

Hybrid-ABS

Integration der elektrischen Antriebsmotoren in die ABS-Regelung

Dipl.-Ing. **M. Rosenberger**, TU München

M. Kirschneck

Dr.-Ing. **T. Koch**, Audi AG

Prof. Dr.-Ing. **M. Lienkamp**, TU München

Kurzfassung

Bei einem elektrischen Einzelradantrieb in Kombination mit einer Reibungsbremse existiert eine Aktuator-Redundanz hinsichtlich der Erzeugung des Bremsmoments am Rad. Die Aufteilung des Bremsmoments auf die beiden Aktoren während einer ABS-Regelung kann durch einen Regelungs-Allokationsalgorithmus flexibel vorgenommen werden. Falls die E-Maschine über eine elastische Gelenkwelle am Rad angebunden ist, müssen zusätzliche Maßnahmen zur aktiven Schwingungsdämpfung implementiert werden. Ein neu entwickelter Kalman-Filter und eine dynamische Rückführung des Wellendrehmoments erzielen hier eine effektive Dämpfung.

Abstract

Vehicles with electric single-wheel drive have an actuator redundancy regarding the generation of the braking torque. The distribution of the total braking torque to both actuators during anti-lock braking can be done in a flexible way by using Control Allocation. If the electric motor is linked to the wheel via an elastic drive shaft, additional techniques for active damping of the torsional oscillations are necessary. An innovative Kalman-Filter in combination with a dynamic feedback of the shaft torque leads to an effective damping of the oscillations.

1. Einleitung

Das Antiblockiersystem (ABS) ist in jedem heutigen PKW standardmäßig vorhanden. Seine Aufgabe ist es, den Reifen während eines Bremsvorgangs im Bereich des optimalen Schlupfs zu halten und dadurch einen kurzen Bremsweg bei gleichzeitiger Erhaltung der Lenkfähigkeit und Stabilität zu erreichen. Dies erfordert eine hochdynamische Anpassung des Bremsmoments innerhalb weniger Millisekunden an jedem einzelnen Rad.

Bei konventionellen Fahrzeugen ist die Betriebsbremsanlage nahezu ausnahmslos als Reibungsbremse ausgeführt, wodurch auch das ABS bislang fast ausschließlich in Kombination mit Reibungsbremssystemen existiert. Hybrid- und Elektrofahrzeuge besitzen neben dem Reibungsbremssystem noch ein zweites, das sogenannte regenerative Bremssystem, bei dem die elektrischen Antriebsmaschinen (E-Maschinen) zur Verzögerung eingesetzt werden. Dieses wird alleine oder in Kombination mit dem Reibungsbremssystem für leichte und mittlere Verzögerungen eingesetzt. Beim Eintreten einer ABS-Regelung wird die Bremsmomentmodulation derzeit ausschließlich von der Reibungsbremse übernommen. Die regenerative Bremse wird während des Regeleingriffs meist vollständig abgeschaltet, um die konventionelle Regelung nicht zu beeinträchtigen.

Für die folgenden Untersuchungen soll vorausgesetzt sein, dass das regenerative Bremssystem radselektiv ist (also ein elektrischer Einzelradantrieb vorliegt). In diesem Fall stellt das regenerative Bremssystem einen vollwertigen Aktor für das ABS dar. Schwerpunkt dieser Untersuchungen ist allerdings nicht die alleinige Verwendung des regenerativen Bremssystems während einer ABS-Regelung (vgl. [1]), sondern die kombinierte Regelung mit Reibungsbremse und regenerativer Bremse, in der Literatur auch als Hybrid-ABS bezeichnet [2]. Mittelfristig erscheint nur eine Kombination beider Bremssysteme realisierbar, weil die regenerative Bremse bei mittleren und hohen Geschwindigkeiten auf Hochreibwert auch bei sehr leistungsstarken elektrischen Maschinen kein ausreichendes Drehmoment aufbringen kann, um das Fahrzeug maximal zu verzögern. Zudem wäre die damit verbundene Energieaufnahme und Leistungsumsetzung mit einer extremen Belastung von E-Maschine und Batterie verbunden. Die vom Gesetzgeber geforderte Anzahl an Folgebremungen (ECE Regelung 13) würde sich bei einer ausschließlichen Verwendung der E-Maschine somit nur durch eine thermische Überdimensionierung des elektrischen Antriebs realisieren lassen. Im folgenden Abschnitt wird ein leistungsfähiger Algorithmus zur Aufteilung des Gesamtdrehmoments auf die beiden Aktoren vorgestellt.

2. Regelungs-Allokation bei steifer Anbindung der E-Maschinen

Das Rad als überaktuiertes System

In diesem Abschnitt wird davon ausgegangen, dass die E-Maschine vergleichbar steif an das Rad angebunden ist wie die Reibungsbremse. Dies ist z.B. bei Radnabenmotoren der Fall. Durch die steife Anbindung wirken die Drehmomente von E-Maschine und Reibungsbremse in gleicher Weise und nahezu verzögerungsfrei auf das Rad. Dadurch wird jedes einzelne Rad zu einem überaktuierten System, bei dem die rotatorische Bewegung durch zwei

redundante Aktoren beeinflusst werden kann. Wie bei jedem überaktuierten System existiert auch hier ein zusätzlicher Freiheitsgrad, weil das geforderte Gesamtdrehmoment am Rad beliebig auf die beiden Aktoren aufgeteilt werden kann. Dieser Freiheitsgrad kann dazu genutzt werden, verschiedene Zielgrößen zu optimieren. Aus der großen Anzahl möglicher Zielgrößen wurden die Folgenden für die weiteren Untersuchungen ausgewählt:

- Maximierung der Drehmomentdynamik zur Bremswegverkürzung
- Minimierung der Dynamik der Reibungsbremse
- Einhaltung von zeitveränderlichen Stellgrößenbeschränkungen

Das naheliegende Ziel einer maximalen Energierückgewinnung wurde hier nicht verfolgt, da eine ABS-Regelung für eine nennenswerte Effizienzsteigerung zu selten stattfindet.

Durch eine verringerte Dynamik der Reibungsbremse sind mehrere Vorteile zu erwarten. Im Falle elektro-mechanischer Reibungsbremsen ist eine deutliche Reduzierung von Komplexität und Kosten zu erwarten, da hier ein großer Entwicklungsaufwand für die Bereitstellung einer hohen Dynamik erforderlich ist. Im Falle hydraulischer Reibungsbremsen steht vor allem die Maximierung des Komforts durch reduzierte Pedalvibrationen und Geräuschbelastung im Vordergrund, wobei auch hier eine Kosteneinsparung – z.B. durch den Verzicht auf Proportionalventile – möglich erscheint.

Die Einhaltung zeitveränderlicher Stellgrößenbeschränkungen ist vor allem auf Grund der Eigenschaften des elektrischen Antriebs nötig, da das zur Verfügung stehende Drehmoment der E-Maschine sowohl von der Drehzahl, als auch von der thermischen Belastung abhängt.

Grundlagen zur Regelungs-Allokation (RA)

Bei der Regelung überaktuierter Systeme sind grundsätzlich zwei verschiedene Ansätze vorstellbar. Der Freiheitsgrad der Aufteilung zwischen den redundanten Aktoren kann direkt im Regler festgelegt werden, oder er kann nachgelagert in einem separaten Algorithmus erfolgen (Bild 1). Letzteres ist unter dem Namen Regelungs-Allokation (RA, engl.: Control Allocation) in der Literatur bekannt.

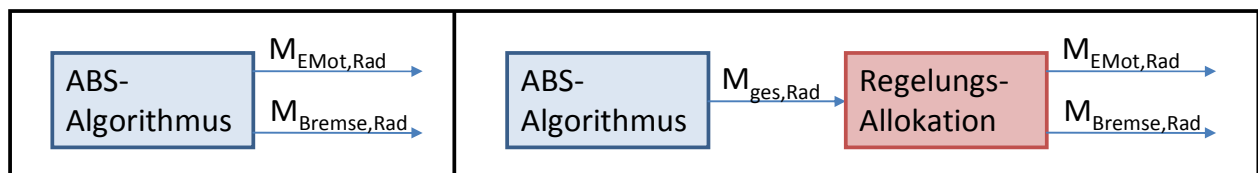


Bild 1: Varianten zur Regelung überaktuierter Systeme

Der Begriff RA beschreibt dabei keine bestimmte regelungstechnische Methode, sondern ist ein Überbegriff für eine Vielzahl zum Teil sehr unterschiedlicher Methoden. Verbreitung hat

die RA vor allem in der Luftfahrtindustrie gefunden [3], wobei auch Untersuchungen aus dem Bereich der Fahrzeugtechnik bekannt sind, die eine Anwendung der RA im Rahmen des „Global Chassis Control“ vorschlagen [4, 5].

Regelungs-Allokation und ABS

Die Anwendung der RA beim ABS hat den besonderen Vorteil, dass der überlagerte ABS-Algorithmus bei einer sich ändernden Anzahl von Aktoren nicht angepasst werden muss und dadurch universell einsetzbar ist. Da der ABS-Algorithmus in der Automobilindustrie meist von Zulieferfirmen entwickelt wird, kann durch den Einsatz der RA ein komplexer, firmenübergreifender Entwicklungsprozess vermieden werden.

Im Gegensatz zu den bekannten Anwendungen der RA, bei denen das gesamte Flugzeug oder Fahrzeug als ein überaktuiertes System behandelt wird, wird bei der Anwendung der RA beim ABS jedes einzelne Rad als eigenes System betrachtet. Dieses System besitzt eine vergleichsweise geringe Komplexität, da lediglich ein Freiheitsgrad mit zwei sich addierenden Aktoren beherrscht werden muss. Zusätzlich besteht jedoch die Anforderung, dass die RA sowohl Stellgrößenbeschränkungen, als auch die Dynamik der Aktoren berücksichtigen muss. Von der Vielzahl der möglichen Methoden erfüllt die „optimierungsbasierte RA“ diese Anforderungen am besten. Bei dieser Methode wird die Aufteilung des Drehmoments auf die Aktoren durch die Minimierung einer Kostenfunktion bestimmt. In Bild 2 ist die sequentielle Formulierung des Optimierungsproblems in Anlehnung an Härkegård dargestellt [3]. Über u_{\min} und u_{\max} können zeitveränderliche Stellgrößenbeschränkungen für beide Aktoren vorgegeben werden. Über u_s kann ein zeitveränderliches Ziel-Drehmoment für beide Aktoren vorgegeben werden. W_1 und W_2 sind Gewichtungsfaktoren, wobei über W_2 die Veränderung gegenüber dem letzten Zeitschritt (Abtastzeit T) und damit die Stellgrößendynamik bestraft wird. Die Lösung des Optimierungsproblems erfolgt mit Hilfe eines „Active-Set“ Algorithmus.

$$\bar{u}(t) = \begin{bmatrix} M_{EMot,soll} \\ M_{Bremsse,soll} \end{bmatrix} = \arg \min_{\bar{u}(t) \in \Omega} \|W_1(\bar{u}(t) - \bar{u}_s(t))\|^2 + \|W_2(\bar{u}(t) - \bar{u}(t-T))\|^2$$

$$\Omega = \arg \min_{\bar{u}_{\min}(t) \leq \bar{u}(t) \leq \bar{u}_{\max}(t)} \|[1 \ 1]^* \bar{u}(t) - M_{ges,soll}\|$$

Bild 2: Formulierung des Optimierungsproblems der RA

Eine Optimierung der Gesamtdynamik kann bei diesem Ansatz indirekt erfolgen, indem dem schnelleren Aktor über W_2 die dynamischen Anteile zugeordnet werden. In den meisten Fällen kann davon ausgegangen werden, dass die E-Maschine schneller als die

Reibungsbremse ist. Falls diese Annahme nicht ausreichend erfüllt sein sollte, kann der Ansatz um einen „Model Predictive Control“-Anteil erweitert werden, bei dem die Aktordynamik explizit in die Kostenfunktion eingeht [6].

Simulationsergebnisse

Die Simulation wurde mit einem Adams/Car Gesamtfahrzeugmodell eines Serien-PKW durchgeführt. Der überlagerte ABS-Algorithmus sowie das Hydraulikmodell entsprechen der Serien-Software des Fahrzeugs. Die E-Maschine besitzt ein Drehmomentband von +/- 1000Nm am Rad. Das dynamische Verhalten der E-Maschine wurde als PT-1 Glied mit einer Zeitkonstante von 5ms angenommen. Alle nicht-mechanischen Elemente des Modells sowie die ABS- und RA-Algorithmen wurden in einer Cosimulation mit MATLAB/Simulink simuliert.

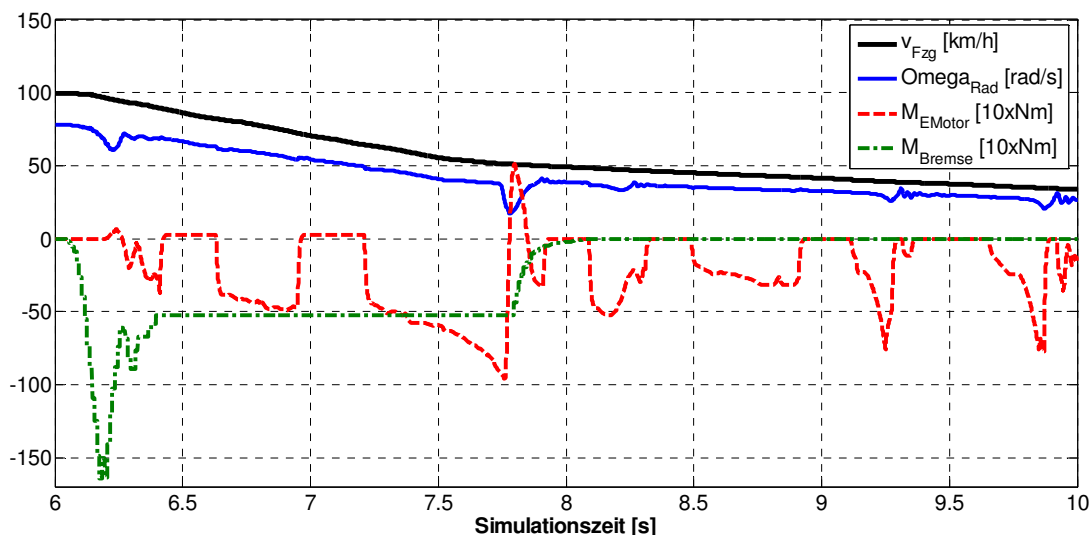


Bild 3: RA-Algorithmus in der Gesamtfahrzeugsimulation (rechtes Hinterrad)

In Bild 3 ist eine ABS-Bremung aus 100 km/h dargestellt. Nach 6,4s Simulationszeit wird der RA-Algorithmus aktiv. Die Bremsung startet auf Hochreibwert. Bei ca. 7,7s fährt das Fahrzeug auf eine Eisfläche (Abfall des Kraftschlusses auf 30%). Das gesamte Drehmoment am Rad ergibt sich als Addition der Drehmomente von Bremse und E-Maschine. Gut erkennbar ist die zyklische Drehmomentreduzierung, die zur Referenzgeschwindigkeitsbildung des ABS-Algorithmus benötigt wird. Durch den RA-Algorithmus wird das Druckniveau der hydraulischen Bremse über weite Bereiche konstant gehalten, während die E-Maschine die dynamischen Anteile übernimmt. Dynamisch vorgebbare Stellgrößenbeschränkungen beider Aktoren werden automatisch berücksichtigt. Beim Auffahren auf die Eisplatte ist gut zu erkennen, dass durch ein kurzzeitiges antreibendes

Drehmoment an der E-Maschine der langsame Druckabbau der hydraulischen Bremse kompensiert wird. Dadurch kann der Einbruch der Raddrehzahl effektiv abgefangen werden. Die hier vorgestellten Simulationsergebnisse gehen von einer steifen Anbindung der E-Maschine aus. Bei einer elastischen Anbindung sind zusätzliche Maßnahmen zur Schwingungsdämpfung nötig, die im folgenden Abschnitt behandelt werden.

3. Schwingungsdämpfung bei elastischer Anbindung der E-Maschinen

Auswirkung eines elastischen Antriebsstrangs auf die ABS-Regelung mit E-Maschinen

Unter einer „elastischen“ Anbindung wird im Folgenden eine Antriebstopologie verstanden, bei der die E-Maschine über eine Gelenkwelle mit einer nicht vernachlässigbaren Steifigkeit an das Rad angebunden ist (siehe Bild 4). Dies führt zu einem schwingungsfähigen rotatorischen System, das im Allgemeinen sehr schwach gedämpft ist und eine charakteristische 1. Eigenfrequenz kleiner 10 Hz besitzt. Diese erste Eigenfrequenz ist verantwortlich für eine niederfrequente Schwingung des Antriebsstrangs, die unter dem Namen „Fahrzeugruckeln“ auch bei konventionellen Fahrzeugen mit verbrennungsmotorischem Antrieb bekannt ist und dort bereits Gegenstand intensiver Untersuchungen war [7, 8]. Bekannte Untersuchungen zeigen, dass diese Schwingung umso stärker angeregt wird, je steiler der Drehmoment-Sprung am Antrieb ist [9, 10]. Wenn lediglich die Schwingung während des Antreibens optimiert werden soll, ist es deshalb eine einfache und bewährte Lösung, die Steigung des Drehmomentverlaufs der E-Maschine zu begrenzen. Da bei der ABS-Anwendung allerdings die hohe Dynamik der E-Maschine von entscheidender Bedeutung für die Güte der Regelung ist, ist dieser Lösungsansatz hier nicht zielführend.

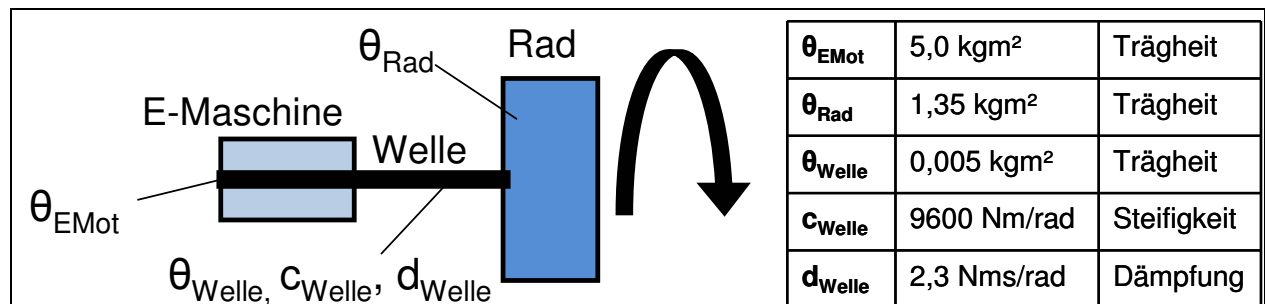


Bild 4: elastische Anbindung der E-Maschine an das Rad

Neben den Schwingungen führt die Elastizität der Gelenkwelle auch zu einer deutlichen Verzögerung des Drehmomentaufbaus am Rad (siehe Bild 5).

Während die Schwingungen – wie später gezeigt wird – mit einer geeigneten Regelung sehr gut beherrscht werden können, stellt die Verzögerung des Drehmomentaufbaus eine systembedingte Eigenschaft dar, die nur durch eine entsprechende Erhöhung der Stellgröße kompensiert werden kann. Da die Stellgröße durch die physikalischen Grenzen der E-Maschine beschränkt ist, ist dies nur bedingt möglich. Bei der hier untersuchten Systemkonfiguration beträgt die Verzögerung des Drehmomentaufbaus ca. 40ms, was in der Größenordnung eines hydraulischen Bremssystems liegt [11].

Trotz dieser verringerten Dynamik erscheint die Realisierung der oben beschriebenen Methoden der RA auch bei einem elastischen Antriebsstrang möglich. Voraussetzung dafür ist allerdings, dass mit Hilfe einer geeigneten Regelung die Schwingungen im Antriebsstrang ohne Verlust an Dynamik gedämpft werden können. Ein möglicher Ansatz wird im Folgenden vorgestellt.

Modellbildung des Schwingungssystems

Da für die durchgeführten Untersuchungen lediglich die erste Eigenfrequenz des Systems von Bedeutung ist, kann bei der Modellbildung ohne Verlust an Genauigkeit eine Reduktion auf ein rotatorisches 2-Massen-System erfolgen. Bekannte Untersuchungen zeigen, dass sich eine detailliertere Modellierung, z.B. mit Berücksichtigung von Getriebestufen und Gelenken, erst bei Frequenzen auswirkt, die um mehrere Größenordnungen über der relevanten ersten Eigenfrequenz von ca. 7 Hz liegen [10].

Die Trägheitsmomente sind Herstellerangaben. Das Trägheitsmoment der Gelenkwelle wurde zu gleichen Teilen auf die E-Maschine und das Rad aufgeteilt. Die Steifigkeit der Welle wurde aus einer statischen Messung ermittelt und die Dämpfung der Welle auf Basis einer Näherungsformel berechnet [12].

Modellbildung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts

Das Schwingungsverhalten des Systems, insbesondere die Amplitude und das Abklingverhalten, sind stark vom Kraftaufbau im Reifen abhängig. Bild 5 zeigt den Verlauf der Schwingung für einen rollenden Reifen bei 20km/h und bei 80km/h bei einer sprungförmigen Anregung von 500Nm an der E-Maschine. Das verwendete Simulationsmodell besteht aus dem beschriebenen Modell des Antriebsstrangs sowie aus einem MF-Tyre Reifenmodell von TNO und einem 2-dimensionalem Viertelfahrzeugmodell (Längsdynamik und Vertikaldynamik).

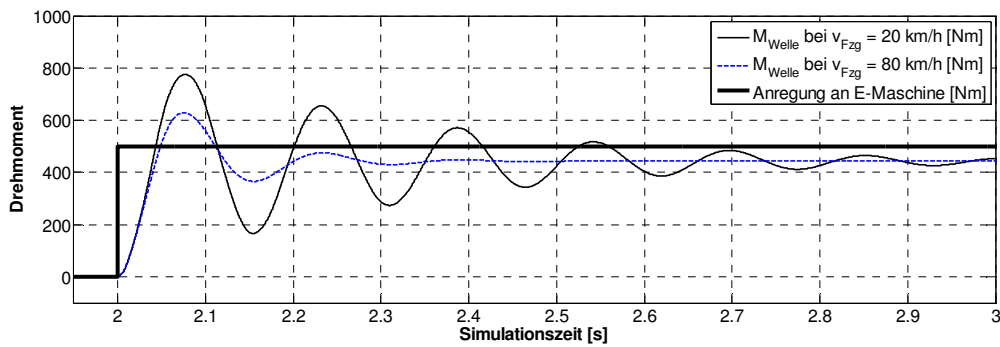


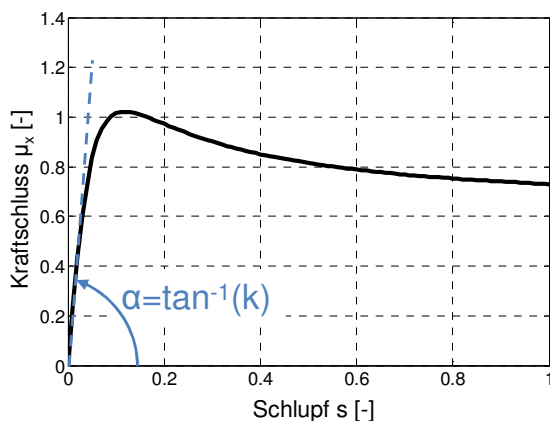
Bild 5: Geschwindigkeitsabhängiger Reifeneinfluss auf das Schwingungsverhalten

Die Simulationsergebnisse bestätigen bekannte Untersuchungen, nach denen die Stärke der Schwingung mit zunehmender Geschwindigkeit abnimmt [9].

Trotz des erkennbar starken Einflusses des Reifen-Fahrbahn-Kontakts wird er in vielen Untersuchungen bei der Modellbildung entweder nicht berücksichtigt, oder sehr stark abstrahiert. Aus diesem Grund wurde ein neuer Ansatz zur Beschreibung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts entwickelt. Die Anforderungen an dieses Modell sind:

- Abbildung des Reifeneinflusses auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs
- Regelungstechnische Beschreibungsform in Zustandsraumdarstellung

Ausgangspunkt der Modellbildung ist die bekannte μ -Schlupf-Kurve, die die stationäre Kraftübertragung des Reifens in Längsrichtung beschreibt (siehe Bild 6). Durch eine einfache Umformung der Gleichungen lässt sich zeigen, dass der Reifen-Fahrbahn-Kontakt vollständig äquivalent mit einem Dämpfer zwischen dem sich drehenden Rad und dem sich translatorisch bewegendem Fahrzeug ist. Die Dämpfung des Reifens ist allerdings nicht konstant, sondern proportional zur Längsschlupfsteifigkeit k und umgekehrt proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit.



$$\text{Schlupf } s = \frac{v_{FZg} - \omega_{Rad} \cdot r_{Rad}}{v_{FZg}} = \frac{\left(\frac{v_{FZg}}{r_{Rad}}\right) - \omega_{Rad}}{\left(\frac{v_{FZg}}{r_{Rad}}\right)}$$

Mit : v_{FZg} = Geschwindigkeit des Radmittelpunkts in Längsrichtung
(entspricht Fahrzeuggeschwindigkeit bei Viertelfahrzeugmodell)

Längskraft $F_x = F_z \cdot \mu_x = F_z \cdot k \cdot s = k^* \cdot s$
Mit : Längsschlupfsteifigkeit $k = F_z \cdot k$

$$\Rightarrow M_{Reifen} = F_x \cdot r_{Rad} = \frac{k^* \cdot r_{Rad}^2}{v_{FZg}} \cdot \left(\frac{v_{FZg}}{r_{Rad}} - \omega_{Rad}\right) = d_{Reifen} \cdot \Delta\omega$$

Bild 6: Beschreibung des Reifens als Rotationsdämpfer

Um diesen Ansatz in das Modell des rotatorischen 2-Massen-Schwingers zu integrieren, muss das translatorische Viertelfahrzeug in eine rotatorische Ersatzträgheit überführt werden ($\theta_{Fzg} = m_{Fzg} \cdot r_{Rad}^2$), was schließlich zum in Bild 7 dargestellten Gesamtmodell führt.

Für eine realistischere Abbildung des Reifenverhaltens wird das Modell um ein Verzögerungsglied 1. Ordnung („Einlauflänge“) mit der Zeitkonstante T_{Reifen} erweitert, wodurch der lineare Charakter des Modells allerdings nicht verändert wird.

Modell des Antriebsstrangs mit Reifen in Zustandsraumdarstellung

Bild 7 zeigt die mathematische Beschreibung des erweiterten 2-Massen Schwingers in Zustandsraumdarstellung (Systemmatrix A) mit der oben beschriebenen Modellierung des Reifens als Dämpfer. Die Zustände des Systems wurden so gewählt, dass mit einer minimalen Anzahl an Zuständen alle relevanten Bewegungen des Systems beschrieben werden können, was zu einer guten Konditionierung des Systems führt.

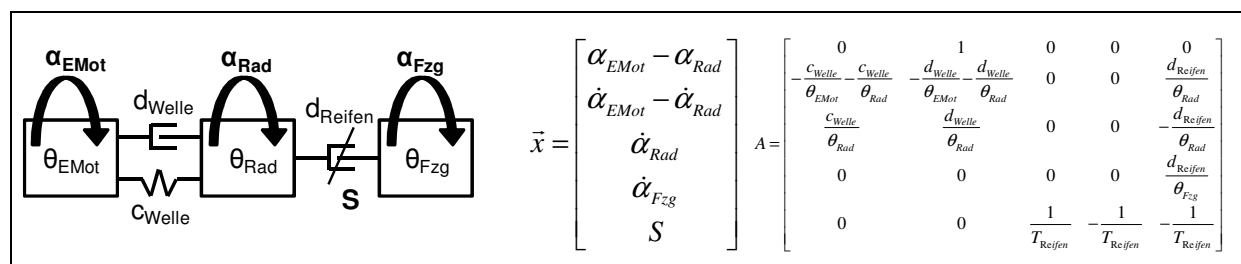


Bild 7: Modell des Antriebsstrangs mit linearisiertem Reifenmodell

Da die Parameter d_{Reifen} und T_{Reifen} nicht konstant sind, handelt es sich hierbei um ein „linear parameter-varying system“ (LPV-System).

Zur Ermittlung der veränderlichen Reifenparameter wurde eine „grey-box“-Identifikation mit Hilfe des Programmpakets MATLAB durchgeführt, wobei das transiente MF-Tyre Reifenmodell von TNO als Referenz diente. Das Ergebnis der Identifikation ist ein Zusammenhang zwischen Reifenparameter und Fahrzeuggeschwindigkeit in Form einer Nachschlagetabelle.

Beobachterentwurf: Kalman-Filter mit Verstärkungsplanung

Die Streckenbeschreibung in Zustandsraumdarstellung bildet die Voraussetzung, mit beliebigen regelungstechnischen Verfahren eine aktive Schwingungsdämpfung zu entwerfen. Die bekannten Verfahren reichen von einer einfachen Filterung des Anregungssignals [13] über die Rückführung einer gemessenen Drehzahl [7] bis hin zu komplexen Verfahren wie der Rückführung des Wellenmoments [14] oder einer vollständigen

Zustandsrückführung [15]. Insbesondere die beiden letztgenannten Verfahren benötigen zu ihrer Realisierung einen Beobachter, da nicht alle Zustandsgrößen gemessen werden können. Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass die Drehzahlen von E-Maschine und Rad gemessen werden können und ebenso die aufgebrachten Drehmomente an E-Maschine und Bremse bekannt sind. Da hiermit eine sehr gute Systemkenntnis vorliegt ist es zielführend, alle verfügbaren Informationen in das Regelungskonzept einzubeziehen. Dies ist mit einem Beobachter in Form eines Kalman-Filters sehr effektiv möglich.

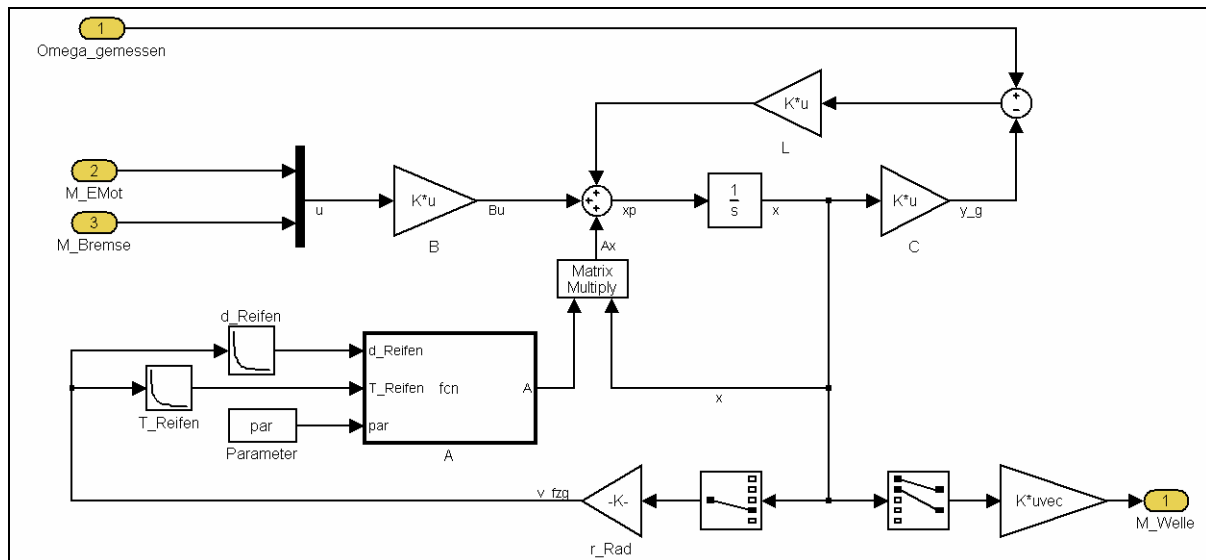


Bild 8: Kalman-Filter mit Verstärkungsplanung („gain scheduling“)

Der Beobachter basiert auf den oben hergeleiteten Systemgleichungen. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reifenparameter wird durch eine Verstärkungsplanung direkt in den Filter implementiert. Die Schlupfsteifigkeit wird als konstant betrachtet.

Als Ausgangsgröße des Filters wird das Drehmoment der Welle gewählt, da die Regelung auf dieser Größe aufbaut. Grundsätzlich stellt der Filter allerdings alle Zustandsgrößen bereit, darunter auch die geschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Verstärkung des Kalman-Filters ist in der dargestellten Implementierung konstant.

Reglerentwurf: Dynamische Rückführung des Drehmoments

Die entworfene Regelung baut auf einer von Böcker vorgeschlagenen Struktur auf, bei der das geschätzte Wellenmoment dynamisch zurückgeführt wird [14]. Eine Regelung dieser Struktur ermöglicht eine sehr gute Dämpfung der Schwingung, kann auf Grund des fehlenden Soll-Ist-Vergleichs allerdings keine Stellgrößenüberhöhung zur Verbesserung der Dynamik darstellen. Deshalb wird die dynamische Rückführung (G1) um einen D-Anteil (G2) mit Soll-Ist-Vergleich ergänzt, was schließlich - unter Vernachlässigung der Aktordynamik -

zu der in Bild 9 dargestellten Struktur führt. Die Einstellung der Reglerparameter erfolgt mit Hilfe des Wurzelortskurvenverfahrens. Ein Test des Reglers in Kombination mit dem Kalman-Filter zeigt in der Simulation eine sehr gute Dämpfung der Schwingung. Durch den D-Anteil wird die Stellgröße in der Anfangsphase erhöht, was zu einer Verbesserung der Dynamik führt (siehe Bild 10).

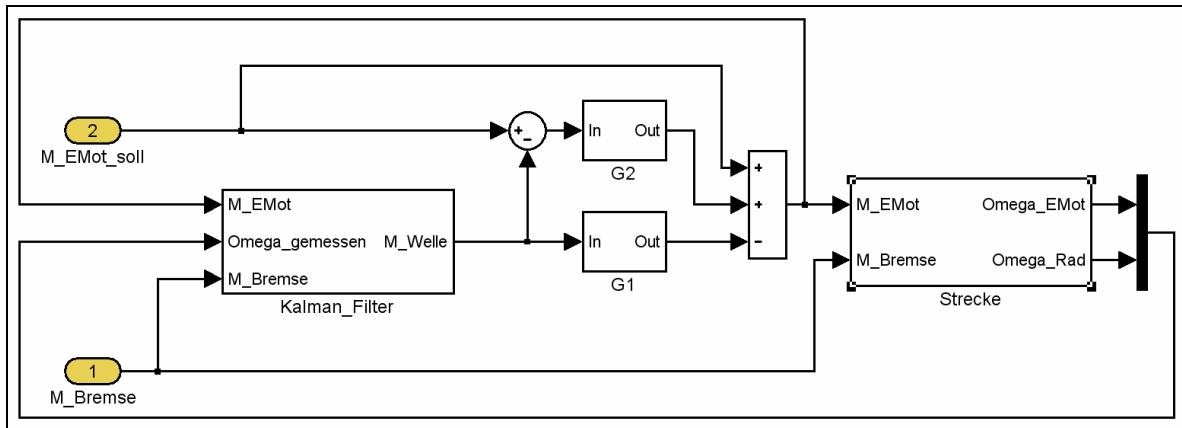


Bild 9: Reglerstruktur

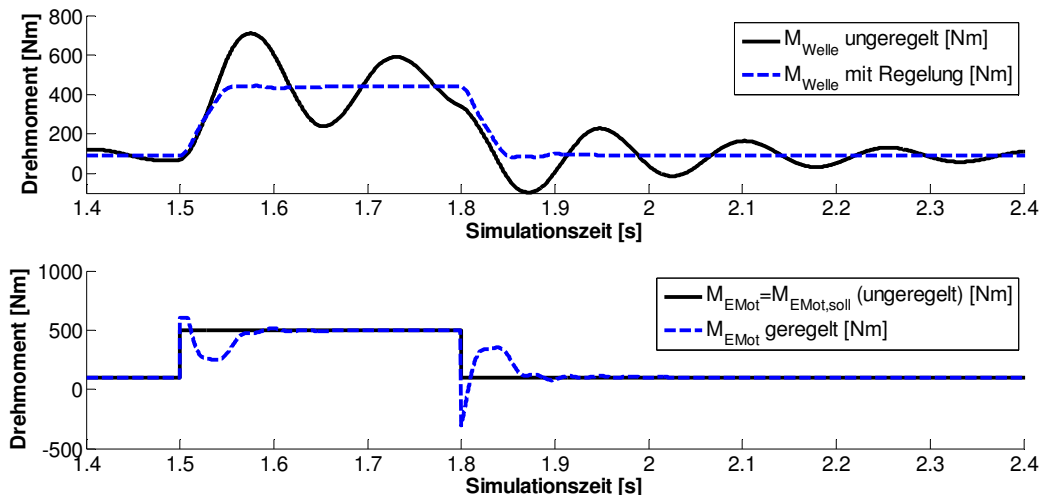


Bild 10: Simulationsergebnisse mit und ohne Schwingungsdämpfung (Viertelfahrzeug)

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Aufteilung des Bremsmoments auf E-Maschine und Reibungsbremse kann effektiv mit einem optimierungsbasierten RA-Algorithmus erfolgen. In der vorgestellten Abstimmung bleibt das Drehmoment der Reibungsbremse über weite Strecken unverändert, während die E-Maschine die dynamischen Anteile übernimmt. Dynamisch vorgebbare Stellgrößenbeschränkungen werden dabei automatisch berücksichtigt.

Falls die E-Maschine über eine elastische Gelenkwelle am Rad angebunden ist, ist eine Anwendung des RA-Algorithmus nur in Verbindung mit einer aktiven Schwingungsdämpfung möglich. Hierfür wurde ein Kalman-Filter in Kombination mit einer dynamischen Rückführung des geschätzten Wellendrehmoments vorgestellt. Erste Simulationsergebnisse mit einem Viertelfahrzeugmodell zeigen eine sehr effektive Dämpfung der Antriebsstrangschwingung ohne Verlust an Drehmomentdynamik. In einem nächsten Schritt wird die Schwingungsdämpfung mit der RA zusammengeführt und im Gesamtfahrzeugmodell untersucht. Der entwickelte Algorithmus zur Schwingungsdämpfung kann dabei nicht nur während einer ABS-Regelung eingesetzt werden, sondern auch im Antriebsfall zur Dämpfung des konventionellen Fahrzeugruckelns.

Literaturangaben

- [1] Teitzer, M.; Stroph, R.; Pruckner, A.: Simulation of an anti-lock braking system with electric motors during regenerative braking in powerful BEVs. In: chassis.tech plus 2010, S. 427–445
- [2] Okano, T.; Sakai, S.-I.; Uchida, T.; Hori, Y.: Braking Performance Improvement for Hybrid Electric Vehicle Based on Electric Motor's Quick Torque Response. In: The answer for clean mobility: proceedings 2002, S. 1285–1296
- [3] Härkegård, O.: Backstepping and Control Allocation with Applications to Flight Control. Dissertation 2003. Linköping University, Sweden
- [4] Laine, L.: Reconfigurable motion control systems for over-actuated road vehicles. Dissertation 2007. Chalmers Univ. of Technology, Göteborg
- [5] Krüger, J.; Pruckner, A.; Knobel, C.: Control Allocation für Straßenfahrzeuge - ein systemunabhängiger Ansatz eines integrierten Fahrdynamikreglers. In: 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2010, S. 1–13
- [6] Luo, Y.; Serrani, A.; Yurkovich, S.; Doman, D. B.; Oppenheimer, M. W.: Model Predictive Dynamic Control Allocation with Actuator Dynamics. In: Proceedings of the 2004 American Control Conference, ACC 2004, S. 1695–1700
- [7] Lohner, A.: Aktive Dämpfung von niederfrequenten Torsionsschwingungen in momentengeregelten Antrieben. In: Mechatronik - Mechanisch/Elektrische Antriebstechnik 2000, S. 307–322
- [8] Mitschke, M.: Fahrzeug-Ruckeln. In: ATZ, 96 (1994), Nr. 1, S. 59–60
- [9] Menne, M.: Drehschwingungen im Antriebsstrang von Elektrostraßenfahrzeugen - Analyse und aktive Dämpfung. Wiss.-Verl. Mainz, Aachen 2001
- [10] Götting, G.: Dynamische Antriebsregelung von Elektrostraßenfahrzeugen unter Berücksichtigung eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs. Shaker, Aachen 2004
- [11] Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme. Vogel, Würzburg 1993
- [12] Laschet, A.: Simulation von Antriebssystemen. Springer, Berlin u.a 1988
- [13] Vukosavic, S. N.; Stojic, M. R.: Suppression of Torsional Oscillations in a High-Performance Speed Servo Drive. In: IEEE Transactions on Industrial Electronics, 45 (1998), Nr. 1, S. 108–117
- [14] Böcker, J.; Amann, N.; Schulz, B.: Active suppression of torsional oscillations. In: IFAC Symposium on Mechatronic Systems 2005, S. 319–324
- [15] Beck, H. P.; Goslar, M.: Aktive Schwingungsdämpfung in elektrischen Hochleistungsantrieben. In: Schwingungen in Antrieben '98, S. 647–660