



Verbesserung der Floating-Liner Methode zur Messung der Kolbengruppenreibung durch Einsatz doppelschrägverzahnter Zahnriemen

Jürgen Binder¹ · Malte Jaensch¹ · Georg Wachtmeister¹

Eingegangen: 6. Oktober 2021 / Angenommen: 3. März 2023 / Online publiziert: 23. März 2023
© Der/die Autor(en) 2023

Zusammenfassung

Die mechanischen Verluste von Verbrennungsmotoren hängen maßgeblich von den auftretenden Reibkräften innerhalb der Kolbengruppe ab. Da die Kolbengruppe das komplexeste tribologische System im Motor darstellt, ist ein hohes Systemverständnis notwendig, um die Bauteile gezielt zu optimieren. Um dieses Maß an Systemverständnis zu generieren, müssen die auftretenden Reibungsverluste direkt und kurbelwinkelaufgelöst gemessen werden. Eine Möglichkeit dazu bietet die Floating-Liner Methode, bei der in Einzylinder Forschungsmotoren die Laufbuchse axial schwimmend auf Kraftmessdosen gelagert wird. Eine Einschränkung dieser Messmethode ist die hohe Anfälligkeit für Störungen, vor allem aus Schwingungen des Motorbetriebs. Ein Teil dieser Schwingungen stammt aus dem Nockenwellen-Antrieb und dem bei Einzylindermotoren typischerweise verbauten Massenausgleich. Riementriebe mit kontinuierlichem Zahneingriff wie beispielsweise doppelschrägverzahnte Riemen können in der Theorie den Schwingungseinfluss dieser Antriebe reduzieren. Aus diesem Grund wurden im Rahmen dieser Arbeit zwei Riementriebe eines Einzylinder Forschungsmotors zur Reibkraftmessung nach dem Floating-Liner Prinzip mit solch doppelschrägverzahnten Riemen ausgestattet. Der kontinuierliche Zahneingriff reduziert die mittlere Schwingungsbreite der auftretenden Schwingungsanregung des Kraftsignals in Abhängigkeit der Motordrehzahl um bis zu 22 %. Eine genaue Schwingungsanalyse zeigt zudem, dass, im Gegensatz zum geradverzahnten Riemensystem, keine Anregungen durch die verbauten Riemenscheiben mehr auftreten. Zusätzlich wird die Amplitude der Schwingungsanregung der Kraftmessung reduziert. Insgesamt bieten somit doppelschrägverzahnte Riementriebe eine einfache Möglichkeit, die Störgrößen in für Schwingungen anfälligen Systemen, wie den Forschungsmotoren zur Reibkraftmessung, deutlich zu reduzieren.

✉ Jürgen Binder
juergen.binder@tum.de

¹ Lehrstuhl für Nachhaltige Mobile Antriebssysteme, TUM School of Engineering and Design, Technische Universität München, Schragenhofstr. 31, 80992 München, Deutschland

Improvement of the floating-liner method for measuring piston group friction by using double helical belts

Abstract

The mechanical losses of internal combustion engines depend to a large extent on the frictional forces occurring within the piston group. Since the piston group represents the most complex tribological system in the engine, a high level of understanding is necessary in order to optimise the components. For this purpose, it is necessary to measure the occurring friction forces directly and with crank angle resolution. One possibility for this is the floating-liner method, in which the liner in single-cylinder research engines is mounted axially floating on load cells. A limitation of this measuring method is the high susceptibility to disturbances, especially from vibrations. Some of these vibrations originate from the control drive to the cylinder head and the mass balancing typically installed in single-cylinder engines. Belt drives with continuous tooth engagement, such as double helical belts, can in theory reduce the vibrations of these belt systems. For this reason, two belt drives of a floating liner research engine were equipped with such double helical belts. The continuous tooth engagement reduces the average vibration amplitude of the occurring vibrations of the force signal by up to 22% depending on the engine speed. A vibration analysis using Campbell diagrams also shows that, in contrast to the straight-toothed belt system, no more excitations occur due to the installed pulleys. In addition, the amplitude of the vibration excitation of the force measurement is reduced. All in all, double helical belt drives thus offer a simple way to significantly reduce the disturbance variables in systems that are susceptible to vibrations, such as the research engines for friction force measurement.

Abkürzungen

CO ₂	Kohlenstoffdioxid
dB(A)	Bewerteter Schalldruckpegel
FFKM	Perfluorkautschuk
FFT	Schnelle Fourier-Transformation
GHZ	Gümbel-Hersey-Zahl
KW	Kurbelwinkel
LOT	Oberer Totpunkt bei Ladungswechsel
OT	Oberer Totpunkt
p _{mi}	Indizierter Mitteldruck
UT	Unterer Totpunkt
ZOT	Oberer Totpunkt bei Zündung

1 Einleitung

Weltweit rückt die Reduzierung der Treibhausgasemissionen immer mehr in den Fokus der Umweltpolitik. Allein in Deutschland konnten die Treibhausgasemissionen zwischen 1990 und 2015 um 27 % von 1252 auf 907 Mio. Tonnen CO₂-Äquivalent reduziert werden. Der Verkehr trägt als drittgrößter Sektor, nach Energiewirtschaft und Industrie, maßgeblich zum Ausstoß von Treibhausgasen bei. Die Treibhausgasemissionen des Straßenverkehrs haben sich in diesen 25 Jahren allerdings kaum verändert und liegen mit 162 Mio. Tonnen CO₂-Äquivalent im Jahr 2015 nahezu unverändert auf dem Wert von 1990. Da die Emission von Treibhausgasen in anderen Sektoren sinken, stieg der Anteil des Verkehrssektors an den Treibhausgasemissionen in Deutschland von 13 % im Jahr 1990 auf 18 % im Jahr 2015 [1]. Infolge immer strengerer Grenzwerte für den Flottenverbrauch sinkt die CO₂-Emission von neuzugelassenen Fahrzeugen. Durch die zunehmende Anzahl an zugelas-

senen Kraftfahrzeugen von plus 26 % von 1990 bis 2015 und die im gleichen Zeitraum um 31 % gestiegene Jahresgesamtfahrleistung bleibt der Ausstoß von Treibhausgasen im Verkehr für den betrachteten Zeitraum nahezu konstant [2]. Emissionen im Verkehr entstehen vor allem durch die Verbrennung von Kraftstoffen. Trotz zunehmender Elektrifizierung wird der Anteil der neuzugelassenen Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor im Jahr 2030 86 % betragen [3]. Dadurch ergibt sich nach wie vor ein großer Entwicklungsbedarf, den Kraftstoffverbrauch und damit die CO₂-Emissionen von Verbrennungsmotoren zu reduzieren.

Etwa ein Viertel der eingesetzten Kraftstoffenergie geht infolge von Motorreibung verloren. Dabei entfällt fast die Hälfte der Reibungsverluste auf die Kolbengruppe bestehend aus Kolben, Kolbenringen und Zylinderlaufbahn. Entsprechend hoch ist das Potenzial zur Kraftstoffersparnis dieser Baugruppe [4]. Um dieses Potenzial zu nutzen, ist aufgrund der Komplexität der Kolbengruppe ein hohes Systemverständnis notwendig. Durch die sich ständig verändernden tribologischen Rahmenbedingungen während eines Arbeitsspiels sind die Anforderungen an ein Messsystem zur Erfassung der auftretenden Reibkräfte hoch. Das Floating-Liner Prinzip stellt eine Möglichkeit zur direkten und kurbelwinkel aufgelösten Messung der in der Kolbengruppe auftretenden Reibkräfte dar. Dabei wird die Zylinderlaufbahn des Forschungsmotors schwimmend auf Kraftmessdosen gelagert. Prinzipbedingt unterliegt diese Messmethode einigen Einschränkungen durch die im Motor auftretenden Störkräfte.

Ein Teil der auftretenden Störkräfte stammt aus den Riemetrieben des Motors. Eine Möglichkeit, diese Störgrößen zu reduzieren, ist der Einsatz von Riemensystemen mit kontinuierlichem Zahneingriff. Im Rahmen dieses Beitrags

wird aufgezeigt, wie ein Forschungsmotor nach dem Floating-Liner Prinzip mit Hilfe eines doppelschrägverzahnten Riementriebs verbessert werden kann. Die verbesserte Güte der Rohsignale ermöglicht eine genauere Analyse der Reibungsverluste und damit eine bessere Interpretation der Messergebnisse. Die gewonnenen Erkenntnisse können dazu beitragen, die Reibungsverluste der Kolbengruppe zu reduzieren und den Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren zu erhöhen.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Kolbengruppenreibung

Das tribologische System Kolbengruppe besteht aus Kolben, Kolbenringen, Zylinderlaufbahn, Schmieröl und Kurbelgehäuse- sowie Brennraumgasen. Die Hauptaufgaben der Kolbengruppe im Motor sind:

- Abgrenzung und Abdichten des Brennraums
- Wärmeabfuhr/Kühlung
- Verdichten von Luft bzw. Luft-Kraftstoff-Gemisch
- Ladungswechsel
- Unterstützung bei der Gemischaufbereitung
- Übertragung der Gaskraft aus der Verbrennung auf den Kurbeltrieb

Aufgrund der sich ständig verändernden Randbedingungen ist die Kolbengruppe das komplexeste tribologische System eines Verbrennungsmotors.

In Abb. 1 ist eine typische Stribeck Kurve für die Reibzustände in Gleitlagern dargestellt. Dabei ist der Reibkoeffizient über die Gümbel-Hersey-Zahl (GHZ) aufgetragen. Verschiedene Arbeiten zeigen, dass die Stribeck-Kurve nicht nur für die Beschreibung des Verhaltens von Gleitlagern, sondern auch für allgemeine tribologische Systeme und so-

mit auch für die Kolbengruppe geeignet ist. [5, 6]. Im Bereich A haben die Reibpartner – im System Kolbengruppe: Kolben, Kolbenringe und Zylinderlaufbahn – direkten Kontakt. Es befindet sich kein Schmierstoff zwischen den Reibpartnern. Dieser Zustand wird als Festkörperreibung bezeichnet. Im Bereich B tritt Mischreibung auf. Die Reibpartner sind teilweise durch einen Schmierfilm getrennt. Allerdings tritt nach wie vor teilweise direkter Kontakt zwischen den Reibpartnern auf, beispielsweise im Bereich von Rauheitsspitzen. Bereich C beschreibt den Zustand der hydrodynamischen Reibung. In diesem Bereich sind die Reibpartner vollständig durch einen tragenden Schmierfilm voneinander getrennt.

Während eines Arbeitsspiels verändern sich Kolbengeschwindigkeit, Oberflächentemperatur, Ölviskosität und der Kontaktdruck zwischen Kolben und Liner stetig. Die Kolbengeschwindigkeit variiert von Null im oberen und unteren Totpunkt hin zu sehr hohen Geschwindigkeiten von über 30m/s während einer halben Kurbelwellenumdrehung. Die Temperatur nimmt durch Wärmeeintrag aus der Verbrennung und die Gestaltung des kühlenden Wassermantels über die Laufbuchsenhöhe zu. Die Temperaturen von Laufbuchsenoberfläche und Kolben sind außerdem stark von Last und Drehzahl, also dem aktuellen Betriebszustand des Motors, abhängig. Dabei haben die Temperaturen von Kolben und Laufbuchse Einfluss auf die lokale Schmierfiltemperatur und damit auf die Ölviskosität. Außerdem bestimmen die Temperaturen maßgeblich die Verzüge von Kolben und Laufbahn und somit lastabhängig das Betriebsspiel. Im Extremfall ist theoretisch ein negatives Betriebsspiel möglich, was in hohen Kräften innerhalb der Kolbengruppe resultiert und zu stark ansteigenden Reibkräften zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn führt. Während des Arbeitstakts wirkt hoher Brennraumdruck auf den Kolben und die Kolbenringe. Dadurch erhöht sich zwar die abdichtende Wirkung des Kolbenringpakets, allerdings führt der hohe Anpressdruck

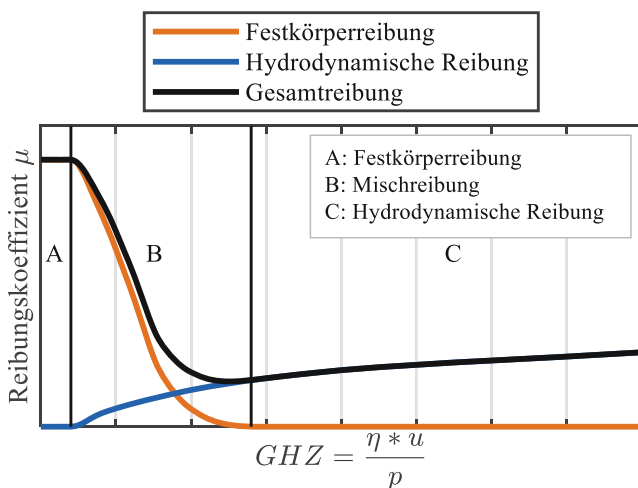


Abb. 1 Stribeckkurve nach [7]

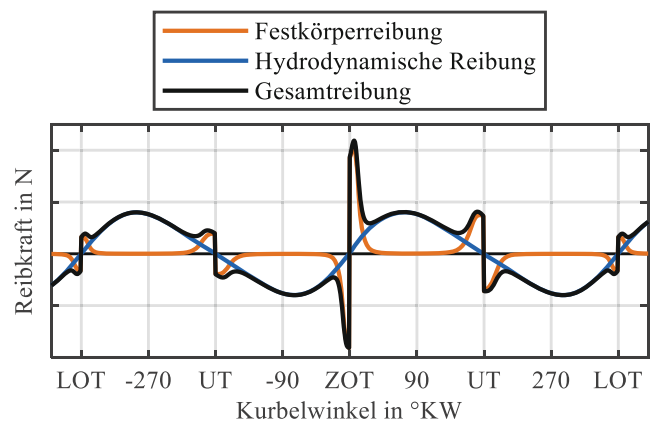


Abb. 2 Schematischer Reibkraftverlauf nach [7]

auch zu steigenden Reibungsverlusten in diesem Bereich des Arbeitsspiels.

Abb. 2 stellt den schematischen Reibkraftverlauf während eines Arbeitsspiels dar. In den Totpunkten sinkt die Relativgeschwindigkeit der Reibpartner auf null. Durch den steigenden Anteil an Festkörperreibung in diesen Bereichen ergeben sich typische Mischreibungsspitzen im Bereich des Ladungswechsel-OT (LOT), sowie an den unteren Totpunkten (UT). Durch den hohen Brennraumdruck und den damit steigenden Kontaktdruck während der Verbrennung erreicht die Reibkraft im Bereich des Zünd-OT (ZOT) ihr Maximum. Mit steigender Kolbengeschwindigkeit im Bereich zwischen den Totpunkten sinkt der Anteil der Festkörperreibung und der Anteil an hydrodynamischer Reibung nimmt zu.

Die Reibleistung der Kolbengruppe $P_{r,KG}$ ist definiert als Produkt aus Reibkraft F_R und Relativgeschwindigkeit der Reibpartner u :

$$P_{r,KG}(\varphi) = F_R(\varphi) \cdot u(\varphi)$$

Der Reibmitteldruck der Kolbengruppe $p_{mr,KG}$ als wichtigste Vergleichsgröße bei der Betrachtung von Messergebnissen berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$p_{mr,KG} = \frac{W_{r,KG}}{V_h} = \frac{2 \cdot \overline{P_{r,KG}(\varphi)}}{V_h \cdot n}$$

Dabei sind $W_{r,KG}$ die Reibarbeit der Kolbengruppe, V_h das Hubvolumen und n die Motordrehzahl. Die Reibungsverluste werden demnach vor allem durch die hydrodynamische Reibung im Bereich hoher Kolbengeschwindigkeit bestimmt. Obwohl an den Totpunkten die höchsten Reibkräfte auftreten, sind diese Bereiche aufgrund der sehr geringen Kolbengeschwindigkeiten für die Verluste von untergeordneter Bedeutung. Allerdings können sich Bereiche mit hohem Anteil an Festkörperreibung bei ungünstigen Betriebsbedingungen auf weite Teile des Arbeitsspiels erstrecken. Außerdem haben hohe Reibkraftspitzen an den Totpunkten maßgeblich Anteil am Verschleiß der Bauteile innerhalb der Kolbengruppe. Durch die sich ständig verändernden Zustände im tribologischen System Kolbengruppe und die harten Umgebungsbedingungen im Verbrennungsmotor infolge von Temperatur und Schwingungen ergeben sich somit hohe Anforderungen an ein Messsystem zur hochgenauen Erfassung der auftretenden Reibkräfte.

2.2 Doppelschrägverzahnter Riementrieb

Bei Verbrennungsmotoren sind in der Regel mehrere Zahnriemensysteme im Einsatz. Der Vorteil solcher Riemensysteme ist die synchrone Übertragung einer Drehbewegung. Somit ist die Position zweier rotierender Wellen zueinander

festgelegt. Über den Riementrieb lassen sich außerdem einfach Übersetzungen der Drehbewegung realisieren. So erfolgt beispielsweise bei Viertaktmotoren der Antrieb der Nockenwellen zur Steuerung von Einlass- und Auslassventilen mit halber Kurbelwellendrehzahl. Um exakte Steuerzeiten zu erzielen und mechanische Beschädigungen von Bauteilen zu vermeiden, ist eine exakte Synchronisation der angetriebenen Wellen nötig. Alternativ zum Riementrieb werden auch Steuerketten oder Stirnradstufen eingesetzt. Bei Forschungsmotoren zur direkten Reibkraftmessung haben sich diese Konzepte allerdings als nachteilig erwiesen [7, 8].

Durch den Einlauf des Riemens in die Riemenscheibe verändert sich die Riemengeschwindigkeit periodisch. Der Zahnriemen legt sich polygonförmig auf die Riemenscheibe auf, dadurch entstehen Beschleunigungen in Trumrichtung und senkrecht dazu [9]. Diese Wirkung des Systems wird als Polygoneffekt bezeichnet. Die Frequenz der entsprechenden Anregung, welche auch der Zahneingriffsfrequenz f_e entspricht, berechnet sich für jede beteiligte Riemenscheibe nach folgender Gleichung [10].

$$f_e = \frac{n_1 \cdot z_1}{60 \frac{s}{min}} = \frac{n_2 \cdot z_2}{60 \frac{s}{min}} = \dots = \frac{n_i \cdot z_i}{60 \frac{s}{min}}$$

Dabei ist n die Drehzahl der Riemenscheibe in 1/min und z deren Zähnezahl. Die Zahneingriffsfrequenz ist an jeder Riemenscheibe gleich, da trotz der Übersetzung die Riemengeschwindigkeit konstant bleibt. Ein weiterer Einfluss, der periodisch mit der Zahneingriffsfrequenz auftritt, ist der Stoß zwischen den Zahnflanken des Riemens und denen der Riemenscheibe. Dieser Effekt verstärkt sich mit zunehmender Riemengeschwindigkeit, da dadurch der Impuls beim Aufeinandertreffen vergrößert wird. Die Schwingungen aus dem Riementrieb werden auf den Gesamtmotor übertragen und beeinflussen entsprechend auch das Messsignal des Reibkraftmesssystems.

Eine Möglichkeit, die Schwingungsanregung zu reduzieren, sind Riementriebe mit kontinuierlichem Zahneingriff. Eine attraktive Lösung bieten doppelschrägverzahnte Riemen, da hier neben einem kontinuierlichen Zahneingriff, ähnlich wie bei geradverzahnten Riementrieben, keine resultierenden Kräfte entlang der Achse der angetriebenen Wellen entstehen [11, 12]. Der Polygoneffekt wird durch den kontinuierlichen Zahneingriff auf ein Minimum reduziert. Ein solcher Riemenabschnitt ist in Abb. 3 dargestellt.

Bei doppelschrägverzahnten Riemen ist ein Zahnversatz λ_z möglich, wobei $\lambda_z=0$ einem Profil ohne Versatz entspricht. Beim Maximalwert von $\lambda_z=0,5$ sind die Zahnreihen wie in Abb. 3 genau um eine halbe Teilung zueinander versetzt. Neben dem Zahnversatz hat auch der Schrägungswinkel bzw. Neigungswinkel ψ Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Riementriebs. Je größer der Neigungswinkel,

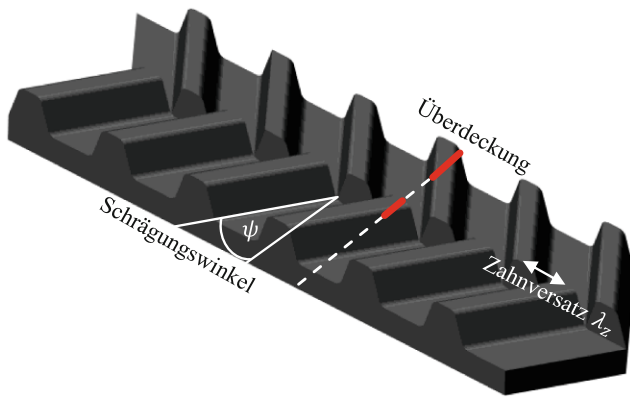


Abb. 3 Ausschnitt des doppelschrägverzahnten Riemens mit Schrägungswinkel, Zahnversatz und Überdeckung

umso geringer die im Riementrieb auftretenden Spannungen. Herstellungsbedingt ist der Neigungswinkel bei doppelschrägverzahnten Riemen auf $\psi_{\max} = 30^\circ$ beschränkt [13].

In Abb. 4 sind die Geräuschpegel eines geradverzahnten und eines doppelschrägverzahnten Riementriebs dargestellt. Untersuchungen zeigen einen Zusammenhang zwischen Geräuschpegel und Schwingungsanregung. Die Lärmemission nimmt bei beiden Systemen mit steigender Drehzahl zu. Der Geräuschpegel und damit auch die Schwingungsamplitude fällt im pfeilverzahnten Riementriebsystem geringer aus. Die maximale Geräuschminderung beträgt in diesen Studien 11 dB. Im für Floating-Liner Motoren relevanten Bereich bis etwa 2500 1/min beträgt die Geräuschminderung bis zu 8 dB [13, 14].

Diese Untersuchungsergebnisse zeigen das Potenzial von doppelschrägverzahnten Riementriebsystemen, Schwingungen im System zu reduzieren. Floating-Liner Methoden reagieren besonders sensibel auf Schwingungsanregungen. Der Zusammenhang zwischen Schwingungen im Messsignal und den vorhandenen Riementriebsystemen wurde in [7] gezeigt. Aus diesem Grund wird das Potenzial doppelschrägver-

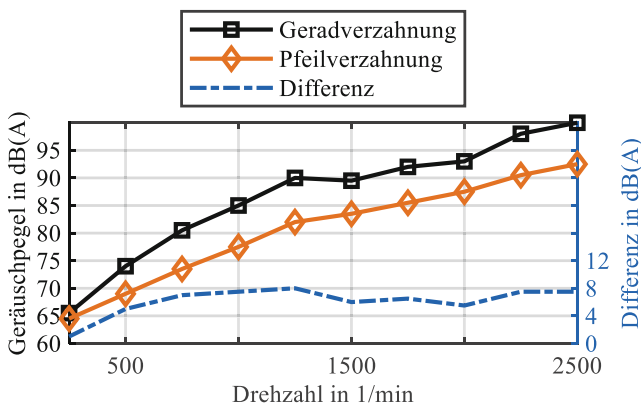


Abb. 4 Geräuschpegel für Gerad- und Pfeilverzahnung in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl nach [13]

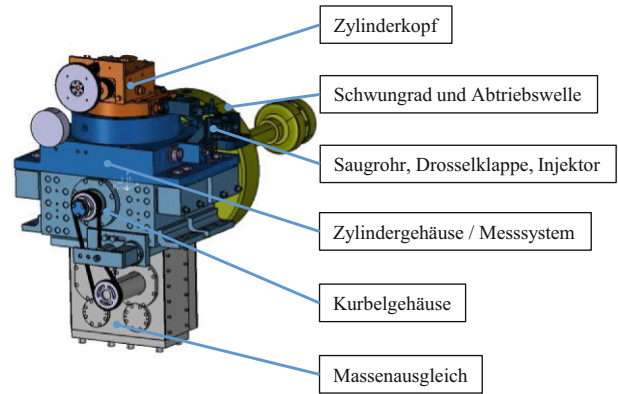


Abb. 5 Forschungsmotor zur Reibkraftmessung

zahnter Riementriebsysteme am Floating-Liner Motor untersucht. Im Rahmen dieser Arbeit werden doppelschrägverzahnte Riemen mit Zahnversatz $\lambda_z = 0,5$ und Neigungswinkel $\psi = 30^\circ$ verwendet. Riemenbreite und Durchmesser der Riemenscheiben wurden unter Berücksichtigung der auftretenden Lasten und des vorhandenen Bauraums auf minimale Schwingungsanregungen hin optimiert.

3 Versuchsträger

Am Lehrstuhl für Nachhaltige Mobile Antriebssysteme der Technischen Universität München wurde der in Abb. 5 dargestellte Versuchsträger zur direkten Messung der Kolbengruppenreibung entwickelt. Der Einzylinder-Forschungsmotor ist von einem Serien-PKW-Motor abgeleitet. Die geometrischen Kenngrößen, sowie die Grenzen des Betriebsbereichs sind in Tab. 1 zusammengefasst. Der Forschungsmotor kann sowohl ottomotorisch, als auch dieselmotorisch betrieben werden. Dabei können sowohl konventionelle, als auch alternative Kraftstoffe (eFuels) eingesetzt werden. Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen wurde der Motor ausschließlich ottomotorisch und mit konventionellem Kraftstoff betrieben.

Die Reibkraftmessung erfolgt nach der von Furuhashi veröffentlichten Floating-Liner Methode [15]. Floating-Liner Motoren stellen bisher die einzige Möglichkeit zur direkten und kurbelwinkel aufgelösten Erfassung der Reibkräfte innerhalb der Kolbengruppe dar.

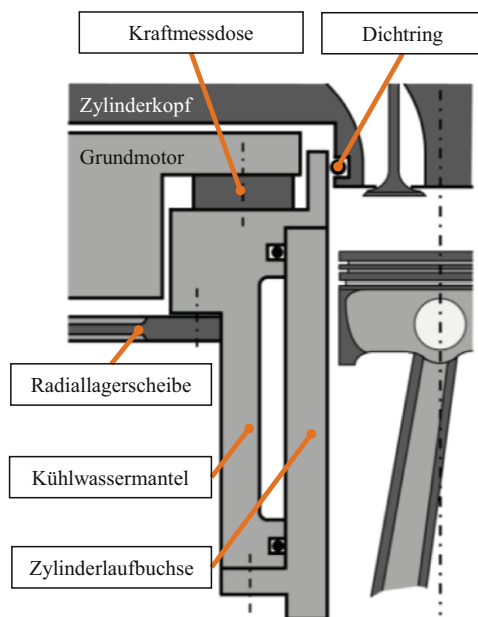
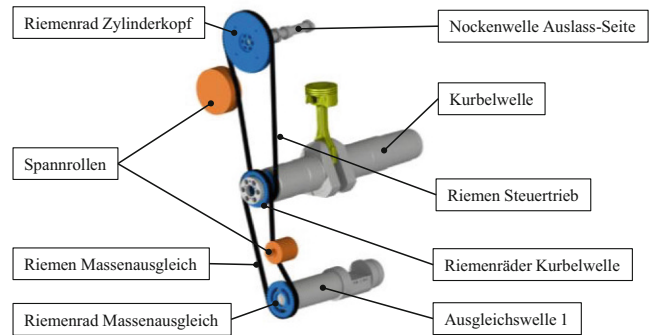
In Abb. 6 ist das System zur Reibkraftmessung dargestellt. Das Messsystem entspricht einer nach [7] weiterentwickelten Version der Floating-Liner Methode. Der Zusammenbau aus Wassermantel und Zylinderlaufbahn ist über zwei Kraftmessdosen im Bereich des Zylinderkopfes mit dem Grundmotor verbunden. Die Kraftmessdosen sind vorgespannt, um neben Druck- auch Zugkräfte zu messen.

Tab. 1 Geometrische Kenngrößen und Betriebskenngrößen von Referenz- und Forschungsmotor

	Referenzmotor	Forschungsmotor
Hubvolumen [l]	2,0	0,5
Zylinderzahl [-]	4	1
Hub [mm]	92,8	92,8
Bohrung [mm]	82,5	82,0
Pleuelaugenabstand [mm]	144	144
Pleuelstangenverhältnis [-]	0,32	0,32
Verdichtungsverhältnis [-]	9,6	10
Maximale Drehzahl [1/min]	6800	4000
Maximaler Spitzendruck [bar]	110	250
Max. effektiver Mitteldruck [bar]	22	20

Querkräfte werden durch eine in axialer Richtung biegeweichen Radiallagerscheibe aufgenommen.

Durch die Vorspannschrauben und die Radiallagerscheibe ergibt sich ein Kraftnebenschluss. Dadurch sind die an den Kraftmessdosen gemessenen Kräfte geringer, als die tatsächlich auftretenden Reibkräfte. Ein experimentell bestimmter Kraftnebenschlussfaktor wird während der Datenauswertung berücksichtigt, um die tatsächlich auftretenden Kräfte zu betrachten. Die größte Herausforderung bei der Entwicklung eines Floating-Liner Motors ist die Zylinderkopfdichtung. Hier muss der vertikale Freiheitsgrad der Zylinderlaufbahn berücksichtigt werden. Durch den erweiterten Ansatz von Werner und den Einsatz eines radialen Dichtelements aus hochtemperaturfestem Perfluorkautschuk (FFKM) kann auf eine aufwendige und limitierende Gaskraftkompensation verzichtet werden [16]. Der Versuchsträger verfügt über eine externe Kühlmittel-

**Abb. 6** Floating-Liner Methode nach [17]**Abb. 7** Betrachtete Riementriebe zum Antrieb von Steuertrieb und Massenausgleich

und Schmierölversorgung zur Verbesserung der Reproduzierbarkeit. Der typische Betriebsbereich des Versuchsträgers, in dem Komponentenversuche mit hoher Reproduzierbarkeit durchgeführt werden, reicht bis zu 2500 1/min bei einem indizierten Mitteldruck von bis zu 10 bar.

Um den Einfluss des Riementriebs auf die Signalqualität der Reibkraftmessung zu bewerten, werden zwei geradzahnte Riementriebe am Forschungsmotor durch doppelschrägverzahnte Riementriebe ersetzt. Ausgetauscht werden der Riemen am Steuertrieb zum Antrieb der Auslassnockenwelle mit einer Übersetzung der Kurbelwellendrehzahl von 1:2, sowie der Antrieb des Massenausgleichs. Die entsprechenden Riementriebe samt Wellen und Spannrollen sind in Abb. 7 dargestellt. Zwei weitere Riementriebe am Forschungsmotor werden aufgrund von geringem Bauraum und mangels Herstellbarkeit passender doppelschrägverzahnter Riemen weiterhin mit geradzahnten Riemen betrieben.

4 Ergebnisse

Die Bewertung der Riementriebe erfolgt anhand der Analyse des Messsignals der Kraftmessdosen des Floating-Liner Systems. Auf den Einsatz zusätzlicher Schwingungs- bzw. Beschleunigungssensoren wird verzichtet. Dadurch wird direkt der Einfluss des Riementriebs auf die Signalqualität der Reibkraftmessung bewertet. Das Referenzsystem ist ausschließlich mit geradzahnten Riemen ausgestattet. Für die Bewertung der Doppelschrägverzahnung werden der Riementrieb des Steuertriebs zum Antrieb der Nockenwelle und der Antrieb des Massenausgleichs durch doppelschrägverzahnte Riemen ersetzt. Der interne Riementrieb am Zylinderkopf zum Antrieb der Einlassnockenwelle, sowie der interne Antrieb der einzelnen Ausgleichswellen im Massenausgleich werden in beiden Konfigurationen mit geradzahnten Riemen angetrieben. Es erfolgt eine

Bewertung der Riemensysteme im geschleppten und im gefeuerten Motorbetrieb.

4.1 Geschleppter Motorbetrieb

Im geschleppten Betrieb wird der Forschungsmotor durch eine elektrische Antriebsmaschine auf einer konstanten Drehzahl gehalten. Es findet ein Ladungswechsel über die Ventile statt und die angesaugte Luft wird verdichtet. Dabei wird über die Drosselklappe bei allen Betriebspunkten ein Verdichtungsdruck von 10 bar eingestellt. Es erfolgen keine Einspritzung von Kraftstoff und keine Zündung. Dadurch besteht ein deutlich reduzierter Temperatureintrag im Vergleich zum gefeuerten Motorbetrieb. Außerdem ist der Einfluss der Gaskräfte, vor allem im Bereich des ZOT, stark reduziert. Diese Art der Untersuchung lässt Rückschlüsse auf das Schwingungsverhalten der Riemensysteme zu, ohne dass diese mit Störgrößen aus dem gefeuerten Motorbetrieb überlagert werden.

Für ein breites Drehzahlband wird die mittlere Schwingungsbreite analysiert. In Drehzahlstufen von 100 1/min werden jeweils 120 Arbeitsspiele aufgezeichnet und ausgewertet. Zu jeder Kurbelwellenstellung wird der Maximale, sowie der Minimale Messwert der Kraftsensoren ermittelt. Die Differenz dieser Werte ergibt die Schwingungsbreite an genau dieser Kurbelwellenstellung. Durch Mittelung der Schwingungsbreiten aller erfassten Kurbelwellenstellungen wird die mittlere Schwingungsbreite einer jeden Drehzahlstufe bestimmt. Die detaillierte Herleitung zur Ermittlung der Schwingungsbreite und der im Folgenden beschriebenen Campbell Diagramme ist in [8] beschrieben. In Abb. 8 ist die mittlere Schwingungsbreite der beiden Riemensysteme sowie die Differenz über die verschiedenen Drehzahlstufen von 700 1/min bis 3100 1/min dargestellt.

Die mittlere Schwingungsbreite nimmt mit steigender Motordrehzahl zu. Grund dafür sind die mit zunehmen-

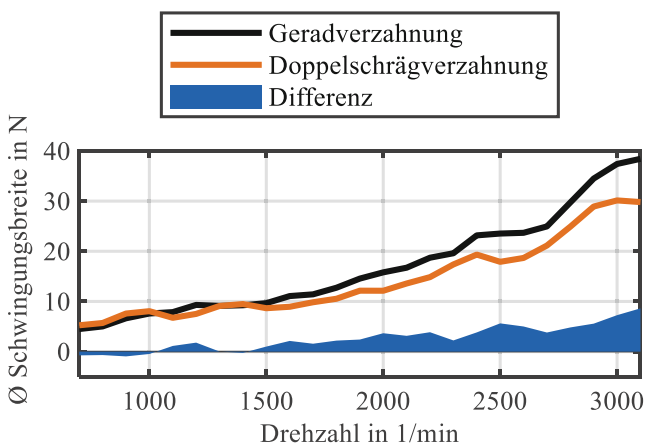


Abb. 8 Mittlere Schwingungsbreite der Riemensysteme im geschleppten Betrieb

der Drehzahl steigenden Massenkräfte aus dem Kurbeltrieb und dem Massenausgleich und die damit verbundene höhere Schwingungsanregung.

Der Vergleich der beiden Riemensysteme zeigt bis ca. 1500 1/min kaum Unterschiede zwischen dem geradverzahnten und dem doppelschrägverzahnten System. Darüber nimmt die Differenz der beiden Systeme mit steigender Drehzahl zu. Bei 3100 1/min, der größten gemessenen Drehzahlstufe, liegt die mittlere Schwingungsbreite bei Verwendung des doppelschrägverzahnten Riemetriebes um 8,6 N unter der mittleren Schwingungsbreite des Ausgangssystems mit geradverzahntem Riemetrieb. Das entspricht einer um 22 % reduzierten mittleren Schwingungsbreite. Gemittelt über alle Drehzahlstufen beträgt die Reduzierung der mittleren Schwingungsbreite 2,6 N bzw. 15,7 %. Das doppelschrägverzahnte Riemensystem mit kontinuierlichem Zahneingriff erweist sich als deutlich vorteilhaft hinsichtlich der Schwingungsanregung im Untersuchungsbereich des Forschungsmotors. Durch den reduzierten Polygoneneffekt werden die Schwingungen aus dem Riemetrieb verringert. Trotz der zwei noch im System verbliebenen Riemenantriebe mit geradverzahnten Riemen, kann bereits ein deutlicher Vorteil durch den Einsatz der doppelschrägverzahnten Riemensysteme festgestellt werden.

Um das Schwingungsverhalten der Riemensysteme im Detail zu analysieren, erfolgt eine Betrachtung durch schnelle Fourier-Transformation (FFT) anhand von Campbell-Diagrammen. Dabei wird analog zu einem Spektrogramm die Frequenz über die Motordrehzahl aufgetragen. Zusätzlich wird eine Farbskala eingeführt, um die Amplitude der Schwingungen für jede Drehzahlstufe und in Abhängigkeit der Frequenz darzustellen. Die Campbell-Diagramme für den geschleppten Motorbetrieb der beiden Riemensysteme sind in Abb. 9 dargestellt.

Die Farbskala der Amplitude reicht von 0 bis 5 N. Erreichen einzelne Schwingungsanteile höhere Werte, erfolgt deren Darstellung durch eine größere Strichstärke bei maximalem Farbwert. Zusätzlich sind in den Diagrammen vielfache Motorordnungen dargestellt. Dabei steht jede schräg verlaufende, mit steigender Drehzahl ansteigende Linie für eine Motorordnung. Jeweils jede 10. Motorordnung ist durch eine schwarze Linie gekennzeichnet, die restlichen Motorordnungen sind grau dargestellt. Beim geradverzahnten Riemensystem sind Anregungen auf der 24. und auf der 30. Motorordnung vorhanden, die im Campbell-Diagramm der Doppelschrägverzahnung nicht auftreten. Die Anregungen sind vor allem im Bereich hoher Drehzahlen bemerkbar, wo die entsprechenden Motorordnungen die Motoreigenfrequenz treffen. Die Anregungen auf der 24. und der 30. Ordnung des geradverzahnten Systems sind auf die Riementriebe zurückzuführen. Die Riemenscheibe des Steuertriebs an der Kurbelwelle besitzt 24 Zähne. Die Riemenscheibe zur Anbindung des Massenausgleichs

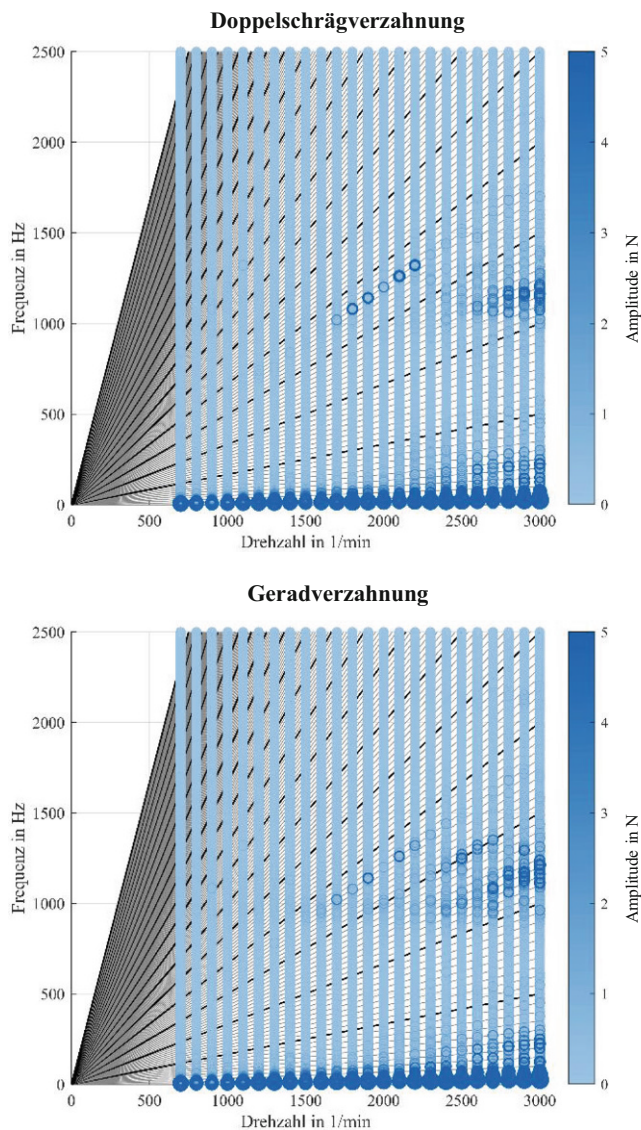


Abb. 9 Campbell-Diagramme der Riementriebe. Unten: Geradverzahnung. Oben: Doppelschrägverzahnung

besitzt 30 Zähne. Da im System mit doppelschrägverzahn-ten Riemen keine Riemenscheiben mit dieser Anzahl an Zähnen vorkommen, treten auf diesen Motorordnungen hier keine Anregungen auf, die durch den geradverzahn-ten Riemen verursacht werden. Die Riemenscheiben der dop-pelschrägverzahn-ten Systeme besitzen an der Kurbelwelle 32 und 38 Zähne. Durch den kontinuierlichen Zahneingriff des doppelschrägverzahn-ten Riementriebs treten auf der 32. und 38. Motorordnung keine Anregungen durch die Riementriebe auf. Bei beiden Riementrieben ist eine Anregung auf der 36. Motorordnung vorhanden. Diese Anregung entsteht durch den Massenausgleich. Die Aus-gleichswellen der zweiten Ordnung rotieren mit doppelter Geschwindigkeit im Vergleich zu den Ausgleichswellen erster Ordnung. Die Übersetzung erfolgt mit Riemen-

scheiben mit 72 bzw. 36 Zähnen. Auf der sehr hohen Motorordnung 72 ist keine Anregung zu erkennen, die 36. Motorordnung zeigt allerdings eine hohe Anregung. Grund dafür ist, dass beide Ausgleichswellen der zweiten Ordnung über solche Riemenscheiben angetrieben werden und gleichzeitig auch die Riemenscheiben zur Drehrich-tungsumkehr diese Zahnzahl besitzen. Beim Einsatz des doppelschrägverzahn-ten Riementriebs ist auf dieser 36. Motor-ordnung eine Zunahme der Anregung zu erkennen. Diese basiert auf der im Vergleich zum geradverzahn-ten Riemen höheren Steifigkeit des doppelschrägverzahn-ten Systems. Bauartbedingt sind diese Riemen steifer, als die bislang am Motor eingesetzten Riementriebe. Dadurch werden Störungen aus dem Massenausgleich, die insbesondere auf der 36. Motorordnung liegen verstärkt auf das Gesamt-system übertragen. Ein Austausch dieses Riementriebs durch doppelschrägverzahn-ten Riemen ist bislang nicht möglich, da Aufgrund der Drehrichtungsumkehr ein Riemen einge-setzt werden muss, der auf beiden Seiten eine Verzahnung aufweist. Dies ist mit doppelschrägverzahn-ten Riemen am vorhandenen Forschungsmotor bislang nicht umsetzbar.

Der Riementrieb der Nockenwellen ist mit einem gerad-verzahn-ten Riemen mit einer Profiltailung von 5 mm aus-gestattet. Die Zahnscheiben besitzen jeweils 40 Zähne. Da die Nockenwellen nur mit halber Kurbelwellendrehzahl an-getrieben werden, wird für diesen Riementrieb eine Anre-gung auf der 20. Motorordnung erwartet. Auf dieser Mo-torordnung ist keine Anregung zu erkennen. Durch den vom Reibkraftmesssystem entkoppelten Zylinderkopf und die sehr geringen Antriebsleistungen stellt dieser Riemen-trieb keine signifikante Quelle für Schwingungsanregung dar. Im Bereich hoher Drehzahlen tritt außerdem eine Anre-gung, unabhängig von Motorordnungen, im Bereich zwi-schen 1100 und 1200 Hz auf. Dies ist der Bereich der Mo-toreigenfrequenz und sollte im Untersuchungsbereich ver-mieden werden. Auftretende Störungen in diesem Bereich werden zusätzlich durch einen Tiefpassfilter mit Grenzfrequenz 1000 Hz eliminiert.

4.2 Gefuehrter Motorbetrieb

Neben den geschleppten Messungen ist vor allem der gefuehrte Motorbetrieb von großer Bedeutung für die Unter-suchung von Reibungsverlusten. Viele Effekte können erst im gefuehrten Betrieb beobachtet werden, wenn durch die Verbrennung von Kraftstoff deutlich höhere Temperaturen und Drücke auf die Komponenten der Kolbengruppe ein-wirken. Deshalb sollen Verbesserungsmaßnahmen am For-schungsmotor stets insbesondere den gefuehrten Betrieb be-treffen. Da der Störgrößeneinfluss im gefuehrten Betrieb um ein vielfaches höher ist als bei geschlepptem Motor, können Verbesserungsmaßnahmen unter Umständen nicht eindeutig zugeordnet werden. Zudem muss bei der Bewer-

tung von Maßnahmen neben der Drehzahl, auch die Motorlast berücksichtigt werden. Die Bewertung des Einflusses durch den Riementrieb erfolgt im gefeuerten Betrieb durch die Betrachtung der mittleren Schwingungsbreite. Da im Versuchsbetrieb vor allem die Laststufen bei 3 bar, 6 bar und 8 bar indiziertem Mitteldruck betrachtet werden, erfolgt der Vergleich der Riemensysteme ebenfalls bei diesen Lasten. Diese Lasten werden jeweils bei vier Drehzahlstufen 1000 1/min, 1500 1/min, 2000 1/min und 2500 1/min betrachtet. Das Ergebnis des Vergleichs zwischen Geradverzahnung und Doppelschrägverzahnung ist in Abb. 10 dargestellt. Neben der mittleren Schwingungsbreite der Riemensysteme ist jeweils auch die Differenz der mittleren Schwingungsbreite (blau) dargestellt. Die mittlere Schwingungsbreite ist jeweils über die Drehzahlstufe aufgetragen. Neben den drei Laststufen (a, b und c) ist außerdem die durchschnittliche mittlere Schwingungsbreite aller untersuchten Laststufen (d) dargestellt.

Bei hohen Drehzahlen ab 2000 1/min liegt kaum eine Lastabhängigkeit der mittleren Schwingungsbreite vor. Dieser Effekt ist unabhängig vom verwendeten Riementrieb. Lediglich bei geringen Drehzahlen ist eine generelle Lastabhängigkeit des Riemens festzustellen. Dabei steigt die mittlere Schwingungsbreite mit steigender Motorlast. Der Vergleich der beiden Riemensysteme zeigt ebenfalls

kaum Auswirkungen bezüglich der Motorlast. Das System mit den doppelschrägverzahnten Riemen zeigt nahezu im gesamten Untersuchungsbereich eine um 2 N bis 5 N reduzierte mittlere Schwingungsbreite, verglichen mit dem geradverzahnten Riementrieb. Lediglich bei hohen Lasten ab 8 bar indiziertem Mitteldruck (c) und geringen Drehzahlen um 1000 1/min sind keine Unterschiede zwischen den beiden Riemensystemen festzustellen. Insgesamt wird dieselbe Drehzahlabhängigkeit wie im geschleppten Betrieb festgestellt: Mit steigender Motordrehzahl nimmt der Unterschied zwischen den Riementrieben zu. Der maximale Vorteil der Doppelschrägverzahnung tritt insgesamt bei der höchsten Drehzahlstufe von 2500 1/min auf. Lediglich bei einer Last von 8 bar p_{mi} tritt der maximale Vorteil bereits bei 2000 1/min auf. Im Vergleich zu den geschleppten Messungen treten aber auch im Bereich von 1500 1/min und darunter Vorteile für die Doppelschrägverzahnung auf. Für die wichtigen Messungen im gefeuerten Betrieb entsteht deshalb ebenfalls ein Vorteil hinsichtlich Schwingungsanregung durch das doppelschrägverzahnte Riementriebssystem. Während im geschleppten Betrieb erst ab einer Drehzahl von 1500 1/min Vorteile festgestellt werden entstehen im gefeuerten Betrieb bereits bei geringeren Drehzahlen Unterschiede zwischen den Riemensystemen. Diese sind vor allem auf die zur Analyse herangezogenen Kraftsignale zurückzuführen. Im gefeuerten Betrieb entstehen deutlich höhere Reibkräfte als im geschleppten Betrieb. Die Störgrößen aus der Verbrennung sind groß. Bei einer isolierten Betrachtung der Schwingungen durch Schwingungssensoren könnte dieser Einfluss bestimmt werden. Dazu müssten weitere Motorversuche mit entsprechender Sensorik durchgeführt werden.

Um die Auswirkungen der Doppelschrägverzahnung auf das Ergebnis der Reibkraftmessung zu bewerten, wurden die Messergebnisse der Rohmessdaten einer Kraftmessdose exemplarisch am Betriebspunkt bei 2000 1/min und 6 bar indiziertem Mitteldruck analysiert. Die Verläufe der Rohsignale beider Riemensysteme sind in Abb. 11 dargestellt.

Die Verläufe sind nur bedingt geeignet, Aussagen über das Reibverhalten der Kolbengruppe zu treffen. Die Rohdaten müssen dazu noch weiter aufbereitet werden. So muss im weiteren Verlauf der Datennachbereitung etwa eine Ausrichtung der Kurven erfolgen, da piezoelektrische Sensoren prinzipbedingt keinen plausiblen Nullpunkt aufweisen. Außerdem müssen verschiedene Störgrößeneinflüsse wie etwa der Kurbelgehäusedruck, der auf das Kraftmesssystem wirkt kompensiert werden. Für die Bewertung der beiden Riemensysteme hinsichtlich ihres Schwingungsverhaltens eignen sich hingegen vor allem die gezeigten Rohkurven. Da im Rahmen dieser Arbeit vor allem die Auswirkung der betrachteten Riementriebe auf das Schwingungsverhalten des Systems untersucht wird, werden die final ausgewerteten Reibkraftverläufe nicht betrachtet.

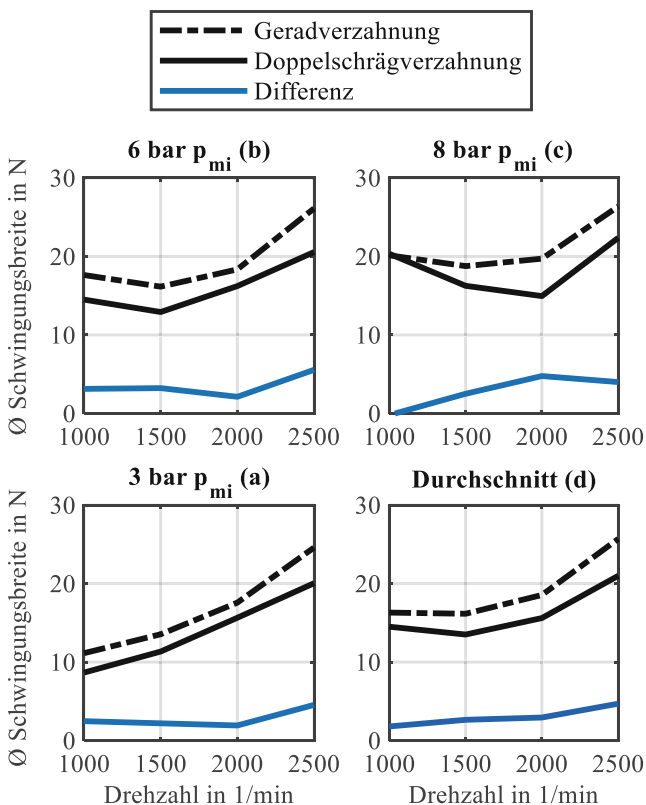


Abb. 10 Mittlere Schwingungsbreite der Riementriebe in Abhängigkeit der Motorlast und im Durchschnitt über alle Lasten

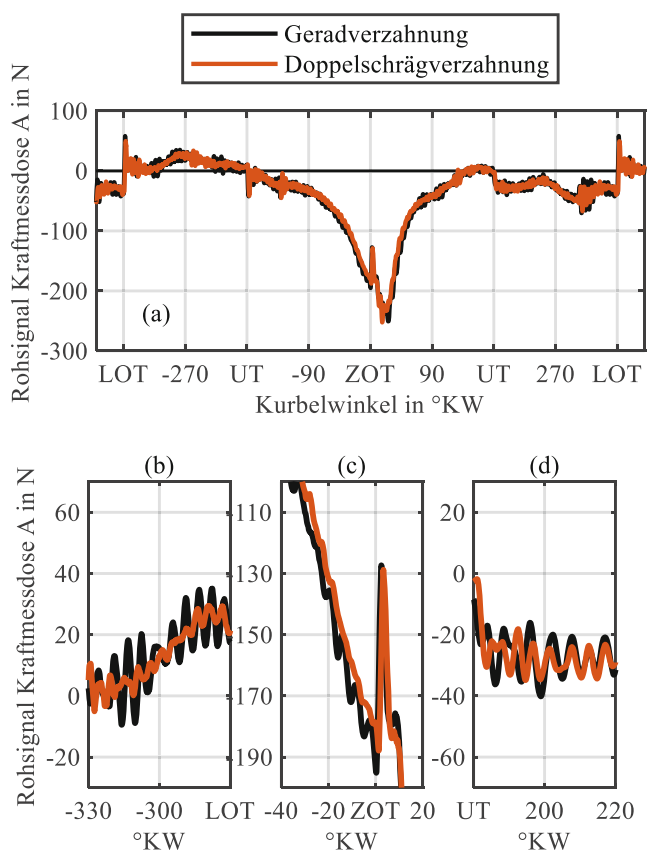


Abb. 11 Rohsignal einer Kraftmessdose. *Oben*: Gesamtes Arbeitsspiel. *Unten*: drei Bereiche des Arbeitsspiels. Vergleich des Schwingungseinflusses der Riementriebe am Betriebspunkt 2000 1/min und 6 bar p_{mi}

In Abb. 11 (a) ist der Rohsignalverlauf einer Kraftmessdose über ein gesamtes Arbeitsspiel dargestellt. Bereits hier lässt sich ein stellenweise deutlich reduziertes Schwingungsverhalten bei Einsatz der Doppelschrägverzahnung beobachten. In den Abschnitten (b), (c) und (d) sind einzelne Ausschnitte des Arbeitsspiels dargestellt. Die Frequenz der auftretenden Schwingungen ist bei beiden Riemensystemen nahezu gleich, die Amplitude der Schwingungen ist beim doppelschrägverzahnten System allerdings teilweise deutlich reduziert. Im Bereich (d) ist die Schwingungsamplitude um bis zu 55% geringer, im Bereich (b) bis zu 75%. Insgesamt besteht auch hier die positive Wirkung des doppelschrägverzahnten Riemensystems. Dadurch bestätigt sich die eingangs beschriebene Hypothese, dass der doppelschrägverzahnte Riemetrieb Aufgrund des kontinuierlichen Zahneingriffs den Störgrößeneinfluss bei der Floating-Liner Methode reduziert. Der Effekt hat insbesondere Einfluss auf das Rohsignal. Da während der Datenauswertung bei diesen Systemen üblicherweise eine aufwendige Nachbereitung der Messdaten erforderlich ist, reduziert sich der Effekt auf die finalen Messergebnisse. Grund dafür sind vor allem die zum Einsatz kommenden Filtermethoden. Da

einige Störgrößen durch die Optimierung des Riementriebs aber bereits im Rohsignal eliminiert werden, kann im Anschluss auch die Datennachbereitung verbessert werden. In Summe ist dadurch ein stabileres Messsignal und eine höhere Reproduzierbarkeit der Reibkraftmessung zu erwarten. Der Einsatz des doppelschrägverzahnten Riementriebs ist somit Wegbereiter für die weitere Optimierung der Auswerterroutinen. Zur genauen Quantifizierung des Effekts sind weitere Untersuchungen in diesem Bereich nötig. Insbesondere bei hohen Drehzahlen sind Verbesserungen zu erwarten. Damit trägt der Einsatz dieses Riementriebs dazu bei, künftig den Betriebsbereich von Floating-Liner Motoren hin zu höheren Drehzahlen zu erweitern.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Der Einsatz von doppelschrägverzahnten Riemen reduziert die mittlere Schwingungsbreite des Kraftsignals beim untersuchten Floating-Liner Motor im Drehzahlbereich von 700 1/min bis 3100 1/min um durchschnittlich 15,7% bei geschlepptem Motorbetrieb. Der Vorteil des doppelschrägverzahnten Riemens nimmt mit steigender Motordrehzahl zu. Die genauere Analyse mit schneller Fourier-Transformation und Campbell-Diagramm zeigt einen Rückgang des Schwingungseinflusses durch den Riemetrieb bei Verwendung doppelschrägverzahnter Riemen. Anregungen auf Motorordnungen, die einem Vielfachen der Zähnezah der eingesetzten Riemenscheiben entsprechen, können damit im Rohsignal bereits effektiv eliminiert werden. Im gefeuerten und somit für Messungen relevanten Motorbetrieb können diese Ergebnisse bestätigt werden. Auch hier ist die mittlere Schwingungsbreite bei Verwendung des doppelschrägverzahnten Riementriebs um bis zu 20% geringer als im Referenzsystem mit geradverzahnten Riemen. Die Amplitude der im Kraftsignal auftretenden Schwingungen kann durch den neuen Riemetrieb teilweise deutlich um bis zu 75% reduziert werden. Somit trägt der Einsatz von doppelschrägverzahnten Riemen zur Verbesserung der Signalqualität der Reibkraftmessung bei. Eine Messung des Riemeneinflusses mit direkter Schwingungsmessung am Motor könnte bei weiteren Untersuchungen eine Sensitivitätsanalyse ermöglichen. Die Gegenüberstellung der dann zu erwartenden Reduktion der Schwingungsamplitude und der Reduktion in der Kraftmessung würde das Verständnis weiter erhöhen, welchen Einfluss der Riemetrieb auf das Kraftmesssignal hat. Dazu sind weitere Motorversuche im Rahmen zukünftiger Messkampagnen an Floating-Liner Motoren nötig. Durch die verbesserte Qualität im Rohsignal sollte weiterhin untersucht werden, inwiefern sich die Auswertung der Messdaten optimieren lässt. Auch hier sind weitere Motorversuche am betrachteten System nötig.

Bei der Auslegung von Reibkraftmesssystemen stellen Riemensysteme mit kontinuierlichem Zahneingriff eine gute Möglichkeit dar, die Messgenauigkeit zu verbessern. Solche Systeme bieten vor allem bei hohen Drehzahlen Vorteile gegenüber geradzahnten Riementrieben. Da Floating-Liner Motoren in der Regel durch ihren Aufbau im Drehzahlbereich nach oben begrenzt sind, können Riemensysteme mit kontinuierlichem Zahneingriff dazu beitragen, künftig den Betriebsbereich solcher Motoren und damit den Untersuchungsbereich der Reibkraftmessung hin zu höheren Drehzahlen zu erweitern.

Funding Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

1. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU) (2018) Klimaschutzbericht 2017 – Zum Aktionsprogramm Klimaschutz 202 der Bundesregierung. BMU, Berlin
2. Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur (Hrsg) (2019) Verkehr in Zahlen 2019/2020, S. 147 Entwicklung des Kraftfahrzeugbestandes
3. Harendt B, Schumann D, Wirth M (2017) Abschlussbericht der Begleit- und Wirkungsforschung 2017. Begleit- und Wirkungsforschung Schaufenster Elektromobilität (BuW), Frankfurt a.M.
4. Holmberg K, Andersson P, Erdemir A (2016) Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribol Int* 47:221–234
5. Biehl C (1920) Die Reibung in Gleitlagern bei Zusatz von Voltölöl zu Mineralöl und bei Veränderung der Umlaufzahl und der Temperatur. VDI-Z, Bd. 64
6. Vogelpohl G (1954) Die Stribeck-Kurve als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen. VDI-Z, Bd. 96 (Nr. 9)
7. Werner M (2014) Entwicklung eines Motorprüfstands zur Untersuchung der Kolbengruppenreibung und deren Haupteinflussgrößen. Dissertation, Technische Universität München
8. Merkle A (2015) Maßnahmen zur Reduzierung der CO₂-Emissionen von Verbrennungsmotoren durch Reibungsoptimierung des tribologischen Systems Kolbengruppe. Dissertation, Technische Universität München
9. Funk W (1995) Zugmittelgetriebe: Grundlagen, Aufbau, Funktion. Springer, Berlin, Heidelberg
10. Li Y, Hao Z, Li J (2011) Analysis and research of dynamic characteristics of synchronous belt of a diesel using multi-body dynamics. *Appl Mech Mater* 97-98:721–725
11. Gwinner P, Otto M, Stahl K (2014) Lightweight torque-vectoring transmission for the electric vehicle VISIO.M. COFAT, München
12. Gwinner P (2017) Schwingungsarme Achsgetriebe elektromechanischer Antriebsstränge. Dissertation, Technische Universität München
13. Guo J et al (2014) Double helical synchronous belt transmission design. *Mat Sci Forum* 800-801:672–677
14. Guo J et al (2016) The mechanisms whereby double helical offset-toothed synchronous belt produces lower noise than straight-toothed synchronous belt—A theoretical investigation. In: Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition
15. Furuhashi S, Sasaki S (1983) New device for the measurement of piston frictional forces in small engines. SAE technical paper, Bd. 831284
16. Kunkel S, Werner M, Wachtmeister G (2011) Setting up a measuring device to determine the friction of the piston assembly. *SAE Int J Mater Manuf* 4(1):340–351
17. Kirner C, Halbhuber J, Uhlig B et al (2016) Experimental and simulative research advances in the piston assembly of an internal combustion engine. *Tribol Int* 99:159–168