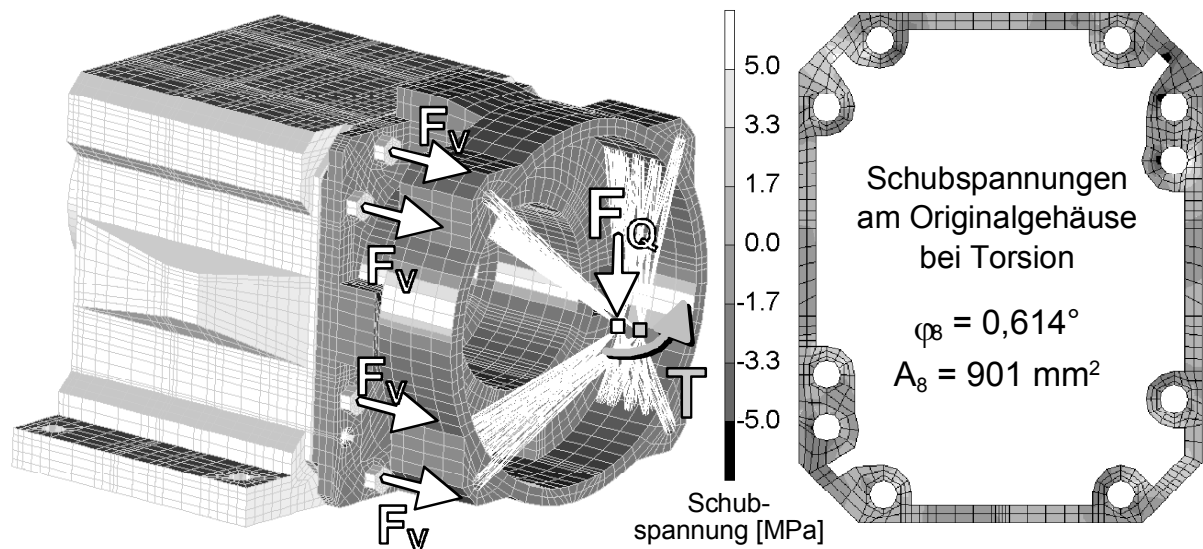
### 6.3.2 Torsionsoptimierung am Gehäuse eines Stirnradgetriebes

Das Differenzmoment des Getriebes  $M_{\text{diff}} = M_{\text{ab}} - M_{\text{an}}$  (vgl. Bild 6.9) verläuft über die Dichtstelle, wodurch das Gehäuse und der Systemdeckel einer Torsionsbeanspruchung ausgesetzt werden. Durch unterschiedliche Struktursteifigkeiten am Flanschblatt des Getriebegehäuses kommt es zu unterschiedlich großen Verformungen senkrecht zur Dichtung (Verstärkung der Druckinhomogenität) und in der Ebene der Dichtung. Die Folge ist eine ungleichmäßige Verteilung der Schubspannungen  $\tau_{xy}$ , durch die das Dichtungsmaterial auf Scherung beansprucht wird. Bei unzulässig hohen Schubspannungen kann es – wie bei der Torsionsoptimierung der Schraubflansche in Kap. 6.2.2 erwähnt – zu einer Schädigung des Dichtungswerkstoffes und zum Ausfall der Dichtverbindung kommen. Auch das Problem des Aufklaffens besteht bei diesem Getriebegehäuse genauso wie bei den Schraubflanschen.

Außerdem kann bei einer zu großen Verformung des Gehäuses die Funktionsfähigkeit des Getriebes, wie z.B. der Wälzkontakt in den Zahnradstufen oder die Beanspruchung der Wellenlager, beeinträchtigt oder aufgehoben werden.

Das Gehäuse des Stirnradgetriebemotors wurde daher einer Torsionsoptimierung mit IMAStruct unterworfen; es sollte untersucht werden, inwiefern sich eine rechnergenerierte beanspruchungsgerechte konstruktive Gestaltung der Flanschblattgeometrie positiv auf die Steifigkeit der Dichtverbindung bei Torsionsbeanspruchung auswirken und dadurch die Schubspannungs-Beanspruchung des Dichtungsmaterials möglichst gleichmäßig verteilt werden kann.

In *Bild 6.17* ist das Getriebegehäuse mit Systemdeckel im seriengängigen Originalzustand abgebildet mit der dazugehörigen FE-berechneten Verteilung der Schubspannungen  $\tau_{xy}$  auf der Dichtfläche. Die acht Schrauben sind wie bei der Pressungsoptimierung in Kap. 6.3.1 wieder jeweils mit einer Vorspannkraft von  $F_V = 1,5 \text{ kN}$  beaufschlagt. Zusätzlich werden durch zwei Tied Nodes über Tyings die Querkraft  $F_Q = 500 \text{ N}$  und das Torsionsmoment  $T = 75 \text{ Nm}$  in die Motorverschraubungen des Systemdeckels eingeleitet. Die Querkraft rührt von den Verzahnungskräften des Ritzels auf der Getriebe-Eingangswelle und von der Gewichtskraft des Elektromotors her. Das Torsionsmoment  $T$  wird durch  $M_{\text{diff}}$  verursacht.



*Bild 6.17:* Randbedingungen bei der FE-Berechnung der Schubspannungsverteilung an der Flächendichtung zwischen Originalgehäuse und -deckel

Durch die Querkraft  $F_Q = 500 \text{ N}$  und das Torsionsmoment  $T = 75 \text{ Nm}$  stellt sich die in *Bild 6.17* zu sehende Verteilung der Schubspannung  $\tau_{xy}$  ein: die Bereiche größter Schubspannung finden sich – wie schon bei den Schraubflanschen in Kap. 6.2.2 - in den vier Ecken zwischen den dort jeweils befindlichen zwei Verschraubungen. In den vier Flanschbereichen mit großen Schraubenabständen (oben, unten, links und rechts) fällt die Schubspannung  $\tau_{xy}$  fast auf Null ab (mittelgraue Bereiche, vgl. Graustufenkala in *Bild 6.17*). Hier verformt sich das Gehäuse aufgrund seiner begrenzten Torsionssteifigkeit und es können keine größeren Schubbeanspruchungen aufgenommen werden.

Aufgrund dieser ungleichmäßigen Verteilung der Schubspannungen  $\tau_{xy}$  wurde auf dasselbe neumodellierte Ausgangsmodell der Dichtverbindung mit maximalem Flanschblatt wie bei der Pressungsoptimierung des Stirnradgetriebes in Kap. 6.3.1 der



IMAStruct-Algorithmus zur Torsionsoptimierung angewandt. Aus diesem Optimierungsraum arbeitet IMAStruct inkrementell eine Kontur heraus, die dem Optimierungskriterium „gleichmäßige Verteilung der Schubspannungen  $\tau_{xy}$ “ schrittweise nähert. Wie schon bei der Strukturoptimierung der Schraubflansche in Kap. 6.2.2 geht IMAStruct auch hier nach dem Prinzip der Topologieoptimierung durch das Deaktivieren von Elementen vor, die für das Erreichen des Optimierungskriteriums nicht nützlich sind. Dabei arbeitet IMAStruct nach dem gleichen Algorithmus wie bei der Optimierung der Schraubflansche (vgl. *Bild 6.5*).

Die Bereiche mit großen Abständen zur nächsten Verschraubung haben die größten Torsionsverformungen und werden zu Beginn der Torsionsoptimierung (vgl. *Bild 6.18*, Optimierungsschritt 1, Inkrement 25) von einer Deaktivierung verschont, während die sehr steifen Zonen zwischen den Doppelverschraubungen in den Gehäuseecken die minimalen Spring-Scherauslenkungen  $u_{D,\min}$  aufweisen und daher zuerst vom Strukturoptimierer IMAStruct deaktiviert werden. Erst in den Optimierungsschritten 2 (Inkrement 80), 3 (Inkrement 165) und 4 (Inkrement 220) werden nach und nach auch die Flanschstege zwischen den Verschraubungen topologisch bearbeitet. Im Optimierungsschritt 3 kristallisiert sich eine torsionsoptimierte Flanschkontur heraus, die über den ganzen Umfang verteilt radial nach innen verlaufende, rippenartige Ansätze zeigt. Im Gegensatz zur Pressungsoptimierung der Flanschblattgeometrie des Getriebegehäuses (vgl. *Bild 6.14*, S. 99) werden hier bei der Torsionsoptimierung auch Löcher aus dem Flanschblatt herausgearbeitet, wodurch diese Rippen entstehen können. Im Optimierungsschritt 4 sind bereits Auflösungserscheinungen zu beobachten, da IMAStruct hier schon zu viele Flanschelemente deaktiviert hat. Einzelne Bereiche weisen keine Anbindung mehr an das Flanschblatt auf.

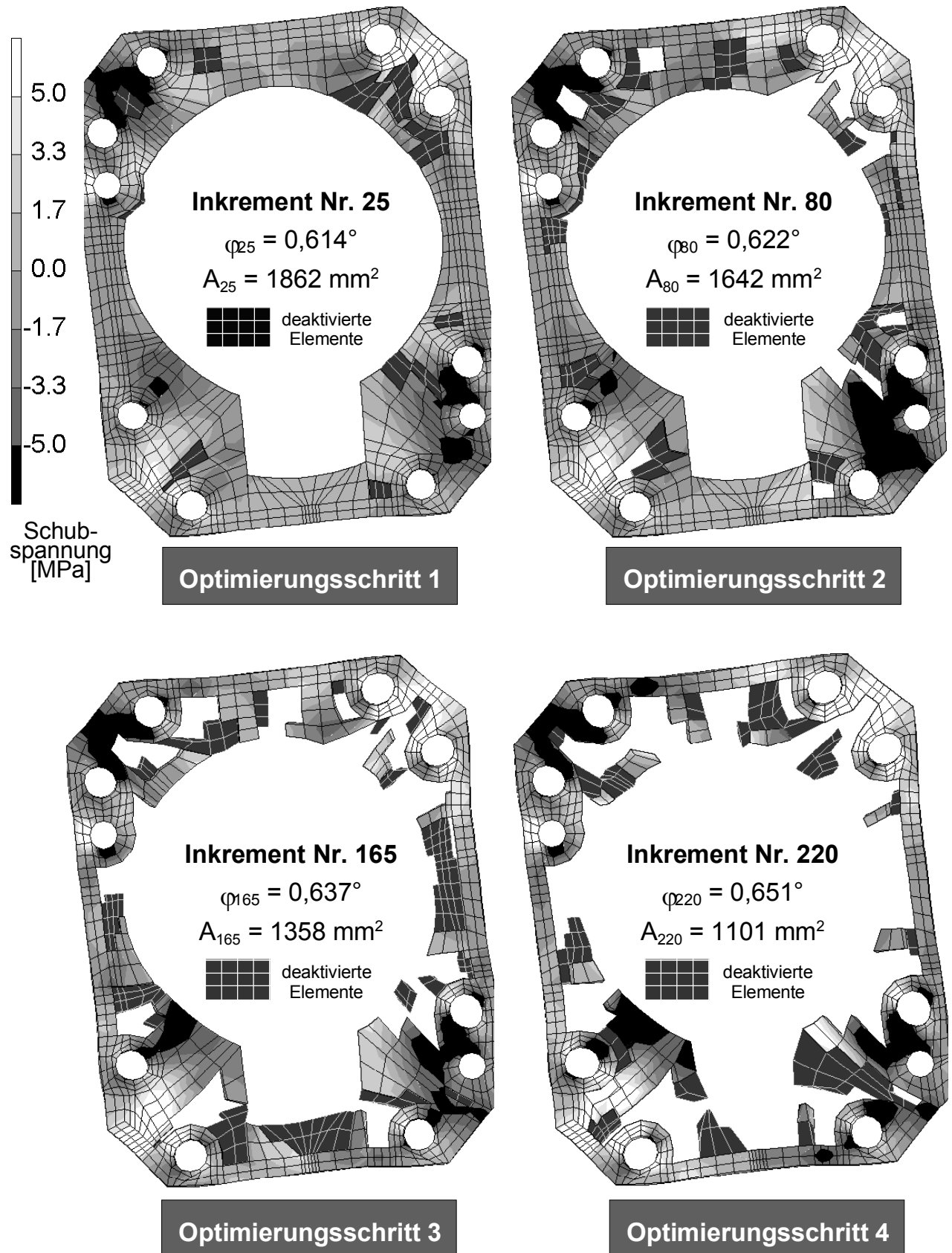
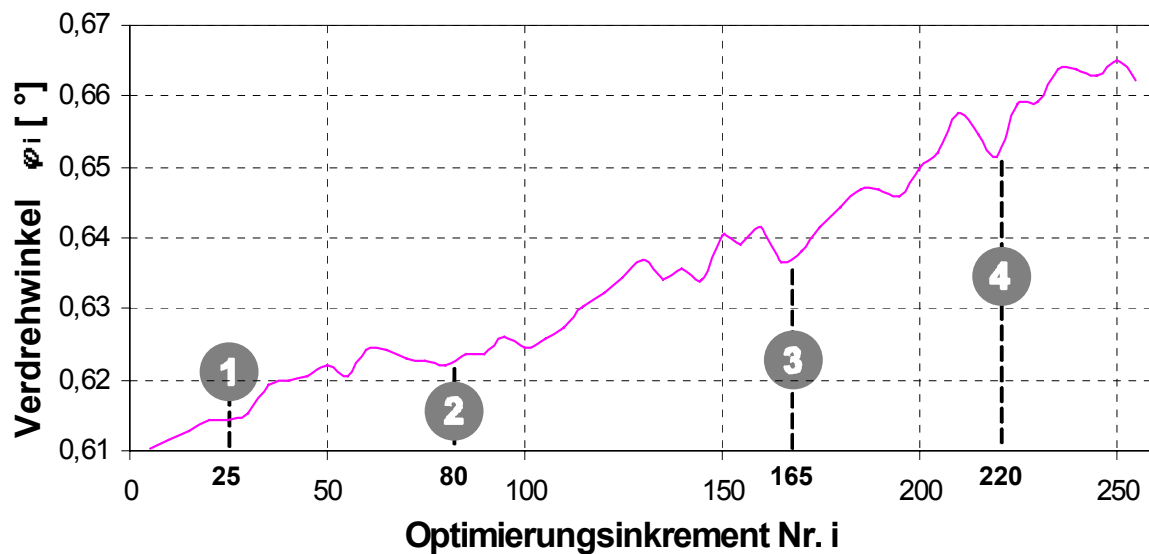


Bild 6.18: Topologische Optimierung der Torsionssteifigkeit mit IMAStruct am Gehäuse eines Stirnradtriebemotors (dargestellte Verformungen 100-fach überhöht)

Der Steifigkeitsverlust der Dichtverbindung durch das Deaktivieren von Flanschmaterial im  $i$ -ten Berechnungsincrement wird wie bei der Torsionsoptimierung der Schraubflansche in Kap. 6.2.2 anhand des Verdrehwinkels  $\varphi_i$  zwischen dem Getriebegehäuse und dem Systemdeckel wiedergegeben, vgl. *Bild 6.19*: der Verdrehwinkel steigt im Laufe der ganzen Torsionsoptimierung über 255 Inkremente um ca. 10 % an. In einigen Berechnungsincrementen kommt es allerdings zu einem Rückgang von  $\varphi_i$  und dadurch zu lokalen Minima in der Verdrehwinkel-Kennlinie. Bei diesen Inkrementen wurden die Optimierungsschritte 1, 2, 3, und 4 gewählt. Diese Stadien entsprechen lokalen Steifigkeits-Maxima, was sich auch im Optimierungsfaktor  $K_{\text{opt}}$  widerspiegelt (vgl. *Bild 6.21*).



*Bild 6.19:* Entwicklung des Verdrehwinkels  $\varphi_i$  zwischen Getriebegehäuse und Systemdeckel bei der Torsionsoptimierung. Eingezeichnet sind die Optimierungsschritte 1 bis 4 (vgl. *Bild 6.18*) als lokale Verdrehwinkel-Minima.

Die Abnahme der Dichtfläche des Flanschblattes sowohl im Laufe der Pressungs- als auch der Torsionsoptimierung des Getriebegehäuses über 254 bzw. 255 Berechnungsincremente ist in *Bild 6.20* dargestellt: da bei der Pressungsoptimierung in jedem Inkrement nur ein Oberflächenelement mit dem dahinter liegenden Flanschbereich deaktiviert wird, während bei der Torsionsoptimierung in einem Inkrement je nach Anordnung des Springs mit der minimalen Scherauslenkung  $u_{D,\text{min}}$  bis zu fünf Oberflächenelemente mit dem dahinter liegenden Flanschbereich ausgeblendet werden (vgl. *Bild 6.4*), nimmt die aktive Dichtflanschfläche  $A_i$  bei der Torsionsoptimierung schneller ab als bei der Pressungsoptimierung. Trotz der unterschiedlichen Größe der Oberflächenelemente auf der Dichtflanschfläche kann bei beiden Optimierungsarten von einer quasilinearen Abnahme von  $A_i$  gesprochen werden.

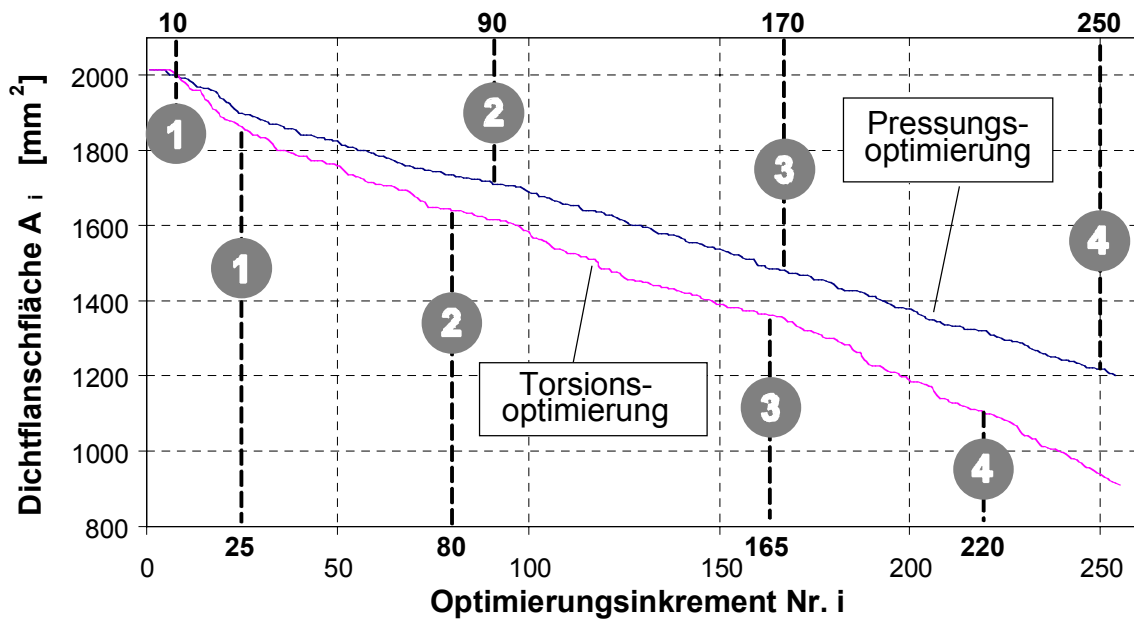


Bild 6.20: Abnahme der Dichtflanschfläche  $A_i$  im Verlauf der Pressungs- und der Torsionsoptimierung. Eingezeichnet sind die Optimierungsschritte 1 bis 4 (vgl. Bild 6.14 Pressungsoptimierung und Bild 6.18 Torsionsoptimierung).

Wie bei der Torsionsoptimierung der Schraubflansche in Kap. 6.2.2 wird auch für die Bewertung der Effizienz der einzelnen Optimierungsschritte im Hinblick auf die Steigerung der Torsionssteifigkeit der Optimierungsfaktor  $K_{\text{opt}}$  als Verhältnis von Flächenreduzierung zu Relativverdrehung verwendet:

$$K_{\text{opt}} = \frac{|1 - A_i/A_0|}{|1 - \varphi_i/\varphi_0|} \quad (6.2)$$

Der Verlauf von  $K_{\text{opt}}$  ist in Bild 6.21 zu sehen: bereits ab dem 6. Inkrement über die gesamte Optimierungsdauer von 255 Inkrementen ist  $K_{\text{opt}} > 1$ , d.h. dass in jedem Optimierungsstadium  $i$  die Reduzierung der Flanschfläche  $A_{i-1} - A_i$  den damit verbundenen Steifigkeitsverlust der Dichtverbindung  $\varphi_{i-1} - \varphi_i$  überwiegt und die Torsionsoptimierung daher „lohnend“ ist. Das absolute Maximum von  $K_{\text{opt}}$  liegt bei Inkrement 25 (vgl. Optimierungsschritt 1, Bild 6.6). Danach weist die Kennlinie noch mehrere lokale Maxima auf, an denen auch die jeweiligen Optimierungsschritte 2, 3 und 4 (vgl. Bild 6.18) gewählt wurden, die in einem Polynom 6. Ordnung approximierte Trendlinie sinkt jedoch kontinuierlich ab.

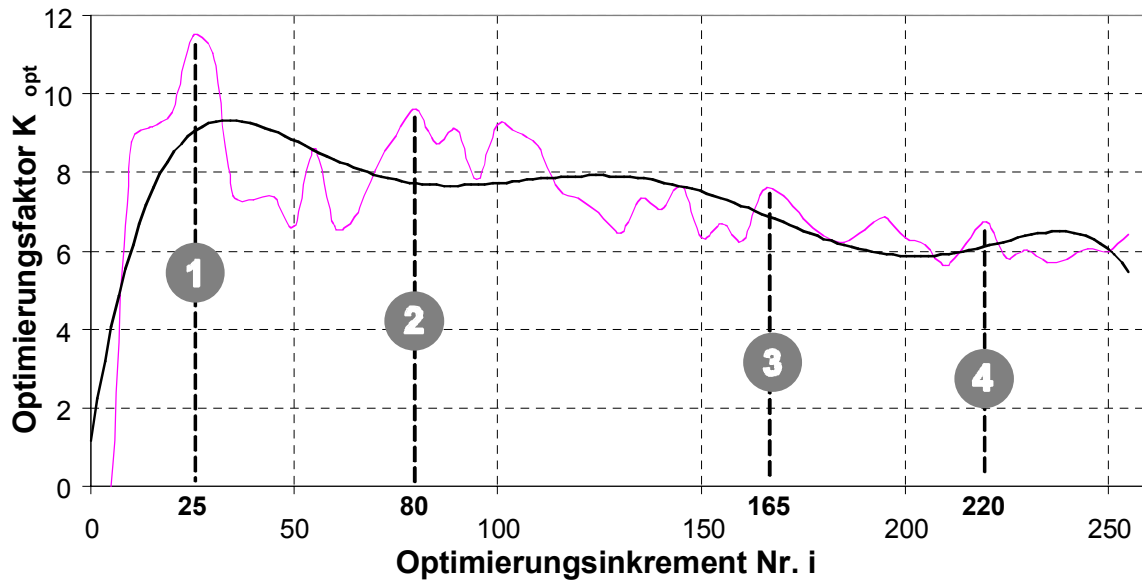


Bild 6.21: Optimierungsfaktor  $K_{opt}$  bei der Torsionsoptimierung: tatsächlicher Verlauf und Trendlinie (Polynom 6. Ordnung). Eingezeichnet sind die Optimierungsschritte 1 bis 4 (vgl. Bild 6.18) als lokale Steifigkeits-Maxima.

Die Größenordnung von  $K_{opt}$  (zwischen 6 und 11) liegt bei dem hier betrachteten Stirnrad-Getriebegehäuse um einiges höher als bei dem Schraubflansch (vgl. Bild 6.6,  $K_{opt}$  zwischen 0,4 und 1,3). Das deutet darauf hin, dass im Hinblick auf die Torsionssteifigkeit das Getriebegehäuse wesentlich unempfindlicher auf die Wegnahme von Flanschmaterial reagiert als der Schraubflansch.

Auch hier bei der Torsionsoptimierung der Flanschblattgeometrie wurde von I-MAStruct eine beanspruchungsgerechte Dichtflanschkontur mit sehr gleichmäßiger Schubspannungs-Beanspruchung des Dichtungsmaterials erarbeitet (vgl. Bild 6.18), die jedoch aufgrund der durch die Topologieoptimierung bedingten „Treppenstruktur“ noch keine fertigungsgerechte Gestalt besitzt. Deswegen soll auch hier wie bei der Pressungsoptimierung in Kap. 6.3.1 eine Geometrierückführung des torsionsoptimierten Getriebegehäuses vorgenommen werden, die in Bild 6.22 dargestellt ist: die konstruktive Gestaltung dieser rückgeführten Flanschblattgeometrie basiert auf Optimierungsschritt 3 (vgl. Bild 6.18), aus dem die Lage, die Breite und die Gestalt der Rippen übernommen wurden. Außerdem wurden die Rippen im Kraft- und Momentenfluss miteinander gekoppelt durch einen umlaufenden Steg, der im Optimierungsschritt 3 weitgehend bereits zu erkennen ist. Auf der Unterseite des Gehäuses folgt der Umlaufsteg den aus der Torsionsbeanspruchung stammenden Kraftlinien und wird in die Gehäusewand eingeleitet. Die un stetigen Berandungslinien, die von der topologischen Bearbeitung durch IMAStruct herrühren, wurden mit stetigen nachmodelliert. Beim so generierten geometrisch rückgeführten Modell in Bild 6.22 wurde mit denselben Randbedingungen wie beim Originalgehäuse in Bild 6.17 die Verteilung der Schubspannung  $\tau_{xy}$  auf der Dichtfläche berechnet.

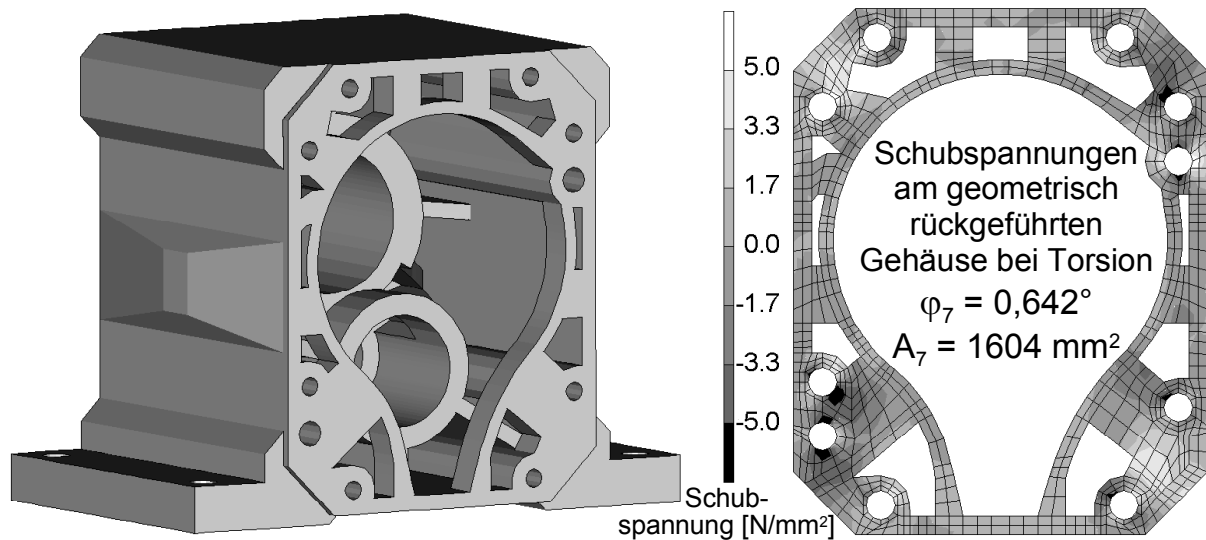


Bild 6.22: Geometrisch rückgeführtes FE-Modell des torsionsoptimierten Getriebegehäuses mit FE-berechneter Schubspannungsverteilung (vgl. Original-Getriebegehäuse, Bild 6.10 und Bild 6.17)

Das Geometrisch rückgeführte Modell des torsionsoptimierten Getriebegehäuses besitzt im Vergleich zum Originalgehäuse eine um 78% vergrößerte Dichtflanschfläche  $A_i$  und eine um 24% gesenkte Schubspannungsdifferenz  $\Delta\tau_{xy}$ . Bei einem eingeleiteten Torsionsmoment  $T = 75 \text{ Nm}$  vergrößert sich durch die konstruktive Umgestaltung des Flanschblattbereiches der resultierende Verdrehwinkel zwischen Gehäuse und Systemdeckel um  $0,028^\circ$  (4,6%) auf  $\varphi = 0,642^\circ$ .

Durch die beanspruchungsgerechte Topologieoptimierung mit IMAStruct mit anschließender Geometrie-Rückführung konnte somit die gleichmäßige Verteilung der Schubspannungen  $\tau_{xy}$  deutlich verbessert werden. Das geschilderte Problem des Aufklaffens des Dichtspaltes wird so verringert und dadurch die Funktionsfähigkeit des Getriebes (Wälzkontakt in den Zahnradstufen, Beanspruchung der Wellenlager) gesichert. Die Verdrehung von Getriebegehäuse und Systemdeckel zueinander nahm dabei geringfügig zu.

### Zwischenzusammenfassung von Kap. 6:

Für eine rechnerbasierte Optimierung von beliebigen hochdynamisch beanspruchten Flächendichtverbindungen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Algorithmus „IMAStruct“ in der Programmiersprache Fortran77 entwickelt, der auf der Basis der Methode der Topologieoptimierung als integriertes Tool im FE-Solver in der Konstruktionsphase eines Gehäuse-Dichtsystems die optimale Gestaltung des Abdichtbereiches (Flanschkontur, Anbindung an die Gehäusewand, Platzierung von Verrippungen) aktiv unterstützt. Als Zielfunktionen der Strukturoptimierung können vom Benutzer die Homogenisierung der Pressungsverteilung von  $p_D$  auf der Dichtebene einer Flächendichtverbindung, die Steigerung der mittleren Flächenpressung  $p_{D,m}$  oder eine gleichmäßige Schubspannungsbeanspruchung  $\tau_{xy}$  des Dichtungsmaterials gewählt

werden. Außerdem muss IMAStruct eine Konvergenztoleranz vorgegeben werden, bei deren Unterschreitung die iterative Optimierung als erfolgreich abgebrochen wird. Die Entwicklung des Algorithmus erfolgte an einfachen FE-Modellen von Schraubflanschen mit kreisrunder Dichtungsgeometrie. Im Fall einer Pressungsoptimierung werden nach der Berechnung der initialen Pressungsverteilung von IMAStruct sukzessive in jedem Optimierungskrement das Dichtflächenelement mit der geringsten lokalen Pressung und die dahinter angrenzenden Flansch-Volumenelemente deaktiviert. Im Fall der Optimierung der Schraubflansche entsteht eine neue Dichtflanschkontur mit einer taillierten Dichtfläche zwischen den Verschraubungen, mit einer gesteigerten mittleren Flächenpressung  $p_{D,m}$  und einer deutlich reduzierten Pressungsinhomogenität  $\Delta p_D$ .

Für die Optimierung der Schubspannungsbeanspruchung des Dichtungsmaterials wurde IMAStruct um einen zweiten Algorithmus zur Torsionsoptimierung von Flächendichtverbindungen erweitert: dabei werden die Bereiche des Flanschblattes ausfindig gemacht, die bei einer Torsion des Gehäuses den geringsten Scherauslenkungen  $u_{D,min}$  unterliegen. Auf diese Weise sollen sich die unterschiedlich hohen Schubspannungen  $\tau_{xy}$  auf der Dichtfläche schrittweise angleichen. Für die Bewertung der Wirksamkeit einer Torsionsoptimierung wurde ein Optimierungsfaktor  $K_{opt}$  eingeführt. Im Fall der Optimierung der Schraubflansche entsteht hier eine neue Dichtflanschkontur, bei der vor allem am Innendurchmesser des Flanschblattes Material entfernt wurde. Die Schubspannungen  $\tau_{xy}$  sind dabei wesentlich gleichmäßiger verteilt.

Die Übertragbarkeit von IMAStruct auf beliebig komplexe Gehäuse-Dichtsysteme wurde am Beispiel des Gehäuses eines seriengängigen Stirnradgetriebemotors untersucht. Die Pressungsoptimierung brachte dabei eine Flanschblattkontur hervor, die nach einer geometrischen Rückführung der Originalkontur sehr nahe kommt, aber eine um 28% reduzierte Pressungsinhomogenität  $\Delta p_D$  vorweist. Bei der Torsionsoptimierung des Gehäuses entstand eine Flanschblattkontur mit 8 radial angeordneten Rippen von der Gehäusewand zur Getriebeinnenseite hin. Die Rippen sind dem Kraft- und Momentenfluss folgend mit einem umlaufenden Torsionssteg verbunden. Bei annähernd gleicher Torsionssteifigkeit weist das optimierte Getriebegehäuse eine um 24% reduzierte Schubspannungsdifferenz  $\Delta \tau_{xy}$  auf.

Somit steht mit IMAStruct ein FE-Solver gekoppeltes Tool zur Verfügung, mit dem in der Konstruktionsphase eines Gehäuse-Dichtsystems die optimierte Gestaltung des Abdichtbereiches hinsichtlich der Pressungsverteilung auf der Dichtfläche und der Verteilung der Schubspannungen im Dichtungsmaterial bei Torsionsbeanspruchung vom Rechner aktiv unterstützt wird.

## 7 Zusammenfassung

Ein bestehender Prüfstand zur Untersuchung von Flächendichtungsmaterialien wurde konstruktiv erweitert und in eine neue mess- und regelungstechnische Ausrüstung integriert. Damit kann nun die Analyse und Erfassung des Abdicht- und Verformungsverhaltens verschiedener Dichtungstechnologien unter beliebigen Montage- und Betriebsbedingungen erfolgen: die Prüfdichtung kann auf unterschiedlichen Dichtoberflächen einer statischen oder dynamisch pulsierenden Flächenpressungsbeanspruchung bis 50 MPa bzw. einer wechselnden Scherbeanspruchung durch Torsion bis 1000 Nm unterworfen werden. Der Dichtraum kann mit einem statischen oder pulsierenden Innendruck bis 350 bar beaufschlagt werden. Die Temperierbarkeit der Prüfflansche erstreckt sich von  $-10$  bis  $+200$  °C.

Um das Werkstoffverhalten von Flächendichtungsmaterialien unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung charakterisieren und mit Hilfe von Materialkennwerten modellieren zu können, wurde an drei typischen Werkstoffen, die bei dynamisch hochbeanspruchten Flächendichtverbindungen eingesetzt werden, ein umfangreiches Versuchsprogramm auf dem Flächendichtungsprüfstand durchgeführt. Untersucht wurden ein aramidfaserverstärktes Weichstoffdichtungsmaterial W1, ein anaerob aushärtendes Flüssigdichtmittel F1 auf Dimethacrylatester-Basis und eine NBR-beschichtete Metallsickendichtung MSD1. Um die Versuchsergebnisse der untersuchten Dichtungsmaterialien, die unterschiedliche Anfangsdichtungsdicken aufweisen, vergleichen zu können, wurde die Größe „Normierte Dichtungsdicke  $(1-\varepsilon)$ “ eingeführt. Für die Beschreibung der Reibungselastizität des pulsierenden Pressungsverhaltens der verschiedenen Dichtungsmaterialien bei unterschiedlichen Beanspruchungsparametern wurden die Größen „Dämpfungsarbeit  $W_d$ “ und „Dynamischer Elastizitätsmodul  $E'$ “ eingeführt. Diese Materialkennwerte bilden die Erweiterung des am IMA entwickelten Werkstoffmodells für Flächendichtungsmaterialien um die Beanspruchungsart der dynamischen Pressungsbeaufschlagung.

Das Versuchsprogramm für die ausgewählten Dichtungsmaterialien unter pulsierender Pressungsbeanspruchung wurde folgendermaßen aufgebaut: mit einem Vorversuch werden die Parameter für das anschließende Versuchsprogramm festgelegt. Nach dieser Definition des Leistungsspektrums des Dichtungsmaterials wird in einem Block von einzelnen Grundlagenversuchen das Materialverhalten unter Variation jeweils nur eines Versuchsparameters umfassend aufgenommen. Für den praxisbezogenen Fall, dass das Materialverhalten eines Dichtungswerkstoffes mit geringem Zeitaufwand charakterisiert oder mit dem Verhalten eines anderen Werkstoffes verglichen werden soll, wurde der Kompakt-Versuch entwickelt, bei dem vier Laststufen mit unterschiedlicher Pulsationsbeanspruchung des Dichtungsmaterials durchlaufen werden.

Beim Vergleich der Versuchsergebnisse fällt auf, dass das Flüssigdichtmittel F1 die größte Neigung zum Setzen der normierten Dichtungsdicke zeigt. MSD1 hat im Vergleich zu W1 teilweise einen größeren dynamischen Setzbetrag, teilweise einen



kleineren. Ursache für die durchweg größeren statischen Setzbeträge ist die eingeprägte Metallsicke, die zuerst um ihre Höhe verpresst werden muss, bis die Dichtung auf Block mit den Dichtflanschen liegt. Beim Vergleich der aufgenommenen Dämpfungsarbeit  $W_d$  nimmt die Metallsickendichtung MSD1 in den meisten Fällen deutlich mehr Energie auf als die beiden anderen Materialien W1 und F1. Der Hauptgrund dafür sind die großen Verformungen, die in der Metallsicke auftreten und durchaus erwünscht sind. Das Flüssigdichtmittel F1 nimmt unter allen untersuchten Versuchsbedingungen die geringste Dämpfungsarbeit auf, da aufgrund der hohen metallischen Traganteile der Dichtoberflächen kaum große Verformungen im Dichtmittel selbst auftreten können. Beim Vergleich des dynamischen Elastizitätsmoduls  $E'$  schneidet das Weichstoffdichtungsmaterial W1 in allen Kombinationen von Versuchsparametern als das härteste ab. Die Metallsickendichtung MSD1 kann als Variante mit mittlerem dynamischem Modul bezeichnet werden. Das Material mit der höchsten Elastizität und damit den niedrigsten  $E'$ -Werten ist das Flüssigdichtmittel F1.

Beim Vergleich des Einflusses der verschiedenen Versuchsparameter auf die Streuung des Verformungsverhaltens ist festzuhalten, dass das Flüssigdichtmittel F1 sowohl im Neuzustand der Dichtung als auch im Betriebszustand nach 8 Stunden dynamischer Pressungsbeaufschlagung eindeutig am empfindlichsten auf die Veränderung der Parameter reagiert. Um Größenordnungen niedriger ist die Sensitivität der Metallsickendichtung MSD1 bei veränderten Pulsationsparametern. Am unempfindlichsten gegen variierte Versuchsparameter zeigt sich das Weichstoffdichtungsmaterial W1.

Um das Gesamtverformungsverhalten des Systems „Flächendichtverbindung“, das entscheidend vom nichtlinearen Verformungsverhalten des Dichtungsmaterials beeinflusst wird, unter nahezu beliebigen äußeren Beanspruchungen mit der FEA simulieren zu können, wurde ein am IMA entwickeltes Werkstoffmodell in Form von Koppel-elementen in das Finite-Elemente-Programmsystem MSC.MARC/MENTAT implementiert: dabei wird das Pressungsverhalten des Dichtungsmaterials senkrecht zur Dichtfläche mit Foundations (Flächenwiderstand einer Elementoberfläche) und das Scherungsverhalten in der Dichtungsebene mit Springs (Verformungswiderstand zwischen zwei Elementknoten) modelliert. Die Kennlinien des Werkstoffmodells werden den Koppel-elementen über benutzerdefinierte Subroutinen zur Verfügung gestellt.

Um einen störenden Einfluss ausgleichen zu können, den die zwangsläufig ungleichmäßige Oberflächenknoten-Diskretisierung der Dichtoberfläche auf deren Verformungswiderstand durch die Springs ausübt, wurde ein Algorithmus entwickelt, der diese Störungen mit Flächeneinflussfaktoren kompensiert.

In Vorbereitung auf die topologische Strukturoptimierung der Torsionssteifigkeit von Flächendichtverbindungen wurde ein zweiter Algorithmus ausgearbeitet, der alle Oberflächenelemente, die an ein Spring angrenzen, detektiert und gruppiert, damit bei der Deaktivierung eines Springs im Zuge der Topologieoptimierung die umgebenden Dichtflanschbereiche ebenfalls ausgeblendet werden können.

Für eine rechnerbasierte Optimierung von beliebigen hochdynamisch beanspruchten Flächendichtverbindungen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Algorithmus „I-MAStruct“ in der Programmiersprache Fortran77 entwickelt, der auf der Basis der

Methode der Topologieoptimierung als integriertes Tool im FE-Solver in der Konstruktionsphase eines Gehäuse-Dichtsystems die optimale Gestaltung des Abdichtbereiches (Flanschkontur, Anbindung an die Gehäusewand, Platzierung von Verrippungen) aktiv unterstützt. Als Zielfunktionen der Strukturoptimierung können vom Benutzer die Homogenisierung der Pressungsverteilung von  $p_D$  auf der Dichtebene einer Flächendichtverbindung, die Steigerung der mittleren Flächenpressung  $p_{D,m}$  oder eine gleichmäßige Schubspannungsbeanspruchung  $\tau_{xy}$  des Dichtungsmaterials gewählt werden. Außerdem muss IMAStruct eine Konvergenztoleranz vorgegeben werden, bei deren Unterschreitung die iterative Optimierung als erfolgreich abgebrochen wird. Die Entwicklung des Algorithmus erfolgte an einfachen FE-Modellen von Schraubflanschen mit kreisrunder Dichtungsgeometrie. Im Fall einer Pressungsoptimierung werden nach der Berechnung der initialen Pressungsverteilung von IMAStruct sukzessive in jedem Optimierungsschritt das Dichtflächenelement mit der geringsten lokalen Pressung und die dahinter angrenzenden Flansch-Volumenelemente deaktiviert. Im Fall der Optimierung der Schraubflansche entsteht eine neue Dichtflanschkontur mit einer taillierten Dichtfläche zwischen den Verschraubungen, mit einer gesteigerten mittleren Flächenpressung  $p_{D,m}$  und einer deutlich reduzierten Pressungsinhomogenität  $\Delta p_D$ .

Für die Optimierung der Schubspannungsbeanspruchung des Dichtungsmaterials wurde IMAStruct um einen zweiten Algorithmus zur Torsionsoptimierung von Flächendichtverbindungen erweitert: dabei werden die Bereiche des Flanschblattes ausfindig gemacht, die bei einer Torsion des Gehäuses den geringsten Scherauslenkungen  $u_{D,min}$  unterliegen. Auf diese Weise sollen sich die unterschiedlich hohen Schubspannungen  $\tau_{xy}$  auf der Dichtfläche schrittweise angleichen. Für die Bewertung der Wirksamkeit einer Torsionsoptimierung wurde ein Optimierungsfaktor  $K_{opt}$  eingeführt. Im Fall der Optimierung der Schraubflansche entsteht hier eine neue Dichtflanschkontur, bei der vor allem am Innendurchmesser des Flanschblattes Material entfernt wurde. Die Schubspannungen  $\tau_{xy}$  sind dabei wesentlich gleichmäßiger verteilt.

Die Übertragbarkeit von IMAStruct auf beliebig komplexe Gehäuse-Dichtsysteme wurde am Beispiel des Gehäuses eines seriengängigen Stirnradgetriebemotors untersucht. Die Pressungsoptimierung brachte dabei eine Flanschblattkontur hervor, die nach einer geometrischen Rückführung der Originalkontur sehr nahe kommt, aber eine um 28% reduzierte Pressungsinhomogenität  $\Delta p_D$  vorweist. Bei der Torsionsoptimierung des Gehäuses entstand eine Flanschblattkontur mit 8 radial angeordneten Rippen von der Gehäusewand zur Getriebeinnenseite hin. Die Rippen sind dem Kraft- und Momentenfluss folgend mit einem umlaufenden Torsionssteg verbunden. Bei annähernd gleicher Torsionssteifigkeit weist das optimierte Getriebegehäuse eine um 24% reduzierte Schubspannungsdifferenz  $\Delta \tau_{xy}$  auf.

Somit steht mit IMAStruct ein FE-Solver gekoppeltes Tool zur Verfügung, mit dem in der Konstruktionsphase eines Gehäuse-Dichtsystems die optimierte Gestaltung des Abdichtbereiches hinsichtlich der Pressungsverteilung auf der Dichtfläche und der Verteilung der Schubspannungen im Dichtungsmaterial bei Torsionsbeanspruchung vom Rechner aktiv unterstützt wird.

## 8 Literatur

- /1/ **Hettich, V.:** *Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächendichtungen*. Bericht Nr. 62 (Dissertation), 1996, Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente, ISBN 3-921920-62-0
- /2/ **Hettich, V.; Schilling, M.:** *Konstruktion einer Prüfeinrichtung zur Untersuchung von Flachdichtungen unter Scherbeanspruchung*. Studienarbeit, 1989, Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente
- /3/ **Kilian, S.:** *Erweiterung des Flächendichtungsprüfstandes für pulsierende Pressungsbeaufschlagung*. Diplomarbeit, 1997, Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente
- /4/ **SES Steuerungstechnik-Elektronik-Software:** *AXC24 Achsen-Controller-Programm*. Technische Dokumentation Software, Tuttlingen: Fa. SES Steuerungstechnik-Elektronik-Software 1996 – Firmenschrift
- /5/ **Wehnes, H.:** *FORTRAN 77: Strukturierte Programmierung mit FORTRAN 77*. 7. Aufl., München, Wien: Hanser, 1992, ISBN 3-446-17296-3
- /6/ **Woodward, A. J.:** *A System for the Static and Dynamic Measurement of Cylinder Head to Block Separation in Operating Engines*. SAE-Paper 940290, 1994
- /7/ **Intelligent Instrumentation:** *PC-Messtechnik unter Windows mit Visual Designer*. Technische Dokumentation Software, Leinfelden-Echterdingen: Fa. Intelligent Instrumentation GmbH 1997 – Firmenschrift
- /8/ **Intelligent Instrumentation:** *PCI-20428W-1A, -2A, -3A Multifunction Boards and Master Link Software Libraries – Manual*. Technische Dokumentation Hardware, Tucson, Arizona, USA: Fa. Intelligent Instrumentation Inc. 1997 – Firmenschrift
- /9/ **Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.:** *Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung*. 13. Aufl., Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 1995, ISBN 3-528-74028-0
- /10/ **Lechner, G.; Naunheimer, H.:** *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Berlin: Springer, 1999, ISBN 3-540-65903-X
- /11/ **Sauter, I.:** *Automatisierte Finite-Elemente-Strukturoptimierung eines MARC/MENTAT-Modells einer Flächendichtverbindung*. Studienarbeit, 1998, Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente

- /12/ **Grammer, M.:** *Entwicklung eines Strukturoptimierungstools zur rechnerunterstützten Steifigkeitsauslegung statischer Flächendichtverbindungen.* Studienarbeit, 2000, Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente
- /13/ **Krieg, W.-E.:** *Untersuchungen von Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben.* Bericht Nr. 49 (Dissertation), 1993, Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente, ISBN 3-921920-49-3
- /14/ **Klöpfer, M.:** *Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen.* Bericht Nr. 72 (Dissertation), 1997 Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente, ISBN 3-921920-72-8
- /15/ **Klöpfer, M.; Jäckle, M.; Lechner, G.:** *Flächendichtverbindungen hochbelasteter Getriebegehäuse.* In: Antriebstechnik 38 (1999) Nr. 6
- /16/ **Kubalczyk, R.:** *Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich.* Bericht Nr. 89 (Dissertation), 2000 Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente, ISBN 3-921920-89-2
- /17/ **Schuller, R.; Trossin, H.-J., Gartner, J.:** *Randbedingungen zum Einsatz statischer Dichtungen.* In: Konstruktion 50 (1998) Nr. 9
- /18/ **Kreuzer, R.; Kleiner, F.:** *Flüssigdichtmittel für den Motor- und Getriebebau prüfen.* In: Materialprüfung 4/98
- /19/ **Kreuzer, R.; Kilian, S.; Wang, Z.:** *Drei Verfahren zur Prüfung von Flüssigdichtungen in Getriebegehäusen.* In: Antriebstechnik 38 (1999) Nr. 10
- /20/ **Kilian, S.; Jäckle, M.; Lechner, G.:** *Strukturoptimierte Konstruktion von Gehäuse-Dichtungssystemen.* In: Konstruktion 52 (2000) Nr. 5
- /21/ **Kilian, S.; Jäckle, M.; Haas, W.; Lechner, G.:** *Rechnergestützte Optimierung von verschraubten Flächendichtverbindungen.* In: Tagungsband XI. Internationales Dichtungskolloquium, Münster April 1999: *Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen*, Essen: Vulkan-Verlag, 1999, ISBN 3-8027-2191-8
- /22/ **Kilian, S.:** *Finite-Elemente-Modellierung des Montage- und Betriebsverhaltens von Flächendichtverbindungen.* Studienarbeit, 1995, Stuttgart: Universität, Institut für Maschinenelemente
- /23/ **Lazan, B. J.:** *Damping of Materials and Members in Structural Mechanics.* 1. Auflage, Oxford: Pergamon Press Ltd., 1968
- /24/ **Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e.V. (VdTÜV):** *TÜV Auto-Report '99.* Köln, TÜV-Verlag GmbH, 1999

- /25/ Norm DIN 28090-1 bis 3, September 1995:  
*Statische Dichtungen für Flanschverbindungen.*
- /26/ Norm DIN 28091-1 bis 4, September 1995:  
*Technische Lieferbedingungen für Dichtungsplatten.*
- /27/ Norm prEN 1591-1 (Schluss-Entwurf) Oktober 1998: *Flansche und ihre Verbindungen – Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung – Berechnungsverfahren.*
- /28/ Norm prENV 1591-2 (Entwurf) Oktober 1998: *Flansche und ihre Verbindungen – Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung – Dichtungskennwerte.*
- /29/ **Kockelmann, H.; Bartonicek, J.; Gusko, A.; Hahn, R.; Hirschvogel, A.; Römmler, M.:** *Dichtungsprüfung nach neuen Normen.* In: Tagungsband 22. MPA-Seminar, Stuttgart Oktober 1996, Stuttgart: Materialprüfanstalt, 1999
- /30/ **Raub, J.H.:** *Structural Analysis of Diesel Engine Cylinder Head Gasket Joints.* SAE-Paper 921725, 1992
- /31/ **Graves, S.; Utley, T. L.; Isikbay, N.:** *Nonlinear finite element analysis of diesel engine cylinder head gasket joints.* SAE-Paper 932456, 1993
- /32/ **Pohle, R.:** *Analysis of the Sealing Behavior of Cylinder Head Gaskets (CHG).* SAE-Paper 820279, 1989
- /33/ **Marchand, L.; Derenne, M.:** *Long term performance of elastomeric sheet gasket materials subjected to temperature exposure.* Konferenz-Einzelbericht: ICPVT-8, ASME 8<sup>th</sup> International Conference on Pressure Vessel Technology, Montreal Juli 1996, New York: ASME, 1996, ISBN 0-7918-1789-X
- /34/ **Rainer, G. Ph.; Gschweidl, E.:** *Optimization of Cylinder Head-Gasket-Cylinder Block Compound Using FEM and Experimental Methods.* Konferenz-Einzelbericht: 20<sup>th</sup> International Congress on Combustion Engines, CIMAC, London Mai 1993
- /35/ **Hebert, C.; Webster, W.:** *Cylinder Head Gasket Simulation in Finite Element Analysis.* SAE-Paper 980843, 1998
- /36/ **Cartraud, P.; Wielgosz, C.:** *Numerical modelling of the elastoplastic behaviour of a gasket material.* In: Computational Materials Science (1996) Nr. 5

- /37/ **Stahl, G.:** *Grundlegende Eigenschaften von Verbindungen mit Flachdichtungen unter statischer und dynamischer Belastung.* Reinz-Publikation, Neu-Ulm: Fa. Reinz-Dichtungs-GmbH 1994 – Firmenschrift
- /38/ **N. N.:** *Vom Simmerring zur aktiven Dichtungstechnik.* In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) Nr. 1
- /39/ **Theato, N.:** *Erst verschrauben, dann abdichten.* In: Automobil-Produktion (1999) Nr. 6
- /40/ **Pernegger, W.; Hoyes, J.:** *Requirements for successful finite element analysis of static bolted flange connections.* Konferenz-Einzelbericht: International Fluid Sealing Congress, BHR Group, Maastricht 1997
- /41/ **Popielas, F.:** *FEM als Tool zur Auslegung von Mehrlagenstahl (MLS)-Dichtungen.* In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift und MTZ Motortechnische Zeitschrift, Sonderausgabe System Partners 98, Innovationen der Zulieferindustrie (1998)
- /42/ **Dußler, K.; Gladen, R.:** *Eine einfache Methode zur Ermittlung der Einbaufächenpressung bei Flachdichtungen.* In: Dichtungstechnik (1998) Nr. 1
- /43/ **Ellis, B. S.:** *European legislation on fugitive emissions.* Konferenz-Einzelbericht: Gore-Dichtungstechnik-Symposium, Putzbrunn September 1997
- /44/ **Tietze, W.:** *Dichtungspraxis Handbuch.* Essen: Vulkan-Verlag, 1998, ISBN 3-8027-2175-6
- /45/ **Brown, M. W.:** *Seals and Sealing Handbook.* 3. Aufl., Oxford: Elsevier, 1990, ISBN 0-946395-82-9
- /46/ **Dietmann, H.:** *Einführung in die Elastizitäts- und Festigkeitslehre.* 3. Aufl., Stuttgart: Kröner Verlag, 1992, ISBN 3-520-90403-9
- /47/ **Rötscher, F.:** *Die Maschinenelemente.* Band 1, Berlin: Springer, 1927
- /48/ **Tückmantel, H.J.:** *Die Optimierung statischer Dichtungen.* 3. Auflage, Oberhausen: Kempchen, 1990, ISBN 3-88432-003-3
- /49/ Norm ASTM F36-99 Januar 2001: *Standard Test Method for Compressibility and Recovery of Gasket Materials.* American Society for Testing and Materials
- /50/ **Bendsøe, M.P.:** *Optimization of Structural Topology, Shape, and Material.* Berlin: Springer, 1995, ISBN 3-540-59057-9

- /51/ **Michell, A.:** *The Limits of Economy of Material in Frame Structures*. In: Philosophical Magazine (1904) Series 6, 8
- /52/ **Hörnlein, H.R.; Schittkowski, K.:** *Software Systems for Structural Optimization*. Biel-Benken: Birkhäuser, 1998, ISBN 3-764-32836-3
- /53/ **Rozvany, G.I.N.; Bendsøe, M.P.; Kirsch, U.:** *Layout Optimization of Structures*. In: Applied Mechanics Review, ASME (1995) Vol. 48, No. 2
- /54/ **Rozvany, G.I.N.:** *Topology Optimization in Structural Mechanics*. Berlin: Springer, 1997, ISBN 3-211-82907-5
- /55/ **Rozvany, G.I.N.; Querin, O.M.:** *Combining „ESO“ with rigorous optimality criteria*. In: Tagungsband Altair User Meeting OptiCon 2000, Newport Oktober 2000
- /56/ **Autio, M.; Laitinen, M.; Pramila, A.:** *Systematic Creation of Composite Structures with Prescribed Thermomechanical Properties*. In: Computed Engineering (1992) No. 3
- /57/ **Arlt, A.; Hildebrand, J.; Schlenker, F.:** *Bauteiloptimierung bei Abgasanlagen mit Hilfe einer FE-Simulation*. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift und MTZ Motortechnische Zeitschrift, Sonderausgabe System Partners 98, Innovationen der Zulieferindustrie (1998)
- /58/ **Michaeli, W.; Stojek, M.; Hoffmann, S.:** *Rechnerunterstützung im Entwicklungsprozeß technischer Kunststoffbauteile*. In: Konstruktion (1999) No. 6
- /59/ **Bletzinger, K.-U.; Kimmich, S.:** *Strukturoptimierung*. Arbeitsbericht zum Teilprojekt D3 „Optimierung natürlicher Bauformen“ im DFG Sonderforschungsbereich 230 „Natürliche Konstruktionen“, Heft Nr. 7, Universität Stuttgart und Tübingen, 1985
- /60/ **Fanni, M.A.:** *Formoptimierung dynamisch belasteter Bauteile*. (Dissertation), 1994, Karlsruhe: Universität, Institut für Technische Mechanik/Festigkeitslehre
- /61/ **Rodriguez, J.; Seireg, A.A.:** *Optimizing the Shape of Structures via a Rule-based Computer Program*. In: Computers in Mechanical Engineering (1985), S. 20-28
- /62/ **Rodriguez, J.; Seireg, A.A.:** *Optimizing the Shape of Mechanical Elements and Structures*. New York: Dekker, 1997, ISBN 0-8247-9555-5

- /63/ **Rusell, D.M.; Manoochehri, S.P.:** *A Two Dimensional Rule-based Shape Synthesis Method.* In: *Advances in Design Automation (ASME)* (1989) Vol. 19-2
- /64/ **Mattheck, C.:** *Design in der Natur – Der Baum als Lehrmeister.* Freiburg: Rombach, 1992, ISBN 3-7930-9076-0
- /65/ **Atrek, E.:** *SHAPE: A Program for Shape Optimization of Continuum Structures.* In: *Tagungsband First International Conference Opti '89: Computed Mechanics Publications, Berlin: Springer, 1989*
- /66/ **Kölsch, G.:** *Diskrete Optimierungsverfahren zur Lösung konstruktiver Problemstellungen im Werkzeugmaschinenbau.* Fortschrittsbericht VDI-Reihe 1, Nr. 213, Düsseldorf, 1992
- /67/ **Schumacher, A.:** *Topologieoptimierung von Bauteilstrukturen unter Verwendung von Lochpositionierungskriterien.* Bericht Nr. T09-01.96 (Dissertation), 1996, Siegen: Universität-Gesamthochschule, Institut für Mechanik und Regelungstechnik
- /68/ **Galileo Galilei Linceo:** *Discorsi e dimostrazioni matematiche intorno à due nuove scienze attenenti alla mecanica et i movimenti locali.* Leiden, 1638
- /69/ **Bach, W.; Schmitt, N.:** *Finite-Elemente-Methode in der Kupplungsentwicklung.* In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102* (2000) No. 1
- /70/ **Altair HyperWorks:** *Optimization – Training Manual.* Technische Dokumentation Software, Troy, Michigan, USA: Fa. Altair Engineering, Inc., 2000 – Firmenschrift
- /71/ **Chen, T.Y.; Zwick, J.; Tripathy, B.; Novak, G.:** *3D Analysis and MLS Cylinder Head Gasket Design.* SAE paper 2002-01-0663: SAE World Congress, Detroit, Michigan 2002
- /72/ **Novak, G.; Sadowski, M.; Hu, Z.-Q.; Widder, E.:** *Gasketed Bolted Joint Design Analysis Using a Spreadsheet-Finite Element Approach.* SAE paper 1999-01-0598: International Congress and Exposition, Detroit, Michigan 1999
- /73/ **Friedrich, M.L.; Kong, Y.:** *Recent Advancements in Gaskets for Automatic Transmissions.* SAE paper 1999-01-0594: International Congress and Exposition, Detroit, Michigan 1999
- /74/ **Yoneno, M.; Sawa, T.; Motegi, Y.:** *Stress Analysis and Strength Evaluation of Bonded Shrink Fitted Joints Subjected to Torsional Loads.* SAE paper 2000-01-0426: SAE World Congress, Detroit, Michigan 2000



- /75/ **Krishna, M.M.R.:** *A Methodology of Using Topology Optimization in Finite Element Stress Analysis to Reduce Weight of a Structure.*  
SAE paper 2001-01-2751: International Truck and Bus Meeting and Exhibition,  
Chicago, Illinois 2001



## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name: **Stefan Kilian**  
 Eltern: Otto Kilian, Christa Kilian, geb. Kling  
 Geburtsdatum: 01. April 1970  
 Geburtsort: Aalen  
 Familienstand: ledig

### Schulbildung

1976–80: Grundschule in Ellwangen-Schrezheim  
 1980–89: Hariolf-Gymnasium in Ellwangen  
 Mai 1989: Allgemeine Hochschulreife

### Wehrdienst

1989-90: Grundwehrdienst in Immendingen und Ellwangen (Instandsetzung)

### Studium

1990–96: Studiengang Maschinenwesen an der Universität Stuttgart  
 Juli 1996: Diplomhauptprüfung  
 1994-96: Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente  
 Industriepraktikum bei  
 Firma Märklin Gebr. & Cie. GmbH in Göppingen  
 Fachpraktikum bei  
 Firma Trumpf Inc., Farmington, USA

### Beruf

1996-2000: Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, Prof. Dr.-Ing. G. Lechner  
 2000-2001: Postdoctoral Researcher am Center for Magnetic Recording Research (CMRR), University of California, San Diego, USA, Prof. Dr. F.E. Talke  
 seit Mai 2001: Entwicklungsingenieur im Bereich Zentrale Forschung und Entwicklung bei der ZF Friedrichshafen AG



Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnelllaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern Für Außen- und Innenverzahnungen Beitrag zu Eingriffstörungen beim Hohlrad-Verzählen mittels Schneidrad
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen Für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbauprodukten
29	G. Lechner; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasterters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen

Nr.	Verfasser	Titel
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-such-system
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig Übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen Für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm Für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssystem für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräse-herstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsches	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczky	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Konstruktionssystems für Rapid-Prototyping-gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung







