

Der „Rot-Zahn“

Hochleistungszahnriemen bringt höhere Sicherheit

*Thomas Steinert, Jürgen Vollbarth,
Thomas Nagel, Jens Schirmer*

Der Polyurethan-Zahnriemen ist ein vergleichsweise junges Maschinenelement, dessen Potentiale heute bei weitem noch nicht ausgeschöpft sind. Ein weiterer Schritt auf dem Weg dahin ist nun geschafft. Erfahren Sie mehr darüber, was der neue Zahnriemen aus Kunststoff leisten kann.

Dr.-Ing. Thomas Steinert,
Geschäftsführer, Breco Antriebstechnik
Breher GmbH & Co. KG,
Porta Westfalica
Dr.-Ing. Jürgen Vollbarth,
Geschäftsführer, Breco Zahnscheiben
GmbH & Co. KG, Porta Westfalica
Dr.-Ing. Thomas Nagel,
Privatdozent und
Dr.-Ing. Jens Schirmer,
Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut
für Feinwerktechnik und Elektronik-
Design, Technische Universität Dresden

Mit dem Ziel, zusätzliche Anwendungsgebiete zu erschließen, wurden in der Vergangenheit immer wieder neue Zahnprofilformen entwickelt, um höhere Drehmomente übertragen zu können und die Geräuschemission zu reduzieren. Ebenfalls wurden Beschichtungen zur gezielten Beeinflussung der Oberflächeneigenschaften (viel/wenig Reibung, geringer Verschleiß, Wärmebeständigkeit) eingesetzt. Seit einigen Jahren werden nun von verschiedenen Herstellern kohlenstofffaserverstärkte Zahnriemen angeboten. Ganz offensichtlich gibt es einen Markt für höher belastbare Riemen, entweder, um gestiegenen Belastbarkeitsanforderungen gerecht zu werden oder aber, um durch schmalere Riemen Bauraum zu sparen. Durch ihre geringe Bruchdehnung sind Kohlenstofffasern jedoch – anders als der „gutmütige“ Werkstoff Stahl – sehr empfindlich gegen Überdehnung. Die Analysen typischer Einsatzfälle beim Anwender zeigen aber, dass gerade im rauen industriellen Umfeld durch unsachgemäße Riemenvorspannung oder durch Crashes die real wirkenden Belastungen häufig kaum abschätzbar sind. Deshalb sind Zahnriemen wünschenswert, die in Geometrie und Werkstoff so konstruiert sind, dass sie diesen Unwägbarkeiten mit einer höheren Sicherheit begegnen. Das Ergebnis eines Entwicklungsprojektes, in dem der

Zahnriemenhersteller Breco Antriebstechnik Breher GmbH & Co. KG (Porta Westfalica), der Drahthersteller NV Bekaert SA (Kortrijk/B) sowie das Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design an der Technischen Universität Dresden mit diesem Ziel zusammengearbeitet haben, liegt nun vor: Der Hochleistungszahnriemen Brecoflexmove AT10.

Optimierung der Zugträger

Die Belastbarkeit eines Zahnriemens wird primär durch seine Steifigkeit, nicht also etwa durch seine Bruchlast, bestimmt. Steigt die Dehnung unter Last über das zulässige Maß (nach Breco-Vorgaben 0,4 %) an, dann zahnt der Riemen auf der Scheibe nicht mehr sauber ein, klettert entweder auf und springt über oder zeigt rapiden Zahnverschleiß. Die Gesamtsteifigkeit eines Zahnriemens hängt fast ausschließlich vom Zugträgerpaket ab. Der Einfluss der TPU-Matrix liegt unter 1 %. Die resultierende Gesamtsteifigkeit lässt sich deshalb wirksam steigern, indem man

- a) den Gesamtdurchmesser des Zugträgers erhöht
- b) die Konstruktion des Zugträgers so verändert, dass die senkrecht zur Lastrichtung liegenden Querschnittsflächen größer werden (höhere Packungsdichte im Zugträger, zum Beispiel durch eine geeignete Kombination großer und kleiner Einzelfilamentdurchmesser)

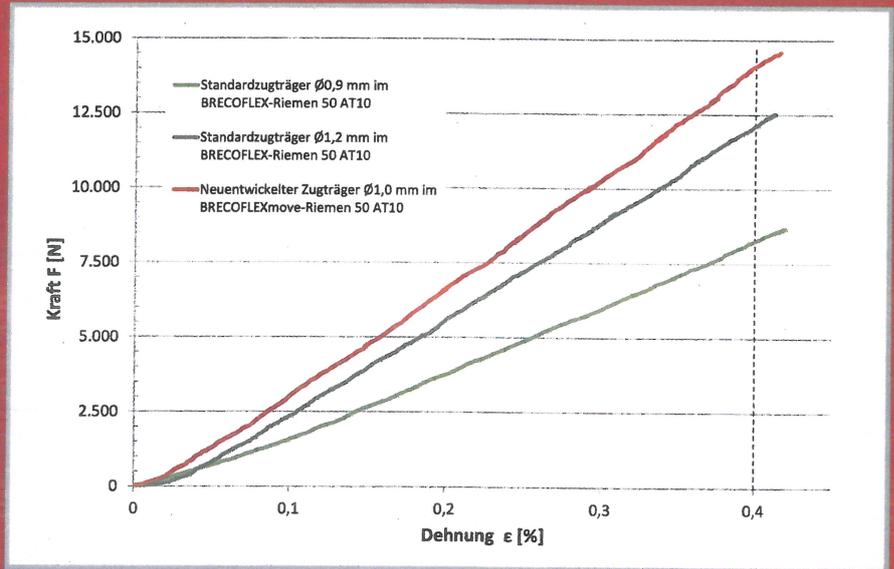
- c) den Neigungswinkel der Zugträgerfilamente zur Lastachse reduziert (vergrößerte Schlaglänge)
- d) die Zahl der Zugträger erhöht (verringert Abstand einzelner Zugträger)
- e) den Elastizitätsmodul des Zugträgerwerkstoffs steigert. Dieser Weg sollte hier aber bewusst nicht besprochen werden, um die Vorzüge des gutmütigen Werkstoffs Stahl weiter nutzen zu können.

Die Optimierung einer Zugträgerkonstruktion ist eine sehr komplexe Entwicklungsaufgabe:

- Zum einen gibt es Wechselwirkungen. Die o. g. Optimierungsparameter beeinflussen leider nicht nur die Zugsteifigkeit, sondern z. B. auch die Biegefreudigkeit, die Reibung im Zugträger durch sog. Fretting und die für die Haftung zum TPU wichtige Oberflächentopologie des Zugträgers. Ein Ansatz, der sich steifigkeitssteigernd auswirkt, lässt sich oft aus Haftungs- oder Lebensdauergründen nicht realisieren
- Zum anderen müssen alle Varianten die lange Fertigungskette des Zugträgerherstellers und aufwendige Tests und Prüfstandsversuche beim Riemenhersteller durchlaufen, bevor man deren Eignung beurteilen kann. Deshalb sind Zugträgerentwicklungen zeit- und kostenintensiv

Dennoch ist es Bekaert und Breco gelungen, durch geeignete Kombination der Optimierungsparameter a) bis d) (siehe oben) gemeinschaftlich einen neuen Zugträger zu entwickeln, der in einem Zahnriemen 50 AT10 zu einer um etwa 80 % höheren Steifigkeit führt. Das nachfolgende Diagramm zeigt die Ergebnisse von Kraft-Dehnungsmessungen, mit denen die kritische 0,4 %-Dehngrenze verschiedener Varianten verglichen wurde. Der Wert für den Standard-Zugträger Ø0,9 mm liegt bei $F_{0,4} = 8000$ N. Der neuentwickelte Zugträger hat einen Durchmesser von 1,0 mm. Er erreicht 14000 N und übertrifft damit sogar die Belastbarkeit des deutlich größeren Standardzugträgers mit Ø1,2 mm um 15 %.

Ein steiferer Zugträger allein führt aber nicht automatisch zu einer höheren Riemenbelastbarkeit. Höhere Kräfte bedingen bei gleichbleibenden Drehzahlen nämlich eine größere übertragene Leistung und damit bei ansonsten gleichbleibenden Verhältnissen automatisch höhere Zahnkräfte und größere Verlustleistungen. Der Riemen wird im Betrieb wärmer, wodurch die Zugfestigkeit des



01 Last-Verformungsanalyse verschiedener Zugträger in einem Zahnriemen 50 AT10

Polyurethans sinkt und der Verschleiß steigt. Genauso, wie man bei einem Automobil bei Steigerung der Motorleistung auch immer die Bremsen und das Fahrwerk anpassen sollte, muss bei einem Zahnriemen die Zugträgeroptimierung mit einer Optimierung der Geometrie und der Oberfläche der Zähne einhergehen.

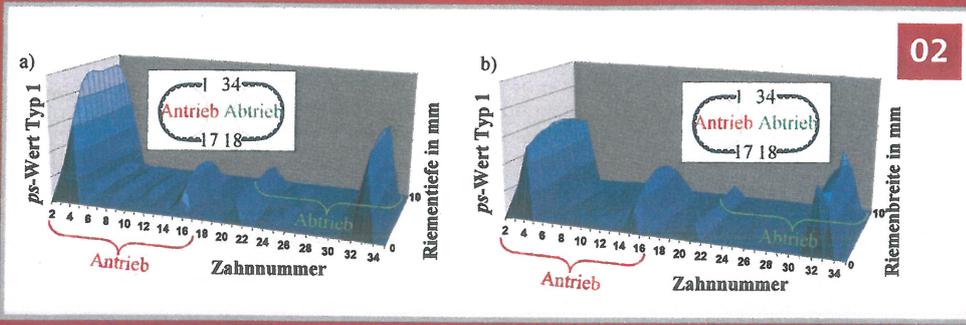
FEM-Formoptimierung als Entwicklungswerkzeug

Um die von dem neuen Zugträger bereitgestellten Leistungsreserven nutzen zu können, ist es erforderlich, die Zähne des Riemens besser vor Verschleiß zu schützen. Versucht man, sich dem Ziel Verschleißsicherheit von PU-Zahnriemengetrieben zu nähern, dann sind zunächst die zugrunde liegenden Verschleißmechanismen des Zahnriemengetriebes zu analysieren. Hierbei zeigt sich, dass bei hohen Belastungen des Getriebes die Flanken und der Kopfbereich des Riemenprofils durch auftretende Relativbewegungen unter Last stark abrasiv beansprucht werden. Abrieb tritt insbesondere an der Arbeitsflanke auf und ist über diese nicht gleichverteilt. Schirmer zeigt in [1], dass der sogenannte ps-Wert ein gut geeignetes Kriterium für die Bewertung der Verschleißwahrscheinlichkeit eines Profils unter realen Bedingungen darstellt. Diese Verschleißkenngröße umfasst dabei das gleichzeitige Wirken eines örtlichen Kontaktdrucks (p) und eines Gleitwegs (s) auf ein finites Element der Profilloberfläche. Beide Parameter üben einen bedeutsamen Einfluss auf den Flankenverschleiß eines hochbelasteten Zahnriemens aus.

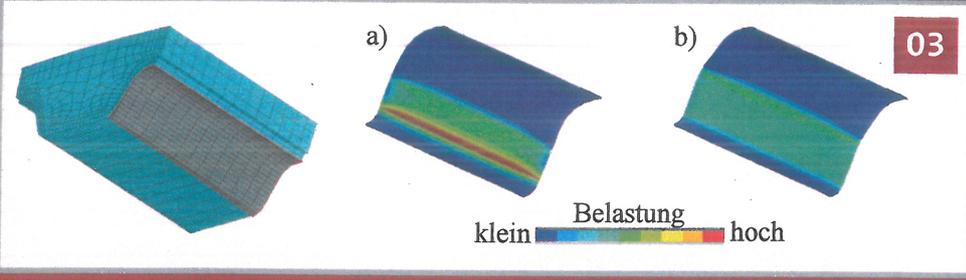
Mit Hilfe dreidimensionaler FE-Getriebe-Modelle konnte dieser Einfluss detailliert für alle Elemente – nicht nur an der Flanke, sondern im gesamten Getriebe – untersucht

werden [2]. Die Ergebnisse zeigen, dass bei hinreichend detaillierter Modellierung der Geometrie und der nichtlinearen Werkstoffeigenschaften nicht nur die Einflüsse der Getriebevorspannung, der eingesetzten Materialien und der geometrischen Teilungsgenauigkeit zwischen Riemen und Zahnscheibe nachvollziehbar abgebildet werden, sondern dass auch geringste Änderungen der Profilgeometrie eine erhebliche Auswirkung auf das Zusammenspiel der Verzahnungen nehmen.

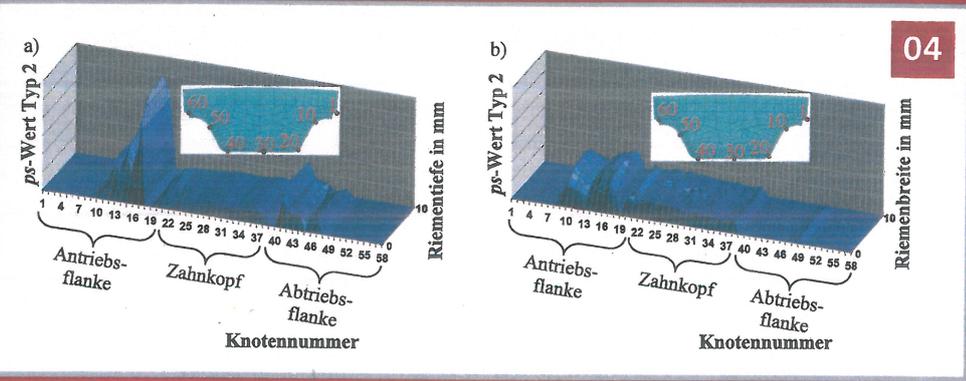
Da sich der abrasive Verschleiß über den o. g. ps-Wert numerisch beschreiben lässt, konnte erstmalig eine Kopplung an moderne Formoptimierungswerkzeuge erfolgen [3]. Mit Hilfe adaptiver Wachstums- und Schrumpfungsprozesse wurde diejenige Profilgeometrie gefunden, die die günstigsten ps-Werte liefert [2]. Wir sprechen hierbei wohlgerne nicht über eine empirisch gefundene Verbesserung, sondern um die unter den zugrunde gelegten Randbedingungen hinsichtlich minimalem Verschleiß tatsächlich optimale Flankengeometrie. Im Ergebnis erscheint sie im Vergleich zum trapezförmigen AT10-Profil auf den ersten Blick nur geringfügig verändert. Die optimale Kontur ist leicht gekrümmt, im Zahnkopf etwas schlanker und im Zahnfuß etwas breiter. Die maximale Differenz zur bestehenden Ist-Kontur liegt unter 0,2 mm. Die Auswirkungen dieser Konturänderung sind jedoch signifikant. Bild 02 stellt die ps-Werte der im Eingriff stehenden Zähne eines hochbelasteten AT10-Getriebes – mit Ausgangsgeometrie und mit optimierter Geometrie – gegenüber. Es wird deutlich, dass der erste im Eingriff stehende Zahn des Antriebs (Zahn-Nr. 4) und der letzte im Eingriff stehende Zahn des Abtriebs (Zahn-Nr. 33) diejenigen mit den höchsten ps-Werten sind und demzufolge einer besonders hohen



02



03



04

02 ps-Werte in einem Zweischeiben-Zahnriemenantrieb 10 AT10 (Zahnscheiben $z = 34$) a) Ausgangsgeometrie b) Optimierte Geometrie

03 Vergleich der Belastungen auf der Arbeitsflanke nach in einem Zweischeiben-Zahnriementrieb 10 AT10 (Zahnscheiben $z = 34$) a) Ausgangsgeometrie b) Optimierte Geometrie

04 ps-Werte auf der Flanke des höchstbelasteten Zahns eines Zweischeiben-Zahnriementriebs 10 AT10 (Zahnscheiben $z = 34$) a) Ausgangsgeometrie b) Optimierte Geometrie

Verschleißwahrscheinlichkeit unterliegen. Durch die Flankenoptimierung sinkt der ps-Wert um 35 % ([1])

Die oben für die 34 belasteten Zähne des Triebs angegebenen ps-Werte sind weder über der Zahnbreite noch über der Flankenkontur konstant. Im Diagramm dargestellt sind die Zahn-Mittelwerte über der Riemenbreite. Es ist aber sehr sinnvoll, die ps-Wert-Verteilung über der Flankenoberfläche zu betrachten und den kritischen Maximalwert zu ermitteln, da aus Versuchen bekannt ist, dass bei einer intakten, geschlossenen Oberfläche nur sehr wenig Verschleiß entsteht. Ist aber durch eine Erstschädigung der Oberfläche ein Anfang gemacht, nimmt der Verschleiß im weiteren Betrieb rapide zu. Durch das Zielkriterium einer möglichst gleichförmigen ps-Wert-Verteilung über der Flanke bei der Formoptimierung erhöhte sich die belastete Fläche um ca. 20 % und die Lastspitze am Zahnkopf verschwand. Dies führte am Beispielgetriebe zu einer Senkung des ps-Spitzenwertes um 68 %. Die Verschleißwahrscheinlichkeit des Zahnriemens nahm also signifikant ab.

Die optimierte Zahngeometrie ist über der Breite konstant. Dadurch ist sie für alle

Riemenbreiten gleichermaßen wirksam einsetzbar. Die Zahnscheibe kann dabei die Standard-AT-Lückengeometrie, auch mit eingeschränktem Flankenspiel (SE-Lücke) und ohne Flankenspiel (Null-Lücke), behalten. Allerdings muss die Scheibe aus einem verschleißfesten Material und sehr präzise gefertigt sein.

Mehr Leistung durch Zusammenarbeit

Anwender von Zahnriementechnik sind stets auf der Suche nach leistungsstärkeren Riemen, um entweder gestiegene Leistungsanforderungen in einem vorgegebenen Bauraum „unterbringen“ zu können oder aber den Bauraum und die auf die Welle wirkenden Biegemomente durch schmalere Riemen gleicher Leistung verkleinern zu können. Beides ist durch den neuen Zahnriemen Brecoflexmove möglich.

Die im Endergebnis erreichte Leistungssteigerung um 30 % entstand durch die interdisziplinäre Zusammenarbeit eines Riemenherstellers, eines Drahtherstellers und eines Hochschulinstituts. Zur Ermittlung der neuen Flankengeometrie wurden bezüglich

des Detaillierungsgrades der Modellbildung und der Restringierung der FEM-Formoptimierung völlig neue Wege beschritten. Alle wissenschaftlich ermittelten Entwicklungsergebnisse sind zwischenzeitlich durch umfangreiche Prüfstandsversuche und Praxistests abgeprüft. Der Brecoflexmove ist in der Teilung 10 mm verfügbar.

Optisch unterscheidet er sich durch seine zahnseitige rote Laminatbeschichtung vom Standardriemen, die neben dem Wiedererkennungseffekt auch zum Verschleißschutz und zur Reduzierung der Reibung und damit der Riemen-Betriebstemperatur beiträgt.

www.breco.de

Literaturhinweis [1] Schirmer, J.; Nagel, T.; Vollbarth, J.; Lienig, J.; Krause, W.: Vorhersage des Kantenverschleißes für Zahnriemen. *ant Journal*, 2 – 2013, S. 3-9.

[2] Schirmer, J.: 3D-FEM-Simulation und Formoptimierung hochbelasteter Zahnriementriebe. *Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 13, Nummer 57*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2014, ISBN 978-3-18-305713-9.

[3] Schirmer, J.; Nagel, T.; Vollbarth, J.: Numerische Optimierung von Zahnriementrieben. *ant Journal*, 3 – 2013, S. 11-17.