

AUTOREN



**DIPL.-ING.**

**STEPHAN KASPAR**

ist Doktorand im Bereich aktiver Fahrwerkregelung bei der BMW Group Forschung und Technik in München.



**DR.-ING. RALF STROPH**

ist Entwicklungsingenieur im Bereich aktiver Fahrwerkregelung bei der BMW Group Forschung und Technik in München.



**DR.-ING. TILMAN BÜNTE**

ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt in Oberpfaffenhofen.



**PROF. DR.-ING. SÖREN HOHMANN**

ist Leiter des Instituts für Regelungs- und Steuerungssysteme am Karlsruher Institut für Technologie in Karlsruhe.

# FAHRDYNAMIKOPTIMIERUNG MITTELS TORQUE VECTORING BEI EINEM BAURAUMOPTIMIERTEN ELEKTROFAHRZEUG

Durch bauraumoptimierte Anordnung der Antriebskomponenten eines Elektrofahrzeugs können sich unkonventionelle Achslasten ergeben, die in der Fahrdynamikauslegung berücksichtigt werden müssen. Die BMW Group Forschung und Technik entwickelt zusammen mit dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) und dem Lehrstuhl für Regelungs- und Steuerungssysteme am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) ein Torque-Vectoring-Regelungskonzept. Trotz der fahrdynamischen Herausforderung hoher Hinterachslasten wird dadurch ein ansprechendes und sicheres Fahrverhalten erzielt.



1	RANDBEDINGUNGEN
2	FUNKTIONSARCHITEKTUR
3	SIMULATIONSERGEBNISSE
4	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

## 1 RANDBEDINGUNGEN

Bei der Neuentwicklung von Elektrofahrzeugen ist es nicht ausreichend, bestehende Fahrzeugkonzepte zu übernehmen und den Verbrennungsmotor durch eine elektrische Antriebsmaschine zu ersetzen. Vielmehr gilt es, die speziellen Randbedingungen der Elektromobilität sowie deren neuartige Freiheitsgrade zu nutzen und in neue Fahrzeugkonzepte umzusetzen [1, 2], um so das Spannungsfeld zwischen Kosten, Gewicht, Leistung und Bauraumbedarf aufzulösen.

Die üblichen Elektrofahrzeugkonzepte sind entweder mit einer zentral angeordneten Traktionsmaschine ausgestattet oder haben dezentral angeordnete Mehrmotorkonzepte mit radintegrierten Antrieben. Antriebstopologien mit einer zentral angeordneten Traktionsmaschine können aufgrund der herkömmlichen Anordnung von Getriebe, Differenzial, Achsen und Abtriebswellen keinen zusätzlichen Bauraum für den Energiespeicher zur Verfügung stellen. Dezentral angeordnete Antriebsmaschinen ermöglichen eine platzsparende Anordnung von Hochvoltspeicher, Leistungselektroniken, Elektromotoren und Getrieben im sicheren Fahrzeugheck, wodurch der vorhandene Bauraum optimal ausgenutzt und in der Fahrzeugfront zusätzliche Freiheiten geschaffen werden. Daraus resultierende hohe Hinterachslasten stellen jedoch eine fahrdynamische Herausforderung dar. Gemeinhin wird dem mit einer Mischbereifung und einer straffen Fahrwerkabstimmung entgegengewirkt. Die Möglichkeit der freien Radmomentenverteilung schafft einen zusätzlichen Freiheitsgrad in der Fahrdynamikregelung, der sowohl stabilisierend als auch agilierend eingesetzt werden kann [3]. Somit kann die Attraktivität von Elektrofahrzeugen mit unkonventionellen Fahrzeuggenen erhöht werden – bei gleichzeitig maximaler Fahrsicherheit [4]. Einige wenige konventionelle Fahrzeugkonzepte bieten die Möglichkeit eines mechanischen Torque Vectoring, allerdings müssen diese üblicherweise

unter anderem aus Effizienzgründen erst durch eine Fahrsituationserkennung [5] und Überschreitung festgelegter Regelschwellen [6] aktiviert werden. Im Falle des elektrischen Einzelradantriebs werden die E-Maschinen ohnehin kontinuierlich geregelt, weshalb durch beständigen Regeleingriff eine kontinuierliche Fahrdynamikbeeinflussung möglich ist [7, 8].

Im Rahmen dieses Beitrags wird dementsprechend die Fahrdynamikverbesserung eines Fahrzeugkonzepts mit Einzelradantrieb an der Hinterachse und erhöhter Hinterachslast untersucht. Technische Daten sind in ❶ angegeben.

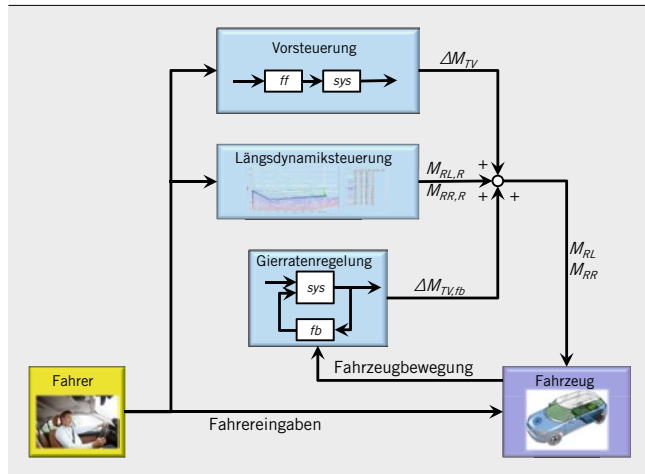
## 2 FUNKTIONSARCHITEKTUR

Die gezielte Beeinflussung des Fahrverhaltens durch Torque Vectoring wird von der BMW Group Forschung und Technik, dem DLR und dem KIT gemeinsam entwickelt, ❷. Im Block Längsdynamiksteuerung wird – ausgehend von Fahr- und Bremspedalwinkel – ein

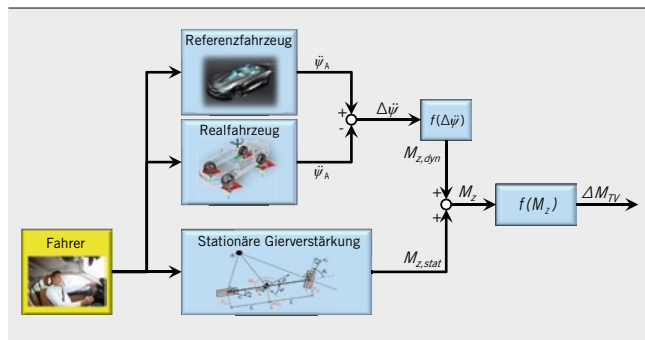
### TECHNISCHE DATEN DES FAHRZEUGKONZEPTS

Nennleistung	2 × 60 kW
Spitzenleistung	2 × 120 kW
Fahrzeugmasse	1700 kg
Batteriekapazität	20 kWh
Maximalgeschwindigkeit	150 km/h
Maximales Radmoment	1400 Nm
Achslastverteilung VA:HA	40:60
Antrieb	Hinterradantrieb

❶ Technische Daten



2 Struktur der Antriebsmomentenregelung



3 Funktionsarchitektur der Differenzmomentvorsteuerung

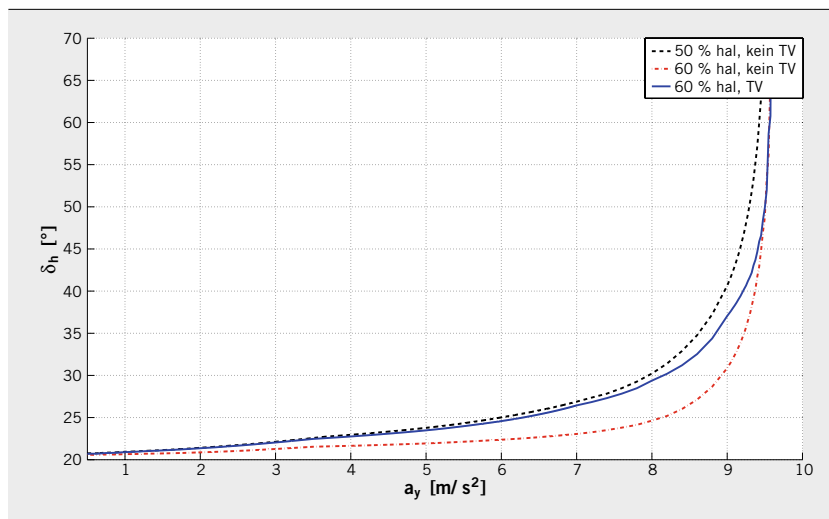
Beschleunigungswunsch ermittelt, der in ein erforderliches Achsmoment umgerechnet und gleichmäßig auf beide Seiten als Sollmoment verteilt wird. Aus Sicherheitsgründen hat die Bremspedalvorgabe dabei immer Priorität, die Aufteilung der Bremskräfte zwischen Vorder- und Hinterachse wird im Sinne optimaler Rekuperation unter Berücksichtigung fahrdynamischer Randbedingungen gewählt.

Additiv wird ein betragsmäßig identisches, aber vorzeichenverkehrtes Differenzmoment rechts und links überlagert, wodurch die Gierdynamik des Fahrzeugs ohne Änderung der Längsdynamik beeinflusst wird. Die Berechnung des Giermoments erfolgt durch eine Kombination aus modellbasierter Vorsteuerung und Gierratenrückführung. Der Regleranteil ist dabei zur Ausregelung von Modellungenauigkeiten und Störgrößen vorgehalten. Bei der Auslegung des Reglers ist darauf zu achten, einerseits robust gegenüber Störeinflüssen zu reagieren, andererseits aber schnell genug Abweichungen der Sollvorgabe entgegenzuwirken. Im Rahmen dieses Beitrags ist die Gierratenrückführung deaktiviert, sämtliche Ergebnisse werden rein vorgesteuert erzielt.

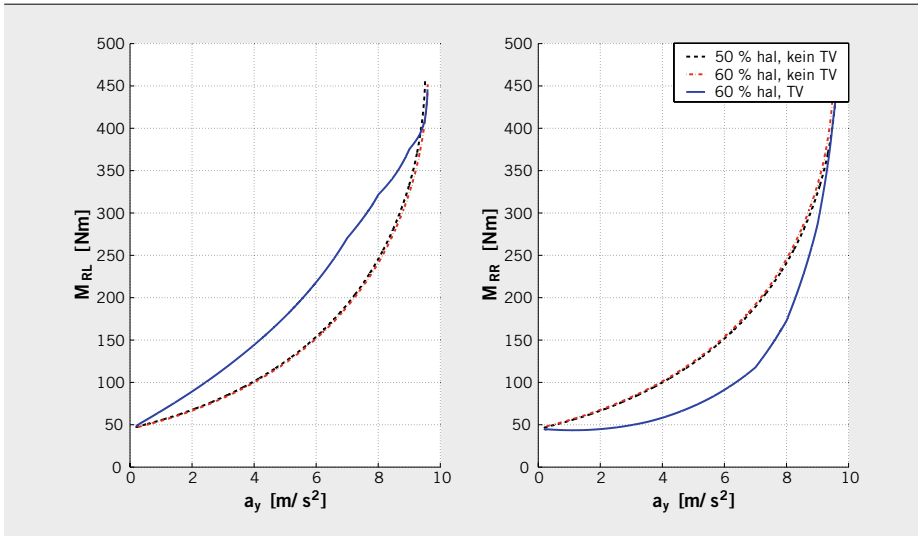
Die Differenzmomentvorsteuerung ist aufgeteilt in einen stationären und einen dynamischen Anteil, 3. Durch die Entkopplung der Vorgaben werden zusätzliche Freiheitsgrade in der Fahrdynamikgestaltung geschaffen [9]. Beispielsweise kann das Fahrverhalten im stationären Zustand fahrsicher untersteuernd ausgelegt werden und trotzdem agilisierende Anteile unabhängig davon bei transienten Manövern aufgeschaltet werden. Grundlage beider Vorsteueranteile bildet ein nichtlineares Einspurmodell, das das Sollverhalten des Fahrzeugs vorgibt, sowie ein um ein zusätzliches Giermoment erweitertes Einspurmodell zur Nachbildung des Ist-Verhaltens des Fahrzeugs. Im statischen Anteil werden die Bewegungsgleichungen für stationäre Annahmen ausgewertet und damit ein zusätzliches Giermoment zur Erzielung der stationären Sollgierrate ermittelt. Für dynamische Sollvorgaben ist diese Betrachtung nicht ausreichend, weshalb zusätzlich zwei Einspurmodelle in Echtzeit die Gierbeschleunigungen  $\ddot{\psi}$  von Referenz- und Realfahrzeug berechnen. Die daraus resultierende Differenzgierbeschleunigung wird in ein entsprechendes Giermoment umgerechnet, das auch für transiente Lenkeingaben die Erreichung der Sollgierrate garantiert.

### 3 SIMULATIONSERGEBNISSE

Die Untersuchung des Fahrverhaltens erfolgt anhand eines auf Matlab/Simulink basierenden Mehrkörpersimulationsmodells mit fünf Körpern und 16 Freiheitsgraden. Als Reifenmodell wird ein aus Prüfstandsversuchen parametrisiertes Magic-Formularifenmodell nach Pacejka [10] verwendet. Kinematikbeziehungen wer-



4 Lenkwinkelverlauf über der Querbeschleunigung bei quasistationärer Kreisfahrt



5 Radmomentverlauf rechts/links über der Querbeschleunigung bei quasistationärer Kreisfahrt

KENNWERT	BERECHNUNG	50 % HAL, KEIN TV	60 % HAL, KEIN TV	60 % HAL, TV
$T_\psi$ [s]	$T_{\psi 90\%} - T_{\delta H, 50\%}$	0,11	0,12	0,10
$OS_\psi$ [-]	$\frac{\psi_{\max} - \psi_{\text{stat}}}{\psi_{\text{stat}}}$	0,115	0,094	0,077

6 Kennwerte des Lenkwinkelsprungs

den zuerst anhand virtueller Berechnungen ermittelt und anschließend durch Prüfstandsmessungen des Versuchsträgers verfeinert. Um das fahrdynamische Potenzial aufzuzeigen, sind in der Simulation keinerlei systemseitige Stellgrößenbeschränkungen vorgegeben, dennoch bleiben die Radmomentenanforderungen im Rahmen möglicher E-Antriebs-Konzepte.

### 3.1 QUASISTATIONÄRE KREISFAHRT

Das stationäre Lenkverhalten eines Fahrzeugs wird üblicherweise durch das Closed-loop-Manöver Quasistationäre Kreisfahrt untersucht. Dabei fährt das Fahrzeug auf einer Kreisbahn mit konstantem Radius und beschleunigt sehr langsam, sodass Längsbeschleunigung und Reifenlängskräfte möglichst wenig Einfluss auf das Ergebnis haben. Die Gierbeschleunigung beträgt in diesem Manöver  $0,6 \text{ m/s}^2$ , sodass ein quasi eingeschwungener Zustand erreicht wird und die Auswertung entsprechend [11] erfolgen kann.

Als Kenngröße für dieses Manöver wird der Verlauf des Lenkradwinkels  $\delta_H$  über der Querbeschleunigung  $a_y$  gewählt. Er sollte zunächst leicht linear zunehmend und für höhere Querbeschleunigungen stark ansteigend verlaufen, um dem Fahrer die Annäherung an den Grenzbereich anzukündigen. In jedem Fall ist ein Übersteuern des Fahrzeugs, das sich durch einen Abfall des Lenkradwinkelverlaufs äußern würde, zu vermeiden.

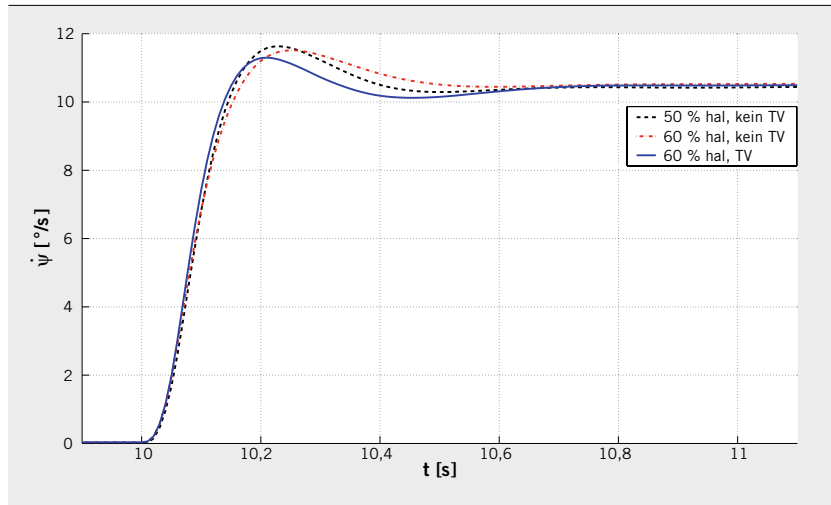
Als Referenzfahrzeug dient ein Fahrzeug mit 50 % Hinterachslast (50 % hal), im Vergleich dazu wird das Fahrzeug mit auf 60 % gesteigerter hecklastiger Achslastverteilung (60 % hal) simuliert. Dazu wurden Feder-Dämpfer-Auslegungen entsprechend den neuen Belastungsfällen angepasst.

4 zeigt den Verlauf des Lenkradwinkels über der Querbeschleunigung. Wie gewünscht, zeigt sich für das Fahrzeug mit idealer (= gleichmäßiger) Achslastverteilung auch ohne Torque Vectoring

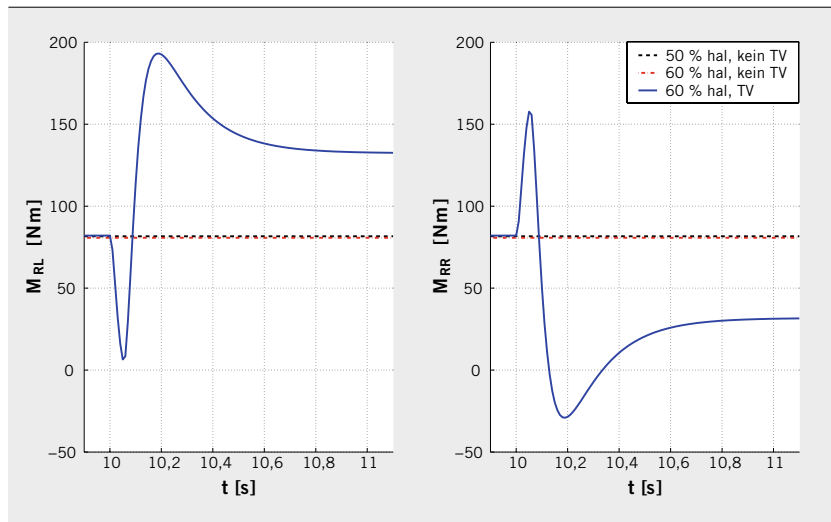
(50 % hal, kein TV) zunächst ein nahezu linearer Gradient, der für höhere Querbeschleunigungen progressiv ansteigt. Wird die Hinterachslast erhöht (60 % hal, kein TV), tendiert das Fahrzeug wie erwartet in Richtung eines weniger untersteuernden Fahrverhaltens. Da das Fahrverhalten durch Torque Vectoring in einem großen Bereich variiert werden kann, ist das vorrangige Ziel der Untersuchung, das stationäre Verhalten des Fahrzeugs mit ausgeglichener Achslastverteilung nachzubilden. Zudem soll die maximal erreichbare Querbeschleunigung erhöht werden. Das Simulationsergebnis zeigt, dass es möglich ist, bei geringen bis mittleren Querbeschleunigungen den Einfluss der hohen Hinterachslast durch die freie Radmomentverteilung zu kompensieren: der Lenkradwinkelverlauf des Fahrzeugs mit Torque Vectoring (60 % hal, TV) folgt dem Referenzwert. Bei hohen Querbeschleunigungen wird vom Lenkradwinkelverlauf des Fahrzeugs mit 50 % Hinterachslast zur Erzielung höherer Querbeschleunigungen abgewichen.

5 zeigt die zugehörigen Radmomentenverläufe: Die Achslastverteilung hat ungesteuert kaum Einfluss auf die auftretenden Radmomente. Für höhere Querbeschleunigungen muss die Geschwindigkeit erhöht werden, zudem nehmen die Schräglaufwinkel zu, weshalb die Radmomente zur Überwindung der Fahrwiderstände ansteigen. Durch die Torque-Vectoring-Steuerung wird das Antriebsmoment von außen (rechts) nach innen (links) verlagert und unerwünschten Gierbewegungen entgegengewirkt, wodurch die Fahrzeugtendenz wie gewünscht in Richtung Untersteuern verschoben wird. Ab einer gewissen Querbeschleunigung muss das Differenzmoment (hier kennlinienbasiert in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung) zurückgenommen werden, um die Kraftschlussgrenze der Reifen nicht zu überschreiten und höhere Querbeschleunigungen zu ermöglichen. Für den Grenzbereich wird das Radmoment nahezu gleich verteilt um den Bereich erzielbarer Querbeschleuni-





7 Gierratenverlauf beim Lenkwinkelsprung



8 Radmomentverlauf beim Lenkwinkelsprung

gung zu erhöhen. Eine weitere Verschiebung des Antriebsmoments nach kurvenaußen (rechts) führt zu keiner Verbesserung, da das Fahrzeug durch die hohe Hinterachslast ohnehin Richtung übersteuern tendiert und ein zusätzliches eindrehendes Gierrmoment destabilisierend wirkt.

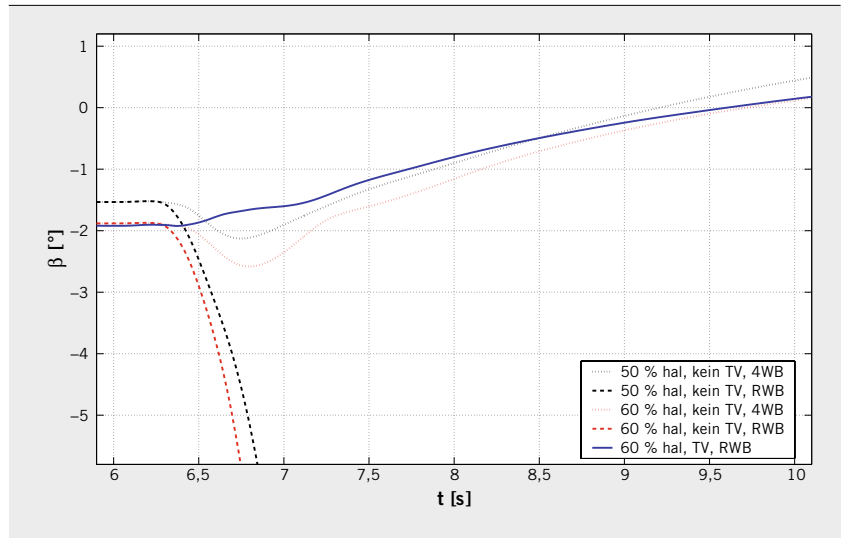
### 3.2 LENKWINKELSPRUNG

Das Verhalten beim Anlenken des Fahrzeugs wird durch das Manöver Lenkwinkelsprung nach [12] untersucht. Dazu wird aus konstanter Geradeausfahrt mit 80 km/h das Lenkrad rampenförmig mit einem Lenkradwinkelgradienten von 500 °/s bis zu einem Wert gesteigert, der stationär eine Fahrzeugquerbeschleunigung von 4 m/s<sup>2</sup> zur Folge hat. Ziel ist, ein schnelles Ansprechverhalten des Fahrzeugs mit geringem Überschwingverhalten und kurzer Einschwingzeit zu erreichen. Zur besseren Vergleichbarkeit werden zwei Kennwerte ermittelt [13]: Die Peak-Response-Time  $T_{\dot{\psi}}$  entspricht der Zeitspanne zwischen dem Erreichen von 50 % des Endwerts des Lenkradwinkels ( $T_{\delta H,50\%}$  und dem Zeitpunkt, wenn 90 % der stationären Gierrate erreicht sind ( $T_{\dot{\psi}90\%}$ ). Als zweiter Kennwert wird aus dem stationären Endwert der Gierrate  $\dot{\psi}_{stat}$  und ihrem Maximalwert  $\dot{\psi}_{max}$  die Überschwingweite  $OS_{\dot{\psi}}$

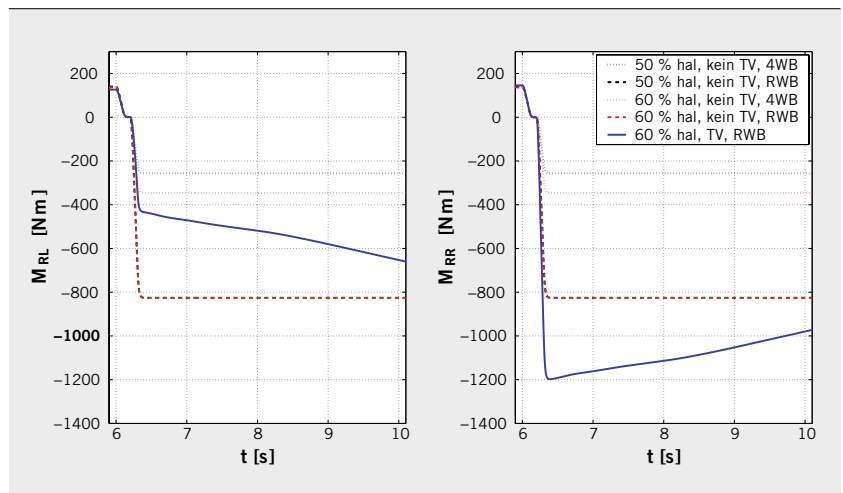
ermittelt. Beide Werte sollten minimal sein [14], entsprechende Berechnungsvorschriften und Ergebnisse für die einzelnen Fahrzeugkonfigurationen sind in 6 gegeben.

7 zeigt den Gierratenverlauf für den Lenkwinkelsprung (Lenkbewegung nach links). Das Fahrzeug mit idealverteilter Achslast zeigt gutes Fahrverhalten mit schnellem Anstieg der Gierrate mit geringer Überschwingweite. Das hecklastige, ungesteuerte Fahrzeug zeigt trägeres Verhalten. Die Überschwingweite ist reduziert, der Gierratenanstieg erfolgt weniger spontan als beim Referenzfahrzeug, dafür ist die Überschwingweite nochmals reduziert. Durch Torque Vectoring gelingt die Kombination beider Vorteile. Trotz agilerem Anlenkverhalten (geringerer Wert der Peak-Response-Time) wird die Überschwingweite deutlich reduziert.

8 zeigt, wie dieses Verhalten durch Torque Vectoring erreicht wird. Zu Beginn des Lenkmanövers wird das kurveninnere Rad (links) abgebremst, wodurch sich ein eindrehendes Gierrmoment aufbaut. Das kurvenäußere Radmoment wird zur Unterstützung der Drehbewegung, und um eine Verringerung der Gesamtlängskraft zu verhindern, entsprechend erhöht. Zur Kompensation des anschließenden Überschingers der Drehrate des Fahrzeugs wird ein der Gierbewegung des Fahrzeugs entgegengesetztes, stabili-



9 Schwimmwinkelverlauf beim Bremsen in der Kurve



10 Radmomentverteilung bei Verzögerung in der Kurve kurveninnen (links) und kurvenaußen (rechts)

sierendes Giermoment erzeugt. Stationär ist ein untersteuerndes Verhalten angestrebt, weshalb im stationären Endwert das Radmoment innen höher gestellt wird.

### 3.3 BREMSEN IN DER KURVE

Eine maßgebliche Herausforderung der Elektromobilität ist die Reichweitenerhöhung, weshalb ein hoher Rekuperationsgrad angestrebt wird. Das bedeutet für ein heckgetriebenes Fahrzeug, möglichst viele Fahrsituationen mit Abbremsung rein rekuperativ über die Hinterachse zu ermöglichen, was besonders bei Kurvenfahrt eine Herausforderung darstellt [15]. Deshalb wird bei der Fahrdynamikuntersuchung besonderes Augenmerk auf die Fahrzeugstabilität beim Manöver Bremsen in der Kurve gelegt, welches in [16] definiert ist. Das Fahrzeug fährt auf stationärer Kreisbahn mit Radius 100 m und einer Initialquerbeschleunigung von 7,0 m/s<sup>2</sup>. Bei t = 6 s wechselt der Fahrer vom Gas- auf das Bremspedal und bremst mit einer Längsverzögerung von -3,5 m/s<sup>2</sup>, voller Bremsdruck liegt bei t = 6,3 s an. Der Reibkoeffizient wird entsprechend einer trockenen Straße zu 1,0 gewählt. In diesem Manöver werden die fahrdynamischen Vorteile durch Torque Vectoring besonders deutlich: Das Seitenkraftpotenzial der Hinterachse wird sowohl

durch die dynamische Achsentlastung als auch durch die aufgeprägten Längskräfte verringert, was zu einer eindrehenden Gierbewegung bis hin zum Ausbrechen des Fahrzeugs führen kann. Durch die Möglichkeit, Radmomente an der Hinterachse frei verteilen zu können, kann das Bremsmoment in Richtung des kurvenäußeren Rads verschoben werden, was zwei stabilisierende Effekte bewirkt: Erstens wird der Seitenkraftverlust der Hinterachse durch die asymmetrische Verteilung der Radmomente reduziert, zweitens wird ein ausdrehendes und damit stabilisierendes Giermoment erzeugt. In [17] wurde der Nutzen von Torque Vectoring beim Bremsen in der Kurve für verschiedene Reibwerte bei niedrigerer Querbeschleunigung für ein geregeltes Fahrzeug (ohne Nennung der Achslast oder des Regelungskonzeptes) gezeigt.

Maßgebliches Stabilitätskriterium in diesem Manöver ist der Verlauf des Schwimmwinkels. Infolgedessen werden die Verläufe für sowohl rein an der Hinterachse gebremste Fahrzeuge (RWB) als auch mit fest installierter Bremskraftverteilung an allen vier Rädern verzögerten Fahrzeugen (4WB) miteinander verglichen. Zur objektiven Vergleichbarkeit wird der Überschwingkennwert  $OS_{\beta}$  berechnet, der die Differenz zwischen betragsmäßig maximalem Schwimmwinkel und Ausgangszustand darstellt.

⑨ zeigt den Verlauf des Schwimmwinkels während des Manövers. Beide allradgebremsten Fahrzeuge bleiben nach einem kurzen Überschwingen des Schwimmwinkels ( $OS_{\beta} = 0,595^{\circ}$  beziehungsweise  $0,700^{\circ}$ ) stabil und gut beherrschbar. Wird nur an der Hinterachse verzögert, steigt der Schwimmwinkel für beide Achslastvarianten unkontrolliert an und das Fahrzeug bricht aus. Durch Torque Vectoring wird das Fahrzeug stabilisiert, es kommt zu keinem Überschwingen des Schwimmwinkels ( $OS_{\beta} = 0^{\circ}$ ), Kennzeichen für den nahezu idealen Verlauf bei maximaler Stabilitätsreserve.

Der zugehörige Bremsmomentenverlauf an der Hinterachse ist in ⑩ dargestellt: Bei allradgebremsten Fahrzeugen muss weniger Bremsmoment an der Hinterachse aufgebracht werden, wodurch diese weniger Seitenkraftpotenzial einbüßt und das Fahrverhalten stabil bleibt. Beim Nulldurchgang des Moments ist die Gradientenbeschränkung zu erkennen, welche zur Bauteilschonung beim späteren Einsatz im Versuchsträger notwendig ist. Bei reiner Hinterachsbremung ist das benötigte Bremsmoment unabhängig von der Achslastverteilung. In beiden Fällen mit gleichverteiltem Bremsmoment (50 % und 60 % Hinterachslast) wird das Reifenkraftpotenzial überschritten, das Fahrzeug bricht aus. Durch den Einsatz von Torque Vectoring wird durch eingangs beschriebene Effekte bei Verschiebung des Radmoments nach kurvenaußen eine stabile Abbremsung des Fahrzeugs erreicht. Dennoch muss bedacht werden, dass durch die erheblich höheren Längskräfte bei reiner Heckbremsung das zur Verfügung stehende Kraftschlusspotential deutlicher ausgenutzt wird, als dies bei einer Allradbremsung der Fall ist, was zum Beispiel bei wechselnden Fahrbahnbedingungen problematisch werden kann.

**4 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK**

Im Rahmen dieses Beitrags wurde ein Fahrzeugkonzept mit Einzelrad-Hinterradantrieb untersucht. Bedingt durch eine bauroptimierte Anordnung der Antriebskomponenten kann es zu fahrdynamisch ungünstig hohen Hinterachslasten kommen, was durch den Einsatz von Torque Vectoring kompensiert wird. Das stationäre Fahrverhalten wird bei Erhöhung der maximal erreichbaren Querbeschleunigung einem Wunschverhalten angeglichen. Verbesserung hinsichtlich Agilität und Stabilität wird mit dem Fahrmanöver Lenkwinkelsprung gezeigt. Bei einem besonders kritischen Manöver, dem Bremsen in der Kurve, wird die Fahrstabilität durch die asymmetrische Bremsmomentverteilung gewährleistet.

Bisherige Ergebnisse wurden simulativ auf Hochreibwert erzielt, weshalb die Möglichkeiten der Fahrdynamikbeeinflussung durch Torque Vectoring auf Niedrigreibwert im Fokus zukünftiger Untersuchungen stehen werden. Zur Kompensation von Störgrößen wird die Funktionslogik um die eingangs gezeigte Gierratenregelung erweitert, zudem werden die Ergebnisse im Realversuch abgesichert.

**LITERATURHINWEISE**

[1] Mertens, A.: VDE-Studie Elektrofahrzeuge. Leibnitz, Universität Hannover, Forum „Life Needs Power“, Hannover Messe Industrie, 22.04.2010  
 [2] Biermann, J.-W.; Hartmann, B.: Maßgeschneiderte Fahrzeugkonzepte für Elektroantriebe. Drive-E-Akademie, Erlangen, 10.03.2010  
 [3] Pruckner, A.: Vehicle Dynamics per Software – Potentials of an Electric Single Wheel Drive. Conference on Future Automotive Technology – Focus Electromobility. Wiesbaden: Springer-Verlag, 2013

[4] Meissner, C.; Tenberge, P.: New concepts of Active Yaw Control for Electric and Hybrid Vehicles. Proceedings of the third international Conference on Mechanical Engineering and Mechanics (ICMEM), Beijing, 21.-23.10.2009  
 [5] Billing, C.; Boedrich, H.; Brack, J.; Höll, B.; Holle, M.; Kimmich, F.: Die Dynamic Performance Control von BMW. In: ATZ 110 (2008), Nr. 11, S. 984-994  
 [6] Klomp, M.: Longitudinal Force Distribution and Road Vehicle Handling. Gothenburg, Chalmers University of Technology, Dissertation, 2010  
 [7] Folke, R.; Böker, R.; Thomys, A.; König, L.: Torque Vectoring – Ein neuer Freiheitsgrad bei E-Fahrzeugen. In: ATZ 112 (2010), Nr. 6, S. 404-408  
 [8] Kaiser, G.; Holzmann, B.; Korte, M.; Werner, H.: Torque Vectoring with a Feedback and Feed Forward Controller – Applied to a through the Road Hybrid Electric Vehicle. IEEE Intelligent Vehicle Conference, Karlsruhe, 2011  
 [9] Kaspar, S.; Pruckner, A.; Stroph, R.; Hohmann, S.: Potential of vehicle dynamics via single wheel drive for installation space optimized electric vehicles, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2012  
 [10] Pacejka, H.: Tire and Vehicle Dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006  
 [11] DIN ISO 4138: Straßenfahrzeuge – Stationäre Kreisfahrt, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1984  
 [12] DIN ISO 7401: Straßenfahrzeuge – Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1989  
 [13] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin: Springer-Verlag, 2004  
 [14] Greger, M.: Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik, Dissertation, TU München, 2006  
 [15] Schönemann, B.; Henze, R.; Küçükay, F.; Kudritzki, D.: Auswirkung der Rekuperation auf die Fahrdynamik. In: ATZ 115 (2013), Nr. 6, S.520-527  
 [16] DIN ISO 7975: Bremsen in der Kurve: Testverfahren im offenen Regelkreis, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1987  
 [17] Graf, M.; Wiesbeck, F.; Lienkamp, M.: Fahrdynamikauslegung des Elektrofahrzeugs MUTE. In: ATZ 113 (2011), Nr. 6, S. 452-457

---

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

---

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