Ermittlung der Verlagerung von Wälzlagern zur Lastbestimmung Measurement of the Displacement of Rolling Bearings for Load Determination

Jonas Brauer, Andreas Koch, Jens Falkenstein, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Lehrstuhl für Getriebe- und Antriebstechnik, 18059 Rostock, Deutschland, jonas.brauer@uni-rostock.de, andreas.koch2@unirostock.de, jens.falkenstein@uni-rostock.de

Kurzfassung

Im Rahmen des Trends zur Elektrifizierung von Antriebssträngen in Kraftfahrzeugen ergeben sich neue Herausforderungen im Bereich der Funktionalen Sicherheit. Die korrekte Ansteuerung der Elektromaschine, insbesondere bezogen auf die Richtung und den Betrag des Drehmomentes, unterliegt hohen funktionalen Sicherheitsanforderungen. Eine Drehmomentmessung im mechanischen Antriebsstrang kann für die Fehlerdiagnose von Vorteil sein. In der Patentschrift DE 102019123951 B3 wird ein System zur Bestimmung des Drehmomentes mittels Messung der Verlagerung eines Wälzlagers vorgestellt. In Kraftfahrzeuggetrieben stützen Wälzlager die Zahnnormalkräfte der typischerweise schrägverzahnten Zahnradpaare ab. Die resultierenden Lagerkräfte und Wälzlagersteifigkeiten führen zu radialen und axialen Verlagerungen eines Wälzlagers. Diese Verlagerungen können aus den Signalen magnetischer Drehgeber, bestehend aus Polringen und Hallsensoren, bestimmt werden. Mit geeigneten Auswertealgorithmen lässt sich daraus ein äquivalentes Drehmoment berechnen.

Abstract

As part of the trend toward electrification of drivetrains in vehicles, new challenges are arising in the area of functional safety. The correct control of the electric machine, especially with regard to the direction and amount of torque, is subject to high functional safety requirements. The measurement of torque in the mechanical drivetrain can be advantageous for fault diagnosis. The patent specification DE 102019123951 B3 presents a system for determining torque by measuring the displacement of a rolling bearing. In vehicle gearboxes, rolling bearings support the tooth normal forces of typically helical gear pairs. The resulting bearing forces and rolling bearing stiffnesses lead to radial and axial displacements of a rolling bearing. These displacements can be determined from the signals of magnetic encoders consisting of pole rings and hallsensors. With suitable evaluation algorithms, an equivalent torque can be calculated from this.

1 Einleitung

Im Rahmen des aktuellen gesellschaftlichen und politischen Trends zur vollständigen Elektrifizierung von Antriebssträngen in Kraftfahrzeugen ergeben sich neue Herausforderungen im Bereich der Funktionalen Sicherheit. Das Fahrerwunschmoment wird über das elektronische Fahrpedal ausgewertet und an die Steuerung der Leistungselektronik der Fahrzeugelektromaschine übergeben. Die korrekte Ansteuerung dieser Elektromaschine, insbesondere bezogen auf die Richtung und den Betrag des Drehmomentes, unterliegt hohen funktionalen Sicherheitsanforderungen. Für Kraftfahrzeuge sind diese in der ISO 26262 vereinbart [1].

Im Rahmen der Funktionalen Sicherheit wird typischerweise ein im Antriebsstrang wirkendes Ist-Drehmoment ermittelt und mit einem Sollwert verglichen, um auftretende Fehler zu detektieren. Aus dem Stand der Technik ist bekannt, dass die Drehmomenteinstellung einer fahrzeugtypischen Drehstrommaschine auf einer Stromregelung innerhalb des Fahrzeugwechselrichters basiert [2,3]. In einigen Betriebspunkten ist die Schätzung des Ist-Drehmomentes auf Basis gemessener elektrischer Größen oft ungenau beziehungsweise unzuverlässig [4,5]. Somit stellt dies ein mögliches Sicherheitsrisiko dar. Eine zusätzliche Drehmomentmessung im mechanischen Antriebsstrang kann den aktuellen Betriebspunkt besser erfassen. Bekannte Kraft- und Drehmomentsensoren entsprechen bei gleichzeitiger Erfüllung der jeweiligen Anforderungen an die Genauigkeit im Allgemeinen jedoch nicht den Kostenerwartungen für den Einsatz in den vorgesehenen Fahrzeugsystemen [6]. Alternativ dazu wird in [7] ein System zur Bestimmung des Drehmomentes mittels Messung der Verlagerung eines Wälzlagers vorgestellt. In Kraftfahrzeugen erfolgt die notwendige Drehzahlanpassung zwischen der Antriebsmaschine und den Fahrzeugrädern typischerweise mit mindestens einer Getriebestufe. Die Abstützung der auftretenden Kräfte infolge drehmomentbelasteter, in der Regel schrägverzahnter Zahnradpaare, wird meist durch Wälzlager realisiert [8]. Aufgrund von fertigungsbedingten Abstandsunterschieden der Lagersitze und Wärmedehnungen von Welle und Getriebegehäuse in axiale Richtung findet oft eine Fest-Los-Lagerungsanordnung Anwendung [8]. Dabei nimmt das Festlager radiale und axiale Kräfte auf. In Abhängigkeit von der Wälzlagersteifigkeit verlagert sich der Lagerinnenring unter dieser Belastung relativ zum Lageraußenring [9]. Nach [10] beeinflussen sich die Radial- und Axialverlagerung sowie die Verkippung des Lagers gegenseitig.



Magnetische Drehgeber bestehen typischerweise aus Polringen mit abwechselnd angeordneten magnetischen Nordund Südpolen sowie Magnetfeldsensoren. Der Luftspalt zwischen einem auf der Welle adaptierten Polring und einem Magnetfeldsensor sowie dessen Sensorsignal wird durch eine Verlagerung des Wälzlagers beeinflusst. Mit entsprechenden Auswertealgorithmen kann diese Verlagerung bestimmt und in ein äquivalentes Drehmoment umgerechnet werden.

Dieser Beitrag stellt einen Hardware-in-the-Loop-Verspannungsprüfstand (HiL-Verspannungsprüfstand) vor, welcher ein Testgetriebe mit schrägverzahnter Stirnradstufe beinhaltet. Die aus einer Drehmomentbelastung resultierenden Verlagerungen am Festlager des Testgetriebes werden mit einer geeigneten Berechnungssoftware bestimmt und im Rahmen von statischen Messungen mittels Messuhr validiert. Weiterhin wird das Mess- und Auswerteverfahren zur sensorischen Bestimmung der Verlagerungen und der entsprechenden Drehmomentbelastung vorgestellt. Abschließend zeigt der Beitrag Messungen des Drehmomentes mit Hilfe des magnetischen inkrementellen Drehgebers.

2 Hardware-in-the-Loop-Verspannungsprüfstand

Zur Validierung des Messprinzips der Lastbestimmung mittels Messung der Wälzlagerverlagerung dient ein HiL-Verspannungsprüfstand [11, 12]. Zudem wird die Plattform in universitären Lehrveranstaltungen und für studentische Arbeiten genutzt. Aus sicherheitstechnischen Gründen basiert der HiL-Verspannungsprüfstand auf einem 48V-Gleichspannungssystem.

Bild 1 zeigt das System und die zentralen mechanischen Komponenten des HiL-Prüfstandes. Als Antriebsmaschine (1) findet eine bürstenlose Gleichstrommaschine (BLDC-Maschine) Anwendung. Diese bildet eine Fahrzeug-Elektromaschine nach. Über eine spielfreie Elastomer-Klauenkupplung wird eine schrägverzahnte Stinradstufe (3) mit der Übersetzung i=1 angebunden. Die Fest-Los-Lagerung der Getriebeausgangswelle ist mittels Rillenkugellagern realisiert [12]. Somit werden die Verhältnisse an einem realen elektrischen Fahrzeug nachgebildet und die Randbedingungen der Messung der Wälzlagerverlagerung nach [7] erfüllt. Hinter dem Festlager ist ein Spannsatz mit je einem radialen und axialen Polring (4) angeordnet. Die Polringe werden zur Bestimmung der Wälzlagerverlagerung genutzt. Die Abtriebsmaschine (6) ist über zwei weitere spielfreie Elastomer-Klauenkupplungen (2) kardanisch mit der Getriebeausgangswelle verbunden. Als Belastungseinheit dient eine Asynchronmaschine, welche beispielsweise die Fahrwiderstände nachbilden kann. Diese werden mit Hilfe eines HiL-Simulationsmodells für die Fahrzeuglängsdynamik ermittelt.

übergeordnetes Steuerungssystem TwinCAT3



Bild 1 Systembild des HiL-Verspannungsprüfstandes mit Antriebsmaschine (1), spielfreien Elastomer-Klauenkupplungen (2), schrägverzahnter Stirnradstufe (3), radialem und axialem Polring (4), Drehmomentmesssystem (5) und Abtriebsmaschine (6)

Zur Validierung der Lastbestimmung durch Ermittlung der Wälzlagerverlagerung befindet sich im Antriebsstrang ein weiteres Drehmomentmesssystem (5). Das eigenentwickelte Sensorsystem basiert auf der Drehmomentermittlung mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) und einer induktiven Energie- und Signalübertragung [11].

Die Leistungsversorgung der Elektromaschinen ist mit zwei 48VDC-Motorcontrollern der Firma Sevcon Inc. realisiert [13]. Diese werden mit einem CANopen-Bus [14] an das übergeordnete Steuerungssystem angebunden.

Für die Systemsteuerung wird die echtzeitfähige Steuerungssoftware TwinCAT3 der Firma Beckhoff Automation GmbH & Co. KG genutzt. Hierbei ist die Einbindung von C/C++-, Simulink®- und IEC61131-Projekten möglich [15]. Aufgrund der erforderlichen hohen Abtastrate für die Sensoralgorithmen beträgt die Taskzeit des übergeordneten Steuerungssystems 100 μs. Die Integration der Sensorsysteme sowie das Einlesen elektrischer Signale erfolgt mittels EtherCAT-Klemmen [15].

In Anlehnung an ein reales Fahrzeug gibt die Steuerungssoftware dem Motorcontroller der Antriebsmaschine ein Solldrehmoment vor [2]. Dieses basiert auf dem Fahrerwunschmoment und kann beispielsweise anhand eines vorgegebenen Fahrzyklus (NEFZ, WLTP) ermittelt werden. Innerhalb der Steuerungssoftware erfolgt die Berechnung des HiL-Modells für die Fahrzeuglängsdynamik und der resultierenden Fahrwiderstände. Der Motorcontroller der Abtriebsmaschine erhält entsprechende Vorgaben zur Nachbildung des Fahrwiderstandsmoments und kann alternativ dazu die Abtriebsmaschine auch drehzahlgeregelt betreiben.

3 Verfahren zur Ermittlung der Wälzlagerverlagerung

Bild 2 zeigt das Prinzip des Mess- und Auswerteverfahrens zur Bestimmung der Wälzlagerverlagerungen und der entsprechenden Drehmomentbelastung in Anlehnung an [7].



Bild 2 Messprinzip zur Ermittlung der Wälzlagerverlagerung

Schrägverzahnte Zahnradgetriebe besitzen zumeist eine Evolventenverzahnung. Die Zahnkräfte können nach [16] bestimmt werden. Entsprechend Gleichung (1) führt ein Drehmoment M im Berührungspunkt der Zahnflanken mit dem Wälzkreisdurchmesser d_w zu der Zahntangentialkraft am Teilkreis

$$F_{Z,t} = M \cdot \frac{2}{d_W}.$$
 (1)

Unter Berücksichtigung des Eingriffswinkels im Stirnschnitt α_t und Vernachlässigung der Reibung errechnet sich die Zahnnormalkraft im Stirnschnitt $F_{Z,bt}$ nach Gleichung (2) zu

$$F_{Z,bt} = F_{Z,t} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_t)}.$$
 (2)

Die Zahnnormalkraft wird entsprechend der Gleichgewichtsbedingungen der Getriebewelle über die radialen Lagerkräfte abgestützt. Die Zahnaxialkraft $F_{Z,a}$ infolge des Schrägungswinkels β aus Gleichung (3) wird vollständig von dem Festlager aufgenommen.

$$F_{Z,a} = F_{Z,t} \cdot \tan(\beta) \tag{3}$$

Das Antriebsmoment M führt somit zu einer radialen und axialen Lagerkraft. In Abhängigkeit von der Wälzlagersteifigkeit verlagert sich der Lagerinnenring in radiale und axiale Richtung relativ zum Lageraußenring [9]. Die Messung der Verlagerungen in die zwei unterschiedlichen Raumrichtungen erfolgt mittels radialem und axialem Polring sowie zugehörigen analogen Hallsensoren als Magnetfeldsensoren. Die Sensorsignale reagieren auf die Luftspaltänderungen infolge der Verlagerungen, werden verstärkt und in dem übergeordneten Steuerungssystem ausgewertet.

Mit zwei Hallsensoren und den zugehörigen Verlagerungen beziehungsweise Lagerkräften lassen sich mittels der Gleichungen (1), (2) und (3) die Zahntangentialkraft $F_{Z,t}$ sowie das Drehmoment M redundant bestimmen. Dies ermöglicht eine Diagnose beziehungsweise Fehlererkennung und soll zukünftig implementiert werden. Alternativ dazu soll untersucht werden, inwieweit sich zusätzlich zum Drehmoment M eine externe Kraft auf die Welle anhand der beiden Sensorsignale ermitteln lässt. Im Folgenden ist die prinzipielle Vorgehensweise anhand der axialen Verlagerung beschrieben.

Die Messung des axialen Luftspaltes erfolgt bei dem betrachteten Testgetriebe mit dem axialen Polring MR100S der Firma RLS merlina tehnika d.o.o. mit inkrementellem Magnetmuster und dem analogen Hallsensor A1324 der Firma Allegro MicroSystems Inc. ©. In **Bild 3** ist qualitativ die Abhängigkeit der Hallsensorspannung von dem Luftspalt-Abstand zu einem Magnetpol bei nicht drehendem System dargestellt.



Bild 3 Hallsensorspannung in Abhängigkeit vom Luftspalt-Abstand am Beispiel des Sensors KSY10 der Firma Siemens Semiconductor Group nach [17]

Bei Drehbewegungen des Polrings erzeugt der analoge Hallsensor ein sinusähnliches Sensorsignal mit der Frequenz der vorbeilaufenden magnetischen Polpaare [6]. Bei Verlagerungen des Wälzlagers ändert sich der Luftspalt-Abstand zwischen Polring und Hallsensor und somit die Amplitude des Sensorsignals.

Zudem schwankt die Signalamplitude aufgrund von über den Umfang wiederkehrenden geometrischen und magnetischen Ungenauigkeiten [18]. Zur Kompensation dieser Effekte wird für jedes Polpaar ein Korrekturwert im übergeordneten Steuerungssystem adaptiert und in einer Tabelle hinterlegt. Es ergeben sich die kompensierten Signalamplituden des Sensorsignals. Die so bestimmten Signalamplituden werden anschließend in eine Verlagerung beziehungsweise ein Drehmoment umgerechnet.

Das vorgestellte System zur Bestimmung der Wälzlagerverlagerung durch Abstandsmessung mittels Polring und Hallsensor wird außerdem zur Ermittlung der Drehzahl der Getriebewelle genutzt.

4 Berechnung der Wälzlagerverlagerung

Das vorgestellte Verfahren beruht auf den Steifigkeitseigenschaften eines Wälzlagers. Nachfolgend wird eine Berechnung der Fest-Los-Lagerung der Getriebeausgangswelle des HiL-Verspannungsprüfstandes vorgestellt. Die Berechnung liefert einen Wert für die Verlagerung des Festlagers abhängig von der Drehmomentbelastung des schrägverzahnten Zahnrades. Die berechnete Verlagerung dient zur Bewertung der Funktionalität des vorgestellten Messsystems und wird im **Kapitel 5** mit Messungen am Testgetriebe verglichen.

Die Berechnung der theoretischen Verlagerung des Festlagers erfolgt mit Hilfe der Software KISSsoft der Firma KISSsoft AG [19]. In **Bild 4** ist die simulierte Getriebeausgangswelle inklusive der Fest-Los-Lagerung und des schrägverzahnten Zahnrades dargestellt.



Bild 4 Kräfte und Verschiebungen infolge einer Drehmomentübertragung mittels schrägverzahntem Zahnrad (Zahntangentialkraft $F_{Z,t}$ und radiale Lagerlast F_r nicht in einer Ebene)

Für das Fest- und Los-Lager wird ein Rillenkugellager FAG 6035-2Z der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG eingesetzt. Die Definition der Lagerparameter der verwendeten Rillenkugellager wird in KISSsoft mit Hilfe von hinterlegten Lagerdaten-Tabellen verschiedener Hersteller vorgenommen. Das schrägverzahnte Zahnrad mit dem Teilkreisdurchmesser $d_W = 63,7$ mm weist einen Betriebseingriffswinkel von $\alpha = 21,11^\circ$ und einen Schrägungswinkel von $\beta = 20^\circ$ auf. Diese Parameter sind als Randbedingungen für die Berechnung erforderlich.

Die Belastung der Welle erfolgt mittels Vorgabe eines Antriebsmomentes, welches auf das Zahnrad wirkt. Zur Abstützung des Drehmomentes wird eine Kupplung auf dem Wellenende hinter dem Festlager angenommen. Die Abstützung erfolgt durch ein weiteres Drehmoment M, es werden keine Radial- oder Axialkräfte angenommen.

Die Software KISSsoft bietet die Berechnung der Wälzlagersteifigkeit nach der DIN 26281 [20] an. Die DIN 26281 gilt für einreihige spielbehaftete Radialkugellager unter Radial- und Axiallast sowie Verkippung. Dabei wird die interne Lagerlastverteilung für das statische Gleichgewicht betrachtet. Dynamische Effekte wie Flieh- oder Kreiselkräfte werden vernachlässigt. Bei hohen Geschwindigkeiten können diese Kräfte die Lagerlastverteilung signifikant beeinflussen. Somit ist die Norm gültig bei geringen bis mittleren Geschwindigkeiten.

Die resultierende Verlagerung wird unter der Annahme berechnet, dass die Wälzkörper entsprechend der Hertz'schen Theorie im Punktkontakt zu dem Lagerinnen- und Lageraußenring einfedern. Bei der Berührung des Wälzkörpers mit einer gekrümmten Laufbahn unter Druckkraft tritt im Kontaktbereich entsprechend eine Abplattung auf. Die resultierende Berührfläche ergibt sich abhängig von den Hauptkrümmungsradien der Kontaktkörper zu einer Ellipse [21].

Aus diesem Verhalten ergibt sich nach der DIN 26281 für die Wälzkörperlast *Q* die allgemeine Federgleichung (4).

$$Q = c_P \cdot \delta^{\frac{3}{2}} \tag{4}$$

Die Federzahl eines Wälzkörpers bei Punktberührung c_P wird aus dem Achsenverhältnis der beiden Halbachsen der Druckellipse bestimmt, welches unter anderem von den Rillenradien abhängig ist.

Die gesamte Einfederung des Wälzkörpers δ am Innenund Außenring hängt mit dem Verkippungswinkel zwischen Innen- und Außenring, dem Lagewinkel des Wälzkörpers sowie dem Ausgangs-Berührungswinkel zusammen.

Mit Hilfe der Gleichgewichtsbedingungen für die am Lagerinnen- und Lageraußenring wirkenden Kräfte und den Reaktionskräften der Wälzkörper kann die radiale und axiale Lagerlast F_r und F_a aus den Gleichungen (5) und (6) bestimmt werden. Dabei wird in Analogie zur Federgleichung (4) die Summe der Einfederung der Z Wälzkörper unter Beachtung des Lagewinkels φ_j und des Betriebs-Berührungswinkels α_j eines Wälzkörpers herangezogen.

$$F_r = c_p \cdot \sum_{j=1}^{Z} \delta_j^{\frac{3}{2}} \cdot \cos(\alpha_j) \cdot \cos(\varphi_j)$$
(5)

$$F_a = c_p \cdot \sum_{j=1}^{Z} \delta_j^{\frac{3}{2}} \cdot \sin(\alpha_j) \tag{6}$$

Zusammen mit der Momentenbelastung infolge eines schiefgestellten Lagers kann das Gleichungssystem aus (5) und (6) iterativ gelöst werden.

Somit lässt sich eine kombinierte Lagerlast mit radialem und axialem Kraftanteil in eine resultierende Einfederung überführen. Die gesamte Einfederung äußert sich als die gesuchte Verlagerung des Lagerinnenrings relativ zum Lageraußenring.

Zur Ermittlung einer charakteristischen Kennlinie der Verlagerung über die Drehmomentbelastung für die betrachtete Getriebewelle werden Berechnungen für verschiedene Drehmomentvorgaben durchgeführt. Die resultierenden Verlagerungs-Kennlinien in radiale und axiale Richtung sind in dem Diagramm in **Bild 5** dargestellt. Zum besseren Vergleich mit den nachfolgenden Messungen erfolgt die Darstellung der Verlagerungen ab einem Drehmoment *M* von 5 Nm.

5 Validierung

Nachfolgend wird die Umsetzbarkeit des vorgestellten Messverfahrens untersucht. Dafür ist in **Kapitel 5.1** die Messung von radialer und axialer Verlagerung mittels Messuhr bei einer statischen Drehmomentbelastung beschrieben. In **Kapitel 5.2** wird das aus der Hallsensorspannung ermittelte Drehmoment bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen und Drehmomenten vorgestellt.

5.1 Messung der Wälzlagerverlagerung

Zur Validierung der Verlagerungsberechnung wird die radiale und axiale Verlagerung des Festlagers des Testgetriebes bei unterschiedlichen statischen Drehmomenten mittels Messuhr gemessen. Die Ergebnisse sind in Bild 5 dargestellt. Für die Untersuchung werden Messuhren mit einer Genauigkeit von 1 µm verwendet. Die Drehmomentbelastung wird mit Hilfe eines Hebels mit definierter Hebelarmlänge realisiert, der mittels Spannprisma auf der Elastomer-Klauenkupplung der Getriebeeingangswelle angebracht ist und einen Lastkorb aufnimmt. Die Abstützung des Drehmomentes erfolgt durch ein weiteres Spannprisma auf der Elastomer-Klauenkupplung vor der Abtriebsmaschine. Die resultierenden Kräfte werden somit in das Maschinenfundament abgeleitet. Die Querkräfte infolge der Drehmomentabstützung wirken aufgrund der beiden zwischengeschalteten Elastomer-Klauenkupplungen nicht auf die Getriebeausgangswelle und haben somit keinen Einfluss auf die Messung der Verlagerungen.

Das statische Drehmoment wird durch die Anpassung der Masse des Lastkorbes schrittweise bis zu einem Maximalwert von M = 40 Nm erhöht. Für die resultierenden Verlagerungen werden 20 Messpunkte aufgenommen.

Die Messuhren müssen anhand der Punkte der erwartbaren maximalen Verlagerung positioniert werden. Für die axiale Raumrichtung ist die Verlagerung über den Umfang des Lagers annährend konstant. Der Einfluss der Lagerverkippung aufgrund der Durchbiegung der Welle kann bei der Betrachtung verhältnismäßig kleiner Drehmomente bis zu 40 Nm und der integrierten, biegesteifen, kurzen Getriebewelle (vgl. **Bild 4**) vernachlässigt werden.

Die maximale radiale Verlagerung tritt in Abhängigkeit von dem Eingriffswinkel α_t auf. Daher wird die Messuhr möglichst genau in die Achse der radialen Verlagerungsrichtung positioniert, welche der Wirkrichtung der Zahnnormalkraft $F_{Z,bt}$ entspricht. Für die Vergleichbarkeit mit den Berechnungsergebnissen wird das Testgetriebe vor der Aufnahme des ersten Messpunktes mit 5 Nm vorgespannt, sodass das Lagerspiel überwunden ist und definierte Anlageverhältnisse der Wälzkörper vorliegen.

Gegenüber den Berechnungen, welche das Festlager isoliert betrachten, sind die gemessenen Verlagerungen in radialer und axialer Richtung größer (vgl. **Bild 5**). Dies wird auf die zusätzlichen Nachgiebigkeiten der Anschlusskonstruktion beziehungsweise des Getriebegehäuses zurückgeführt. Weiterhin ist aufgrund von fertigungsbedingten Toleranzen typischerweise ein Verkippungswinkel vorhanden, wodurch die Wälzkörper bei steigender Last nacheinander abplatten und die Steifigkeiten der einzelnen Wälzkörper nacheinander wirken.

Vor diesem Hintergrund ergibt sich eine ausreichende Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung, sodass eine Abschätzung der Tauglichkeit des vorgestellten Verfahrens zur Lastbestimmung für andere Anwendungsfälle und Lagergrößen anhand der gewählten Berechnungsmethodik erfolgen kann.

5.2 Auswertung des Hallsensors

Zur Validierung des Messverfahrens aus Kapitel 3 wird die Hallsensorspannung im drehenden System gemessen und zur Kompensation der wiederkehrenden geometrischen und magnetischen Ungenauigkeiten korrigiert. Es erfolgen eine Ermittlung der korrigierten Signalamplituden sowie die Umrechnung in eine Verlagerung beziehungsweise ein Drehmoment. Während des Prüflaufes werden den Motorcontrollern der Elektromaschinen des HiL-Verspannungsprüfstandes die Zeitverläufe aus der **Tabelle 1** vorgegeben.

Tabelle 1 Vorgaben für das Drehmoment und die Drehzahl

Zeit t [s]	Solldrehmoment M [Nm]	Solldrehzahl n [1/min]
0,0 2,5	2	70
2,5 7,5	9	70
7,5 10,0	2	70
10,0 12,5	2	100
12,5 17,5	9	100
17,5 20,0	2	100



Bild 5 Mess- und Berechnungswerte für die radiale Verlagerung u_r und die axiale Verlagerung u_a , abhängig vom Drehmoment



Bild 6 Messung des Drehmomentes mittels ausgewertetem Hallsensorsignal für die axiale Verlagerung und DMS-Messwelle

Die drehmomentgeregelte Antriebsmaschine erhält ein Solldrehmoment und die drehzahlgeregelte Abtriebsmaschine eine Solldrehzahl als Vorgabe.

Ziel der Messung ist eine Aussage zur Umsetzbarkeit des Messverfahrens und ein Vergleich der Qualität der Kompensationsalgorithmen bei unterschiedlichen Betriebspunkten. Wie bereits angemerkt, erfolgt hier ausschließlich die Betrachtung der axialen Verlagerung.

Als Referenzdrehmoment wird das auf DMS basierende Messsignal des eigenentwickelten Drehmomentmesssystems (DMS-Messwelle) genutzt.

Das Referenzdrehmoment und das aus der Hallsensorspannung ermittelte Drehmoment sind in **Bild 6** dargestellt. Zusätzlich wird das Drehzahlsignal der Antriebsmaschine veranschaulicht. Die Drehzahl wird für kleine Drehmomente im Bereich von 2 Nm gut eingestellt. Bei einem Solldrehmoment von M = 9 Nm ergeben sich Drehzahlabweichungen von 10 ... 15 min⁻¹ aufgrund einer aktuell noch begrenzten Einspeiseleistung am HiL-Verspannungsprüfstand, verbunden mit geringer Stellreserve.

Die Höhe des aus der Hallsensorspannung ermittelten Drehmoments bleibt für beide Drehzahlbereiche gleich. Bei steigender Drehzahl nimmt die Frequenz der am Hallsensor vorbeilaufenden Polpaare zu. Bei konstanter Abtastrate des Sensors werden bei hohen Drehzahlen weniger Messpunkte pro Polpaar generiert. Dies äußert sich in einem leicht verstärkten Rauschen des aus der Hallsensorspannung ermittelten Drehmomentes bei der größeren Drehzahl.

Ein Einfluss der Höhe des Drehmoments auf die Signalqualität ist nicht zu erkennen.

Entsprechend der Verlagerungsberechnung aus **Bild 4** bedingt der Drehmomentsprung von 2 auf 9 Nm eine Änderung der axialen Verlagerung um etwa 15 μ m. Bei einer Genauigkeit des aus der Hallsensorspannung ermittelten Drehmomentes von ca. \pm 1,25 Nm entspricht somit die Genauigkeit der Ermittlung des Luftspalt-Abstandes ca. \pm 2,68 µm.

Das Testgetriebe ist für ein Nennmoment von 100 Nm ausgelegt. Die in den vorgestellten ersten Versuchen erzielte Genauigkeit des ermittelten Drehmomentes wird somit als ausreichend erachtet, obwohl die Wälzlagersteifigkeit bei höherer Lagerlast noch zunimmt.

6. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird ein Verfahren zur Lastbestimmung durch Ermittlung der Verlagerung eines Wälzlagers vorgestellt. Zur Validierung des Messprinzips dient ein HiL-Verspannungsprüfstand inklusive Testgetriebe, der einleitend beschrieben ist. Nach der Darstellung des Messverfahrens wird das zugrundeliegende Wirkprinzip der Verlagerung eines Wälzlagers unter Last anhand einer Berechnungssoftware nachgebildet. Die Validierung der Berechnungsergebnisse erfolgt durch die Messung der Verlagerung des Wälzlagers unter statischer Belastung. Abschließend wird der axiale Luftspalt-Abstand zwischen Hallsensor und Polring im drehenden System gemessen und in der entsprechenden Auswerteeinheit verarbeitet. Mit den Ergebnissen kann die Qualität der Kompensationsalgorithmen beurteilt und die Funktionalität des Messverfahrens bestätigt werden.

Zukünftig sind weitere Untersuchungen hinsichtlich des Einflusses von Temperaturänderungen sowie höheren Drehzahlen und Drehmomenten geplant. Erste Versuche deuten darauf hin, dass eine Kompensation von Temperaturschwankungen möglich ist.

Außerdem sind Betrachtungen zu der Reproduzierbarkeit, der Robustheit sowie der Zuverlässigkeit des Kompensationsalgorithmus für verschiedene Betriebsunkte durchzuführen. Im Rahmen dieser Untersuchung soll eine Optimierung der Signal-Auswertealgorithmen vorgenommen werden.

Weiterhin soll die Bestimmung des Absolutverdrehwinkels durch die zwei Polringe erfolgen, damit eine zuverlässige Aussage über den absoluten Verdrehwinkel der Welle auch kurz nach dem Stillstand erfolgen kann.

7. Literatur

- [1] ISO 26262: *Road vehicles Functional safety*. Dezember 2018.
- [2] Reif, K.; Noreikat, K. E.; Borgeest, K. (Hrsg.): *Kraftfahrzeug-Hybridantriebe – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen.* Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-0722-9.
- [3] Tschöke, H. (Hrsg.): Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015. ISBN 978-3-658-04643-9.
- [4] Ponick, B.: Das Luftspaltmoment elektrischer Maschinen unter Berücksichtigung parametrischer Effekte. Springer-Verlag, 1998.
- [5] Bolte, E.: *Elektrische Maschinen*. Berlin: Springer-Verlag, 2018. ISBN 978-3-662-54687-1.
- [6] Reif, K. (Hrsg.): Bosch Autoelektrik und Autoelektronik – Bordnetze, Sensoren und elektronische Systeme. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2011. ISBN 978-3-8348-1274-2.
- [7] Falkenstein, J. (2020) Verfahren und System zur Bestimmung von Positionsverlagerungen (Patentschrift DE 102019123951 B3). Deutsches Patent- und Markenamt.
- [8] Neunheimer, H.; Bertsche, B.; Ryborz, J.;Novak, W.; Fietkau, P.: Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2019. ISBN 978-3-662-58882-6.
- [9] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: Maschinenelemente – Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2005. ISBN 3-540-25125-1.
- [10] Breuer, M.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit. Dissertation. VDI-Verlag Düsseldorf, 1994. ISBN 3-18-324101-3.
- Koch, A.: Demonstrator für elektrische Fahrzeugantriebe zur Entwicklung von Sensor- und Steuerungssystemen. In: 14. Kolloquium Getriebetechnik 2021.
 23./24. September 2021 Rostock. Logos Verlag Berlin 2021. ISBN 978-3-8325-5359-3.
- [12] Bretthauer, L.-M.: Entwicklung einer echtzeitfähigen Sensorauswertung zur Bestimmung von Kräften und Drehmomenten anhand der Positionsverlagerung einer wälzgelagerten Welle inklusive Realisierung eines Testaufbaus. Masterarbeit. Universität Rostock, 2021.
- [13] Sevcon Inc.: Gen4 Applications Reference Manual. Document no: 177/52701. Rev. 3.4. 2017.

- [14] Meroth, A.; Sora, P.: Sensornetzwerke in Theorie und Praxis – Embedded Systems-Projekte erfolgreich realisieren. Wiesbaden: Springer Faschmedien, 2021. ISBN 978-3-658-31708-9.
- [15] Beckhoff Automation GmbH & Co. KG: *TwinCAT 3* | *eXtended Automation*. Verl, Germany. 2019.
- [16] Steinhilper. Sauer (Hrsg.): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008. ISBN 978-3-540-76653-7.
- [17] Baumann, P.: Ausgewählte Sensorschaltungen Vom Datenblatt zur Simulation. Berlin: Springer Verlag, 2015. ISBN 978-3-658-08558-2.
- [18] León, P. F.: Messtechnik Grundlagen, Methoden und Anwendungen. Berlin: Springer-Verlag, 2019. ISBN 978-3-662-59766-8.
- [19] KISSsoft AG: *KISSsoft Release 2021 Benutzer*handbuch. Bubikon, Schweiz: 2021.
- [20] DIN 26281: Wälzlager Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager (ISO/TS 16281:2008 + Cor. 1:2009). November 2010.
- [21] Schlecht, B.: Maschinenelemente 1 Festigkeit, Wellen, Verbindungen, Federn, Kupplungen. München: Pearson Studium, 2007. ISBN 978-3-8273-7145-4.

