

NUMERISCHE FESTIGKEITSAUSLEGUNG VON LUFTFEDERN

P. Pelz *, **T. Brüger ****, **J. Merk *****

*) Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt

***) Systementwicklung und Technologien, Vibracoustic GmbH & Co. KG

****) Festigkeit/Fahrwerk, Audi AG

Materials Testing 9, 2007

Zusammenfassung: Aufgrund der vielfältigen Vorteile von Luftfedern und insbesondere Luft-Feder-Dämpfern gegenüber konventionellen Federn werden diese in zunehmendem Maße in PKW der Ober- und Mittelklasse eingesetzt. Die Komplexität des Gesamtsystems, sowie die eingesetzten Werkstoffe erfordern aufwendige Betriebsfestigkeitsanalysen. Die Notwendigkeit der Reduktion von Entwicklungszeiten und –kosten, bei erhöhten Anforderungen an das System Luftfeder, bedingt den Einsatz numerischer Verfahren. Im nachfolgenden Beitrag wird zunächst das Bauteil Luftfeder in seinen Komponenten beschrieben und auf die, aus Sicht der Betriebsfestigkeit, relevanten Spezifika eingegangen. Begleitet von möglichen Schadensmechanismen/-bildern wird die historische Entwicklung der Luftfederberechnung dargestellt. Es wird gezeigt, wie Schadensmechanismen durch Simulation vorhergesagt werden können. Gleichzeitig werden die aktuellen Grenzen der Berechnung dargestellt.

Stichwörter: Luftfeder, Schadensmechanismen, numerische Methoden, Historie

DESIGN OF ROBUST AIR SPRINGS BY MEANS OF SIMULATION METHODS

Abstract: Due to the significant functional and comfort advantages of air springs and air dampers compared to coil springs they are used more and more for suspension systems. The complexity of the system together with the non trivial material behaviour requires laborious tools to analyse and predict the lifetime of the air spring. It is shown, that numerical development methods are one way to cope with shortened development cycle times and increasing demands on the air suspension system. In the following article the air spring system is described in its components with an emphasis on those qualities which are most important for the life time of the suspension system. The chronological development of simulation methods is shown up the present stage. Along typical failure reasons the use of different methods is shown. Deficiencies in the current methods are discussed.

Keywords: air spring, numerical methods, life time prediction, failure reasons

Lufffederung Gestern und Heute

Die PKW-Lufffederung ist in Europa erstmals im Jahr 1960 im Borgward P100 umgesetzt worden. Wesentliche Vorteile der Lufffederung waren und sind die Niveauregulierung und eine nahezu beladungsunabhängige Eigenfrequenz des Aufbaus. 1967 erfolgten die zunächst letzten Serieneinführungen von luftgefederten Personenfahrzeugen in Europa mit dem Mercedes Benz W108 und W109 bis zum Jahr 1998. Den oben genannten Vorteilen stand bis 1998 der Nachteil des schlechten Abrollkomforts gegenüber, sofern man die auch heute noch bei Nutzfahrzeugen üblichen dickwandigen Lufffederbälge nutzt (Abb. 1 rechts). Erst die Entwicklung der hochgenauen Lufffederfertigung durch die Vibracoustic in Hamburg ermöglichte es ab 1998, Axial- und Kreuzbälge herzustellen, die die Lufffederung nach 30 Jahren Pause zurückführte.

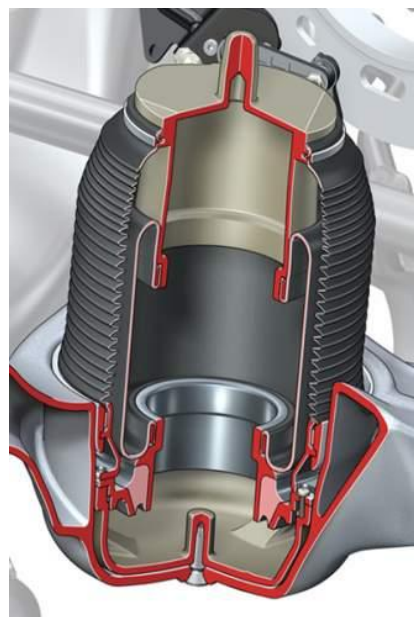


Abb. 1: Gegenüberstellung Vibracoustic Lufffederschlauch mit 1.6 mm Wanddicke gegenüber dem Phoenix Elastomerformteil aus dem Jahr 1960 mit einer Wandstärke > 4 mm.

Fig. 1: Air spring sleeve from 2003 versus the torus shaped air spring geometry used 40 years ago.



(a)



(b)

Q.: ATZ

Abb. 2: Vorderachslufffederbein (a) und Hinterachslufffeder (b) des Audi A6

Fig. 2: Air spring damper suspension strut (a) and rear axis air spring (b) of the Audi A6

Inzwischen ist die Luftfederung in der Oberklasse und bei Sport Utility Vehicles (SUVs) zum Standard geworden. In der Mittelklasse wird die Luftfederung zusammen mit adaptiver hydraulischer Dämpfung verstärkt von den Kunden gewählt. Beim Audi A6 (Abb. 2) kommen an der Vorderachse Axialbälge zum Einsatz. Deren in die Elastomermatrix eingebetteten Verstärkungsfäden sind parallel zur Balgachse angeordnet, was den Namen Axialbalg erklärt.

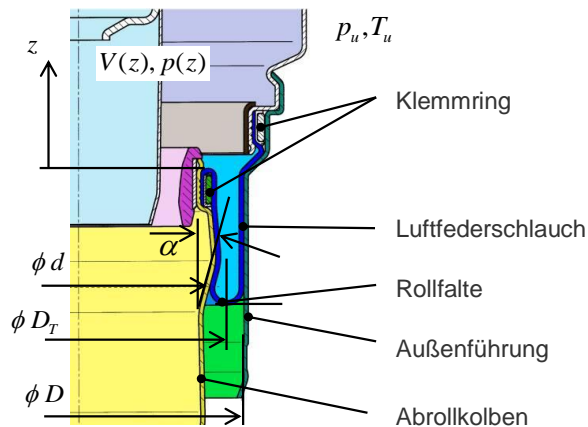


Abb. 3: Komponenten einer Luftfederung mit Außenführung
Fig. 3: Parts of an air spring module with outer support

Wie Abbildung 3 zeigt, wird der Balg durch einen Klemmring innen auf den Klemmringsitz gepresst. Die Rollfalte läuft auf der Kontur des Abrollkolbens entlang, bildet die Rollschleufe, hat im Meniskus eine radiale Tangente und legt sich an einen äußeren Zylinder wieder an. Dieser – Außenführung genannt – behindert die Umfangsdehnung, was insbesondere für den Axialbalg, d.h. den Balg mit nur einer Fadenlage, notwendig ist. Wie auf der Innenseite wird der Luftfederbalg durch einen Klemmring auf der Außenseite mit dem Blechtopf verklemt. An der Hinterachse des Audi A6 ist, wie bei den meisten Fahrzeugen der

Mittel- und Kompaktklasse der Bauraum für eine Außenführung nicht vorhanden (Abb. 2). Ein ausreichender Berstdruck wird hier erzielt, indem zwei Fadenlagen in die Elastomermatrix eingebettet werden. Die Fäden der inneren Lage sind gegenüber der axialen Richtung um den Winkel α_i orientiert. Die Fäden der äußeren Lage sind in der Regel um den gleichen Betrag des Winkels $\alpha_a = -\alpha_i = \alpha$ orientiert. Das Verhältnis Fadenabstand, bzw. Teilung im unbelasteten Zustand t_0 (das Subscript „0“ kennzeichnet den unbelasteten, bzw. Ausgangszustand) zu Fadendicke d ist je nach Luftfeder zwischen 1 und 3, siehe auch Abb. 4. In der Vibracoustic Luftfederfertigung werden Toleranzen im Fadenabstand von kleiner 0.15 mm erreicht. Abbildung 5 zeigt das Freikörperbild der Luftfeder aus Abbildung 3. Der Balg wurde dabei in dem oben definierten Meniskus (radiale Tangente) geschnitten. Die Kraftbilanz in axialer Richtung liefert $F = A_T(p - p_u)$, wobei p den absoluten Druck in der Luftfeder, p_u den Umgebungsdruck und $A_T = \pi/4 D_T^2$ die Tragfläche der Luftfeder bezeichnen. Die Steifigkeit der Luftfeder ist $c := dF/dz = A_T * dp/dV * dV/dz + (p - p_u)dA_T/dz$. Dabei ist berücksichtigt, dass die Tragfläche mit der Einfederung in der Regel veränderlich ist, um die Eigenfrequenzen des Fahrzeugaufbaues gezielt abzustimmen. Für den in Abb. 5 dargestellten Konuswinkel ist die Flächenänderung $dA_T/dz < 0$ (für z positiv in Einfederrichtung), so dass die Volumensteifigkeit (erster Term) um die Flächennachgiebigkeit (zweiter Term) in diesem Fall reduziert wird.

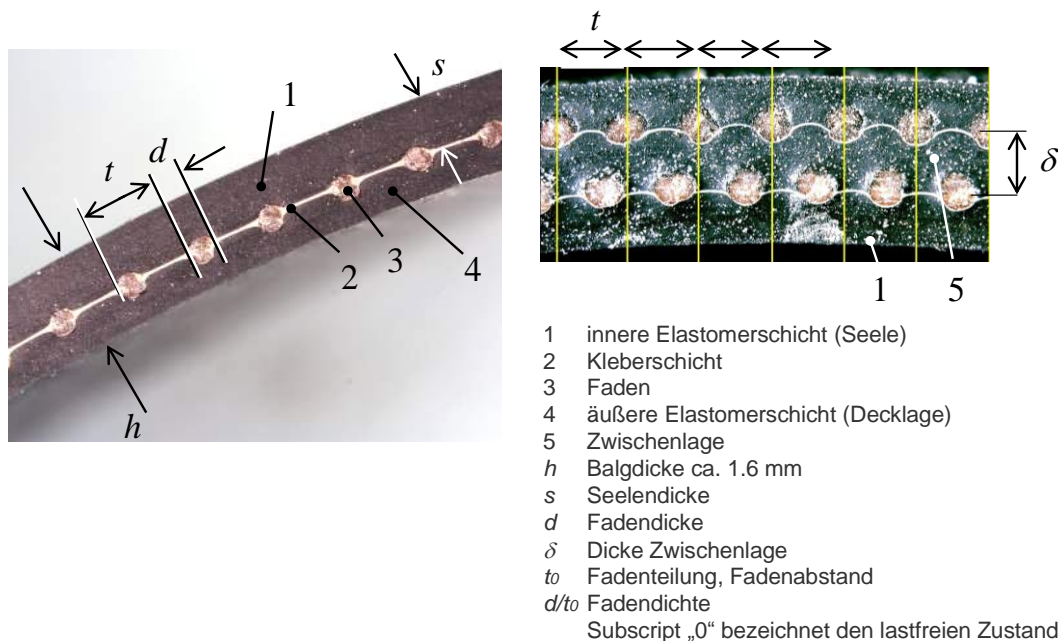


Abb. 4: Schnitt durch einen Axialbalg (links) und einen Kreuzlagebalg (rechts) aus der Vibracoustic Luftfederfertigung

Fig. 4: Cross section of an axial sleeve (left) and cross layer (right)

Die Änderung des Volumens mit der Einfederung hat die Dimension einer Fläche und wird Verdrängerfläche $A := dV/dz$ genannt. Aus Geometrie Gründen ist die Verdrängerfläche nur wenig kleiner als die Tragfläche. Die Zustandsänderung der Luft ist bei langsamer Kompression isotherm und bei schneller Kompression adiab. Schnell bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Kompressionszeit schneller ist als die Zeit, die zum Wärmetransport innerhalb der Luftfeder und in die Umgebung notwendig ist. Wie von Pelz, Buttenbender in [1] analytisch und durch Messung gezeigt, ist ab einer Frequenz von 0.1 Hz die Zustandsänderung als adiab anzunehmen. Die um den Betriebspunkt linearisierte Steifigkeit hat in diesem Fall die Form $c \approx \gamma p_0 AA_T / V_0 - (p_0 - p_u) \pi / 2D_T \tan \alpha$ ($\gamma = c_p / c_v = 1.4$ für Luft).

Der kurze, vorangegangene Abschnitt zeigt den wesentlichen Unterschied einer Luftfederung gegenüber einer Stahlfederung: (i) die Funktion Tragen ist von der Funktion Federn weitgehend getrennt, (ii) die Volumensteifigkeit ist proportional dem Absolutdruck und steigt damit linear mit der statischen Last, die ja proportional dem Überdruck ist, (iii) bei zylindrischer Abrollgeometrie ist die Eigenfrequenz einer Luftfeder daher weitgehend unabhängig von der statischen Last. Der Erste Punkt (i) wird besonders deutlich bei folgendem Gedanken: Durch geeignete Wahl des Konuswinkels ist es möglich eine scheinbar paradoxe Feder zu gestalten, die die statische Last trägt, aber keine Steifigkeit hat! D.h. die vertikale Position der Last ist indifferent.

In den folgenden Abschnitten wird auf die Möglichkeit zur Berechnung der Faden- und Elastomerbeanspruchung mittels analytischer und numerischer Methoden innerhalb des Verbundmaterials Luftfederbalg eingegangen. Auf die Berechnung der Verklebung, die im Entwicklungsprozess häufig durchgeführt wird, sowie auf das Thema der Elastomeralterung wird nicht eingegangen.

Berechnung der Fadenbelastung

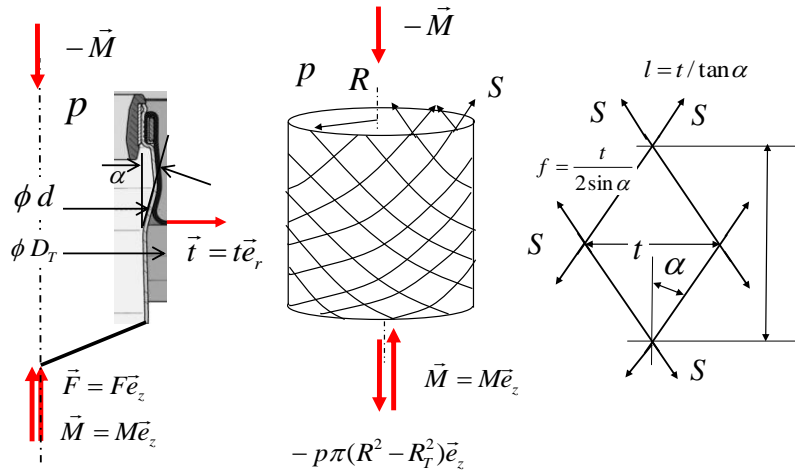


Abb. 5: Freikörperbilder einer Luftfeder
Fig. 5: Axial force and torque of an air spring

Abbildung 4 zeigt den geometrischen Aufbau eines Axialbalges und eines Kreuzlagenbalges in der Schnittebene des Balges. Die innere, d.h. druckbeaufschlagte Seite des Balges wird Seele genannt. Im Fertigungsprozess wird auf die Seele die erste Fadenschicht gelegt. Beim Axialbalg wird auf die einzige Fadenschicht durch einen Extrusionsprozess die abschließende Elastomerschicht, die

sogenannte Decklage, auf die Fäden extrudiert, bevor der Vulkanisationsprozess, d.h. die gezielte Bildung von molekularen Vernetzungsstellen (Vernetzungsreaktion), gestartet wird. Beim Kreuzlagenbalg wird auf die Elastomerzwichenschicht zusätzlich eine zweite Fadenschicht appliziert. Um die Fadenkräfte, das Torsionsmomente und den Berstdruck einer Luftfeder ohne Außenführung analytisch abzuschätzen, dienen die in Abbildung 5 gezeigten Freikörperbilder. S bezeichnet die Fadenkraft und R den Radius des zylindrischen Bereiches der Luftfeder, p den Überdruck und N die Fadenanzahl. Da innere Fadenlage und äußere Fadenlage den Abstand δ haben, wird über die obere und untere Anbindung der Luftfeder das Torsionsmoment $M \approx 2N\delta S \sin \alpha$ geleitet. An der Hinterachse des Audi A6 übernimmt ein Elastomerlager unter anderem die Aufgabe den Drehfreiheitsgrad freizugeben (vgl. Abb. 2 b unten). Die Fadenkraft ist aus der Kräftebilanz in Umfangsrichtung bekannt: Wird ein Streifen der axialen Länge $l = t / \tan \alpha$ (vgl. Abb. 5 rechts) betrachtet, so halten die Fadenkräfte $4S \sin \alpha$ der Kraft durch den Luftdruck $2Rp l$ das Gleichgewicht. Die Fadenkraft ist daher $S / p\pi R^2 = (N \sin \alpha \tan \alpha)^{-1}$. Die Zugkraft auf den Balg $p\pi(R^2 - R_T^2) = p\pi R^2 - F$ steht im Gleichgewicht mit den Fadenkräften $2NS \cos \alpha$. Mit der bekannten Fadenkraft folgt $F / p\pi R^2 = 1 - 2 / \tan^2 \alpha$. Für den angenommenen starren Faden gilt aus Geometriegründen (vgl. Abb. 5 rechts) $R / R_0 = \sin \alpha / \sin \alpha_0$. Damit bietet es sich an Faden- und Federkraft auf den Fertigungszustand „0“ zu beziehen:

$$\bar{S} := \frac{NS}{p\pi R_0^2 / \sin^2 \alpha_0} = \cos \alpha, \quad \bar{F} := \frac{F}{p\pi R_0^2 / \sin^2 \alpha_0} = 1 - 3\bar{S}^2.$$

Dem Ergebnis liest man ab, dass sich für die lastfreie Feder ($\bar{F} = 0$) der Grenzwinkel $\alpha_* = \arctan \sqrt{2} = 54.74^\circ$ einstellt. D.h. für eine druckbelastete Feder nimmt der Fadenwinkel im zylindrischen Bereich Werte zwischen α_* und 90° an.

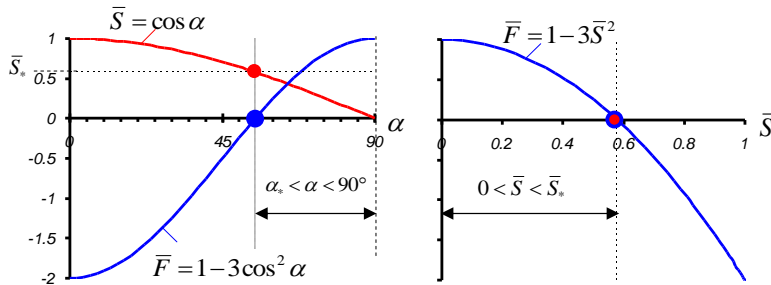


Abb. 6: Zusammenhang zwischen Fadenkraft, Axialkraft und Fadenwinkel
Fig. 6: Relation between axial force, filament force, angle

Dieses Verhalten wird in der graphischen Auftragung der normierten Axialkraft und Fadenkraft über dem Fadenwinkel deutlich (Abb. 6). Für $\alpha = \alpha_*$ nimmt die Fadenkraft den Wert $\bar{S}_* = 1/\sqrt{3}$

an. Die maximale Fadenkraft ist daher $S_* = ptD_0 / (4\sqrt{3} \sin^2 \alpha_0)$. Überschreitet deren Wert die Bruchlast S_m , so kommt es zum Bersten der Feder infolge Fadenbruch. Der Berstdruck folgt daraus für eine Luftfeder ohne Außenführung zu

$$p_{Berst} = 4\sqrt{3} \sin^2 \alpha_0 S_m / tD_0.$$

In der Regel ist der Fertigungsdurchmesser $D_0 = 2R_0$ durch die bestehenden Fertigungsanlagen gegeben. Der Berstdruck infolge Fadenbruch der Feder kann daher durch Teilung t und Fadenwinkel α_0 und die Bruchkraft beeinflusst werden. In Abb. 7 ist die Zugkraft über der technischen Dehnung für je einen Aramid-, Polyester und Nylonfaden dargestellt. Beim Aramidfaden ist die Bruchlast im Vergleich zum Nylonfaden knapp um den Faktor 3 größer. Im Gegensatz dazu beträgt die Bruchdehnung nur 12% vom Wert des Nylonfadens.

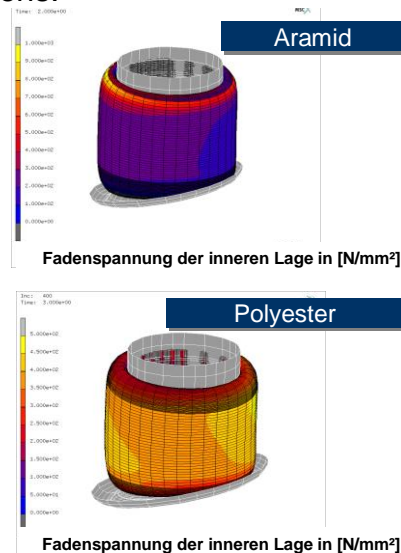
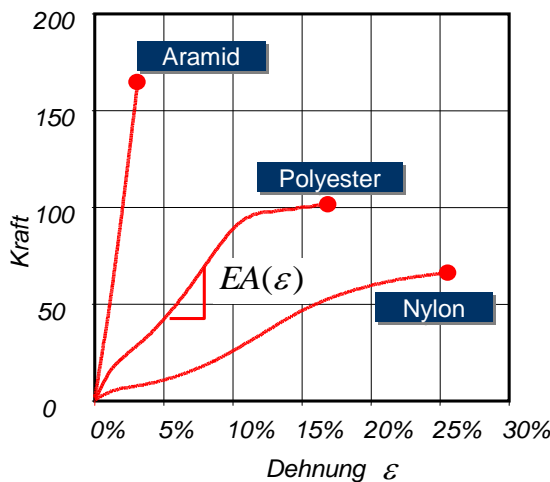


Abb. 7: Kraftdehnungskurven für unterschiedliche Fadenmaterialien.
Auswirkung auf die Verteilung der Fadenspannung in einer Fadenlage bei der Audi A6 Luftfeder
Fig. 7: Force deflection curve for different yarn materials; influence of the material on the stress distribution in the inner yarn layer.

Die Gleichungen oben legen nahe, dass eine Feder mit Aramidfäden deutlich robuster ist als eine Feder, die mit Polyester- oder Nylonfäden gefertigt ist. An dieser Stelle sei aber schon erwähnt, dass dies nicht immer der Fall ist. So zeigt die Finite Elemente Berechnung der Audi A6 Hinterachsluftfeder unter Einfederung und lateraler Relativverschiebung der Beschlagteile zueinander für den Aramidfaden Fadenspannungen oberhalb der Bruchspannungen. Bei Verwendung eines Fadens mit geringerer Fadensteifigkeit EA (Modul E , Fadenquerschnittsfläche A) verteilt sich die Last auf eine vergleichsweise größere Anzahl von Fäden mit der Konsequenz, dass die Last auf einen einzelnen Faden so stark reduziert ist, dass die kinematische Zwangsverformung der Luftfeder ertragen wird.

Entwicklung und Arten der numerischen Luftfederberechnung

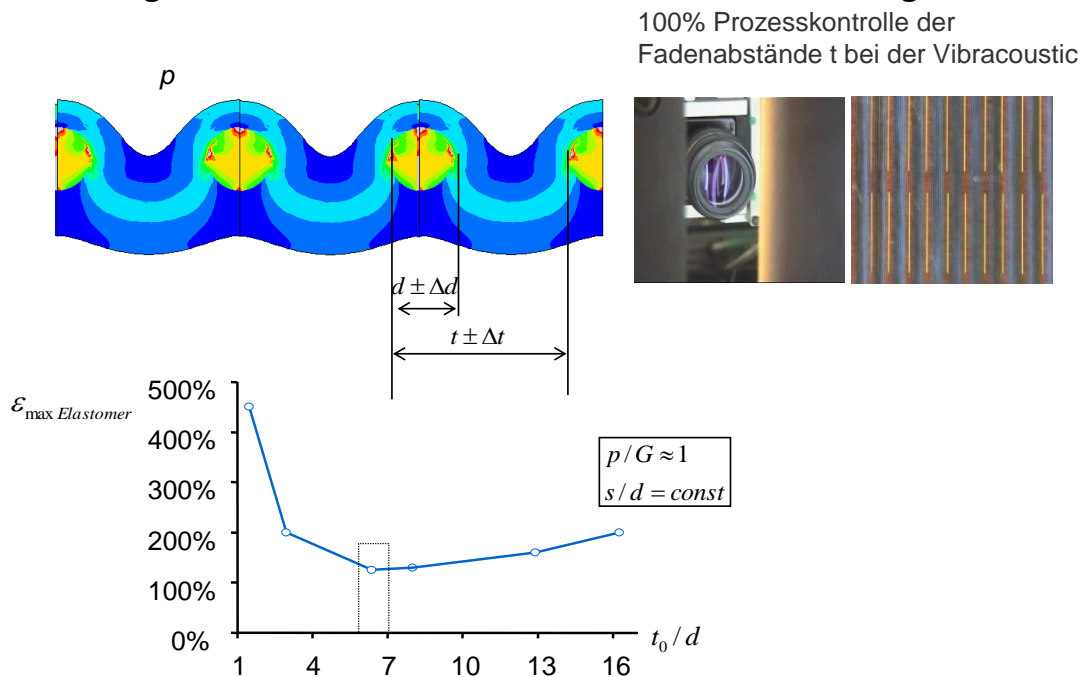


Abb. 8: Ermittlung des optimalen Fadenabstandes beim Axialbalg mittels Variation der Fadendichte in der Finite Elemente Simulation

Fig. 8: Determination of the optimal fiber distance by variation of the filament density

Der Erfolg der Luftfederung in europäischen Personenkraftwagen nahm im Jahr 1998 mit der Einführung des Axialbalges durch die Vibracoustic seinen Anfang. Entwicklungsziel war, einen Balg mit möglichst kleiner Walkkraft zu entwickeln, um einen sehr guten Abrollkomfort darzustellen. Optimal ist für diese Anforderung ein Fadenwinkel von Null Grad (Axialbalg). Der bei diesem Balg in der Hauptsache festzulegende Parameter der Balgeometrie ist das Verhältnis von Fadenabstand zu Faden Durchmesser t_0/d (Kehrwert der Fadendichte, vgl. Abb. 4 links). Darüber hinaus sind in der Entwicklung die zulässigen Toleranzen der Fadendichte für ein robustes Produkt festzulegen. Abb. 8 oben links zeigt eine Finite Element (FE) Berechnung eines Balgabschnittes unter Aufdehnung $(t-t_0)/t_0$ und Belastung mit dem Überdruck p . Die Querschnittsgestalt der Fäden ist kreisförmig angenommen. Im ebenen FE Modell ist die zyklische Symmetrie bezüglich der Teilung t ausgenutzt. Das Bild 8 zeigt die größte Hauptnormaldehnung des Elastomers über dem Kehrwert

der Fadendichte für unveränderten Druck und Seelendicke aufgetragen. Die Rechnung zeigt, dass für $t_0/d \approx 6.5$ die Robustheit des Balges optimal ist. Für kleinere Fadenabstände steigt die Elastomerbelastung, da immer weniger dehnbare Elastomer zwischen den dehnteifen Fäden verbleibt. Für größere Fadenabstände nimmt die Stützlänge zur Kraftleitung der Druckbelastung zu, so dass das Elastomer zunehmend gedehnt wird.

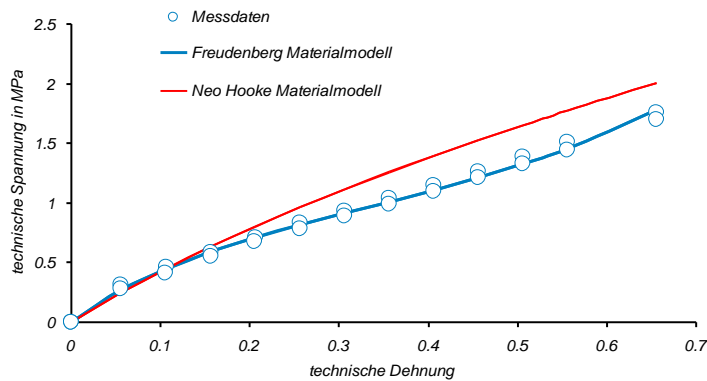


Abb. 9: Spannungsdehnungskurve für das Matrix Elastomermaterial. Anpassung der Messdaten mittels dem Neo Hookeschen Materialmodell und dem Freudenthal Materialmodell.

Fig. 9: Stress strain curve for the matrix rubber material. The measured data are fitted with (i) a Neo Hooke and (ii) the Freudenthal material model

Der Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung wird durch die in Abb. 9 an ein-axiale Messdaten angepassten Materialmodelle für das Matrixmaterial Chloroprenkautschuk wieder gegeben. Verwendet werden je nach Berechnungsziel das einfacherer

Neo-Hooksche Materialmodell oder das Freudenthal Materialmodell. Beide Modelle sind (im Gegensatz zum Mooney-Rivlin Materialmodell) physikalische Modelle und bieten daher ausreichend Sicherheit, um z.B. auch Druckspannungen verlässlich vorherzusagen. Im Gegensatz zum Neo-Hookschen Modell ist das Freudenthal Materialmodell in der Lage, den Wendepunkt, der durch Streckung der Vernetzungsstellen begründet ist, in der Spannungs-Dehnungskurve vorherzusagen. Für technische Dehnungen kleiner 10% und für vergleichende Berechnungen ist das Neo-Hooksche Materialmodell für die Materialbeschreibung ausreichend. Um aus der gezeigten Finite Elemente Berechnung auf die Lebensdauer des Luftfederbalges zu schließen, muss ein Haigh-Diagramm des Chloroprenkautschuks durch Messungen an einer Reihe von Probekörpern vorliegen.

$$\hat{\sigma} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \text{ in MPa}$$

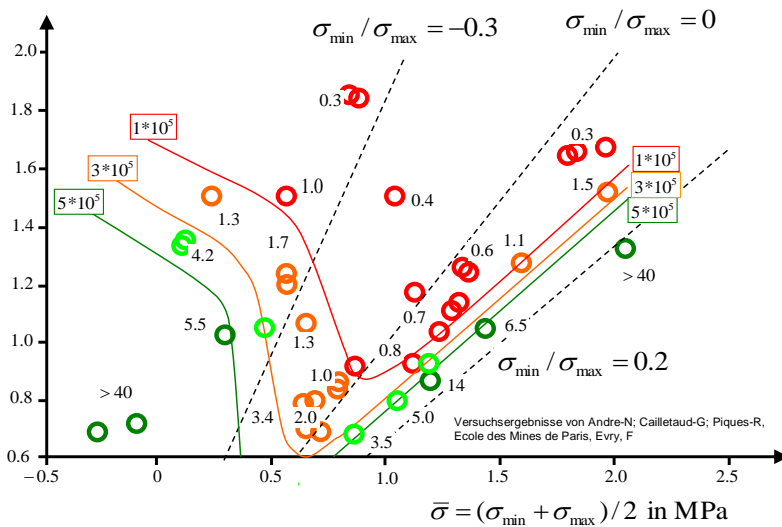


Abb. 10: Haigh-Diagramm für Naturkautschuk
 Fig. 10: Haigh diagram for natural rubber

Bei diesem sind die Bruchlastwechsel über der durch mittlere Beanspruchung und Beanspruchungsamplitude (z.B. größte Hauptnormaldehnungen) aufgespannten Ebene dargestellt. In Abbildung 10 ist das Haigh Diagramm bei Raumtemperatur für einen Naturkautschuktyp dargestellt. Erkennbar bricht die Lebensdauer deutlich

ein, sobald die minimale Belastung nahe der vollständigen Entlastung liegt. In der Vibracoustic werden derzeit für unterschiedliche Elastomermischungen Haigh Diagramme durch ein umfangreiches Messprogramm ermittelt. Da ja im FE Modell, wie beschrieben, lokal die Elastomerbeanspruchung vorliegt, bietet dies den Zugang zu einer Lebensdauervorhersage bei Luftfedern, wie sie im Fahrwerksbereich an Gummi-Metall-Bauteilen erfolgreich durchgeführt wird (vgl. Brüger [2]).

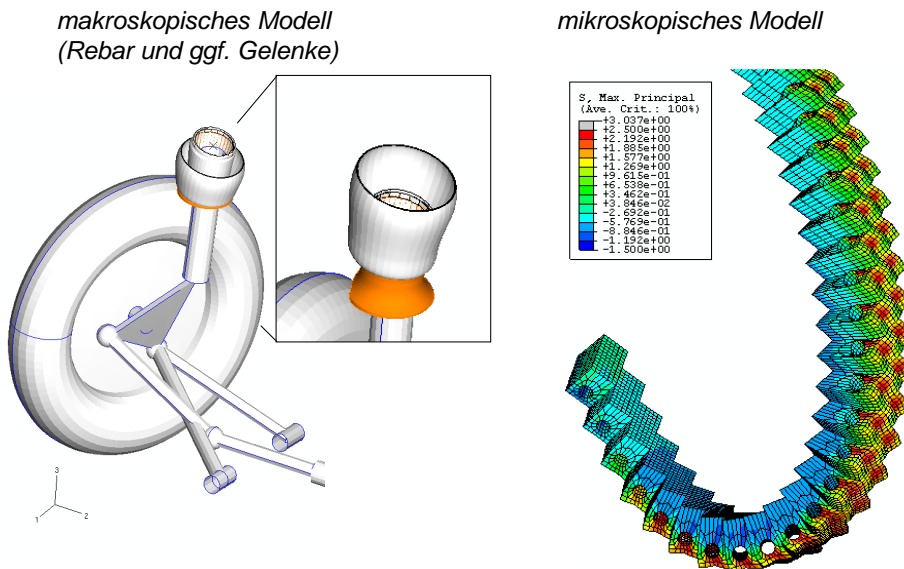


Abb. 11: Makroskopisches Berechnungsmodell gegenüber dem mikroskopischen Modell
 Fig. 11: Macroscopic simulation model in comparison with a microscopic FE model

Wir bezeichnen die geometrische Detaillierung des Balgaufbaus in der Simulationsrechnung als *mikroskopisches Berechnungsmodell*. Dieses FE Modell ist beim Axialbalg - wie gesehen - noch vergleichsweise einfach. Allerdings ist auch dort die Abbildung der Fadengeometrie und -eigenschaft i.A. ungenau, weshalb in der Regel nur vergleichende und keine absoluten Aussagen zulässig sind.

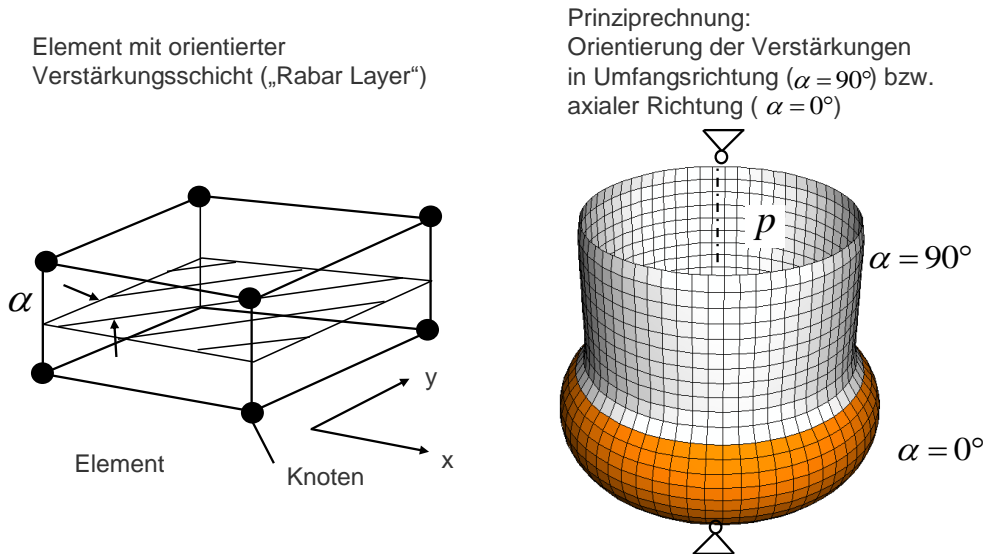


Abb. 12: Rebar Formulierung zur Berechnung der Luftfedergestalt, Bauraumuntersuchung, Fadenkräfte, Berstdruck.

Fig. 12: Rebar Elements are used to calculate the shape of the air spring, to check the packaging, the filament forces, burst pressure.

Bei einer Kreuzlagenluftfeder ist das mikroskopische Modell deutlich aufwendiger. Abbildung 11 rechts zeigt das von den Freudenberg Forschungsdiensten entwickelte Modell. Der Balg wird aus einer Reihe Einheitszellen gebildet. Jede Einheitszelle beinhaltet einen Fadenkreuzungspunkt. Durch Ausnutzen der zyklischen Symmetrie bei einer axialsymmetrischen Luftfeder (und näherungsweise auch bei nicht vorliegender Axialsymmetrie) ist es möglich, mit noch vertretbarem Modellierungs- und Rechenaufwand, die Elastomerbeanspruchung auch für eine Kreuzlagenluftfeder lokal an jedem Punkt zu berechnen. Das in Abb. 11 rechts gezeigte FE Modell besteht aus $160 \cdot 10^3$ Elementen und $300 \cdot 10^3$ Knoten, d.h. das zu lösende Gleichungssystem ist in jedem Iterationsschritt von beträchtlicher Größe. Dazu kommt, dass die Berechnung des Elementkontaktes mit dem Abrollkolben bzw. mit der ggf. vorhandenen Außenführung iterativ und damit rechenzeitintensiv ist. Auf einem Linux-PC mit 3.4 GHz Taktzeit dauert die Berechnung eines Federvorganges 3 bis 7 Tage je nach Geometrie. Interessieren die Fadenkräfte, so ist die detaillierte Modellierung des Balgaufbaues nicht notwendig. Mit sehr gutem Erfolg wird der orthotrope Verbund aus Elastomermatrix und Verstärkungsfäden durch ein verschmiertes Modell beschrieben (vgl. Abb. 12). Dabei werden die Fäden einer Fadenlage auf eine Verstärkungsschicht, der Rebar-Schicht (Rebar, engl. für Armierung), abgebildet. Erhalten bleibt die Steifigkeitseigenschaft $EA(\varepsilon)$ (vgl. Abb. 7), sowie die Orientierung a_0 der Schicht. Verloren geht die lokale Gestalt der Elastomermatrix wie sie z.B. die Schnittbilder in Abb. 4 zeigen.

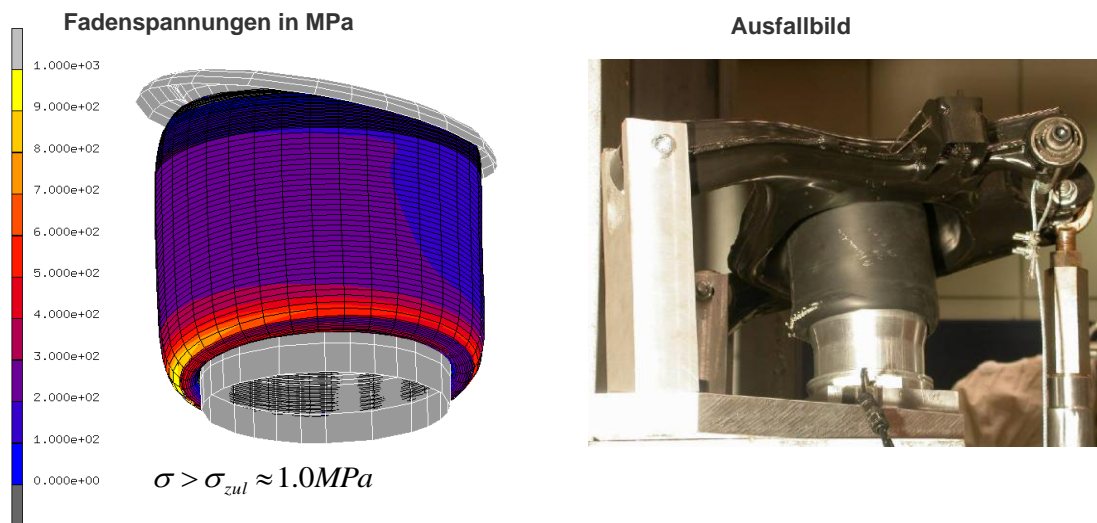


Abb. 13: Rechnerische Voraussage eines Gewaltfadenbruches infolge Lateralverschiebung mittels der Rebarformulierung.

Fig. 13: Use of the averaged filament properties (rebar elements) to predict the fiber failure due to the lateral relative movement

Zwangsläufig kann das verschmierte Modell nicht dazu dienen, lokale Elastomerbeanspruchungen zu ermitteln. Wie die folgende Abschätzung zeigt, leistet das makroskopische Modell aber sehr gute Dienste bei der Berechnung wesentlicher Eigenschaften der Luftfeder: Die Dehnsteifigkeit des Fadens ist von der Größenordnung 1 kN (vgl. Abb. 7). Der Schubmodul des Elastomers ist von der Größenordnung 1 bis 4 MPa. Damit ist der Elastizitätsmodul - um den Faktor 3 größer als der Schubmodul - in der Größenordnung 10 MPa (vgl. Abb. 9). In der Teilung t ist die Elastomerfläche von der Größenordnung 2 mm². Letztlich ist die Dehnsteifigkeit des Fadens daher um den Faktor 500 bis 1000 größer als die der Elastomermatrix. Folglich sind für die Gestalt der Luftfeder, insbesondere für das Volumen, maßgeblich nur die Fäden verantwortlich. Mit der Festlegung der Gestalt ist auch die Steifigkeit, d.h. die Funktion der Luftfeder festgelegt. Für das Elastomer verbleibt die Aufgabe, die Fäden zueinander geometrisch zu fixieren und die Luftdichtheit zu gewährleisten. Durch die geometrische Vereinfachung im Modell wird die notwendige Elementanzahl drastisch reduziert. Über die Balgdicke sind 3 oder weniger Elementschichten ausreichend.

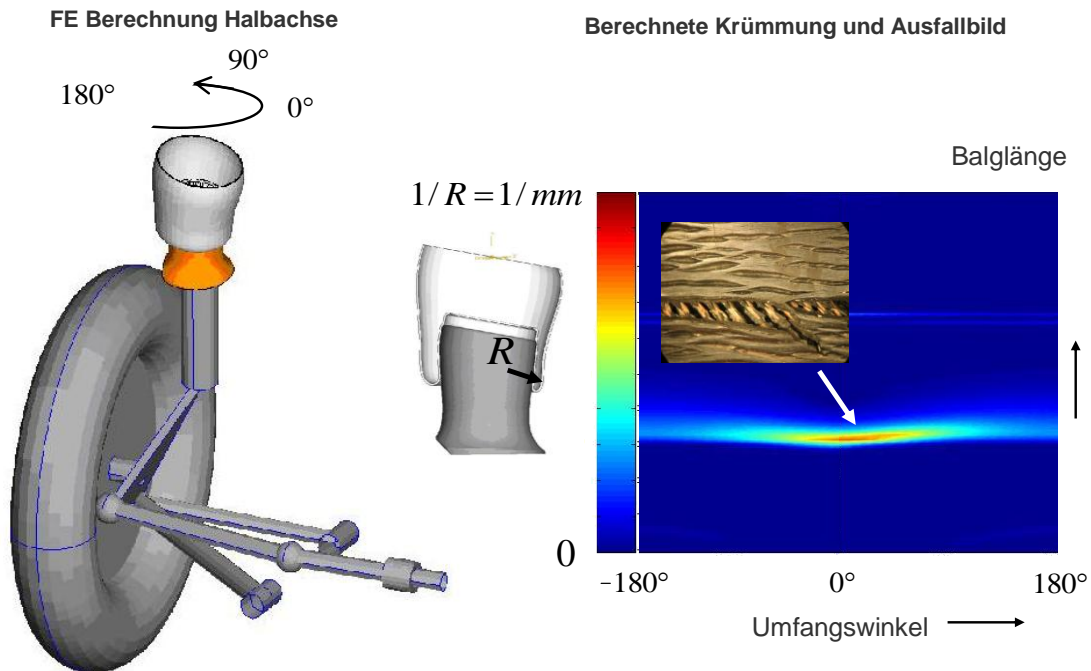


Abb. 14: Rechnerische Voraussage eines Gewaltfadenbruchs infolge Lateralverschiebung mittels der Rebarformulierung.

Fig. 14: Use of the averaged filament properties (rebar elements) to predict the fiber failure due to the lateral relative movement

Da kommerzielle Anbieter von FE Systemen in der kürzeren Vergangenheit Mehrkörperfunktionalitäten, insbesondere Gelenke, in die Berechnungsumgebung integriert haben, nutzt die Vibracoustic diese Funktionalität, um die genaue Kinematik der Achse oder eines Prüfstandes in der numerischen Bauteilbeurteilung nachzubilden. Abbildung 14 links zeigt das FE Modell einer Halbachse mit Luftfeder für zwei unterschiedliche Radpositionen. Durch die Berechnung der Achse und der Luftfeder in einem Modell kann die Funktion der Feder, wie der Querkraftausgleich, in der Achse zuverlässig beurteilt werden. Alternativen, wie z.B. die Abbildung der Luftfeder mittels Subroutinen (die z.B. Tabellen enthalten) in einem Mehrkörpersimulationsprogramm (MKS), sind dem beschriebenen Vorgehen eindeutig unterlegen und nach unserer Ansicht für quasistatische Berechnungen nicht mehr zeitgemäß. Zusammenfassend dient das makroskopische Modell (verschmierte Fadeneigenschaften als Rebar-Schicht)

- der Funktionsbeurteilung (Schnittkräfte, Steifigkeit),
- zur Bauraumuntersuchung (Kollision mit Rad, Dämpfer, Chassis),
- zur Ermittlung der Fadenlast bei Relativbewegung,
- der Berstdruckbewertung.

Im folgenden Abschnitt werden drei unterschiedliche Schadensfälle gezeigt, die mittels FE Berechnungen mit verschmiertem Fadenmodell erklärt werden.

Drei Beispiele für das Zusammenspiel von Lebensdauerprüfung und numerischer Luftfederberechnung

Abbildung 13 rechts zeigt ein bei der Entwicklung der Audi A6 Hinterachsluftfeder aufgetretenes Schadensbild im Achsprüfstand. Der Luftfederbalg platzte nach kurzer Laufzeit auf einer Seite in der Rollfalte auf. In der Berechnung ist der Luftfederbalg unter Verwendung des verschmierten Fadenmodells abgebildet. Die Berechnung unter Berücksichtigung der Achskinematik zeigt, dass an der Versagensstelle die Bruchlast der Fäden überschritten wird und es zu einem Spontanausfall kommen muss. Wie oben diskutiert (vgl. Abb. 7), hilft die Verwendung eines nachgiebigeren Fadens, die Luftfeder robuster gegenüber kinematischer Zwangsdeformationen zu gestalten. Abbildung 14 links zeigt das FE Modell einer McPherson Luftfeder. In der rechten Darstellung ist die Abwicklung des Luftfederbalges dargestellt. Horizontal ist der Balgwinkel dargestellt. Ursprung ist die Fahrzeuginnenseite. D.h. 90° zeigt in Fahrtrichtung und 180° nach außen. Die vertikale Achse stellt den Abstand von der unteren Balgverklebung dar. Auf der derart aufgespannten Balgfläche können bei der Vibracoustic alle Berechnungsergebnisse für jeden berechneten Federungszustand dargestellt werden. Auf der Balgfläche ist die aus der Lage der FE Knoten berechnete Krümmung des Balges aufgetragen. An der gezeigten Stelle wird die Krümmung $1/\text{mm}$ überschritten. Bei der Prüfung auf dem Halbachsprüfstand kommt es lokal begrenzt zu der Bildung von Stauchfalten. Wie das Schadensbild zeigt, wachsen die Falten in die Tiefe, bis der Faden freigelegt ist. In der Folge kommt es zu einer Leckage (In [3] wird die Bildung von Falten, insbesondere deren Wellenlänge, allgemein beschrieben). In dem dritten und letzten Beispiel wird die Bildung von „Krampfadern“ auf der Balgoberfläche anhand der FE Berechnung erklärt. Die Abbildung 15 zeigt die Abwicklung des Balges einer McPherson Luftfeder. Bei der Lebensdauerprüfung auf einem Halbachsprüfstand kommt es bei diesem Zwischenstand zu einem Ausfall der Luftfeder bei dem im ersten Schadensstadium der Faden an Volumen zunimmt und als „Krampfader“ auf der Balgoberfläche sichtbar wird. Die Berechnung und Darstellung der Fadenkräfte (Abb.15) zeigt an der Schadenstelle eine vollständige Entlastung der Fäden der geschädigten Fadenlage. Durch die Entlastung ist der Faden querweich. Ein aufgeprägtes Dehnfeld in Querrichtung führt zu einem irreversiblen Querdehnen des Fadens. Dadurch wird der Faden in Längsrichtung geschwächt, was zum Ausfall der Luftfeder führt. Mit Hilfe der Simulation war es in allen drei beschriebenen Fällen möglich, schnell Abhilfemaßnahmen für die Schädigung der Luftfeder zu finden.

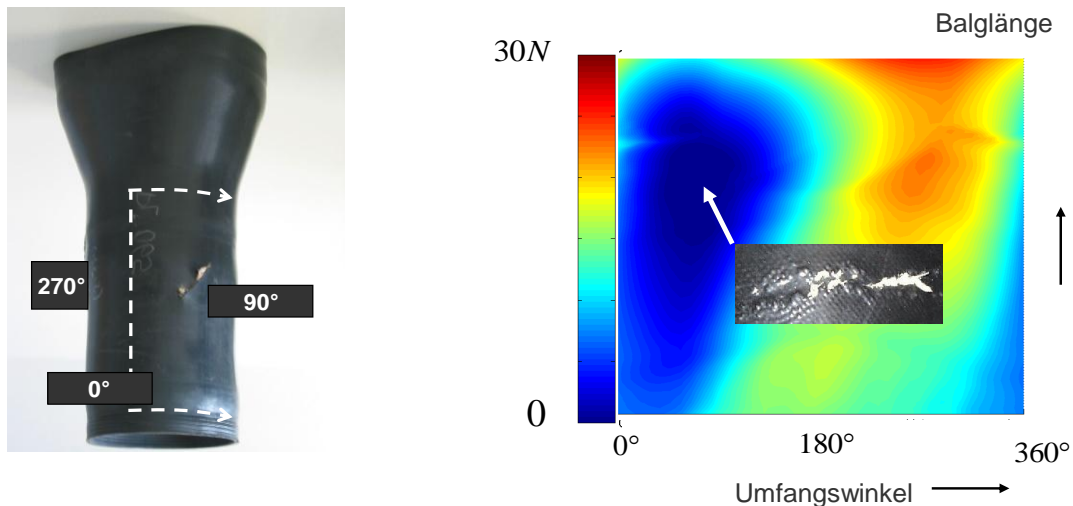


Abb. 15: Rechnerische Vorhersage von lokaler Fadenentlastung mittels gemittelter Behandlung des Fadens

Fig. 15: Use of the averaged filament properties (rebar elements) to predict the fiber failure due to the lateral relative movement

Schlussfolgerung

In dem Artikel wurde der aktuelle Stand der quasistatischen Berechnungsmethoden bei Luftfedersystemen aufgezeigt (für dynamische Berechnung vgl. z.B. [1]). Dabei wird zwischen mikroskopischer und makroskopischer Modellierung unterschieden. Je nach Untersuchungsgegenstand ist die eine oder die andere Methode zu verwenden. Anhand der Beispiele wurde deutlich, dass die Berechnung zum einen eingesetzt wird, um Ausfallbilder bei Lebensdauerprüfungen auf einem Achsprüfstand zu verstehen, zum anderen wird sie verwendet, um bereits früh im Entwicklungsprozess Funktion und Robustheit der Bauteile zu gewährleisten. Dem Entwickler bietet die zugegebenermaßen schwierige Simulation von Luftfedern einen Blick in das Bauteil „Luftfeder“. Dabei müssen die Erwartungen an die Berechnung realistisch bleiben. Notwendig hierfür ist eine gute interne und externe Kommunikation. Es war unter anderem Ziel aufzuzeigen, dass die Entwicklung der numerischen Festigkeitsauslegung von Luftfedersystemen ohne Prüfstandsversuche nicht denkbar ist. Es muss jedoch Ziel sein, die zeit- und kostenintensiven Prüfstandsversuche durch intelligente Entwicklung so gering wie möglich zu halten.

Danksagung

Viele der gezeigten numerischen Berechnungen gehen auf unsere Kollegen Christian Reisinger, Martin Puchinger (Freudenberg Forschungsdienste) und Michael Metzger (Vibracoustic) zurück. Ohne die Herren wäre die Luftfederberechnung heute nicht die notwendige scharfe Brille für den Entwickler auf sein Produkt Luftfeder.

Literatur

- [1] P. Pelz, J. Buttenbender, „The dynamic stiffness of an air spring“, ISMA2004 International Conference on Noise & Vibration Engineering, Leuven (Belgium)
- [2] T. Brüger, „Präzise Methoden zur Lebensdauer vorhersage von ‚Gummifedern‘ im Fahrwerk“, MIC Fachtagung „Federn und Dämpfungssysteme im Fahrwerk“, 04/2006 in München
- [3] E. Cerda, L. Mahadevan, „Geometry and physics of wrinkling“, Phys. Rev. Lett. 90, 074302, (issue of 21 February 2003)