

Zahnriemen in Miniatur-Umlaufrädergetrieben

Autoren: Dipl.-Ing. Stefan Richter, Dipl.-Ing. Jens Schirmer, Dipl.-Ing. Sebastian Fraulob,
PD Dr.-Ing. Thomas Nagel

1 Einleitung

Getriebe mit Zahnriemen nehmen in vielen Bereichen der Industrie einen festen Platz ein. Optimierte Riemenwerkstoffe, Hochleistungsprofile und verbesserte Zugstränge erlauben nun auch Anwendungen in miniaturisierten Antriebslösungen /1/. Insbesondere erweitern sie die Einsatzmöglichkeiten in der Feinwerk- und Gerätetechnik. Die speziellen Eigenschaften der Zahnriemen sind auch für die Anforderungen an Produkte der modernen Gerätetechnik interessant (**Bild 1**).



Bild 1: Eigenschaften von Zahnriemen und Anforderungen der Gerätetechnik

Neue, innovative Getriebekonzepte unter Nutzung von Miniatur-Zahnriemen entsprechen diesen Anforderungen. In den folgenden Abschnitten werden neuartige, als Cyclobelt Getriebe bezeichnete Zahnriemengetriebe vorgestellt. Sie zeichnen sich durch umlaufende Zahnriemen und Scheiben aus. Die Ausführungen beschreiben zuerst den Aufbau und mögliche Strukturen von Cyclobelt Getrieben sowie deren Funktionsweise. Anschließend wird eine für alle Getriebe dieser Bauform gültige Methode zur Berechnung der Tragfähigkeit der verwendeten Zahnriemen vorgestellt.

2 Aufbau von Cyclobelt Getrieben

Jeder der neuartigen Drehzahl-Drehmoment-Umformer besteht aus einem drehbar gelagerten Steg. Weiterhin ist immer eine gehäusefeste Zahnscheibe 1 derart angeordnet, dass sie fluchtend zum Steg sowie zu einer drehbar gelagerten Abtriebsscheibe 3 liegt. Auf dem Steg befinden sich mindestens zwei Zahnscheiben 2 und 2'. Beide sind verdrehfest zueinander und drehbar auf dem

Steg befestigt (**Bild 2**). Den Antrieb bildet immer der Steg. Scheibe 3 dient in jeder Variante als Abtrieb. Ein Aufbau kann über mehrere Scheiben 2 und 2' verfügen (Bild 2), diese sind immer paarweise angeordnet. Neben den an der Übersetzung beteiligten Zahnscheiben können Umlenk- oder Spannrollen im Getriebe montiert werden, um die Riemen zu führen oder zu spannen.

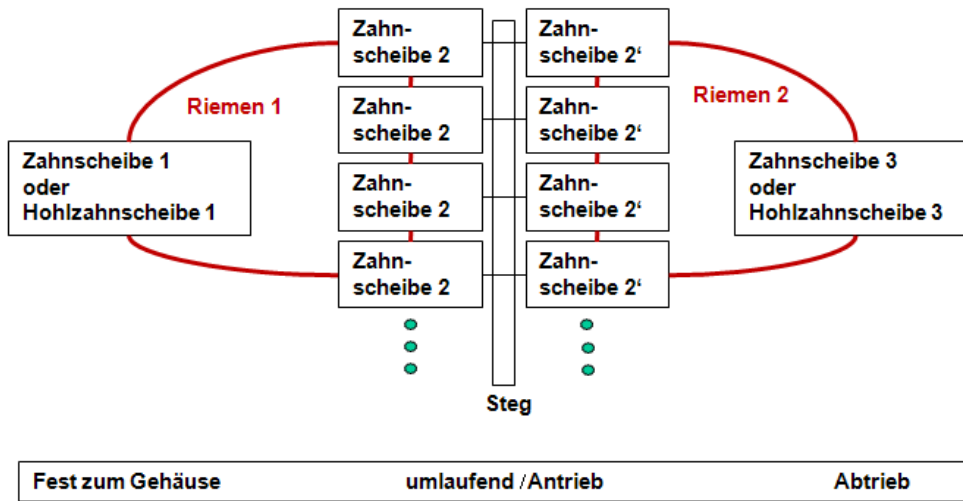


Bild 2: Struktur von Cyclobelt Getrieben

Der Neuheitsgrad dieser Aufbauten wurde durch ein Patent bestätigt /2/.

Die beiden Seiten des Steges werden mit an- und abtriebsseitig bezeichnet. Riemen 1, die Scheiben 1 und 2 befinden sich auf der Antriebsseite. Riemen 2, die Scheiben 2' und 3 liegen abtriebsseitig. Aufbauend auf dieser Grundform ergeben sich verschiedene Strukturen durch Variation der verwendeten Zahnriemen und Zahnscheiben. Dabei können die Scheiben 1 und 3 als innen- oder außenverzahnte Scheiben ausgeführt und die Riemen mit ein- oder zweiseitiger Verzahnung aufgebaut sein. Entsprechend der verschiedenen Bauformen werden sie als Cyclobelt Getriebe vom Typ A, B oder C bezeichnet (**Bild 3**).

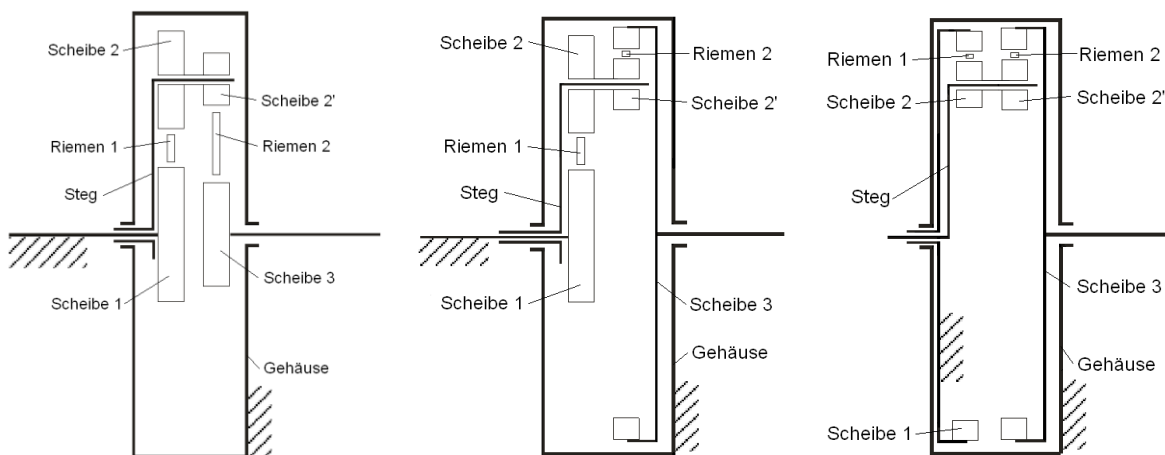


Bild 3: Schematischer Aufbau von Cyclobelt Getrieben vom Typ A (links), Typ B (mittig) und Typ C (rechts)

Die Scheiben 2 und 2' werden in Analogie zu den Planetenrädern der Umlaufrädergetriebe als Stegscheiben bezeichnet. Sie sind immer paarweise angeordnet. Der dimensionslose Parameter b_c beschreibt die Anzahl der Stegscheibenpaare eines Getriebes:

$b_c [-]$ (belt_{contacts}) → Anzahl der Zahnscheibenpaare 2 und 2'.

Der Parameter b_c ist immer ein Element der natürlichen Zahlen größer Null, ergibt sich konstruktiv bedingt aus der Anzahl der gewählten Stegscheibenpaare und hat keinen Einfluss auf die Getriebeübersetzung.

3 Funktion von Cyclobelt Getrieben

Die Abtriebsdrehzahl von Cyclobelt Getrieben bildet sich aus der Differenz zweier durch den Antrieb erzeugter Drehzahlen. Angetrieben wird stets der Steg. Auf diesem befindet sich mindestens eine Scheibe 2, welche mit dem Riemen 1 im Eingriff steht. Dieser Riemen greift in eine zweite, gehäusefeste Scheibe 1 ein. Dadurch entsteht eine relative Drehzahl der Scheibe 2 zum Steg. Scheibe 2 ist verdrehfest mit Scheibe 2' verbunden, d. h. beide drehen sich mit der gleichen Geschwindigkeit. Riemen 2 greift in diese Scheibe 2' sowie in die Abtriebscheibe 3 ein. Scheibe 3 ist immer der Abtrieb. Die Übersetzung i von Cyclobelt Getrieben aller Bauformen ermittelt sich zu

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} \cdot \frac{p_{\text{Riemen1Scheibe2}} \cdot p_{\text{Riemen2Scheibe3}}}{p_{\text{Riemen1Scheibe1}} \cdot p_{\text{Riemen2Scheibe2'}}}} \quad (1)$$

$p_{\text{RiemenAScheibeB}}$ bezeichnet die Teilung p der Verzahnung des Riemen A, mit welcher er in Scheibe B eingreift. In einer Bauform nach Typ B oder C drückt jede der Scheiben 2 den Riemen in die Hohl scheibe 3. In **Bild 4** ist der Kraftwirkungsmechanismus für das Beispiel eines Cyclobelt Getriebes vom Typ C dargestellt.

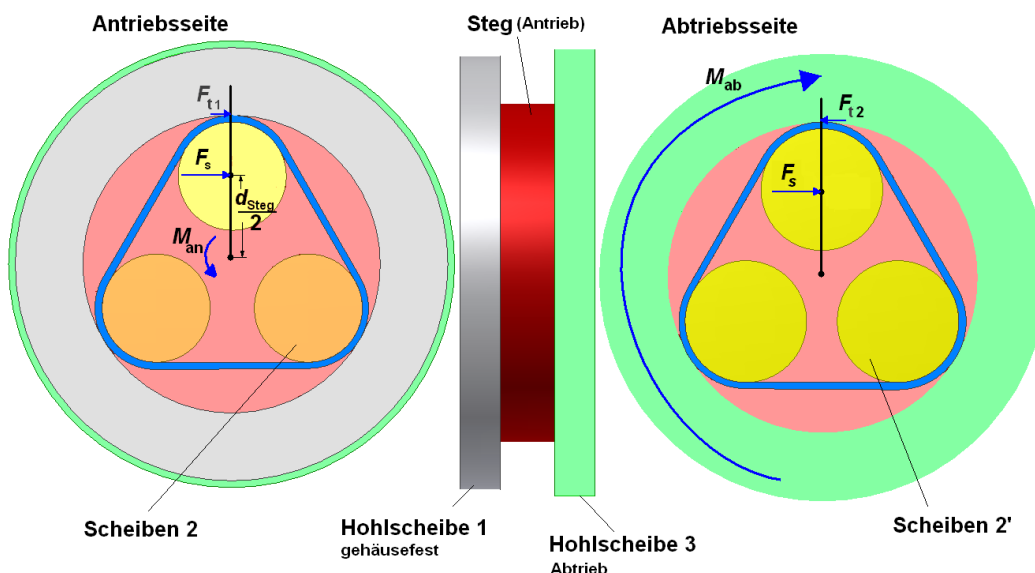


Bild 4: Kraftwirkungsmechanismus für Cyclobelt Getriebe vom Typ C

Die Grafik verdeutlicht den Kraftfluss aus Gründen der Übersichtlichkeit nur für eines der drei abgebildeten Zahnscheibenpaare 2 und 2'. Weiterhin wurden Reibverluste vernachlässigt. Das Antriebsmoment M_{an} ergibt sich über den Stegdurchmesser d_{steg} und die vom Steg auf die Welle 2-2' wirkende Kraft F_s zu

$$M_{an} = b_c \cdot \frac{d_{steg} \cdot F_s}{2} \quad (2)$$

Das Moment M_{ab} am Abtrieb ermittelt sich über die auf den Riemen 2 wirkende Kraft F_{t2} :

$$M_{ab} = b_c \cdot \frac{d_3 \cdot F_{t2}}{2} \quad (3)$$

Das an den Scheiben 2 und 2' wirkende Moment ermittelt sich zu

$$M_2 = M_{2'} = \frac{d_{2'}}{b_c \cdot d_3} \cdot M_{ab} \quad (4)$$

Nach Einsetzen und Umstellen ergibt sich das Momentenverhältnis bei Vernachlässigung der Verluste zu

$$\frac{M_{ab}}{M_{an}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{d_1 \cdot d_{2'}}{d_3 \cdot d_2}\right)} \quad (5)$$

Solche Getriebeaufbauten besitzen neben dem Vorzug der geteilten Last (wenn $b_c > 1$) am Abtrieb einen weiteren Vorteil. Sie können so ausgelegt werden, dass sie prinzipbedingt ohne Flankenspiel arbeiten. Da derselbe Riemen an verschiedenen Stellen gleichzeitig in die Hohl­scheibe eingreift, ist der Aufbau überbestimmt. Geeignete konstruktive Festlegungen unter Beachten der eingesetzten Werkstoffe müssen diese Besonderheit berücksichtigen. Eigene Untersuchungen zeigten, dass der Riemen zum Teil Überbestimmungen ausgleichen kann und dadurch Verdrehspiel verhindert.

Die FEM ermöglicht es, den Einfluss der Vorspannkraft auf das Zusammenspiel der Verzahnungen zu untersuchen, um Verzahnungsparameter in der Art festzulegen, dass gute Bedingungen herrschen. Dies betrifft insbesondere die Justage des Eingriffes der Riemenrückenverzahnung in die Hohl­scheibe. Simulationsmodelle erlauben außerdem, verschiedene Profile, Achsabstände und Belastungsfälle zu simulieren (**Bild 5**).

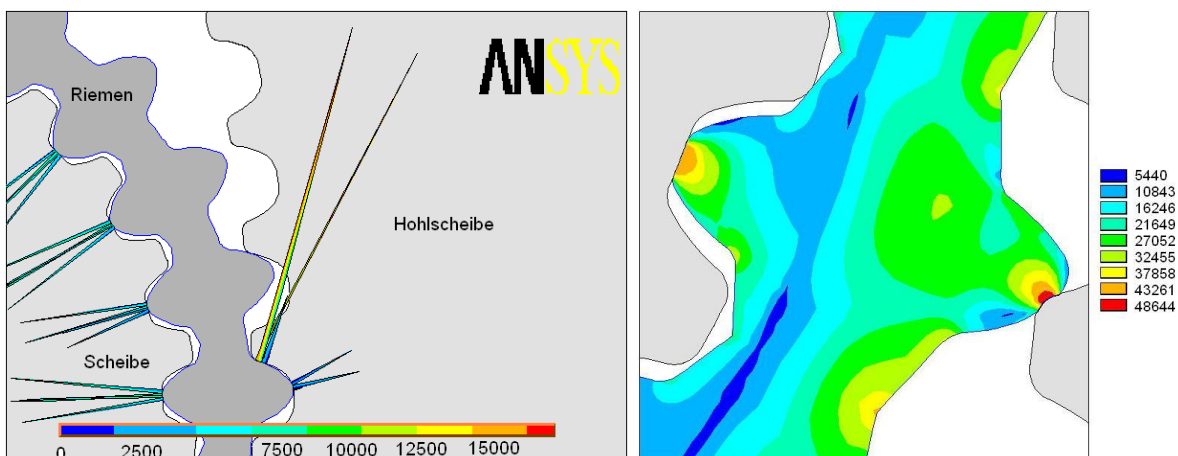


Bild 5: Örtlich auftretende Druckspannungen (links); „von Mises“ Vergleichsspannungen (rechts); dargestellt ist ein ungünstiger Ein­zahnungsvorgang in eine Hohl­scheibe

In Zwei- oder Mehrwellengetrieben bilden sich im Betrieb immer ein Last- sowie ein Leertrum aus. Eine optimal eingestellte Vorspannkraft gewährleistet das problemfreie Zusammenspiel der Verzahnungen auch bei hohen Belastungen und verhindert das Überspringen der

Riemenverzahnung über die Scheibenverzahnung /3/. Bei Cyclobelt Getrieben mit Hohl­scheiben ist eine Vorspannkraft nicht unbedingt notwendig, da Scheibe 2' für den Riemen 2 als Antrieb dient. Drückt diese den doppelt verzahnten Riemen 2 in die Abtriebshohlscheibe 3, so bildet sich kein Lasttrum aus, da der Weg des Kraftflusses sehr kurz ist und direkt von der Scheibe 2' durch den Riemen hindurch in die dahinter befindliche Verzahnung der Hohlscheibe verläuft (**Bild 6**). Das verringert die Länge des Lasttrums auf Werte von nahezu Null. Daraus resultierend liegt ein weiterer Vorteil dieser Varianten darin, dass ohne Lasttrum auch keine besondere Vorspannung des Riemens notwendig ist.

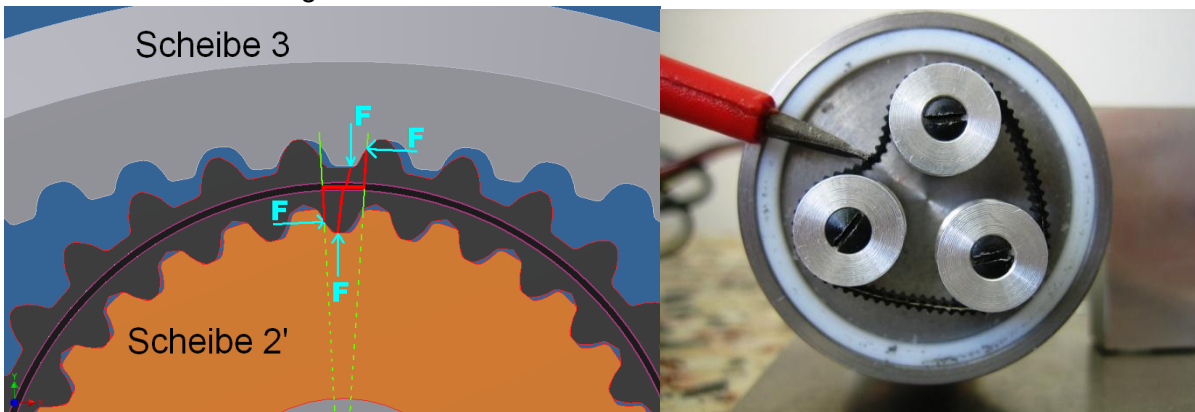


Bild 6: Kraftfluss (rot dargestellt) im Riemen bei Antrieb über Scheibe 2 (links); Riemen liegt nahezu „lose“ im Getriebe (Ansicht der Abtriebsseite eines Cyclobelt Getriebes vom Typ C ohne Abtriebsscheibe 3) (rechts)

Die Ergebnisse der FEM-Simulation bestätigen, dass das maximal übertragbare Moment bei diesen Getrieben nicht von der Vorspannung des Riemens abhängt (**Bild 7**).

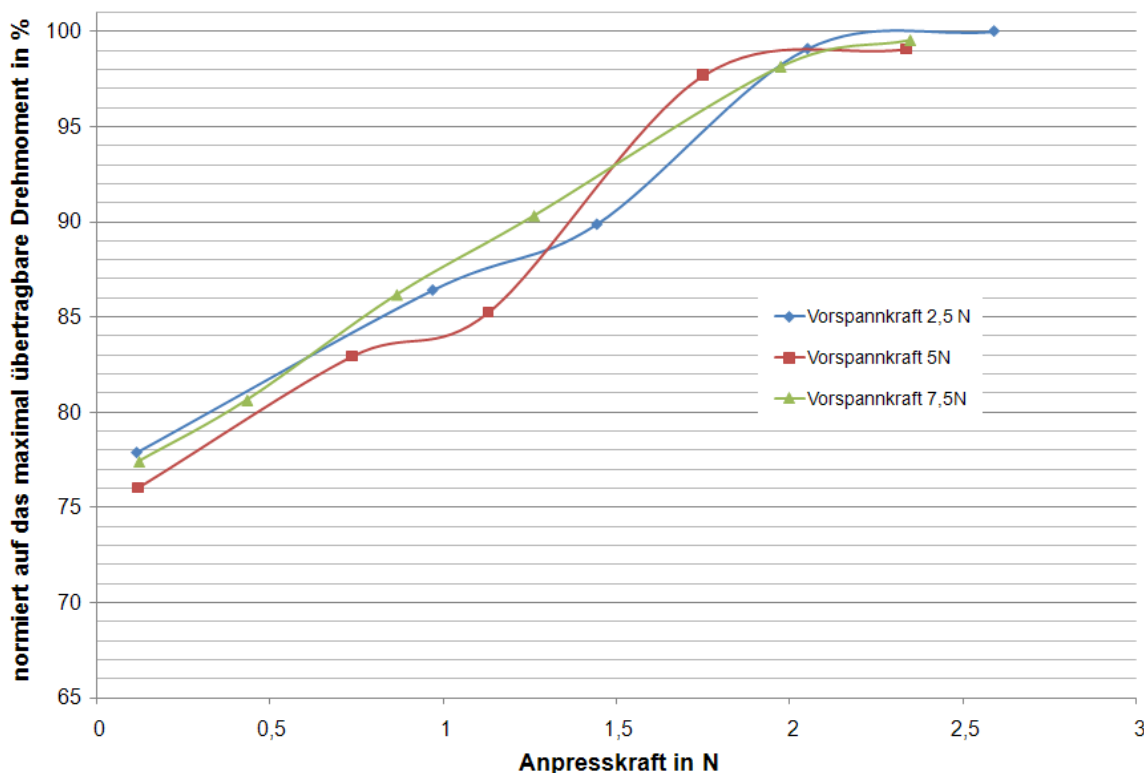


Bild 7: Mit Hilfe der FEM ermitteltes, normiertes Abtriebsdrehmoment in Abhängigkeit der Anpresskraft beim Wirken verschiedener Vorspannkraft

In Bild 7 ist zu erkennen, dass das maximal übertragbare Drehmoment aber von einer anderen Größe abhängt. Die radial wirkende Anpresskraft F_{ap} beschreibt, wie stark der Riemen durch die Scheibe 2 in die Hohl Scheibe gedrückt wird.

F_{ap} [N](Anpresskraft) → Wirkt zwischen innen und außenverzahnten Scheiben.

Das maximal übertragbare Moment ermittelt sich mit Hilfe der zulässigen Spannungen für den Riemenwerkstoff Polyurethan. Die in Bild 7 dargestellten Simulationsergebnisse verwenden einen Grenzwert der zulässigen Flächenpressung von 5 N/mm². Dieser für die Simulation angenommene Vergleichswert ist als sinnvoll anzusehen. Eingestellt wird der Betrag der Anpresskraft über den Abstand von Scheibe 2' zur Hohl Scheibe. Einen optimierten Wert für diesen Abstand gilt es für jeden Zahnriemen mit Hilfe der FEM zu ermitteln. Optimale Anpresskräfte liegen in Cyclobelt Getrieben ohne Lasttrum deutlich unter den sonst üblichen Vorspannungswerten für Zahnriemen /4/.

Aus diesem Grund benötigt der Riemen keine spezielle Spannvorrichtung. Er liegt regelrecht „lose“, nur seitlich durch Bordscheiben geführt, im Getriebe. Weniger Bauteile stehen für geringere Kosten. Aufgrund der kleineren Auflagerkräfte können auch kostengünstigere Lager eingesetzt werden.

4 Tragfähigkeit der Zahnriemen in Cyclobelt Getrieben

Der folgende Abschnitt stellt eine neu entwickelte Methode zur Berechnung der Tragfähigkeit von Zahnriemen in allen Cyclobelt Getrieben vor. Das Ziel dieser Berechnung besteht darin, für einen gewählten Zahnriemen bei bekannten Werten für die Antriebsdrehzahl n_{an} sowie das Abtriebsdrehmoment M_{ab} die notwendige Riemenbreite b zu ermitteln. Die Berechnung erfolgt am Beispiel von Zahnriemen der Mulco Gruppe sowie von Fenner Precision Ltd.. **Tabelle 1** zeigt Kenndaten der im Weiteren verwendeten Riemen kleiner Teilung, welche sich für den Einsatz in Cyclobelt Getrieben eignen.

Tabelle 1: Angaben ausgewählter Zahnriemen kleiner Teilung /5/ und /6/

Profil	Verzahnung	Firma	Teilung in mm	Zugstrang bzw. Zugstrangvariationen
FHT-1	ein/zweiseitig	Fenner Precision	1	FR-2 Kevlar; FR-17 Kevlar; FR-23 Glass
FHT-2	ein/zweiseitig	Fenner Precision	2	FR-2 Kevlar; FR-17 Kevlar; FR-23 Glass
FHT-3	ein/zweiseitig	Fenner Precision	3	FR-2 Kevlar; FR-17 Kevlar; FR-23 Glass
AT3 SFX	einseitig	CONTITECH	3	Stahlkord; Aramid
AT3 GEN III	einseitig	CONTITECH	3	Stahlkord
AT5 SFX	einseitig	CONTITECH	5	Stahlkord; Aramid
AT5 GEN III	einseitig	CONTITECH	5	Stahlkord
AT5-E	einseitig	BRECO	5	Stahlkord
AT 5-DL	zweiseitig	BRECO	5	Stahlkord
T2 SFX	einseitig	CONTITECH	2	Stahlkord
T 2,5-DL	zweiseitig	CONTITECH	2,5	Stahlkord
T 5-DL SFX	zweiseitig	CONTITECH	5	Stahlkord
T 5-DL	zweiseitig	BRECO	5	Stahlkord

Jeder Riemen wird auf die Zahntragfähigkeit, die Zugstrangbelastbarkeit sowie auf seine Biegewilligkeit hin überprüft. Die Nachrechnung der Riemen beschränkt sich auf den abtriebsseitigen Riemen 2. Scheibe 3 wird am stärksten belastet. Diese Vereinfachung setzt voraus, dass beide Getriebeseiten den gleichen Riemen verwenden.

4.1 Zahntragfähigkeit

Die Nachrechnung der Zahntragfähigkeit erfolgt in zwei Schritten:

- a) Ermittlung des Eingriffsbelastungsfaktors,
- b) Berechnung der Riemenbreite.

a) Eingriffsbelastungsfaktor

Aufgrund der Bauweise von Cyclobelt Getrieben wird ein Eingriffsbelastungsfaktor k_z eingeführt, welcher die jeweiligen, für alle Stegscheiben identischen Umschlingungswinkel berücksichtigt. Damit stehen die Anzahl der im Eingriff stehenden Zahnpaarungen sowie der Wert b_c fest. Der Faktor k_z ermittelt sich für Scheiben mit dem Durchmesser d_3 bzw. der Zähnezahl z_3 zu

$$k_z = \frac{b_c \cdot \Theta \cdot d_3 \cdot \pi}{360^\circ \cdot p} = b_c \cdot \frac{\Theta \cdot z_3}{360^\circ}. \quad (6)$$

Der Umschlingungswinkel Θ an einer einzelnen Scheibe ergibt sich aus den Daten der Konstruktion. In Getriebestrukturen mit Hohlscheiben liegt der Umschlingungswinkel einer Scheibe deutlich unter den in Zwei- oder Mehrwellengetrieben üblichen Werten in einem Bereich von ca. 15° bis 20°.

b) Notwendige Riemenbreite

Die notwendige Riemenbreite für alle Cyclobelt Getriebe ermittelt sich über den Zusammenhang

$$b = \frac{2 \cdot M_{ab}}{F_{U_spez} \cdot d_3 \cdot k_z}, \quad (7)$$

wobei die spezifische Zahnbelastbarkeit F_{U_spez} den Angaben der Hersteller zu entnehmen ist (**Bild 8**). Häufig veröffentlichen Hersteller drehzahlabhängige Angaben zur spezifischen Zahnbelastbarkeit, welche dann mit steigender Drehzahl sinkt. In Bild 8 ist dieser Effekt bei allen Riemen der Mulco Gruppe zu erkennen.

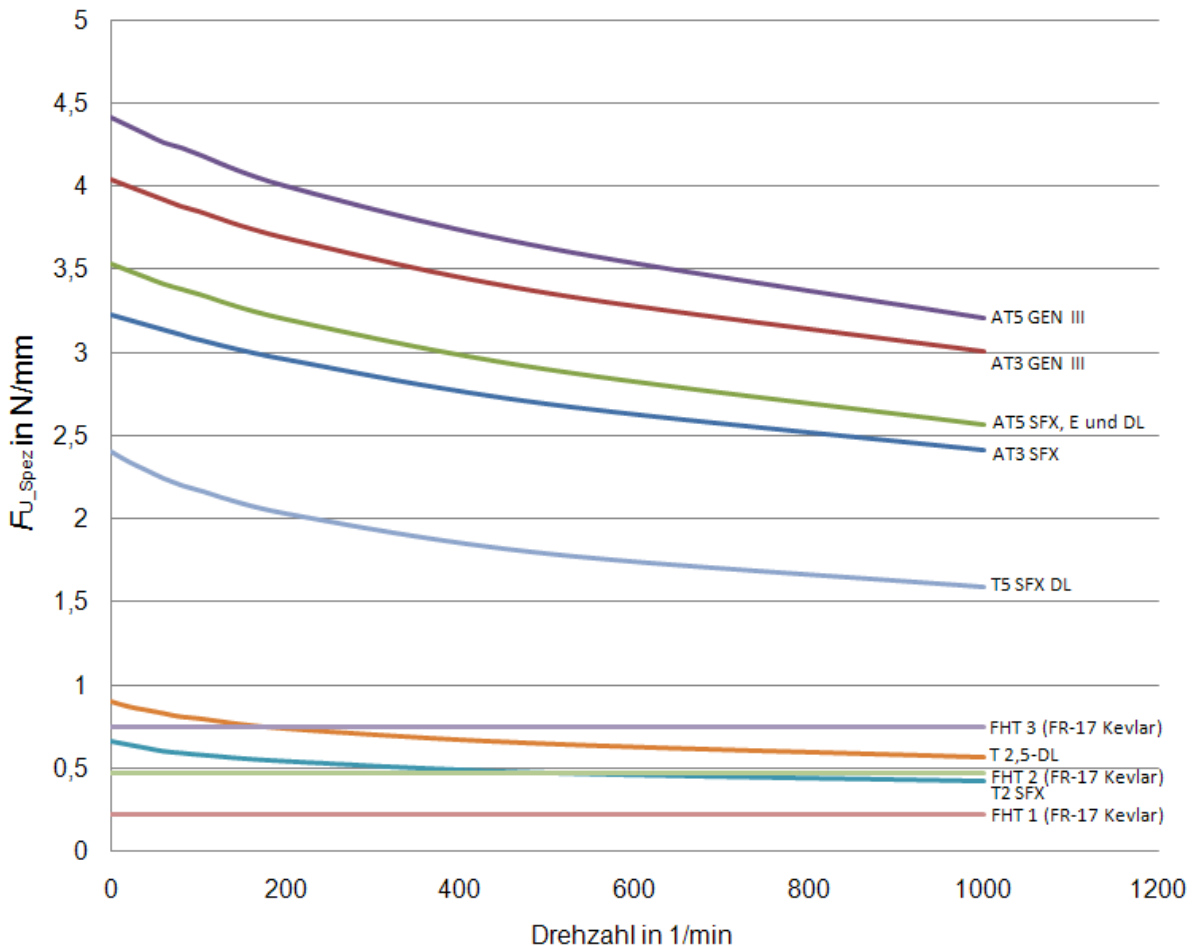


Bild 8: Spezifische Zahnbelastbarkeit F_{U_Spez} für ausgewählte Zahnriemen nach /5/ und /6/

4.2 Zugstrangbelastbarkeit

Die Zugstrangbelastbarkeit (in Katalogen häufig als Seilzugfestigkeit bezeichnet) definiert sich über eine zulässige Kraft, welche im Riemen in Richtung der Zugstränge wirkt und im Betrieb nie überschritten werden darf. Sie ist zunächst abhängig vom Aufbau und Werkstoff der verwendeten Zugstränge, welche üblicherweise aus einzelnen Filamenten bestehen. Weiterhin ist die Riemenbreite und damit die Anzahl nebeneinander liegender Zugstränge im Zahnriemen bestimmend für die Belastbarkeit der Zugstränge. Im Allgemeinen wird durch die Zahnriemenhersteller die Zugstrangbelastbarkeit F_{zul} für jeden einzelnen Riemen vorgegeben. Für den Wert der Umfangskraft F_u muss gelten:

$$F_u < F_{zul} \cdot \quad (8)$$

Tabelle 2 zeigt zulässige Werte der Zugstrangbelastung für kleine Riemen der Firma Fenner Precision Ltd. sowie der Mulco Gruppe.

Tabelle 2: Zugstrangbelastbarkeit ausgewählter Zahnriemen /5/ und /6/

	Riemenbreite	2 mm	3 mm	4 mm	6 mm	10 mm	16 mm	25 mm	32 mm
Profil	Zugstrang	in N	in N	in N	in N	in N	in N	in N	in N
FHT1 bis 3	FR-2 60TPI*	592	905	1220	1865	3110	-	-	-
	FR-2 72TPI*	735	1110	1490	2225	3760	-	-	-
	FR-17 40TPI*	575	865	1180	1755	2955	-	-	-
	FR-17 50TPI*	730	1085	1465	2195	3685	-	-	-
	FR-23 50TPI*	265	400	555	845	1400	-	-	-
	FR-23 60TPI*	330	485	660	995	1685	-	-	-
AT3 SFX	Stahlkord	-	-	-	190	380	646	1102	1406
AT3 GEN III	Stahlkord	-	-	-	330	599	1002	1608	2079
AT5 SFX	Stahlkord	-	-	-	350	700	1260	2030	2660
AT5 GEN III	Stahlkord	-	-	-	417	787	1342	2175	2823
AT5-E	Stahlkord	-	-	-	-	700	1260	2030	2660
AT 5-DL	Stahlkord	-	-	-	-	700	1260	2030	2660
T2 SFX	Stahlkord	-	-	39	65	117	195	312	403
T 2,5-DL	Stahlkord	-	-	39	65	117	195	312	403
T 5-DL SFX	Stahlkord	-	-	-	180	330	570	930	1200
T 5-DL	Stahlkord	-	-	-	180	330	570	930	1200

*TPI - 'Threads per Inch' gibt die Anzahl der Zugstrangfilamente pro Inch Riemenbreite an.

Über die folgende Beziehung erhält man das maximale Lastmoment M_{zul} :

$$M_{zul} = F_{zul} \cdot \frac{d_3}{2} \quad (9)$$

Mit d_3 als Durchmesser der Abtriebsscheibe lässt sich das Drehmoment ermitteln, welches zu keiner Überschreitung der Zugstrangbelastbarkeit führt. Es muss gelten:

$$M_{ab} < M_{zul} \quad (10)$$

Erfolgt keine Überschreitung des zulässigen Wertes, so gilt die Belastbarkeit der Zugstränge eines Riemens im Cyclobelt Getriebe als nachgewiesen. Anderenfalls muss ein breiterer Riemen gewählt werden.

4.3 Biegewilligkeit

Der Zugstrang im Zahnriemen wird neben der Zugbelastung auch gebogen. Dabei kann eine Biegebelastung mit und ohne Gegenbiegung auftreten. Abhängig ist die Biegespannung im Wesentlichen vom Biegeradius /3/. Kleinere Scheibendurchmesser erzeugen größere Spannungen. Aus diesem Grund legen Hersteller minimale Scheibenzähnezahlen fest. Werden diese Grenzzähnezahlen nicht unterschritten (**Tabelle 3**), findet keine Überschreitung der zulässigen Biegespannung statt.

Tabelle 3: Minimale Scheibenzähnezahlen z_{min} für ausgewählte PU-Zahnriemen kleiner Teilungen /5/ und /6/

Profil	Zugstrang bzw. Zugstrangvariationen	Z_{min} (Riemen ohne Gegenbiegung)	Z_{min} (Riemen mit Gegenbiegung)
FHT-1	FR-2 Kevlar; FR-17 Kevlar; FR-23 Glass	24	24
FHT-2	FR-2 Kevlar; FR-17 Kevlar; FR-23 Glass	14	14
FHT-3	FR-2 Kevlar; FR-17 Kevlar; FR-23 Glass	14	14
AT3 SFX	Stahlkord; Aramid	15	20
AT3 GEN III	Stahlkord	15	20
AT5 SFX	Stahlkord; Aramid	15	20
AT5 GEN III	Stahlkord	15	20
AT5-E	Stahlkord	12	20
AT 5-DL	Stahlkord	20	20
T2 SFX	Stahlkord	10	18
T 2,5-DL	Stahlkord	10	18
T 5-DL SFX	Stahlkord	10	15
T 5-DL	Stahlkord	10	12

Dieser Ansatz gilt auch für alle Cyclobelt Getriebe. Weiterhin sind Getriebestrukturen der neuen Bauweise möglich, welche die Biegespannung und damit die Zugstrangbiegebelastung minimieren. So erzeugen größere Biegedurchmesser z. B. kleinere Biegespannungen. Cyclobelt Getriebe vom Typ B und C verwenden Hohl­scheiben mit großem Durchmesser, welcher auch für die Steg­zahn­scheiben 2 und 2' möglichst groß gewählt werden sollte, um die Eingriffszähnezahl in die Hohl­scheibe zu vergrößern. Aus diesem Grund ergeben sich für Cyclobelt Getriebe vom Typ B und C meist große Biegeradien und damit geringe Biegespannungen. Weiterhin ist eine Biegewechselbelastung (Gegenbiegung) möglichst zu vermeiden. Wird der Zahnriemen nur in eine Richtung gebogen, findet keine Biegewechselbelastung statt. Dies sollte bereits bei der Konstruktion des Getriebes berücksichtigt werden. Besonders Varianten der Cyclobelt Getriebe mit Hohl­scheiben erlauben die einfache Realisierung von Strukturen ohne Gegenbiegung.

Bei Einhaltung der durch die Hersteller vorgegebenen minimalen Zähnezahlen gilt die Festigkeit der Biegebelastung in Cyclobelt Getrieben als nachgewiesen.

5 Zusammenfassung

Dem Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der TU Dresden liegt eine Systematik vor, welche es erlaubt, die Getriebe der neuen Bauform nach deren Aufbau und Eigenschaften zu unterteilen. So besitzen z. B. Cyclobelt Getriebe vom Typ A die Fähigkeit, nahezu unbegrenzt hohe Übersetzungen in nur einer Stufe zu realisieren. Getriebe vom Typ C sind auf den Bereich von $1 < i < 200$ pro Stufe festgelegt, ermöglichen jedoch deutlich höhere Lastmomente, da sich die Last mit Hilfe einfacher konstruktiver Maßnahmen über mehrere Scheiben aufteilen kann. So erlauben beispielsweise Getriebe vom Typ C, in welchen FHT-1 Zahnriemen mit einer Breite von 3 mm verwendet werden, dreifach höhere Drehmomente (ca. 300 mN·m) als Cyclobelt Getriebe vom Typ A mit gleichen Riemen.

Weiterhin verfügt das Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der TU Dresden über alle für den Entwurf für Cyclobelt Getrieben notwendigen Berechnungsgrundlagen und

Dimensionierungsvorschriften. Vorhandene FEM-Modelle sowie Versuchsstände unterstützen einen Neuentwurf und bieten die Möglichkeit für weiterführende Untersuchungen.

Als die entscheidende zu bewältigende Herausforderung für den möglichen Einsatz von Cyclobelt Getrieben hat sich die Schwankung der Übersetzung herausgestellt. Es wurde gezeigt, dass prinzipbedingt mit der Übersetzung pro Stufe auch deren durch Toleranzen verursachte Schwankung wächst. Weiterhin ist der Wirkungsgrad ein für viele Anwendungen wichtiges Entscheidungskriterium. Bei den erprobten Bauformen wurden Wirkungsgrade bis zu 48 % ermittelt. Getriebe mit reduzierten Auflagerkräften, mit verbesserten Lagerungen, optimierten Riemenoberflächen und optimierten Profilen können den Wirkungsgrad erhöhen und stellen Aufgaben für zukünftige Untersuchungen dar.

- /1/ Richter S., Nagel T., Fraulob S., Schirmer J.: Entwicklung neuartiger Miniaturgetriebe mit Zahnriemen; MECHATRONIK Ausgabe 4, 2010
- /2/ AZ DE 102010006 158.1: Angemeldet am 22.01.2010 durch die TU Dresden.
- /3/ Nagel, T.: Zahnriemengetriebe: Eigenschaften, Normung, Berechnung, Gestaltung. München, Wien: Carl Hanser Verlag 2008.
- /4/ Richter S., Nagel T., Fraulob S., Schirmer J.: Entwicklung neuartiger Miniaturgetriebe mit Zahnriemen. MECHATRONIK Ausgabe 4, 2010.
- /5/ MULCO Gruppe: Gesamtkatalog. Aufl. 41, 2003.
- /6/ Fenner Precision: Drive Components and Technical Informations FDPBT-004. USA 2008