15. Tagung „Zahnriemengetriebe“
am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design
der TU Dresden

Dipl.-Ing. Jens Schirmer (TU Dresden)

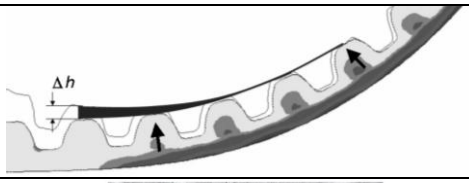
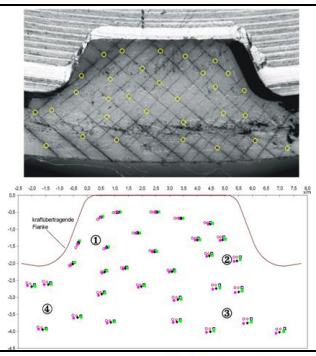
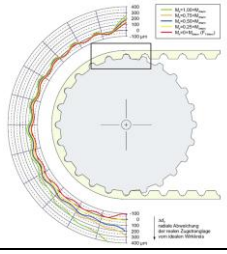
3D-FEM-Simulation des Kontaktes Bordscheibe-Riemen bei Wellenschiefstand

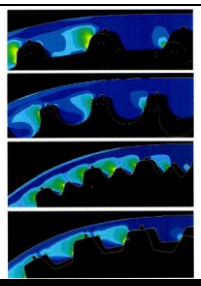
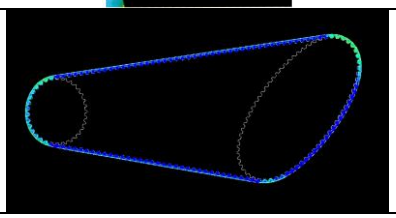
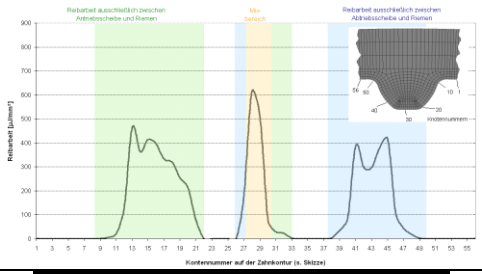
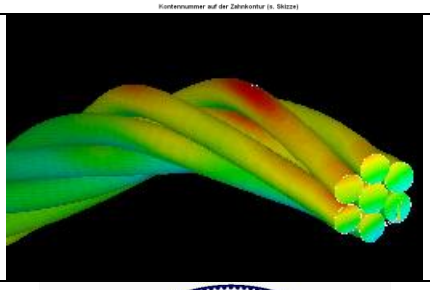
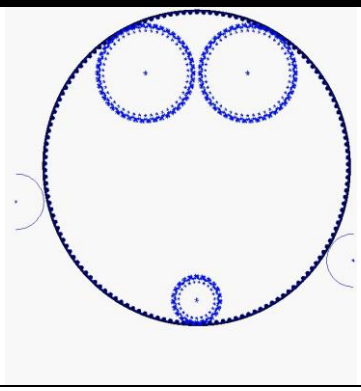
1. Motivation
2. Eingangsdaten für die 3D-Getriebesimulation
3. Modellierung und Ablauf der Simulation
4. Montageabweichungen und Auswerteparameter
5. Validierung
6. Auswertung ausgewählter Parameter
7. Zusammenfassung

1. Motivation

Seit mehr als 15 Jahren unterstützt das Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design (IFTE) in enger Zusammenarbeit mit Zahnriemenherstellern und Anwendern die ständige Weiterentwicklung von Zahnriemengetrieben. Dabei sind praxisrelevante Beiträge bezüglich Themen wie der ideale Vorspannung, des Ein- und Auslaufverhaltens unter Last oder der Getriebe- oder der Riemenauslegung entstanden. Die Grundlage hierfür liegt in der konsequenten Weiterentwicklung der am Institut entwickelten leistungsfähigen Simulationswerkzeuge auf der Basis der Finiten Elemente Methode, welche es erlauben die entscheidenden Wirkungsmechanismen zu erkennen, Gründe für Problemfälle darzulegen und letztlich neue Ideen zu generieren. Parallel wurden stetig neuartige Messtechnologien entwickelt und aufgebaut, um simulierte Kenngrößen mit vom Institut eingeführten und international gültigen Auswerteparametern gegenüberzustellen, zu validieren und letztlich Simulationsmodelle für Polychloroprene sowie Polyurethanriemen bereitzustellen. Tabelle 1.1 vermittelt einen Überblick über Meilensteine der Zahnriemenforschung am IFTE.

Tabelle 1.1: Meilensteine der Zahnriemenforschung am IFTE

Jahr	Thema	Bild
1999	**2D-Simulation Zahnriemen:** • Belastungsverteilung • radiale und tangentiale Zahnkraft • Einlaufkeil = f (F_V; Last; …)	
2000	**Validierung:** • Trumkräfte • tangentiale Relativverschiebung • radiale Relativverschiebung	
2001	**Zugstranglage:** • reale Zugstranglage • Abhängigkeit der Zugstranglage • Polygoneffekt	

2002	**Profilvergleich:** • Gegenüberstellung verschiedener Zahnprofile • Beurteilung auftretender Belastungen	
2003	**Ungleichförmig übersetzende Getriebe:** • Implementierung vorgegebener Bewegungsverläufe • Auslegung derartiger Getriebe	
2005	**Reibarbeit:** • Verschleißbeschreibender Faktor • Gleitweg, Kontaktdruck, Reibarbeit	
2006	**3D – Simulation Zugstrang:** • Belastungsvorgänge im Inneren von Zugsträgen aus Stahllitze • Gegenüberstellung verschiedener Schlagvarianten	
2008	**Spezialfälle der 2D – Simulation:** • Mehrwellengetriebe • Schwankende Lastmomente • Deformationen bei schwankender Last	

Dieses am Institut angereicherte Know How bildet die Grundlage für aktuelle Untersuchungen für ein Kooperationsprojekt mit der Firma BRECO Antriebstechnik BREHER GmbH & Co. KG, mit dem Ziel die Auswirkungen von Toleranzen und Montageabweichungen, welche vorrangig im Bereich der Industriezahnriemengetriebe anzutreffen sind zu ergründen. Hieraus resultiert die Notwendigkeit ein Zahnriemengetriebe vollständig im dreidimensionalen Raum abzubilden, ein diffiziles aber für die Universität ein äußerst interessantes Ziel.

2. Eingangsdaten für die 3D-Getriebesimulation

Grundsätzliche Eingangsdaten für die 3D-Simulation eines Zahnriemengetriebes lassen sich in drei Gruppen unterteilen:

- **Werkstoffdaten:**
  - Spannungs- Dehnungskennwerte
  - Schwerfestigkeiten
  - Temperaturabhängigkeiten
  - Reibwerte und deren Abhängigkeiten
- **Geometriedaten des Getriebes:**
  - Riemenlänge und Teilung
  - Riemenbreite und resultierende Anzahl an Zugsträngen
  - Zahnscheiben- und Bordscheibengeometrie und Zähnezahl
- **Betriebsparameter:**
  - Vorspannkraft
  - Lastmoment
  - Montageabweichung

3. Modellierung und Ablauf der Simulation

Die primäre Aufgabe eines guten Simulationsmodelles ist es die Wirklichkeit hinreichend genau in einer angemessenen Zeit abzubilden. Für die Netzgenerierung bedeutet dies eine große Elementanzahl und kurzen Berechnungszeiten, zwei sich gegenseitig ausschließende Parameter. Zielführend für das Lösen dieses Konfliktes ist einerseits die sogenannte „smarte“ Vernetzung, wobei nur diejenigen Bereiche eine hohe Vernetzungsdichte erfahren, wo auch hohe Spannungen zu erwarten sind. Andererseits verkleinert sich die Elementanzahl bei Vorzug von Hexaeder- gegenüber Tetraeder-Elementen bei gleichzeitiger Erhöhung der Präzision. Abbildung 3.1 gibt einen Einblick in das Gesamtmodell, welches mit einer Gesamtanzahl von rund 500.000 Elementen und rund 150.000 Kontaktelementen rechenbar ist. Kontaktelemente wirken sich extrem schlecht auf die Rechenzeit aus, da die Anzahl quadratisch zur Rechenzeit eingeht. Jeder modellierte Körper ist durch sein Netz und seiner zugehörigen Steifigkeitsmatrix beschrieben. Netze unterschiedlicher Körper durchdringen sich ohne Konsequenzen, weshalb ein Verzicht auf Kontaktelemente, welche die Interaktion zwischen sich berührenden Körpern abbilden, systembedingt nicht möglich ist.

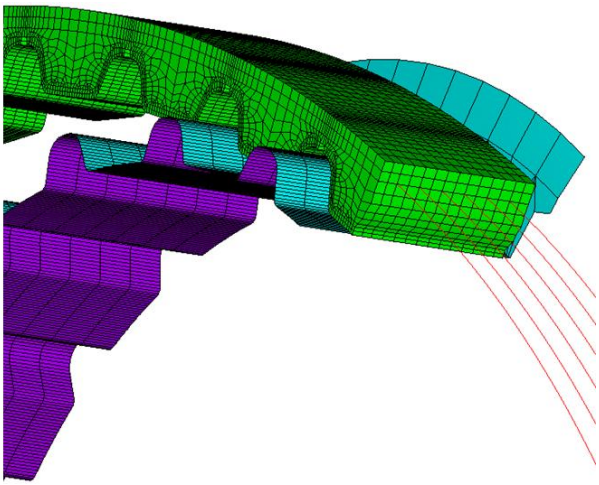


Bild 3.1: Auszug aus dem Gesamtmodell

Um diese oben genannten vergleichsweise kleinen Elementanzahlen zu erreichen, wurden folgende Kompromisse eingegangen:

- **Simulation eines „kleinen“ Zahnriemengetriebes:**
  - 530 mm langer und 10 mm breiter Riemen
  - Zahnscheibe 24 Zähne, einseitige Bordscheibe
- **Zahnscheiben werden als ideal steif angenommen:**
  - nur die Hüllelemente werden abgebildet, gesteuert über einen Pilotknoten
  - Ordnung der Differentialgleichungen verkleinert sich
- **Abbildung der Zugstränge als 1-D Linienelement:**
  - Dr. Witt wies in seiner Dissertationsschrift nach, dass ein derartiges Vorgehen lediglich einen Fehler von 5% in das Modell einträgt, bei
  - gleichzeitiger Anpassung des E-Moduls und des Flächenträgheitsmomentes des Linienelementes.

Simulationsablauf:

Langjährige Erfahrungen am Institut zeigen, dass es vor der eigentliche Simulation des Zahnriemengetriebes nötig ist folgende Punkte zu berücksichtigen:

- FEM-Modell aller beteiligten Körper im Ausgangszustand erstellen
- Einstellung des Achsabstandes
- Montageabweichung einbringen
- Vorspannkraft und Last aufbringen
- Einlaufen des Riemens um 180° zahnscheibenbezogen

Erst jetzt erfolgt die eigentliche Simulation in sehr kleinen Iterationsschrittweiten.

4. Montageabweichungen und Auswerteparameter

Praktisch mögliche Montageabweichungen sind:

- Nicht fluchtende Zahnscheiben
- Achsschrägung
- Achsneigung

Im Rahmen dieses Vortrages wird sich näher mit dem Fall der *nicht fluchtenden Zahnscheiben* beschäftigt, sodass sowohl Validierung als auch Auswertung sich auf diesen Betriebsfall bezieht.

5. Validierung

Neben den herkömmlichen Validierungsparametern Kraft in Leer- und Lasttrum, der tangentiale und radialen Relativverschiebung und der Größe des Einlaufkeils, welche aus dem Bereich der 2-D Simulation rühren, galt es neuartige und aussagekräftige Parameter zu finden anhand derer eine Validierung eines 3-D Berechnungsmodells möglich wird. Vorgeschlagen werden:

Die Achsabstandsänderung

Ein realer und ein simulierter Riemen (baugleich) werden auf 50% der vorgesehenen Vorspannkraft gespannt. Nach der Bestimmung der exakten Position der Zahnscheiben wird im Anschluss die Vorspannung auf den Nennwert erhöht und die Änderung der Bordscheibenpositionen ermittelt.

Die seitliche Ablaufkraft

Die aufgrund der Riemenschiefstellung generierte axial wirkende Kraft im Auflager von An- und Abtrieb wird als Parameter für eine Validierung herangezogen.

Die Riemenschieflage

Ab einem gewissen Fehlerwinkel trifft der Zahnriemen mit seinem Riemenkopf ca. 20 mm vor dem eigentlichen Einzahnvorgang auf die abgewinkelte Fase der Bordscheibe. Aufgrund des Formschlusses zwischen Riemen und Bordscheibe gepaart mit der hier geringen radialen Kraft „läuft“ der Riemen auf der Bordscheibe hoch und stellt sich schief. Erst wenn die

radiale Kraft größer wird als die Kraft die zum Verformen des Riemens nötig ist, setzt sich der Riemen gerade in das Zahnbett. Aus diesem periodischen Einlaufvorgang ergeben sich drei neue Validierungsparameter welche in Bild 5.1 vorgestellt werden.

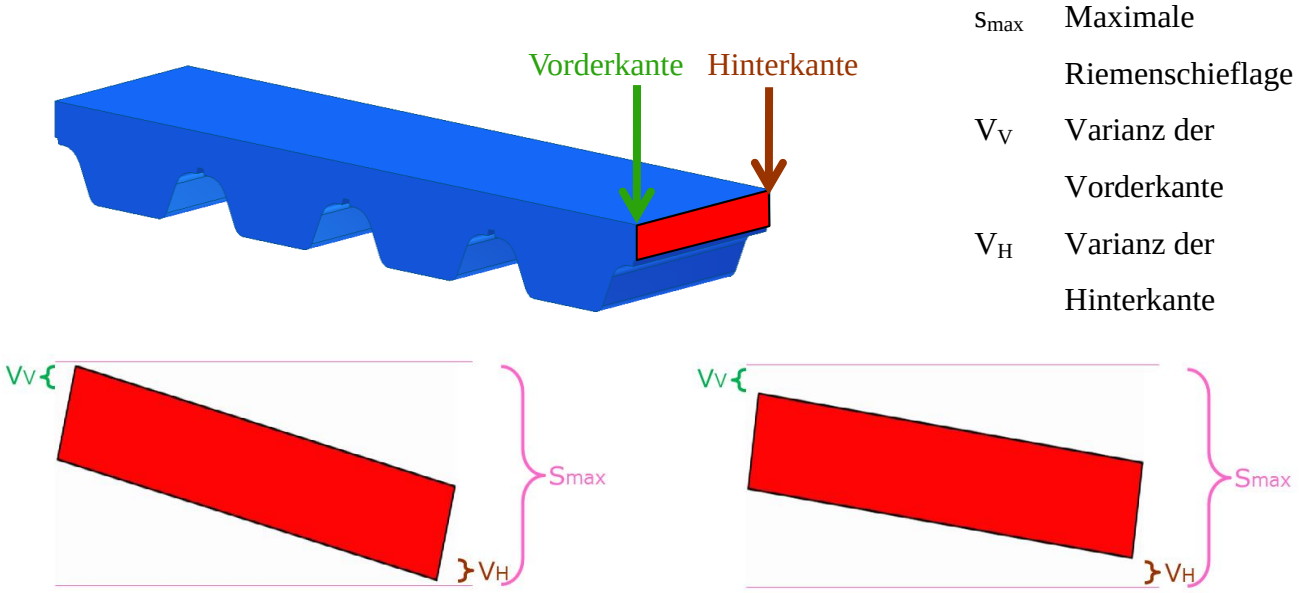


Bild 5.1: Validierungsparameter bezüglich der Riemenschiefstellung

Versuchsstand

Gemeinsam mit der Firma BRECO Antriebstechnik BREHER GmbH & Co. KG wurde ein Versuchstand (vgl. Bild 5.2) konzipiert und aufgebaut und zur Validierung herangezogen.

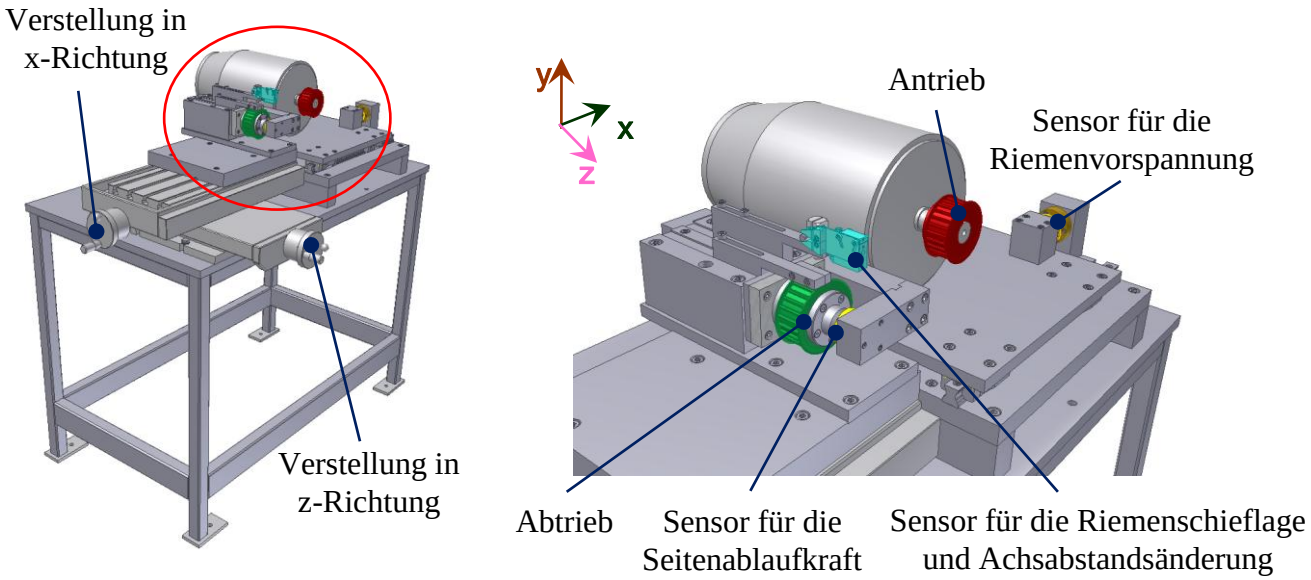


Bild 5.2: Versuchsstand zur Validierung des 3D-Simulationstools

Resultate der neuen Validierungsparameter

In Tabelle 5.1 sind die neu definierten Validierungsparameter aus den praktischen Versuchen denen der Simulation gegenübergestellt. Mit einer maximalen Abweichung von 19% von Theorie und Praxis kann das aufgestellte 3D – Modell des Riemengetriebes validiert werden.

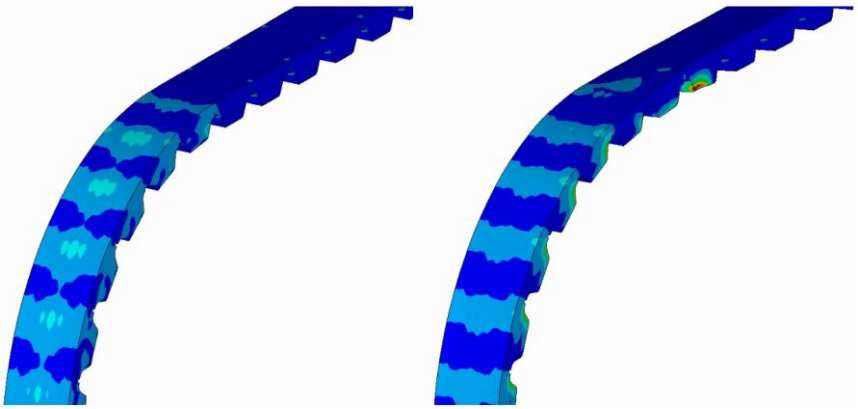
Tabelle 5.1: Ergebnisse der Validierung

		Relativer Fehler Simulation zur Praxis in %	Absoluter Fehler Simulation zur Praxis
Achsabstandsänderung		17	0,06 mm
Seitliche Ablaufkraft		19	4,2 N
Varianz der Riemenschieflage	V_V	18	0,1 mm
	V_H	0	0 mm
Maximale Riemenschieflage	s_{max}	11	0,21 mm

6. Auswertung ausgewählter Parameter

Im Rahmen dieses Vortrages werden die Auswerteparameter *Spannungsverteilung des Kontaktes Bordscheibe Riemen* und die *axiale Zugstrangkraft* im Betriebsfall der *nicht fluchtenden Zahnscheiben* vorgestellt.

Spannungsverteilung des Kontaktes Bordscheibe Riemen

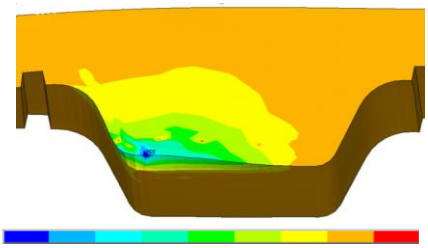
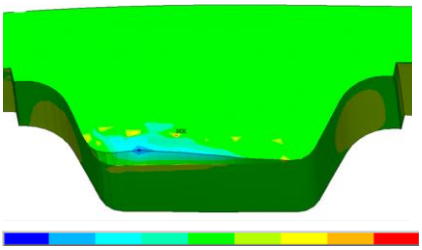


ohne Montageabweichung nicht fluchtende Zahnscheiben

Bild 6.1: Vergleich der Spannungsverteilung im Bereich des Erstkontaktes Zahnriemen Bordscheibe jeweils im Einlauf des Antriebes

Aus Bild 6.1 ist deutlich zu erkennen dass die Seitenkante des Zahnkopfes im Moment des Erstkontaktes von Bordscheibe zu Zahnriemen bei nichtfluchtenden Zahnscheiben deutlich höher beansprucht wird als andere Bereiche des Riemens. Durch die objektive Analyse der ersten und dritten Hauptspannung, wobei die erste Hauptspannung die maximale mechanische Zugspannung und die dritte Hauptspannung die maximale mechanische Druckspannung charakterisiert, lassen sich konkrete Aussagen welche in Tabelle 6.1 zusammengefasst sind formulieren.

Tabelle 6.1: Mechanische Spannungsmaximas im Betriebsfall *nicht fluchtende Zahnscheiben*

Nicht fluchtende Zahnscheiben	Maximale mechanische Druckspannung	Maximale mechanische Zugspannung
Ort	 hoch niedrig 1. Kontakt an Bordscheibe Antrieb	 niedrig hoch 1. Kontakt an Bordscheibe Antrieb
Relation	130% höher als bei fluchtenden Zahnscheiben	318% höher als bei fluchtenden Zahnscheiben

Axiale Zugstrangkraft

Erstmalig ist es gelungen den axialen Zugstrangkraftverlauf aller beteiligten Zugträger zu analysieren. Nun können einerseits exakte Aussagen bezüglich des Kraftabbaus zwischen Last- und Leertrum und andererseits der sich einstellenden Kraftverteilungen zwischen den einzelnen Zugträgern getroffen werden. Diese Analyse macht vor allem bei Eintrag von Montageabweichungen Sinn, da hier neue grundsätzliche Wirkungsmechanismen herausgearbeitet werden können. Bild 6.2 gibt einen Einblick in die Kraftverteilung der Zugstränge im Betriebsfall *ohne Montageabweichungen*.

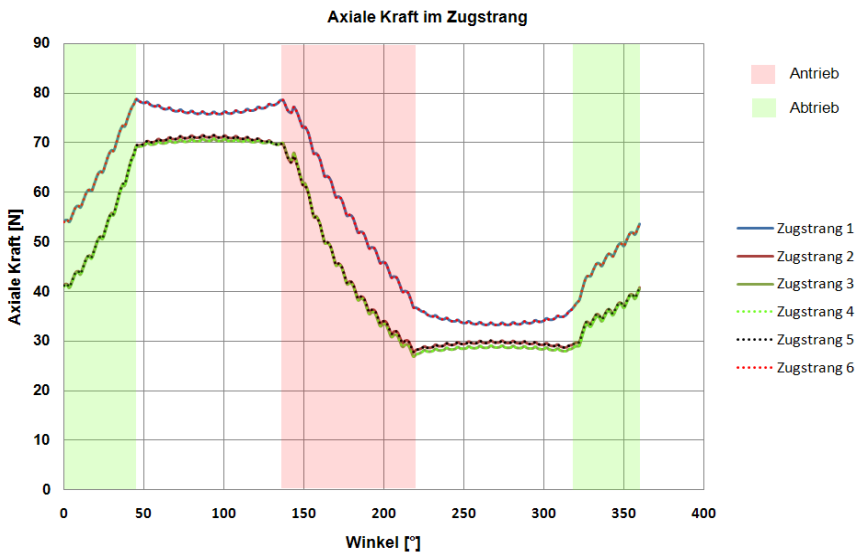


Bild 6.2: Zugstrangkraftverlauf im Betriebsfall *ohne Montageabweichungen*

Zu erkennen ist, dass die Kraftverhältnisse in den Zugsträngen eins und sechs, zwei und fünf, drei und vier übereinstimmen, man so von einer symmetrischen Belastungsverteilung über die Riemenbreite sprechen kann. Zudem können charakteristische Funktionen bezüglich Zugstrangkraftab- und aufbau zwischen Leer- und Lasttrum ermittelt werden, welche wiederum von Materialparametern wie z.B. E-Modul als auch von Betriebsparametern wie z.B. Last abhängen. Die Tatsache, dass die äußeren Zugträger die Höchstbelastetsten sind führt dazu, dass diese eine höhere Dehnung erfahren. Zusätzlich wird der Bereich zwischen letzten Zugstrang bis Riemenkante nicht mehr gestützt, sodass sich der Riemen konkav über die Riemenbreite im Ab- und Antrieb legt (vgl. Bild 6.3). Die konkave Form wird nur allmählich im Leer- und Lasttrum „abgebaut“ wodurch sich die konkave Form der Funktion im Leer- und Lasttrum von Zugstrang eins und sechs ergibt.

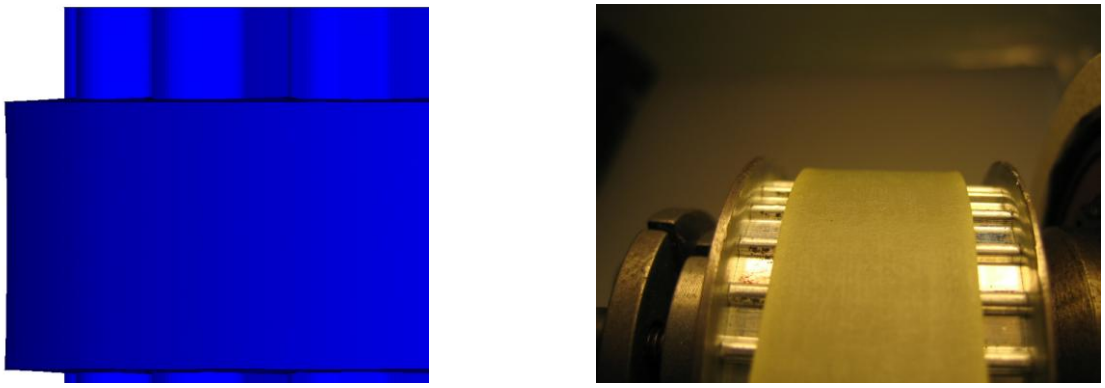


Bild 6.3: Lage des Riemens in An- und Abtrieb

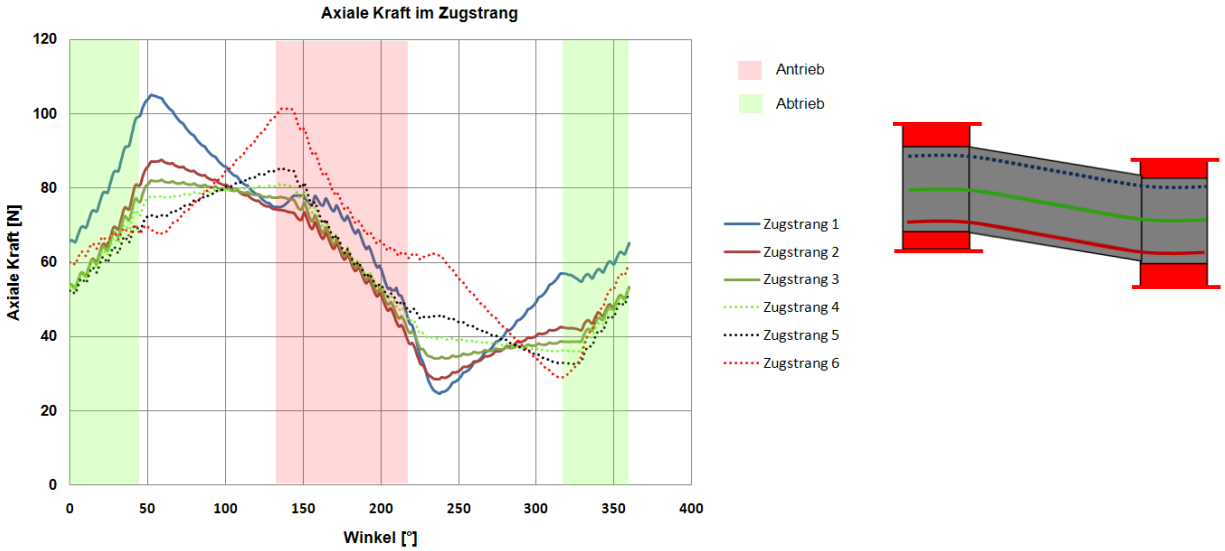


Bild 6.4: Zugstrangkraftverlauf im Betriebsfall *nicht fluchtende Zahnscheiben* und Veranschaulichung der Zugstranglage

Zu den nun bekannten Kraftverhältnissen aus dem Betriebsfall *ohne Montageabweichungen* überlagern sich nun weitere Effekte (vgl. Bild 6.4):

Zugstrang zwei bis vier

Der konkaven Riemenkante zugewandte Zugstränge liegen unterhalb der biegeneutralen Linie, werden daher weniger axial belastet. Resultat:

- Zugstrang zwei mit kleinster axialen Kraft im Antrieb
- Zugstrang fünf mit kleinster axialen Kraft im Abtrieb

Der konvexen Riemenkante zugewandten Zugstränge liegen oberhalb der biegeneutralen Linie, werden daher mehr axial belastet. Resultat:

- Zugstrang zwei mit größter axialen Kraft im Abtrieb
- Zugstrang fünf mit größter axialen Kraft im Antrieb

Damit ergeben sich achssymmetrische Kurven mit einer Symmetrieachse mittig von Last- und Leertrum.

Zugstrang eins und sechs

Resultate wie unter *Zugstrang zwei bis vier* erläutert verstärken sich jedoch kommt hier ein weiterer nicht zu vernachlässigender Effekt hinzu. Sowohl Zugstrang eins erfährt im Antrieb

als auch Zugstrang sechs im Abtrieb einen Zusätzlichen axialen Kraftanstieg. Der Grund hierfür erschließt sich aus Bild 6.5.

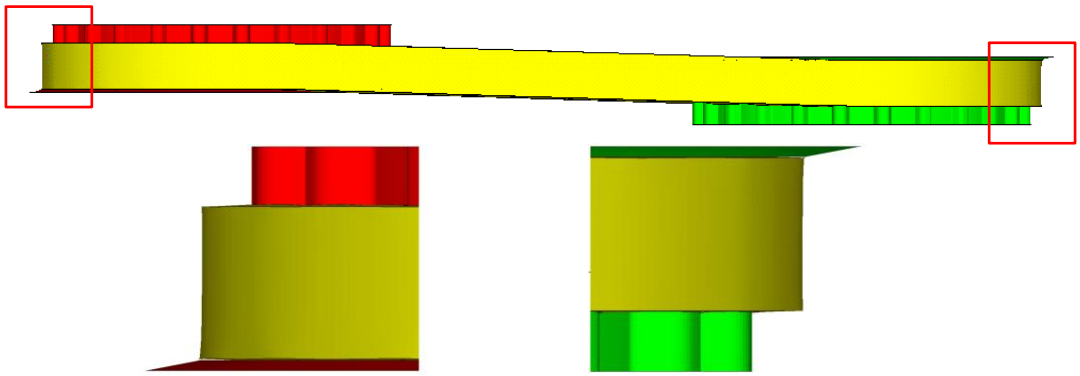


Bild 6.5: Unsymmetrische konkave Riemenlage in An- und Antrieb

Aufgrund des Formschlusses und der Reibung zwischen Zahnriemenkante (die an Bordscheibe anliegt) und Zahnscheibe liegt der Riemen leicht schief in An- und Abtrieb und führt so zum charakteristischen Kurvenverlauf.

7. Zusammenfassung

Die Analyse der Auswirkungen von Montageabweichungen, Toleranzen und tatsächlichen Betriebsbedingungen erfordert die Abbildung der Realität als Simulationstool im 3D-Raum. Ein stabil rechenbares FEM Modell wurde konstruiert, welches in vertretbarer Zeit Resultate liefert. Ein parallel entwickelter Versuchstand erlaubt den Nachweis zuvor neu definierter Validierungsparameter. Die im Anschluss erfolgten Auswertungsexperimente ergaben einen maximalen relativen Fehler bezüglich der Simulationsergebnisse von 19%, was zu einer Validierung des Simulationsmodells berechtigt. Simulationsergebnisse liefern nun qualifizierte Aussagen bezüglich:

- der Abbildung und dem Vergleich aller möglichen Montageabweichungen,
- der Spannungsverteilung in Riemenbreitenrichtung,
- dem Kraftverlauf innerhalb der Zugstränge und dem Vergleich zueinander,
- den Spannungsverschiebungen bei Montageabweichungen mit Auswirkungen auf die Zugstränge.