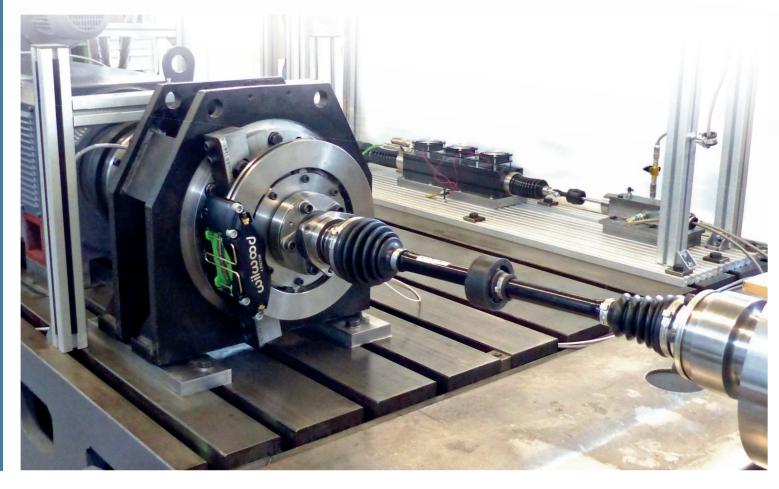
Elektrohydraulischer Bremsaktuator zur Nachbildung von Fahrzeug-Bremssystemen

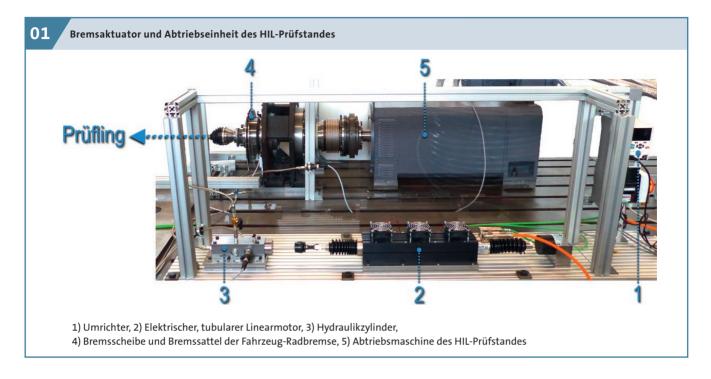
In diesem Artikel wird ein elektrohydraulischer Bremsaktuator als Teilsystem eines Hardware-In-The-Loop-Prüfstandes vorgestellt. Dieser ermöglicht die Nachbildung unterschiedlicher Fahrzeug-Bremssysteme. Mithilfe eines Hydraulikzylinders wird die Position eines Linearmotorläufers in den hydraulischen Bremsdruck eines Fahrzeug-Radbremssystems umgesetzt. Das System erfasst realitätsnah die Effekte der Hydraulikstrecke sowie der Reibung.

Dipl.-Ing. Andreas Koch und Gabrielius Jakstas, M. Sc. sind wissenschaftliche Mitarbeiter und Prof. Dr. Jens-Werner Falkenstein ist Inhaber; alle am Lehrstuhl für Getriebe- und Antriebstechnik (GAT) an der Universität Rostock

ie Verschärfung der Abgasgrenzwerte stellt eine prägende Randbedingung für die heutige Entwicklung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen dar. Neben den konventionellen Verbrennungskraftmaschinen werden daher zunehmend Fahrzeug-Elektromaschinen im Antriebsstrang eingesetzt. Diese bieten den Vorteil, dass sie während des Betriebes keine Abgase produzieren. Die Elektrifizierung des Antriebsstranges führt zur Entstehung neuer Antriebstopologien. Dies betrifft neben den Hybrid-Fahrzeugen, die sowohl über eine Verbrennungskraftmaschine als auch über eine oder mehrere Fahrzeug-Elektromaschinen verfügen, in den vergangenen Jahren zunehmend reine Elektrofahrzeuge.

Im Zuge dieser Entwicklung entsteht eine Vielzahl neuer Antriebskonzepte. Die Verwendung von Fahrzeug-Elektromaschinen





bietet aus technischer Sicht eine Reihe von Vorteilen. Hier ist z.B. der Verzicht auf ein Schaltgetriebe sowie eine Trennkupplung im Antriebsstrang zu nennen, bedingt durch die vorteilhafte Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie von Elektromaschinen. Hierdurch entfällt jedoch die Möglichkeit, die träge Masse der Elektromaschine vom restlichen Antriebsstrang zu trennen. Dies führt häufig zu starken Torsionsschwingungen, insbesondere in kritischen Situationen, wie z.B. beim Eingriff eines Elektronischen Stabilitäts-Programmes (ESP) oder eines Antiblockiersystems (ABS). Unter bestimmten Voraussetzungen können diese zu einer Beeinträchtigung der ABS-Regelung sowie einer großen Belastung von z.B. Getriebe- und Antriebswellen führen [16].

Für eine realitätsnahe Untersuchung dieses Themengebietes ist eine Nachbildung von ABS-Systemen auf einem Hardware-In-The-Loop (HIL)-Prüfstand erforderlich. Entsprechendes gilt für die Entwicklung von Steuerungsalgorithmen zur Koordination von Bremssystem und Antrieb.

HIL-Prüfstände bieten vor allem im Hinblick auf eine hohe Reproduzierbarkeit von Testzyklen viele Vorteile. Die Ergebnisse der Untersuchungen auf dem Prüfstand ermöglichen eine Validierung der System-Simulationen. Ebenso erleichtern sie durch den Einsatz von systematischen Testverfahren die Absicherung neuer Systeme. Zur Untersuchung der funktionalen Sicherheit von Elektrofahrzeugantrieben lassen sich z. B. Fehler gezielt nachbilden, um geeignete Diagnoseverfahren bzw. Gegenmaßnahmen zu entwickeln. Bei der Verwendung eines Prüfstandes wird die Gefährdung eines Fahrers in solchen kritischen Situationen ausgeschlossen. Somit können z.B. auch neue Algorithmen von elektronischen Stabilitäts-Programmen und Antiblockiersystemen entworfen und ohne großes Gefahrenpotenzial getestet werden.

Anforderungen

Zum Aufbringen des Bremsmomentes am HIL-Prüfstand wird ein geeigneter Bremsaktuator benötigt. Für weitreichende Untersuchungen sollte mit diesem eine Nachbildung unterschiedlicher Bremssystem-Hardware möglich sein. Hierfür sind z.B. verschiedene Konfigurationen der eingesetzten Steuerungsventile bzw. unterschiedliche Aktuatorkonzepte zu nennen [3, 5, 15]. Ebenso ist eine realitätsnahe Erfassung der Effekte der Hydraulikstrecke und der Reibung notwendig. Daher wird der Einsatz eines elektrohydraulischen Bremsaktuators in Kombination mit einem handelsüblichen Fahrzeug-Radbremssystem bevorzugt.

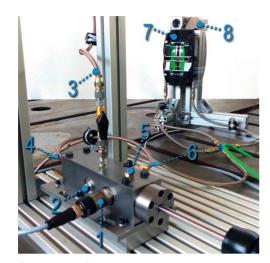
Für Fahrzeug-Radbremssysteme, bestehend aus Bremsscheibe und Bremssattel, ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen dem hydraulischen Druck $p_{\text{\tiny RrSa}}$ und dem wirkenden Bremsmoment $M_{\rm Br}[3]$:

$$M_{\rm Br} = 2\,\mu_{\rm Br}\,A_{\rm Br}\,r_{\rm Br}\,p_{\rm BrSa} \tag{1}$$

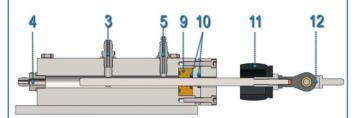
Der Reibwert $\mu_{\scriptscriptstyle \! Rr}$ der Bremsbeläge zur Bremsscheibe, die Bremskolbenfläche A_{p_r} und der wirksame Reibradius der Bremsbeläge r_{p_r} treten als nicht regelbare Kenngrößen auf. Folglich steht für die Regelung des Bremsmomentes $M_{_{\mathrm{Br}}}$ lediglich der hydraulische Druck $p_{\mbox{\tiny BrSa}}$ in der Fahrzeug-Radbremse als Stellgröße zur Verfügung.

Bei Pkw liegt der relevante Bereich des Systemdrucks zwischen 0 und 150 bar. Eingestellt wird dieser durch den Bremspedaldruck des Fahrers. Bei modernen Systemen werden hierfür auch elektrohydraulische Regeleinheiten verwendet [3]. Im Falle eines Bremsvorganges mit ABS-Eingriff wird der Bremsdruck an den Bremssätteln modifiziert. Dabei kommen aktuell meist Regelventile zum Einsatz [15]. Diese weisen ohne besondere Maßnahmen ein digitales Schaltverhalten auf [10]. Üblicherweise erfolgt die Ansteuerung mittels Pulsweitenmodulation [12], die Ventile werden dadurch nicht immer vollständig geöffnet oder geschlossen. Eine ausreichend gute Stellgenauigkeit in großen Teilen des relevanten Bereichs des Systemdruckes ist somit gewährleistet. Bei kleineren Drücken zwischen 1 und 10 bar gelingt die Dosierbarkeit des Druckaufbaus jedoch nur relativ ungenau [10]. Ursache dafür sind die widersprüchlichen Anforderungen an die Drosselwirkung der

02 Hydraulikzylinder

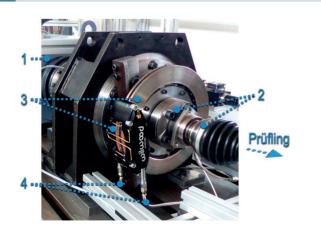


- 1) Drucksensor, 2) Anschluss Temperatursensor,
- 3) Zulauf mit Absperrhahn, 4) Druckanschluss,
- 5) Entlüftungsschraube, 6) Überdrucksicherung,
- 7) Bremssattel, 8) Bremsscheibe



- 3) Zulauf mit Absperrhahn, 4) Druckanschluss, 5) Entlüftungsschraube, 9) Gleitlagerung, 10) PTFE-Dichtung und -Abstreifer, 11) Strukturdämpfer,
- 12) Ausgleichskupplung

03 Integration der Fahrzeug-Radbremse in den HIL-Prüfstand



- 1) Abtriebsmaschine, 2) Antriebswelle mit Radnabe,
- 3) Fahrzeug-Radbremse und Vierkolben-Festsattel.
- 4) Stahlflex-Leitungen und Fittings

Regelventile. Eine geringe Drosselwirkung steigert die Systemdynamik und verbessert das Ansprechverhalten der Bremswirkung, wohingegen für eine gute Dosierbarkeit des Bremssatteldruckes eine hohe Drosselwirkung benötigt wird.

Um verschiedene Fahrzeug-Bremssysteme mithilfe des Prüfstands-Bremssystems nachzubilden, wird eine möglichst gute Stellgenauigkeit über den gesamten Systemdruckbereich zwischen 0 und 150 bar gefordert. Eine maximale statische Druckabweichung zwischen dem Soll-Druck $p_{\rm Br,soll}$ und dem gemessenen Ist-Druck $p_{\rm Br,ist}$ von unter $\pm\,1$ bar ist hierfür anzustreben.

Nach [3–5] können im Hauptbremszylinder maximale Bremsdruckgradienten bis zu 1500 bar/s auftreten. Für eine ABS-Regelung lässt sich der relevante Übertragungspfad mit einem PT1-Glied annähern [16]. Bei komplett geöffneten Ventilen beträgt die minimal mögliche Zeitkonstante zwischen 30 und 40 ms. Die erforderliche Systemdynamik liegt beim Druckaufbau oberhalb von 750 bar/s sowie beim Druckabbau oberhalb von 1000 bar/s [3]. Diese Anforderungen sind durch den Bremsaktuator zu erfüllen.

Weiterhin sind eine Integration geeigneter Messsensoren sowie die Möglichkeit der Systemerweiterung um zusätzliche Sensoren notwendig. Vor allem die Messung von Drücken und Fluidtemperaturen an verschiedenen Stellen der Hydraulikstrecke ist hierbei zu nennen.

Konzept und Aufbau des Bremsaktuators

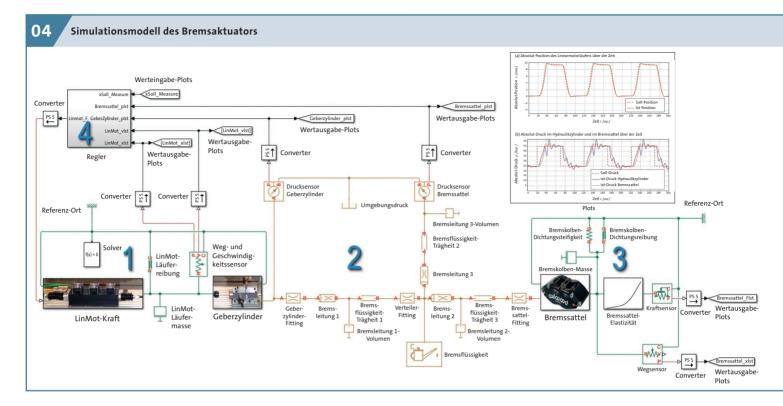
Die Abtriebseinheit des HIL-Prüfstandes – dargestellt in **Bild 01** – dient dazu, die am Fahrzeugrad wirkenden Drehmomente nachzubilden. Im Wesentlichen sind hier die Fahrwiderstände bzw. der Reifen-Fahrbahn-Kontakt zu nennen. Neben den Fahrwiderständen hat auch das Bremsmoment einen wesentlichen Einfluss auf das Verhalten des Fahrzeug-Antriebsstrangs. Wie bereits in den Anforderungen erwähnt, sind Bremsmomentenverläufe realer Fahrzeuge, z. B. beeinflusst durch ABS- oder ESP-Algorithmen, am Prüfstand nachzubilden.

Um diese Aufgabe zu erfüllen, wird ein hierfür entwickelter Bremsaktuator verwendet, welcher im Wesentlichen aus drei Baugruppen besteht (Bild 01): Einem tubularen Linearmotor inklusive Umrichter (2, 1), einem Hydraulikzylinder (3) sowie einer Fahrzeug-Radbremse (4).

Mittels des Hydraulikzylinders wird eine Position des Linearmotorläufers in einen Bremsdruck der Fahrzeug-Radbremse umgesetzt. Die Verwendung einer Fahrzeug-Radbremse im Bremsaktuator ermöglicht eine realitätsnahe Erfassung der Effekte der Hydraulikstrecke sowie der Reibung. Somit können neben der Dynamik des Systems auch Temperatureinflüsse sowie das Reibverhalten zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe untersucht werden. Gleichzeitig bietet dieses System die Möglichkeit, unterschiedliche Bremsflüssigkeiten, Bremsleitungen sowie Leitungslängen zu betrachten.

Linearmotor

Der elektrische, tubulare Linearmotor dient zur Erzeugung des Bremsdruckes entsprechend dem Fahrerwunsch bzw. der Sollvorgabe der ESP-/ABS-Algorithmen. Dieser ist in Synchronbauweise ausgeführt und liefert im Stillstand eine Konstantkraft von $F_{\rm LM,m}=479\,$ N sowie kurzzeitig eine Spitzenkraft von bis zu $F_{\rm LM,max}=2\,700\,$ N [13]. Diese ermöglicht in Kombination mit einer maximalen Läufergeschwindigkeit $v_{\rm LM,max}=4,7\,$ m/s die für den Bremsaktuator benötigte Systemdynamik. Die Wiederholgenauigkeit der Position von 20 μ m ist im Hinblick auf eine gute Reproduzierbarkeit der Untersuchungen förderlich.

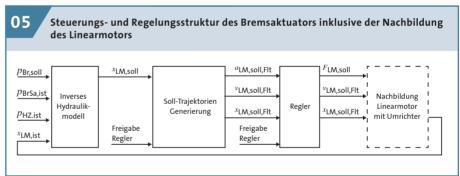


Hydraulikzylinder

Zur Umsetzung einer Positionsänderung des Linearmotorläufers in den entsprechenden Bremsdruck wird ein eigenentwickelter Hydraulikzylinder verwendet. Über eine Ausgleichskupplung ist dieser mit dem Läufer des Linearmotors verbunden. Der Hydraulikzylinder ist als Plungerzylinder ausgeführt (Bild 02). Eine geringe Reibwiderstandskraft von unter 10 N wird durch die Bauweise und weitere Maßnahmen erreicht. Dieser Wert entspricht einem Druck im Hydraulikzylinder von annähernd 1 bar. Zur Reduzierung des Reibwiderstands werden Dichtung sowie Abstreifer aus PTFE (Polytetrafluorethylen) verwendet. Zur Führung der Kolbenstange wird ein Gleitlager aus Messing eingesetzt, welches mit einem speziellen Schmierdrall versehen ist. Hierdurch verringert sich die Losbrechreibung durch die Gewährleistung eines ständigen Schmierfilmes zwischen Kolbenstange und Führung. Die verwendete Dichtung erlaubt Systemdrücke bis zu 200 bar sowie Relativgeschwindigkeiten bis zu 10 m/s.

Eine Überdrucksicherung (Berstscheibe) sowie die benötigte Messtechnik sind direkt im Hydraulikzylinder integriert. In der ersten Entwicklungsstufe werden die Fluidtemperatur sowie der Hydraulikdruck gemessen.

Im Rahmen erster Untersuchungen kommt eine Bremsflüssigkeit auf Silikonbasis zum Einsatz. In Bezug auf ihre chemischen Eigenschaften ist diese deutlich





weniger aggressiv als die im Kraftfahrzeug-Bereich standardmäßig verwendeten Bremsflüssigkeiten auf Glykolbasis.

Fahrzeug-Radbremse

Die Fahrzeug-Radbremse besteht aus Originalteilen aus dem Kraftfahrzeug-Bereich. Eine innenbelüftete Bremsscheibe als mechanische Reibungsbremse ist in den HIL-Prüfstand integriert (Bild 03). Sie bildet somit die Schnittstelle beider Systeme. Passend zu dieser Bremsscheibe wird eine Vier-Kolben-Festsattelbremse verwendet. Organische Bremsbeläge, welche für den Einsatz in geschlossenen Hallen geeignet sind, kommen für den Prüfstandsbetrieb zum Einsatz. Ihr Kaltreibwert beträgt $\mu_{\rm Br}=0,48.$ Stahlflex-Leitungen und Fittings aus dem Kraftfahrzeug-Bereich schaffen eine Verbindung zwischen Hydraulikzylinder und Bremssattel.

Zur Messung des Bremsdruckes der Fahrzeug-Radbremse ist unmittelbar vor dem Bremssattel ein Drucksensor in die Hydraulikstrecke integriert. Durch die im HIL-Prüfstand eingesetzten Drehmomentmessaufnehmer kann der Zusammenhang zwischen dem Bremsdruck in der Fahrzeug-Radbremse und dem wirkenden Bremsmoment ermittelt werden.

Steuerungs- und Regelungskonzept

Simulationsmodell

Zur Entwicklung des Steuerungs- und Regelungskonzepts des Bremsaktuators wird ein Simulationsmodell eingesetzt. Dieses ist mithilfe der Simulationsumgebung Simulink unter Verwendung der Simscape-Toolbox erstellt. Anhand von Messungen an verschiedenen Testaufbauten erfolgte eine Validierung der Modellparameter. Die Simscape-Toolbox stellt unter anderem verschiedene mechanische und hydraulische Elemente zur Verfügung [18]. Somit kann das Modell des mechanischen Aufbaus sowie der Hydraulikstrecke durch Zusammenschalten der entsprechenden Elemente übersichtlich modelliert werden (Bild 04).

Das Simulationsmodell lässt sich in vier Bereiche unterteilen. Die Bereiche eins bis drei bilden den realen Aufbau des Bremsaktuators mit den Baugruppen Linearmotor mit Hydraulikzylinder (1), Hydraulikstrecke (2) und Bremssattel (3) nach.

Der Linearmotor ist als ideale Kraftquelle implementiert. Die Dynamik des realen Kraftaufbaus im Zusammenhang mit der feldorientierten Regelung wird mithilfe von PT1- und Totzeit-Gliedern nachgebildet. Des Weiteren berücksichtigt das Simulationsmodell die zu bewegenden trägen Massen des Linearmotorläufers, der Ausgleichskupplung sowie der Kolbenstange des Hydraulikzylinders und die Reibwiderstandskraft. Der Hydraulikzylinder dient als Schnittstelle zur Hydraulikstrecke und ist mithilfe eines vorhandenen Simscape-Elementes modelliert. Dieses berücksichtigt neben dem Kolbenstangendurchmesser u. a. das Totvolumen des Hydraulikzylinders.

Die Hydraulikstrecke ist analog zum realen Bremsleitungssystem in drei Bereiche unterteilt: Die direkt an den Hydraulikzylinder angeschlossene Hauptleitung, eine kurze Stichleitung zum Drucksensor am Bremssattel sowie eine Zulaufleitung in den Bremssattel. In allen drei Bereichen sind neben dem hydraulischen Volumen auch die Fluidmasse sowie Leitungsreibungen implementiert. Mittels Drossel-Elementen erfolgt eine Berücksichtigung der für die Hydraulikstrecke benötigten Fittings. Die Nachgiebigkeit der Hydraulikstrecke, insbesondere der Leitungen, ist durch eine Anpassung des Kompressionsmoduls der Bremsflüssigkeit realisiert. Die Bremskolben bilden die Schnittstelle zwischen der Hydraulikstrecke und der Mechanik der Fahrzeug-Radbremse.

Analog zur Implementierung des Linearmotors sind für die Nachbildung des Bremssattels die zu bewegenden trägen Massen der Bremskolben und -beläge sowie die Steifigkeit und die Dämpfung der Bremsbeläge und Bremssatteldichtungen berücksichtigt. Nach [7] ist es zudem erforderlich, die Nachgiebigkeit des Systems infolge der Aufweitung des Bremssattels zu erfassen.

Der vierte Bereich des Simulationsmodells enthält die Steuerungs- und Regelungsalgorithmen (**Bild 05**). Diese sind anhand von Testaufbauten validiert und durch verschiedene Messungen optimiert. Simulink ermöglicht es, die entworfenen Algorithmen in Form von C/C++-Code zu exportieren und diesen in die Software des Echtzeitsteuerrechners einzubinden.

Steuerungs- und Regelungsalgorithmen

Entsprechend des Grundkonzeptes des Bremsaktuators erfolgt eine Druckänderung in der Hydraulikstrecke durch eine Positionsänderung des Linearmotorläufers infolge einer Kraftänderung des Linearmotors. Über die wirksame Fläche der Kolbenstange $A_{\rm KS}$ lässt sich die für einen hydraulischen Druck $p_{\rm Br}$ notwendige Kraft $F_{\rm Hyd}$ des Linearmotors bestimmen:

$$F_{\rm Hyd} = A_{\rm KS} \, p_{\rm Br} \tag{2}$$

Über die Nachgiebigkeit der Hydraulikstrecke kann ein Zusammenhang zwischen dieser Kraft und der Position des Linearmotorläufers $x_{\rm LM}$ hergeleitet werden. Entsprechend einer mechanischen Feder kann dies als hydraulische Ersatzsteifigkeit $c_{\rm Hyd}$ angenommen werden. Die Kraft $F_{\rm Hyd}$ ergibt sich dementsprechend zu:

$$F_{\rm Hyd} = c_{\rm Hyd} x_{\rm LM} \tag{3}$$

Für einen Soll-Druck in der Fahrzeug-Radbremse $p_{\rm Br, soll}$ lässt sich somit die absolute Soll-Position des Linearmotorläufers $x_{\rm LM, soll}$ über

$$x_{\rm LM,soll} = \frac{A_{\rm KS}}{c_{\rm Hvd}} \, p_{\rm Br,soll} \tag{4}$$

bestimmen. Hierbei entspricht die Absolut-Position $x_{\rm LM,soll} = 0.0$ m dem Kontaktpunkt der Bremsbeläge mit der Bremsscheibe (Kissing-Point). Auf den dargestellten **Gleichungen (2–4)** basiert das inverse Hydraulikmodell in Bild 05.

Der Soll-Druck $p_{\rm Br,soll}$ bildet die Eingangsgröße für das Steuerungs- und Regelungskonzept. Dieser entspricht dem Fahrerbremswunsch bzw. der Sollvorgabe der ESP-/ABS-Algorithmen. Mittels der Gleichung (4) wird für den Soll-Druck die benötigte absolute Soll-Position des Linearmotorläufers bestimmt.

Aufgrund verschiedener Effekte in der Hydraulikstrecke ist eine Adaption des zugrundeliegenden Modells notwendig. Hierfür ist z. B. die Relaxation des verwendeten Fluides zu nennen [9]. Der im Fluid enthaltene Luftanteil führt unter Druck zu einer Änderung der hydraulischen Steifigkeit $c_{\rm Hyd}$ des Fluides. Dies erfordert eine Anpassung des in Gleichung (4) dargestellten Verhältnisses zwischen dem Soll-Druck und der Soll-Position. Eine entsprechende Adaption basiert auf dem Ist-Druck des Hydraulikzylinders bzw. der Fahrzeug-Radbremse sowie der aktuellen Ist-Position des Linearmotorläufers.

Entsprechend den Ausführungen in [14] ist es notwendig, dass der Linearmotor mit der ihm zur Verfügung stehenden Kraft der gewünschten Soll-Bewegung folgen kann. Dies erfordert bei Vorgabe eines sprungförmigen Soll-Wertes für die Position des Linearmotorläufers eine Beschränkung der maximalen Soll-Beschleunigung sowie eine Limitierung der Soll-Geschwindigkeit. Mithilfe eines geeigneten Sollwert-Filters wird daher eine Trajektorie für die Bewegung des Linearmotorläufers bzw. für die gefilterte Soll-Position $x_{\rm LM,soll,Fil}$ generiert. Das Zeitverhalten des verwendeten Sollwert-Filters entspricht dabei einem PT2-Glied [11, 17]. Somit sind zu-

sätzlich die Soll-Geschwindigkeit $v_{\scriptscriptstyle \mathrm{LM,soll,Flt}}$ und die Soll-Beschleunigung $a_{\rm \tiny LM, soll, Flt}$ bekannt.

Mithilfe dieser Größen wird modellbasiert die benötigte Kraft für die Vorsteuerung des Linearmotors ermittelt. Analog den Ausführungen in [14] wird neben den zu bewegenden trägen Massen des Systems $m_{_{\mathrm{Rr}}}$ auch die Systemreibung berücksichtigt. Die trägen Massen des Systems $m_{\rm Br}$ umfassen neben der Masse des Linearmotorläufers auch die Masse der Ausgleichskupplung sowie der Kolbenstange des Hydraulikzylinders. Weiterhin muss die entsprechend Gleichung (3) bestimmte Kraft F_{Hyd} zum Halten des hydraulischen Druckes $p_{_{\mathrm{Rr}}}$ beachtet werden. Hierfür wird die gefilterte absolute Soll-Position des Linearmotorläufers $x_{\text{LM.soll.Flt}}$ verwendet:

$$F_{\text{Hyd}} = c_{\text{Hyd}} \, x_{\text{LM,soll,Flt}} \tag{5}$$

Nach dem zweiten Newton'schen Axiom ergibt sich für die Berücksichtigung der trägen Massen $m_{\rm pr}$:

$$F_{\rm LM,m} = m_{\rm Br} \, a_{\rm LM,soll,Flt} \tag{6}$$

Für die Systemreibung wird ein geschwindigkeitsproportionaler Zusammenhang gemäß

$$F_{\rm LM,Reib} = d_{\rm Reib} \, v_{\rm LM,soll,Flt} \tag{7}$$

angenommen. Die Validierung des Reibungsfaktors $d_{\mbox{\tiny Reib}}$ erfolgt anhand von Messungen. Des Weiteren werden Parameterabweichungen des zugrundeliegenden Modells mittels eines I-Anteils $F_{\scriptscriptstyle \mathrm{IMJ}}$ kompensiert. Die Kraftvorsteuerung $F_{\scriptscriptstyle {
m LM, soll}}$ ergibt sich als Summe der genannten Kräfte zu:

$$F_{\rm LM,soll} = F_{\rm Hyd} + F_{\rm LM,m} + F_{\rm LM,Reib} + F_{\rm LM,I}$$
 (8)

Für die modellbasierte Druckregelung werden neben der Kraftvorsteuerung $F_{\scriptscriptstyle {\rm LM, soll}}$ umrichterinterne P-Regler für die Soll-Geschwindigkeit $v_{_{\rm LM,soll,Flt}}$ sowie die absolute Soll-Position $x_{_{\rm LM,soll,Flt}}$ des Linearmotorläufers verwendet.

Zur Prüfstandssicherheit erfolgt im Rahmen der Steuerungsalgorithmen eine Überwachung auf Grenzwerte.

Realisierung des Steuerungs- und Regelungskonzeptes

Die Umsetzung des Steuerungs- und Regelungskonzepts des Bremsaktuators erfolgt mithilfe des Umrichters für den Linearmotor, eines Echtzeitsteuerrechners sowie entsprechender Messtechnik (Bild 06). Die auf dem Echtzeitsteuerrechner verwendete Steuerungssoftware ermöglicht die Einbindung von C/C++-, Simulink- sowie IEC61131-Projekten [2]. Mithilfe des Simulationsmodells entworfene Algorithmen werden in Form von C/C++-Code exportiert und in die Steuerungssoftware des Echtzeitsteuerrechners eingebunden.

Aufgrund der zu erwartenden hohen Druckaufbaudynamik ist eine hohe Abtastrate für die zeitdiskrete Regelung erforderlich. Die Taskzeit der Prüfstandssteuerung auf dem Echtzeitsteuerrechner beträgt dementsprechend 250 µs. Die Kommunikation zwischen dem Echtzeitsteuerrechner und dem Umrichter des Linearmotors erfolgt via EtherCAT [1]. Der Umrichter arbeitet dabei ebenfalls mit einer Taskzeit von 250 µs. Die Übergabe der neuen Soll-Werte an den Umrichter bzw. das Auslesen der aktuellen Ist-Werte erfolgt somit alle 250 µs. Für eine geringe Verzugszeit sind die umrichterinternen Tasks mittels EtherCAT auf die Tasks des

Formelzeichen		
A _{Br}	m²	wirksame Fläche der Bremskolben
A _{KS}	m²	wirksame Fläche der Kolbenstange des Hydraulikzylinders
a _{LM}	m/s²	translatorische Beschleunigung des Linearmotorläufers
C _{Hyd}	N/m	Ersatzsteifigkeit der Hydraulikstrecke
$d_{_{ m Reib}}$	m	geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskonstante
F _{Hyd}	N	hydraulische Kraft
F _{LM}	N	Kraft des Linearmotors
$m_{_{\mathrm{Br}}}$	kg	bewegliche träge Massen
$M_{\rm Br}$	Nm	Bremsmoment
p_{Br}	bar	hydraulischer Druck des Bremsaktuators
$p_{_{BrSa}}$	bar	hydraulischer Druck im Bremssattel
$p_{_{\mathrm{HZ}}}$	bar	hydraulischer Druck im Hydraulikzylinder
r _{Br}	m	mittlerer Reibradius
T	s	Zeitkonstante
V _{LM}	m/s	translatorische Geschwindigkeit des Linearmotorläufers
X _{LM}	m	absolute Position des Linearmotorläufers
$\mu_{\scriptscriptstyle Br}$	_	Kraftschlussbeiwert der Bremsbeläge

Indizes			
Flt	gefiltert, Filter		
ges	gesamt		
ist	Ist-Wert		
max	Maximal, Maximum		
N	Nenngröße, Bemessungsgröße		
soll	Soll-Wert		
^	Amplitude		

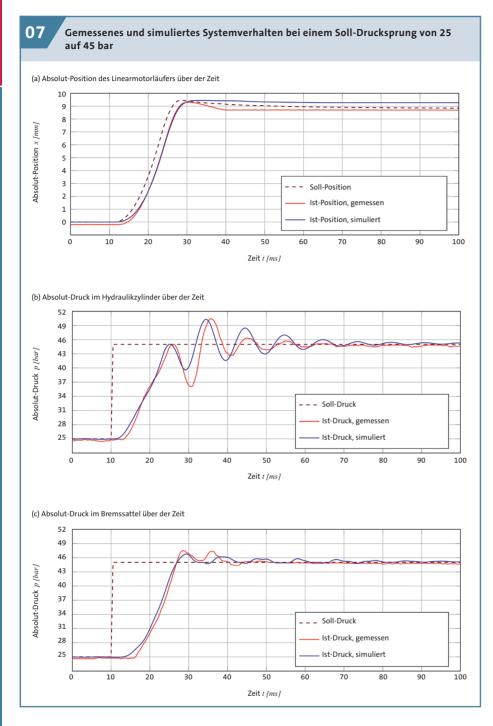
Echtzeitsteuerrechners synchronisiert. Die Umrichter-Pulsfrequenz beträgt 8 kHz [6].

Die beschriebenen Algorithmen ermitteln für einen Soll-Druck $p_{\scriptscriptstyle ext{Br.soll}}$ die benötigte Soll-Kraft des Linearmotors $F_{\scriptscriptstyle ext{LM.soll}'}$ die Soll-Geschwindigkeit $v_{\scriptscriptstyle \mathrm{LM,soll,Flt}}$ sowie die absolute Soll-Position des Linearmotorläufers $x_{\text{LM,soll,Flt}}$. Diese drei Größen werden als Sollwerte an den Umrichter übermittelt.

Die Umrichter-Anregelzeit beträgt ca. 1 ms. Diese umfasst neben der Totzeit für die Datenübertragung vom Echtzeitsteuerrechner an den Umrichter auch die Dynamik der feldorientierten Stromregelung. Bis eine sprunghafte Änderung der Soll-Kraft $F_{\text{\tiny LM.soll}}$ vollständig durch den Linearmotor erzeugt wird, vergeht dementsprechend ca. 1 ms.

Neben einer direkten Kraftvorsteuerung kommen P-Regler für die Soll-Geschwindigkeit $v_{\rm LM,soll}$ sowie die absolute Soll-Position $x_{\rm LM,soll}$ des Linearmotorläufers zum Einsatz. Zur Minderung der Totzeiten werden hierfür umrichterinterne Algorithmen verwendet [6]. Durch das direkte Einlesen des Linearmotor-Positionsgebers im Umrichter stehen das Ist-Positionssignal $x_{\rm LM,ist}$ sowie die daraus abgeleitete Ist-Geschwindigkeit $v_{\scriptscriptstyle \mathrm{LM,ist}}$ des Linearmotorläufers in jedem Regelungstakt ohne zusätzliche Totzeit durch eine Datenübertragung für die umrichterinterne Regelung zur Verfügung.

Der Umrichter verfügt zudem über zwei schnelle Analogeingänge, welche ein Einlesen der neuen Ist-Werte in jedem Umrichtertask ermöglichen [6]. Diese Analogeingänge werden zur



Messung der Ist-Drücke im Hydraulikzylinder sowie in der Fahrzeug-Radbremse verwendet. Beide Größen gelangen zusammen mit der Ist-Position des Linearmotorläufers via EtherCAT zum Echtzeitsteuerrechner. Auf diesen drei Ist-Größen basiert eine Adaption des für die Regelung zugrundeliegenden Modells. Im Rahmen des Adaptionsalgorithmus ist ein PT1-Filter implementiert. Die Zeitkonstante beträgt T=40 ms, sodass die Totzeit der Datenübertragung der Ist-Werte einen untergeordneten Einfluss auf die Parameteradaption hat.

Die im System verbauten Temperatursensoren dienen im Rahmen der ersten Entwicklungsstufe lediglich einer Offline-Auswertung. Zudem sind beide Sensoren in das Sicherheitskonzept des gesamten HIL-Prüfstandes eingebunden.

Validierung der Systemdynamik und -genauigkeit

Zum Nachweis der Systemdynamik wird eine sprunghafte Änderung des Soll-Druckes von 25 auf 45 bar betrachtet. Entsprechende Drucksprünge können z. B. bei ABS-Bremsungen auf nassem Asphalt auftreten [3, 8]. Es werden zudem die simulierten Ergebnisse mit Messungen am realen Bremsaktuator verglichen.

Bild 07 zeigt die zeitlichen Verläufe der Absolut-Position des Linearmotorläufers sowie der Absolut-Drücke im Hydraulikzylinder bzw. im Bremssattel. Zum Zeitpunkt t=10 ms erfolgt der Soll-Drucksprung von 25 auf 45 bar. Dieser führt zu einer Änderung der Soll-Position des Linearmotorläufers entlang einer Trajektorie, welche in der Simulation und der Messung am realen System nahezu identisch verläuft. Die simulierte Ist-Position verläuft in der Druckaufbauphase annähernd deckungsgleich mit der Messung. Der Linearmotorläufer erreicht somit in beiden Fällen nach einer Zeit von ca. 20 ms die Soll-Position für den Soll-Druck von 45 bar. Die anschließende Abweichung der simulierten und gemessenen Ist-Position von der jeweiligen Soll-Position ist auf die Relaxation der verwendeten Bremsflüssigkeit zurückzuführen [9]. Ab 50 ms nach dem Soll-Drucksprung beträgt die Differenz zwischen der Soll- und der jeweiligen Ist-Position weniger als 0,250 mm. Aufgrund des Erreichens des Soll-Druckes in beiden Fällen wird diese geringe Positionsabweichung nicht weiter ausgeregelt.

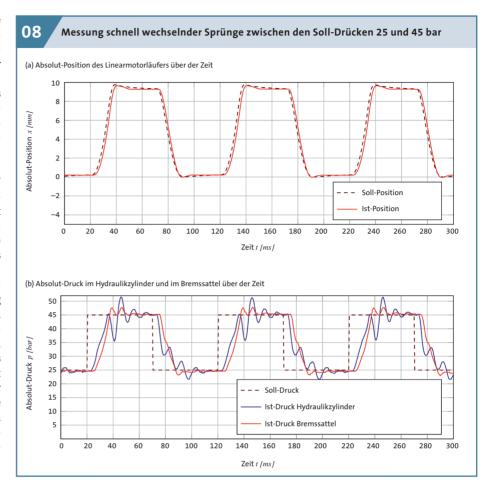
Der Verlauf des Druckaufbaus an den beiden Messstellen wird durch die Simulation gut erfasst. Jeweils etwa 17 ms nach dem Sprung des Soll-Druckes erreicht der Ist-Druck in der Fahrzeug-Radbremse erstmalig den Soll-Druck von 45 bar. Dies entspricht sowohl in der Messung als auch in der Simulation einem mittleren Druckgradienten von ca. 1175 bar/s während der Druckaufbauphase. Im Zeitbereich zwischen 20 und 25 ms beträgt der Druckgradient jeweils mehr als 2000 bar/s. Somit lie-

gen die erreichten Druckgradienten oberhalb der zur Nachbildung von modernen serienmäßigen Fahrzeug-Bremssystemen erforderlichen Druckgradienten. In den Druckverläufen sind zudem die auftretenden Druckschwingungen in der Hydraulikstrecke zu erkennen. Die Simulation bildet dabei den Ist-Druckverlauf im Hydraulikzylinder gut nach. Die Eigenfrequenz der Druckschwingung im Bremssattel ist im Gegensatz dazu etwas zu gering. Dies ist auf derzeitig noch vereinfachende Annahmen in der Modellierung nichtlinearer Effekte zurückzuführen. Etwa 35 ms nach dem Sprung des Soll-Druckes sind die Druckschwingungen im realen System durch die Systemdämpfung nahezu abgeklungen. Der Soll-Druck von 45 bar wird statisch genau erreicht. In der Simulation ist die Dämpfung der Druckschwingungen etwas geringer. Nach einer

Zeitdauer von ca. 60 ms sind noch leichte Schwingungen im Ist-Druckverlauf erkennbar. Die Amplituden der Druckschwingungen betragen zu diesem Zeitpunkt weniger als 10 % der Soll-Druckdifferenz von 20 bar.

Die Reproduzierbarkeit des Druckaufbaus wird anhand einer zweiten Messung am realen System nachgewiesen (Bild 08). Hierfür wird der Soll-Druck alle 50 ms sprungförmig zwischen 25 und 45 bar geändert.

Die Zeitverläufe der Absolut-Drücke zeigen, dass gegenüber der Messung in Bild 07 größere Schwingungsamplituden im Hydrauliksystem auftreten. Ursache hierfür ist die Relaxation der verwendeten Bremsflüssigkeit. Aufgrund der kurzen Zeitabstände zwischen den Änderungen des Soll-Druckes hat das Fluid weniger Zeit sich zu entspannen und weist somit eine höhere hydraulische Steifigkeit auf. Eine Positionsänderung um 9,1 mm analog zu der Messung in Bild 07a führt daher zu einer höheren Druckdifferenz. Für die Ausregelung der dadurch resultierenden Abweichung des Ist-Druckes werden ca. 15 ms benötigt. Bild 08a zeigt zudem die sich ergebende Änderung der Soll-Position für den Linearmotorläufer. Die Abweichungen der Ist-Drücke, sowohl im Hydraulikzylinder als auch in der Fahrzeug-Radbremse, betragen 50 ms nach dem Soll-Drucksprung jeweils weniger als 0,2 bar.



Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag stellt einen Bremsaktuator zur Nachbildung von Fahrzeug-Bremssystemen an einem HIL-Prüfstand vor. Das elektrohydraulische System ermöglicht es, unterschiedliche Bremssystem-Hardware nachzubilden. Durch die Verwendung einer realen Fahrzeug-Radbremse können Effekte der Hydraulikstrecke sowie der Reibung realitätsnah erfasst werden.

Anhand von Messungen am realen System kann gezeigt werden, dass die erzielte Systemdynamik der von modernen, serienmäßigen ESP- und ABS-Systemen entspricht. Somit ermöglicht der Bremsaktuator neben der Nachbildung entsprechender Systeme die Entwicklung neuer Steuerungsalgorithmen sowie die Simulation neuer Aktuatorkonzepte auf dem Prüfstand.

Im Mai 2017 wurde am Lehrstuhl für Getriebe- und Antriebstechnik der Universität Rostock der gesamte HIL-Prüfstand inklusive integriertem Bremsaktuator in Betrieb genommen. Erstes Anwendungsgebiet sind Untersuchungen neuer Steuerungskonzepte zur Koordination des Fahrzeug-Bremssystems mit dem Fahrzeug-Antriebsstrang sowie Untersuchungen zur funktionalen Sicherheit von Fahrzeug-Antriebskonzepten. Im Rahmen der ersten Entwicklungsstufe liegt das Hauptaugenmerk der Untersuchungen auf elektrischen Einzelradantrieben. Eine Weiterentwicklung der Prüfstandskonfiguration zur Untersuchung von Zentralantrieben mit den jeweils dazugehörigen Fahrzeug-Elektromaschinen ist geplant.

Literaturverzeichnis:

[1] EtherCAT System-Dokumentation. Beckhoff Automation GmbH, Aug. 2016 [2] TwinCAT 3 | eXtended Automation (XA). Beckhoff Automation GmbH, Apr. 2012 [3] Breuer, B. und Bill, K. H., Hrsg.: Bremsenhandbuch - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. 4. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012 [4] Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. 1. Auflage. Vogel Verlag, Würzburg, 1991

[5] Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme. 1. Auflage. Vogel Verlag, Würzburg, 1993

[6] Unidrive M700 / M701 / M702 Control User Guide. Emerson Industrial Automation, Juni 2016

[7] Haag, M.: Modellierung der Radbremse für virtuelle Prüfstandsversuche im frühen Auslegungsstadium. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2012 [8] Isermann, R., Hrsg.: Fahrdynamik Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006

[9] Koprowski-Theiss, N.: Kompressible, viskoelastische Werkstoffe: Experimente, Modellierung und FE-Umsetzung. Dissertation. Universität des Saarlandes, 2011 [10] Leiber, H., van Zanten, A. und Koeglsperger, C.: Bremssystem mit vom Regler ausgewähltem Druckänderungsverlauf zum Druckauf- und Druckabbau in den Radbremsen. DE 10 2009 008 941 A1. Continental Teves AG &. Co. OHG. 19. August 2010

[11] Ludyk, G., Hrsg.: Theoretische Regelungstechnik: Grundlagen, Synthese linearer Regelungssysteme. 1. Auflage. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1995 [12] Maier, R.: Die Anti-Blockier-Regelung der Räder einer Pkw-Antriebsachse als Mehrgrößen-Regelungsproblem. Dissertation. Universität Kassel, 1990 [13] Data Sheet Motor Series P10-70. NTI AG, 2017

[14] Kurzanleitung für das Einstellen des Reglers: Auszug aus dem User Manual. NTI AG. 2008

[15] Reif, K., Hrsg.: Bremsen und Bremsregelsysteme. 1. Auflage. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010

[16] Rosenberger, M.: Regelung radnaher elektrischer Einzelradantriebe während der ABS-Bremsung. 1. Auflage. Bd. 89. Audi Dissertationsreihe. Cuvillier Verlag, Göttingen, 2014

[17] Schulz, G., Hrsg.: Regelungstechnik 1: Lineare und Nichtlineare Regelung, Rechnergestützter Reglerentwurf. 4. Auflage. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, München, 2010

[18] Modellierung und Simulation physikalischer Mehrdomänensysteme. The MathWorks, Inc. 2017. url: https://de.mathworks.com/products/simscape.html (besucht am 23. April 2017)