

Beobachterbasierte Kraftschlussregelung von Scheibenbremssystemen

Schwarz, Christoph, Posielek, Tobias und Goetjes, Björn

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik, Oberpfaffenhofen

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit einem neuartigen kraftschlussbasierten Regelkonzept (adhesion-based control) von Scheibenbremssystemen zur Verkürzung von Bremswegen unter widrigen Streckenbedingungen. Die hierfür benötigte Information zum aktuell ausgenutzten Kraftschluss wird durch ein Extended Kalman Filter geschätzt und der Sliding-Mode-Regelung zugeführt. Die vorgestellte Kombination von Regler und Beobachter ermöglicht, dass auch bei sich verändernden Streckenbedingungen während eines Bremsvorgangs stets nahe am Kraftschlussoptimum gebremst wird. Dieser Vorteil wird in einer Simulation veranschaulicht und die Ergebnisse werden mit einem schlupfbasierten Gleitschutzregler verglichen. Eine Bremswegverkürzung um rund 15% in diesem Szenario unterstreicht das Potential des entwickelten kraftschlussbasierten Ansatzes.

Keywords: Gleitschutz; Kraftschluss-schätzung; Sliding-Mode-Regelung

1 Motivation

Die Erhöhung der Transportkapazität des Schienenverkehrs ist einer der Schlüssel für eine nachhaltige Mobilität. Eine solche Erhöhung durch betriebliche Verbesserungen zu erreichen, bietet wesentliche Vorteile gegenüber dem kosten- und zeitintensiven Ausbau des Schienennetzes. Ein großes Potential zur Kapazitätssteigerung des bestehenden Netzes liegt in der Verringerung der Zugabstände. Neben einer zuverlässigen und hochgenauen

Lokalisierung der Fahrzeuge erfordert die Reduktion des Abstands bei gleicher oder höherer Sicherheit idealerweise eine Reduktion der Bremswege im Falle einer Notbremsung, zumindest aber die genaue Einhaltung vorgegebener Bremswege.

Bei Bremsungen mit den in dieser Arbeit betrachteten Scheibenbremssystemen wird der Bremsweg beziehungsweise dessen Streuung unter guten Streckenbedingungen hauptsächlich vom Reibverhalten zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe bestimmt [5]. Unter widrigen Streckenbedingungen, z.B. bei nassem Laub auf den Schienen, hängt der Bremsweg und dessen Streuung dagegen überwiegend von den Reibbedingungen und somit vom erzielbaren Kraftschluss zwischen Rad und Schiene ab.

Gleitschutzsysteme zur Reduzierung des Bremswegs bei schlechten Kraftschlussbedingungen zwischen Rad und Schiene waren und sind weiterhin Gegenstand von Forschung und Entwicklung. Einige Beispiele hierfür sind in [14, 7, 15] beschrieben. Diese Regelkonzepte unterscheiden sich hinsichtlich der konkreten Implementierung, sie alle teilen aber eine schlupfbasierte Betrachtungsweise. Bei der Verwendung des Schlupfs als Regelgröße ist allerdings nicht immer sichergestellt, dass der optimale Kraftschluss erreicht wird, da sich je nach Rad-Schiene Kontaktbedingungen das Kraftschlussmaximum bei anderen Schlupfwerten einstellt, siehe Abbildung 1.

Ein Ansatz, der diesen Aspekt berücksichtigt, ist in [8] beschrieben. Konkret werden zwei Schlupfzonen definiert - entsprechend den zwei in Abbildung 1 gezeigten Bereichen mit maximalem Kraftschluss. Um nun die Summe der Bremskräfte aller gebremsten Radsätze zu erhöhen, wird mindestens je ein Radsatz in den beiden Schlupfzonen gebremst und über eine Auswertung der jeweils erzielten Bremsleistung der Zielschlupf für die übrigen Radsätze definiert. Mit diesem Ansatz konnten in Fahrversuchen deutlich kürzere Bremswege erzielt werden als mit einem Referenzgleitschutzregler.

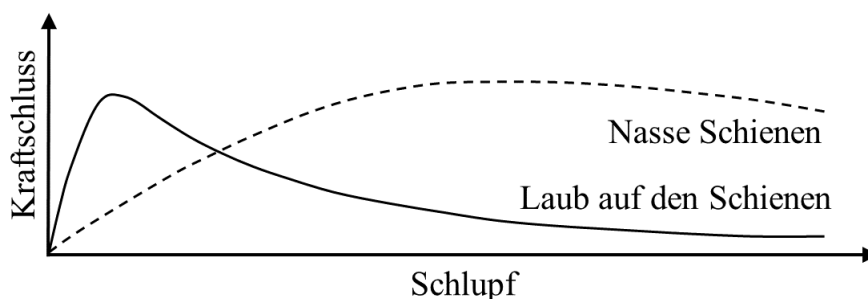


Abbildung 1: Qualitative Kraftschluss-Schlupf Kurven [8]

In [17] wird ein kraftschlussbasierter PI-Regler vorgestellt. Die benötigte Kraftschlussinformation wird in dieser Arbeit über einen regelungstechnischen Beobachter unter Nutzung von Schwarmintelligenz geschätzt. Das Hauptaugenmerk liegt in dieser Arbeit allerdings auf Anfahrvorgängen, sodass die Besonderheiten pneumatischer Bremssysteme (Ventilstellung offen/geschlossen) durch den PI-Regler nicht direkt abgebildet werden.

Auch im Automobilbereich gibt es Ansätze für Traktions- und Bremsregelungen bei ungünstigen Bedingungen. Die direkte Umsetzung dieser Verfahren in Schienenfahrzeugen ist allerdings nicht möglich, da sich das Kraftschlussmaximum und das Schlupfoptimum beim Stahl auf Stahl Kontakt zwischen Rad und Schiene quantitativ erheblich vom Reifen/Straße Kontakt unterscheiden.

Um also den Bremsweg speziell bei ungünstigen Kontaktbedingungen zwischen Rad und Schiene gegenüber bisherigen Gleitschutzsystemen zu reduzieren, stellt diese Arbeit ein Konzept für eine kraftschlussbasierte Regelung (adhesion-based control, ABC) pneumatischer Scheibenbremssysteme vor. Ermöglicht wird diese Regelung durch einen modellbasierten Beobachter, der aus vorhandenen Messsignalen den momentan ausgenutzten Kraftschluss an jedem einzelnen Radsatz schätzt und so für die Regelung verfügbar macht. Dieser Kraftschluss estimator wird zusammen mit dem Simulationsmodell eines Beispielfahrzeugs im folgenden Kapitel dargestellt. Kapitel 3 beschreibt den Aufbau des grundlegenden Sliding-Mode-Regelkonzepts sowie die konkreten Anpassungen auf die vorliegende Aufgabe der Bremsregelung. Eine Diskussion der erzielten Ergebnisse sowie ein Vergleich mit einem Referenzregler erfolgen in Kapitel 4.

2 Entwicklungsumgebung der Reglersynthese

Die dreigeteilte Struktur (Fahrzeugmodell, Schätzer, Regler) der Entwicklungsumgebung für die kraftschlussbasierte Regelung ist in Abbildung 2 dargestellt. Fahrzeugmodell und Kraftschluss estimator sind in der objektorientierten, gleichungsbasierten Modellierungssprache Modelica implementiert. Modelica bietet für die vorliegende Anwendung unter anderem den Vorteil, dass das multi-physikalische System (thermische Belastung der Bremscheiben, mechanische Feder-/Dämpferelemente sowie pneumatische Komponenten des Bremssystems) durchgängig abgebildet werden kann. Der Regler hingegen ist in MATLAB implementiert, um ihn nach den simulativen Tests in dieser Arbeit direkt in die Echtzeitumgebung der Prüfstände am Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik

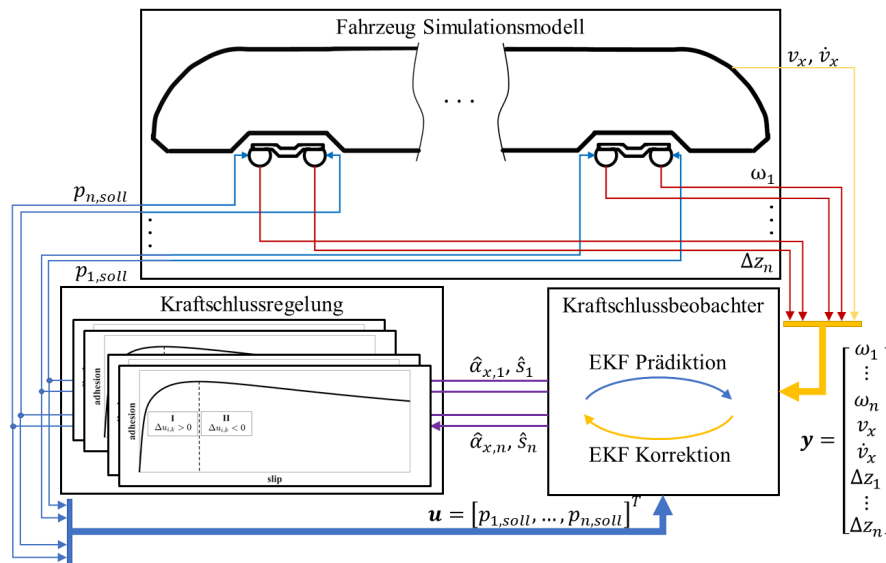


Abbildung 2: Prinzipskizze der Entwicklungsumgebung

des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), siehe [6], übertragen zu können. Die Verbindung der drei Blöcke wird über ein Functional Mock-Up Interface hergestellt. In den folgenden Kapiteln werden Fahrzeugmodell, Kraftschluss estimator und Kraftschlussregelung genauer vorgestellt.

2.1 Modell des Beispielfahrzeugs

Das Modell des Beispielfahrzeugs basiert auf einem zweiteiligen Regionaltriebzug mit einem Jakobs-Laufdrehgestell (JLDG) in der Mitte und konventionellen Triebdrehgestellen (TDG) vorne und hinten. Die Radsätze in den TDG sind mechanisch gekoppelt, sodass sich bei sechs Radsätzen nur vier unabhängige Radsatzdrehzahlen (Index $i=1, \dots, 4$) ergeben. Dies wird bei der Darstellung der Parameter in Tabelle 1 und bei der weiteren Beschreibung der Fahrzeugdynamik berücksichtigt, indem $i = 1$ den Mittelwert der zwei Radsätze im TDG bezeichnet. Nachdem der Fokus auf der Zuglängsdynamik und im Speziellen auf der Regelung des Bremssystems liegt, wird der Antrieb nicht im Detail modelliert und das betrachtete System auf ein 2-D Modell in der x-z-Ebene reduziert, siehe [11]. Eine weitere Modellordnungsreduktion wird durch das Vernachlässigen der Relativbewegung zwischen Wagenkasten und Drehgestell erreicht, sodass die Dynamik

Tabelle 1: Parameter des Beispielfahrzeugs

Name	Symbol	$i=1$	$i=2$	Einheit
statische Radsatzlast	$\bar{F}_{z,i}$	134	142	kN
Massenträgheitsmoment	$J_{y,i}$	160	100	kg·m ²
Faktor dyn. Radsatzlast	$m_{\Delta F,i}$	±950	±500	kg
Radradius	r_w	0.385	0.385	m
Steifigkeit Primärfeder	c_p	1200	1220	kN/m
Dämpfung Primärfeder	d_p	4	4	(kN·s)/m
Anzahl Bremsseinheiten	$n_{b,i}$	2 bzw. 1	2	-

des Beispielfahrzeugs durch die Zustände \mathbf{x}

$$\mathbf{x} = [v_x, \omega_1, \dots, \omega_4, \mu_{b,1}, \dots, \mu_{b,4}, \Delta z_1, \dots, \Delta z_6, \Delta \dot{z}_1, \dots, \Delta \dot{z}_6]^T \quad (1)$$

bzw. die Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})\mathbf{u} \quad \text{und} \quad \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (2)$$

beschrieben werden kann. Die Systemgleichung f_v der Zuglängsgeschwindigkeit v_x sowie die Gleichungen f_ω der Radsatzdrehzahlen ω_i werden anhand des Kräftegleichgewichts in Fahrtrichtung bzw. der Momentengleichgewichte um die Radsatz Achsen aufgestellt

$$m \cdot \dot{v}_x = - \sum_i \alpha_{x,i} \cdot (\bar{F}_{z,i} + m_{\Delta F,i} \cdot \dot{v}_x) \quad \text{und} \quad J_{y,i} \cdot \dot{\omega}_i = n_{b,i} \cdot \mu_{b,i} \cdot F_{n,i} \cdot r_{b,i} + \alpha_{x,i} \cdot F_{z,i} \cdot r_w. \quad (3)$$

Zusätzliche Kräfte, wie z.B. Kurven- oder Rollwiderstandskräfte, oder Momente, wie z.B. Lagerreibung, werden vorerst nicht betrachtet. Die Radsatzlast hat hier neben dem statischen Anteil $\bar{F}_{z,i}$, mit $\sum_i \bar{F}_{z,i} = m \cdot g$, noch einen dynamischen Anteil, der durch die Bremsverzögerung \dot{v}_x hervorgerufen wird und das System nichtlinear macht. Der Faktor $m_{\Delta F,i}$ hängt von der Lage der Massenschwerpunkte und der Ausführung der längskraftübertragenden Bauteile ab.

Eine Variable, die sowohl im Kräfte- als auch im Momentengleichgewicht auftritt, ist der tatsächlich ausgenutzte Kraftschluss $\alpha_{x,i}$ zwischen Rad und Schiene. Im Simulationsmodell wird $\alpha_{x,i}$ mit der Theorie von Polach [9] beschrieben. Die Vorzüge dieser Theorie für die vorliegende Anwendung sind deren numerische Effizienz und die Abbildung des Verhaltens von $\alpha_{x,i}$ am Kraftschlussmaximum, siehe [13]. Auf eine vollständige Darstellung

der Gleichungen dieser etablierten Theorie wird an dieser Stelle verzichtet. Für die spätere Herleitung des Regelkonzepts sei jedoch darauf hingewiesen, dass der Kraftschluss

$$\alpha_{x,i}(s_i, v_x) = \frac{F_{x,i}}{F_{z,i}}, \quad (4)$$

mit $F_{x,i}$ als Längskraft im Rad-Schiene Kontakt, von v_x und dem Schlupf s_i abhängt. Der Schlupf wird definiert als

$$s_i = 1 - \frac{r_w \omega_i}{v_x} \quad \text{und} \quad \dot{s}_i = f_{s,i}(v_x, \alpha_{x,i}) + g_{s,i}(\mu_{b,i}, v_x) u_i. \quad (5)$$

Aufgrund der Fokussierung auf den Bremsvorgang mit Scheibenbremsen sind neben v_x und ω_i auch die Reibwerte $\mu_{b,i}$ zwischen Bremsbelag und -scheibe im Zustandsvektor \mathbf{x} enthalten. Das dynamische Verhalten von $\mu_{b,i}$ wird hier durch den in [2] vorgestellten Ansatz abgebildet. Die darin vorgestellte Dynamik berücksichtigt sowohl thermische Einflüsse als auch den Einfluss der Zuspännkraft $F_{n,i}$ zwischen Belag und Scheibe. $F_{n,i}$ ergibt sich aus der Gleichung

$$F_{n,i} = \eta \cdot i_{b,i} \cdot (p_{c,i} \cdot A_b - F_S), \quad (6)$$

mit dem Druck im Bremszylinder $p_{c,i}$ und den Parametern in Tabelle 2. Zuletzt sei angemerkt, dass eine Unterscheidung zwischen Rad- und Wellenbremseinheiten in dieser Arbeit nicht notwendig ist, da starre Körper angenommen werden.

Die letzten Zustände sind die Einfederungen Δz_j ($j = 1, \dots, 6$) in der Primärfederstufe sowie deren zeitliche Ableitungen $\Delta \dot{z}_j$. Die Wahl dieser Zustände ist motiviert durch den kinematischen Zusammenhang zwischen der Nickbewegung des Drehgestells und der Reibkraft $F_{t,i} = \mu_{b,i} \cdot F_{n,i}$. Im Fahrzeugmodell ist dieser Zusammenhang durch leicht

Tabelle 2: Parameter des Bremssystems

Name	Symbol	$i=1$	$i=2$	Einheit
max. Zylinderdruck	$p_{c,\max,i}$	3.6	2.6	bar
effektive Kolbenfläche	A_b	0.51	0.51	m ²
Federrückstellkraft	F_S	1.3	1.3	kN
Gestängewirkungsgrad	η	0.95	0.95	-
Übersetzungsverhältnis	$i_{b,i}$	3.0	2.9	-
Reibradius	$r_{b,i}$	0.213	0.235	m
Nomineller Reibwert	$\mu_{b,0}$	0.38	0.38	-

vereinfachte Kräftegleichgewichte in vertikaler Richtung dargestellt

$$m_{p,j} \cdot \Delta \ddot{z}_j = \mp \cos(\beta_{b,i}) \cdot \mu_{b,i} \cdot F_{n,i} - 2 \cdot (c_p \cdot \Delta z_j + d_p \cdot \Delta \dot{z}_j), \quad (7)$$

mit der auf eine Primärfeder wirkenden Masse $m_{p,j}$ und dem Winkel $\beta_{b,i}$ zwischen der Vertikalen und der Wirkrichtung der Reibkraft $F_{t,i}$.

Neben den Zuständen \mathbf{x} werden im Folgenden noch die Eingänge \mathbf{u} und Ausgänge \mathbf{y} beschrieben. Um die Trägheit des pneumatischen Systems abzubilden, werden die Eingänge definiert als

$$\mathbf{u} = [p_{1,\text{soll}}, p_{2,\text{soll}}, p_{3,\text{soll}}, p_{4,\text{soll}}]^T, \quad (8)$$

wobei zwischen u_i und die tatsächlich im Bremszylinder wirkenden Drücke $p_{c,i}$ ein PT-1 Glied geschaltet wird. Die Zeitkonstante $T_p = 100\text{ms}$ dieses PT-1 Gliedes beruht auf der Einschätzung von Experten aus der Industrie und ist abgeleitet von den Schaltzeiten moderner Gleitschutzsysteme. Die Messgrößen \mathbf{y} des Systems sind schließlich

$$\mathbf{y} = [v_x, \dot{v}_x, \omega_1, \dots, \omega_4, \Delta z_1, \dots, \Delta z_6]^T. \quad (9)$$

Stellen die ersten sechs Ausgänge noch übliche Messgrößen in modernen Schienenfahrzeugen dar, so sind die Messungen von Δz_j sicherlich mit einem höheren Wartungs- und Kostenaufwand verbunden.

2.2 Kraftschlussbeobachter

Der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene kann im regulären Fahrbetrieb aus technischer und wirtschaftlicher Gründe nicht direkt gemessen werden. Um eine Information zum Kraftschluss auf anderem Wege verfügbar zu machen, wird in dieser Arbeit ein regelungstechnischer Beobachter eingesetzt. Aufgrund der im vorigen Kapitel beschriebenen Nichtlinearität des Systems und den in Realität oftmals stark mit Messrauschen behafteten Messsignalen ist ein Extended Kalman Filter (EKF) als Beobachter implementiert. In [10] wurde dieser Beobachter bereits erfolgreich für die simultane Schätzung des Rad-Schiene-Kraftschlusses und des Reibwerts zwischen Bremsbelag und -scheibe eingesetzt. Die für die vorliegende Arbeit relevanten Aspekte der Kraftschlusserschätzung werden im Folgenden zusammengefasst.

Der Zustandsvektor $\hat{\mathbf{x}}$ des Beobachters

$$\hat{\mathbf{x}} = [\hat{v}_x, \hat{\omega}_1, \dots, \hat{\omega}_4, \hat{\mu}_{b,1}, \dots, \hat{\mu}_{b,4}, \hat{\alpha}_{x,1}, \dots, \hat{\alpha}_{x,4}, \Delta\hat{z}_1, \dots, \Delta\hat{z}_6, \Delta\hat{z}_1, \dots, \Delta\hat{z}_6]^T \quad (10)$$

beinhaltet neben den Zuständen \mathbf{x} aus Gleichung (1) noch die Kraftschlussbeiwerte selbst. Auf diese Weise wird eine einfache Einbindung von $\hat{\alpha}_{x,i}$ im Regler erzielt. Die Dynamik des Kraftschlusses ebenso wie die Dynamik von $\mu_{b,i}$ sind, wie im vorigen Kapitel beschrieben, stark von äußeren Einflüssen abhängig und können demnach nicht mit einem Parametersatz allgemeingültig beschrieben werden. Um aber einen möglichst generischen Beobachter zu entwerfen, werden beide Reibphänomene als PT-1 Glieder implementiert

$$\dot{\hat{\alpha}}_{x,i} = \frac{\alpha_{x,0} - \hat{\alpha}_{x,i}}{T_\alpha}, \quad \dot{\hat{\mu}}_{b,i} = \frac{\mu_{b,0} - \hat{\mu}_{b,i}}{T_\mu}, \quad (11)$$

mit den nominellen Werten $\alpha_{x,0} = 0$ und $\mu_{b,0}$, siehe Tabelle 2, sowie den Zeitkonstanten $T_\alpha = T_\mu = 0.1s$. Das PT-1 Verhalten bietet gegenüber anderen Varianten, wie beispielsweise der Vorgabe konstanter Werte ($\hat{\alpha}_{x,i} = \hat{\mu}_{b,i} = 0$), den Vorteil, dass im Falle eines Verlusts der Beobachtbarkeit ein unphysikalisches Driften der geschätzten Größen vermieden wird. Ein Verlust der Beobachtbarkeit von $\hat{\mu}_{b,i}$ tritt für das aufgestellte System dann auf, wenn $u_i = 0$.

Ergänzend zur Definition der Messgrößen \mathbf{y} in Gleichung (9) sei hier angemerkt, dass in [10] die Beobachtbarkeit des Kraftschlusses auch ohne Messungen von Δz_j nachgewiesen wurde. Bei einer möglichen späteren Umsetzung des vorgestellten Konzepts ist also eine höhere Genauigkeit des Kraftschlusschätzers gegenüber dem höheren technisch/wirtschaftlichen Aufwand abzuwägen.

3 Herleitung des Regelalgorithmus

Ziel des vorgestellten Reglers ist wie beschrieben das Minimieren des Bremswegs unter widrigen Streckenbedingungen. Ein minimaler Bremsweg wird grundsätzlich durch eine maximale Verzögerung \dot{v}_x erreicht, welche wiederum durch einen maximalen Kraftschluss $\alpha_{x,\max}$ erzielt wird (vgl. Gleichung (3)). Nachdem der Kraftschluss neben der Fahrgeschwindigkeit maßgeblich vom aktuellen Schlupf abhängt, kann die Regelaufgabe

als das Lösen des Optimierungsproblems definiert werden:

$$\max_{u_i} \int_0^t |\alpha_{x,i}(s_i(\tau), v_x(\tau))| d\tau \quad (12)$$

mit \dot{s}_i, \dot{v}_x wie in den Gleichungen (5), (3) und $\dot{\mu}_{b,i}, \alpha_{x,i}$ nach [1], [9].

Der konkrete Vorteil eines solchen Reglers ist also, dass die Stellgrößen kontinuierlich auf Änderungen von $\alpha_{x,\max}$ bzw. dem dazugehörigen Schlupf angepasst werden. Im Gegensatz dazu werden bei konventionellen Gleitschutzsystemen die Schlupfwerte in einem vorab definierten Sollschlupfbereich gehalten. Dies führt bei Streckenbedingungen, deren Kraftschlussmaximum nicht im Sollschlupfbereich liegt, zu einem nicht optimalen $\alpha_{x,i}$.

Diverse unterschiedliche Regelgesetze sind möglich um das angesprochene Optimierungsproblem zu lösen. Dazu gehören unter anderem die modellprädiktive Regelung, die zu jedem Zeitschritt das beschriebene Optimierungsproblem löst. Dies hat allerdings den Nachteil, dass es extrem rechenaufwendig ist und im Allgemeinen nicht sehr robust bezüglich Modellunsicherheiten ist. Weitere Methoden und Grundlagen der Extremwertregelung sind beispielsweise in [16] erläutert. In dieser Arbeit wird ein Sliding-Mode-Regelgesetz genutzt, da die inhärent schaltende Natur dieser Methode sehr gut zum Verhalten der Druckventile (offen/geschlossen) des Bremssystems passt. Zusätzlich, ist das verwendete Regelgesetz sehr einfach und nutzt nicht in expliziter Weise die Modellgleichungen, was es robust bezüglich Unsicherheiten macht. Das verwendete Regelgesetz hat die grundlegende Form

$$u_i = L \cdot \text{sgn}(\sigma_i) \quad \text{mit} \quad \sigma_i = \dot{s}_i(v_x, \alpha_{x,i}, \mu_{b,i}, u_i) \cdot \dot{\alpha}_{x,i}(s_i, v_x). \quad (13)$$

Der Beweis für die Stabilität des resultierenden geschlossenen Regelkreises ist in [12] hergeleitet. Idealerweise wäre die Schaltfunktion definiert als $\sigma_i = \frac{\partial \alpha_{x,i}(s_i, v_x)}{\partial s_i}$. Dies ist aber aufgrund der unbekanntenen Kraftschluss-Schlupf Beziehung nicht möglich und führt zur Verwendung von Gleichung (13).

Im Hinblick auf eine praktische Umsetzung werden einige Anpassungen des Regelgesetzes vorgenommen. Aus der Implementierung auf einem Echtzeit Steuergerät folgt zunächst, dass das Regelgesetz zeitdiskret angewendet wird. Dies erlaubt u.a. einen Startwert ungleich 0 für \dot{s}_i vorzugeben, was ein Verharren in der unerwünschten Ruhelage $\dot{s}_i = s_i = 0$ verhindert.

Des Weiteren können die zeitlichen Ableitungen $\hat{\alpha}_{x,i}$ und \hat{s}_i bei verrauschten Messsignalen oder hochfrequenten Schwingungen der Kontaktbedingungen zu Beeinträchtigungen der Reglerperformance führen. Diese Beeinträchtigungen werden durch den eingesetzten Kalman Filter bereits zu einem gewissen Grad entschärft. Um die Störungen auch in der Regelung selbst weiter zu reduzieren, werden die zeitdiskreten Ableitungen nicht nur aus dem letzten Zeitschritt herangezogen, sondern es wird der Mittelwert über die letzten $N_\Delta = 50$ Zeitschritte gebildet.

Eine weitere strukturelle Anpassung des Regelgesetzes adressiert das bei Sliding-Mode-Reglern bekannte Chattering, das durch das Springen der Stellgröße entsteht. In theoretischen Betrachtungen hat dieses Phänomen keine Bedeutung, da Filippov Lösungen einfach auf der Schaltmannigfaltigkeit entlanggleiten und dadurch ein stetiges Regelsignal erzeugen [4]. In der vorliegenden Anwendung würde dieser Effekt aber einerseits zu einer übermäßigen Beanspruchung des Bremssystems führen und es andererseits erschweren, den optimalen Kraftschluss nach dem Erreichen auch zu halten. Um dem entgegenzuwirken, wird nicht die Stellgröße u_i selbst durch die Signum Funktion berechnet, sondern die Änderung der Stellgröße. Die minimal mögliche Änderung des Solldrucks zwischen zwei Zeitschritten wird vorgegeben als $h = \pm \frac{p_{c,\max,i}}{10}$.

Neben diesen methodisch bedingten Anpassungen gibt es noch systembedingte bzw. betriebliche Aspekte, die im Regelgesetz zu beachten sind. So ist die Stellgröße durch die Sättigungsfunktion

$$\text{sat}(u_{i,k}) = \begin{cases} p_{c,\max,i} & \text{wenn } p_{c,\max,i} \leq u_{i,k} \\ u_{i,k} & \text{wenn } 0 < u_{i,k} < p_{c,\max,i} \\ 0 & \text{wenn } u_{i,k} \leq 0 \end{cases} \quad (14)$$

nach oben durch $p_{c,\max,i}$ und nach unten durch 0 begrenzt. Aus betrieblicher Sicht ist der maximal auszunutzende Kraftschluss nach [3] für das Beispielfahrzeug auf 0.15 beschränkt. Die kompakte Darstellung des implementierten Regelgesetzes lautet also

$$u_{i,k+1} = \text{sat}(u_{i,k} + \Delta u_i) \quad \text{mit} \quad \Delta u_i = \begin{cases} -2 \cdot h & \text{wenn } 0.15 \leq \hat{s}_i \\ -h & \text{wenn } \hat{s}_i < 0.15 \text{ und } 0.15 < \hat{\alpha}_{x,i} \\ \text{sgn}(\hat{\sigma}_i) \cdot h & \text{sonst} \end{cases}$$

und die Schaltfunktion in Abhängigkeit der geschätzten, zeitdiskreten Ableitungen der letzten N_Δ Zeitschritte ist

$$\hat{\sigma}_i(t_{k+1}) = \sum_{j=k-N_\Delta}^k \frac{\hat{\alpha}_{x,i}(t_{j+1}) - \hat{\alpha}_{x,i}(t_j)}{\Delta t} \sum_{j=k-N_\Delta}^k \frac{\hat{s}_i(t_{j+1}) - \hat{s}_i(t_j)}{\Delta t}. \quad (15)$$

Bei bisherigen Bremssystemen ohne die Schätzung des Kraftschlusses kann aus Gleichung (3) und \dot{v}_x normalerweise nur ein über alle Radsätze gemittelter Kraftschlusswert berechnet werden. Folglich überschreiten einzelne Radsätze diesen Wert teilweise erheblich. Mit dem vorliegenden Regelkonzept kann der Wert ganz einfach jedem Radsatz einzeln vorgegeben und abgesehen von kleineren Überschreitungen aufgrund der begrenzten Stellgrößendynamik auch eingehalten werden. Bei der Begrenzung des maximalen Schlupfes besteht kein wesentlicher Unterschied zwischen aktuellen Gleitschutzsystemen und dem vorgestellten Ansatz. Im folgenden Kapitel wird nun der vorgestellte Regelansatz in der Simulation angewendet und mit einem einfachen Referenzregler verglichen.

4 Diskussion der Kraftschlussregelung

Das Testszenario beinhaltet drei Streckenabschnitte mit den in Abbildung 3 dargestellten Kraftschlussbedingungen. Qualitativ entsprechen die Kurven den in Abbildung 1 dargestellten Verläufen bei nassen Schienen (Abschnitt 1 und 3) beziehungsweise Laub auf den Schienen (Abschnitt 2). Die jeweiligen Kraftschlussoptima in den drei Abschnitten sind in Abbildung 1 mit Punkten markiert und liegen bei Schlupfwerten von rund 11%, 2%

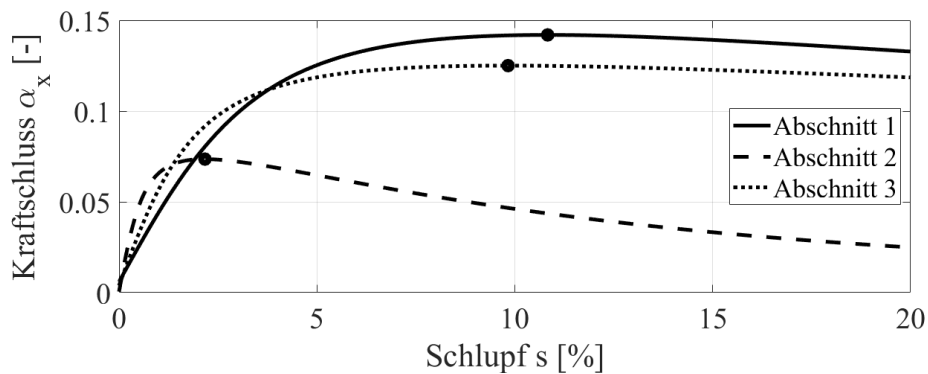


Abbildung 3: Streckenbedingungen für das Testszenario

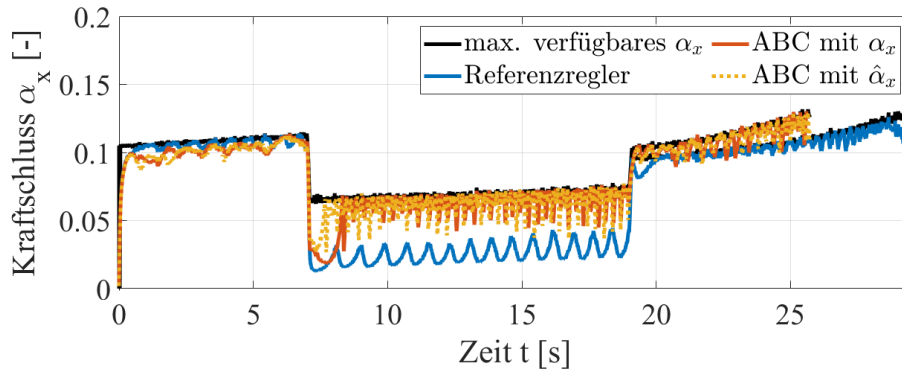


Abbildung 4: Vergleich der Kraftschlussbeiwerte am ersten Radsatz

und 10%. Die Wechsel zwischen den Abschnitten erfolgen zu den Zeitpunkten $t_{1/2} = 7\text{s}$ und $t_{2/3} = 19\text{s}$. Um das Szenario möglichst realistisch zu gestalten, werden die Messsignale \mathbf{y} mit Messrauschen versehen und die Streckenbedingungen noch zusätzlich mit hochfrequenten Schwingungen überlagert, die z.B. durch Schienenfehler hervorgerufen werden können. Als Referenz für die kraftschlussbasierte Regelung wird ein schlupfbasierter Zweipunktregler genutzt

$$u_{i,k+1} = \begin{cases} p_{c,\max,i} & \text{wenn } \hat{s}_i \leq s_{\min} \vee (\hat{s}_i < s_{\max} \wedge u_{i,k} = p_{c,\max,i}) \\ 0 & \text{wenn } \hat{s}_i \geq s_{\max} \vee (\hat{s}_i > s_{\min} \wedge u_{i,k} = 0) \end{cases}. \quad (16)$$

Der Bremsweg bei Nutzung des Referenzreglers hängt stark von der Wahl der Umschaltpunkte s_{\max} und s_{\min} ab. Im vorliegenden Fall beruht die Festsetzung von $s_{\max} = 15\%$ und $s_{\min} = 10\%$ analog zur Definition von T_p auf der Einschätzung von Experten eines Industriepartners.

Abbildung 4 zeigt folgende Ergebnisse des ersten Radsatzes bei einer Bremsung von 80km/h bis zum Stillstand:

- schwarze Kurven: maximal mögliche Kraftschlussbeiwerte $\alpha_{x,\max}$ (Nachdem $\alpha_{x,i}$ von v_x abhängt, siehe Gleichung (4), ergeben sich im Zeitbereich unterschiedliche Verläufe von $\alpha_{x,\max}$ beim Referenzregler bzw. der ABC)
- blaue Kurve: ausgenutzter Kraftschluss mit schlupfbasiertem Gleitschutzregler als Referenz
- gelbe Kurve: ausgenutzter Kraftschluss mit ABC auf Basis des geschätzten $\hat{\alpha}_{x,i}$
- rote Kurve: ausgenutzter Kraftschluss mit ABC auf Basis des tatsächlichen $\alpha_{x,i}$

(ohne Messrauschen) zur Analyse der Auswirkungen des EKF auf die Reglerperformance

Die weiteren Radsätze verhalten sich qualitativ ähnlich und werden deshalb nicht gesondert betrachtet. Im ersten Abschnitt ist der Referenzregler teilweise etwas näher an $\alpha_{x,\max}$ als die beiden ABC, weil einerseits der ideale Schlupf mit 11% genau im Sollschlupfbereich liegt und sich andererseits die hochfrequenten Schwingungen in den Streckenbedingungen nicht auf die rein schlupfbasierte Referenzregelung auswirken. Im zweiten Abschnitt wird der Vorteil der Kraftschlusschätzung deutlich sichtbar, da sich hier der optimale Schlupf von 2% doch deutlich außerhalb des Sollschlupfbereichs von 10% bis 15% befindet. Der letzte Abschnitt zeigt keine signifikanten Änderungen mehr, sodass die Simulationen jeweils mit dem Stillstand des Fahrzeugs beendet werden.

Ein Vergleich der Bremswege unterstreicht deutlich die Auswirkungen der niedrigen Kraftschlussbeiwerte des Referenzreglers im mittleren Abschnitt. So kommt das Fahrzeug mit der schlupfbasierten Regelung nach 342m zum Stillstand. Wird mit ABC auf Basis des tatsächlichen $\alpha_{x,i}$ gebremst, kann der Bremsweg um mehr als 15% auf 295.5m reduziert werden. Bei der ABC kombiniert mit dem EKF liegt der Bremsweg sogar noch etwas niedriger bei 295.0m. Dieser Unterschied von 0.5m zugunsten der ABC auf Basis des geschätzten Kraftschlusses lässt sich anhand von Abbildung 5 erklären. Hier sind die Zuspännkräfte am ersten Radsatz im Bereich zwischen $t = 5\text{s}$ und $t = 10\text{s}$ dargestellt. Wie in Kapitel 3 bereits beschrieben, reduziert das EKF die hochfrequenten Anteile in den Signalen und trägt so dazu bei, dass der entworfene Sliding-Mode-Regler im vorliegenden Fall zu einem besseren Ergebnis führt.

Abschließend lässt sich also feststellen, dass das Potential von ABC in einem kritischen Bremsszenario mit sich ändernden Streckenbedingungen eindeutig nachgewiesen werden konnte und sich deutliche Vorteile gegenüber einer schlupfbasierten Regelung ergeben.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit stellt eine neuartige kraftschlussbasierte Sliding-Mode-Regelung (ABC) von Scheibenbremssystemen unter widrigen und volatilen Streckenbedingungen vor. Das entwickelte Konzept kombiniert die geschätzten Kraftschlussinformationen eines generischen und numerisch effizienten Extended Kalman Filters mit den Schlupfsignalen, um an

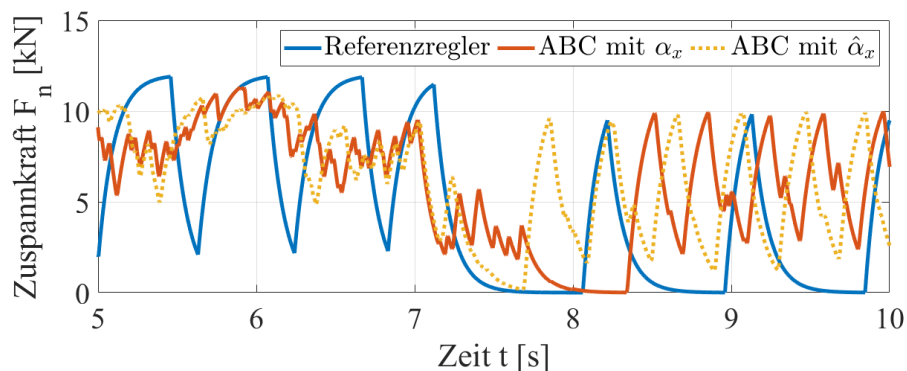


Abbildung 5: Vergleich der Zuspännkräfte am ersten Radsatz

jedem Radsatz den dort maximal möglichen Kraftschlussbeiwert zu erreichen und so den Bremsweg zu minimieren. Die Ergebnisse eines Beispielszenarios zeigen, dass mit ABC eine deutliche Reduktion des Bremsweges von rund 15% gegenüber einer rein schlupfba-sierten Bremsregelung möglich ist.

In einem nächsten Schritt wird die Regelung in die Echtzeitumgebung der Prüfstände am Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik des DLR in Oberpfaffenhofen ge-bracht, siehe [6], um erste Hardware-in-the-Loop Simulationen durchzuführen. Aufgrund der Leistungsbeschränkungen der institutseigenen Prüfstände sind im Anschluss auch Testkampagnen auf externen Prüfständen geplant, um die Leistungsfähigkeit der Kraft-schlussregelung demonstrieren zu können.

Literatur

- [1] EHRET, Marc: Modelica library for the systems engineering of railway brakes. In: *Proceedings of the 1st American Modelica Conference*. Cambridge, Massachusetts, USA : Linköping University Electronic Press, 2018, S. 236–245
- [2] EHRET, Marc: Identification of a dynamic friction model for railway disc brakes. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* (2021)
- [3] EUROPEAN COMMISSION: COMMISSION REGULATION (EU) No 1302/2014 of 18 November 2014 concerning a technical specification for interoperability relating to the ‘rolling stock — locomotives and passenger rolling stock’ subsystem of the rail system in the European Union. In: *Official Journal of the European Union*

(2014)

- [4] FILIPPOV, Aleksei F.: *Differential Equations with Discontinuous Righthand Sides*. 1. Ausgabe. Springer, Dordrecht, 1988
- [5] KREISEL, Norman ; FRIESEN, Ulf ; FURTWÄNGLER, Ralf ; BRAESEKE, Jörg ; CIESIELSKI, Dariusz: Verzögerungsgeregeltes Fahrzeug ermöglicht ein stabileres Bremsverhalten in allen Geschwindigkeiten. In: *ZEVrail* 144 (2020), Nr. 1–2, S. 43–49
- [6] LÜDICKE, Daniel ; KRÜGER, David ; WEBER, Christian ; GOETJES, Björn ; HECKMANN, Andreas: DLR Forschungsinfrastruktur NGT-Fahrwerk (NGT-FuN). In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau* 70 (2021), Nr. 3, S. 62–68
- [7] LEE, Nam-Jin ; KANG, Chul-Goo: Wheel slide protection control using a command map and Smith predictor for the pneumatic brake system of a railway vehicle. In: *Vehicle System Dynamics* 54 (2016), Nr. 10, S. 1491–1510
- [8] MAYER, Reinhold ; RASEL, Thomas: Höhere Zugtaktung: Neuartiger Gleitschutz für eine verbesserte Auslastung der Schieneninfrastruktur. In: *ZEVrail* 144 (2020), Nr. 11-12, S. 438–442
- [9] POLACH, Oldrich: Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. In: *Wear* 258 (2005), Nr. 7, S. 992–1000
- [10] SCHWARZ, Christoph ; KECK, Alexander: Simultaneous Estimation of Wheel-Rail Adhesion and Brake Friction Behaviour. In: *IFAC-PapersOnLine* 53 (2020), Nr. 2, S. 8470–8475
- [11] SCHWARZ, Christoph ; LÜDICKE, Daniel ; HECKMANN, Benjamin: Friction Estimation for Railway Brake Systems in Field Tests. In: *Proceedings of the 2nd International Railway Symposium Aachen 2019*. Aachen, Germany : University Library RWTH Aachen University, 2019, S. 608–623
- [12] SCHWARZ, Christoph ; POSIELEK, Tobias ; GOETJES, Björn: Adhesion-Based Maximum-Seeking Brake Control for Railway Vehicles. In: *Proceedings of the 27th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD 2021)*. Saint-Petersburg, Russia, 2021. – to be published
- [13] SHRESTHA, Sundar ; SPIRYAGIN, Maksym ; WU, Qing: Friction condition characterization for rail vehicle advanced braking system. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 134 (2019), S. 106324
- [14] STÜTZLE, Thorsten ; ENGELHARDT, Thomas ; ENNING, Manfred ; ABEL, Dirk: Wheel slide and wheelskid protection for a single-wheel drive and brake module

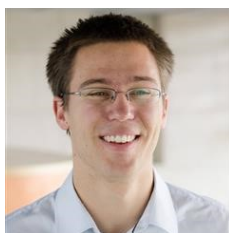
- (SDBM) for rail vehicles. In: *IFAC Proceedings Volumes 41* (2008), Nr. 2, S. 3606–3611
- [15] YAMASHITA, Michihiro ; SOEDA, Tadashi: Anti-slip re-adhesion control method for increasing the tractive force of locomotives through the early detection of wheel slip convergence. In: *17th European Conference on Power Electronics and Applications*. Geneva, Switzerland : IEEE, 2015, S. 1–10
- [16] ZHANG, Chunlei ; ORDÓÑEZ, Raúl: *Extremum-Seeking Control and Applications - A Numerical Optimization-Based Approach*. London : Springer-Verlag, 2012
- [17] ZIREK, Abdulkadir ; ONAT, Altan: A novel anti-slip control approach for railway vehicles with traction based on adhesion estimation with swarm intelligence. In: *Railway Engineering Science* 28 (2020), Nr. 4, S. 346–364

Autoren



Schwarz, Christoph (mail: christoph.schwarz@dlr.de)

Seit 2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. In 2021 Dissertation zur simultanen Schätzung von Reibwerten zwischen Bremsbelag/Scheibe sowie Rad/Schiene vorgelegt an der Fakultät für Maschinenwesen der RWTH Aachen University.



Posielek, Tobias (mail: tobias.posielek@dlr.de)

Abschluss des Master Studiengangs der Technischen Kybernetik und Systemtheorie an der Technischen Universität Ilmenau. Seit 2017 wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Systemdynamik und Regelungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. im Bereich Beobachterdesign, Lageregelung und Sliding-Mode-Control.



Goetjes, Björn (mail: bjoern.goetjes@dlr.de)

Abschluss des Master Studiengangs Mechatronik an der Leibniz Universität Hannover im Jahr 2020 mit einer Masterarbeit zum Thema Längsdynamikregelung von Einzelrad-Fahrwerken. Seit 2020 wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Systemdynamik und Regelungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V.