

Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG

Wirkungsgradoptimierte Keilriemenantriebe

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 34814/01 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Philipp Schmidt, Dr. Frank Michel, Dr. Guido Neumann, Michael Schäper

Februar 2023

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	i
Abbildungsverzeichnis	ii
Nomenklatur	iv
Zusammenfassung	v
1 Einleitung	1
1.1 Unternehmensportrait.....	1
1.2 Problemstellung	1
1.3 Vorarbeiten	2
1.4 Für die Förderung beantragte Arbeiten.....	5
2 Umsetzung der Aufgabenpakete	6
2.1 Material.....	6
2.1.1 Lösungsansätze	7
2.1.2 Wirkungsgradsteigerungen für neue Optibelt-Keilriemen mit optimiertem Material und Anordnung	12
2.1.3 Mögliche Energie- und CO ₂ -Einsparung mit diesen Keilriemen.....	13
2.2 Wirkmechanismen	14
2.2.1 Auflistung und Wertung der für innere Keilriemenverluste relevanten Wirkmechanismen	14
2.2.2 Berechnungsverfahren für die relevanten Wirkungsmechanismen	17
2.3 Aufgabenpaket Versuch	22
2.3.1 Durchführung.....	22
2.3.2 Ergebnis und Nachweis.....	25
2.4 Energierechner	29
2.4.1 Anforderungen.....	29
2.4.2 Ergebnis.....	29
2.4.3 Geplante Nutzung des Energierechners	34
3 Ungelöste Projektaufgaben	35
3.1 Materialparameter-basierte Keilriemen-Verlustberechnung.....	35
3.2 Zusatzelemente zur Anpassung der Wirkungsgradkennlinie an den Arbeitspunkt	36
4 Fazit.....	37
4.1 Wissenschaftliche und technische Erkenntnisse	37
4.2 Nutzen für Riemennutzer und Umwelt.....	37
5 Ausblick	39
Literaturverzeichnis	I

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Optibelt-Wirkungsgradprüfstand	3
Abbildung 2: Validierung des Optibelt-Prüfstandes durch einen ähnlich aufgebauten der Uni Gent	3
Abbildung 3: Wirkungsgradfeld eines Optibelt Keilriemens und Parametereinfluss (a), innere und äußere Verluste (b)	4
Abbildung 4: Pulser mit Temperaturkammer (a), Frequenz- und Temperaturgang des Verlustmoduls einer Optobelt-Kernmischung (b)	4
Abbildung 5: FE-Simulationen zur Riemenverlustberechnung.....	5
Abbildung 6: Spannungs-Dehnungs-Diagramm einer Materialprobe unter Zugbelastung	7
Abbildung 7: Temperatureinfluss auf das Verformungsverhalten.....	8
Abbildung 8: Beanspruchung DMA (a) und tatsächliche Beanspruchung innerhalb der Riemenscheibe (b)	9
Abbildung 9: Abhängigkeit des Verlustmoduls von der Amplitude	9
Abbildung 10: Verlustmodul in Abhängigkeit der Frequenz	10
Abbildung 11: Ausgleichsfläche (a) Amplituden-Temperaturabhängigkeit und Rohdaten (b).....	10
Abbildung 12: Konstruktiver Aufbau Hybridriemen	11
Abbildung 13: Innere Verluste der Neuentwicklung mit einem Vergleichsriemen.....	12
Abbildung 14: Auflistung der vermuteten Wirkparameter eines Keilriemens auf die Verluste	14
Abbildung 15: Umschlingung des Riemens um die Riemenscheibe am Beispiel eines Keilriemens	15
Abbildung 16: Querverformung eines Keilriemens in der Riemenscheibe	15
Abbildung 17: Scherung des Riemens innerhalb der Riemenscheibe	16
Abbildung 18: Innere Verlustleistung eines Keilriemens mit weicher Mischung (a) und härterer Mischung (b).....	19
Abbildung 19: Abhängigkeit der Belastungshistorie.....	20
Abbildung 20: Vergleich von Berechnung und Messung.....	20
Abbildung 21: Skizzierung Wirkungsgradprüfstand mit Ein- und Ausgabegrößen	23
Abbildung 22: Einfluss der Drehzahl.....	25
Abbildung 23: Einfluss des Scheibendurchmessers.....	26
Abbildung 24: Einfluss der Riemenvorspannung.....	27
Abbildung 25: Vergleich der unterschiedlichen Riementypen.....	28
Abbildung 26: Bikubische Bezier-Fläche im R^3	30
Abbildung 27: Wertetabelle aus den Messungen	31
Abbildung 28: Grenzen und Konstanten der Funktion	31
Abbildung 29: Wertetabelle mit umgerechneten Momenten und Vorspannungen	32
Abbildung 30: Konstanten der Flächenfunktion.....	33

Abbildung 31: Bedienoberfläche des Energierechners 33

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
T	$[Nm]$	Drehmoment
n	$[Umin^{-1}]$	Drehzahl
P	$[kW]$	Leistung
P_{VT}	$[kW]$	Innere Verlustleistung (Deformationsverluste)
P_{Vn}	$[kW]$	Äußere Verlustleistung (Schlupf)
W	$[J]$	Energie
W_{Diss}	$[J]$	Dissipationsenergie
s	$[\%]$	Schlupf
η	$[\%]$	Wirkungsgrad
f	$[Hz]$	Frequenz
f_B	$[Hz]$	Biegefrequenz
E'	$[MPa]$	Speichermodul
E''	$[MPa]$	Verlustmodul
ν	$[-]$	Querkontraktionszahl
G'	$[MPa]$	Schubmodul
G''	$[MPa]$	Verlustmodul
γ_0	$[-]$	Deformationsverhältnis
V	$[cm^3]$	Volumen
π	$[-]$	Kreiszahl Pi
F	$[N]$	Kraft
F_U	$[N]$	Umfangskraft
ϑ	$[^{\circ}C]$	Temperatur
ε	$[-]$	Dehnung
d	$[mm]$	Scheibendurchmesser
r	$[mm]$	Scheibenradius
α	$[^{\circ}]$	Flankenwinkel
T_{Vrel}	$[-]$	Relative Drehmomentverluste
n_{Vrel}	$[-]$	Relative Drehzahlverluste

Zusammenfassung

Der vorliegende Projektbericht befasst sich mit der Wirkungsgradsteigerung von Riemenantrieben.

Das Materialverhalten wurde unter Randbedingungen, die für den Einsatz in Antriebsriementypisch sind, charakterisiert, um die gewonnenen Parameter für weitere Berechnungen zu verwenden. Mit diesen Parametern wurden numerische Berechnungen durchgeführt, um ein Design für einen verlustoptimierten Keilriemen zu erstellen. Der optimierte Keilriemen wies eine, zu vergleichbaren Ausführungen, ca. 1% geringere innere Verlustleistung auf. Hochskaliert auf die Verbreitung von Keilriemenantrieben stellt dies einen großen Erfolg dar. Ließen sich die Kunden von diesen verlustminimierten Optibelt-Antriebsriemen überzeugen, würden sie jährlich 5 TWh Primärenergie sparen – mit ca. 1% des Nettostromverbrauchs in Deutschland ist das bereits volkswirtschaftlich relevant.

Die generellen Einflüsse und Wirkzusammenhänge für die innere Verlustleistung wurden herausgearbeitet und in umfangreichen Prüfstandversuchen validiert. Eine gute Übereinstimmung zu vermuteten Wirkzusammenhängen und nachgewiesenen Zusammenhängen konnte festgestellt werden.

Mit den gesammelten Erfahrungen und Erkenntnissen wurde ein, auf Messdaten basierender, Energierechner entwickelt. Dafür wird die Herleitung, sowie die Funktionsweise erläutert. Mit diesem Rechner ist ein interaktives Berechnen des Wirkungsgrads eines Zwei-Scheiben-Riemenantriebs möglich. Damit ist es dem Anwender möglich energieeffiziente Antriebskonfigurationen zu planen.

1 Einleitung

1.1 Unternehmensportrait

Die Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG aus Höxter ist ein Unternehmen der Arntz Optibelt Gruppe. Die Arntz Optibelt Gruppe zählt weltweit zu den führenden Herstellern von Hochleistungs-Antriebsriemen und ist Marktführer von Keilriemen in Europa.

Optibelt-Produkte kommen überall dort zum Einsatz, wo Langlebigkeit und kompromisslose Qualität gefordert sind: z.B. im Maschinen-Bau, in der Automotive-Branche, im Landtechnik-Sektor und in der Haushaltsgeräte-Industrie. Aufgrund der hohen Bekanntheit der Marke „Optibelt“ wird im Folgenden bei der Unternehmensbezeichnung verkürzt Optibelt genannt.

Das 1872 gegründete, familiengeführte, mittelständische Unternehmen mit einem Gesellschafter in der Geschäftsführung beschäftigt weltweit aktuell ca. 2.350 Mitarbeiter (in Deutschland etwa 1.300) bei einem Umsatz von rd. 307 Mio. EUR im Jahre 2022. Das Gesellschaftskapital liegt ausschließlich im Familienbesitz.

Vom Stammsitz in Höxter (Nordrhein-Westfalen) steuert die Arntz Optibelt Gruppe acht Produktionsstandorte in sechs Ländern. Sie alle sind einem gemeinsamen Kodex verpflichtet: acht Standorte, sechs Länder – eine Qualität! Mit seinem hohen Fertigungsstandard gilt Optibelt als starke Marke auf dem Weltmarkt.

1.2 Problemstellung

Allen Trendaussagen zum Siegeszug von Elektro-Direktantrieben zum Trotz findet man – insbesondere unter rauen Einsatzbedingungen – massenhaft Keilriemen in den Antriebssträngen. Und obwohl bei deren Einsatz real ein zweistelliger Prozentsatz der übertragenen Leistung verlustig geht, spielt das Thema Wirkungsgrad bei Keilriemen bisher weder für Hersteller noch Anwender eine größere Rolle. Dabei sind die Verlustwirkmechanismen bekannt. Jedoch fehlt bisher ein durchgängiger Ansatz von der Riemenmaterialentwicklung bis zur Auslegung beim Kunden. So werben

Riemenhersteller mit „98% Wirkungsgrad“, dagegen legen Anwender empirisch mit um Faktoren höheren Verlusten aus – was beides richtig ist.

Als Konsequenz sollen im beantragten Förderprojekt ganzheitlich quantitativ

- Materialverlustparameter an den Riemenarbeitspunkten bestimmt werden
- Verlustwirkmechanismen mit gemessenen Wirkungsgradfeldern evaluiert werden
- Handhabbare Berechnungstools für die Riemenantriebsauslegung entwickelt werden

Damit wird ermöglicht:

- Keilriemen mit breiterem „Hochwirkungsgradbereich“ zu entwickeln,
- Durch geeignete Zusatzelemente (z. B. Spanner) den Betriebspunkt von Keilriemenantrieben in Richtung Wirkungsgradmaximum zu verschieben
- Anwendern mit in die Auslegungssoftware integrierten „Energierrechnern“ eine verlustarme Riemenantriebs-Konfiguration zu erleichtern.

1.3 Vorarbeiten

Optibelt verfügt über einige zehn Prüfstände zur Riemen-Lebensdauer-Bestimmung, die meisten davon nach dem Verspannprinzip. Die hintere Welle ist durch eine Wirbelstromkupplung unterbrochen, die gemäß der Drehzahldifferenz für die Verspannung sorgt. Deshalb muss der Zusatzantrieb (vorn) nicht nur die Riemenverluste, sondern auch die Verluste in der Wirbelstromkupplung (und die der acht Lagerböcke) ausgleichen. Damit ist diese Art von Verspannprüfstand für Wirkungsgradmessungen nicht geeignet.

Daher wurde ein neuartiger Wirkungsgradprüfstand entwickelt. Es wurde ein Pendel-Verlustleistungs-Prüfstand konstruiert, da frühere Generationen von Drehmomentmessflanschen noch nicht ausreichend genau und querkraftfest waren. Bei dem Pendel-Verlustleistungs-Prüfstand erfolgt der An- und Abtrieb durch Motor und Generator über Kardanwellen, der Riemetrieb wurde zusammen mit Lagern und Drehmomentmessflanschen auf einem Waagebalken aufgebaut, dessen verfahrbares Messgewicht das Verlustmoment ausgleicht. Durch die Riemen-Gleichlaufschwankungen, z.B. aufgrund von fertigungsbedingten Toleranzen, ließ sich jedoch kein stabiler Betrieb erzielen.

Deshalb wurde der Waagebalken festgesetzt, Spezi­alsensoren¹ eingesetzt und die Messunsicherheit des Wirkungsgrads zu 0,6% bestimmt (**Abbildung 1**).

mit An- & Abtriebs-P: $\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} = \eta_T \cdot (1 - s)$

Mit $\left| \frac{\Delta \eta}{\eta} \right| \approx 0$ & $\eta > 0,9 \rightarrow \left| \Delta \eta \right| \approx 2 \left| \frac{\Delta T}{T} \right|$

Erreicht: @ $T_{1,2} \approx T_{\text{messbereich}} \left| \Delta \eta \right| = 2 \cdot 0,3\% = 0,6\%$

θ -Kompensation \rightarrow Potential $\left| \Delta \eta \right| = 2 \cdot 0,2\% = 0,4\%$



mit querkraftunempfindlichen T-Sensoren
Lagerverluste nicht mitgemessen

mit Verlustleistung: $1 - \eta = \frac{P_V}{P_1} \approx \frac{T_V}{T_1} + s$

Mit $\left| \frac{\Delta s}{s} \right| \approx 0$ & $(1-\eta) < 0,1 \rightarrow \left| \Delta(1-\eta) \right| < 0,2 \left| \frac{\Delta T}{T} \right|$

Messung $T_V \rightarrow$ bei Riemen schwierig

- Auslaufen \rightarrow keine def. Last
- Verspannen $\rightarrow P_{\text{zus}}$ für Schlupfausgleich
- außerdem immer Lagerverluste

Abbildung 1: Optibelt-Wirkungsgradprüfstand

Diese Sensoren wurden und werden für weitere Prüfstände mit höheren Leistungen und Drehzahlen beschafft und zusätzlich mit einem Temperatursensor versehen. Durch Aufnahme der Nullpunktdrift über die Temperatur wird es möglich werden, diese herauszurechnen und die Wirkungsgrad-Messunsicherheit auf etwa 0,4% zu verbessern.

Die Messmethode wurde auf einem ähnlichen Prüfstand an der Universität Gent validiert. Die in **Abbildung 2** zu sehende Seitwärtsverschiebung von $\eta(T)$ konnte später durch variierende Vorspannung bei der Uni-Gent-Messung erklärt werden.

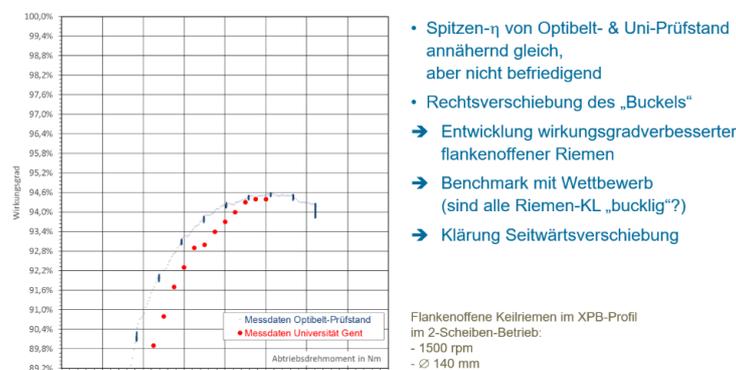


Abbildung 2: Validierung des Optibelt-Prüfstandes durch einen ähnlich aufgebauten der Uni Gent

Schließlich erfolgte eine Parameterstudie über Drehmoment / Trumkraft, Vorspannung, Drehzahl, Scheibendurchmesser und Temperatur für einen ausgewählten Optibelt-Riemen. Die Tendenzen sind in **Abbildung 3 (a)** gezeigt.

Mit den Messwerten T_1, T_2, n_1, n_2 , Umgebungs- und Riemtemperatur war es möglich, die Schlupf- und Drehmomentverluste zu isolieren (s. **Abbildung 3 (b)**, Formel nach²).

¹ https://www.lorenz-messtechnik.de/deutsch/produkte/rotierend_schleifringlos/mr-12.php am 22.02.2023

² $P_V = P_1 - P_2 = T_1 \cdot n_1 - T_2 \cdot n_2 = T_1 \cdot n_1 - T_1 \cdot n_2 + T_1 \cdot n_2 - T_2 \cdot n_2 = s \cdot P_1 + (T_1 - T_2) \cdot n_2$ mit $s = (n_1 - n_2) / n_1$

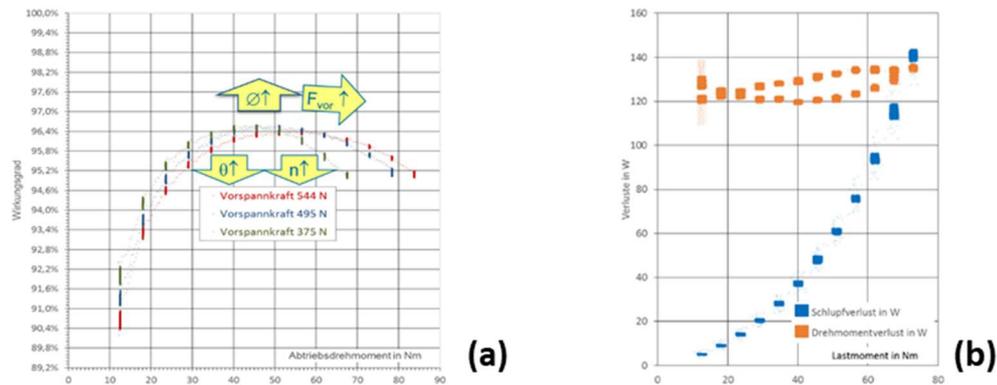


Abbildung 3: Wirkungsgradfeld eines Optibelt Keilriemens und Parametereinfluss (a), innere und äußere Verluste (b)

Im nächsten Schritt wurden für einen Wirkungsgrad-vermessenen Optibelt-Keilriemen die Wirkmechanismen überschlägig quantifiziert, d. h. die formelmäßigen Zusammenhänge und die Materialparameter überschlägig bestimmt. **Abbildung 4 (a)** zeigt das Messequipment zum Bestimmen der benötigten Materialparameter. In **Abbildung 4 (b)** belegen die Messergebnisse, dass der Verlustmodul eine starke Abhängigkeit von Temperatur und Frequenz aufweist.

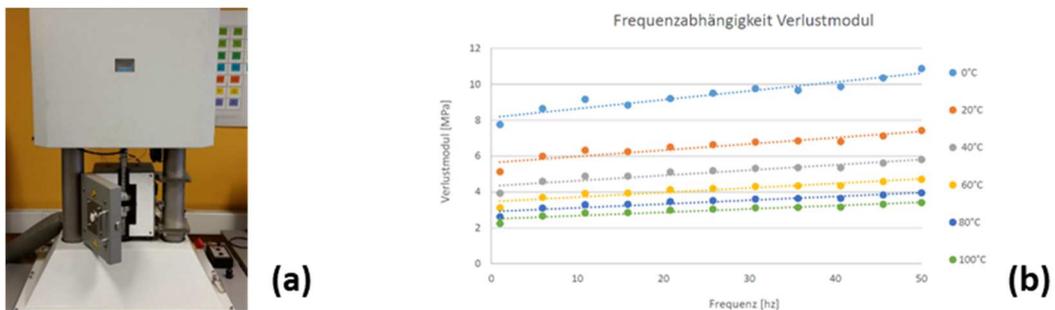


Abbildung 4: Pulser mit Temperaturkammer (a), Frequenz- und Temperaturgang des Verlustmoduls einer Optibelt-Kernmischung (b)

Als Dehnung wurde vorerst nur eine sinusförmige Schwellbelastung aufgeprägt. Der Pulser kann aber so nachgerüstet werden, dass die Signalform derjenigen im beanspruchten Riemen entspricht. Gleiches gilt für Amplituden und Frequenzen, bei denen die Messergebnisse vorerst in den Riemenbeanspruchungsbereich extrapoliert werden mussten. Mit diesen vorläufigen Ergebnissen konnten die Einzelverluste aus den folgend genannten Wirkmechanismen abgeschätzt und zwei dominante (für den betrachteten Riemen) festgestellt werden.

Hinsichtlich numerischer Berechnungen verfügt Optibelt über zwei Lizenzen des FE-Simulationswerkzeuges ANSYS, das viskoelastische Materialeigenschaften verarbeiten

und Verlustarbeiten (sowohl Coulomb'sche Reibung als auch Materialhysterese) berechnen und ausgeben kann.

In ersten Vorversuchen konnte die grundsätzliche Eignung von ANSYS für die Berechnung der inneren Riemenverluste bestätigt und Temperaturverteilungen im Riemen berechnet werden, die gut mit denen aus den o.g. Experimenten übereinstimmen. **Abbildung 5** zeigt Ergebnisplots der beiden Simulationen und den in ersten Vorversuchen bestätigten Plan, wie viskoelastische und thermische FE-Simulation gekoppelt werden.

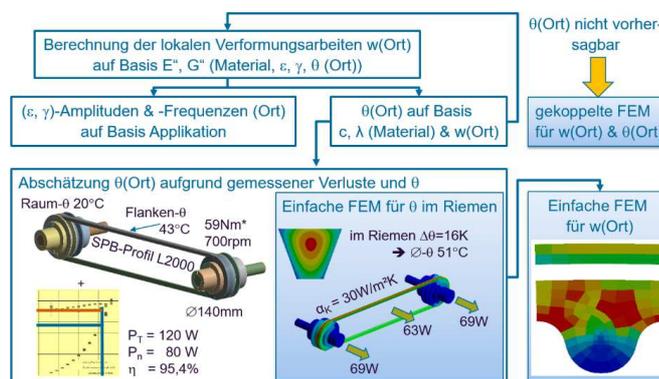


Abbildung 5: FE-Simulationen zur Riemenverlustberechnung

1.4 Für die Förderung beantragte Arbeiten

Insgesamt zur Förderung beantragt wurden Arbeiten, welche die Effizienz von Riemenantrieben steigern sollen. Dazu sind verschiedene Aufgabenpakete erstellt worden. Diese beinhalten die Steigerung der Effizienz des Produktes an sich, über die Entwicklung wirkungsgradgesteigerter Riemenkonstruktionen. Weiterhin, zur Optimierung von Gesamtantrieben, sollen die Einflussparameter aufgezeigt und separiert werden, um gezielte Maßnahmen ergreifen zu können.

Dazu sind umfangreiche Messungen auf dem erwähnten Wirkungsgradprüfstand notwendig. Hiermit sollen die vermuteten Wirkmechanismen evaluiert werden, sowie neue Entwicklungen auf ihre Funktion überprüft werden.

2 Umsetzung der Aufgabenpakete

Dieses Kapitel handelt von der Bearbeitung und Lösungsfindung der gestellten Aufgabenpakete. Es geht im Detail auf die insgesamt vier Pakete Material, Wirkmechanismen, Versuch und Energierechner und ihrer engen Verknüpfung untereinander ein. Beginnend mit einer grundlegenden Beschreibung des Aufgabenpakets, folgt die Methodik, bzw. Lösungsbeschreibung.

Da es innerhalb der Abarbeitung der Aufgabenpakete zu neu gewonnenen Erkenntnissen gekommen ist, wird es innerhalb des einzelnen Aufgabenpakets zu Sprüngen zwischen den Aufgabenpaketen kommen. Diese sind durch Verweise auf das jeweilige Kapitel gekennzeichnet.

2.1 Material

Die in dieser Arbeit betrachteten Riemen sind ausschließlich aus Elastomer-Werkstoffen hergestellt. Damit unterliegt das Verformungsverhalten des Riemens grundsätzlich den elastomeren Eigenschaften des Werkstoffs. Ein Elastomer besitzt üblicherweise ein elastisches Verhalten, abhängig vom Speichermodul E' . Je höher dieses Speichermodul ist, desto geringer sind unter einer konstanten äußeren Last die Verformungen. Diese rein elastische Verformung führt allerdings noch zu keinen inneren Verlusten, da sie vollständig reversibel ist.

Für die inneren Verluste sind die viskosen Fließverluste des Elastomers verantwortlich, die charakteristische Größe hierfür ist das Verlustmodul E'' . Das Verhältnis von Verlustmodul E'' zu E' ist als $\tan(\delta)$ definiert. In Riemenlängsrichtung ist man bestrebt, da hier die Verformung überwiegend vom Scheibendurchmesser abhängt, ein möglichst geringes Speichermodul zu haben („Biegewillig“). In Querrichtung hingegen möchte man ein hohes Speichermodul haben, um möglichst geringe Verformungen durch die anliegende Vorspannkraft F_V und das zu übertragene Drehmoment T zu bekommen (vgl. **Kapitel 2.2.1**).

Ziel dieses Kapitels ist es also unter anderem zuerst einmal die Speicher- und Verlustmodule verwendeter Optibelt Mischungen zu bestimmen und Kennwertfelder zu

erstellen. Diese Werte lassen sich sowohl für überschlägige Verlustberechnungen, sowie als Materialparameter für numerische Rechnungen verwenden.

2.1.1 Lösungsansätze

Für die Erstellung der erwähnten Kennwertfelder sind sowohl statische, als auch dynamische Prüfungen durchgeführt worden. Für die statischen Prüfungen werden Probekörper als S2-Schulterstäbe und Gabo-Körper hergestellt. Diese beiden Geometrien werden mit Hilfe einer Zug-Druck-Prüfmaschine geprüft.

Bei der statischen Messung werden Spannungs-Dehnungs-Kurven des Materials aufgezeichnet. Berücksichtigt werden zwei verschiedene Verformungsarten. Zum einen die unidirektionale Zugverformung an Schulterstäben, zum anderen die unidirektionale Druckverformung an Gabo-Körpern. Aus dem Druckverformungsverhalten lässt sich annähernd das Verformungsverhalten unter bidirektionaler Beanspruchung berechnen. Um die Jungfräulichkeit der Probe zu eliminieren, werden die Schulterstäbe in die Zwick Messmaschine eingespannt und fünf Zyklen lang vorkonditioniert. Dies umfasst die Dehnung der Probe auf einen vorgegebenen Wert von $\epsilon=10\%$. Dieses jungfräuliche Verhalten besitzt, auf die Lebensdauer eines Riemens betrachtet, nur einen geringen Anteil und soll aus diesem Grund in dem Verformungsverhalten nicht berücksichtigt werden. Folgend ist in **Abbildung 6** exemplarisch das Spannungs-Dehnungs-Verhalten mit Vorkonditionierung aufgetragen. Man erkennt, dass der „jungfräuliche“ Kurvenverlauf (rot) sich von dem endgültigen Verlauf unterscheiden würde.

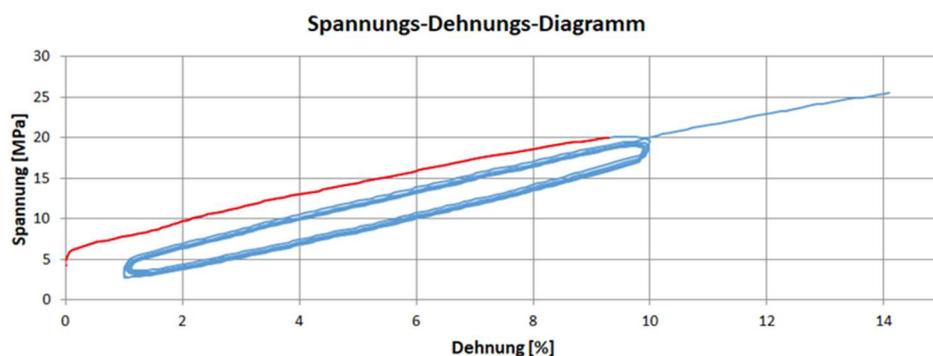


Abbildung 6: Spannungs-Dehnungs-Diagramm einer Materialprobe unter Zugbelastung

Die gleiche Prozedur wird für die Druckprüfung der Gabo-Körper angewendet. Alle statischen Prüfungen werden unter Berücksichtigung verschiedener Temperaturen durchgeführt, um die Entfestigung des Materials unter Wärme berücksichtigen zu können. Ein typischer Verformungsverlauf bei unterschiedlich temperierten Proben ist in folgender **Abbildung 7** zu sehen.

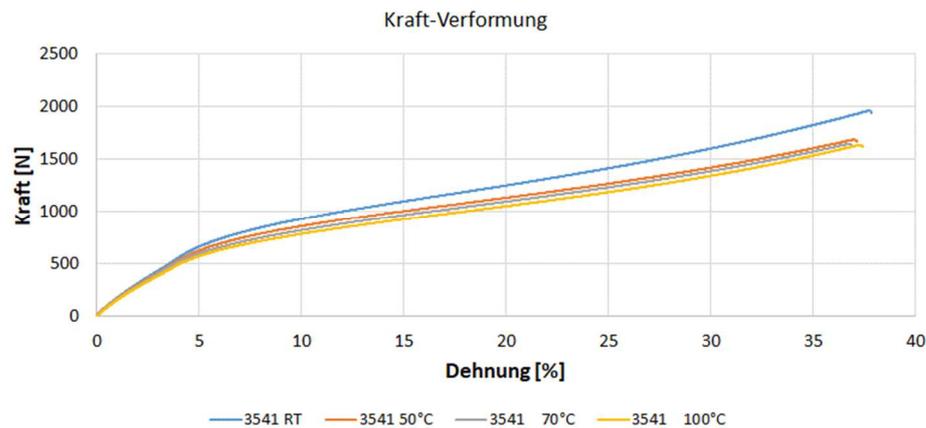


Abbildung 7: Temperatureinfluss auf das Verformungsverhalten

Neben dem statischen Verhalten muss zusätzlich das dynamische Verhalten der Werkstoffe berücksichtigt und vermessen werden. Dies geschieht mittels Dynamisch-Mechanischer-Analyse (DMA). Die Probenkörper sind auch hier Schulterstäbe für den Zug-Modus und Gabo-Körper für den Druck-Modus. Der Probenkörper wird mit einer sinusförmigen Last beaufschlagt, zu sehen in **Abbildung 8 (a)**. Da der Sinus um eine gewisse Grundbelastung schwingt, muss diese Grundbelastung größer als die kleinste Amplitude sein, da andernfalls der Probekörper den Kontakt zur Messmaschine verlieren kann. Also wird die Probe mit einer statischen Vorlast und einer zusätzlichen dynamischen Last beaufschlagt.

Gegenüber steht die Belastung eines Riemens in der Riemenscheibe. Hier erfährt ein Partialbereich des Riemens die in **Abbildung 8 (b)** dargestellte Belastung. Diese steigt aus der Nulllage heraus beim Einlauf in die Scheibe an und nimmt zum Scheibenaustritt hin ab.

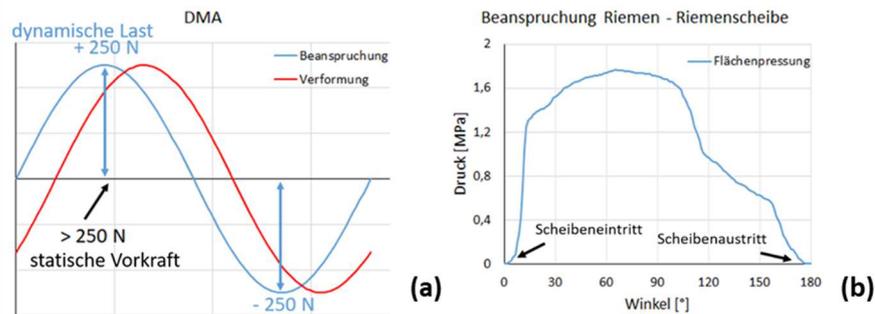


Abbildung 8: Beanspruchung DMA (a) und tatsächliche Beanspruchung innerhalb der Riemenscheibe (b)

Durch die Investition in die Erweiterung des Prüfgeräts können dynamische Prüfungen von Materialproben näher am tatsächlichen Betriebspunkt durchgeführt werden. Die Belastungsform war nämlich vorerst auf eine sinusförmige Belastung beschränkt. Mit der Erweiterung lassen sich beliebige Kurvenverläufe der Belastung als Anregungsfunktion einstellen.

Weiterhin hängen Verlustmodul E'' und Speichermodul E' von weiteren Faktoren ab. Folgend ist in **Abbildung 9** die Abhängigkeit des Verlustmoduls über die Amplitude der Verformung zu sehen. Es wird ersichtlich, dass ein nichtlineares Verhalten der beiden Einflussgrößen auf das Verlustmodul vorliegt. Mit steigender Temperatur und größerer Amplitude nimmt der Betrag des Verlustmoduls ab. Dieses Verhalten gilt analog zum Speichermodul.

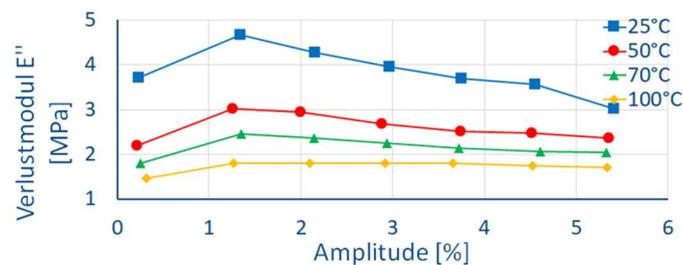


Abbildung 9: Abhängigkeit des Verlustmoduls von der Amplitude

Allgemein werden die Differenzen des Verlustmoduls bei unterschiedlichen Temperaturen mit steigender Amplitude kleiner.

Weitere Abhängigkeiten sind in folgender **Abbildung 10** dargestellt. Das Diagramm zeigt den Frequenz-Temperatur-Einfluss auf das Verlustmodul. Eine steigende Temperatur bewirkt nach wie vor ein Abfallen des Verlustmoduls. Mit steigender Frequenz allerdings, steigt auch der Betrag des Verlustmoduls an.

Das bedeutet, dass auch später im Antrieb, wo die Frequenz in Abhängigkeit zu Riemenlänge, Scheibenzahl und Antriebsdrehzahl steht, je nach Antriebsgeometrie ein bestimmtes Verlust- und Speichermodul vorliegt.

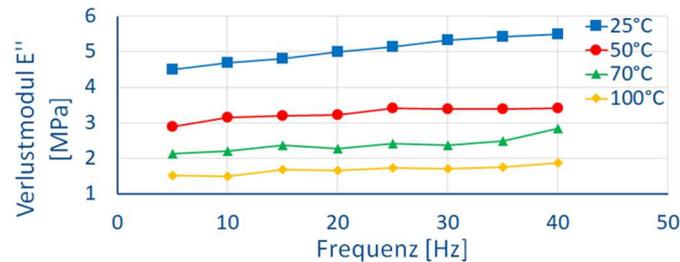


Abbildung 10: Verlustmodul in Abhängigkeit der Frequenz

All diese Einflüsse auf die Materialparameter müssen später bei der Berechnung der Verlustleistung berücksichtigt werden. Üblicherweise ist das Verlustmodul eine Funktion von $E'' = F(\vartheta, \varepsilon, f)$. Über Ausgleichsflächen sind die zuvor vermessen Proben charakterisiert worden. Dargestellt ist eine Flächenfunktion in **Abbildung 11 (a)**.

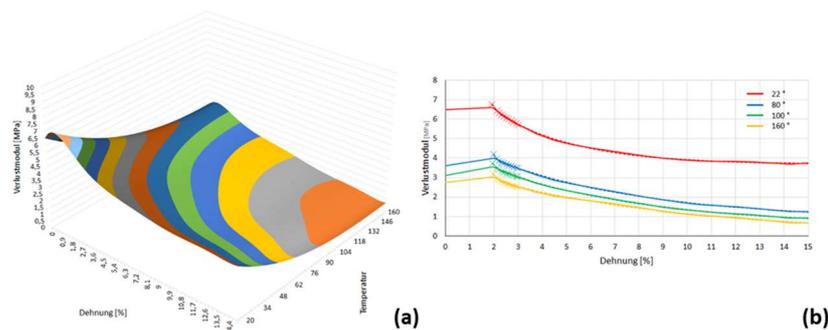


Abbildung 11: Ausgleichsfläche (a) Amplituden-Temperaturabhängigkeit und Rohdaten (b)

Basierend auf den Messdaten, hier exemplarisch bei verschiedenen Temperaturen **(b)**, wird mittels Interpolation, mit mehreren Variablen, wie beispielsweise Temperatur, Amplitude, oder Frequenz, eine mathematische Funktion gebildet, aus der das Verlustmodul an einem bestimmten Betriebspunkt bestimmt werden kann. Dieses Verlustmodul wird bei den weiterführenden Berechnungen im **Kapitel 2.2.2** genutzt.

Neben der Erstellung der Messdaten, um Berechnungen durchführen zu können, gilt die Wichtigkeit in diesem Abschnitt ebenfalls der Anpassung der Materialien bzw. der Riemenkonstruktion. Die Module des Materials lassen sich durch unterschiedliche Faktoren beeinflussen:

- Art des Polymers (Makro- / Mikrostruktur)
- Füllstoffe (Art des Füllstoffs / Füllstoffwechselwirkung)
- Vernetzungssystem (Vernetzungsdichte / Vernetzungsart)

- Fasern (Matrixunabhängige Versteifung)
- Weichmacher

Aus dem **Kapitel 2.2** und **Kapitel 2.3** ist erkenntlich geworden, dass der Riemen von seiner geraden Form im Trum zu einer gekrümmten Form in der Scheibe gezwungen wird. Die inneren Verluste aufgrund von Deformation hängen hier überwiegend vom (fixen) Scheibendurchmesser ab. Da hier der Riemen eine vorgegebene Verformung erfährt, kann eine Verringerung der Verlustleistung in dieser Hinsicht also nur über die Anpassung des Materials, bzw. der Materialanordnung erfolgen.

Die erste Überlegung ist, dass Verlustmodul zu reduzieren. Da sich dieses jedoch annähernd proportional zum Speichermodul verhält, würde man eine höhere Verformung in Querrichtung bekommen. Da dies hinsichtlich der inneren Gesamtverluste nachteilig ist, wurde sich dazu entschieden einen „Hybriden“ Mischungsaufbau zu wählen (siehe **Abbildung 12**).

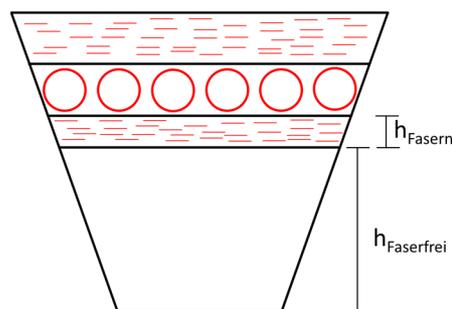


Abbildung 12: Konstruktiver Aufbau Hybridriemen

Für diese Riemenkonstruktion wird eine Fasermischung oberhalb und direkt unterhalb des Zugstrangs verwendet, um die nötige Stabilität in Querrichtung zu gewährleisten. Eine hysteresearme, weiche, faserfreie Mischung wird im unteren Teil des Kernes verwendet, da hier unvermeidlich die größten Verformungen aufgrund der Umschlingung auftreten.

Mittels numerischer Berechnungen und der bisher gewonnenen Materialdaten wurde ein optimales Verhältnis zwischen der Bauhöhe der fasergefüllten Mischung und der faserfreien Mischung ermittelt. Hier wurde im Modell ein Zwei-Scheiben-Antrieb mit seinen Randbedingungen nachgestellt. Als Auswertungsgröße wurde die berechnete innere Verlustleistung herangezogen. Auch wenn eine exakte Berechnung der Verluste nicht möglich war, so konnte bei gleichen Materialparametern ein relativer Unterschied zwischen den einzelnen Konstruktionen bewertet werden.

2.1.2 Wirkungsgradsteigerungen für neue Optibelt-Keilriemen mit optimiertem Material und Anordnung

Der im vorigen Kapitel erwähnte „Hybrid“ Keilriemen wurde mit dem in **Kapitel 2.3** genannten Prüfaufbau gemessen und mit Produkten einer ähnlicher Leistungsklasse verglichen. In der folgenden **Abbildung 13** ist ein Vergleich der inneren Verluste des Hybrid-Riemens mit einem Keilriemen vergleichbarer Leistungsklasse zu sehen.

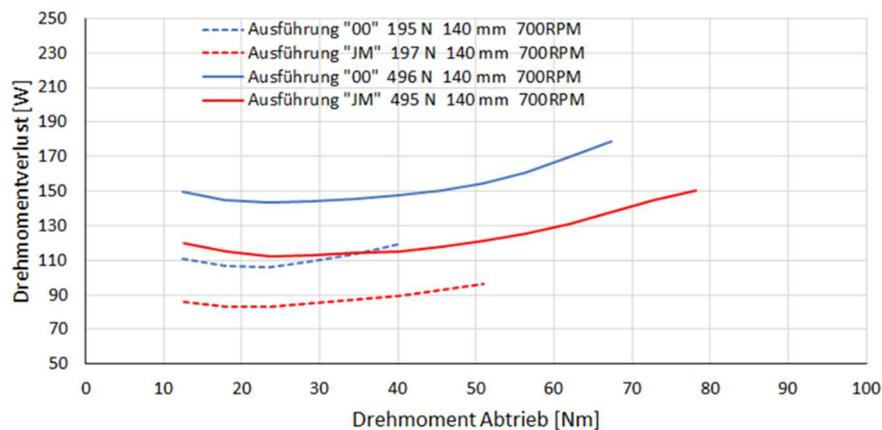


Abbildung 13: Innere Verluste der Neuentwicklung mit einem Vergleichsriemen

Es sind jeweils zwei Kurvenverläufe dargestellt. Ein Verlauf für eine niedrige Vorspannkraft und ein Verlauf für eine hohe Vorspannkraft. Der Scheibendurchmesser ist für beide Messungen mit $d = 140 \text{ mm}$ konstant gehalten. Die Messungen wurden bei einer Drehzahl von $n = 700 \text{ U/min}$ durchgeführt.

Für die niedrige Vorspannkraft betrug die Eingangsleistung im optimalen Betriebspunkt in etwa $P_1 = 2,6 \text{ kW}$. Davon waren anteilig für den Referenzriemen die inneren Verluste $P_{VT} = 113,4 \text{ W}$, für den Hybrid-Riemen $P_{VT} = 87,0 \text{ W}$, was in etwa 1% weniger innerer Verlustleistung entspricht.

Bei der höheren Vorspannkraft betrug die Eingangsleistung im optimalen Betriebspunkt $P_1 = 4,3 \text{ kW}$. Der Referenzriemen besaß anteilig eine innere Verlustleistung von rund $P_{VT} = 160,5 \text{ W}$. Der Hybrid-Riemen hatte im gleichen Betriebspunkt eine Verlustleistung von $P_{VT} = 125,77 \text{ W}$. Dies ergibt eine Differenz von ca. 0,8%.

Für beide Riemen zeigte sich bei steigender zu übertragender Last ein exponentiell zunehmender Wert der inneren Verlustleistung. Dies hängt zum einen mit dem quadratischen Einfluss des Deformationsverhältnisses zusammen. Zum anderen steigt der Schlupf des Riemens mit steigender Last an, was zu einer übermäßigen Erhitzung

und somit Erweichen des Materials führt. Grundsätzlich ist dieses Verhalten für jegliche Riemenantriebe zu berücksichtigen, also ein Betrieb des Riemens im Überlastbereich, bzw. mit nicht passender Vorspannung ist zu vermeiden.

2.1.3 Mögliche Energie- und CO₂-Einsparung mit diesen Keilriemen

In diesem Kapitel wird das Potenzial des neu entwickelten Riemens hinsichtlich der Einsparung von Energie aufgezeigt. Im vorigen Kapitel konnte versuchsbasierend eine Einsparung der inneren Verlustleistung von ca. 0,8 % nachgewiesen werden. Sicherlich scheint dieser Wert, auf einen Einzelriemen betrachtet, verschwindend gering. Führt man sich jedoch einmal weltweit die Vielzahl an Riemenantrieben vor Augen wird das enorme Potenzial sichtbar. Dies soll folgende Rechnung zeigen, basierend auf nachstehende Werte:

- 0,8% Ersparnis gegenüber vergleichbarem Riemen ($\Delta\eta$)
- 5000h mittlere Lebensdauer eines Riemens (a)
- 30 mio. verkaufte Riemen im Jahr 2017 (Anz)
- Eingangsleistung von $P_1 = 4,3 \text{ kW}$

Die eingesparte Energie wird durch Multiplikation der Werte berechnet:

$$\text{Ersparnis} = P_1 \cdot \Delta\eta \cdot a \cdot Anz \text{ [TWh]} \quad (1)$$

$$\text{Ersparnis} = 4,3 \text{ kW} \cdot 0,8 \% \cdot 5000\text{h} \cdot 30 \text{ mio.}$$

$$\text{Ersparnis} = 5,16 \text{ TWh}$$

Die berechnete Ersparnis von 5,16 TWh entspricht ca. 1% des Netto-Stromverbrauchs in Deutschland 2021³. Zu berücksichtigen ist hierbei, dass die berechnete Einsparung für einen Zwei-Scheiben Antrieb gilt. Da es in der Industrie einige, im Landmaschinenbereich sogar vorwiegend Antriebe mit mehr als zwei Riemenscheiben gibt sind die Einsparungen entsprechend höher, da mit einer Ersparnis pro Riemenscheibe gerechnet werden muss.

³ <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/164149/umfrage/netto-stromverbrauch-in-deutschland-seit-1999>
am 06.03.2023

2.2 Wirkmechanismen

Der Antriebsriemen ist auf seinem Umlauf gewissen verlustbehafteten Belastungen ausgesetzt. In diesem Kapitel werden die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Verluste eines Riemenantriebs hergeleitet und diskutiert. Unterschieden werden muss dabei zwischen den aus der Verformung des Riemens entstehenden „inneren“ Verlustleistungen und der „äußeren“ Verluste aufgrund von Schlupf, also einer Relativbewegung zwischen Riemen und Riemenscheibe. Die aufgestellten Hypothesen sollen im Kapitel „Versuch“ bestätigt, oder ggf. widerlegt werden.

2.2.1 Auflistung und Wertung der für innere Keilriemenverluste relevanten Wirkmechanismen

Wie zuvor erwähnt gibt es eine Vielzahl an Einflüssen auf den Wirkungsgrad eines Riemenantriebs. Hier wird sich auf die „inneren“, der verformungsbehafteten Verluste, konzentriert. Eine Übersicht ist in folgender **Abbildung 14** zu sehen.

Innere (viskoelastische) Momentenverluste	Vermutete Wirkparameter	Vermutete Wechselwirkungen
• Rücken-Dehnung/Stauchung in Scheibe	Durchmesser, Drehzahl	Leistung, Rü.Ro.
• Kern-Stauchung/Dehnung in Scheibe	Durchmesser, Drehzahl	Leistung, Rü.Ro.
• Quer-Kompression in Scheibe	Vorspannung, Drehzahl	Leistung, Rü.Ro.
• Scherung in Scheibe	Tangentialkraft, Drehzahl	Leistung
• Corddehnung	Tangentialkraft	Wartungsfreiheit
• Dehnung Rücken/Kern mit Cord	Tangentialkraft, Drehzahl	-
Äußere (Coulombsche) Momentenverluste		
• Reibung bei Radialbewegung in Scheibe	Vorspannung, Drehzahl	Geräusch
• Reibung in Lagern, Spannern etc.		

Abbildung 14: Auflistung der vermuteten Wirkparameter eines Keilriemens auf die Verluste

Die in diesem Forschungsvorhaben untersuchten Antriebsriemen bestehen typischerweise aus einem Zugstrang mit oberhalb liegendem Riemenrücken und unterhalb des Zugstrang liegendem Kern. Der Zugstrang wird als neutrale Faser definiert, in dieser sind die Dehnungen in Riemenumlaufichtung, aufgrund der Umschlingung um die Scheibe, gleich Null.

Läuft der Riemen in die Riemenscheibe erfährt zum einen der Riemenrücken eine Dehnung, zum anderen der Kern eine Stauchung (negative Dehnung). Die Höhe des Betrags dieser Dehnungen ist größtenteils durch die Scheibengeometrie, bzw. des Scheibendurchmessers vorgegeben. Läuft der Riemen über eine Rückenrolle ändern sich entsprechend die Vorzeichen der Dehnungen. Da es sich ausschließlich um einen Zwei-Scheiben Prüfstand handelt, sind Rückenrollen in dieser Forschungsarbeit jedoch nicht berücksichtigt worden. Dieses Verhalten des Riemens innerhalb der Riemenscheibe ist in folgender **Abbildung 15** skizziert.

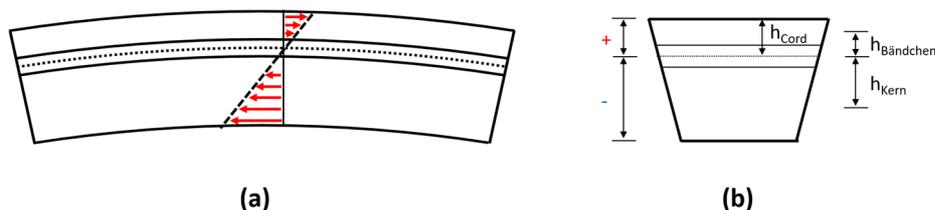


Abbildung 15: Umschlingung des Riemens um die Riemenscheibe am Beispiel eines Keilriemens

Eine weitere verlustbehaftete Verformungskomponente, die ein Keilriemen innerhalb der Scheibe besitzt, ist die Querverformung. Hier wird der Riemen in seiner Querrichtung, bzw. axialer Richtung der Antriebswellen komprimiert. Haupteinfluss auf den Betrag der Verformung ist die Vorspannung des Riemens, sowie das zu übertragene Drehmoment, bzw. die Umfangskraft F_U . Indirekt ebenfalls der Scheibendurchmesser, da bei sich änderndem Durchmesser weniger, respektive mehr Flankenfläche zur Verfügung steht, auf der sich die äußeren Kräfte verteilen können. Das Verformungsbild ist in **Abbildung 16** dargestellt.

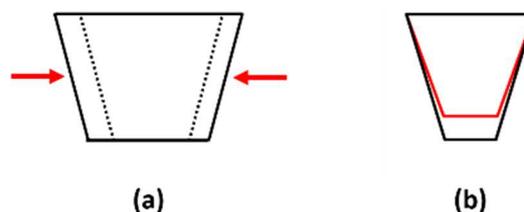


Abbildung 16: Querverformung eines Keilriemens in der Riemenscheibe

Ein weiteres von der Vorspannung und Umfangskraft abhängiges Verformungsbild ist die Scherung des Riemens innerhalb der Riemenscheibe. Der Zugstrang besitzt aufgrund seiner Materialeigenschaften in Riemenlängsrichtung ein vielfach höheres Elastizitätsmodul, was ihn bei gleicher Kraft weniger verformen lässt, weshalb der zugstrangnahe Teil des Riemens dem entfernten Teil „vorausleitet“, da der untere Teil des

Riemens in höherem Maße an der Scheibe haftet. **Abbildung 17** zeigt eine Berechnung des Riemens innerhalb der Scheibe. Der angesprochene Effekt ist gut anhand der Struktur des Rechengitters zu erkennen. Dieses zeigt im unteren Bereich einen Versatz gegenüber dem Bereich in Zugstrangnähe.

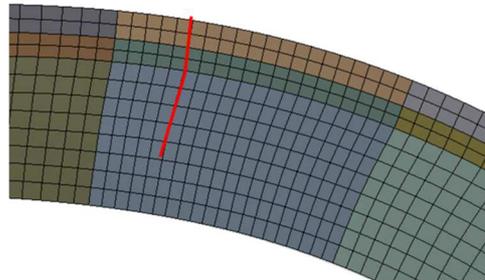


Abbildung 17: Scherung des Riemens innerhalb der Riemenscheibe

Die Corddehnung spielt im aktuellen Kapitel eine untergeordnete Rolle, da diese im Wesentlichen einen Einfluss auf die Drehzahlverluste besitzt, weniger auf die Drehmomentverluste. Sicherlich wird auch der Zugstrang innere Verluste, durch ein Reiben der einzelnen Filamente untereinander besitzen. Die quantitative Bestimmung dieser Verluste wurde in dieser Arbeit als nicht signifikant bewertet und somit nicht durchgeführt.

2.2.2 Berechnungsverfahren für die relevanten Wirkungsmechanismen

Für eine erste überschlägige Rechnung können die Haupteinflüsse auf die inneren Verluste analytisch bestimmt werden. Um die dissipierte Energie eines Elastomers zu berechnen, gilt folgender mathematischer Zusammenhang:

$$W_{Diss} = \pi \cdot E'' \cdot V \cdot \gamma_0^2 \quad (2)$$

Für das Verlustmodul E'' konnten in **Kapitel 2.1** für das jeweilige Material Funktionen in Abhängigkeit der Randbedingungen gebildet werden. Das Volumen der jeweils betrachteten Riemenkomponente ist ebenfalls bekannt. Das Deformationsverhältnis muss für jede Verformungsart einzeln bestimmt werden.

Als Haupteinflussgröße wird die Stauchung, bzw. Dehnung des Riemens beim Scheibeneinlauf angesehen. Diese lässt sich über folgenden Zusammenhang berechnen:

$$\gamma_0 = \frac{r_{Scheibe} - h_{Komp}}{r_{Scheibe} - h_{Cord}} - 1 \quad (3)$$

Das Verhältnis hängt also im Wesentlichen vom Scheibendurchmesser und der mittlere Abstand der Riemenkomponente zur neutralen Faser ab.

Als weiterer erheblicher Einfluss wird die Querverformung angenommen. Diese ist abhängig von der Riemenvorspannung und dem anliegenden Drehmoment. Eine Schwierigkeit bei der Berechnung ebendieser liegt darin, dass zwischen Riemen und Riemenscheibe eine Differenz im Flankenwinkel vorliegt. Diese Differenz trägt der Gestaltänderung des Riemens bei seiner Biegung in der Scheibe Rechnung, kompensiert aber nur beim Referenz-Scheibendurchmesser komplett. Somit werden eben manche Riemenabschnitte mehr und manche weniger in Querrichtung belastet. Für diese Berechnung wird angenommen, dass der Riemen komplett gleichmäßig anliegt.

Die Vorspannkraft F_V ist eine bekannte Größe, die Umfangskraft F_U lässt sich aus dem Drehmoment berechnen und wird zur Vorspannkraft dazu addiert:

$$F_U = \frac{T}{2 \cdot r_{Scheibe}} \quad (4)$$

Somit ergibt sich für die gesamte Trumkraft:

$$F_{ges} = F_U + F_V \quad (5)$$

Mit dieser Kraft, die im Lasttrum anliegt, wird eine maximale Flächenpressung im Bereich des Scheibeneinlaufs über folgenden mathematischen Zusammenhang berechnet:

$$p_{max} = \frac{F_{ges}}{h \cdot (r_i + r_a) \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (6)$$

Mit diesem Wert für die Flächenpressung und dem Temperaturwert aus den Versuchsdaten wurde mittels der Materialdaten und der darin verwendeten Probengeometrie aus **Kapitel 2.1** auf ein Verformungsverhältnis γ_0 in Querrichtung zurückgerechnet.

Die Werte wurden in die Gleichung für die Verlustleistung eingesetzt und diese für jede Komponente und Verformungsart bestimmt. Es stellte sich heraus, dass nach diesem Vorgehen die Ergebnisse stark abhängig von den Materialparametern waren. Für harte Mischungen entstand ein Großteil der Verluste aus dem Biegen um die Riemenscheibe. Nur ein kleiner Teil entstand aus der Querverformung. Daraus scheint zu folgen, dass die inneren Verluste weitestgehend unabhängig von der Belastung des Riemens sind, vielmehr allerdings von der Riemenscheibengeometrie.

Bei weicheren Mischungen hingegen entstand rechnerisch nur ein kleiner Teil aus der Umschlingung. Der größte Anteil resultierte aus der Vergrößerung des Drehmoments, bzw. Erhöhung der Vorspannung. Dies kann jedoch mit den Messdaten aus **Kapitel 2.3** widerlegt werden. In folgender **Abbildung 18** sind zwei Diagramme mit der inneren Verlustleistung über das Abtriebs-Drehmoment zu sehen. Generell zeigen die Diagramme unterschiedliche innere Verlustleistungen. Dies kann jedoch auch an der grundsätzlichen Mischungszusammensetzung, bzw. an dem Unterschied im Grundpolymer liegen. Berücksichtigt werden sollen primär die mechanischen Eigenschaften, also die Differenz zwischen weicher Mischung (E' und E'' klein) zu (E' und E'' größer), da in den analytischen Formeln zur Querverformung die Komponente der Verformung im Quadrat einfließt.

In dem linken Diagramm (a) wurde ein Keilriemen mit weicher Mischung gemessen. Die Spreizung von minimalem zu maximalem Drehmomentverlust lag bei etwa 50W. In dem rechten Diagramm (b) ist ein Keilriemen mit härterer Mischung zu sehen. Hier lag die Spreizung ebenfalls bei etwa 50W.

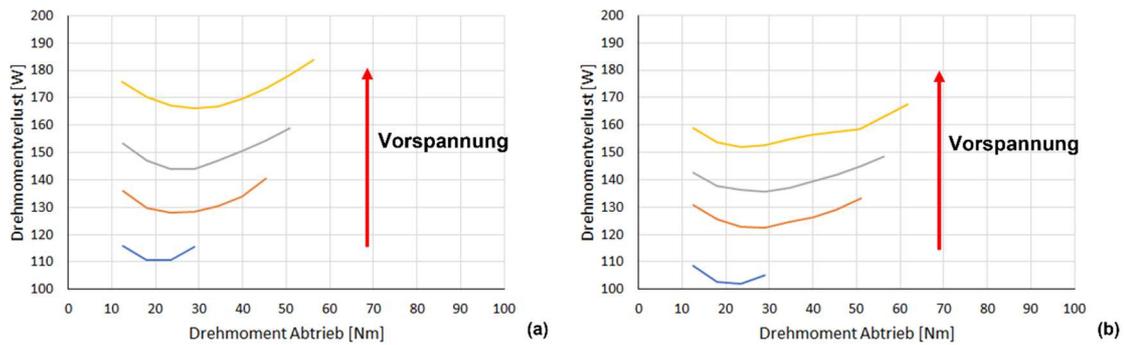


Abbildung 18: Innere Verlustleistung eines Keilriemens mit weicher Mischung (a) und härterer Mischung (b)

In der „händischen“ Rechnung hingegen wird der Querverformung bei weichen Mischungen ein zu großer Anteil zugerechnet, sodass die Spreizung zwischen minimalem und maximalem Messwert auf dem Prüfstand deutlich größer sein müsste. Hinsichtlich der Querverformung verformt sich der Keilriemen mit weicher Mischung sicherlich in höherem Maße, dadurch wird sich allerdings auch mehr anliegende Flankenfläche in der Scheibe befinden, auf die sich der Druck verteilen kann.

Aufgrund solcher komplexen Verformungsbilder war es nicht möglich mit analytischen Berechnungen konsistente Ergebnisse zu erzielen.

Daher wurden ebenfalls numerische Berechnungen durchgeführt, um die erwähnten Verformungen abbilden zu können. Zur Geometrieerstellung wurde sich an dem Prüfstandaufbau aus **Kapitel 2.3** orientiert, da hiermit die berechneten Ergebnisse validiert werden sollen.

Es handelt sich um ein in Riemenquerrichtung symmetrisches Modell, welches ausschließlich die Antriebsseite berücksichtigt. Der Aufbau erfolgt parametrisch, um verschiedene Scheibendurchmesser, Vorspannkräfte, Materialien und Lastmomente zu berücksichtigen und Parameterstudien durchzuführen. Es erfolgt eine Auswertung der inneren Verluste nach der aus **Kapitel 2.2** bekannten Aufteilung in Stauchung, Dehnung und Querverformung. Als Materialmodell wird ein hyperelastisches Fünf-Parameter-Mooney-Rivlin-Modell verwendet. Der Verlustanteil wird, analog zu der analytischen Rechnung, mittels folgender Formel berechnet:

$$W_{Diss} = \pi \cdot E'' \cdot V \cdot \gamma_0^2 \quad (2)$$

Die maximale Amplitude jedes Elements über den Scheibenumfang wurde als maximales Deformationsverhältnis genutzt. Ein Einfluss der Belastungshistorie, zum Beispiel kurz und heftig zu lang und leicht, konnte dank des neuen Zusatzelements des DMA Messgeräts ausgeschlossen werden. Dies ist in **Abbildung 19** dargestellt. Der

prozentuale Wert gibt das Verhältnis von Riemen in der Scheibe und Riemen außerhalb der Scheibe an, also das Verhältnis von Scheibendurchmesser zu Achsabstand. Geometrisch begrenzt ist dieses Verhältnis auf ca. 61%, da sich ansonsten die Riemenscheiben überschneiden würden. In den üblichen Bereichen, bis ca. 40%, sind nur geringe Abweichungen zu erkennen.

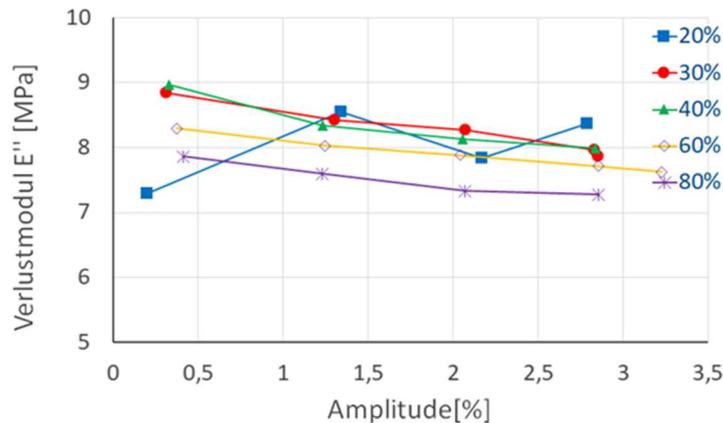


Abbildung 19: Abhängigkeit der Belastungshistorie

Ergebnisse der Berechnungen, zu sehen in **Abbildung 20** zeigen durchgehend Abweichungen im Vergleich der Zahlenwerte. Betrachtet wird ein Keilriemen bei **700 U/min** und **118 mm** Scheibendurchmesser.

Man erkennt, dass bei kleineren Lasten eine zu kleine Verlustleistung berechnet wird, diese sich mit steigendem Lastmoment aber exponentiell erhöht. Dies hängt mit gleichzeitiger Erhöhung der berücksichtigten Temperatur und der erhöhten Belastung zusammen. Es lässt vermuten, dass die stützende Wirkung des Cordes nicht in vollem Maße berücksichtigt wird, bzw. die Verluste des Cordpakets in unteren Lastbereichen fehlen.

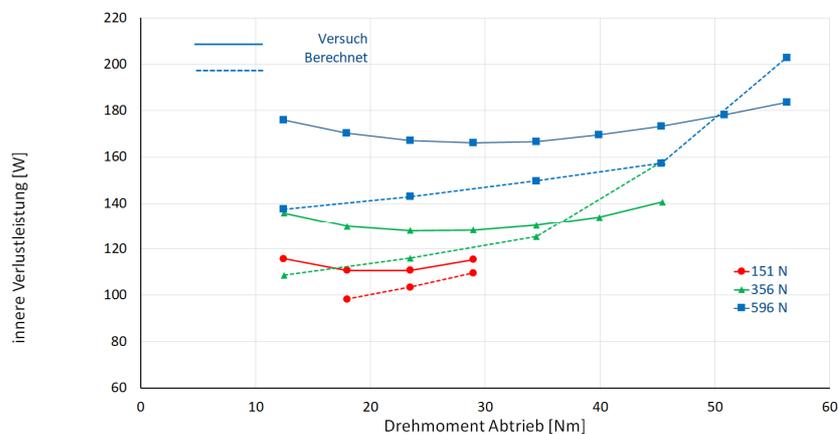


Abbildung 20: Vergleich von Berechnung und Messung

Die Abstände zwischen den einzelnen Kurven entsprechen allerdings in großem Maße den Abständen der gemessenen Kurven. Dies lässt ebenfalls vermuten, dass eine Komponente des Riemens bei der Auswertung bisher nicht in benötigtem Maße berücksichtigt wurde.

Weiterhin wurden, im Gegensatz zum analytischen Teil, die Verlustmodule nicht mit einem Faktor multipliziert, um in die Nähe des Messkurvenverlaufs zu gelangen.

Parallel zur analytischen Rechnung besitzt auch die Stauchung des Riemenkerns, in unteren Lastbereichen, den größten Anteil an den gesamten inneren Verlusten. In höheren Lastbereichen überwiegen jedoch die Querverformungsverluste.

2.3 Aufgabenpaket Versuch

Das Aufgabenpaket Versuch behandelt den Ablauf der Verlust- und Temperaturmessungen, sowie die Ergebnisaufbereitung gemäß den Vorgaben des Teilprojekts Wirkmechanismen. Das heißt Separieren in Schlupf- und Drehmomentverluste, sowie die in **Kapitel 1.3** und **Kapitel 2.2** aufgezeigten Wirkmechanismen und ihre Einflussgrößen zu validieren.

2.3.1 Durchführung

Zur Versuchsdurchführung wird der in **Kapitel 1.3** beschriebene Wirkungsgradprüfstand verwendet. Dies ist ein Zwei-Scheiben-Antrieb, der nach dem Motor – Generator Prinzip arbeitet. An beiden Scheiben sind Messflansche verbunden, die das anliegende Drehmoment und die Drehzahl der jeweiligen Scheibe messen. Da hier, neben dem zu messenden Keilriemen, keinerlei Lager, o.Ä. verlustbehaftete Elemente zwischen den Sensoren liegen, werden einzig die Verluste des Riemens berücksichtigt.

Um die in **Kapitel 2.2** erwähnten Wirkmechanismen zu bestätigen wurden verschiedene Parameter variiert. Diese sind folgend erwähnt:

- Scheibendurchmesser d
- Vorspannkraft F_V
- Drehzahl n
- Lastmoment T

Um den Einfluss der Umschlingung erkenntlich zu machen wurde der Scheibendurchmesser variiert. Hierdurch wird der Riemen bei größeren Durchmessern weniger gestaucht bzw. gedehnt. Neben der Drehzahl n hat der Durchmesser ebenfalls einen Einfluss auf die Biegefrequenz f_B , da:

$$f_B = \frac{z \cdot d \cdot \pi \cdot n}{l \cdot 60} \quad (7)$$

Somit hat die Biegefrequenz, bzw. die Änderung des Scheibendurchmessers oder der Drehzahl einen Einfluss auf die Verlustleistung, da:

$$P_{Verl} = W_{Diss} \cdot f_B \quad (8)$$

Dieser Zusammenhang musste bei der späteren Auswertung berücksichtigt werden, da somit nicht nur die geringeren Verformungen einen Einfluss auf die Verluste besitzen. Um den Einfluss der Querverformung hervorzuheben, wurde das Lastmoment in 10 Nm Schritten erhöht, sodass ein Kurvenverlauf entsteht. Sollte während der Erhöhung des Lastmoments ein Schlupf von $s \geq 2,5\%$ auftreten, wird der Versuchsdurchlauf beendet. Der Riemen würde aufgrund des hohen Schlupfes über die äußere Reibung in hohem Maße erwärmt, sodass ein Verfälschen der Messergebnisse stattfindet. Die Messung des Kurvenverlaufs wurde für unterschiedliche, schrittweise erhöhten, Vorspannkraft des Riemens durchgeführt.

In folgender **Abbildung 21** ist der Prüfstand mit vorgegebenen Größen (schwarz) und resultierenden Größen (rot) skizziert.

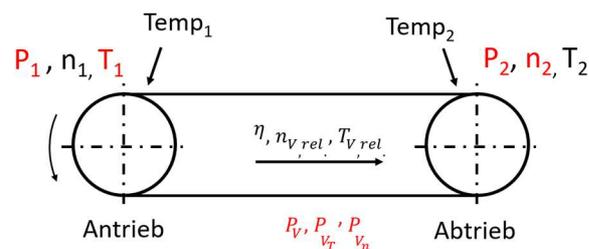


Abbildung 21: Skizzierung Wirkungsgradprüfstand mit Ein- und Ausgabegrößen

Aus den Messdaten lassen sich die absoluten Werte für die inneren und äußeren Verluste, die Eingangsleistung und Abtriebsdrehzahl berechnen. Allgemein gilt für die Leistung:

$$P = 2\pi \cdot T \cdot n \quad (9)$$

$$T_1 = \frac{T_2 \cdot (1 - n_{Vrel})}{\eta} \quad (10)$$

$$n_2 = n_1 \cdot (1 - n_{Vrel}) \quad (11)$$

$$P_V = P_1 - P_2 \quad (12)$$

$$P_{VT} = P_V \cdot \left(\frac{T_{Vrel}}{T_{Vrel} + n_{Vrel}} \right) \quad (13)$$

$$P_{Vn} = P_V \cdot \left(1 - \frac{T_{Vrel}}{T_{Vrel} + n_{Vrel}} \right) \quad (14)$$

Basierend auf diesen Gleichungen werden die vermessen Riemen hinsichtlich ihrer, aus den Randbedingungen entstandenen, Verluste ausgewertet. Die Gesamtverluste lassen

sich nach obenstehenden Formeln in die inneren und äußeren Verluste separieren. Die Betrachtung der inneren Verluste spielte in dieser Arbeit eine übergeordnete Rolle. Sofern einzelne Riementypen miteinander verglichen werden, muss auf Konsistenz der Randbedingungen geachtet werden, da alle Parameter Auswirkungen auf die inneren Verluste besitzen. Um eine vergleichbare Riemenbelastung zu erreichen wurde bei unterschiedlichen Scheibendurchmessern als Wert der X-Achse die Umfangskraft F_U gewählt, da diese hinsichtlich der Querbeltung einen vergleichbareren Wert liefert. Vor jedem Prüfablauf wird der Prüfriemen eine Stunde bei mittlerem Drehmoment einlaufen gelassen, um einen konsistenten Startpunkt für die Messungen zu bekommen. Der Wechsel der Vorspannung stellt dabei einen eigenen Prüfablauf dar, sodass nach jeder Erhöhung der Riemen eingelaufen wurde. Dies hatte zu Folge, dass die Versuchsdurchführung einen enormen zeitlichen Aufwand beanspruchte.

2.3.2 Ergebnis und Nachweis

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse und Erkenntnisse aus den dynamischen Versuchen dargestellt und erläutert. Weiterhin werden Querbezüge zu den Wirkmechanismen hergestellt.

Im ersten Schritt soll der Drehzahleinfluss in folgender **Abbildung 22** gezeigt werden. Zu sehen sind zwei Messungen eines Standard-Keilriemens bei zwei verschiedenen Drehzahlen. Die durchgezogenen Linien zeigen den Verlauf der inneren Verluste bei 700 U/min beziehungsweise 1500 U/min. Die grüne gestrichelte Linie zeigt das Verhältnis der Drehzahlen, also bei gleichem Scheibendurchmesser auch der Biegewechsel, zueinander. Dieses liegt bei $\frac{n_2}{n_1} = \frac{1500}{700} \approx 2,14$. Theoretisch sollte die innere Verlustleistung bei höherer Drehzahl also um diesen Faktor größer sein. Betrachtet man die schwarze, gestrichelte Linie ist das Verhältnis der gemessenen inneren Verluste dargestellt. Bei kleinerem Drehmoment ist das vermutete Verhalten gut zutreffend. Bei höherem Drehmoment hingegen nehmen die inneren Verluste bei hoher Drehzahl stärker zu.

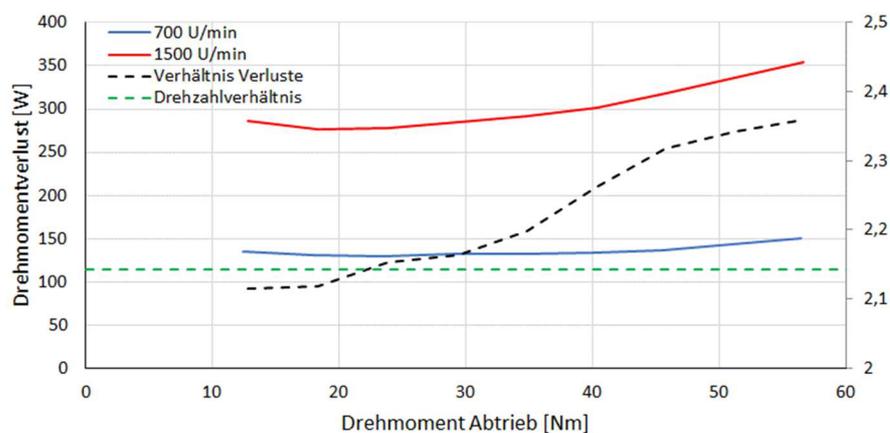


Abbildung 22: Einfluss der Drehzahl

Dies ist damit zu erklären, dass sich der Riemen während des Messvorgangs aufgrund der Verluste erwärmt. Bei höherer Drehzahl entsprechend in höherem Maße. Die Erwärmung lässt das Speicher- und Verlustmodul abfallen (siehe **Kapitel 2.1**). Somit nehmen die Verformungen zu. Da die Verformung quadratisch in die Verformungsverluste eingeht kommt es bei höherem Drehmoment zu einem steileren Anstieg der inneren Verlustleistung.

Es wird deutlich, dass durch dieses Verhalten der Messaufwand, um vergleichbare Ergebnisse zu erreichen, zusätzlich gesteigert wird, beziehungsweise eine Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit von Nöten ist.

In der folgenden **Abbildung 23** ist der Einfluss des Scheibendurchmessers in einem Diagramm dargestellt. Die Messung ist für drei unterschiedliche Scheibendurchmesser durchgeführt worden. Die Vorspannkraft war mit $F_V = 500\text{N}$ im Trum für alle Messungen gleich. Wie am Ende des vorigen Kapitels beschrieben ist in dem Diagramm auf der X-Achse die Umfangskraft aufgetragen. Die Antriebsdrehzahl lag bei allen Messungen bei $n_1 = 700 \frac{U}{min}$. Da bei gleicher Drehzahl und veränderlichem Scheibendurchmesser unterschiedliche Biegefrequenzen auftreten wurden in dem Diagramm angepasste Kurven verwendet. Die durchgezogenen Linien stellen die inneren Verluste, umgerechnet auf den Referenzdurchmesser von $d = 118\text{ mm}$, dar. Die Verlustleistung ist entsprechend geringer, im Vergleich zu den Messwerten, dargestellt als gestrichelte Linie, da hier höhere Biegefrequenzen vorliegen.

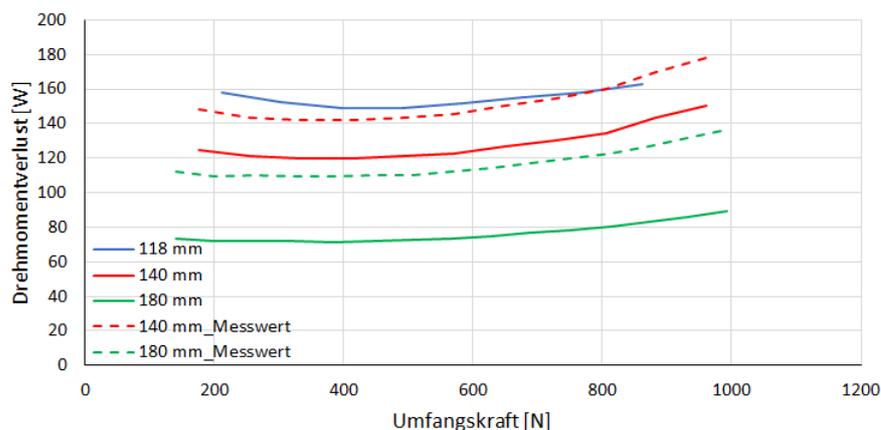


Abbildung 23: Einfluss des Scheibendurchmessers

Deutlich zu erkennen ist der positive Einfluss eines größeren Scheibendurchmessers auf die innere Verlustleistung. Die Querverformung sollte in etwa konstant in allen drei Messungen sein. Der vermutete hohe Einfluss der Riemenstauchung und -dehnung aus **Kapitel 2.2** wird damit bestätigt.

Im Folgenden soll in **Abbildung 24** der Einfluss der Rienvorspannung betrachtet werden. Für die Messungen ist ein Standard-Keilriemen mit 140 mm Scheibendurchmesser verwendet worden. Dargestellt ist im linken Diagramm der Riemenwirkungsgrad über das Drehmoment am Abtrieb. Im rechten Diagramm sind die inneren Drehmomentverluste über das Drehmoment am Abtrieb aufgetragen. Mit

steigender Vorspannung erkennt man das Verschieben des Wirkungsgradoptimums zu höheren Drehmomenten. Gerade im Teillastbereich liegt ein niedriger Gesamtwirkungsgrad vor, da wenig Leistung übertragen wird, aber die geometriegebundenen Verformungen des Riemens trotzdem vorhanden sind. Der Einfluss der Riemenvorspannung auf die inneren Verluste ist im rechten Diagramm zu erkennen. Er fällt allerdings kleiner aus als bei der Änderung des Scheibendurchmessers. Wird die Vorspannung um das 1,5-fache erhöht, so erhöhen sich die inneren Verluste um ca. 40 W. Bei der Erhöhung des Scheibendurchmessers um das 0,5-fache konnten bereits ca. 75 W eingespart werden. Der vermutete geringere Einfluss der Querverformung aus **Kapitel 2.2** wurde somit bestätigt.

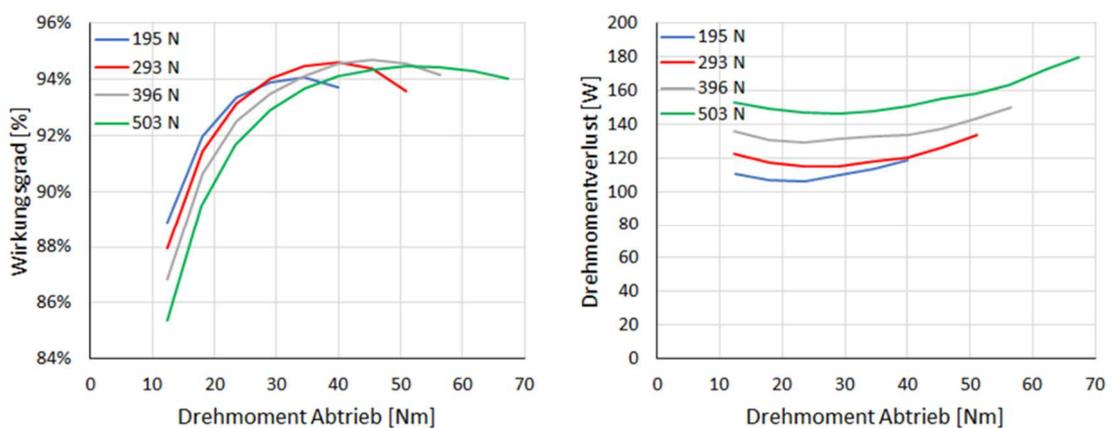


Abbildung 24: Einfluss der Riemenvorspannung

Es wurde eine Vielzahl an Riemen vermessen. Überwiegend waren dies Keilriemen, sowohl ummantelt als auch flankenoffen. Weiterhin wurden auch die Bauformen Rippenband und Zahnriemen betrachtet. Das Rippenband sollte erwartungsgemäß einen guten Wirkungsgrad aufgrund seiner niedrigen Bauhöhe und der damit verbundenen geringen Stauchung und Dehnung in Umfangsrichtung besitzen. Der Zahnriemen basiert auf dem Prinzip des Formschlusses und besitzt daher nahezu keine Drehzahlverluste. Die Drehmomentverluste entstehen aus der Zahn-Verformung und -Reibung innerhalb und mit der Riemenscheibe.

In den folgenden Diagrammen in **Abbildung 25** sind die unterschiedlichen Riementypen mit ihrem Wirkungsgrad, sowie ihren inneren Verlusten aufgetragen. Ein Vergleich der Riementypen untereinander fiel schwer, da jeder Typ sein eigenes Anwendungsgebiet besitzt und in diesem auch seine jeweiligen Vorteile ausspielen kann. Es sollte eine

grundsätzliche Übersicht geschaffen werden, um die Produktgruppen einordnen zu können.

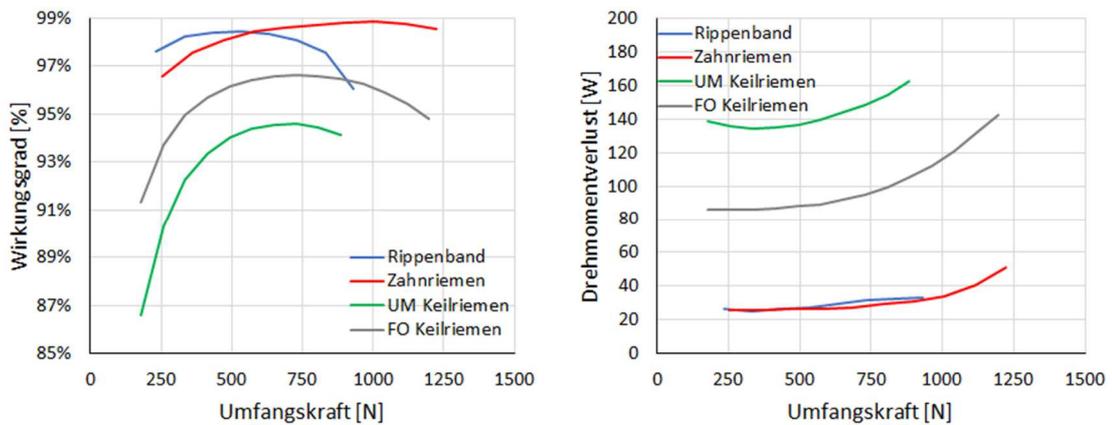


Abbildung 25: Vergleich der unterschiedlichen Riementypen

Wie zuvor erwähnt und erwartet besitzen die beiden Bauarten Rippenband und Zahnriemen den besten Gesamtwirkungsgrad. Dieser resultiert zu einem großen Teil aus den niedrigen inneren Verlusten, zu sehen im rechten Diagramm. Das Rippenband hat eine sehr geringe Bauhöhe und somit wenig Biegeverluste. Auch die Dehnung in Querrichtung fällt gering aus, da die einzelnen Rippen eine geringe Gesamtbreite aufweisen. Der Wirkungsgrad des Rippenbands fällt bei höheren Lastmomenten stark ab, da die Reibungsverluste exponentiell zunehmen.

Der Zahnriemen weist ähnliche Verformungsverluste wie das Rippenband auf. Verantwortlich hierfür sind die Verformung des Zahns innerhalb der Riemenscheibe, sowie die Zahnreibung aufgrund von Teilungsfehlern bei höheren Lasten. Letzteres ist gut an der stark zunehmenden inneren Verlustleistung zu erkennen. Aufgrund der höheren Last nimmt der Teilungsfehler zu und die Reibkraft zwischen Zahn und Zahnscheibe erhöht sich.

Es wurde eine Vielzahl an dynamischen Prüfungen durchgeführt. Die im **Kapitel 2.2** vermuteten Wirkmechanismen wurden dabei für alle getesteten Riemen weitestgehend bestätigt.

2.4 Energierechner

Dieses Teilprojekt handelt von der Zusammenführung der restlichen drei Teilprojekte. Für die dominanten Wirkmechanismen muss ein Berechnungsalgorithmus mit ausreichender Genauigkeit und kurzer Rechenzeit definiert werden. Dazu müssen die aufgestellten Hypothesen validiert und in einen mathematischen Zusammenhang gebracht werden, um eine Vorhersage für einzelne Scheiben zu ermöglichen. Eine „Verlustleistungsformel“ soll entwickelt werden, die es dem Anwendungstechniker von Riemenherstellern und -anwendern ermöglichen soll Antriebe zukünftig bereits in einer frühen Projektphase energiesparend auszuwählen und auszulegen.

2.4.1 Anforderungen

Voraussetzung für die Herleitung eines mathematischen Zusammenhangs ist das grundsätzliche Verstehen der agierenden Mechanismen und deren Wechselwirkung. Ein Produktkonfigurator muss gewählt werden, in dem der Energierechner integriert wird, um diesen einer breiten Masse zur Verfügung stellen zu können. Dabei muss die Oberfläche und Bedienung intuitiv erfolgen können.

2.4.2 Ergebnis

Während des Projektverlaufs zeigte sich, dass die grundlegenden Zusammenhänge richtig erkannt wurden. Mit einer analytischen Rechnung bedurfte es allerdings einer Vielzahl an Korrekturfaktoren, die keiner Regelmäßigkeit folgten. Auch war das Verformungsbild der Riemen zu komplex, als dass es mit analytischen Methoden hätte beschrieben werden können.

An dieser Stelle sollte die numerische Simulation hilfreich sein. Mit dieser ließen sich die komplexen Verformungsbilder zum Teil simulativ nachstellen. Gewisse Fragestellungen, wie zum Beispiel die stützende Wirkung des Cordpakets in Querrichtung konnten bisher noch nicht final geklärt werden. Aus diesem Grund entstand ebenfalls eine zum Teil

deutliche Abweichung zu den Messwerten. Für ein voll viskoelastisches Materialmodell fehlten die Möglichkeiten der korrekten Materialparameter, weshalb sich auf ein hyperelastisches Modell mit viskosem Anteil gestützt wurde. Dieses konnte jedoch die Verluste nicht gänzlich abbilden. Tendenzen ließen sich berechnen und für unterschiedliche Szenarien vorhersagen. Dies kam unter anderem bei der Riemen-Neuentwicklung zum Einsatz. Ein Berechnen der absoluten Werte war hingegen nicht möglich.

So wurde sich schließlich dazu entschieden einen Rechner zu entwerfen, der auf den Messdaten der dynamischen Versuche basiert. Hiermit sind Berechnungen von Absolutwerten möglich, um dem Anwender gewisse Auswirkungen an der Änderung eines Antriebslayouts ersichtlich zu machen. Sicherlich wurden diese Messdaten an einem Zwei-Scheiben-Prüfstand aufgezeichnet, die Auswirkung der Änderung der Parameter lässt sich allerdings ebenso auf Mehrscheibenantriebe übertragen. Deshalb soll im Folgenden der Rechenweg erläutert werden, um den Wirkungsgrad an vorgegebenen Betriebspunkten zu bestimmen. Die Grundlage bilden die zuvor gewonnenen Messdaten. Diese Messdaten sind in Abhängigkeit von Vorspannung F_V , Abtriebs-Drehmoment T_2 , Drehzahl n und Scheibendurchmesser d aufgenommen.

Für F_V und T_2 liegen die Daten in einem ausreichend engen Raster vor. Die Daten für n und d sind nur an jeweils zwei Messpunkten aufgenommen worden, da sich während der Projektarbeit der Aufwand für die Messungen herauskristallisierte.

Aus diesem Grund wird im ersten Schritt eine Flächenfunktion in Abhängigkeit von F_V und T_2 gebildet. Diese Funktion basiert auf dem Prinzip der Bezier-Flächen. Diese bieten die Möglichkeit über Stützpunkte eine Fläche aufzuspannen, welche die Messwerte hinreichend genau approximiert. In folgender **Abbildung 26** ist eine Bezier-Fläche mit ihren Stützstellen im R^3 dargestellt.

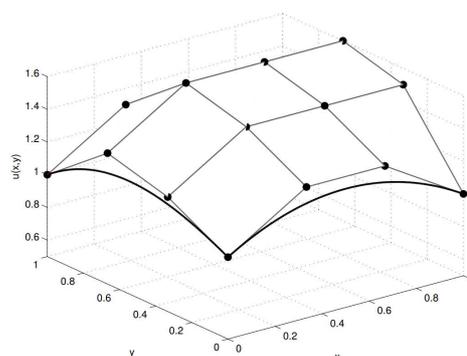


Abbildung 26: Bikubische Bezier-Fläche im R^3

Die Funktion zur Beschreibung jeglicher Punkte auf solch einer Fläche lautet:

$$p(u, v) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m a_{ij} \cdot B_i^n(u) \cdot B_j^m(v) \quad (15)$$

mit dem Bernsteinpolynom vom Grad n (hier für $B_i^n(u)$):

$$B_i^n(u) := \binom{n}{i} u^i (1-u)^{n-i}, \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (16)$$

Die Variablen u und v bewegen sich im Intervall $[0; 1]$ und stehen jeweils für den umgerechneten Wert von F_V bzw. T_2 .

Exemplarisch wird die Berechnung der Konstanten für den Verlauf der Wirkungsgradkurve betrachtet. In folgender **Abbildung 27** ist die Wertetabelle des Wirkungsgrads basierend auf den Messungen in Abhängigkeit des **Abtriebs-Drehmoments** und der **Vorspannung** zu sehen.

	151	271	356	393	417	460	486	513	542	596
12,43	0,879179	0,874303	0,865179	0,858217	0,85658	0,851443	0,847473	0,844031	0,838222	0,833481
17,93	0,908135	0,907376	0,902124	0,896606	0,89541	0,891977	0,888799	0,886924	0,881783	0,878459
23,44	0,915074	0,922511	0,91978	0,915811	0,915328	0,912813	0,910506	0,908854	0,904436	0,902454
28,95	0,906231	0,928103	0,928911	0,926023	0,925759	0,923949	0,922202	0,920746	0,917379	0,916244
34,43		0,926496	0,933173	0,930937	0,930421	0,929474	0,928433	0,927621	0,924895	0,924552
39,91			0,933742	0,932933	0,931716	0,932306	0,931639	0,931362	0,929162	0,929209
45,36			0,930075	0,932235	0,930278	0,933256	0,933132	0,932729	0,931133	0,93163
50,81						0,931881	0,93255	0,932812	0,931275	0,932443
56,27								0,931301	0,929823	0,931904

Abbildung 27: Wertetabelle aus den Messungen

Aus den Werten wird eine obere und eine untere Grenze gebildet. Dieses ist in folgender **Abbildung 28** exemplarisch für die oben gegebene Wertetabelle dargestellt. Die Grenzen berechnen sich zu:

$$F_{VU} = F_{Vmin} - 0,05 \cdot (F_{Vmax} - F_{Vmin}) \quad (17)$$

$$F_{VO} = F_{Vmax} + 0,05 \cdot (F_{Vmax} - F_{Vmin}) \quad (18)$$

	140	373,5	607
10	0,85130076	0,44658764	0,80201253
22	1,02991114	0,47882989	0,95662758
34	0,73687068	0,5365397	0,89240916
46	1,0956624	0,42457658	0,95280843
58	0,80460212	0,48347443	0,92726743

Abbildung 28: Grenzen und Konstanten der Funktion

Das gleiche Verfahren wird zur Bestimmung der oberen und unteren Grenze des Abtrieb-Drehmoments verwendet. Die **Zwischenwerte** werden so bestimmt, dass

gleiche Abstände zwischen allen benachbarten Werten vorliegen. Im nächsten Schritt werden die Werte von Moment und Vorspannung in das Intervall $[0; 1]$ umgerechnet. Dabei steht jeweils der untere Grenzwert für die "0" und der obere Grenzwert für die "1". Die errechneten Werte sind in folgender **Abbildung 29** eingetragen.

		151	271	356	393	417	460	486	513	542	596
		0,0235546	0,28051392	0,46252677	0,54175589	0,59314775	0,68522484	0,74089936	0,7987152	0,8608137	0,9764454
12,43	0,050625	0,88018953	0,87183015	0,86382857	0,8598066	0,85702298	0,85169169	0,84825394	0,84451312	0,84030132	0,83192355
17,93	0,16520833	0,9103218	0,90585251	0,9005025	0,89760784	0,8955467	0,89149269	0,88881654	0,88585809	0,88247692	0,87561912
23,44	0,28	0,91400334	0,91901085	0,91868684	0,917543	0,91647582	0,91392378	0,91198214	0,90964792	0,90678002	0,90044412
28,95	0,39479167	0,91140134	0,92331214	0,92673848	0,92693196	0,9266365	0,9252787	0,92394186	0,92214212	0,91974209	0,91398429
34,43	0,50895833		0,92586024	0,93021404	0,93090719	0,93096696	0,93030686	0,92943	0,92813836	0,92631859	0,92173654
39,91	0,623125			0,93183437	0,93238313	0,93249057	0,93219401	0,93171017	0,9309648	0,92988854	0,92712365
45,36	0,73666667			0,93145184	0,9319937	0,9322362	0,93245624	0,93245574	0,93234871	0,93211287	0,93134008
50,81	0,85020833						0,93104403	0,93186237	0,93254179	0,93307816	0,93354321
56,27	0,96395833								0,93029622	0,93126041	0,9307794

Abbildung 29: Wertetabelle mit umgerechneten Momenten und Vorspannungen

Über folgende Formel wird, hier exemplarisch für die Vorspannung F_V , der Wert berechnet:

$$v = \frac{F_{Vx} - F_{VU}}{F_{VO} - F_{VU}} \quad (19)$$

Somit ist an den jeweiligen Messpunkten der Wert innerhalb des Intervalls bestimmt und u bzw. v können in die Polynome aus **Formel (1)** und **Formel (2)** eingesetzt werden. Für den Verlauf des Wirkungsgrads über das Drehmoment wurde ein Polynom vom Grad $n = 4$ (fünf Stützstellen) verwendet, die Abhängigkeit von der Vorspannung über ein Polynom vom Grad $n = 2$ (drei Stützstellen).

Der Ergebniswert dieser Funktion wird mit dem eigentlichen Messwert am Punkt $p(u, v)$ verglichen und das Minimum der Fehlerquadrate gebildet. Dazu wird das in EXCEL verfügbare SOLVER Modul genutzt.

$$\sum (p_{\text{Messwert}} - p_{\text{Funktion}})^2 = \min \quad (20)$$

Damit erhält man die Konstanten der Flächenfunktion für den Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Drehmoments v und der Vorspannung in der Form (siehe **Abbildung 30**):

$$\begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{13} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{51} & \cdots & a_{53} \end{bmatrix} \quad (21)$$

	140	373,5	607
10	0,85130076	0,44658764	0,80201253
22	1,02991114	0,47882989	0,95662758
34	0,73687068	0,5365397	0,89240916
46	1,0956624	0,42457658	0,95280843
58	0,80460212	0,48347443	0,92726743

Abbildung 30: Konstanten der Flächenfunktion

Dieses Verfahren wird jeweils für alle gemessenen Scheibendurchmesser (118 mm, 140 mm) und Drehzahlen (700 U/min, 1500 U/min) angewendet. Aus den jeweils vier Extremwerten des Wirkungsgrads wird eine lineare Interpolation nach folgender Formel durchgeführt:

$$\eta_{ges} = \eta_{700,118} + \frac{\eta_{700,140} - \eta_{700,118}}{140 - 118} \cdot (d - 118) + \frac{\left(\eta_{1500,118} + \frac{\eta_{1500,140} - \eta_{1500,118}}{140 - 118} \cdot (d - 118) \right) - \left(\eta_{700,118} + \frac{\eta_{700,140} - \eta_{700,118}}{140 - 118} \cdot (d - 118) \right) \cdot (n - 700)}{1500 - 700} \quad (22)$$

Somit lässt sich für jeden Betriebspunkt der Wirkungsgrad für den jeweiligen Riementyp bestimmen. Das Verfahren wird jeweils zur Approximation der Wirkungsgradkurve, der Drehzahlverlustkurve und der Drehmomentverlustkurve angewendet. Hier ist gegebenenfalls ein anderer Grad der Polynomfunktion anzuwenden.

Daraus ist ein auf Messdaten basierender Energierechner entstanden. Eine erste Version im EXCEL Format ist in folgender **Abbildung 31** dargestellt. Er beinhaltet eine doppelte Ausführung der Eingabeparameter, um einen direkten Vergleich zwischen zwei Konfigurationen vornehmen zu können. Unterhalb der Eingabeparameter sind drei Diagramme angeordnet. Diese zeigen den Wirkungsgrad, die inneren Verluste und die äußeren Verluste.

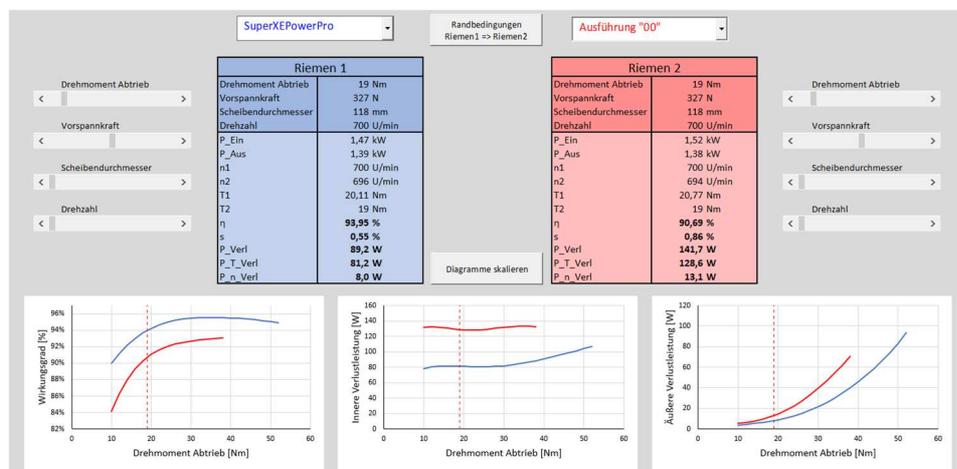


Abbildung 31: Bedienoberfläche des Energierechners

Anhand dieser interaktiven Bedienoberfläche werden getroffene Änderungen sofort ersichtlich, beziehungsweise können das Potenzial eines Antriebs aufzeigen.

2.4.3 Geplante Nutzung des Energierechners

Die mathematischen Zusammenhänge für einen auf Messdaten basierenden Rechner wurden geschaffen. Eine erste Version ist in EXCEL erstellt worden, mit der bereits erste Optimierungsaufgaben möglich sind.

Der Rechner soll in die Optibelt CAP Software integriert werden. Mit dieser Software werden Antriebe von der Anwendungstechnik und Riemennutzern ausgelegt. Die Energieverluste innerhalb dieser Software werden bisher lediglich abgeschätzt. Mit der Verknüpfung der Antriebskonfiguration können die Verluste mit Hilfe des Rechners berechnet werden.

Weiterhin können direkt mögliche Optimierungspotenziale aufgezeigt werden, die zur Einsparung von Energie beitragen.

3 Ungelöste Projektaufgaben

In diesem Projektvorhaben konnten aus vielfältigen Gründen nicht alle geplanten Projektaufgaben bewältigt werden. Die Wichtigsten sollen in diesem Abschnitt eine Erwähnung mit gleichzeitiger Begründung finden. Übergreifend ist sicherlich die pandemische Lage zu nennen die, trotz Laufzeitverlängerung, einen großen Einfluss auf das Erreichen der gesetzten Ziele hatte.

3.1 Materialparameter-basierte Keilriemen-Verlustberechnung

Wie in den vorigen Kapiteln erwähnt war eine analytische Berechnung der Verluste aufgrund des komplexen Verformungsbildes nicht möglich. Mit Hilfe der numerischen Rechnung konnte ein großer Schritt in das korrekt Abbilden der Verformungen erreicht werden. Jedoch gab es auch hier Unstimmigkeiten, die ein Über- bzw. Unterbewerten der inneren Verlustleistung bewirkten.

Der Verformungseinfluss des Cordpakets konnte numerisch bisher nicht korrekt nachgewiesen werden. Die Berechnung der Querverformung ist allerdings wichtig für die innere Verlustleistung. Auch das umhüllende Gewebe der ummantelten Keilriemen wird mit Verlusten behaftet sein. Diese konnten jedoch weder im Labor noch am dynamischen Prüfstand separiert werden, um diese somit berechnen zu können.

Zusätzlich konnten keine, für die Simulation brauchbare, voll viskoelastischen Materialparameter ermittelt werden, sodass eine Behelfsrechnung aus hyperelastischem Modell und viskosem Anteil verwendet wurde. Dies bringt zusätzliche Abweichungen. Es zeigte sich, dass der Temperatureinfluss einen großen Anteil besitzt. Eine thermisch-mechanisch gekoppelte Berechnung hätte jedoch den zeitlichen Rahmen dieser Arbeit gesprengt.

3.2 Zusatzelemente zur Anpassung der Wirkungsgradkennlinie an den Arbeitspunkt

Anhand der Wirkungsgradmessungen konnte man erkennen, dass es für bestimmte Lastbereiche eine „ideale“ Vorspannkraft des Riemens gibt. Gerade im Teillastbereich ist eine niedrige Vorspannkraft vorteilig. Es sollte ein Zusatzelement entworfen werden, welches ohne zusätzliche Spannrolle auskommt, da diese wiederum Verluste begünstigen würde.

Ein erstes Design und Funktionsprinzip wurde mittels CAD Software entworfen. Es konnte allerdings weder simulativ noch mit einem realen Prüfstandaufbau auf Funktionalität getestet werden. Die pandemische Lage erschwerte es Musterteile herstellen zu lassen. Probleme in den Lieferketten stellten ein zusätzliches Problem dar. Es wurde schließlich der Fokus auf den Energierechner und die damit verbundenen Arbeitspakete gelegt, da hier mit einer in Summe größeren Energieeinsparung gerechnet wurde.

Dadurch waren teilweise mehrere Mitarbeiter an einem Arbeitspaket gebunden, welches ein Abarbeiten gewisser anderer Arbeitspakete unmöglich machte.

4 Fazit

In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Erfahrungen und Erkenntnisse resümiert. Auch wenn aufgrund verschiedener Faktoren nicht jedes im Voraus aufgestellte Projektziel erreicht werden konnte, ist dennoch das Projekt als erfolgreich einzustufen. Die Gründe dafür sollen in den folgenden Unterkapiteln zusammengefasst und erläutert werden.

4.1 Wissenschaftliche und technische Erkenntnisse

Aus dem Betrachten des Materialverhaltens unter Laborbedingungen konnte eine Vielzahl an Zusammenhängen herausgeprüft werden. Aus diesen Zusammenhängen konnte ein numerisches Modell entwickelt werden, mit welchem sich tendenziell Verlustleistungen berechnen lassen. Weiterhin waren die Materialprüfungen wichtig, um das Verhalten eines Riemens auf einem Antrieb vorhersagen zu können.

So konnte ein Keilriemen entworfen werden, der sowohl konstruktive als auch mischungsseitige Optimierungen erhielt. Mit diesem Riemen konnten minimierte Verlustleistungen nachgewiesen werden.

Wie sich herausstellte, bedarf eine genaue Berechnung der materialabhängigen Verluste einer noch detaillierteren Betrachtung. Neben den erkannten Mechanismen und deren Anteil an der Verlustleistung gibt es weitere, noch ungeklärte, Einflussparameter.

4.2 Nutzen für Riemennutzer und Umwelt

Mit dem verlustarmen Riemen wurde in **Kapitel 2.1.3** ein enormes Potenzial an Energieeinsparungen aufgezeigt. Diese Einsparungen kommen nicht nur der Umwelt zugute, da weniger Primärenergie verbraucht wird, sondern auch dem Anwender, der seine Energiekosten senken kann.

Durch den Energierechner wurde ein Werkzeug geschaffen, welches direkt Auswirkungen auf die Änderung des Antriebslayouts aufzeigt. Dem Anwender ist somit

ein Werkzeug gegeben, welches ihn hinsichtlich der möglichen Energieeinsparungspotenziale sensibilisiert. Gerade das Betreiben von Riemen im Teillastbereich bewirkt ein unnötiges Verbrauchen von Energie. Dieses wird durch den Energierechner, welcher die Effekte visualisiert, eingedämmt.

In Verbindung mit dem verlustarmen Keilriemen und dem Energierechner entsteht ein Multiplikator-Effekt hinsichtlich der Einsparung von Energie und somit CO₂.

5 Ausblick

Für eine Berechnung der Verlustleistung einer einzelnen Scheibe ist es notwendig die viskoelastischen Materialparameter zu charakterisieren. Auch die Wechselwirkung zwischen Temperatur und innerer Verlustleistung muss definiert werden, da diese einen großen Einfluss besitzt. Dafür sind umfangreiche simulative Berechnungen nötig.

Für eine genauere Berechnung der inneren Verlustleistung ist es wichtig den Beitrag jeder einzelnen Riemenkomponente zu kennen. Dafür müssen Prüfverfahren entwickelt werden.

Der Energierechner soll in die Optibelt CAP Software integriert werden, um einem breiten Publikum die Möglichkeit zu bieten die Antriebe auf ihre möglichen Potenziale zu bewerten.

Optibelt beabsichtigt, diese Arbeiten mittelfristig auf eigene Kosten fortzusetzen und Ergebnisse, die eine Nutzung über den Optibelt-Rahmen hinaus ermöglichen, zu publizieren.

Literaturverzeichnis

Schmidt, Neumann, Schäper: Verlustleistungsanalyse von Keilriemen. Vortrag auf der 10. VDI-Fachkonferenz „Umschlingungsgetriebe 2019“ am 11./12.12.2019 in Stuttgart

Klaffner, Michel: Antriebsriemen für die Industrie – „neue“ Anforderungen und neue Lösungen. Vortrag auf der 11. VDI-Fachkonferenz „Umschlingungsgetriebe 2022“ am 13./14.12.2022 in Stuttgart

Lorenz Messtechnik GmbH,

https://www.lorenz-messtechnik.de/deutsch/produkte/rotierend_schleifringlos/mr-12.php

Statista Research Department (2022): Nettostromverbrauch in Deutschland in den Jahren 1991 bis 2021,

<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/164149/umfrage/netto-stromverbrauch-in-deutschland-seit-1999> [abgerufen am 06.03.2023]