

AUTOREN



**JAN ERIK STELLET,  
M.SC.**

studierte Elektro- und Informationstechnik am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) und ist Doktorand in der Abteilung Fahrzeugsicherheits- und Assistenzsysteme im Zentralbereich Forschung und Vorausbildung der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen.



**DR.-ING.  
MARTIN GIESSLER**

ist Leiter der Forschungsgruppe Fahrzeugkonzepte am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik des Karlsruher Institutes für Technologie in Karlsruhe.



**PROF. DR. RER. NAT.  
FRANK GAUTERIN**

ist Leiter des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik und des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am Karlsruher Institut für Technologie in Karlsruhe.

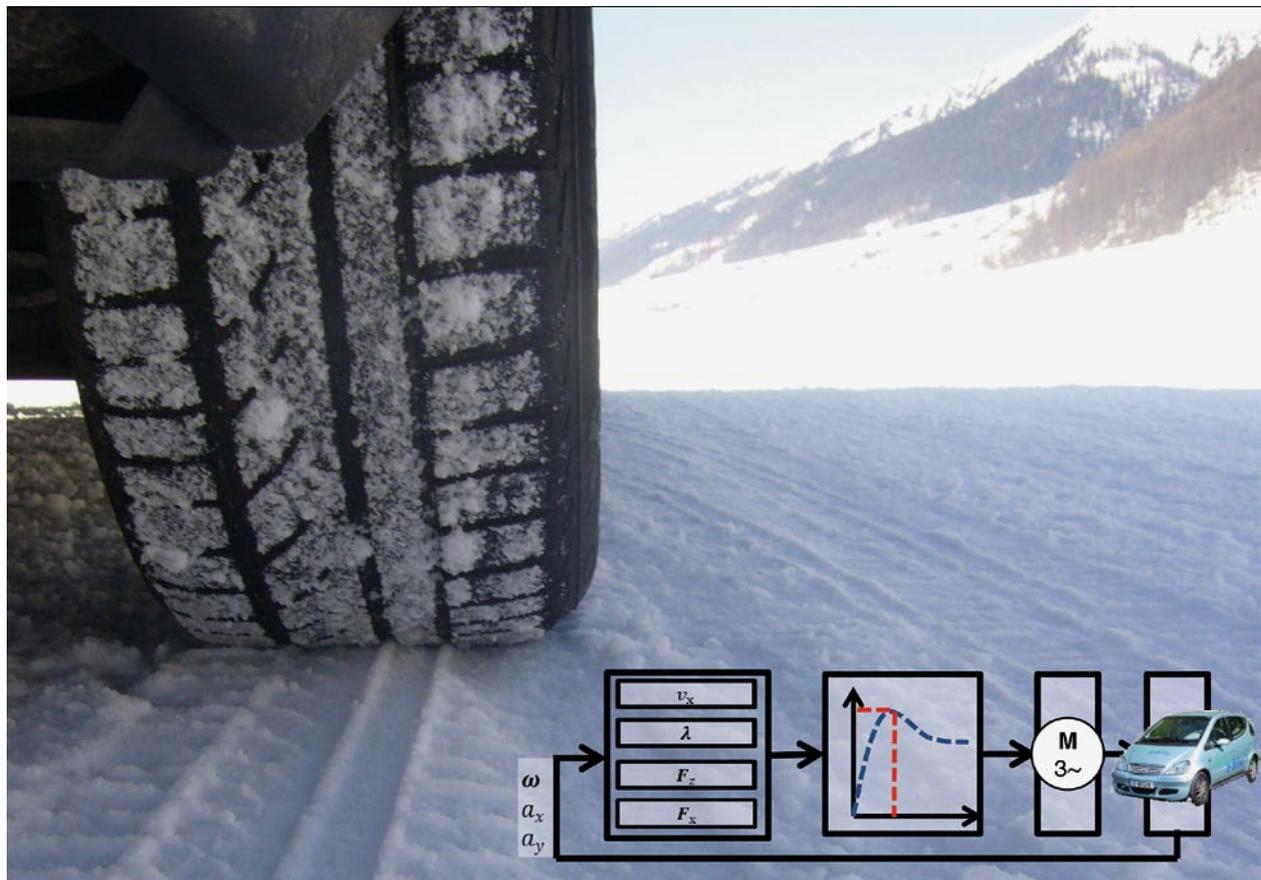


**PROF. DR.-ING.  
FERNANDO  
PUENTE LEÓN**

leitet das Institut für Industrielle Informationstechnik (IIIT) am Karlsruher Institut für Technologie.

# MODELLBASIERTE ANTRIEBSSCHLUPFREGE- LUNG FÜR ELEKTROFAHRZEUGE

Am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) werden der Aufbau und optimale Betriebsstrategien von batterieelektrisch betriebenen Fahrzeugen erforscht. Dieser Beitrag beschreibt die Entwicklung einer modellbasierten Antriebsschlupfregelung für einen elektrifizierten Antriebsstrang.



1	MOTIVATION
2	STRUKTUR DER REGELUNG
3	SCHÄTZUNG VON FAHRZUSTAND UND RADKRÄFTEN
4	SCHÄTZUNG DER FAHRBAHNREIBWERTCHARAKTERISTIK
6	REGLERENTWURF
6	SIMULATION
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

## 1 MOTIVATION

Eine Schlupfregelung erhöht die Fahrsicherheit, indem kritische Fahrzustände verhindert werden. In einer fahrdynamisch kritischen Situation wird die maximal am Reifen übertragbare Kraft überschritten. Ein niedriger Fahrbahnreibwert, etwa bei Nässe oder Schnee-/Eisglätte, begünstigt dies. Es kommt zum Blockieren oder Durchdrehen der Räder, was die Kontrollierbarkeit des Fahrzeugs einschränkt. Das in den Reifen eingeleitete Antriebsmoment ist daher in Abhängigkeit vom Reifenschlupf zu regeln.

Die Forschung an und die Entwicklung von elektrisch betriebenen Fahrzeugen ist ein aktuelles in Wissenschaft und Industrie verfolgtes Thema. Im Zuge hiervon werden neue Konzepte zur Antriebsschlupfregelung untersucht, die das Potenzial der schnellen und präzisen Momentenbereitstellung sowie -messung eines Elektroantriebs ausschöpfen. Modellbasierte Ansätze nutzen dies, indem die Kraftschlussbeiwert-Schlupf-Kurve der Fahrbahn kontinuierlich geschätzt wird [1, 2]. Die zur Regelung verwendeten Methoden umfassen Sliding-Mode-Regler [3], adaptive Regler [4], modellprädiktive Regler [5] oder nicht-modellbasierte Fuzzy-Regler [6].

In diesem Beitrag wird der modellbasierte Entwurf einer Schlupfregelung für ein Elektrofahrzeug mit einachsigen Antrieb beschrieben. Der in Abhängigkeit des aktuell maximal möglichen Längskraftbeiwerts  $\mu_{\max}$  einzuregelnde Sollschlupf  $\lambda_0$  wird aus dem geschätzten Verlauf der  $\mu$ -Schlupf-Kurve ermittelt. Dabei wird eine neue, linear parametrisierte Modellform eingesetzt. Gegenüber bisherigen Ansätzen lässt sich dadurch eine robustere und genauere Schätzung erreichen. Ein Sliding-Mode-Regler mit bedingt aktiviertem Integralanteil wird für die nichtlineare Schlupfdynamik entworfen.

## 2 STRUKTUR DER REGELUNG

① stellt die Struktur der Regelung dar, welche auf die Beschreibungen in [7, 8] zurückgeht. Das Verfahren gliedert sich in Module zur Schätzung von Fahrzustandsgrößen, einer Schätzung der  $\mu$ -Schlupf-Kurve zur Sollschlupfvorgabe sowie den eigentlichen Schlupfregler.

Aus den gemessenen Rad-Drehraten  $\omega$  sowie der Längs- ( $a_x$ ) und Querbeschleunigung ( $a_y$ ) werden die Fahrgeschwindigkeit  $v_x$  sowie die Radkräfte in horizontaler ( $F_x$ ) und vertikaler ( $F_z$ ) Richtung bestimmt. Der Reifenschlupf  $\lambda$  beschreibt für die angetriebenen Räder die Relativbewegung des Reifens und ist im Beschleunigungsfall als die normierte Differenz nach Gl. 1 definiert [9].

GL. 1	$\lambda = \frac{\omega r - v_x}{\omega r}$
-------	---

Der Längskraftschlussbeiwert  $\mu$  wird als normierte Größe nach Gl. 2 betrachtet.

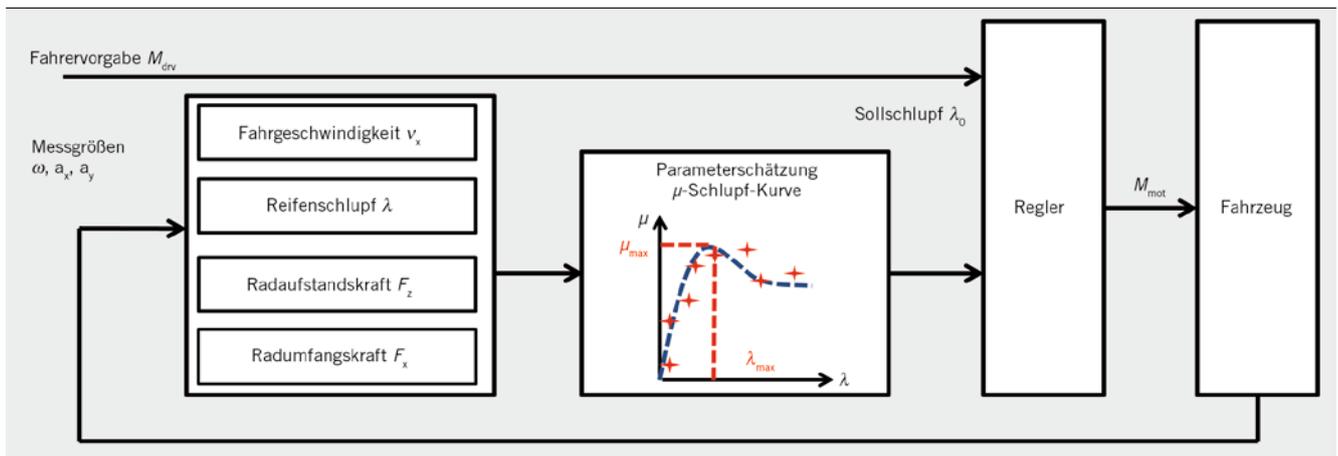
GL. 2	$\mu = \frac{F_x}{F_z}$
-------	-------------------------

Reifen- und Fahrbahneigenschaften legen den Zusammenhang  $\mu(\lambda)$  zwischen Reifenschlupf und übertragbarer Längskraft fest. Für den quasi-stationären Fall werden ein parametrisches Modell angesetzt und dessen Parameter geschätzt. Hieraus folgt der Reglersollwert  $\lambda_0$ , der den maximalen Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$  erzielt.

Unter Berücksichtigung des vom Fahrer über das Fahrpedal angeforderten Antriebsmoments  $M_{\text{drv}}$  wird der Schlupf auf den Sollwert geregelt. Die Reglerstellgröße  $M_{\text{mot}}$  wird vom Antriebsstrang umgesetzt.

## 3 SCHÄTZUNG VON FAHRZUSTAND UND RADKRÄFTEN

Die dynamischen Radkräfte und der Reifenschlupf werden aus den gemessenen Raddrehzahl- und Beschleunigungsmessungen geschätzt [7, 10]. Unter Annahme einer reinen Längsdynamik wird ein Systemmodell nach Gl. 3 angenommen. Die Dynamik der



① Struktur der Regelung

Radkräfte hängt dabei von unbekanntem externen Faktoren wie beispielsweise Fahrbahnebenenheiten ab und wird mit einem Gauß'schen Rauschprozess  $w$  als Random-Walk modelliert.

GL. 3	$\begin{cases} J_i \dot{\omega}_i = -r F_{x,i} + M_i i \in \{VL, VR\} \\ m \dot{v}_x = F_{x,VL} + F_{x,VR} - \frac{1}{2} c_w A \rho v_x^2 \\ \dot{F}_{x,i} = w_i \in \{VL, VR\} \end{cases}$
-------	--

Zur Schätzung der Radumfangkräfte  $F_{x,i}$  der angetriebenen Räder sowie der Fahrgeschwindigkeit  $v_x$  wird ein Extended-Kalman-Filter entworfen. Mit den geschätzten Größen wird unter anderem der Istschlupf an den Vorderrädern nach Gl. 1 bestimmt. Als Messgröße werden die Drehgeschwindigkeiten der nicht angetriebenen Hinterräder gemäß Gl. 4 verwendet.

GL. 4	$v_x = \frac{1}{2} r (\omega_{HL} + \omega_{HR})$
-------	---

Die Radaufstandskräfte  $F_{z,i}$  an der Vorderachse ergeben sich aus der Fahrzeuggeometrie unter vereinfachter Modellierung der Nick- und Wankbewegung in Gl. 5 [7].

GL. 5	$F_{z,i} = \frac{1}{2} \frac{l_{SH}}{l} mg - \left( \frac{1}{2} a_x \pm \frac{l_{SH}}{b} a_y \mp \frac{h_s}{b_g} a_x a_y \right)$ $\frac{h_s}{l} m i \in \{VL, VR\}$
-------	--

## 4 SCHÄTZUNG DER FAHRBAHNREIBWERTCHARAKTERISTIK

### 4.1 QUASI-STATIONÄRES MODELL DER KRAFTÜBERTRAGUNG

Der Kraftübertragungsprozess zwischen Reifen und Fahrbahn [11] stellt einen wesentlichen Teil der Regelstrecke dar. Zur Berücksichtigung der wechselnden Verhältnisse in Abhängigkeit von Fahrbahn-, Witterungs- und Reifeneigenschaften wird ein parametrisches Modell nach Burckhardt für den quasi-stationären Zustand eingesetzt.

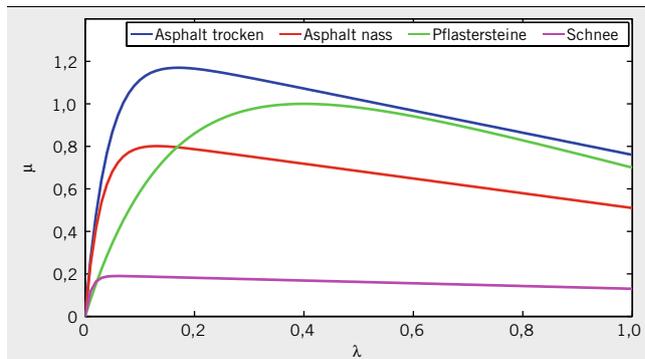
Das vielfach verwendete Burckhardt-Modell [9] beschreibt die stationäre Kraftschlussbeiwert-Schlupf-Kurve in der Grundform nach Gl. 6.

GL. 6	$\mu(\lambda) = c_1 (1 - \exp(-c_2 \lambda)) - c_3 \lambda$
-------	---

Exemplarisch sind vier Verläufe der  $\mu$ -Schlupf-Kurven in 2 dargestellt. Diese zeichnen sich durch ein Maximum ( $\lambda_{max}$ ,  $\mu_{max}$ ) der Kraftübertragung im niedrigen Schlupfbereich aus.

### 4.2 APPROXIMATIVE MODELLGLEICHUNG

Das Burckhardt-Modell nach Gl. 6 ist nichtlinear in Bezug auf den Modellparameter  $c_2$ . Für die Parameterschätzung oder der Verwendung in adaptiven Reglern ist jedoch ein linearer Zusammenhang zwischen Funktionswert und Parametervektor  $\theta$  entsprechend Gl. 7 vorteilhaft.



2 Verlauf von typischen  $\mu$ -Schlupf-Kurven nach dem Burckhardt-Modell mit Parameterwerten entsprechend [7]

GL. 7	$\mu(\lambda) = \underbrace{[\psi_1(\lambda) \dots \psi_N(\lambda)]}_{\psi^T(\lambda)} \cdot \theta$
-------	--

Eine Approximation des Burckhardt-Modells durch eine Linearkombination von Basisfunktionen nach Gl. 8 wird in [1, 2] beschrieben.

GL. 8	$\hat{\mu}(\lambda) = \sum_{i=1}^n \theta_i \exp(-w_i \lambda) + \theta_{n+1} - \theta_{n+2} \lambda$
-------	---

Die Scharparameter  $w_i$  der  $n$  approximierenden Basisfunktionen werden durch Minimierung des Approximationsfehlerquadrats bestimmt. Mit steigendem  $n$  kann eine bessere Anpassung erzielt werden, jedoch erhöht sich auch die Dimension des Parametervektors  $\theta$ . Damit sinkt die Konvergenzgeschwindigkeit eines Schätzverfahrens. In [2] wird daher als sinnvoller Kompromiss eine Lösung mit  $n = 3$  Basisfunktionen und insgesamt  $N = 5$  Modellparametern angegeben.

Im Gegensatz zum ursprünglichen Burckhardt-Modell aus Gl. 6 ist allerdings im Modell nach Gl. 8 nicht gewährleistet, dass alle  $\mu$ -Schlupf-Kurven durch den Ursprung verlaufen. Wird diese Zwangsbedingung nicht zusätzlich im Schätzverfahren integriert, kann es zu einer Konvergenz gegen unplausible Lösungen kommen [2].

Hier wird eine neue Wahl der Basisfunktionen nach Gl. 9 verwendet [12]. Dabei werden die Scharparameter durch numerisches Lösen des nichtlinearen Optimierungsproblems bestimmt. Für die erhaltene Approximation mit  $n = 3$  Basisfunktionen und einer auf  $N = 4$  verringerten Parameterzahl wird eine Verbesserung des quadratischen Fehlers um 50% gegenüber der bisherigen Lösung aus Gl. 8 erreicht. Die optimale Parametrierung der Basisfunktionen wird dabei als  $w = [8,105 \ 27,547 \ 75,012]$  bestimmt.

GL. 9	$\hat{\mu}(\lambda) = \sum_{i=1}^n \theta_i [1 - \exp(-w_i \lambda)] - \theta_{n+1} \lambda$
-------	--

### 4.3 REKURSIVE PARAMETERSCHÄTZUNG

Ausgehend von den nach Abschnitt 3 ermittelten, in zeitdiskreter Abtastung vorliegenden Messwerten  $(\lambda_k, \mu_k)$  werden die Modellparameter der linearen Parametrierung nach Gl. 9 mit einem rekursiven Least-Squares-Schätzer (RLS-Schätzer) ermittelt.

In jedem Zeitschritt  $k$  wird die Schätzung des Parametervektors  $\hat{\theta}_k$  sowie der Schätzfehlerkovarianz  $P_k$  gemäß Gl. 10 unter Verwendung eines Gewichtungsvektors  $\gamma_k$  aktualisiert [13]. Vergangene Messinformation wird dabei mittels eines Vergessensfaktors  $\alpha$  ( $0 < \alpha \leq 1$ ) mit exponentiell abfallender Gewichtung versehen.

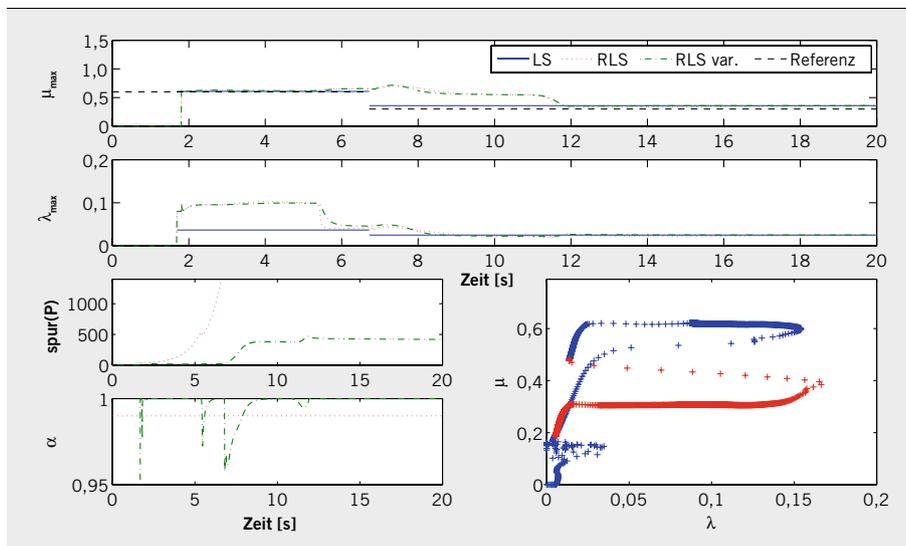
GL. 10	$\begin{cases} \hat{\theta}_k = \hat{\theta}_{k-1} + \gamma_k \cdot [\mu_k - \Psi^T(\lambda_k) \hat{\theta}_{k-1}] \\ P_k = \frac{1}{\alpha} [P_{k-1} - \gamma_k \Psi^T(\lambda_k) P_{k-1}] \end{cases}$
--------	--

Die Verwendung eines konstanten Vergessensfaktors ist für die Fahrbahnreibwertschätzung kompromissbehaftet. Eine Änderung des fahrbahnabhängig übertragbaren Kraftschlussbeiwerts kann plötzlich erfolgen, sodass eine schnelle Anpassung und damit ein kurzer Vergessenshorizont gewünscht sind. Bei fehlender Systemanregung hingegen ist die gespeicherte Information aufrecht zu erhalten.

Aus diesem Grund wird hier ein zeitlich variabler Vergessensfaktor  $\alpha_k$  eingesetzt. Dieser – sowie der in Gl. 10 verwendete Gewichtungsvektor  $\gamma_k$  – bestimmen sich gemäß Gl. 11 [14].

GL. 11	$\begin{cases} \gamma_k = P_{k-1} \Psi(\lambda_k) \cdot [1 + \Psi^T(\lambda_k) P_{k-1} \Psi(\lambda_k)]^{-1} \\ \alpha_k = \max(\alpha_{\min}, 1 - \sum_0^1 [1 - \Psi^T(\lambda_k) \gamma_k] [\mu_k - \Psi^T(\lambda_k) \theta_{k-1}]^2) \end{cases}$
--------	---

In 3 sind die Ergebnisse einer Simulation dargestellt. Das Fahrzeug beschleunigt aus dem Stand, wobei die  $\mu$ -Schlupf-Kurve durchlaufen wird. Im weiteren Verlauf kommt es aufgrund eines geänderten Fahrbahnzustands zu einer Änderung des übertragbaren Kraftschlussbeiwertes von  $\mu_{\max} = 0,6$  auf  $\mu_{\max} = 0,3$  auf.



3 Zeitverläufe der Parameterschätzung mit konstantem und variablem Vergessensfaktor; für das Maximum ( $\lambda_{\max}, \mu_{\max}$ ) der  $\mu$ -Schlupf-Kurve sind auch das Ergebnis einer nicht-rekursiven Least-Squares-Blockschätzung sowie der Referenzwert dargestellt; zur Veranschaulichung des Zeitverlaufs der Schätzunsicherheit ist die Summe der Diagonalelemente (spur) der Kovarianzmatrix aufgetragen

Im Fall des variablen Vergessensfaktors tritt hier eine kurzzeitige Herabsetzung des Zeithorizonts auf, während das Vergessen zuvor mit  $\alpha = 1$  ausgesetzt war. Demgegenüber zeigt die Verwendung eines konstanten  $\alpha = 0,99$  ein Ansteigen der Schätzunsicherheit bei fehlender Systemanregung und damit eine potenzielle Instabilität.

### 6 REGLERENTWURF

Ausgehend von der beschriebenen Schätzung der  $\mu$ -Schlupf-Kurve wird der Reifenschlupf als Regelgröße auf den Wert für maximale Kraftübertragung  $\lambda_{\max}$  geregelt. Es ist zu berücksichtigen, dass sich der Reglersollwert  $\lambda_0$  hier auf die reine Längskraftübertragung bezieht. In querdynamischen Situationen hingegen ist der übertragbare Längskraftschlussbeiwert geringer und stellt sich erst bei höheren Schlupfwerten ein. Mit steigendem Schlupf  $\lambda$  nimmt auch der übertragbare Kraftschlussbeiwert in Querrichtung monoton ab [9]. In diesem Fall ist der Sollschlupf  $\lambda_0$  unter Berücksichtigung von Längs- und Querkraftübertragung zu bestimmen, etwa als Funktion des Schräglaufwinkels [15].

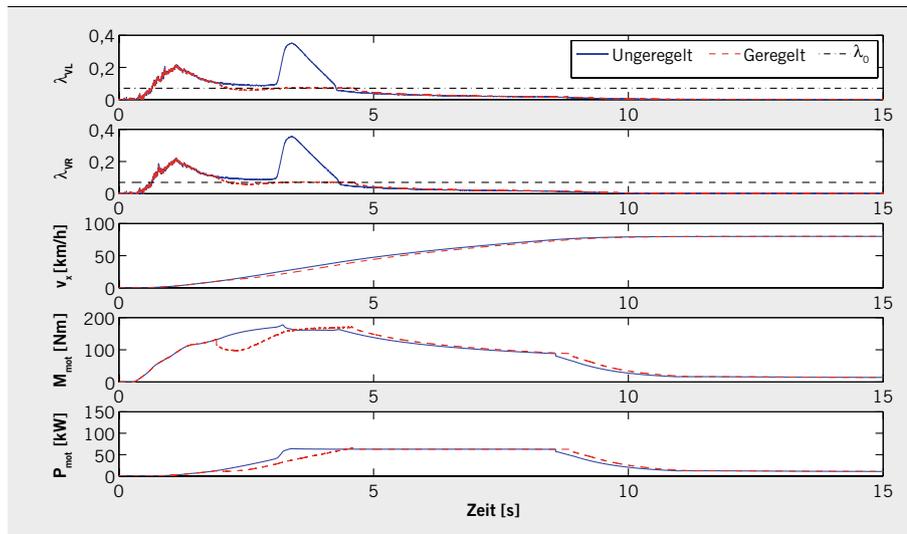
#### 5.1 REGLERMODELL

Die angetriebenen Räder werden getrennt voneinander betrachtet und die Stellmomente  $M_{\text{stell},i}, i \in \{\text{VL}, \text{VR}\}$  bestimmt. In Situationen mit unterschiedlichen Reibwert-Verhältnissen ( $\mu$ -Split) an den linken und rechten Rädern wird das niedrigere der Reglerstellmomente vom gemeinsamen Antriebsmoment  $M_{\text{mot}}$  umgesetzt. Letzteres begrenzt sich nach oben durch das vom Fahrer angeforderte Moment  $M_{\text{drv}}$  und die zulässigen Komponentenbelastungen.

Das Reglermodell wird aus der Dynamik nach Gl. 12 pro Fahrzeugseite abgeleitet.

GL. 12	$\begin{cases} J_r \dot{\omega} = -r F_x - r f_r F_z + M_{\text{stell}} \\ m_{0,5} \dot{v}_x = F_x - \frac{1}{2} c_w A_{0,5} \rho v_x^2 \end{cases}$
--------	--

Es werden die pro Fahrzeugseite bezogenen Masse  $m_{0,5}$  sowie Querschnittsfläche  $A_{0,5}$  verwendet. Die Dynamik des Reifen-



4 Zeitverläufe von Reifenschlupf, Geschwindigkeit sowie Antriebsmoment und -leistung in der Geradeausbeschleunigung

schlupfs in Gl. 13 leitet sich aus Gl. 12 unter Annahme ab, dass sich  $v_x$  gegenüber  $\omega$  nur langsam verändert [16].

GL. 13	$\dot{\lambda} = -\gamma(\lambda) [\Psi(\lambda) - M_{\text{stell}}]$ <p>mit <math>\gamma(\lambda) = \frac{r(1-\lambda)^2}{J_r v_x}</math></p> $\Psi(\lambda) = \left( \frac{J_r}{m_{0,5} r^2} \frac{1}{1-\lambda} + 1 \right) \mu(\lambda) F_z r$ $- \frac{J_r}{m_{0,5} r^2} \frac{1}{1-\lambda} \frac{1}{2} c_w A_{0,5} \rho v_x^2 + r f_r F_z$
--------	---

Da die in  $\Psi(\lambda)$  auftretenden Parameter veränderlich oder nur näherungsweise bekannt sind, wird für die verwendete Approximation  $\hat{\Psi}(\lambda)$  eine Fehlerabschätzung  $\rho(\lambda)$  nach Gl. 14 bestimmt.

GL. 14	$ \Psi(\lambda) - \hat{\Psi}(\lambda)  \leq \rho(\lambda)$
--------	--

### 5.2 REGELUNGSGESETZ

Der hier verwendete nichtlineare Sliding-Mode Regler (SMC) erlaubt eine einfache Implementierung und garantierte Stabilität bei unsicheren Systemparametern.

Das Grundprinzip ist die Definition einer stabilen Solltrajektorie (Schaltfläche) im Zustandsraum, welche gegen den Reglersollwert  $\lambda_0$  strebt. Ein umschaltendes Regelungsgesetz richtet die Regelgröße stets in Richtung der Schaltfläche aus [17]. Mit der Schaltfläche  $s(\lambda) = \lambda - \lambda_0$  und einer Reglerverstärkung  $K$  ist ein Regelungsgesetz gegeben durch Gl. 15.

GL. 15	$M_{\text{stell}} = \hat{\Psi}(\lambda) - \left( \frac{K}{\gamma(\lambda)} + \rho(\lambda) \right) \text{sgn}(s(\lambda))$ <p>mit <math>\text{sgn}(x) = \begin{cases} -1, &amp; x &lt; 0 \\ 1, &amp; x \geq 0 \end{cases}</math></p>
--------	--

Nachteilig an diesem Ansatz ist, dass in der Praxis nie eine exakte Übereinstimmung vorliegen wird und damit ein dauerhaftes Umschalten des diskontinuierlichen Teils der Stellgröße eintreten wird (Chattering) [17]. Zur Vermeidung dieses – bei mechanischen Aktoren nicht zulässigen – Effekts gibt es mehrere Modifikationsmöglichkeiten.

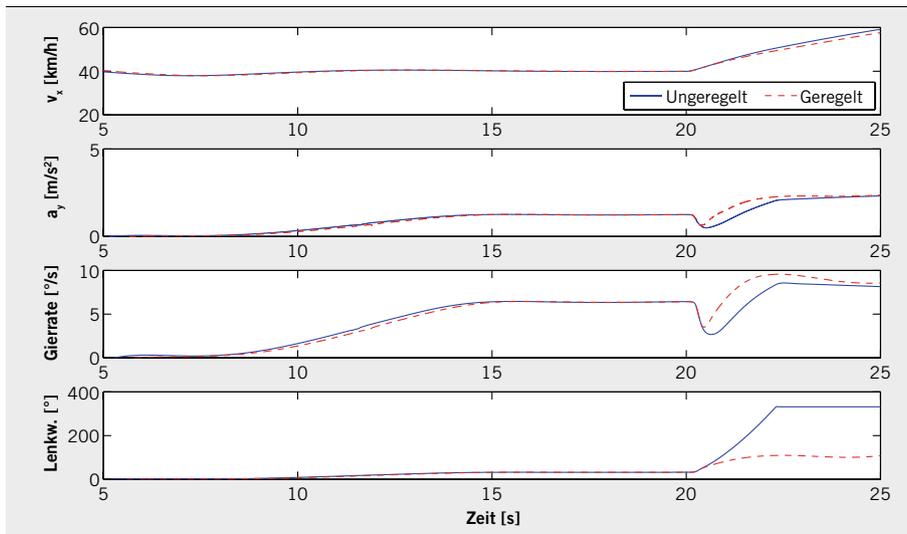
Innerhalb eines schmalen Toleranzbands der Breite  $\epsilon$  kann die diskontinuierliche  $\text{sgn}(\cdot)$  Funktion durch einen kontinuierlichen linearen Verlauf ersetzt werden. Nachteilig ist, dass damit die Konvergenz des Reglers innerhalb des Toleranzbands nicht mehr gewährleistet ist [17]. In einem komplexeren, hier angewendeten Ansatz wird zusätzlich die Schaltfläche derart erweitert, dass ein Proportional-Integral Term des Fehlers auftritt. Diese als Conditional Integration (SMC+CI) erzielt die stationäre Genauigkeit innerhalb des epsilon-Bands [3].

### 6 SIMULATION

Die beschriebene Methode wurde in ein Matlab/Simulink-Antriebsmodell eines Elektrofahrzeugs mit zentral angetriebener Vorderachse in der Fahrdynamiksimulation IPG CarMaker integriert. Im Folgenden wird das Verhalten des geregelten mit dem des unregulierten Fahrzeugs verglichen.

Als erstes charakteristisches Fahrmanöver wurde das Geradeausbeschleunigen aus dem Stand auf  $v_x = 80$  km/h auf regennasser Fahrbahn ( $\mu_{\text{max}} = 0,7$ ) simuliert. Die Ergebnisse sind in 4 dargestellt. Anhand der Schlupfverläufe ist die Effektivität der Regelung erkennbar. Eine Integration der Motorleistung über die Zeit ergibt, dass bei identischer Endgeschwindigkeit eine Reduktion der umgesetzten Gesamtenergie um 3,3% erzielt wird. Dies bedeutet, dass der entwickelte Antriebsschlupfregler auch die Energieverluste, die durch schlupfende Reifen verursacht werden, reduziert.

In einer zweiten Simulation fährt das Fahrzeug mit konstantem  $v_x = 40$  km/h auf eine Kreisbahn mit Radius  $R = 100$  m und  $\mu_{\text{max}} = 0,3$  ein. Die Zeitverläufe sind in 5 angegeben. Nach Einfahrt in die Kreisbahn stellen sich ab  $t = 15$  s eine konstante Gierrate und Querschleunigung ein. Aus diesen stationären Verhältnissen wird ab  $t = 20$  s schnell auf die maximale Fahrpedalstellung



5 Zeitverläufe von Geschwindigkeit, Querb beschleunigung, Gierrate und Lenkwinkel in der instationären Kreisfahrt; zum Zeitpunkt  $t = 10$  s lenkt das Fahrzeug in die Kreisbahn ein, ab  $t = 15$  s haben sich stationäre Verhältnisse eingestellt; der Wechsel auf die maximale Fahrpedalstellung erfolgt bei  $t = 20$  s

gewechselt. Dies führt zum Auftreten von Reifenschlupf und damit zu einer Abnahme des übertragbaren Kraftschlussbeiwerts in Querrichtung. Dieser Steuerbarkeitsverlust schlägt sich im unregelmäßigem Fahrzeug in einer abnehmenden Gierrate sowie deutlich erhöhtem Lenkaufwand nieder. Es ist gut erkennbar, dass die Schlupfregelung den Querkraftverlust begrenzt und das Fahrzeug in der Spur hält.

## 7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Es wurde eine modellbasierte Schlupfregelung auf Basis einer Schätzung des maximalen Kraftschlussbeiwerts entwickelt. Hierfür wurde eine neue lineare Parametrierung des Burckhardt-Reifenmodells verwendet, die Genauigkeit, Robustheit und das Kon-

vergenzverhalten des Schätzers verbessert. Zur Regelung der nichtlinearen Schlupfdynamik wurden Sliding-Mode-Regler untersucht. Ein zusätzlicher bedingt aktivierter Integral-Regler garantiert die stationäre Genauigkeit und vermeidet unerwünschte Stellgrößen sprünge. Das Fahrverhalten wurde in einer Gesamtfahrzeugsimulation mit dem unregelmäßigem Fahrzeug verglichen. Hierbei konnte ein verringerter Energieumsatz bei der Beschleunigung sowie eine verbesserte Querkraftübertragung bei Kurvenfahrten festgestellt werden.

Eine naheliegende Weiterführung der entwickelten Methode ist die kombinierte Betrachtung von Längs- und Querkraftübertragung. Dies ist insbesondere für Fahrzeugkonzepte mit radindividuellem Elektroantrieb zur Regelung in querdynamisch kritischen Situationen interessant.

news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++ news +++

**LITERATURHINWEISE**

[1] Tanelli, M.; Pirodi, L.; Savaresi, S.: Real-time identification of tire-road friction conditions. IET Control Theory and Applications, 3 (2009), Nr. 7, S. 891-906  
 [2] de Castro, R.; Araújo, R. E.; Freitas, D.: Real-time estimation of tyre-road friction peak with optimal linear parameterisation. IET Control Theory and Applications, 6 (2012), Nr. 14, S. 2257-2268  
 [3] de Castro, R.; Araújo, R. E.; Freitas, D.: Wheel Slip Control of EVs based on Sliding Mode Technique with Conditional Integrators. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, 60 (2013), Nr. 8, S. 3256-3271  
 [4] de Castro, R.; Araújo, R. E.; Tanelli, M.; Savaresi, S. M.; Freitas, D.: Torque blending and wheel slip control in EVs with in-wheel motors. Vehicle System Dynamics, 50 (2012), Nr. 1 (sup), S. 71-94  
 [5] Lee, H.; Tomizuka, M.: Adaptive vehicle traction force control for intelligent vehicle highway systems (IVHSs). Industrial Electronics, IEEE Transactions on, 50 (2003), Nr. 1, S. 37-47

[6] Borrelli, F.; Bemporad, A.; Fodor, M.; Hrovat, D.: An MPC/hybrid system approach to traction control Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 14 (2006), Nr. 3, S. 541-552  
 [7] Kiencke, U.; Nielsen, L.: Automotive control systems. Berlin: Springer, 2. Aufl., 2005  
 [8] Unsal, C., Kachroo, P.: Sliding mode measurement feedback control for anti-lock braking systems. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 7 (1999), Nr. 2, S. 271-281  
 [9] Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme. Vogel-Fachbuch: Kraftfahrzeugtechnik/Fahrwerktechnik. Würzburg: Vogel, 1. Aufl., 1993  
 [10] Daiß, A.: Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS- und Fahrdynamikregelung. VDI Verlag, 1996  
 [11] Gießler, M.: Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2012  
 [12] Stellet, J. E.; Suchanek, A.; Gießler, M.; Puente, F.; Gauterin, F.: Fahrbahnreibwerterschätzung mit optimaler linearer Parametrierung. Eingereicht bei at – Automatisierungstechnik  
 [13] Kiencke, U.; Schwarz, M.; Weickert, T.: Signalverarbeitung: Zeit-Frequenz-Analyse und Schätzverfahren. Oldenbourg, 2008  
 [14] Fortescue, T.; Kershenbaum, L.; Ydstie, B.: Implementation of self-tuning regulators with variable forgetting factors. Automatica, 17 (1981), Nr. 6, S. 831-835  
 [15] Park, J. H.; Kim, C. Y.: Wheel Slip Control in Traction Control System for Vehicle Stability. Vehicle System Dynamics, 31 (1999), Nr. 4, S. 263-278  
 [16] Olson, B. J.; Shaw, S.; Stépán, G.: Nonlinear Dynamics of Vehicle Traction. Vehicle System Dynamics, 40 (2003), Nr. 5, S. 377-399  
 [17] Slotine, J.-J. E.: Applied nonlinear control. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1991

FORMEL-ZEICHEN	EINHEIT	BESCHREIBUNG
$A$	$m^2$	Querschnittsfläche (frontal)
$a_x$	$m/s^2$	Längsbeschleunigung
$a_y$	$m/s^2$	Querbeschleunigung
$b$	$m$	Fahrzeugbreite
$c_w$	–	Strömungswiderstandskoeffizient (frontal)
$f$	–	Rollwiderstandskoeffizient
$F_{x,i}$	$N$	Radumfangskraft am Rad $i$
$F_{z,i}$	$N$	Radaufstandskraft am Rad $i$
$g$	$m/s^2$	Gewichtskonstante
$h_s$	$m$	Höhe Fahrzeugschwerpunkt
$i$	–	Rad vorne links: $i = VL$ Rad vorne rechts: $i = VR$ Rad hinten links: $i = HL$ Rad hinten rechts: $i = HR$
$J_f$	$kg \cdot m^2$	Trägheitsmoment der Reifen
$\lambda$	–	Reifenschlupf
$l$	$m$	Fahrzeuglänge
$l_{SH}$	$m$	Abstand Fahrzeugschwerpunkt – Hinterachse
$\mu$	–	Reifenkraftschlussbeiwert
$m$	$kg$	Fahrzeugmasse
$M_{drv}$	$N \cdot m$	Fahrvorgabe des Antriebsmomentes
$M_{mot}$	$N \cdot m$	Antriebsmoment
$M_{stell,i}$	$N \cdot m$	Reglerstellmoment am Rad $i$
$M_i$	$N \cdot m$	Moment am Rad $i$
$\rho$	$kg/m^3$	Luftdichte
$r$	$m$	Reifenradius
$\theta$	–	Vektor der Modellparameter
$v_x$	$m/s$	Längsgeschwindigkeit

**DANKE**

Die Verfasser danken Dipl.-Ing. Andre Suchanek (Institut für Industrielle Informationstechnik) für die inhaltliche und organisatorische Begleitung der Untersuchung.



**DOWNLOAD DES BEITRAGS**  
[www.springerprofessional.de/ATZelektronik](http://www.springerprofessional.de/ATZelektronik)



**READ THE ENGLISH E-MAGAZINE**  
 order your test issue now: [springervieweg-service@springer.com](mailto:springervieweg-service@springer.com)