

Analyse von Zahnriemengetrieben unter Nutzung der FEM

Sebastian Fraulob, Thomas Nagel

TU Dresden, Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design (IFTE)
Helmholtzstr. 18, 01062 Dresden, Germany

Summary

The paper contains a method to model and simulate synchronous belt drives using FEM. After a detailed description of the modelling process the flow chart of the sequential simulation process is presented. A main point is the model validation using measurement data. At the end a lot of examples of application resulting from cooperation between Institute of Electromechanical and Electronic Design (IFTE) and industrial partners are shown.

The results of such simulations are very useful for an efficient investigation of synchronous belt drives. Also inexplicit gear breakdowns can be analysed with this method.

Keywords

Zahnriemen, Zahnriemengetriebe, Simulation

1. Einführung

Zahnriemengetriebe sind aus vielfältigen Anwendungen bekannt, so z.B. zur Steuerung der Nockenwelle im Kfz oder als Linearachse in der Automatisierungstechnik. Neben den zu gestaltenden Trends zu höheren Geschwindigkeiten und Leistungsdichten, verringerten Geräuscentwicklungen und erhöhter Übertragungsgenauigkeit, stehen berechenbare Aussagen zu Zuverlässigkeit und Verschleiß noch aus. Das Formulieren von Versagensmechanismen erweist sich aber gerade bei Zahnriemengetrieben als sehr kompliziert, da stets mehrere, verformbare Zähne gleichzeitig im Eingriff stehen, der Zahnriemen selbst aus sehr unterschiedlichen Materialien aufgebaut ist und eine Vielzahl von Einflussfaktoren gleichzeitig wirken.

Die Methode der Finiten Elemente und ihre Anwendung auf Zahnriemengetriebe ermöglicht eine Berechnung der im Inneren des Zahnriemens auftretenden Verformungen und somit der daraus abgeleiteten Kräfte und Spannungen. Aber auch das Verhalten der Grenzflächen zwischen Riemen und Scheiben kann untersucht werden, z.B. bezüglich Reibkräften und -wegen.

Am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design (IFTE) der TU Dresden wurden unter Nutzung von ANSYS neueste Simulationsmodelle entwickelt und gemeinsam mit Riemenherstellern und interessierten Anwendern getestet. Somit können der hohe Aufwand an Material, Zeit und Personal bei der Produktentwicklung reduziert, Reserven für die Optimierung erschlossen und eine gezielte Ursachenforschung bei Getriebeausfällen durchgeführt werden. Zusätzlich stellen die gewonnenen Ergebnisse eine Grundlage für noch zu entwickelnde Lebensdauermodelle dar.

Nachfolgend werden die Modellierung und die notwendige quasistatische Bewegungssimulation beschrieben. Die zur Validierung durchgeführten Messungen und die in den Modellen erreichten Genauigkeiten werden vorgestellt, bevor abschließend Simulationsergebnisse an Beispielen verschiedener Industrieanwendungen gezeigt werden.

2. Modellierung

Es existieren zwei Arten von Zahnriemen, die entsprechend ihren Basismaterialien als Polyurethan-Zahnriemen und Gummi-Zahnriemen bezeichnet werden. Der Unterschied zwischen diesen beiden Zahnriemen liegt sowohl im Aufbau als auch in den eingesetzten Materialien. Bei beiden Typen bildet ein Elastomer den Riemenkörper aus, in den Zugträger eingebettet sind. Bei Gummi-Zahnriemen ist die verzahnte Seite des Riemens zusätzlich mit einem Gewebe überzogen (Fig. 1). Bei der Modellierung des Zahnriemens sind alle drei Bestandteile abzubilden. Die Nichtlinearitäten der Materialien und die mögliche Anisotropie des Elastomers sind dabei besonders zu beachten.

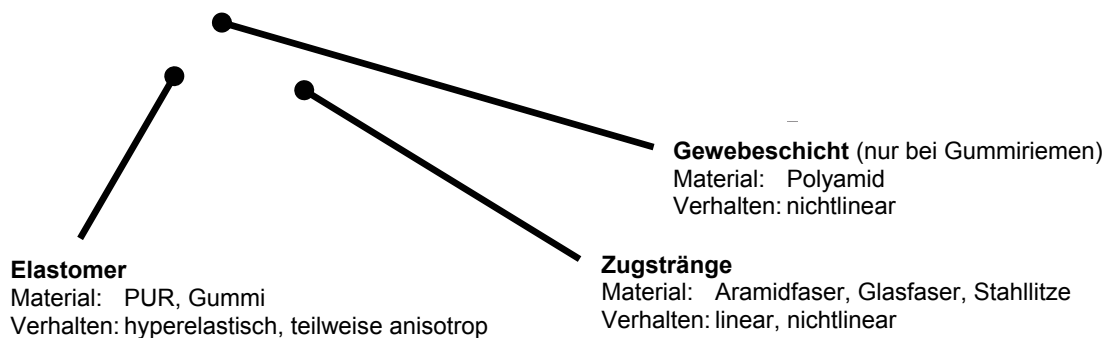


Fig. 1: Aufbau und Materialien von Zahnriemen

In Fig. 3 ist der Aufbau des Riemenmodells zu sehen. Er besteht zum größten Teil aus Flächenelementen (2D-Modell) bzw. Volumenelementen (3D-Modell), die das Materialverhalten des Elastomers aufweisen. Die Elemente des Zugstranges sind an der Stelle der neutralen Faser des realen Zugstranges angeordnet und bilden dessen Zug- und Biegeverhalten ab. Auf der Außenkontur der Zähne sind Stab-Elemente (2D-Modell) angebracht, die nur Zugkräfte aufnehmen können und so das Verhalten der Gewebeschicht widerspiegeln. Mit diesen drei Elementtypen können die Grundbestandteile des Riemens hinreichend genau modelliert werden.

In der Regel sind die Deformationen der Zahnscheibe im Vergleich zu denen des Zahnriemens vernachlässigbar klein und nicht von Interesse. Im Sinne der Modelloptimierung wird die Scheibe deshalb meist als ideal steif angesehen und aus Zeichnungsangaben, Geometriemesswerten oder durch CAD-Import erstellt (Fig. 2).

Ein sehr wichtiger Aspekt bei der Modellierung kommt der Kontaktpaarung zwischen Riemen und Scheiben zu. Sie wird mit CONTA-Elementen auf dem Riemen und TARGET-Elementen auf der Scheibe realisiert und bildet beim späteren Simulationsablauf die einzige Randbedingung für den Riemen.

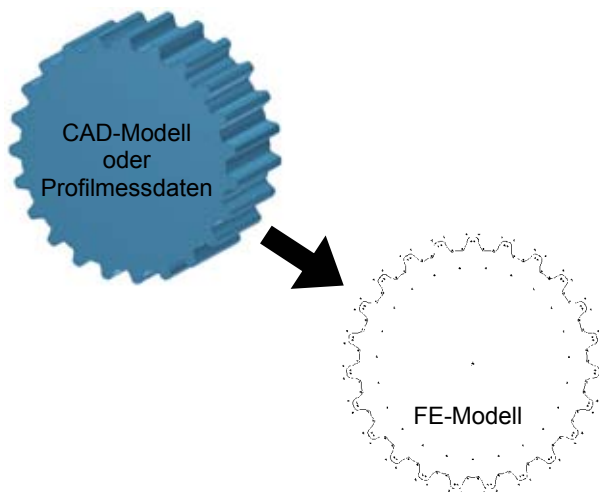


Fig. 2: Modellierung der Zahnscheibe

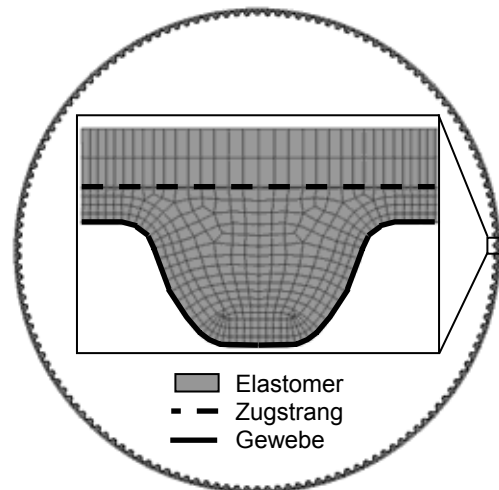


Fig. 3: Modellierung des Zahnriemens

3. Simulationsablauf

In Abhängigkeit von den zu untersuchenden Parametern wird entweder nur die interessierende Zahnscheibe mit komplettem Umschlingungsbogen oder das gesamte Getriebe simuliert. Die Schwierigkeit bei diesen Modellen besteht einerseits in der Kombination von sehr weichem Material (Elastomer) mit sehr steifem Material (Zugstränge) und andererseits aus der sehr großen Kontaktfläche zwischen Riemen und Scheibe, die wesentlich das Verhalten des Zahnriemens bestimmt.

Simuliert wird der quasistatische Bewegungsablauf des Getriebes durch das Aneinanderreihen mehrerer Belastungsschritte (Multiple Load Steps). Riemen und Zahnscheiben sind so modelliert, dass sie im Ausgangszustand keine Belastung aufweisen (Fig. 4a). In einem ersten Simulationsabschnitt, der Layoutsimulation, werden die Zahnscheiben schrittweise bis auf die notwendigen Positionen verschoben. Anschließend wird die Last an der Abtriebscheibe angelegt, so dass die Kraft im Lasttrum ansteigt und im Leertrum abfällt (Fig. 4b-d). Als Randbedingungen sind ab diesem Zeitpunkt lediglich noch die Translationen beider Zahnscheiben und die Rotation der Antriebsscheibe fixiert. Der Zahnriemen wird ausschließlich durch den Kontakt zu den Scheiben gehalten. Das Ergebnis dieses ersten Simulationsabschnittes ist ein vorgespanntes und belastetes Getriebe und es kann mit der Simulation der Drehbewegung begonnen werden. In diesem zweiten Simulationsabschnitt, der Bewegungssimulation, wird die Antriebsscheibe sequentiell pro Loadstep um ein Winkelinkrement weitergedreht (Fig. 5).

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass auch die modellierten Getriebe ein Einlaufverhalten ähnlich wie die Getriebe in der Realität aufweisen. Dies bedeutet, dass sich das Verhalten des Riemens bei Drehbeginn der Zahnscheibe verändert und erst nach 180° bis 360° Drehung einen stationären Zustand annimmt. Aus diesem Grund sind die Berechnungen sehr zeitaufwendig, da erst die Simulationsergebnisse nach Abschluss dieses Einlaufverhaltens ausgewertet werden können.

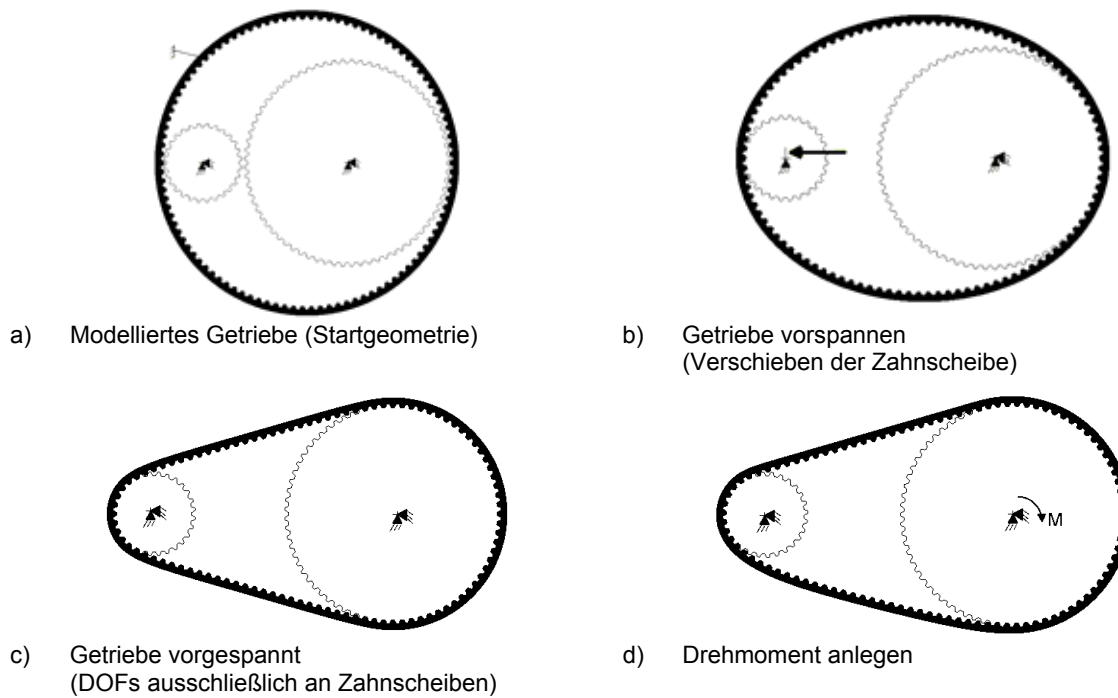


Fig. 4: Erster Abschnitt des Simulationsablaufes - Simulation des Getriebelayouts

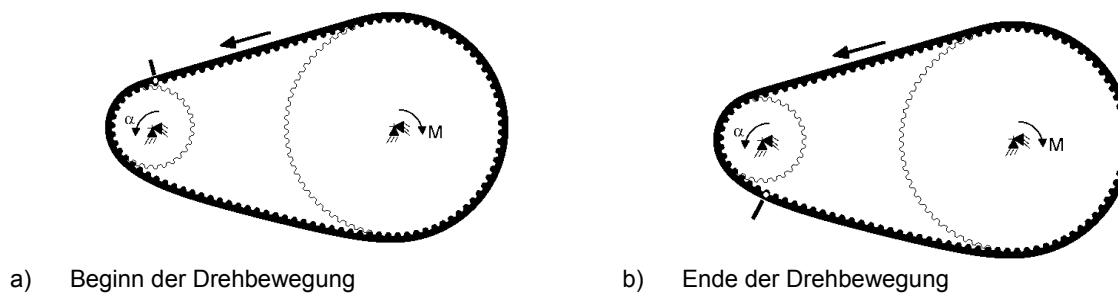


Fig. 5: Zweiter Abschnitt des Simulationsablaufes - Simulation der Getriebebewegung (weißer Punkt / schwarzer Balken kennzeichnet den gleichen Zahn)

4. Validierung

Der Validierungsansatz besteht darin, dass die lokalen Verschiebungen von Marken auf der Außenseite der Riemenzähne in Folge verschiedener Belastungen in Referenz zur nahezu unverformbaren Zahnscheibe experimentell erfasst werden. Diese Markenverschiebungen werden dann mit den Verschiebungen im FE-Modell verglichen. So kann überprüft werden, ob sich die Riemenzähne im Modell und der Realität bei gleichen Betriebszuständen auch ähnlich verhalten.

Vor der Messung wird eine Gitterstruktur auf die Riemenzähne aufgebracht (Fig. 6). Sie muss so ausgeführt sein, dass sie die Deformationseigenschaften des Elastomers nicht beeinflusst. Als Marken für die Auswertung dienen die Schwarz-Weiß-Übergänge des Gitters. Der Zahnriemen wird anschließend auf einem Versuchsstand mit steigendem Drehmoment beaufschlagt. Nach erfolgtem Einlaufen des Messgetriebes wird der deformierte eingezahnte Riemenzahn mit einer hochauflösenden Scannerkamera aufgenommen. Die Bilder werden abschließend durch eine Bildbearbeitungssoftware mit integrierter Kantenerkennung ausgewertet. Mit dieser Methode können berührungsfrei die notwendigen Messauflösungen im einstelligen μm -Bereich erreicht werden. Als Ergebnis der Messungen liegt die lastabhängige Verschiebung der Marken vor. Ein Beispiel für die Verschiebung einer Marke in Folge zweier unterschiedlicher Belastungen zeigt Fig. 6.

In der Simulation werden die Modelle mit den gemessenen Betriebsparametern (Drehmoment, Vorspannkraft usw.) berechnet. Durch die Verwendung des Submodelling gelingt es, in der Simulation genau die Stellen auszuwerten, die den Markenpositionen des Experimentes in unbelastetem Zustand

entsprechen. Abschließend können die Verschiebungen der Marken aus Messung und Simulation verglichen werden. Fig. 7 zeigt den Vergleich am Beispiel einer Marke für fünf unterschiedliche Getriebebelastungen. In Fig. 8 ist für einen Lastfall die Verschiebung aller Marken eines Riemenzahnes aus Messung und Simulation zu sehen.

Die aufwendigen experimentellen Überprüfungen an unterschiedlichen Getrieben haben gezeigt, dass sich die Modelle der Zahnriemengetriebe realitätsnah verhalten.

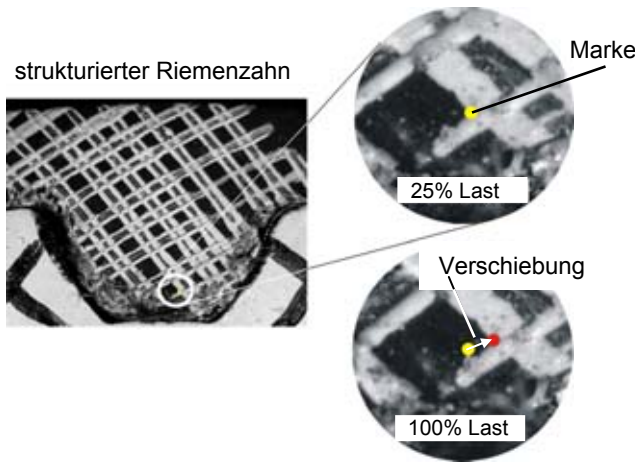


Fig. 6: Verschiebung einer Marke des strukturierten Zahnes bei verschiedenen Belastungen

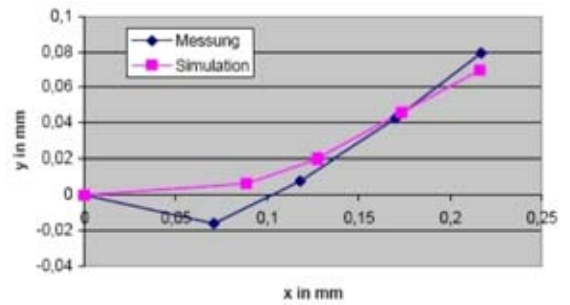


Fig. 7: Vergleich von Messung und Simulation am Bsp. einer Marke für verschiedene Getriebebelastungen

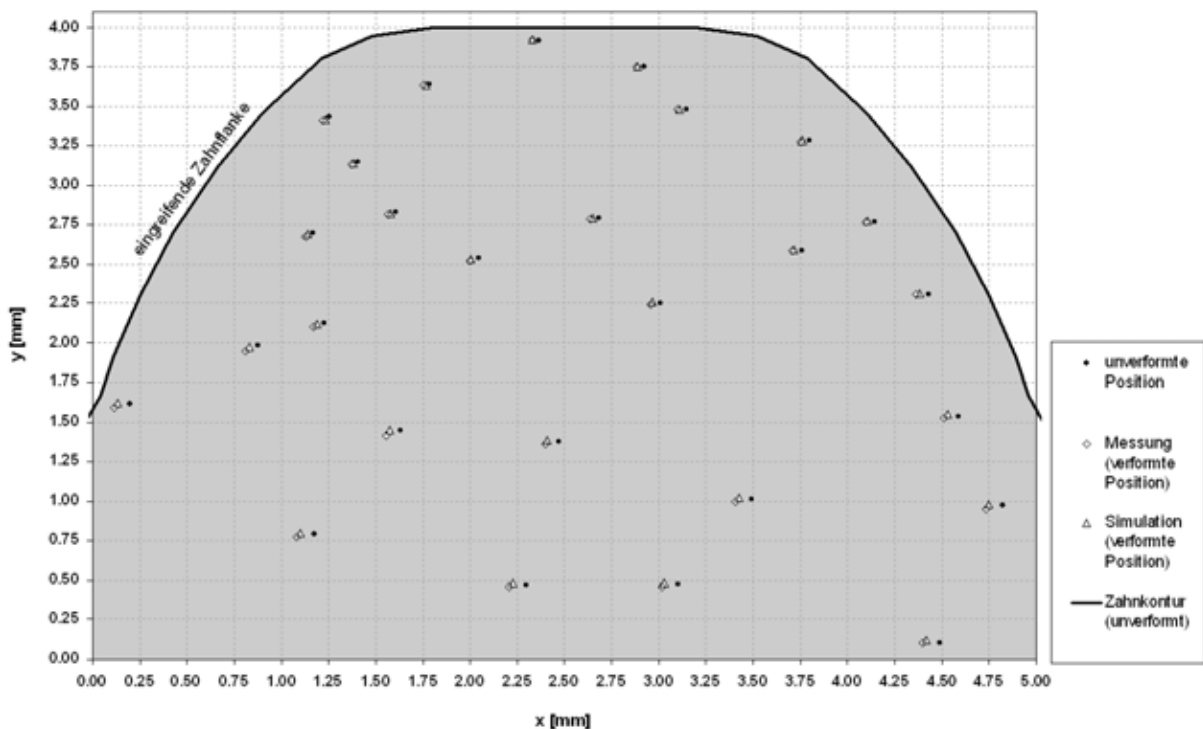


Fig. 8: Vergleich der lokalen Deformationen von Messung und Simulation aller Marken eines Riemenzahnes für eine Getriebebelastung

5. Simulationsergebnisse

Die durchgeführten Simulationen von Zahnriemengetrieben bieten eine Vielzahl von Auswertungsmöglichkeiten. Damit können einige, bisher messtechnisch nicht erfassbare Getriebegrößen erstmals quantifiziert werden. Nachfolgend werden die wichtigsten Ergebnisse vorgestellt.

Grundlegende Ergebnisgrößen sind die mechanische Spannung und die auftretenden Deformationen im Elastomer des Riemens (Fig. 9). Sie werden für die Festigkeitsauslegung, die Optimierung von Betriebsparametern und die Überprüfung von extremen Belastungszuständen benötigt, dienen aber auch als Basis für aktuelle Forschungsarbeiten zu Lebensdauerberechnungen von Zahnriemengetrieben. Sehr eng damit verbunden ist die Beurteilung des Ein- und Auszahnverhaltens des Riemens in die Scheiben. Dies kann sehr gut durch die zeitliche Animation der Simulationsergebnisse visualisiert werden. Fig. 10 zeigt beispielhaft dafür den Einlaufkeil Δh bei zwei verschiedenen Vorspannkräften F_v . Als Einlaufkeil wird das Herausdrücken des Riemens aus der Verzahnung der Scheibe bezeichnet. Er tritt insbesondere bei zu kleinen Vorspannkräften am Einlauf des Riemens in die Abtriebsscheibe auf. Wird dieser Einlaufkeil zu groß, kann es zu Schädigungen des Riemens oder gar zum Überspringen der Verzahnungen kommen.

Eine weitere Ergebnisgröße ist die Zugstranglage (Fig. 11). Sie beschreibt die reale Position des Zugstranges in Bezug auf den theoretischen Wirkkreis. Sie ist interessant für die Bestimmung der auftretenden Biegeradien, die im Zusammenspiel mit den wirkenden Zugkräften Einfluss auf die Biegewechselbelastung der Zugträger haben. Außerdem lassen sich aus dem Verlauf der Zugträgerlage vergleichend Aussagen zur Polygonität und damit auch zum Übertragungsverhalten der Getriebe ableiten. Und nicht zuletzt spielt die Zugstranglage bei der Beurteilung des Einlaufverhaltens, insbesondere beim Leertrumeinlauf, eine entscheidende Rolle.

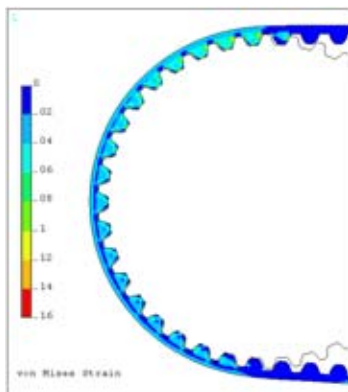


Fig. 9: Spannungen und Deformationen im Elastomer

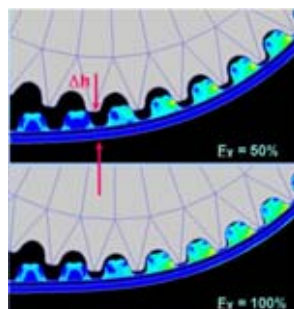


Fig. 10: Einlaufkeil bei verschiedenen Vorspannkräften

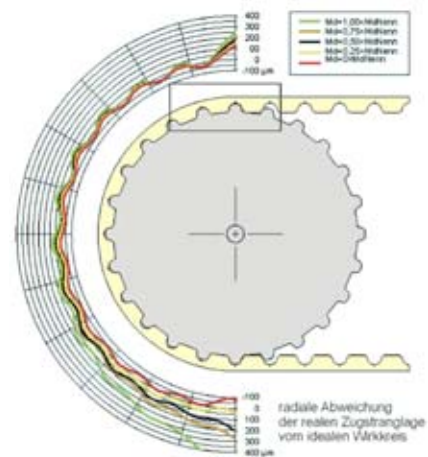


Fig. 11: Zugstranglage für verschiedene Belastungen

In Fig. 12 ist die Belastungsverteilung an einer Antriebsscheiben zu sehen. Sie zeigt, wie die Gesamlast auf die einzelnen in Eingriff stehenden Zahnpaare verteilt wird. Es ist in der Praxis nicht zu erwarten, dass die einzelnen Zahnpaare alle gleich groß belastet werden. Der Kraftabbau im Zugstrang über dem Umschlingungsbogen von der Größe der Lasttrunkraft auf die Größe der Leertrunkraft bewirkt örtlich unterschiedlich große Einzelteilungen und somit eine nicht konstante Belastung der Zahnpaare. Die Belastungsverteilung ist das Resultat des komplexen Zusammenwirkens der Getriebeparameter und sie stellt damit eine sehr gute Möglichkeit zur Getriebebeurteilung dar. Messtechnisch lassen sich die Größe der Zahnkräfte, die Wirkrichtungen und die Kraftangriffspunkte nicht bestimmen. Hier ist die FEM einen Qualitätssprung für die Getriebeanalyse und -optimierung.

Vor allem bei mehrwelligen Antrieben mit schwelliger oder wechselnder Belastung (Bsp. Kfz-Nockenwellentrieb) ist die zeitabhängige Kenntnis der einzelnen Trunkräfte wichtig. Messtechnisch sind diese nur eingeschränkt im Betriebszustand messbar. Die Ergebnisse einer Simulation zeigt Fig. 13 für eine zeitlich nicht konstante Belastung.

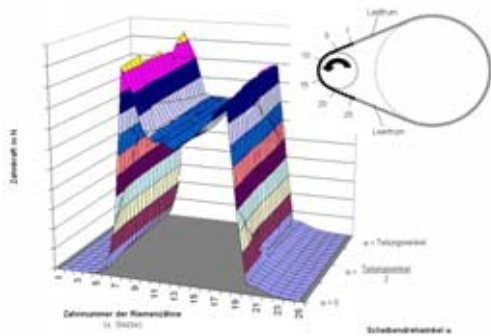


Fig. 12: Belastungsverteilung am Antrieb

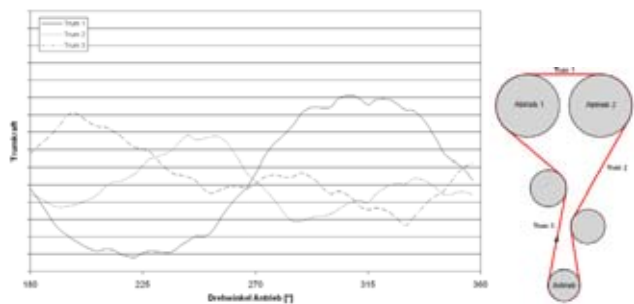


Fig. 13: Trunkkraftverlauf bei zeitlich nicht konstanter Belastung

Für das Kontaktverhalten zwischen Riemen und Scheibe sind die Kenngrößen Gleitweg und Kontaktdruck von Bedeutung. Man kann diese Größen nutzen, um Aussagen über das Reibverhalten und möglicherweise auch über den Reibverschleiß zu gewinnen. Fig. 14 stellt die lokale Reibarbeit (Integral der Flächenpressung über dem Reibweg) dar, welche die Oberfläche eines Riemenzahnes nach einer vollständigen Riemenumdrehung verrichtet hat. Im grün hinterlegten Bereich (rechte Zahnflanke im Bild) reibt der Zahn ausschließlich an der Antriebs-scheibe. Die andere Flanke (blau hinterlegter Bereich) reibt ausschließlich an der Abtriebs-scheibe. Der Zahnkopf (rot hinterlegter Bereich) ist mit beiden Scheiben in Berührung. Da es sich bei diesem Beispiel um ein Zwei-Scheiben-Getriebe handelt, entsprechen die dargestellten Werte damit der Summe der Reibarbeit, die zwischen dem Riemenzahn und beiden Scheiben verrichtet wird.

Ähnlich wie die Belastungsverteilung ist die Reibarbeit das Ergebnis des komplexen Zusammenwirkens unterschiedlicher Getriebekenngrößen und eignet sich deshalb sehr gut zum Beurteilen und Optimieren.

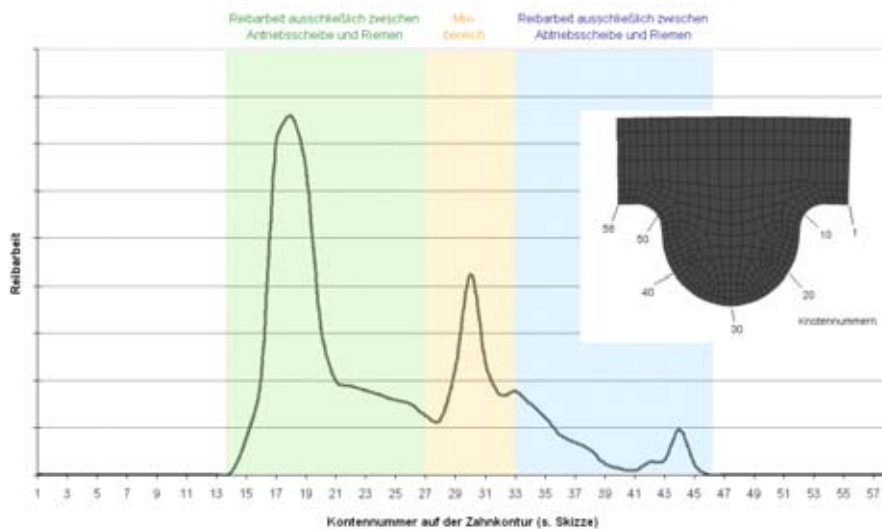


Fig. 14: Reibarbeit der Riemenzahnoberfläche nach Durchlaufen der Antriebs- und Abtriebs-scheibe

6. Anwendungsbeispiele

Dieses Kapitel zeigt drei Anwendungsbeispiele der Zahnriemensimulation, die während der mehrjährigen Zusammenarbeit des Institutes für Feinwerktechnik und Elektronik-Design (IFTE) mit Riemenherstellern und Getriebeanwendern entstanden sind.

6.1 Optimierung der Teilungsdifferenz für spezielle Anwendung

Zahnriemen werden meist so gefertigt, dass im unbelasteten Zustand die Riementeilung p_{Riemen} kleiner als die Zahnscheibenteilung $p_{Scheibe}$ ist. Die Teilungsdifferenz Δp gibt den Unterschied beider zueinander an (Eq. 1).

$$\Delta p = p_{Riemen} - p_{Scheibe}$$

Eq. 1

Wird das Getriebe vorgespannt und im Betrieb mit einem Drehmoment belastet, dehnt sich der Riemen und die Riementeilung vergrößert sich im Lasttrum deutlich. Idealerweise sollte die Riementeilung so ausgeführt werden, dass im Betriebszustand der Riemen möglichst belastungsarm in die Antriebsscheibe einläuft. Eine Teilungsanpassung für diesen Bereich würde jedoch im Gegenzug den Einlaufkeil an der Abtriebsscheibe vergrößern und den dortigen Einlauf verschlechtern. Aus diesem Grund muss der Teilungsunterschied mit Blick auf das gesamte Getriebe optimiert werden.

Fig. 15 zeigt den Riemen einlauf in die Antriebsscheibe für drei verschiedene Teilungsdifferenzen jeweils zum gleichen Zeitpunkt. Deutlich zu erkennen ist, dass mit abnehmender Teilungsdifferenz der erste eingreifende Riemenzahn später auf die Scheibe aufsetzt und somit einen geringeren Gleitweg in die Scheibenlücke bei gleichzeitig geringerer Zahnbelastung durchlaufen muss. Mit der Entlastung des ersten Zahnpaars steigen aber auch die Belastungen der restlichen Zahnpaare.

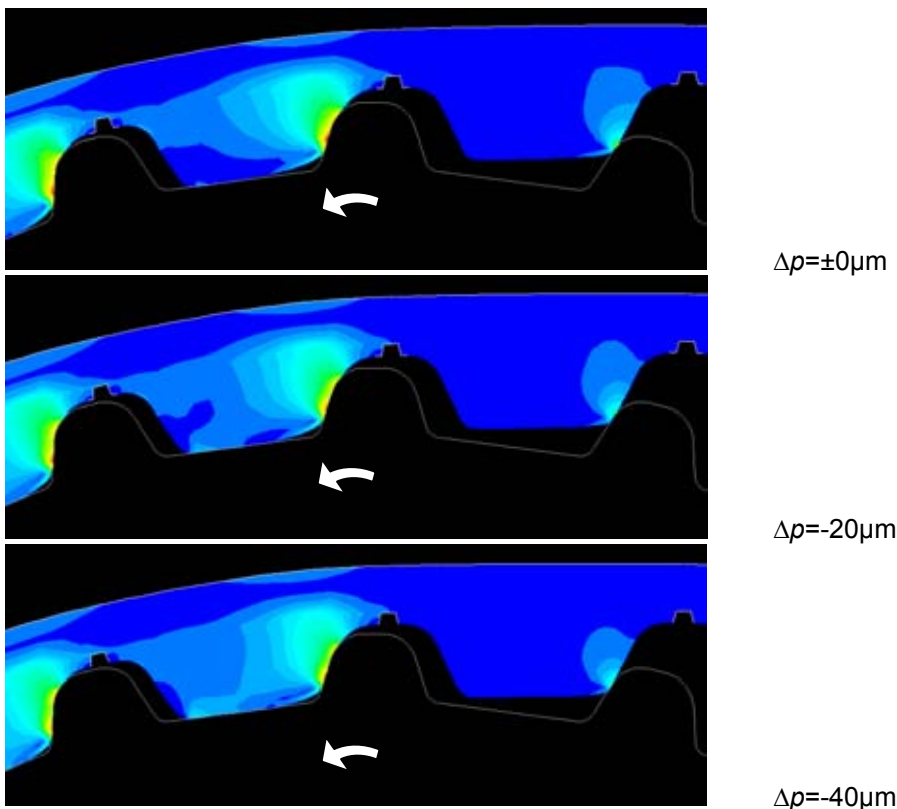


Fig. 15: Einlauf in die Antriebsscheibe für verschiedene Teilungsdifferenzen

6.2 Ungleichmäßig übersetzende Zahnriemengetriebe

Eine Sonderanwendung in der Zahnriementechnik stellen die ungleichmäßig übersetzenden Getriebe dar. Sie bestehen aus mindestens zwei unrunder bzw. exzentrisch gelagerten runden Zahnscheiben und einem handelsüblichen Riemen (Fig. 16). Sie werden für Übertragungsaufgaben eingesetzt, bei denen am Abtrieb eine bestimmte periodische Bewegung notwendig ist. Die Schwierigkeit bei der Konstruktion dieser Getriebe liegt in der Bestimmung der Scheibengeometrien. Diese sind so aufeinander abzustimmen, dass in jeder Getriebestellung die Umschlingungslänge gleich ist und das Getriebe dennoch den geforderten Übertragungsverlauf aufweist.

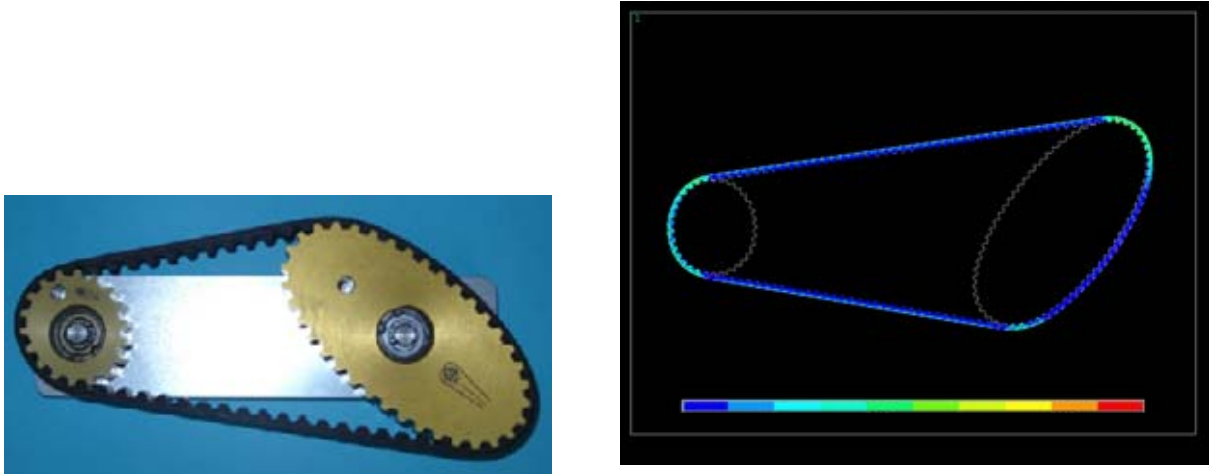


Fig. 16: Ungleichmäßig übersetzendes Zahnriemengetriebe

Die FE-Analyse der ungleichmäßig übersetzenden Getriebe ist deutlich aufwendiger als die von gleichmäßig übersetzenden Getrieben. Das Verhalten des Riemen ist nicht nur von den zahlreichen Einflussparametern, sondern zusätzlich von der Getriebestellung abhängig. Es tritt ein diskontinuierlicher Kraftauf- bzw. Kraftabbau auf. Der Umschlingungsbogen an der kleinen Scheibe (Fig. 17) verdeutlicht dies detaillierter. Dargestellt ist die Antriebscheibe in zwei verschiedenen Getriebestellungen. Im linken Bild hat der Riemen im Einlaufbereich mittlere Belastungen, die dann mit fortschreitendem Umschlingungsbogen kleiner werden und im Auslaufbereich bis auf hohe Belastungen ansteigen. Im Gegensatz dazu zeigt das rechte Bild im mittleren Bereich des Umschlingungsbogens hohe Belastungen, die zum Ein- und Auslaufbereich jeweils auf mittlere Belastungen abfallen.

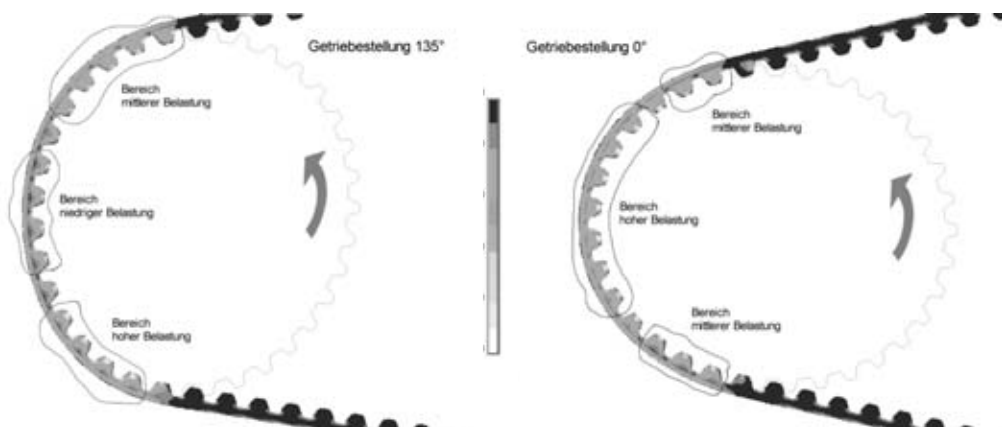


Fig. 17: Belastung des Riemen an der Antriebscheibe bei unterschiedlichen Getriebestellungen

Ein Beispiel für den Einfluss eines Getriebeparameters zeigt Fig. 18. Das Getriebe im linken Bild ist mit der bisherigen Nennvorspannung des Anwenders simuliert und das rechte Bild zeigt die Ergebnisse bei optimierter Vorspannung. In diesem speziellen Fall wurde die Vorspannung erhöht. Zu sehen ist, dass bei bisheriger Nennvorspannung im mittleren Bereich des Umschlingungsbogens

Zahneingriffsstörungen auftreten, die durch das Erhöhen der Vorspannung deutlich verringert werden können. Im Gegensatz dazu steigt aber durch die erhöhte Vorspannung die Riemenbelastung im Riemen- und Auslaufbereich innerhalb des zulässigen Bereiches etwas an.

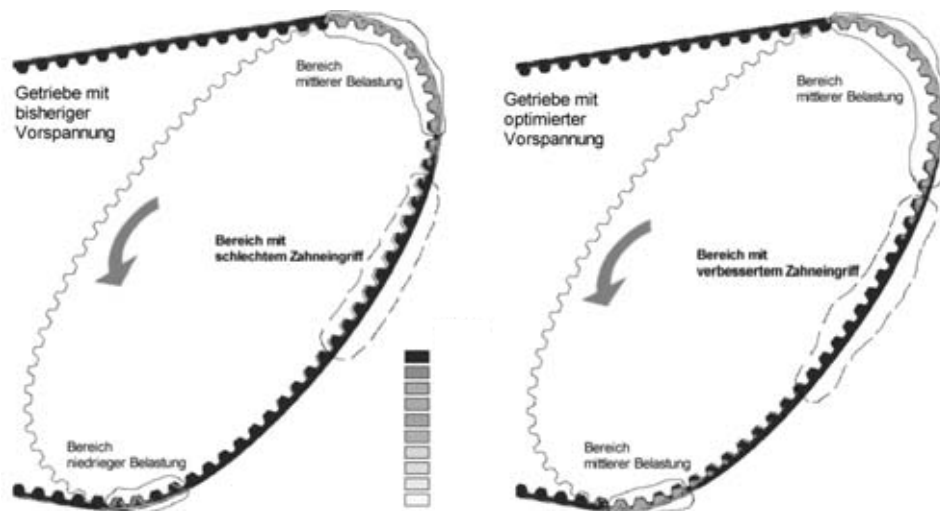


Fig. 18: Verbesserter Zahneingriff am Abtrieb mit optimierter Vorspannkraft

Fig. 19 zeigt die Änderung der Riemenlänge während einer kompletten Getriebedrehung. Das Getriebe mit erhöhter Vorspannung weist folgerichtig eine größere mittlere Riemendehnung auf. Interessant ist aber die Schwankung der Riemenlängenänderung. Beim optimierten Getriebe bleibt die Riemendehnung nahezu konstant. Sie ändert sich um ca. 0,1mm. Das Getriebe, welches mit bisheriger Nennvorspannung simuliert wurde, zeigt eine deutlich höhere Schwankung von ca. 0,5mm. Da die Riemendehnung direkt mit der Riementeilung in Beziehung steht, wirkt sich die verringerte Schwankung der Riemenlänge beim optimierten Getriebe positiv auf das Betriebsverhalten des Getriebes aus.

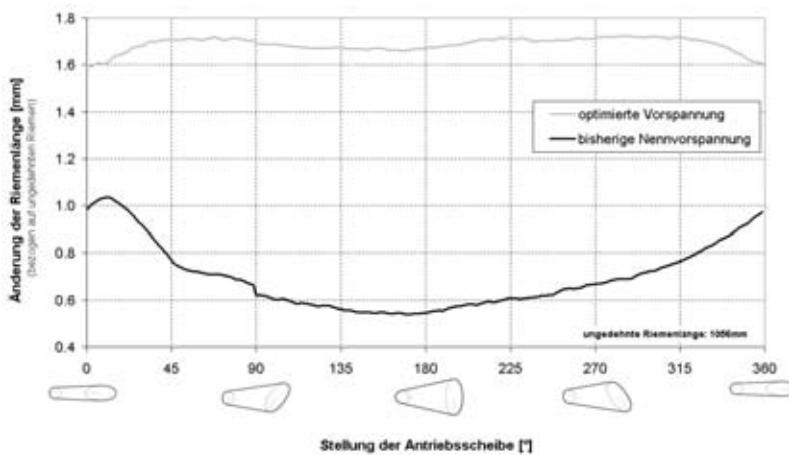


Fig. 19: Änderung der Riemenlänge während einer kompletten Getriebedrehung bei unterschiedlicher Vorspannung

Dieses Beispiel verdeutlicht, dass durch die gezielte Variation der Getriebeparameter die Betriebseigenschaften und damit verbunden auch die Getriebelebensdauer beeinflusst werden können. Die Methode der Finiten Elemente bildet dabei eine Basis sowohl für das grundlegende Verständnis der mechanischen Prozesse im Zahnriemen als auch für Entwicklung von Zahnriemengetrieben. Sie können dadurch bezüglich der Anwendung optimiert werden.

6.3 Getriebe für die PKW-Lenkhilfe

In den letzten Jahren kommen bei der elektrischen Lenkhilfeunterstützung im PKW zunehmend Zahnriemengetriebe zum Einsatz. Der schematische Aufbau des Systems ist in Fig. 20 zu sehen. Ein kritischer Aspekt bei dieser Anwendung kommt der Vorspannkraft zu. Sie muss auf Grund der Umgebungsstruktur möglichst gering gehalten werden, wobei aber große Drehmomente zu übertragen sind. Diese widersprüchlichen Tendenzen bedürfen einer spezifischen Analyse und Optimierung vor allem der Parameter:

- Vorspannkraft,
- geometrische Toleranzen der Zahnscheiben und des Riemens,
- stoffliche Toleranzen des Zahnriemenmaterials,
- Teilungsdifferenz.

In Fig. 21 ist das Getriebe mit Belastung zu sehen. Zu erkennen ist, dass der Riemen am Auslauf des Antriebes (weißer Kreis) aus der Scheibe herausgedrückt wird und der Leertrum etwas ausbeult. Dieses Verhalten, untypisch für „klassische“ Zahnriementriebe, resultiert aus den genannten Einsatzbedingungen.



Fig. 20: Schematischer Aufbau des Lenkhilfegetriebes

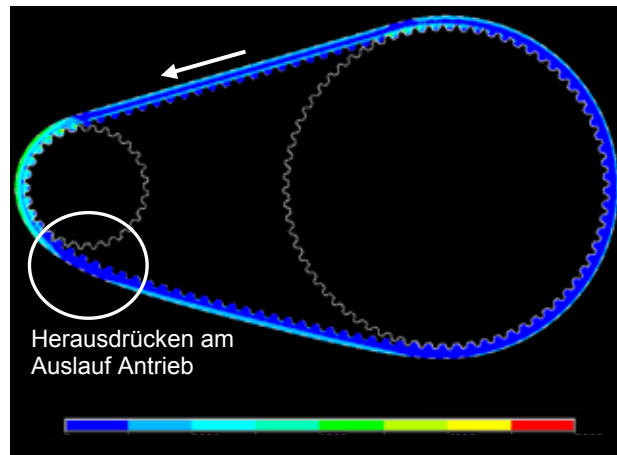


Fig. 21: Simulierte Belastung im Lenkhilfegetriebe

Nachfolgend wird detaillierter auf die Optimierung des Parameters Vorspannkraft eingegangen. Fig. 22 zeigt den Einlauf (oben) und den Auslauf (unten) des Riemens am Antrieb für zwei verschiedene Vorspannungen. Deutlich wird, dass die Belastungen bei Vorspannung A (linkes Bild) höher sind. Das Getriebe mit optimierter Vorspannung B (rechtes Bild) zeigt eine geringere Belastung des Riemens bei dennoch gutem Zahneingriffsverhalten. Deutlicher wird diese Tendenz noch in der Belastungsverteilung (Fig. 23). Mit der optimierten Vorspannung B ist es gelungen, der als ideal geltenden symmetrischen Verteilung nahe zu kommen. Die Belastungsspitze der ersten Zähne am Einlauf bei Vorspannung A konnte erheblich reduziert werden.

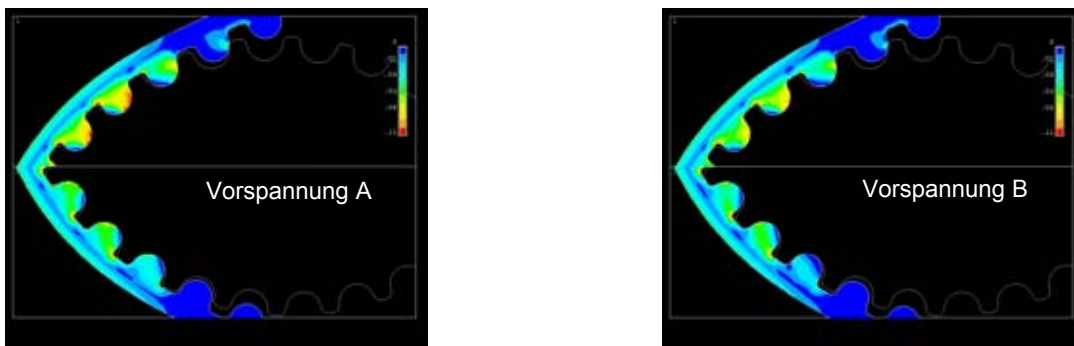


Fig. 22: Belastung des Riemens am Antrieb bei zwei verschiedenen Vorspannkraften

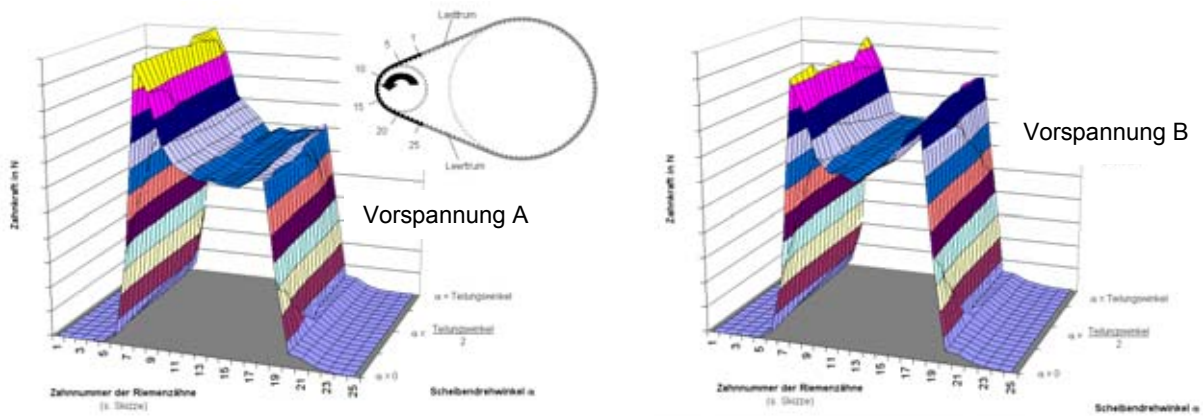


Fig. 23: Belastungsverteilung der Riemenzähne am Antrieb bei zwei verschiedenen Vorspannkraften

7. Zusammenfassung

Für eine effiziente Entwicklung von neuen Zahnriemengetrieben und eine zielgerichtete Ursachenforschung bei Schadensfällen wird es immer wichtiger, die auftretenden mechanischen Vorgänge im Zahnriemen zu verstehen. Mit dem vorgestellten FEM-Modell steht ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem diese Vorgänge in Abhängigkeit der Getriebeparameter simuliert werden können. Die Ergebnisse der experimentellen Validierung zeigen, dass die Getriebe realitätsnahe abgebildet werden und die Simulationsergebnisse nutzbar sind.

In enger Zusammenarbeit des Institutes für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der TU Dresden mit Zahnriemenherstellern und Anwendern wurden Getriebe für verschiedenste Einsatzgebiete erfolgreich analysiert. Die ermittelten Ergebnisse sollen dazu beitragen, die Sicherheit beim Auslegen der Getriebe zu erhöhen, Verbesserungen an bestehenden Produkten durch Optimierung zu erreichen sowie frühzeitig bei der Entwicklung neuer Produkte auf Problemstellen und Potentiale hinzuweisen. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Ursachenforschung bei unklaren Getriebeausfällen.

Mit Hilfe solcher Simulationen ist es aber auch möglich, Kenngrößen für Betriebszustände der Getriebe zu berechnen, die auf anderem Wege (z.B. messtechnisch) teilweise nicht zu erhalten sind. Die Größen erweitern damit die Grundlage für die Dimensionierung der Getriebe. Darüber hinaus können die Erkenntnisse als Ausgangspunkt für aktuelle Arbeiten zu Lebensdauerprognosen genutzt werden.

8. Literatur

- [1] Fraulob, S.: FEM-Analyse von Polychloropren-Zahnriemen. 8. Tagung Zahnriemengetriebe am Institut für Feinwerktechnik der TU Dresden, 30.09./01.10.2003
- [2] Härting, G.; Ballhausen, U.: Variantenrechnung und Optimierung mittels FEM. 10. Tagung Zahnriemengetriebe am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der TU Dresden, 13./14.09.2005
- [3] Fraulob, S.; Nagel, Th.: Ungleichförmig übersetzende und hochübersetzende Zahnriemengetriebe. VDI-Getriebetagung „Bewegungstechnik“, Fulda, September 2004, Tagungsband (VDI-Bericht 1845) S. 249 – 261
- [4] Nagel, Th.; Markus, B.; Fraulob, S.: Anforderungen und Untersuchungen am Zahnriemengetriebe einer elektrischen Lenkung. Fachtagung „PKW-Lenkensysteme“, Essen, 2005
- [5] Nagel, Th.; Fraulob, S.: Beitrag zur Entwicklung hochleistungsfähiger Zahnriemengetriebe unter Nutzung von FEM. 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, TU Ilmenau, 19.-23. September 2005
- [6] Nagel, Th.: Zahnriemengetriebe. München/Wien: Carl Hanser Verlag, 2008.
- [7] Fraulob, S., Waterkotte, R.: Ergebnisse einer FEM-Analyse eines PKW-Nockenwellen-Steuertriebes. 13. Fachtagung Zahnriemengetriebe, IFTE, Dresden, 16./17.09.2008