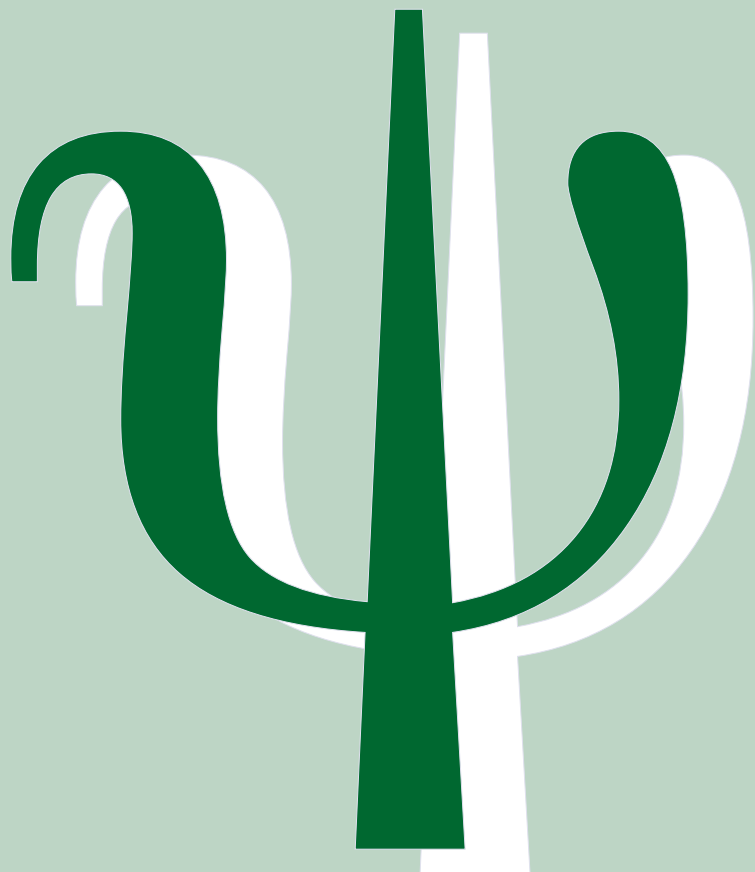


# FAT 265



Auswirkungen alternativer  
Antriebskonzepte auf die  
Fahrdynamik von PKW



# **Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von PKW**

**BAST FE 82.0525/2011**

Forschungsstelle:  
TU Braunschweig  
Institut für Fahrzeugtechnik  
Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

Verfasser:  
Dipl.-Ing. Bodo Schönemann  
Dr.-Ing. Roman Henze

Das Forschungsprojekt wurde mit Mitteln der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) und der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e. V. (FAT) gefördert.

# Inhalt

Abkürzungsverzeichnis .....	iii
Formelzeichen .....	iv
Abbildungsverzeichnis .....	v
Tabellenverzeichnis .....	vii
Kurzfassung .....	viii
1 Einleitung.....	1
2 Antriebskonzepte .....	2
2.1 Konventionelle Antriebe .....	2
2.2 Alternative Antriebe .....	3
2.3 Wesentliche Unterscheidungsmerkmale .....	5
2.3.1 Antriebsart .....	6
2.3.2 Anzahl der Antriebsmotoren .....	6
2.3.3 Massenverteilung und Trägheiten .....	7
2.3.4 Trends im Fahrwerk .....	8
2.4 Zusammenfassung und Auswahl kritischer Konzepte.....	10
3 Fahrmanöver und Fahrsituationen .....	11
3.1 Standardisierte Fahrmanöver.....	11
3.2 Nicht-Standardisierte Fahrmanöver.....	15
4 Wahrnehmbarkeitsschwellen der Fahrzeugbewegungsgrößen.....	16
5 Simulationsmodell .....	19
5.1 Gesamtfahrzeugmodell.....	19
5.2 Antriebstrang .....	20
5.3 Hydraulische Bremse .....	22
5.4 Bremskraftverteilung.....	23
5.5 Brake-Blending .....	25
5.6 Zusammenfassung der Annahmen bei der Modellierung.....	28
6 Bremsen im Kreis .....	29

6.1	Problemstellung.....	29
6.2	Randbedingungen.....	29
6.3	Kennparameter der Fahrzeugreaktion .....	30
6.4	Durchführung .....	34
6.5	Ergebnisse Beispielfahrzeug Golf (Frontantrieb).....	35
6.6	Ergebnisse Beispielfahrzeug BMW 5er (Heckantrieb) .....	49
7	Lenkanregung aus Geradeausbremsung .....	62
7.1	Fahrszenario .....	62
7.2	Problemstellung.....	63
7.3	Durchführung .....	63
7.4	Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf) .....	63
7.5	Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW).....	66
8	Bremsung auf u-Split.....	68
8.1	Fahrszenario .....	68
8.2	Problemstellung.....	69
8.3	Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf) .....	69
8.4	Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW).....	70
9	Zusammenfassung und Diskussion.....	71
10	Ausblick.....	74
11	Literaturverzeichnis .....	75

## Abkürzungsverzeichnis

ABS	Anti-Blockier-System
BASt	Bundesanstalt für Straßenwesen
BKV	Bremskraftverteilung
CBC	Cornering Brake Control (Bremsenregelung in Kurven)
CFK	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
EM	Elektromotor
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FAT	Forschungsvereinigung Automobiltechnik
GMA	Giermomentenaufbauverzögerung
HA	Hinterachse
K&C	Kinematics und Compliance (Kinematik und elastische Nachgiebigkeit)
KP	Kennparameter
PKW	Personenkraftwagen
TBR	Torque Bias Ratio
VA	Vorderachse
VKM	Verbrennungskraftmaschine

---

## Formelzeichen

$\dot{\psi}$	Giergeschwindigkeit	$^{\circ}/s$
$\mu$	Reibwert Reifen-Straße	1
$a_x$	Längsverzögerung	$m/s^2$
$a_y$	Querbesehleunigung	$m/s^2$
$B_H$	Bremskraft Hinterachse	N
$B_V$	Bremskraft Vorderachse	N
$F_{zH}$	Radlast Hinterachse	N
$F_{zV}$	Radlast Vorderachse	N
$g$	Erdbeschleunigung	$m/s^2$
$h$	Schwerpunkthöhe	m
$i$	Bremskraftanteil an der Hinterachse	1
$l$	Radstand	m
$l_H$	Schwerpunktvorlage	m
$l_V$	Schwerpunktrücklage	m
$m$	Fahrzeugmasse	kg
$M$	Drehmoment	Nm
$S$	Sperrwert	
$v$	Fahrgeschwindigkeit	km/h
$z$	Auf die Erdbeschleunigung bezogene Längsverzögerung	
$\beta$	Schwimmwinkel	$^{\circ}$

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Einteilung konventioneller Antriebe (vgl. [1]).....	2
Abbildung 2: Antriebskonzepte mit Heckantrieb und Front-Längs-Einbau (links) und mit Frontantrieb und Front-Quer-Einbau .....	3
Abbildung 3: Antriebskonzepte Parallelhybride. Links: Momentenaddition. Rechts: Momenten- und Zugkraftaddition.....	4
Abbildung 4: Motorkennfelder von EM (links) und VKM (rechts).....	5
Abbildung 5: Überblick über die standardisierten Fahrmanöver (vgl. [11], überarbeitet und aktualisiert).....	12
Abbildung 6: Fahrzeugkoordinaten.....	19
Abbildung 7: Wirkung des Sperrwertes während einer Kurvenfahrt für Antreiben (links) und Verzögern (rechts).....	22
Abbildung 8: Bremskräfte ( $B_{V,H}$ ) und Radlasten ( $F_{ZV,H}$ ) bei einer Abbremsung.....	23
Abbildung 9: Bremskräfte und Radlasten bei einer Kurvenfahrt. Die Bremskräfte werden im Verhältnis der Radlasten verteilt. ....	25
Abbildung 10: Paralleles und seriellles Brake-Blending.....	26
Abbildung 11: Schematische Darstellung des vereinfachten Brake-Blending-Ansatzes .....	27
Abbildung 13: Definition der Kennparameter von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel.....	32
Abbildung 14: Kursabweichung beim Bremsen im Kreis.....	32
Abbildung 15: Schematik zur Entstehung der Kennlinien .....	33
Abbildung 16: Golf: $R=100$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert. ....	35
Abbildung 17: Golf: $R=100$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , $a_x=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert.....	37
Abbildung 18: Golf: $R=100$ m, $a_y=7$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert .....	38
Abbildung 19: Golf: $R=100$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert .....	39
Abbildung 20: Golf: $R=100$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert.....	40
Abbildung 21: Golf: $R=50$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert.....	41
Abbildung 22: Golf: $R=100$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , $a_x= 2,8$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert.....	42
Abbildung 23: Golf: $R=300$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert.....	43

---

Abbildung 24: Golf: $R=300$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert .....	44
Abbildung 25: Golf: 300 m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert .....	45
Abbildung 26: Golf: Einfluss des Sperrwertes: $R=100$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert.....	46
Abbildung 27: BMW: $R=100$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert.....	49
Abbildung 28: BMW: $R=100$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert.....	50
Abbildung 29: BMW: $R=100$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , $a_x=2,6$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert .....	51
Abbildung 30: BMW: $R=100$ m, $a_y=7$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert.....	52
Abbildung 31: BMW: $R=100$ , $a_y=7$ m/s <sup>2</sup> , $a_x=1,6$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert .....	53
Abbildung 32: BMW: $R=100$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert.....	54
Abbildung 33: BMW: $R=100$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , $a_x=4$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert .....	54
Abbildung 34: BMW: $R=100$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert .....	55
Abbildung 35: BMW: $R=50$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert .....	56
Abbildung 36: BMW: $R=300$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert .....	57
Abbildung 37: BMW: $R=300$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert.....	58
Abbildung 38: BMW: Einfluss des Sperrwertes. $R=100$ m, $a_y=5$ m/s <sup>2</sup> , Hochreibwert .....	59
Abbildung 39: BMW: Einfluss des Sperrwertes. $R=300$ m, $a_y=3$ m/s <sup>2</sup> , Niedrigreibwert.....	60
Abbildung 40: Lenkanregung aus Geradeausfahrt .....	62
Abbildung 41: Golf: Szenario 1: $v=70$ km/h.....	64
Abbildung 42: Golf: Szenario 2: $v=140$ km/h.....	65
Abbildung 43: BMW: Szenario 1: $v=70$ km/h .....	66
Abbildung 44: BMW: Szenario 2: $v=140$ km/h .....	67
Abbildung 45: Fahrmanöver Bremsen auf $\mu$ -Split .....	68
Abbildung 46: Golf: Bremsen auf $\mu$ -Split aus $v=70$ km/h .....	69
Abbildung 47: BMW: Bremsung auf $\mu$ -Split aus 70 km/h.....	70



## **Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Bewertung der Fahrmanöver in Bezug auf die Elektrifizierung des Antriebstranges .....	13
Tabelle 2: Kennparameter Bremsen im Kreis .....	31
Tabelle 3: Parametervariation für Bremsen im Kreis.....	34

# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von PKW. Es werden einleitend die konventionellen und alternativen Antriebskonzepte sowie Unterschiede in Hinblick auf die Fahrdynamik herausgearbeitet. Die Ergebnisse einer Recherche zur Fahrwerksentwicklung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen zeigen keine klaren Trends zu neuartigen oder geänderten Fahrwerkskonzepten, sodass auf eine getrennte Betrachtung von Fahrwerken für Fahrzeuge mit konventionellen und alternativen Antrieben verzichtet werden kann. Die erarbeiteten Unterschiede zwischen konventionellen und alternativen Antrieben zeigen, dass die Möglichkeit der Rekuperation von Hybrid- und E-Fahrzeugen insbesondere bei kombinierten Längs- und Querkraften zu deutlichen Auswirkungen auf die Fahrdynamik führen kann. Im nächsten Schritt werden daher Fahrmanöver zusammengestellt und in Bezug auf die Relevanz für die Rekuperation analysiert. Dabei erweist sich das nach DIN ISO 7975 genormte Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ als zielführend, die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik zu analysieren. Außerdem wird das Fahrzeugverhalten bei einer Geradeausbremsung und folgender Lenkanregung sowie bei einer Bremsung auf  $\mu$ -Split untersucht, da auch hier Wechselwirkungen von Antrieb und Fahrwerk auftreten.

Zur Beurteilung der Ergebnisse wird neben der Fahrstabilität auch die Wahrnehmbarkeit eines geänderten Fahrverhaltens betrachtet. Anhand einer Literaturrecherche wurde für die Giergeschwindigkeit ein Schwellwert von 3 %/s für die Wahrnehmbarkeit gefunden.

Die Ergebnisse einer Simulationsstudie mit zwei Fahrzeugkonzepten (Front-/Heckantrieb) in den drei genannten Fahrmanövern zeigen, dass die Rekuperation in weiten Bereichen der Längsverzögerungen sinnvoll eingesetzt werden kann. Bei der Bremsung in der Kurve führt die Rekuperation an der Vorderachse zu einer deutlichen Reduzierung störender Fahrzeugreaktionen und kann auch bei höheren Querbeseleunigungen verwendet werden. Bei der Rekuperation an der Hinterachse kann es insbesondere auf Niedrigreibwerten bei Bremsungen in der Kurve zu kritischen Fahrzuständen kommen. Durch die Begrenzung des Rekuperationsmomentes bei großen Schlupfwerten kann die Stabilität des Fahrzeugs jedoch sichergestellt werden. Auch die Ergebnisse der Simulationen der anderen Fahrmanöver zeigen, dass bei geringen Schlupfwerten, keine wahrnehmbaren fahrdynamischen Unterschiede festzustellen sind.

---

# 1 Einleitung

Steigende Benzinpreise, zunehmende Verknappung der Ölreserven sowie der feststellbare Klimawandel führen zu einer zunehmenden Elektrifizierung des Antriebstrangs von PKW zur Reduzierung des Energieverbrauchs und der Emissionen. Die Entwicklungen der vergangenen Jahre brachten Fahrzeuge mit Hybridantrieb oder gar rein elektrischem Antrieb hervor. Die Industrie und die Politik fördern die Entwicklung von elektrisch betriebenen Fahrzeugen und rechnen in Zukunft mit einer deutlichen Zunahme auf dem nationalen und internationalen Markt.

Große Herausforderungen bei der Elektrifizierung des Antriebstrangs betreffen z.B. die Batterie in Hinblick auf Kapazität, Ladung, Sicherheit oder Package, bei Hybridfahrzeugen die Betriebsstrategie von Elektromotor (EM) und Verbrennungskraftmaschine (VKM) oder das Bremssystem unter dem Aspekt der Rekuperation. Aus diesen und weiteren Aspekten ergeben sich auch Auswirkungen auf die Fahrdynamik von Fahrzeugen, die in der Form von bisherigen konventionellen Antrieben nicht bekannt sind.

In Kooperation mit dem Arbeitskreis „Fahrdynamik“ der Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT) und der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) wurde daher ein gemeinsames Forschungsprojekt durchgeführt, mit dem Ziel prinzipielle Unterschiede zwischen konventionellen und alternativen Antrieben in Hinblick auf die Fahrdynamik zu identifizieren. Dabei ergeben sich Fragen in Bezug auf verschiedene Drehmomentcharakteristiken von EM und VKM, neuartige Fahrwerkskonzepte in elektrifizierten Fahrzeugen, oder geändertes Package und die Rekuperation.

In der vorliegenden Arbeit werden mögliche Antriebstrangtopologien klassifiziert und in Bezug auf ihre Auswirkungen auf die Fahrdynamik bewertet. Anschließend werden kritische Fahrmanöver definiert, die in einer Gesamtfahrzeugsimulation abgebildet werden. Die Ergebnisse werden dargestellt und hinsichtlich der Fahrstabilität und der Wahrnehmbarkeit durch den Fahrer analysiert.

## 2 Antriebskonzepte

Im folgenden Kapitel werden die konventionellen und die alternativen Antriebskonzepte strukturiert und gegenübergestellt. In diesem Kontext werden die heute üblichen Antriebe mit VKM als konventionelle Antriebe bezeichnet. Auf der Seite der alternativen Antriebskonzepte stehen Hybrid- und Elektrofahrzeuge mit mindestens einer elektrischen Antriebsquelle.

### 2.1 Konventionelle Antriebe

Die konventionellen Antriebe zeichnen sich durch einen zentralen Antrieb in Form einer VKM aus. Diese kann als Otto- oder Dieselmotor gestaltet sein und verteilt das Antriebsmoment über ein Getriebe an eine oder beide Achse. Ein Achsgetriebe, Differential, verteilt das Antriebsmoment zu gleichen Anteilen auf das linke und rechte Rad. Über mechanisch und elektrisch geregelte Sperrdifferenziale kann das Antriebsmoment situationsabhängig gezielt zwischen den beiden Rädern einer Achse verteilt werden. Bei Fahrzeugen mit Allradantrieb wird das Antriebsmoment über ein Verteilergetriebe in einem festen Verhältnis oder fahrzustandsabhängig geregelt zwischen der Vorder- und Hinterachse verteilt.

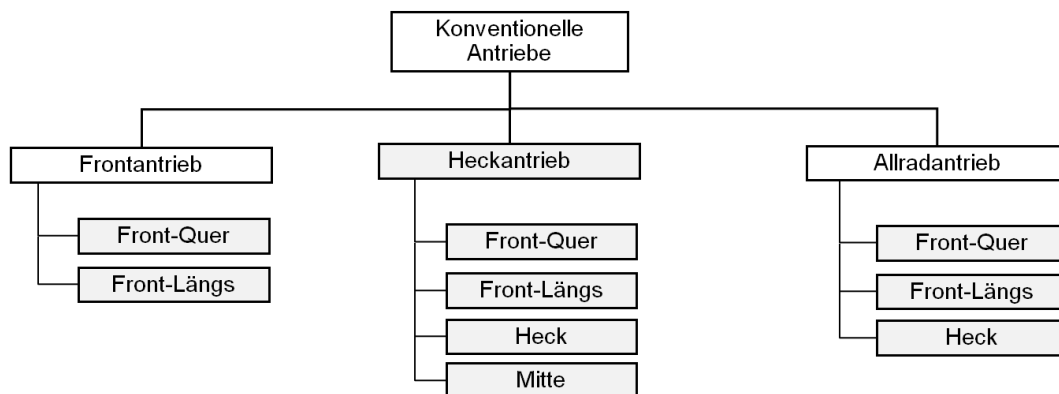
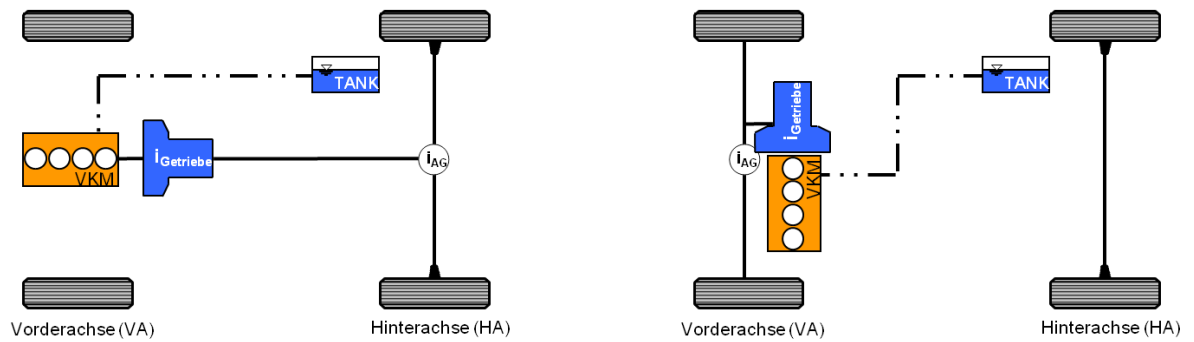


Abbildung 1: Einteilung konventioneller Antriebe (vgl. [1])

Die Abbildung 1 zeigt eine Übersicht der konventionellen Antriebe mit einer Einteilung nach Antriebsart sowie Einbauort und -lage des Motors (nach[1]). Abbildung 2 zeigt die beiden weitverbreitetsten Antriebskonzepte für front- und heckgetriebene Fahrzeuge, bei denen der Motor vorne eingebaut ist.



**Abbildung 2: Antriebskonzepte mit Heckantrieb und Front-Längs-Einbau (links) und mit Frontantrieb und Front-Quer-Einbau**

## 2.2 Alternative Antriebe

Hybrid- und Elektrofahrzeuge sind derzeit nur in geringer Variantenvielfalt verfügbar und machen bisher nur einen kleinen Anteil am Gesamtfahrzeugmarkt aus. Hybridfahrzeuge<sup>1</sup> zeichnen sich durch mindestens zwei Antriebsquellen aus: eine VKM (Diesel, Otto) und einen EM. Die beiden Antriebsquellen können in vielfältiger Art und Weise gemeinsam oder getrennt betrieben werden. Hybridfahrzeuge lassen sich entsprechend in folgende Konzepte einteilen:

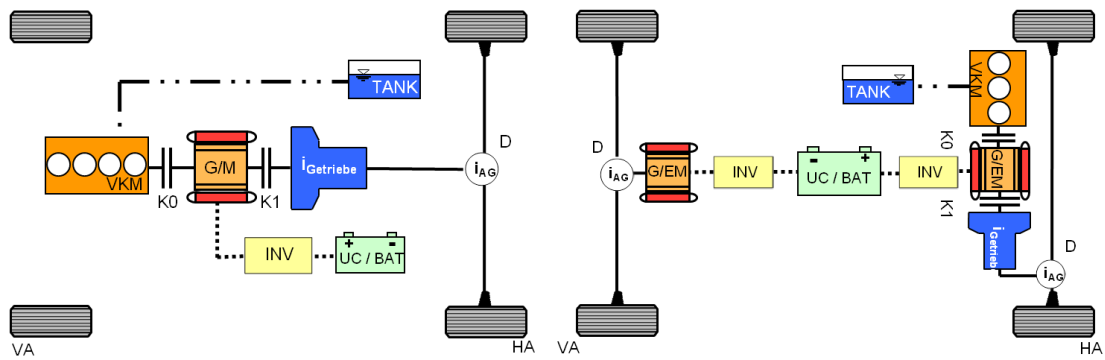
- serielle Hybride
- parallele Hybride
- leistungsverzweigte Hybride

Bei seriellen Hybriden sind die beiden Motoren in Reihe geschaltet, sodass lediglich der EM das Antriebsmoment an die Räder liefert und die VKM nur zum Laden der Batterie im Fahrbetrieb dient. Die Parallelhybride lassen sich ferner in die folgenden drei Ausführungen unterteilen:

- Zugkraftaddition
- Momentenaddition
- Drehzahladdition

Bei der Zugkraftaddition wirken die VKM und der EM auf verschiedene Achsen, sodass sich die Antriebskräfte (Zugkräfte) an den Achsen addieren. Bei den Varianten Momenten- und Drehzahladdition werden die Antriebsmomente bzw. Drehzahlen der beiden Motoren über ein Planetengetriebe zusammengeführt und an eine Achse bzw. beide Achsen (Allrad) geleitet.

<sup>1</sup> Hybrid: von zweierlei Herkunft, gemischt, zusammengesetzt (Langenscheidt Fremdwörterbuch Online)

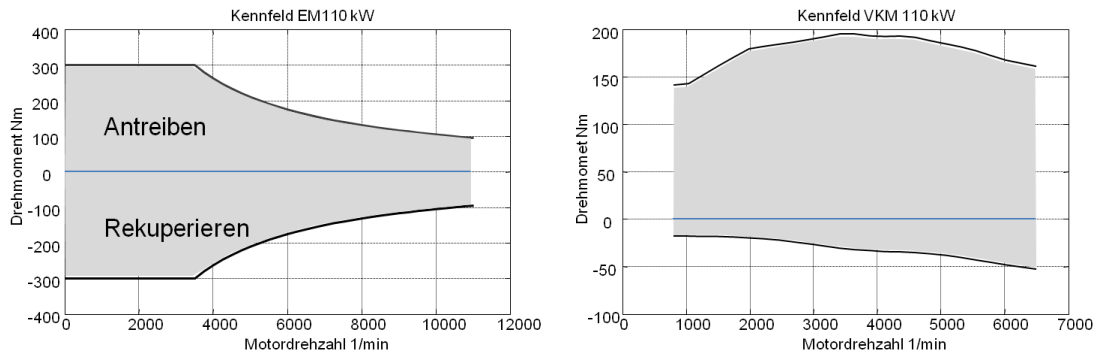


**Abbildung 3: Antriebskonzepte Parallelhybride. Links: Momentenaddition. Rechts: Momenten- und Zugkraftaddition**

Die Abbildung 3 zeigt beispielhaft zwei Antriebsstrangkonfigurationen von Parallelhybriden mit Zugkraft- und Momentenaddition. Bei dem rechts dargestellten Parallelhybrid gibt es eine Momentenaddition an der Hinterachse sowie eine Zugkraftaddition der Antriebskräfte der Vorder- und Hinterachse. Je nach Betriebszustand fährt das Fahrzeug rein elektrisch mit Frontantrieb, elektrisch/verbrennungsmotorisch mit Hinterradantrieb oder als Allradantrieb.

Elektrofahrzeuge sind rein elektrisch betrieben und verzichten vollständig auf eine VKM und können neben der Antriebsachse auch nach der Anzahl der Motoren unterschieden werden. Entsprechend der konventionellen Fahrzeuge kann ein EM als Zentralantrieb verbaut sein und das Antriebsmoment auf eine oder beide Achsen verteilen. Damit ist dieses Konzept den konventionellen Fahrzeugen ähnlich und unterscheidet sich lediglich durch den Antrieb. Mit EM lassen sich auch Konzepte mit radindividuellen Antrieben realisieren. Radnahe Motoren oder Radnabenmotoren treiben vollkommen unabhängig voneinander die einzelnen Räder des Fahrzeugs an. Die individuelle Regelung der Antriebsmomente an jedem Rad ermöglicht fahrdynamische Zusatzfunktionen wie das Torque Vectoring und erlaubt das Fahrzeug wahlweise mit Front-, Heck- oder Allradantrieb zu betreiben.

Die Abbildung 4 links zeigt beispielhaft das Kennfeld eines EMs, dargestellt als das maximal mögliche Motordrehmoment in Abhängigkeit der Motordrehzahl. Das Kennfeld markiert den charakteristischen Drehmomentverlauf, bei dem das maximale Drehmoment bereits bei kleinsten Drehzahlen anliegt. Ab einer Grenzdrehzahl sinkt das maximale Drehmoment entsprechend der Hyperbel konstanter Leistung ab. Die Motorleistung steigt mit zunehmender Drehzahl bis zur Grenzdrehzahl an.



**Abbildung 4: Motorkennfelder von EM (links) und VKM (rechts)**

Zum Vergleich ist in Abbildung 4 rechts ein Kennfeld einer VKM dargestellt. Das Drehmoment ist bei niedrigen Drehzahlen niedrig und erreicht erst mit zunehmender Drehzahl sein Maximum.

Ein EM kann auch generatorisch betrieben werden und wandelt mechanische Energie in elektrische Energie um. Das Kennfeld des generatorischen Betriebs kann als Spiegelung des eigentlichen Motorkennfeldes angenommen werden. Somit können mit dem EM Schubmomente in der Größenordnung der Antriebsmomente erzeugt werden. Daraus resultiert die Funktion der Rekuperation, also Längsverzögerungen des Fahrzeugs über das Schubmoment des Motors bei gleichzeitiger Rückgewinnung der kinetischen Energie zu realisieren. Die VKM liefert aufgrund der internen Verluste (Kompression der Zylinderluft, Massenträgheiten etc.) bei geschlossener Drosselklappe zwar ebenfalls ein von der Drehzahl etwa linear abhängiges Schubmoment[2], jedoch ist dies im Vergleich zum maximalen Schubmoment eines EM gering und erlaubt keine nennenswerten Längsverzögerungen des Fahrzeugs.

### 2.3 Wesentliche Unterscheidungsmerkmale

Aus den vorangegangenen Beschreibungen der konventionellen und alternativen Antriebskonzepte lassen sich wesentliche Unterschiede in Bezug auf die Fahrdynamik herausarbeiten. Diese resultieren sowohl aus der Anzahl der Motoren, aus der Motorcharakteristik sowie aus sekundären Effekten der Konzepte in Hinblick auf die Massengeometrie und die Trägheiten des Fahrzeugs. Darüber hinaus kann die Elektrifizierung des Antriebstrangs Änderungen am Fahrwerk mit sich bringen, die sich durch die geänderte Bauraumsituation ergeben können. In den folgenden Abschnitten werden die wesentlichen Unterschiede in Hinblick auf die Fahrdynamik zusammengestellt und daraus resultierende Fragestellungen abgeleitet.

### **2.3.1 Antriebsart**

Im einfachsten Fall unterscheiden sich zwei Antriebskonzepte lediglich durch die Art der Antriebskraftherzeugung. Sowohl die VKM als auch der EM können als Zentralantrieb verbaut sein und treiben eine oder beide Achsen an. Unterschiede ergeben sich folglich allein aus der unterschiedlichen Momentencharakteristik, wie es anhand der Kennfelder in Abbildung 4 zu erkennen ist.

Der EM bietet durch seine Charakteristik im unteren Drehzahlbereich ein deutlich höheres Drehmoment als eine vergleichbare VKM und verspricht dadurch eine deutliche Verbesserung im Anfahrverhalten. Dies wird durch ein ebenfalls verbessertes Ansprechverhalten unterstützt. Zwischen der Fahrpedalbetätigung und dem Aufbau des Antriebsmomentes am Rad kommt es zu einem Zeitverzug [3], der bei einer VKM deutlich größer ist als bei einem EM.

Das markantere Unterscheidungsmerkmal der beiden Antriebe ist jedoch das nennenswerte Schubmoment eines EMs, das die Längsverzögerung des Fahrzeugs allein durch die generatorische Wirkung in einem weiten Bereich der Verzögerungswerte erlaubt. Für eine optimale Ausnutzung der Rekuperation wird bei einem Einachs- oder Allradantrieb somit von einer idealen Bremskraftverteilung (BKV) abgewichen. Die Räder der angetriebenen Achse weisen bei einer Verzögerung durch die Rekuperation folglich eine deutlich höhere Kraftschlussbeanspruchung auf als die nicht angetriebenen Räder. Auswirkungen auf die Fahrdynamik ergeben sich dabei insbesondere bei kombinierter Längs- und Querdynamik, da das Seitenführungsverhalten der Reifen von der Längskraft abhängig ist.

Die hier dargelegten Unterschiede haben für Elektro- als auch für Hybridfahrzeuge Gültigkeit. Bei Hybridfahrzeugen machen sich die Auswirkungen jedoch nur bemerkbar, wenn das Fahrzeug im elektrischen Betriebsmodus ist und/oder die Rekuperation genutzt wird.

### **2.3.2 Anzahl der Antriebsmotoren**

Als weiteres Unterscheidungskriterium kann die Anzahl der Antriebsmotoren herangezogen werden. Bei den konventionellen Antrieben sind nur Konzepte mit einem Zentralantrieb (einem Motor) bekannt, dessen Antriebsmoment durch zusätzliche mechanische Komponenten (Verteilergetriebe, Achsdifferential) auf die einzelnen Antriebsräder verteilt wird. Bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen können bis zu vier Motoren zum Einsatz kommen, wodurch sich das Antriebskonzept in einzelnen Fahrzuständen unterscheiden kann (vgl. Zugkraftaddition). Durch die Verwendung zweier Motoren lässt sich in einem Fahrzeug ein Front-, Heck- oder Allradantrieb realisieren. Diese Freiheit ist von den konventionellen Antrieben in der Art nicht bekannt, sodass daraus neue Herausforderungen resultieren. Bei der Auslegung des Fahrwerks



müssen die einzelnen Betriebszustände berücksichtigt werden. Gleichzeitig muss bei der Auslegung der Betriebsstrategien der einzelnen Motoren das Fahrverhalten und die Fahrstabilität berücksichtigt werden. Dies ist auch in Bezug auf ein mögliches Fehlverhalten der Motoren und der damit verbundenen Rückwirkungen auf die Fahrstabilität von Interesse.

Bei vier unabhängigen radnahen Motoren ergeben sich fahrdynamisch große Potentiale. Durch die gezielte Verteilung der Antriebsmomente können Giermomente erzeugt werden, die das Ansprechverhalten auf Lenkeingaben verbessern oder die maximale Querschleunigung erhöhen. Die Wechselwirkungen von Antrieb und Fahrwerk sind bei dieser Antriebstopologie sehr groß, sofern die mit diesem Konzepte verbundenen Potentiale möglichst optimal ausgeschöpft werden sollen. Besondere Bedeutung kommt dabei dem Geradeauslauf zu. Durch die mechanische Kopplung des linken und rechten angetriebenen Rades wird das Antriebsmoment symmetrisch verteilt und der Geradeauslauf sichergestellt. Bei radindividuellen Antrieben müssen gleiche Antriebsmomente am linken und rechten Rad durch eine präzisere Regelung sichergestellt werden, um ungewollte Gierbewegungen oder ein Schiefziehen zu vermeiden. Der Geradeauslauf stellt daher eine mess- und regelungstechnische Herausforderung dar.

Im vorherigen Abschnitt 2.3.1 ist dargestellt, dass es bei der Rekuperation zu einer Abweichung von der idealen Bremskraftverteilung und einer ungleichmäßigen Kraftschlussausnutzung zwischen den Rädern kommt. Dieses Problem zeigt sich bei einem radindividuellen Antrieb nicht, da auch die Schubmomente radindividuell verteilt werden können und damit eine gleichmäßige Kraftschlussausnutzung sichergestellt werden kann.

### **2.3.3 Massenverteilung und Trägheiten**

Neben den zuvor beschriebenen direkten Effekten der Elektrifizierung des Antriebstranges auf die Fahrdynamik werden in diesem Abschnitt mögliche auftretende sekundäre Effekte erläutert, die das Gesamtfahrzeugkonzept betreffen.

Aufgrund der Elektrifizierung des Antriebstranges kommt es zu einer Änderung der bisherigen bekannten Komponenten, die zum Teil neu konzipiert werden müssen oder in einem Elektrofahrzeug gänzlich entfallen. Bei den Hybridfahrzeugen müssen neben den üblichen Baugruppen wie Motor, Getriebe und Tank auch die zusätzlichen Komponenten der EM, der Batterie und der Leistungselektronik im Gesamtpackage berücksichtigt werden. Das Fahrzeugesamtgewicht nimmt ohne kompensatorische Maßnahmen zu und die Herausforderungen an eine ausgewogene Gewichtsverteilung wachsen. Bei den Elektrofahrzeugen ändert sich die Situation maßgeblich durch eine sehr große und schwere Batterie, die den bisherigen Kraftstofftank ersetzt. Die umfangreiche Abgasanlage

konventioneller Fahrzeuge entfällt ebenso. Bei Konzepten mit radnahen Motoren kommt es zu einer deutlichen Vergrößerung der Massen im Bereich der Räder. Dies kann zu einer Vergrößerung der Trägheitsmomente führen, die das Wank-, Nick- und Gierverhalten des Fahrzeugs beeinflussen. Aufgrund der größeren Drehträgheit um die Hochachse verschlechtert sich bei gleichbleibender Schwerpunktlage das Ansprechverhalten auf eine Lenkeingabe [4]. Dies lässt sich durch eine aktive Antriebsmomentenverteilung in Querrichtung zum Teil kompensieren.

Bei Radnabenmotoren kommt es darüber hinaus zu einer deutlichen Zunahme der ungefederten Massen, die Einfluss auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort haben.

Die bisher auf dem Markt befindlichen Fahrzeuge haben Gewichtsverteilungen, die von ca. 65:35 (VA:HA) bis hin zu 40:60 reichen. Je nach Beladungszustand kann die Gewichtsverteilung eines Fahrzeugs im Fahrbetrieb deutlich variieren. Im Zuge der Elektrifizierung ist nicht damit zu rechnen, dass es deutliche Veränderungen der absoluten Gewichtsverteilung geben wird. Darüber hinaus gibt es bereits Erfahrungen mit der Fahrdynamik bei unterschiedlichen Gewichtsverteilungen, sodass an dieser Stelle auf eine explizite Differenzierung der Massenverteilung von konventionellen und alternativen Antriebskonzepten verzichtet wird.

### **2.3.4 Trends im Fahrwerk**

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse einer umfangreichen Literaturrecherche zum Thema Fahrwerke in Elektro- und Hybridfahrzeuge kurz dargestellt. Ziel der Literaturrecherche ist es, Trends in der Fahrwerksentwicklung in Bezug auf die Elektrifizierung des Antriebstranges aufzuzeigen, um darauf aufbauend, Auswirkungen auf die Fahrdynamik zu analysieren.

Die Recherche umfasst Hybrid- und Elektrofahrzeug sowie Konzeptfahrzeuge und die darin verbauten Fahrwerkskonzepte und Fahrwerkskomponenten. Derzeit bekannte E-Fahrzeuge wie Mini E, Golf e-motion, Nissan Leaf, Renault Fluence Z:E, Opel Ampera, Ford Focus Electric, Smart Fortwo electric drive oder VW E-Up basieren zum Teil auf Serienfahrzeugen mit konventionellen Antriebstrang und weisen die bisher bekannten Fahrwerkskonstruktionen mit McPherson Vorderachse sowie einer Verbund- oder Mehrlenker-Hinterachse auf. Bei Konzeptfahrzeugen wie dem GM HyWire, dem Trexa EV oder dem BOMobil fallen das modulare „Skate-Board“-Design auf, das eine optimale Gewichtsverteilung und einen niedrigen Schwerpunkt erlaubt. Die Radaufhängungen zeigen jedoch auch hier keine Neuerungen (McPherson, Verbundlenkerachse) [5].

Innovationen gibt es beim Leichtbau des Fahrwerks, die insbesondere bei emissionsarmen leichten Elektrofahrzeugen Potential bieten. ZF zeigt Fahrwerkskomponenten aus CFK (kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff), die durch eine zusätzliche hohe Funktionsintegration großes Potential zur Gewichtsreduzierung im Fahrwerksbereich bieten [6]. Mögliche Vergrößerungen der ungefederten Massen durch Radnabenantriebe ließen sich so gegebenenfalls teilweise kompensieren. Außerdem lassen sich durch die Funktionsintegration kompakte Bauweisen realisieren, die mehr Bauraum für Batterie und Leistungselektronik bieten.

In der Kompaktklasse haben sich in den vergangenen Jahren die aufwendigen und kostenintensiven Mehrlenkerhinterachsen durchgesetzt, die großen Spielraum bei der Auslegung der Fahrdynamik bieten. Aufgrund der hohen Kosten und dem aufwendigem Package kommen in den neuen Modellen vermehrt auch wieder Verbundlenkerachsen zum Einsatz, die fahrdynamisch weniger Potential bieten als die Einzelradaufhängungen (Seitenkraftübersteuern ohne spurkorrigierende Lager) [1]. Ein Konzept von ZF (Multi-Compliance Twist Beam Axle) kombiniert die Vorteile der Verbundlenkerachse (Kosten, Bauraum, Robustheit) mit den fahrdynamischen Vorteilen der Mehrlenkerachse. Durch eine Trennung von Achskörper und Radträger kann eine virtuelle Drehachse erzeugt werden, die eine gewünschte Auslegung der Elasto-Kinematik erlaubt, sodass unter Längs- und Querkräften eine Bewegung des Rades in Vorspur realisiert werden kann [6].

Ein ebenfalls raumsparendes Konzept für eine nicht-angetriebene Hinterachse schlägt [7] vor. Das gezeigte Achskonzept mit Drehstabfeder und Rotationsdämpfer zeichnet sich durch eine kompakte Bauweise aus und bietet großes Potential zur Vergrößerung des Laderaums und des Ladekomforts bei gleichem Fahrkomfort wie vergleichbare Mehrlenker-Achskonzepte.

Wie bereits erläutert, gibt es Unterschiede in der Abstützung der Antriebs- und Bremskräfte, wobei die Abstützung der Antriebskräfte, die auch die Schubmomente bei der Rekuperation beinhalten, in Radmitte erfolgt. Über den Störkrafthebelarm entsteht somit ein Moment um die Lenkachse, das zu Rückwirkungen auf die Lenkung führt. Für leistungsstarke Fahrzeuge mit Frontantrieb ist die Verringerung des Störkrafthebelarms wünschenswert, um die störenden Rückwirkungen auf die Lenkung zu minimieren. Dies wird insbesondere unter Berücksichtigung der Rekuperation mehr an Bedeutung gewinnen, sodass vermehrt Achskonzepte mit verringertem Störkrafthebelarm zum Einsatz kommen werden, wie es bereits einige Hersteller zeigen (Beispiele Ford RevoKnuckle, Renault ISAS oder Opel HiPerStrut) [8],[9].

Die genannten Ergebnisse zeigen, dass es keine klaren Trends zu neuartigen Fahrwerkskonzepten in Verbindung mit der Elektrifizierung gibt. Bei künftigen Fahrzeugmodellen wird es häufig ein Fahrzeugmodell mit konventionellen als auch alternativen Antriebskonzepten geben, die sich ein Fahrwerkskonzept teilen, das auf den bisher bekannten Konzepten beruht. Gänzlich neue Fahrwerkskonzepte werden zwar in Verbindung mit Radnabenmotoren gezeigt, sodass Bremse, Lenkung sowie Federung und Dämpfung in einem Radmodul vereint sind [10], für die Serienfahrzeuge wird dies aber mittelfristig keine Relevanz haben [1], sodass auf eine getrennte Betrachtung von Fahrwerken für konventionelle und elektrifizierte Fahrzeuge an dieser Stelle verzichtet werden kann.

## **2.4 Zusammenfassung und Auswahl kritischer Konzepte**

Anhand der Beschreibung der Antriebstopologien der konventionellen und alternativen Antriebe und der wesentlichen Unterscheidungsmerkmale lassen sich kritische Konzepte mit den größten Unterscheidungen gegenüber den konventionellen Antrieben in Hinblick auf die Fahrdynamik auswählen.

Größtes Unterscheidungsmerkmal aller alternativen Antriebskonzepte gegenüber den konventionellen ist die Möglichkeit der Rekuperation. Für eine optimale Ausnutzung der Rekuperation muss von der theoretischen idealen Bremskraftverteilung erheblich abgewichen werden. Die Auswirkungen durch die Rekuperation sind bei einem Zentralantrieb und Einachs Antrieb am größten, da das Antriebsmoment nur in Grenzen an die Räder verteilt werden kann. Bei radnahen Antrieben kann das Schubmoment gezielt zwischen den einzelnen Rädern verteilt werden, sodass eine optimale Ausnutzung der Rekuperation bei gleichzeitig optimaler Fahrstabilität gewährleistet ist. Die Schubmomente können radindividuell geregelt werden, sodass an jedem Rad das Kraftschlusspotential optimal ausgenutzt wird.

Im Gegensatz dazu führt die reine Rekuperation bei einem Einachs Antrieb zu einer erheblichen Änderung der BKV, sodass hier Auswirkungen auf die Wahrnehmbarkeit und die Fahrstabilität zu erwarten sind.

Auf Basis der im Text dargelegten Antriebskonzepte und der wesentlichen Unterscheidungsmerkmale, sind die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik Schwerpunkt dieses Forschungsvorhabens. Zur Bewertung der Auswirkungen werden Simulationen mit einem Gesamtfahrzeugmodell durchgeführt. Die Auswahl dafür geeigneter Fahrmanöver erfolgt im nächsten Kapitel.

## **3 Fahrmanöver und Fahrsituationen**

Inwieweit sich die Änderungen im Antriebskonzept auf die Fahrdynamik auswirken, ist maßgeblich von der Fahrsituation abhängig. Eine generelle Aussage über alle Fahrsituationen hinweg zu treffen ist nicht oder nur begrenzt möglich. In diesem Kapitel werden daher standardisierte Fahrmanöver zusammengestellt und in Hinblick auf mögliche Änderungen der Fahrdynamik durch die Rekuperation untersucht. Darüber hinaus werden mögliche Fahrmanöver analysiert, in denen es ebenfalls durch die Rekuperation zu Abweichungen im Fahrverhalten kommen kann, diese jedoch (noch) nicht in standardisierten Fahrmanövern abgebildet sind.

### **3.1 Standardisierte Fahrmanöver**

Im Laufe der Automobilentwicklung wurden einige Fahrmanöver standardisiert, anhand derer die Fahrdynamik und das Fahrverhalten eines Fahrzeugs in unterschiedlichsten Situationen objektiv und oder subjektiv bewertet wird [11]. Damit eine möglichst gute Reproduzierbarkeit gewährleistet und der Einfluss des Fahrers minimiert wird, haben sich insbesondere open-loop Manöver für die objektive Bewertung durchgesetzt. Bei den open-loop Manövern wird eine Fahrzeuganregung vorgeben und die Fahrzeugreaktion gemessen, ohne dass der Fahrer korrigierend eingreift. Bei den closed-loop-Manövern hingegen greift der Fahrer aktiv ein und regelt das Fahrzeug auf einer Soll-Trajektorie und stabilisiert das Fahrzeug in kritischen Fahrzuständen. Closed-loop Manöver sind folglich insbesondere für die subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens von entscheidender Bedeutung, da sie den vollständigen Regelkreis von Fahrer und Fahrzeug berücksichtigen. Durch die Anpassung des Fahrverhaltens an das Fahrzeug stellt sich jedoch ein Lerneffekt ein, sodass etwaige Schwachstellen im Fahrverhalten nicht eindeutig aufgedeckt werden können[12].

Aufgrund der festen Fahrvorgaben sind open-loop Manöver für die Fahrzeugsimulation geeignet, da kein komplexes Fahrermodell notwendig ist.

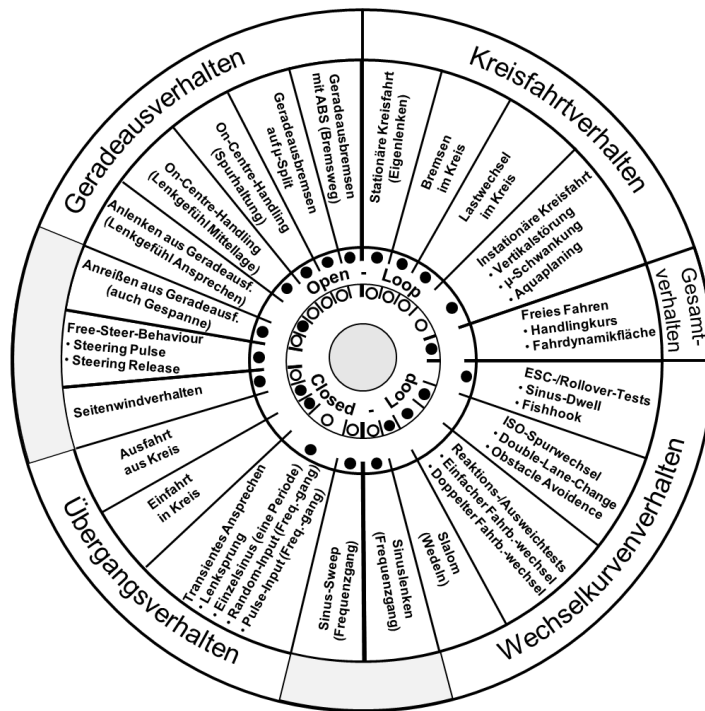


Abbildung 5: Überblick über die standardisierten Fahrmanöver (vgl. [11], überarbeitet und aktualisiert)

Die Abbildung 5 zeigt die nach DIN oder ISO genormten Fahrmanöver, eingeteilt in die Bereiche Geradeausverhalten, Kreisfahrtverhalten, Übergangsverhalten, Wechselkurvenverhalten, kontinuierliche Lenkanregungen und Störungen bei Geradeausfahrt. Des Weiteren ist ihre Eignung für closed- oder open-loop-Verfahren angegeben (vgl. [11]).

Die einzelnen Fahrmanöver werden in Bezug auf den Einfluss der Rekuperation bewertet. Die Bewertung aller grundlegenden standardisierten Fahrmanöver hinsichtlich möglicher Fragestellungen und Einflussgrößen ist in Tabelle 1 zusammengefasst. Dabei sind Fahrmanöver genauer zu betrachten, bei denen eine Längs- oder eine kombinierte Längs- und Querdynamik vorliegt und somit Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Fahrwerk auftreten (grün hervorgehoben). In erste Linie sind somit die beiden Fahrmanöver aus der Gruppe Kreisfahrtverhalten „Bremsen im Kreis“ und „Lastwechsel im Kreis“ relevant, bei denen eine überlagerte Längs-Querdynamik vorliegt. Änderungen im Fahrverhalten ergeben sich durch die geänderte Motorcharakteristik, eine veränderte Bremskraftverteilung oder durch eine geänderte Massengeometrie sowie Einflüsse der Achskinematik.

Bei einem elektrifizierten Antrieb mit Rekuperation kann zwischen dem Lastwechsel und dem Bremsen nicht eindeutig getrennt werden, sodass der Lastwechsel einen Spezialfall des Bremsens darstellt und folglich das Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ der allgemeingültige Fall ist, der den Lastwechsel mit abdeckt. Das Fahrmanöver wird in Kapitel 6 näher erläutert und in einer Gesamtfahrzeugsimulation implementiert.

Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Fahrwerk treten ebenfalls bei den Fahrmanövern „Geradeausbremsung“ und „Bremsung auf  $\mu$ -Split“ auf. In beiden Manövern kann es aufgrund der Rekuperation zu negativen Einflüssen auf das Fahrverhalten kommen, sodass mögliche Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrstabilität vermieden werden müssen. Da die Bremsung auf  $\mu$ -Split den kritischeren Fall der Geradeausbremsung dargestellt, wird in Kapitel 8 das Bremsverhalten der unterschiedlichen Fahrzeugvarianten auf  $\mu$ -Split untersucht.

**Tabelle 1: Bewertung der Fahrmanöver in Bezug auf die Elektrifizierung des Antriebsstranges**

	<b>Fahrbedingung</b>	<b>Fragestellung</b>	<b>Einflussparameter</b>
Bremsen im Kreis	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bremsen mit unterschiedlichen Verzögerungen</li> <li>• Variation der Ausgangsfahrgeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Giermomentenaufbau abhängig vom Bremsfall/Rekuperationsmoment</li> <li>• Unterschiede zwischen generatorischer und Reibungs- bzw. Mischbremsung</li> <li>• Rekuperationspotentiale im Vergleich zur „idealen“ BKV</li> <li>• Bewertung der Gierstörungen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Antriebskonzept und –momentendynamik</li> <li>• Aufteilung der generatorischen Bremsmomente</li> <li>• Blending-Schwellen</li> <li>• Massengeometrie</li> <li>• Achskinematik (Lenkrollradius vs. Störkrafthebelarm)</li> </ul>
Lastwechsel	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Plötzlicher Lastwechsel „throttle-off“</li> <li>• Variation der Ausgangsfahrgeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• s.o.</li> <li>• In Bezug auf reinen E-Antrieb Sonderfall aus „Bremsen im Kreis“</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• s.o.</li> <li>• Motorschubmoment vs. Ausnutzung des generatorischen Bremsmomentes</li> </ul>
Geradeausbremsen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bremsung / Vollbremsung</li> <li>• Variation der Ausgangsfahrgeschwindigkeit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Max. Rekuperation unter Beibehaltung der Fahrstabilität</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Antriebskonzept</li> <li>• Max. generatorisches Bremsmoment</li> <li>• Massengeometrie</li> </ul>
Bremsen auf $\mu$ -Split	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bremsen bei unterschiedlichen <math>\mu</math>-Split-Werten</li> <li>• Variation der Fahrgeschwindigkeit und Bremsverzögerung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Giermomentenaufbau abhängig von Bremsfall/Rekuperationsmoment</li> <li>• Unterschiede zwischen generatorischer und Reibungs- bzw. Mischbremsung</li> <li>• Bewertung der Gierstörung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Antriebskonzept und -momentendynamik</li> <li>• Blending-Schwellen</li> <li>• Massengeometrie</li> <li>• Achskinematik (Lenkrollradius vs. Störkrafthebelarm)</li> </ul>
Kreisfahrt	<ul style="list-style-type: none"> <li>• (quasi-) stationär</li> <li>• Volllastbeschleunigung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationärverhalten im wesentlichen durch Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes / der Massengeometrie</li> <li>• Potentiale variabler Antriebsmomentenverteilung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Antriebskonzept und –momentendynamik</li> <li>• Massengeometrie</li> <li>• Längs-/Querverteilung der Antriebsmomente</li> </ul>
Störgrößen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Störungen bei Kurvenfahrt durch <math>\mu</math>-Schwankungen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stabilisierung durch geregelte Antriebsmomente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• s.o.</li> </ul>

Übergangsverhalten	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Transientes Ansprechen / Frequenzgang bei konstanter Fahrgeschwindigkeit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes / der Massengeometrie</li> <li>• Agilität und Stabilität durch Momentenregelung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• s.o.</li> </ul>
Seitenwind	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geradeausfahrt mit Seitenwindstörung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes / der Massengeometrie auf Seitenwindempfindlichkeit</li> <li>• Potentiale zur Seitenwindkompensation</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Antriebskonzept</li> <li>• Massengeometrie</li> <li>• Querverteilung der Antriebsmomente</li> </ul>
Free-Steer	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Auspendeln nach Anreißen aus Geradeausfahrt oder stationärer Kurvenfahrt</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes / der Massengeometrie auf Eigenfrequenz und Gierdämpfung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Massengeometrie</li> </ul>
On Center	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geradeauslauf mit Lenken um die Mittellage</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sekundäreffekte bei Frontantrieb</li> <li>• Potentiale zur Geradeauslaufkompensation</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Antriebsmomentenquerverteilung</li> <li>• Elastizitäten zum Radantrieb</li> </ul>
Spurwechsel	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Doppelter Spurwechsel</li> <li>• Fahrpedal konstant oder Lastwechsel</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes / der Massengeometrie auf Closed-Loop-Verhalten</li> <li>• Bewertung der Fahreranforderung im Closed-Loop-Fall</li> <li>• Agilität und Stabilität durch dynamische Antriebsmomentenverteilung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Antriebskonzepte und –momentendynamik</li> <li>• Massengeometrie</li> <li>• Längs-/Querverteilung der Antriebsmomente</li> </ul>



### 3.2 Nicht-Standardisierte Fahrmanöver

Im Alltag treten eine Vielzahl von Fahrsituationen auf, die nicht explizit oder in verallgemeinerter Form in standardisierten Fahrmanövern abgebildet sind. Dennoch können Situationen auftreten, in denen die Rekuperation das Fahrverhalten bei überlagerter Längs-Querdynamik beeinflussen kann. Beim Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ werden die Fahrzeugstabilität und die Fahrzeugreaktionen bei einem Bremsmanöver während einer Kreisfahrt analysiert. Die Querdynamik wird hier durch eine Bremsung überlagert. Genauso kann eine Geradeausbremsung von einer querdynamischen Reaktion überlagert werden, sodass es zu Wechselwirkungen zwischen der Längs- und Querdynamik kommt.

Bei einer Geradeausbremsung kann die Rekuperation theoretisch bis zum Einsetzen des ABS verwendet werden, da die Reifen idealisiert nur Längskräfte übertragen müssen. In der Praxis müssen durch Fahrbahnunebenheiten, Fahrbahnneigungen oder Seitenwind jedoch auch bei der Geradeausfahrt Seitenkräfte übertragen werden. Durch die erhöhte Kraftschlussbeanspruchung der angetriebenen Räder bei der reinen Rekuperation besitzen diese Räder geringeres Seitenkraftpotential, sodass auch hier Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Fahrverhalten zu erwarten sind. Noch deutlicher zeigt sich der Einfluss der erhöhten Kraftschlussbeanspruchung einer Achse bei einer Lenkanregung durch den Fahrer. Im Extremfall kann die angetriebene Achse aufgrund der hohen Umfangskräfte wenig Seitenkraft übertragen, sodass das Fahrzeug der Lenkbewegung entweder nicht folgen kann oder über die Hinterachse ausbricht.

In Kapitel 7 wird das Fahrverhalten bei einer Lenkanregung aus einer Geradeausbremsung untersucht. Das Vorgehen, die Randbedingungen und die Ergebnisse werden dort ausführlich beschrieben und diskutiert.

## 4 Wahrnehmbarkeitsschwellen der Fahrzeugbewegungsgrößen

Das Forschungsprojekt soll neben den Fragen der Fahrstabilität auch Fragen der Wahrnehmbarkeit von geändertem Fahrverhalten nachgehen. Da im Rahmen dieses Projektes keine praktischen Versuche mit Probanden durchgeführt werden können, wird an dieser Stelle auf Erfahrungswerte aus der Literatur zurückgegriffen. Dazu werden im Folgenden die Ergebnisse einer Literaturrecherche zur Wahrnehmung und Wahrnehmbarkeit von Bewegungsgrößen wie der Giergeschwindigkeit, des Schwimmwinkels oder der Kursabweichung dargestellt.

**Otto** [13] hat die Lastwechselreaktion von PKW bei Kurvenfahrt in Hinblick auf die Fahrerreaktionen untersucht. In Fahr- und Simulatorversuchen wurden drei Fahrzeuge mit unterschiedlichen Lastwechselverhalten in einer Probandenstudie betrachtet. Das erste Fahrzeug zeigt eine mäßige, kontinuierlich ansteigende Gierreaktion nach dem Lastwechsel. Das zweite Fahrzeug weist eine nur sehr geringe Lastwechselreaktion auf, wohingegen Fahrzeug drei eine deutliche Lastwechselreaktion aufweist. Bei allen drei Fahrzeugen müssen die Fahrer nach dem Lastwechsel korrigierend eingreifen, um das Fahrzeug auf dem gewünschten Kurs zu halten. Die Zeitpunkte und die Intensität der Lenkkorrekturen unterscheiden sich jedoch deutlich zwischen den Fahrzeugvarianten. Bei den Fahrzeugen eins und drei mit der mäßigen und deutlichen Lastwechselreaktion reagieren die Fahrer ca. 0,75 Sekunden nach dem Lastwechsel mit Lenkkorrekturen, obwohl beide Fahrzeuge unterschiedliches Lastwechselverhalten in Bezug auf Giergeschwindigkeit, Gierbeschleunigung und Schwimmwinkel aufweisen. Bei dem Fahrzeug mit nur sehr schwacher Gierreaktion tritt eine korrigierende Lenkbewegung des Fahrers erst deutlich später (ca. 1,5s nach Lastwechselbeginn) ein. Daraus leitet **Otto** ab, dass der Fahrer bei stärkeren Reaktionen auf den Anstieg der Giergeschwindigkeit reagiert. Bei nur schwachen Gierreaktionen reagiert der Fahrer jedoch erst auf eine Gierwinkel- und Kursabweichung, die er durch kleine Lenkkorrekturen ausregelt. Die Lenkkorrektur trat dabei bei Giergeschwindigkeitsabweichungen von ca. 5 °/s ein.

Neben der Betrachtung dieser objektiven Kenngrößen wurde bei der Probandenstudie auch nach der subjektiven Beherrschbarkeit der Fahrzeuge gefragt. Das Fahrzeug mit der geringsten Gierreaktion und entsprechend geringen Lenkkorrektur erhielt die beste Bewertung. Das Fahrzeug mit starker Gierreaktion wurde dabei am schlechtesten bewertet und war nur mit äußerster Mühe zu beherrschen. Für eine gute Beherrschbarkeit und gute subjektive Beurteilungen des Fahrverhaltens sind folglich geringe Fahrzeugreaktionen nach dem

Lastwechsel anzustreben. Gleiches kann auf das „Bremsen in der Kurve“ übertragen werden, da die wirkenden Mechanismen die gleichen sind.

**Fischer** [14] beschäftigt sich mit Regelungsalgorithmen von Fahrsimulatoren. Da der Bewegungsbereich eines Fahrsimulators begrenzt ist, muss eine kontinuierliche Rückführung des Simulators in das Zentrum des Arbeitsraumes erfolgen, um für weitere Bewegungen genug Verstellraum zu haben. Diese Rückführung des Simulators soll für den Probanden nicht wahrnehmbar sein, um die Versuche durch diese Störgrößen nicht zu verfälschen. Außerdem sollen translatorische Beschleunigungen nicht durch wahrgenommene Drehbewegungen gestört werden. Zahlreiche Studien beschäftigen sich mit den Wahrnehmungsschwellen, die **Fischer** in seiner Arbeit zusammenfasst. Für die Gierrate werden Schwellwerte von  $2\text{-}3^\circ/\text{s}$  angegeben.

In dem FAT-Forschungsprojekt „Untersuchungen zur Wahrnehmung von Lenkmomenten bei PKW“ [15] wurden die Wahrnehmungsschwellen und optimalen Signalcharakteristiken für zusätzliche Lenkmomente untersucht, die bei Fahrerassistenzfunktionen eingesetzt werden können. Über die elektromechanische Servolenkung werden unterschiedliche Störmomente am Lenkrad aufgebracht und durch Probanden bewertet. Aus den objektiven und subjektiven Daten geht eine Korrelation der Störungsbewertung und der Gierreaktion des Fahrzeugs hervor. Dabei wurde ein Schwellwert für die Giergeschwindigkeit von ca.  $2^\circ/\text{s}$  gefunden, ab dem Störungen negativ bewertet werden. **Neukum** [16] bestätigt die Zahlen in weiteren Untersuchungen und findet unabhängig von der Fahrzeugdynamik, dass Gierratenänderungen ab  $3^\circ/\text{s}$  zunehmend als störend bewertet werden.

**Stock** [17] beschäftigt sich mit der Analyse von aktiven Fahrdynamikregelsystemen zur Handlingoptimierung und Definition von Wahrnehmungsbereichen und Auflösungsschwellen als Toleranzgrenzen für die Kennparameter-Adaption. Ein vollaktives Experimentalfahrzeug mit aktiver Hinterachskinematik, aktiver Wankstabilisierung und Aktivlenkung lässt die gezielte Variation einzelner Bewegungsgrößen und Kennparameter zu. In einer Probandenstudie wurden einzelne Fahrzeugvarianten gefahren, die sich in Hinblick auf das Schwimmwinkel-, Gier- oder Wankverhalten unterscheiden. Die Ergebnisse der Subjektivurteile zeigen, dass Änderungen der stationären Gierverstärkung von  $1,12^\circ/\text{s}$  und des stationären Schwimmwinkels von  $0,26^\circ$  aufgelöst werden können.

Aus den vorangegangenen Ergebnissen lässt sich ableiten, dass im Mittel Gierratenänderungen von  $3^\circ/\text{s}$  wahrgenommen und zunehmend als störend bewertet werden, sodass dieser Grenzwert für die weiteren Betrachtungen zu Grunde gelegt wird.

Eine Untersuchung des TÜV Rheinland im Auftrag der BASt [12] beschäftigt sich mit der Erprobung des Testverfahrens „Bremsen im Kreis“ und der Wahl geeigneter objektiver

Bewertungskriterien. In einer Probandenstudie wurden zahlreiche Versuche des Manövers „Bremsen im Kreis“ unter Variation der Bremskraftverteilung des Versuchsfahrzeuges ohne Brems- und Stabilisierungssysteme durchgeführt. Die subjektiven Beurteilungen der Beherrschbarkeit der Fahrzeuge zeigen, dass das Fahrverhalten bei einer ausgewogenen Bremskraftverteilung im Ausgangszustand am besten bewertet wird. Die Fahrzeugvarianten mit den modifizierten Bremskraftverteilungen, bei denen einmal die Vorderachse bzw. einmal die Hinterachse einen größeren Bremskraftanteil gegenüber dem Basisfahrzeug bekommt, werden einheitlich schlechter bewertet. Die schlechteste Bewertung erhält das Fahrzeug mit überbremster Vorderachse, da das Fahrzeug trotz erheblicher Lenkkorrekturen nicht auf dem gewünschten Fahrkurs gehalten werden konnte. Bei der Variante mit überbremster Hinterachse konnte das Fahrzeug durch Lenkkorrekturen auf dem Soll-Kurs stabilisiert werden. Die Ergebnisse zeigen, dass eine geringe Fahrzeugreaktion durchweg am besten bewertet wird. Außerdem zeigt sich, dass die Lenkbarkeit des Fahrzeugs oberste Priorität hat.

In [18] wird die Anwendbarkeit des Testverfahrens Bremsen in der Kurve durch eine Korrelation der objektiven Kennparameter und der Subjektivurteile der Probanden untersucht. Mehrere Fahrzeuge mit unterschiedlichem Fahrverhalten beim Bremsen in der Kurve werden in einer Probandenstudie untersucht. Die beste Korrelation der objektiven Kennparameter und der Subjektivurteile ergeben sich dabei für die Kennparameter der Gierbewegung. Der maximale Schwimmwinkel nach Bremsbeginn ist ebenfalls für die Gesamtbewertung relevant, genauso wie der Maximalwert der Querschleunigung. Die Korrelation zeigt, dass das Fahrverhalten mit zunehmender Intensität der Gierreaktion schlechter beurteilt wird. Ein Fahrverhalten nahe einer idealen Kurshaltung wird am besten bewertet. Die Bewertung der Lenkbarkeit wurde in der Studie nicht detaillierter untersucht, da Bremsungen mit blockierenden Rädern nicht untersucht worden sind und der Fokus auf leichten und mittleren Verzögerungen lag.

## 5 Simulationsmodell

Die Simulationsstudien in diesem Projekt werden mit einem verifizierten Gesamtfahrzeugmodell in Matlab/Simulink durchgeführt. In diesem Kapitel werden das Grundmodell und die für die hier vorliegende Arbeit notwendigen Erweiterungen im Bereich des Antriebstrangs und der Bremsen beschrieben. Das Modell wird mit zwei Datensätzen parametrisiert, einem Volkswagen Golf V GTI mit Frontantrieb und einem BMW 5er F10 mit Heckantrieb.

### 5.1 Gesamtfahrzeugmodell

Das in Simulink modellierte Gesamtfahrzeugmodell besitzt sechs Freiheitsgrade und bildet die Längs-, Quer- sowie Vertikaldynamik mit Wank-, Nick- und Gierbewegungen ab (siehe Abbildung 6). Die Fahrwerkskinematik und die Elasto-Kinematik sind aus K&C-Daten über Kennlinien im Modell implementiert. Aufbaufedern- und -dämpfer sind ebenfalls über nicht-lineare Kennlinien modelliert. Als Reifenmodell dient ein empirisches Handlings-Modell, das kombinierte Längs- und Querkräfte abbilden kann. Die Fahrbahn wird als eben angenommen, sodass keine Anregungen in Vertikalrichtung erfolgen.

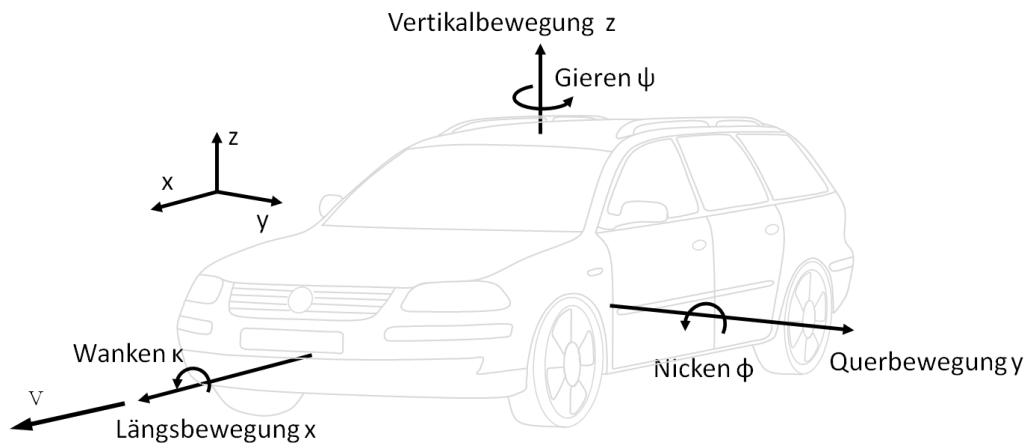


Abbildung 6: Fahrzeugkoordinaten

## 5.2 Antriebstrang

Der Antriebstrang wird durch radindividuelle Antriebsmomente modelliert, sodass sich auf einfache Art und Weise unterschiedlichste Antriebskonzepte darstellen lassen. Massen, Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungen der Antriebstrangkomponenten sind nicht detailliert modelliert, da sie für die vorliegenden fahrdynamischen Untersuchungen eine untergeordnete Rolle spielen. Das erforderliche Gesamtmoment (Antreiben/Rekuperieren) wird gezielt an die einzelnen Räder geleitet, sodass sich beliebige feste Antriebsmomentenverteilungen wie Front-, Heck- oder Allradantrieb realisieren lassen. Darüber hinaus kann das Antriebsmoment über einen Sperrwert asymmetrisch zwischen dem linken und rechten Rad verteilt werden.

Das Antriebsmoment wird durch ein Achsgetriebe an die beiden Antriebsräder einer Achse geleitet. Ein konventionelles Fahrzeug mit Zentralantrieb verfügt über ein offenes Differential, das bei Kurvenfahrt einen Drehzahl- und Momentenausgleich zwischen dem kurveninneren und kurvenäußeren Rad zulässt, da die äußeren Räder aufgrund der Kinematik einen längeren Weg zurücklegen und folglich schneller drehen als die kurveninneren Räder. Gleichzeitig verteilt das offene Differential das Antriebsmoment symmetrisch (50% links, 50 % rechts) auf die beiden angetriebenen Räder einer Achse. Bei Kurvenfahrt entsteht aufgrund der Drehzahldifferenzen in dem Differential (typischerweise Kegelraddifferentiale) eine Relativbewegung der Zahnräder, die mit Reibungsverlusten verbunden ist. Diese Reibungsverluste hemmen den vollständigen Drehzahl- und Momentenausgleich und sorgen für eine asymmetrische Momentenverteilung, die einzig vom Standtriebewirkungsgrad abhängig ist [19]. Die Höhe der Sperrwirkung wird über den Sperrwert  $S$  angegeben, der die Momentendifferenz des linken und rechten Rades  $M_1 - M_2$  mit dem Gesamtmoment  $M_1 + M_2$  ins Verhältnis setzt. Der Sperrwert kann im Modell variabel gewählt werden und erlaubt somit eine asymmetrische Momentenverteilung. Der Sperrwert  $S$  ist definiert zu

$$S = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2}$$

mit

Sperrwert	$S$	
Antriebsmoment Rad 1	$M_1$	Nm
Antriebsmoment Rad 2	$M_2$	Nm

Bei einem idealen reibungsfreien Differential beträgt der Sperrwert  $S=0$ , da keine Kräfte den Drehzahl- und Momentenausgleich hemmen. Durch den Reibungsverlust der Verzahnungen können in Kegelraddifferentiale Sperrwerte von bis zu 15% auftreten. Außerdem können

gezielt mechanische Sperrdifferentialer oder Überlagerungsgetriebe eingesetzt werden, um eine gewünschte Sperrwirkung zur Steigerung der Traktion und Agilität zu erzielen. Ohne eine Sperrwirkung begrenzt das Rad mit der geringeren Kraftübertragung das Gesamtmoment, wohingegen bei einer Sperrwirkung von  $S=100\%$  auch ein Kraft übertragen werden kann, wenn ein Rad gänzlich den Bodenkontakt und damit die Kraftübertragung verloren hat. In diesem Fall überträgt das Rad mit Bodenkontakt das vollständige Antriebsmoment (unter Berücksichtigung des Kraftschlusses).

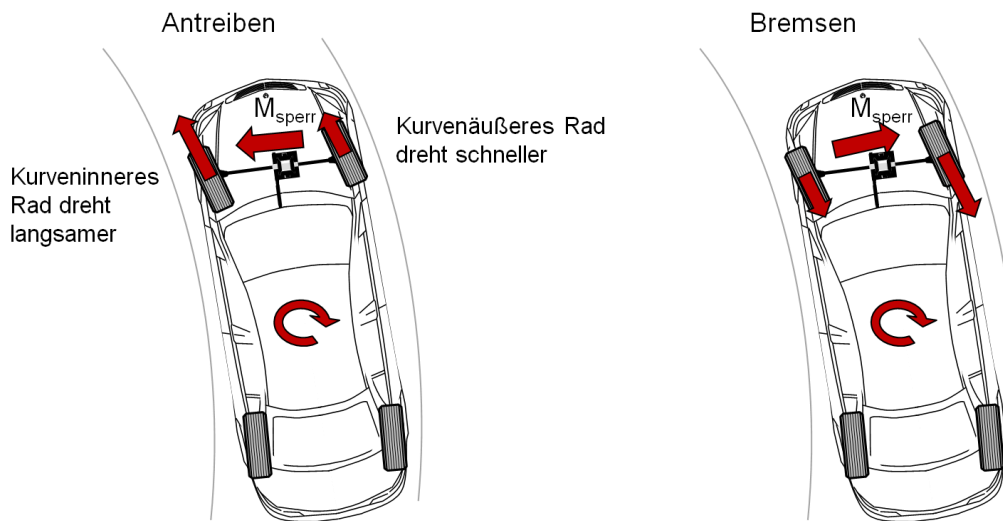
Alternativ zum Sperrwert kann das Torque Bias Ratio (TBR-Wert) angegeben werden, das das Verhältnis der Antriebsmomente des kurveninneren und kurvenäußeren Rades angibt. Bei einer symmetrischen Verteilung nimmt das TBR den Wert  $TBR=1$  an, da beide Momente gleich groß sind. Bei einer mechanischen Kopplung des linken und rechten Rades kann der TBR-Wert gegen unendlich streben, wenn ein Rad aufgrund des Kraftschlusses kein Moment übertragen kann und das gesamte Drehmoment über das andere Rad übertragen wird.

$$TBR = \frac{\max(M1, M2)}{\min(M1, M2)}$$

Der TBR-Wert und der Sperrwert können anhand der folgenden Gleichung ineinander umgerechnet werden:

$$S = \frac{TBR - 1}{TBR + 1}$$

Das Antriebsmoment wird so verteilt, dass es für einen Ausgleich der Raddrehzahlen sorgt. Dreht beim Antreiben ein Rad langsamer, so bekommt es einen größeren Anteil des Antriebsmomentes zugeteilt, damit es der Raddrehzahl des anderen Rades angeglichen wird. Bei Beginn einer Kurvenfahrt erhält das kurvenäußere Rad also mehr Antriebsmoment als das kurveninnere Rad und bewirkt ein kurvenausdrehendes Giermoment, wie es in Abbildung 7 links dargestellt ist.



**Abbildung 7: Wirkung des Sperrwertes während einer Kurvenfahrt für Antreiben (links) und Verzögern (rechts).**

Bei negativen Antriebsmomenten bei der Rekuperation drehen sich die Verhältnisse der Momentverteilung entsprechend um. Das kurvenäußere Rad dreht aufgrund der Kinematik schneller als das kurveninnere Rad, sodass für einen Drehzahlausgleich zwischen den Rädern, das kurvenäußere Rad folglich stärker verzögert werden muss als das kurveninnere Rad. Die asymmetrische Momentenverteilung zu Gunsten des kurvenäußeren Rades führt bei negativen Antriebsmomenten demzufolge zu einem stabilisierenden kurvenausdrehenden Giermoment (vgl. Abbildung 7 rechts).

Die unterschiedlichen Ansprechverhalten von VKM und EM (vgl. Abschnitt 2.3.1) werden über ein PT1-Verhalten abgebildet. Über eine kleinere Zeitkonstante wird das schnellere Ansprechverhalten des Elektromotors realisiert. Bei EM wird eine Zeitkonstante von  $T=0,05$  Sekunden gewählt. Des Weiteren ist der Drehmomentgradient auf  $800 \text{ Nm/s}$  begrenzt.

### 5.3 Hydraulische Bremse

Die hydraulische Reibungsbremse wird wie der Antriebstrang ebenfalls durch radindividuelle Momente im Modell dargestellt. Auf die Modellierung der hydraulischen Leitungen und der Bremskomponenten wird verzichtet. Das dynamische Verhalten der Bremse wird ebenfalls durch ein PT1-Verhalten abgebildet [20]. Damit kann die Schwelldauer des Bremsdruckes abgebildet werden, die bei ca.  $0,15$  Sekunden liegt [20]. Die Bremsenparameter Bremskraftverteilung und das damit eng verbundene Brake-Blending werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.



## 5.4 Bremskraftverteilung

Wichtiger Parameter in der Auslegung der Bremse in Hinblick auf die Fahrstabilität und Verzögerungsleistung ist die Bremskraftverteilung (BKV). Aus der Literatur ist die ideale BKV bekannt, bei der das Bremsmoment entsprechend der Schwerpunktlage auf die Vorder- und Hinterachse verteilt wird, sodass beim Bremsen während einer Geradeausfahrt an allen Rädern die gleiche Kraftschlussbeanspruchung vorliegt [21]. Damit ist eine optimale Verzögerungsleistung und Fahrstabilität bei Geradeausbremsung gewährleistet. Das Verhältnis der Bremskraft an der Vorderachse und an der Hinterachse ist von der Verzögerung und der Schwerpunktlage (abhängig vom Beladungszustand des Fahrzeugs) abhängig:

$$B_V = m \cdot g \cdot \left( \frac{l_H}{l} + z \frac{h}{l} \right)$$

$$B_H = m \cdot g \cdot \left( \frac{l_V}{l} - z \frac{h}{l} \right)$$

In der Praxis lässt sich diese ideale BKV folglich nur durch eine elektronische Bremskraftverteilung (EBV) mit radindividueller Bremsdruckregelung annähern, die beladungs- und verzögerungsabhängig die Bremskräfte an den Achsen anpasst.

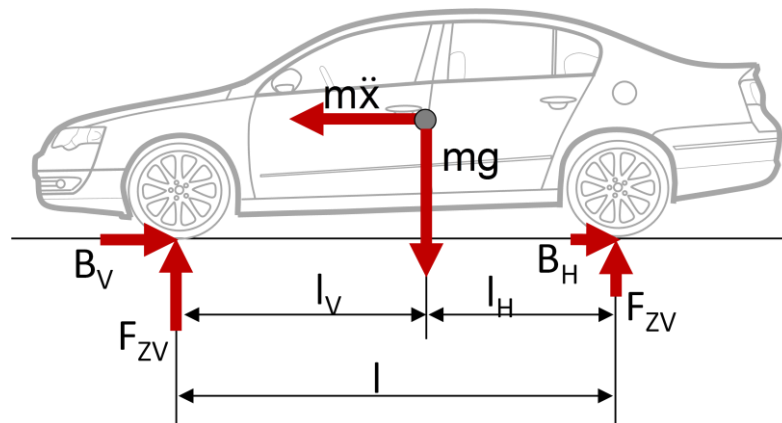


Abbildung 8: Bremskräfte ( $B_{V,H}$ ) und Radlasten ( $F_{ZV,H}$ ) bei einer Abbremsung

Ohne bzw. vorm Einsetzen der EBV wirkt eine feste Bremskraftverteilung, bei der die Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse in einem festen Verhältnis stehen. Diese Verteilung liegt in der Praxis unterhalb der idealen BKV und stellt sicher, dass die Vorderräder vor den Hinterrädern blockieren und die Fahrstabilität bei Kurvenbremsungen verbessert wird. Ein geringer Anteil der Bremskraft an der Hinterachse verbessert die Fahrzeugstabilität, vermindert aber auch die maximal erzielbare Verzögerung, da die Reibwertausnutzung an der Hinterachse reduziert wird. Bei der festen Bremskraftverteilung wird die Gesamtbremskraft in einem

definierten Verhältnis auf die Vorder- und Hinterachse aufgeteilt. Dabei gilt der folgende Zusammenhang der Bremskräfte bzw. Bremsmomente an Vorder- und Hinterachse:

$$i = \frac{B_H}{B_V + B_H} \quad \text{und} \quad B_H = \frac{i}{1-i} \cdot B_V$$

mit

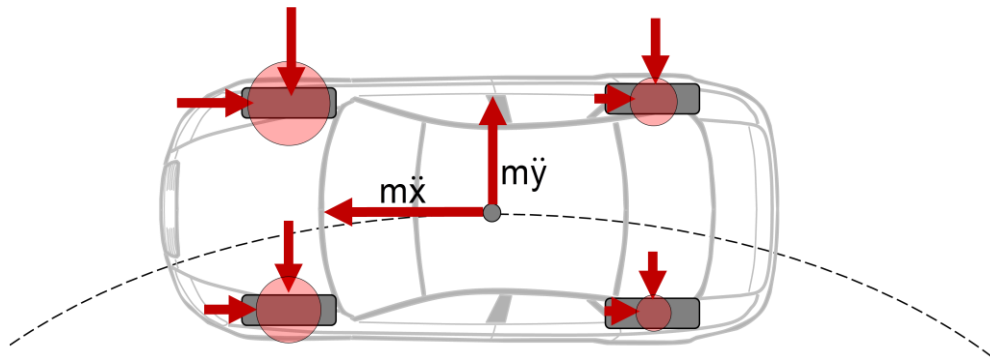
$i$ : Bremskraftanteil an der Hinterachse

$B_V$  Bremskraft vorne

$B_H$  Bremskraft hinten

Die ideale BKV ist in dieser Form nur für die Geradeausfahrt definiert. Bei einer Kurvenfahrt kommt es zu einer dynamischen Radlastverlagerung vom kurveninneren zum kurvenäußeren Rad. Bei gleichen Bremsmomenten am kurveninneren und kurvenäußeren Rad besitzt das kurveninneren Rad demzufolge eine höhere Kraftschlussbeanspruchung und verliert Seitenführungspotential. Wie in Kapitel 6 detaillierter beschrieben wird, bewirkt die Radlastverlagerung beim Bremsen in der Kurve ein eindrehendes Giermoment. Bremsregelsysteme wie ABS plus [22] und CBC (Cornering Brake Control) [23] steuern durch eine asymmetrische Bremsmomentenverteilung zwischen linker und rechter Seite der Eindrehtendenz gezielt entgegen und stabilisieren das Fahrzeug in der Kurve. Außerdem wird der Bremsdruck an der Hinterachse meist durch eine select-low-Regelung reduziert, bei der das Rad mit der geringeren Haftung den Bremsdruck an beiden Hinterrädern begrenzt, sodass das Seitenkraftpotential der Hinterachse verbessert wird. Der Arbeitsbereich der EBV endet mit dem Einsetzen der ABS-Regelung.

In diesem Projekt werden im Simulationsmodell keine aktiven Brems- und Stabilitätsregelsysteme abgebildet. Grundsätzlich wird von einer festen BKV mit einem definierten Bremskraftanteil an der Hinterachse  $i$  ausgegangen. Der Anteil  $i$  kann dabei im Modell variabel gewählt werden, um den Einfluss der BKV auf die Fahrzeugreaktionen zu analysieren. Neben einer festen BKV wird auch eine idealisierte BKV verwendet, die durch einen regelungstechnisch einfachen Ansatz die Funktionen des ABS plus oder CBC widerspiegeln soll. Die Gesamtbremskraft wird dabei im Verhältnis der Radlasten verteilt (Abbildung 9). Bei der Bremsung in der Kurve kommt es folglich zu einer asymmetrischen BKV zwischen dem kurveninneren und kurvenäußeren Rad, die ein kurvenausdrehendes stabilisierendes Giermoment erzeugt.



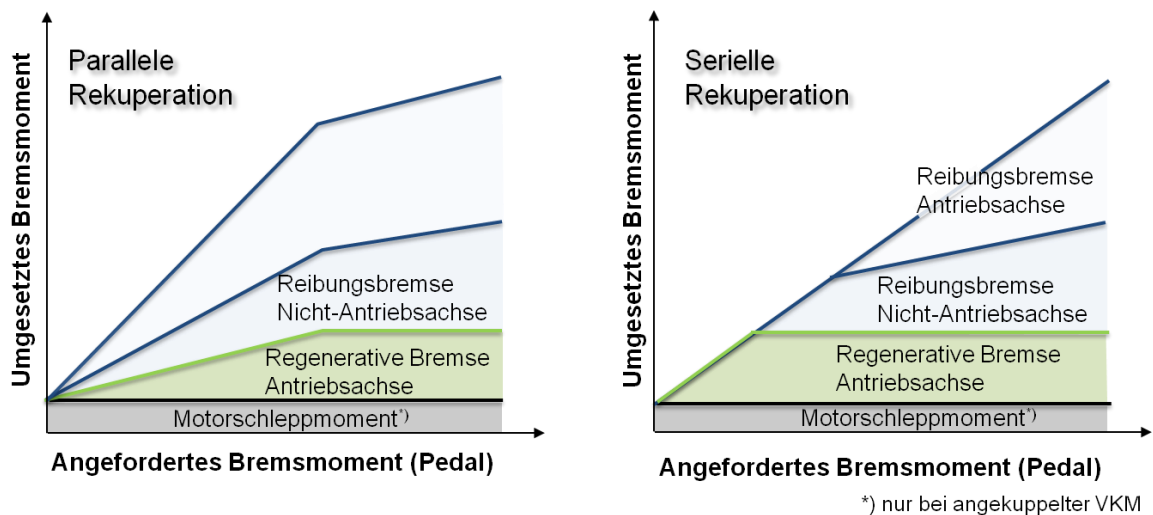
**Abbildung 9: Bremskräfte und Radlasten bei einer Kurvenfahrt. Die Bremskräfte werden im Verhältnis der Radlasten verteilt.**

Das ABS plus unterstützt den Fahrer auch in Ausweichmanövern. Durch eine Erkennung einer Kurvenabsicht werden auch in diesen Manövern die Bremskräfte radselektiv gesteuert, sodass größere Sicherheitsreserven beim Ausweichmanöver bestehen [22].

## 5.5 Brake-Blending

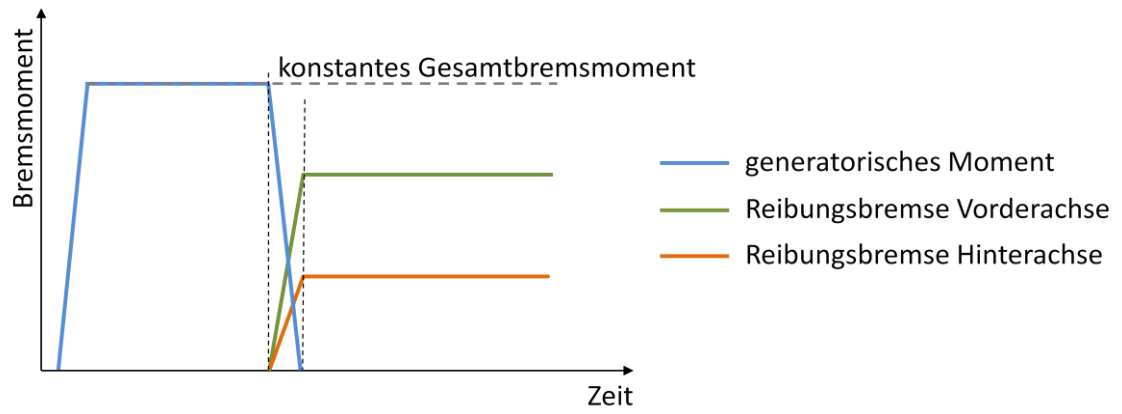
Bei Elektro- und Hybridfahrzeugen soll, soweit die Leistung des Elektromotors, der Ladezustand der Batterie und die Fahrdynamik es zulassen, über den generatorischen Betrieb des EMS verzögert werden. Da dies aufgrund der genannten begrenzenden Faktoren nicht immer möglich ist, ist ein Brake-Blending-fähiges Bremssystem notwendig, das die generatorische und hydraulische Bremse optimal verbindet und steuern kann (ohne negative Rückwirkungen auf den Fahrer).

Für das Brake-Blending bestehen unterschiedliche Strategien, wie sie in Abbildung 10 dargestellt sind. Bei der parallelen Rekuperation werden bei der Betätigung des Bremspedals generatorisches und hydraulisches Bremsmoment gleichzeitig aufgebaut. Dadurch wird auch bei geringen Verzögerungen die hydraulische Bremse beansprucht, obwohl der EM noch nicht an seiner Leistungsgrenze arbeitet. Aus energetischer Sicht ist diese Variante nicht sinnvoll, da durch die Reibungsbremse kinetische Energie in Wärme vernichtet wird. Bei der seriellen Rekuperation hingegen wird zuerst rein generatorisch gebremst bis die Leistungs- oder Fahrstabilitätsgrenze erreicht ist. Danach wird zusätzlich zum Rekuperationsmoment die Reibungsbremse aktiviert, sodass eine energetische optimale Rekuperation ermöglicht wird. Das Einblenden der Reibungsbremse sollte vorerst an der nicht-angetriebenen Achse erfolgen, da somit eine gleichmäßigere Bremskraftverteilung gegenüber der anfänglichen Rekuperation erreicht wird. Dazu ist ein blending-fähiges Bremssystem notwendig, das die Radbremse vom Bremspedal entkoppelt und die Bremsdrücke radindividuell und abhängig vom regenerativen Bremsmoment regeln kann.



**Abbildung 10: Paralleles und serielles Brake-Blending**

Im Modell wird ein vereinfachter Ansatz für die Blending-Strategie gewählt. Zu Beginn der Bremsung wird rein generatorisch verzögert (vgl. serielle Rekuperation, Abbildung 10). Wird an der angetriebenen Achse bei der Rekuperation ein Schlupfwert erreicht, wird das regenerativische Moment des Elektromotors zurückgefahren und die hydraulische Bremse betätigt. Dabei erfolgt ein Umschalten auf die feste installierte BKV. Der Impuls für die Umschaltung wird anhand von definierten Schlupf-Grenzwerten gegeben. Das Reibungsbremsmoment wird nun entsprechend der Schwelldauer eingeblendet, wobei gleichzeitig das generatorische Moment des EMs reduziert wird, sodass die Verzögerung konstant gehalten wird. Dieser Ansatz stellt im Vergleich zu den beiden beschriebenen Varianten der seriellen und parallelen Rekuperation den fahrdynamisch ungünstigsten Fall dar, weil die Unterschiede in der BKV vor und nach dem Umschalten am größtmöglichen sind. Abbildung 11 veranschaulicht den beschriebenen Brake-Blending-Ansatz und stellt sowohl das generatorische Bremsmoment als auch die beiden Reibungsbremsmomente an der Vorder- und Hinterachse dar.



**Abbildung 11: Schematische Darstellung des vereinfachten Brake-Blending-Ansatzes**

## 5.6 Zusammenfassung der Annahmen bei der Modellierung

Wie in den vorherigen Abschnitten erläutert, werden bei der Modellierung einige vereinfachende Annahmen getroffen. Diese werden an dieser Stelle gesammelt dargestellt.

- Modellierung des Antriebsstranges
  - Darstellung des Antriebs durch radindividuelle Antriebsmomente
  - Vernachlässigung der Trägheiten, Massen und Steifigkeiten im Antriebstrang
  - Keine Begrenzung der Motorleistung anhand eines Kennfeldes; EM kann beliebige Rekuperationsmomente zur Verfügung stellen
  - Darstellung eines festen Sperrwertes im Differential möglich
  - Abbildung des dynamischen Verhaltens der Motoren durch PT1-Verzögerungsglied
  
- Modellierung der Bremse
  - Darstellung der Reibungsbremse durch radindividuelle Momente
  - Bremsdynamik über PT1-Verzögerungsglied
  - Feste BKV
  - Keine Brems- und Fahrdynamikregelsysteme (ABS, ESP,EBV,CBC)
  
- Rekuperation und Brake-Blending
  - Bei der Rekuperation wird nur die angetriebene Achse verzögert (vgl. serielles Brake-Blending)
  - Darstellung der Brake-Blending-Funktion durch Umschalten zwischen Rekuperation und fester BKV („Brake-Switching“)
  - Umschaltung von Rekuperation auf die hydraulische Bremse erfolgt bei definierten Schlupf-Werten
  - Anteil der Rekuperation wird bei der Umschaltung auf die hydraulische Bremse zu null zurückgefahren.
  - Umschaltung erfolgt mit der Schwelldauer der hydraulischen Bremse
  - Gesamtbremsmoment wird bei der Umschaltung aufrechterhalten

## 6 Bremsen im Kreis

Das Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ untersucht das Fahrzeugverhalten bei kombinierter Längs- und Querdynamik. Aus einer stationären Kreisfahrt wird eine Bremsung mit definierter Längsverzögerung eingeleitet und der Lenkradwinkel konstant gehalten. Während des Manövers wird die Fahrzeugbewegung anhand definierter Bewegungsgrößen beschrieben und anschließend anhand objektiver Kenngrößen analysiert. Das Fahrmanöver soll die Beherrschbarkeit und die Stabilität des Fahrzeugs bei einer Bremsung in der Kurve aufzeigen.

### 6.1 Problemstellung

Wie bereits einführend erläutert, kann ein Teil der kinetischen Energie über die generatorische Wirkung des EMs zurückgewonnen und in der Batterie gespeichert und werden. In Abschnitt 5.4 wurde weiterhin erläutert, dass eine optimale Energieausnutzung nur gewährleistet werden kann, wenn von einer idealen oder festen BKV abgewichen wird. Dies ist nur so lange möglich, wie die notwendige Leistung von dem EM zur Verfügung steht und die Fahrstabilität gewährleistet werden kann. Letzteres ist nach den vorangegangenen Erläuterungen insbesondere bei überlagerter Längs- und Querkraft kritisch, sodass das Fahrmanöver Bremsung in einer Kurve als relevantes Manöver identifiziert werden konnte. Zur Analyse des zulässigen Rekuperationsbereiches unter Berücksichtigung der Fahrstabilität und der Wahrnehmbarkeit einer geänderten Fahrdynamik werden Simulationen des Fahrmanövers „Bremsen im Kreis“ unter der Variation der Randbedingungen und Fahrzeugparameter durchgeführt.

### 6.2 Randbedingungen

In der Norm DIN ISO 7975 [24] ist die Versuchsdurchführung und die Auswertung der Ergebnisse festgeschrieben. Aus einer stationären Kreisfahrt mit unterschiedlichen Ausgangsquerbeschleunigungen  $a_y$  werden Bremsmanöver verschiedener Längsverzögerungen  $a_x$  durchgeführt. Dabei werden zwei verschiedene Versuchsvarianten unterschieden: Fahrt auf konstantem Radius unter Variation der Geschwindigkeit oder Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit unter Variation des Kurvenradius. Bei der ersten Variante wird die Versuchsreihe auf einem definierten Kreisradius durchgeführt. Durch eine Variation der Fahrgeschwindigkeit werden unterschiedliche Querbeschleunigungen erzielt. Bei der zweiten Methode wird bei konstanter Geschwindigkeit der Kreisradius variiert, um die verschiedenen Querbeschleunigungen zu erreichen. In den hier vorliegenden Simulationen wird Variante 1 verwendet.

Aus der stationären Kreisfahrt werden Bremsmanöver mit definierten Längsverzögerungen eingeleitet. Die Längsverzögerung wird in einzelnen Simulationen schrittweise gesteigert bis die Kraftschlussgrenze eines Rades erreicht wird. Bremsungen mit blockierenden Rädern oder hohen Schlupfwerten (ABS-Regelbereich) werden nicht betrachtet, da hier die Bremsregelsysteme eingreifen würden, die die Bremsmomente radindividuell begrenzen.

In einzelnen Simulationen wird die stationäre Kreisfahrt eingestellt und das Fahrzeug dann definiert abgebremst. Dabei werden die Simulationen mit verschiedenen BKV durchgeführt, um das Fahrzeugverhalten bei reiner Rekuperation an der angetriebenen Achse, hydraulischer Bremsung mit fester BKV und dem vereinfachtem Brake-Blending-Ansatz (vgl. Abschnitt 5.5) zu untersuchen.

### **6.3 Kennparameter der Fahrzeugreaktion**

Bei den Versuchen wird die Fahrzeugbewegung anhand der Fahrgeschwindigkeit  $v$ , der Querbeschleunigung  $a_y$ , der Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}$ , der Längsverzögerung  $a_x$  und dem Schwimmwinkel  $\beta$  bestimmt. Für die einzelnen Bewegungsgrößen stellen sich charakteristische Verläufe in Abhängigkeit der Verzögerung ein. Dabei muss zwischen leichten bis mittleren und starken Verzögerungen (ABS-Regelbereich) unterschieden werden.

Beim Einsetzen der Bremsung nimmt die Fahrgeschwindigkeit  $v$  entsprechend der Längsverzögerung ab. Die Giergeschwindigkeit nimmt bei der stationären Kreisfahrt einen konstanten Wert an, der sich aus Fahrgeschwindigkeit und Kurvenradius definiert, sodass die Giergeschwindigkeit mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit auf dem konstanten Kurvenradius ebenfalls abnehmen müsste. In der Praxis kommt es zu einer Erhöhung der Giergeschwindigkeit nach Bremsbeginn, die durch die Radlastverlagerung in Folge der Längsverzögerung entsteht. Die erhöhte Radlast an der Vorderachse führt zu einer Erhöhung der Seitenkraft an der Vorderachse, während durch die Entlastung der Hinterachse die Seitenkraft an der Hinterachse abnimmt. Das daraus resultierende Giermoment führt zum Anstieg der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels, was ein Eindrehen des Fahrzeugs in die Kurve hinein bewirkt, sodass der befahrene Kurvenradius kleiner wird.

Dieser Effekt wird von Einflüssen der Umfangskraft auf das Seitenkraftverhalten des Reifens überlagert. Mit zunehmender Umfangskraft fällt das Seitenkraftpotential des Reifens ab, sodass die Achse mit der höheren Bremskraft weniger Seitenkraftpotential besitzt. Bei leichten bis mittleren Verzögerungen überwiegt der Effekt der Achslastverschiebung. Erst bei starken Verzögerungen überwiegt der Einfluss der Umfangskraft und wirkt dem Anstieg der Seitenkraft an der Vorderachse entgegen bzw. unterstützt die Abnahme der Seitenkraft an der Hinterachse.



Das durch die Radlastverlagerung entstehende Giermoment wird durch einen hohen Bremskraftanteil an der Vorderachse abgeschwächt, sodass das Fahrzeug weniger in die Kurven eindreht oder sogar an der Vorderachse die Seitenführung verliert und aus der Kurve hinausfährt. Bei einem hohen Bremskraftanteil an der Hinterachse wird die Seitenkraft an der Hinterachse stärker herabgesetzt, sodass das das kurveneindrehende Giermoment verstärkt wird.

In der Norm [24] sind Kennparameter definiert, die einen objektiven Vergleich der Fahrzeugreaktionen erlauben. Die definierten Kennparameter sind in der Tabelle 2 zusammengefasst. Abbildung 12 stellt die Kennparameter von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel anhand eines Beispiels anschaulich dar.

**Tabelle 2: Kennparameter Bremsen im Kreis**

<b>Kennparameter</b>	<b>Definition</b>
Stationäre Giergeschwindigkeit	$\dot{\psi}_0$
Maximale Giergeschwindigkeit	$\dot{\psi}_{max}$
Giergeschwindigkeit 1 Sekunde nach Bremsbeginn	$\dot{\psi}_{1s}$
Referenzgiergeschwindigkeit (berechnet aus Kurvenradius und v)	$\dot{\psi}_{Ref}$
Differenz Giergeschwindigkeit max	$\dot{\psi}_{max} - \dot{\psi}_{Ref,max}$
Differenz Giergeschwindigkeit 1s: Differenz der Giergeschwindigkeit und Referenz 1 Sekunde nach Bremsbeginn	$\dot{\psi}_{1s} - \dot{\psi}_{Ref,1s}$
Verhältnis Giergeschwindigkeit stationär und maximal	$\dot{\psi}_{max} / \dot{\psi}_0$
Verhältnis Giergeschwindigkeit stationär und nach 1 Sekunde	$\dot{\psi}_{1s} / \dot{\psi}_0$
Zeit bis zur maximalen Giergeschwindigkeit	$t_{\dot{\psi}max}$
Stationärer Schwimmwinkel	$\beta_0$
Maximaler (minimaler) Schwimmwinkel	$\beta_{max}$
Schwimmwinkel nach 1s	$\beta_{1s}$
Differenz Schwimmwinkel stationär und maximal	$\beta_{max} - \beta_0$
Differenz Schwimmwinkel stationär und nach 1s	$\beta_{1s} - \beta_0$
Zeit bis zum maximalen (minimalen) Schwimmwinkel	$t_{\beta max}$
Querbeschleunigung nach einer Sekunde	$a_{y1s}$
Zeit bis Querbeschleunigung gleich Null	$t_{ay0}$
Kursabweichung zum Soll-Kurs nach einer Sekunde	$\Delta_{1s}$

Darüber hinaus sind in Abbildung 13 die typischen Kursverläufe des Fahrzeugs nach Bremsbeginn dargestellt. Durch den Effekt der Achslastverschiebung zur Vorderachse kommt es zu einem Eindrehen des Fahrzeugs in die Kurve. Der befahrene Kreisradius wird kleiner. Überwiegt der Effekt der Umfangskraft an der Vorderachse, so kommt es zu einem Verlust der Seitenführungskraft und das Fahrzeug verlässt den Kreis zum Kurvenäußeren. Der Kennparameter der Kursabweichung gibt den Abstand vom tatsächlichen Fahrkurs zum Soll-Kurs eine Sekunde nach Bremsbeginn an. Eine Abweichung nach innen ist positiv definiert.

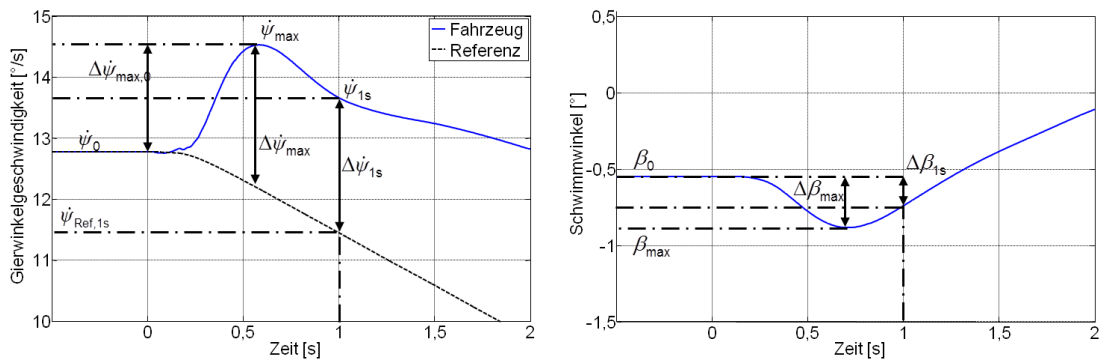


Abbildung 12: Definition der Kennparameter von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel

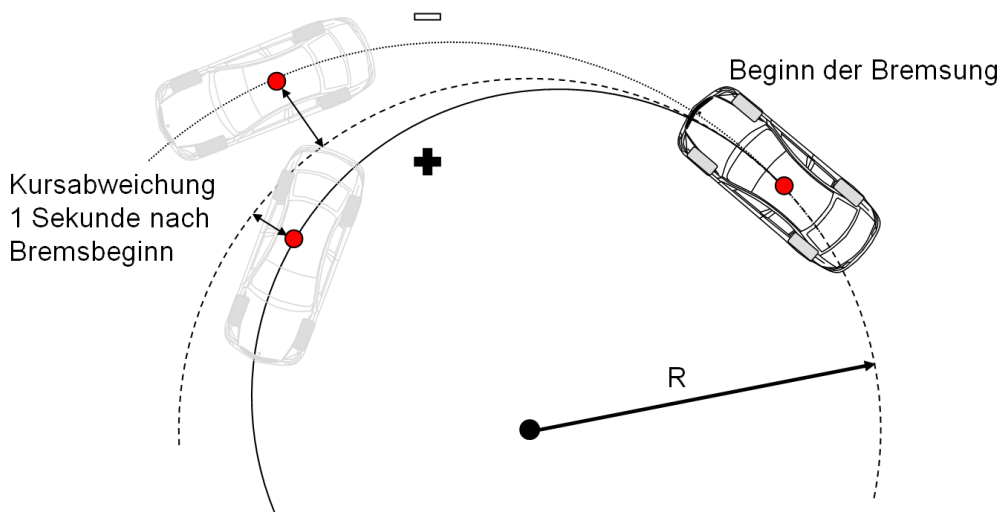
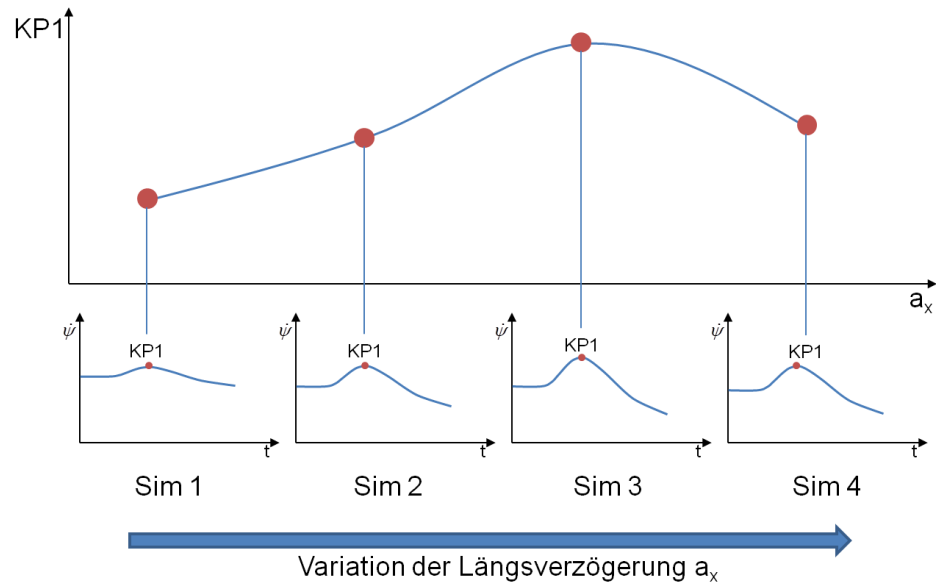


Abbildung 13: Kursabweichung beim Bremsen im Kreis

Die Kennparameter werden für jeden Simulationsdurchlauf berechnet und in Abhängigkeit der Anfangslängsbeschleunigung aufgetragen. Daraus ergibt sich für jeden Simulationsdurchlauf (Querbeschleunigung, Kurvenradius, Reibwert) und jede Fahrzeugkonfiguration für jeden

Kennparameter eine Kennlinie, die das Fahrzeugverhalten beschreibt. Abbildung 14 veranschaulicht die Entstehung der Kennlinien aus den Simulationsergebnissen anhand eines Beispiels.



**Abbildung 14: Schemata zur Entstehung der Kennlinien**

## 6.4 Durchführung

Bei den Simulationen wird auf konstantem Kurvenradius unter Variation der Fahrgeschwindigkeit gefahren und aus dem stationären Zustand eine Verzögerung eingeleitet. In der Norm sind Standardbedingungen definiert, die auch hier als Ausgangsbasis für die Simulationsstudie verwendet werden. Um die Auswirkungen und Einflüsse der Rekuperation umfangreich und repräsentativ zu analysieren, werden die Randbedingungen in einem weiten Bereich von Querschleunigung, Kurvenradius und Reibwert variiert. Ausgehend von den in der Norm definierten Standardbedingungen werden die Parameter gezielt variiert. Die Tabelle 3 gibt einen Überblick über die untersuchten Fahrzustände.

**Tabelle 3: Parametervariation für Bremsen im Kreis**

<b>Kurvenradius [m]</b>	<b>Querschleunigung [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Geschwindigkeit [km/h]</b>	<b>Reibwert <math>\mu</math></b>
100	5	81	1
100	7	95	1
100	3	62	1
50	5	57	1
50	7	67	1
50	3	44	1
300	5	140	1
300	3	108	1
100	3	62	0,5
50	3	44	0,5
300	3	108	0,5

In Folgenden werden die Ergebnisse der beiden Beispielfahrzeuge in den genannten Fahrmanövern nacheinander dargestellt und diskutiert. Einflüsse von Querschleunigung, Kurvenradius und Reibwert lassen sich somit erkennen.

## 6.5 Ergebnisse Beispielfahrzeug Golf (Frontantrieb)

Das folgende Kapitel zeigt die Simulationsergebnisse des Fahrmanövers „Bremsen im Kreis“ unter der Variation der Randbedingungen sowie der BKV. Die Fahrzeugreaktionen bei reiner Rekuperation an der Vorderachse werden mit denen bei verschiedenen festen BKV verglichen.

**R=100m,  $a_y=5 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert,  $v=81 \text{ km/h}$**

Das Fahrzeug befindet sich in der stationären Kreisfahrt, wenn die Verzögerung eingeleitet wird. Die Verzögerungen werden im Bereich von  $a_x=1 - 6 \text{ m/s}^2$  variiert. Simuliert werden zwei feste BKV ( $i=0,15$  und  $i=0,25$ ) und die reine Rekuperation an der angetriebenen Vorderachse.

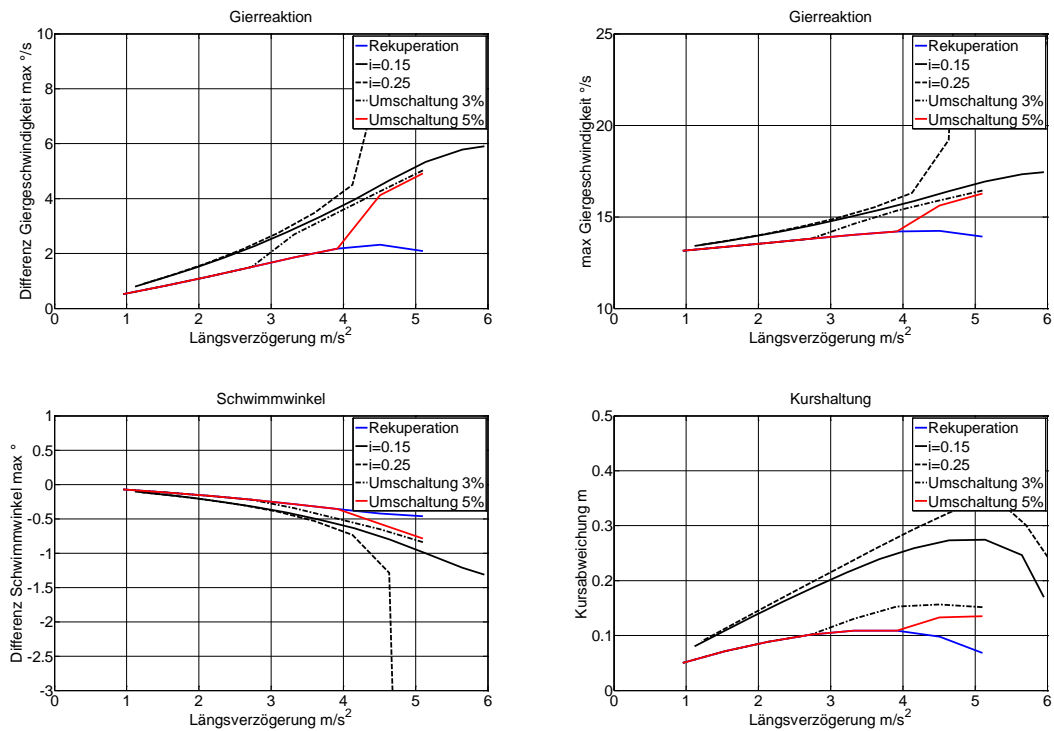


Abbildung 15: Golf: R=100 m,  $a_y=5 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert.

In der Abbildung 15 sind die Verläufe für die Kennparameter der Giergeschwindigkeit, des Schwimmwinkels sowie der Kursabweichung in Abhängigkeit der Längsverzögerung dargestellt. Die Änderungen des Schwimmwinkels sowie der maximalen Giergeschwindigkeit nehmen mit steigender Verzögerung zu. Ab einer Verzögerung von  $a_x=4 \text{ m/s}^2$  fallen die Kennlinien für die Rekuperation ab. Die großen Umfangskräfte an der Vorderachse reduzieren die Seitenkräfte, sodass der Effekt der Radlastverlagerung kompensiert wird. Bei einer Verzögerung von  $a_x=5 \text{ m/s}^2$  verliert das kurveninnere Vorderrad die Haftung und droht zu blockieren.

Bei den festen BKV zeigen sich erwartungsgemäß größere Fahrzeugreaktionen als bei der Rekuperation. Unterschiede zwischen den Fahrzeugreaktionen mit den beiden festen BKV treten erst ab Verzögerungen von  $a_x=3 \text{ m/s}^2$  auf. Bei einem Bremskraftanteil an der Hinterachse von  $i=0,25$  zeigt das Fahrzeug bei Verzögerung größer als  $a_x=4 \text{ m/s}^2$  deutliche Gier- und Schwimmwinkelreaktion und droht instabil zu werden. Die zunehmende Umfangskraft an der Hinterachse und die Radlastverlagerung führen zu einer deutlichen Abnahme der Seitenkraft an der Hinterachse, die die starke Eindrehtendenz erklärt.

Die feste BKV mit  $i=0,15$  ermöglicht Verzögerungen von bis zu  $a_x=6 \text{ m/s}^2$  ohne das Fahrzeug in einen instabilen Zustand zu bringen. Bevor die Hinterachse zu viel Seitenkraft verliert, führt die Umfangskraft an der Vorderachse ebenfalls zu einer Reduzierung der Seitenkraft, sodass die Eindrehtendenz begrenzt wird.

Die Fahrzeugreaktion bei der Rekuperation ist deutlich schwächer als die bei den beiden festen BKV, wie es aufgrund der fehlenden Bremskraft an der Hinterachse zu erwarten ist. Insgesamt bleiben die Fahrzeugreaktionen bei der Rekuperation unterhalb der in Kapitel 4 definierten Wahrnehmbarkeitsschwelle von 3%/s. Bei den beiden Varianten mit fester BKV treten mit zunehmenden Längsverzögerungen auch wahrnehmbare Gierreaktionen auf.

Bei Verzögerungen ab  $a_x=4 \text{ m/s}^2$  treten wahrnehmbare Änderungen zwischen den Fahrzeugvarianten mit und ohne Rekuperation auf. Neben den festen BKV und der Rekuperation werden daher auch zwei Brake-Blending Varianten simuliert (vgl. Abschnitt 5.5). In Abhängigkeit des Schlupfes des kurveninneren Vorderrades (3% und 5%-Schwelle) wird von der reinen Rekuperation auf die feste BKV ( $i=0,15$ ) umgeschaltet. Die beiden Verläufe in Abbildung 15 zeigen, dass bei diesen Grenzwerten Verzögerungen bis ca.  $a_x=3 \text{ m/s}^2$  bzw.  $a_x=4 \text{ m/s}^2$  über die Rekuperation möglich sind. Durch das Umschalten kann sichergestellt werden, dass das Fahrzeug nicht untersteuernd aus der Kurve schiebt. Die Verläufe der Kennparameter nähern sich dem der festen BKV beim Umschalten an, sodass es zu keinen wahrnehmbaren Veränderungen im Fahrverhalten zwischen den Varianten kommt.

Die Gier- und Schwimmwinkelreaktionen sowie die Kursabweichung sind bei der Rekuperation geringer als bei den Varianten mit der konventionellen Bremse. Dies führt nach Kapitel 4 zu einer besseren Beurteilung des Fahrverhaltens beim Bremsen in der Kurve. Auch die geringere Kursabweichung bewirkt einen geringeren Korrekturaufwand für den Fahrer, der als komfortabel empfunden werden kann.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Zeitverläufe der Fahrzeugbewegungsgrößen bei einer Verzögerung von  $a_x=5 \text{ m/s}^2$  mit reiner Rekuperation, hydraulischer Bremsung ( $i=0,15$ ) und Umschaltung von Rekuperation auf hydraulische Bremse bei unterschiedlichen Schlupf-

Schwellen. Die Fahrzeugreaktion bei der Rekuperation ist deutlich geringer als bei den Varianten mit fester BKV. Außerdem sind zwei Verläufe dargestellt, bei denen von der Rekuperation auf die Bremse während der Bremsung umgeschaltet wird. Erreicht das kurveninnere Vorderrad den Schlupf-Grenzwert von 3% bzw. 5%, wird das regenerativische Moment des EMs zurückgenommen und die hydraulische Bremse eingeblendet. Die Fahrzeugreaktionen nähern sich bei der Umschaltung den Reaktionen mit fester BKV an, ohne dass es zu wahrnehmbaren Veränderungen kommt.

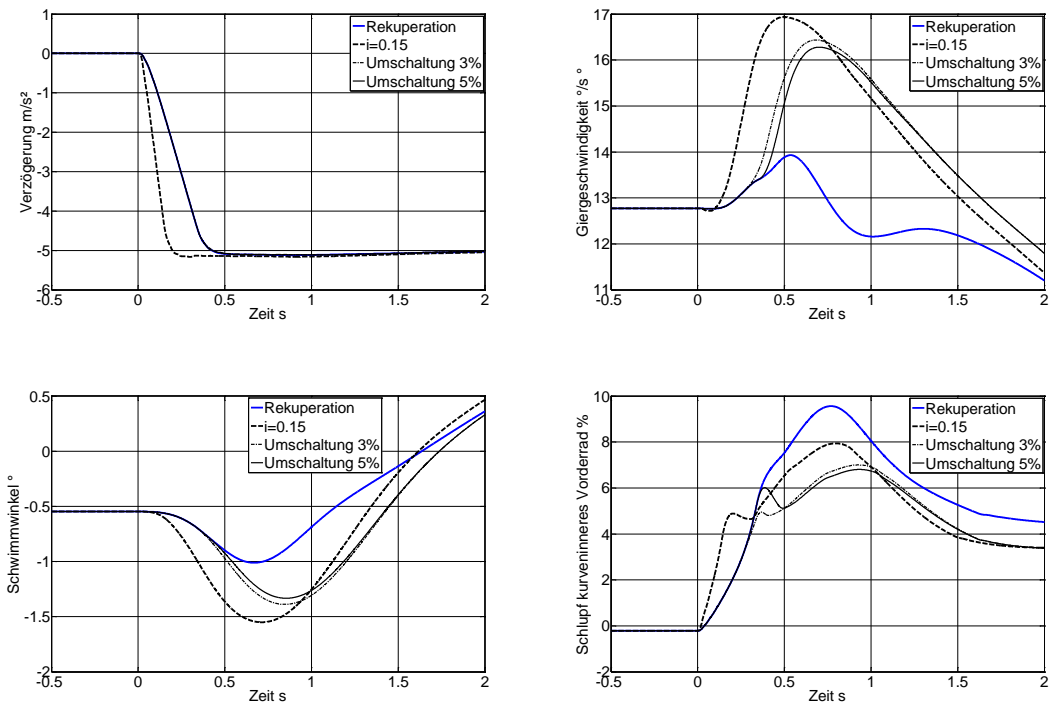


Abbildung 16: Golf:  $R=100$  m,  $a_y=5$  m/s<sup>2</sup>,  $a_x=5$  m/s<sup>2</sup>, Hochreibwert.

### **$R=100$ m, $a_y=7$ m/s<sup>2</sup>, Hochreibwert, $v=95$ km/h**

Der Versuch wird bei gleichen Randbedingungen jedoch erhöhter Querschleunigung ( $a_y=7$  m/s<sup>2</sup>) wiederholt. Insgesamt zeigt sich eine deutlich erhöhte Giergeschwindigkeit- und Schwimmwinkelreaktion im Vergleich zum vorherigen Versuch bei geringerer Querschleunigung. Es zeigt sich, dass das Fahrzeug bei Bremsungen mit der hydraulischen Bremse bereits bei Verzögerungen von knapp über  $a_x=2$  m/s<sup>2</sup> deutlich wahrnehmbare Reaktionen aufzeigt und droht instabil zu werden. Ein Eingreifen von ABS und ESP wäre hier zur Stabilisierung notwendig. Bei der Rekuperation sind die Fahrzeugreaktionen deutlich geringer und Verzögerungen bis  $a_x=3$  m/s<sup>2</sup> sind möglich, bevor auch hier die Schlupfwerte am

kurveninneren Vorderrad merkbar ansteigen. Die hohen Umfangskräfte an der Vorderachse wirken hier der starken Eindrehtendenz entgegen und reduzieren die Fahrzeugreaktionen.

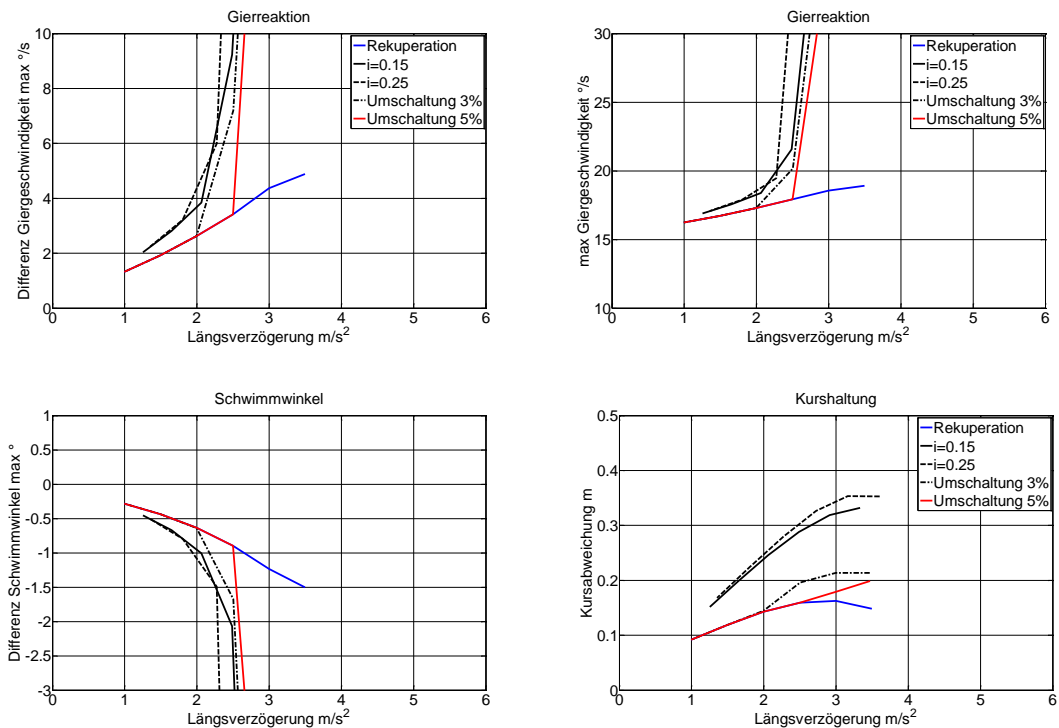


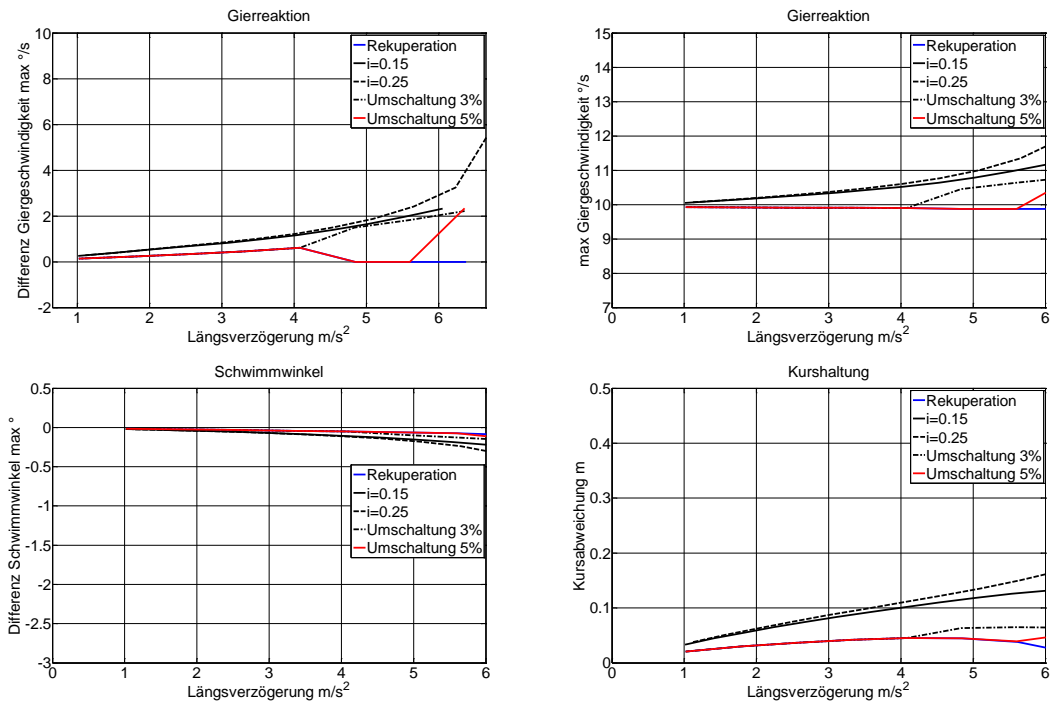
Abbildung 17: Golf: R=100 m,  $a_y=7$  m/s<sup>2</sup>, Hochreibwert

Ein Umschalten auf die hydraulische Bremse mit fester BKV bei den definierten Schlupfgrenzen (3%/5%) ist an dieser Stelle nicht sinnvoll, da die Bremskraft an der Hinterachse die Fahrzeugreaktionen unerwünscht verstärkt. Das Zuschalten einer Bremskraft an der Hinterachse ist hier nur zum Erreichen der maximal möglichen Verzögerung sinnvoll. Dies sollte durch die ABS plus Funktionalität mit asymmetrischen Bremskräften an der Vorderachse einhergehen, um die Fahrstabilität zu verbessern.

Die Unterschiede im Fahrzeugverhalten bei der Verzögerung sind deutlich wahrnehmbar, wobei sie den Fahrer bei der Rekuperation weniger fordern als bei der konventionellen Bremse.



**R=100 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert,  $v=62 \text{ km/h}$**



**Abbildung 18: Golf: R=100 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert**

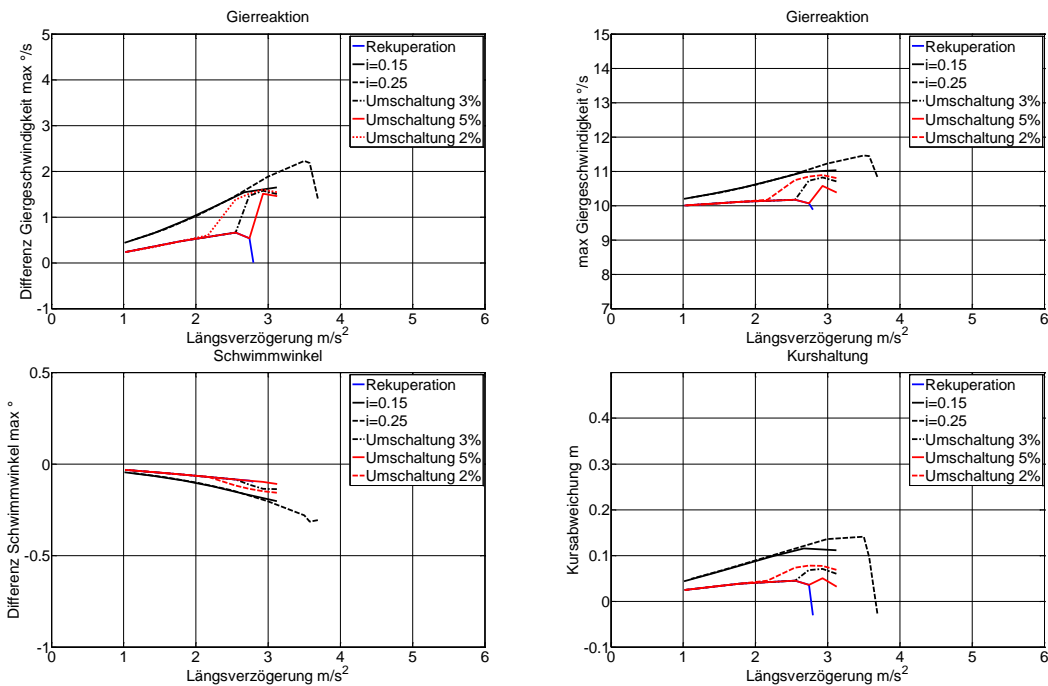
Der Versuch wird nun mit der verringerten Querbefleunigung von  $a_y=3 \text{ m/s}^2$  durchgeführt. Insgesamt zeigen sich hierbei sehr geringe Fahrzeugreaktionen, wie es auf Grund der niedrigen Querbefleunigung zu erwarten ist. Entsprechend zeigen sich auch nur sehr kleine Unterschiede zwischen Reaktionen der Fahrzeugvarianten. Wie auch bei den höheren Querbefleunigungen, zeigen sich auch hier die geringsten Fahrzeugreaktionen bei der reinen Rekuperation. Bei Verzögerungen größer als  $a_x=5 \text{ m/s}^2$  gibt es bei der Rekuperation keinen Überschwinger in der Giergeschwindigkeit nach Bremsbeginn, da der Einfluss der Umfangskraft überwiegt und das Fahrzeug droht die Kurve nach außen zu verlassen. Wird bei einer Schlupf-Schwelle von 3% auf die hydraulische Bremse umgeschaltet, so ergibt sich durch die Änderungen der Umfangs- und Seitenkräfte eine Eindrehtendenz des Fahrzeugs und die Untersteuertendenz wird verringert.

Die Fahrzeugreaktionen liegen bei allen Varianten unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen. Ein Umschalten ist aus Sicht der Fahrstabilität sowie der Wahrnehmbarkeit nicht erforderlich. Durch die Umschaltung bei 3 oder 5% kann eine leichte Eindrehtendenz erreicht werden.

**R=100 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert ( $\mu=0,5$ ),  $v=62 \text{ km/h}$**

Bei gleicher Querbewegung von  $a_y=3 \text{ m/s}^2$  wird der Reibwert des Reifen-Straßenkontakts auf  $\mu=0,5$  verringert. Damit wird eine stark bewässerte Fahrbahn simuliert. Bei der gewählten Querbewegung von  $a_y=3 \text{ m/s}^2$  liegt somit bereits eine hohe Kraftschlussbeanspruchung durch die Seitenkraft an.

Die Giergeschwindigkeits- und Schwimmwinkeländerungen sind bei allen Fahrzeugvarianten und Verzögerungen unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwelle (siehe Abbildung 19). Bei Verzögerungen von  $a_x=2,5 \text{ m/s}^2$  wird die Seitenkraft der Vorderachse aufgrund der hohen Umfangskraft bei der reinen Rekuperation stark vermindert, wodurch das Fahrzeug der Kurve nicht mehr folgen kann, wie im Diagramm der Kurshaltung zu erkennen ist. Bei reiner Rekuperation stellt sich eine negative Kursabweichung ein, die bei weiterer Steigerung der Umfangskraft zunimmt. Durch das Umschalten auf die feste BKV kann die Untersteuertendenz verhindert und eine leichte Eindrehtendenz erzielt werden.

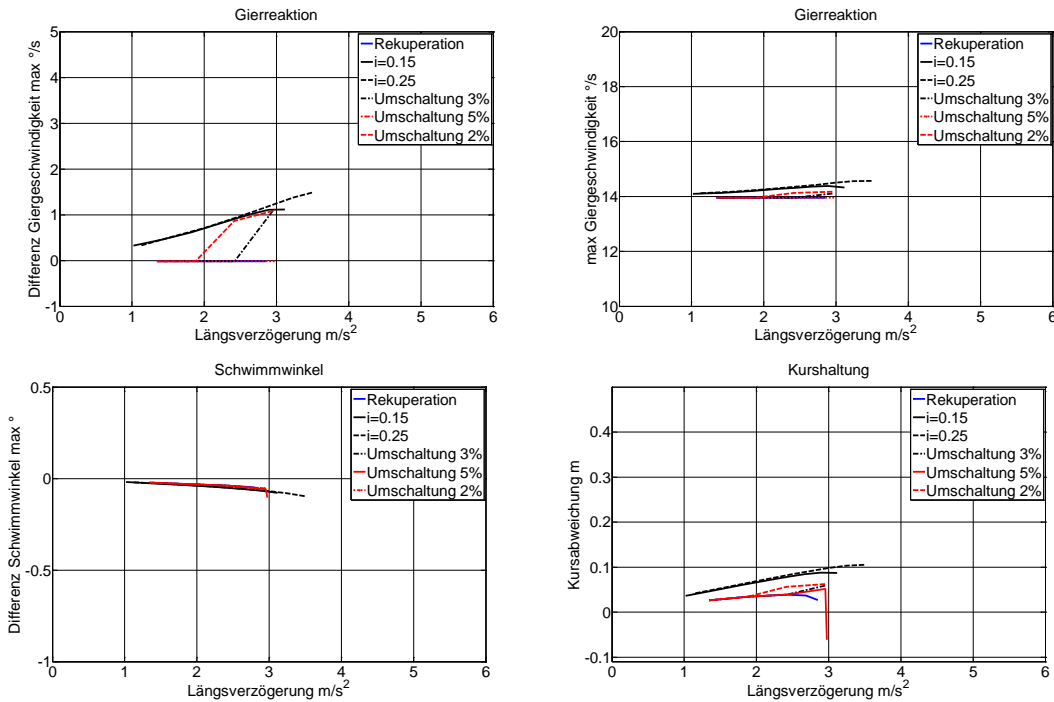


**Abbildung 19: Golf: R=100 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert**

Wie sich anhand der Verläufe der Verzögerungen mit der hydraulischen Bremse erkennen lässt, ist in dieser Situation ein Bremsmoment an der Hinterachse vorteilhaft. Das Fahrzeug dreht leicht in die Kurve hinein und die maximale Verzögerung steigt auf über  $a_x=3 \text{ m/s}^2$  an.

**R=50 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert ( $\mu=0,5$ )**

Der Versuch wird erneut auf einem geringeren Kurvenradius durchgeführt. Das Fahrzeug befährt einen Kreis mit einem Radius von  $R=50 \text{ m}$  mit einer Querbeschleunigung von  $a_y=3 \text{ m/s}^2$  auf Niedrigreibwert. Bei der Verzögerung mit der reinen Rekuperation an der Vorderachse zeigt sich eine sehr geringe Fahrzeugreaktion bis das Fahrzeug beginnt, die Kurve nach außen zu verlassen, wie es das Diagramm der Kurshaltung in Abbildung 20 zeigt.



**Abbildung 20: Golf: R=50 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert**

Die Giergeschwindigkeit nimmt ohne Überschwinger mit der Verzögerung ab. Bei der festen BKV zeigt sich auch hier ein Überschwinger in der Giergeschwindigkeit. Im Verlauf des Schwimmwinkels lassen sich keine merklichen Unterschiede feststellen. Die Fahrzeugreaktionen aller Varianten liegen deutlich unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen.

Die maximal erreichbare Verzögerung über die Rekuperation beträgt ca.  $a_x=3 \text{ m/s}^2$ , bei der das Fahrzeug beginnt aus der Kurve zu rutschen, da die Vorderräder die Seitenkraft verlieren. Durch das Umschalten auf die hydraulische Bremse bei definierten Schlupfwerten kann dies verhindert werden, wie die Ergebnisse zeigen.

Die nachfolgende Abbildung 21 zeigt die Zeitverläufe der Bewegungsgrößen bei einer Verzögerung von  $a_x=2,8 \text{ m/s}^2$  für die unterschiedlichen Fahrzeugvarianten. Die Fahrzeugreaktionen unterscheiden sich nur unwesentlich. Um einem Verlassen der Kurven nach

außen sicher entgegenzuwirken, ist eine geringe Umschaltsschwelle von der Rekuperation auf die hydraulische Bremse sinnvoll. Ein leichtes Bremsmoment an der Hinterachse unterstützt die Eindrehtendenz und vermindert die Untersteuertendenz.

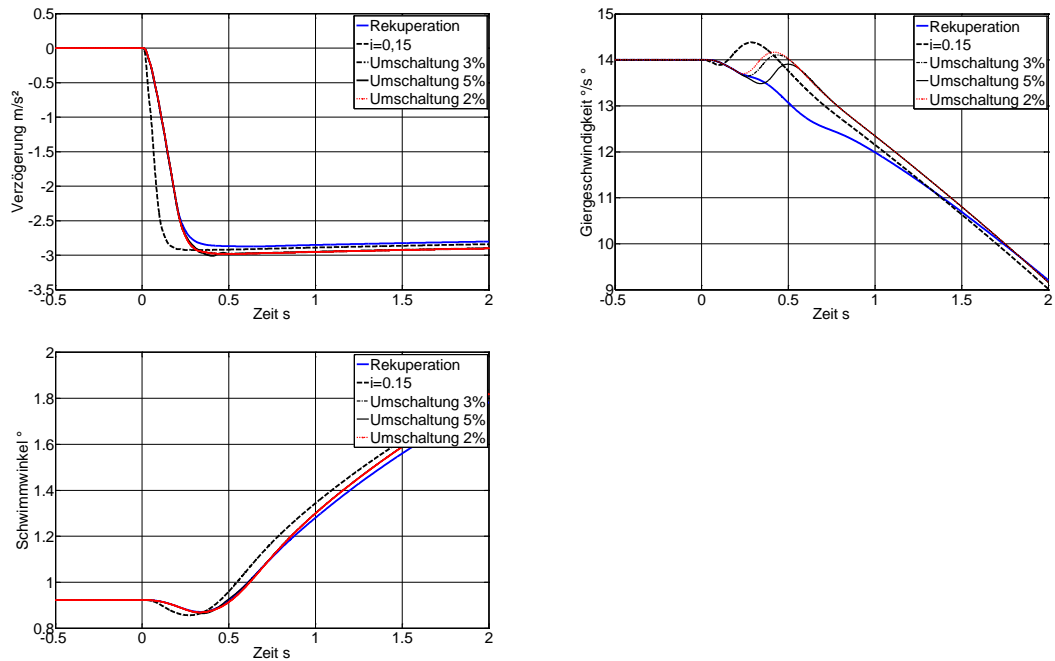
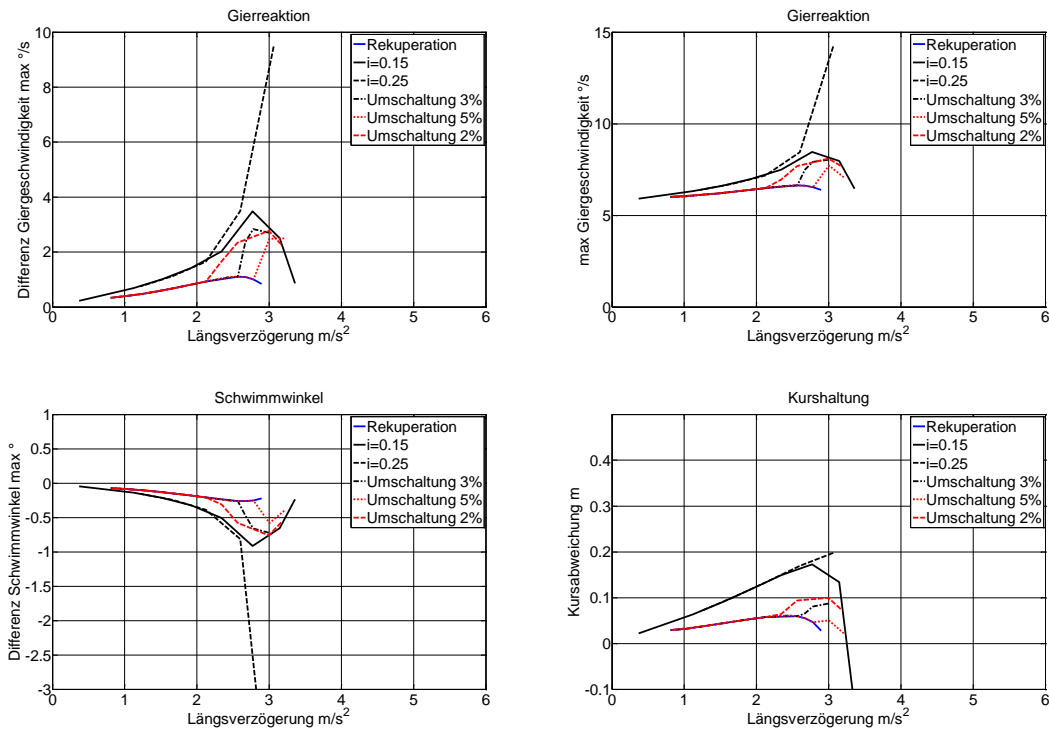


Abbildung 21: Golf: R=50 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ ,  $a_x= 2,8 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert

**R=300 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert,  $v=108 \text{ km/h}$**

Der Kurvenradius wird im nächsten Versuch auf  $R=300 \text{ m}$  erhöht. Bei gleichbleibender Querbeschleunigung von  $a_y=3 \text{ m/s}^2$  ergibt dies eine Fahrgeschwindigkeit von  $108 \text{ km/h}$ . Mit der Rekuperation sind bei diesen Randbedingungen Verzögerungen von bis zu  $a_x=3 \text{ m/s}^2$  ohne wahrnehmbare ungewollte Fahrzeugreaktionen möglich, bevor die Vorderräder die Seitenkraft verlieren und das Fahrzeug droht die Kurve nach außen zu verlassen. Bei einem Bremskraftanteil an der Hinterachse von  $i=0,25$  reagiert das Fahrzeug mit einer starken Eindrehtendenz auf einen Bremsbefehl. Ab Verzögerungen von  $a_x=2,5 \text{ m/s}^2$  zeigt das Fahrzeug deutliche Gier- und Schwimmwinkelreaktionen und droht instabil zu werden. Bei einem geringeren Bremskraftanteil an der Hinterachse mit  $i=0,15$  zeigen sich bei mittleren Verzögerungen deutliche Reaktionen, mit zunehmender Verzögerung überwiegt jedoch der Effekt der Umfangskraft an der Vorderachse, sodass die Eindrehtendenz geschwächt wird und das Fahrzeug nicht instabil wird. Die größeren Umfangskräfte an der Vorderachse wirken sich durch die Reduzierung der Seitenkräfte stabilisierend aus.

Durch das Umschalten auf die hydraulische Bremse bei höheren Schlupfwerten an den Vorderrädern lässt sich eine eindrehende Tendenz erzeugen und starkes Untersteuern vermeiden.

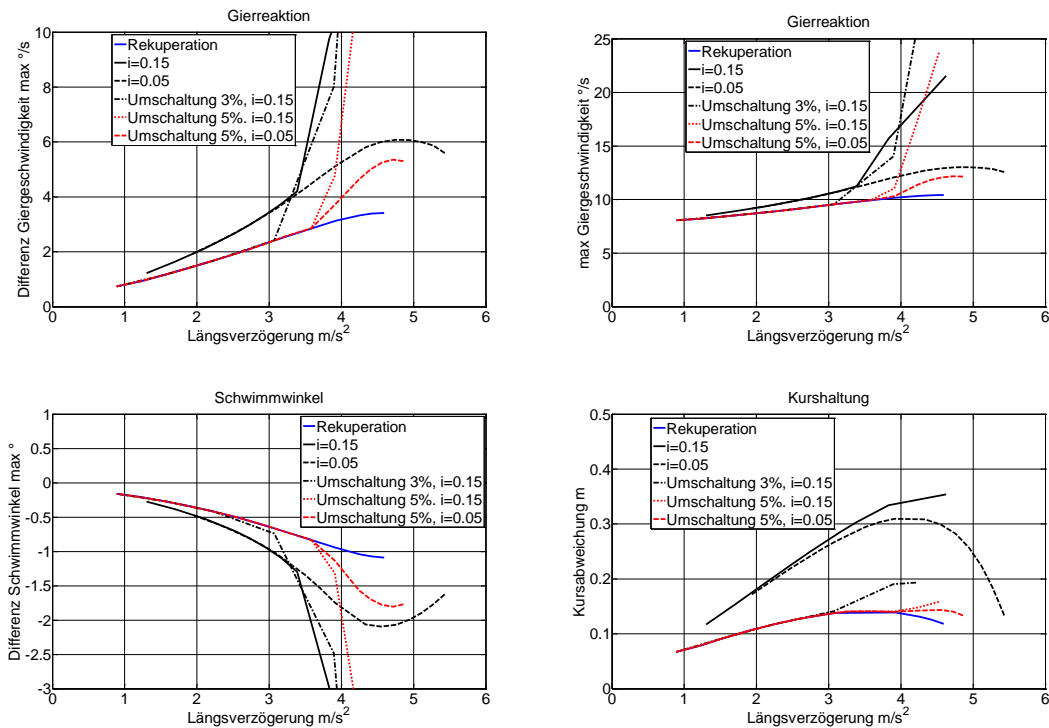


**Abbildung 22: Golf: R=300 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert**

**R=300 m,  $a_y=5\text{ m/s}^2$ , Hochreibwert,  $v=140\text{ km/h}$**

Der Versuch wird auf Hochreibwert mit erhöhter Querbewegung ( $a_y=5\text{ m/s}^2$ ) wiederholt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt nun  $140\text{ km/h}$ . Beim Bremsen mit der hydraulischen Bremse kommt es zu einer deutlichen Erhöhung der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels. Die geringsten Reaktionen zeigt das Fahrzeug erwartungsgemäß mit der Rekuperation an der Vorderachse. Bei einem Bremskraftanteil an der Hinterachse von  $i=0,15$  verliert die Hinterachse durch die Entlastung und die Umfangskraft bei Verzögerungen über  $a_x=3\text{ m/s}^2$  deutlich an Seitenkraft, sodass das Fahrzeug eine starke Eindrehtendenz aufweist. Eine Verringerung des Bremskraftanteils an der Hinterachse auf  $i=0,05$  bringt einen erheblichen Stabilitätsvorteil und ermöglicht stabile Verzögerungen bis  $a_x=5\text{ m/s}^2$ . Die Rekuperation kann für Verzögerungen bis  $a_x=4,5\text{ m/s}^2$  verwendet werden. Bei höheren Verzögerungen drohen die Vorderräder zu blockieren und die Seitenführung zu verlieren.

Ein Umschalten zur hydraulischen Bremse ist erst bei relativ hohen Schlupfwerten sinnvoll. Der Anteil der Bremskraft an der Hinterachse darf dabei aber auch nur sehr gering sein ( $i=0,05$ ). Insgesamt bietet die Rekuperation in dieser Fahrsituation eine erhebliche Dämpfung der Fahrzeugreaktionen beim Bremsen und verzögert einen ABS/ESP-Eingriff, der durch einen zu hohen Bremskraftanteil an der Hinterachse erzeugt werden würde.



**Abbildung 23: Golf: R=300 m,  $a_y=5\text{ m/s}^2$ , Hochreibwert**

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Zeitverläufe bei einer Verzögerung von  $a_x=4,5 \text{ m/s}^2$ . Die Verläufe verdeutlichen, dass die Rekuperation einen Stabilitätsvorteil gegenüber der hydraulischen Bremse hat. Des Weiteren zeigen die Verläufe, dass ein Umschalten bei einer Schlupfgrenze von 5% das Untersteuern vermeidet. Früheres Umschalten ist in dieser Situation nicht sinnvoll, da selbst geringe Bremskraftanteile an der Hinterachse eine deutliche Vergrößerung der Gier und Schwimmwinkelreaktionen bewirken.

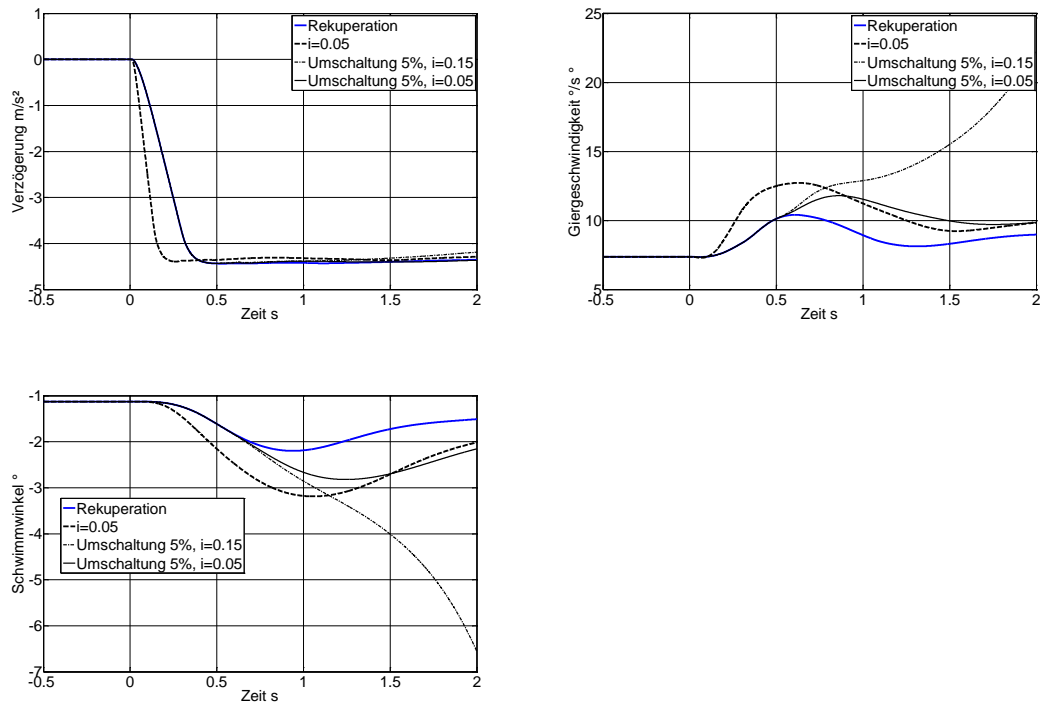


Abbildung 24: Golf: 300 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert

## Einfluss des Sperrwertes

In den vorherigen Untersuchungen ist ein Sperrwert von  $S=5\%$  gewählt, um die Reibung in einem konventionellen offenen Differential abzubilden. Wie in Kapitel 5.2 beschrieben ist, werden die Antriebsmomente durch die Sperrwirkung asymmetrisch verteilt und sorgen für kurvenausdrehende stabilisierende Giermomente.

Bei der Rekuperation wird somit mehr generatorisches Moment auf die kurvenäußeren Räder verschoben, sodass das kurveninnere Rad weniger Antriebsmoment übertrage muss und folglich später die Kraftschlussgrenze erreicht. Das aus der asymmetrischen Momentenverteilung resultierende Giermoment beeinflusst das Kurvenbremsverhalten ebenfalls.

Die nachfolgenden Ergebnisse zeigen den Einfluss des Sperrwertes auf die Fahrzeugreaktionen beim Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ bei der Rekuperation am Beispiel der Standardbedingungen ( $R=100\text{ m}$ ,  $a_y=5\text{ m/s}^2$ , Hochreibwert). Der Sperrwert wird zwischen 0 – 15 % schrittweise verändert.

Die Fahrzeugreaktionen der Varianten mit Sperrwerten zwischen  $S=0\%$  (ideal offenes Differential) und  $S=15\%$  zeigen klar erkennbare Unterschiede in der Gierreaktion, dem Schwimmwinkel und der Kursabweichung. Mit zunehmender Sperrwirkung des Differentials wird die Fahrzeugreaktion vermindert, wie es nach der Theorie zu erwarten ist (Abbildung 25).

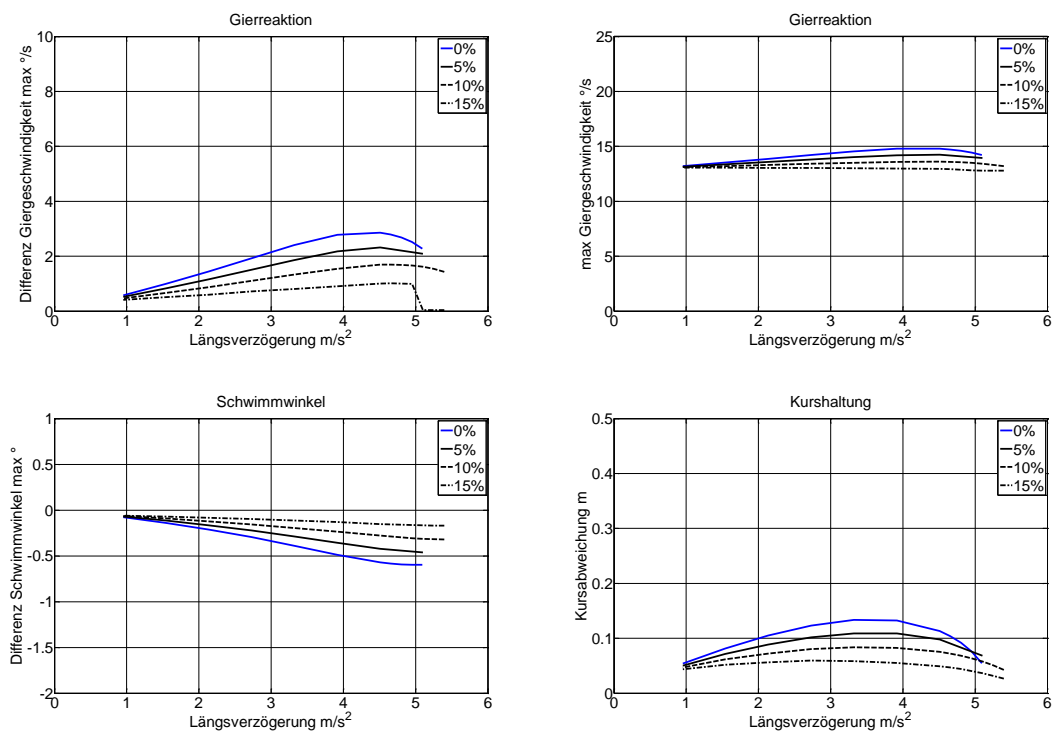


Abbildung 25: Golf: Einfluss des Sperrwertes:  $R=100\text{ m}$ ,  $a_y= 5\text{ m/s}^2$ , Hochreibwert



Wie in den vorangegangenen Abschnitten dargelegt ist, zeigt das Fahrzeug mit reiner Rekuperation an der Vorderachse deutlich geringere Reaktionen als das Fahrzeug mit einer konventionellen Reibungsbremse mit einer festen BKV zwischen der Vorder- und Hinterachse. Durch die Sperrwirkung des Differentials kommt es zu einer weiteren Reduzierung der Fahrzeugreaktion in Folge einer Bremsung. Mit zunehmender Sperrwirkung im Differential steigt auch die maximal erzielbare Verzögerung durch die Rekuperation (Leistung des EM vernachlässigt).

### **Zusammenfassung: Rekuperation Frontantrieb**

Die in diesem Kapitel dargelegten Ergebnisse zeigen die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen für verschiedene Bremskraftverteilungen beim Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“. Die Fahrzeugreaktionen werden anhand der Kennparameter für die Giergeschwindigkeit, den Schwimmwinkel und die Kursabweichung bewertet. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Rekuperation an der Vorderachse bis in Bereiche von hohen Querbesehleunigungen und niedrigen Reibwerten unabhängig des Kurvenradius für erhebliche Verzögerungen verwendet werden kann, ohne instabile Fahrzustände hervorzurufen. Allgemeingültig lässt sich außerdem festhalten, dass die Rekuperation an der Vorderachse die Fahrzeugreaktionen abschwächt und keine instabilen Fahrzustände provoziert. Das Bremsverhalten in der Kurve wird durch die reine Rekuperation an der Vorderachse verbessert und verlangt weniger Korrekturen durch den Fahrer.

Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass durch einen einfachen Brake-Blending-Ansatz die Rekuperationsleistung optimal ausgeschöpft und die Fahrstabilität gleichzeitig gewährleistet werden kann, ohne dass es zu deutlich wahrnehmbaren Veränderungen im Fahrverhalten kommt. Bei der Auslegung der Blending-Schwellen ist die Fahrsituation (Querbesehleunigung, Geschwindigkeit, Reibwert) zu berücksichtigen.

Folgende allgemeingültige Aussagen lassen sich bezüglich des Bremsverhaltens in der Kurve festhalten:

- Die Rekuperation an der Vorderachse verringert die Fahrzeugreaktion in Form der maximalen Giergeschwindigkeit und des maximalen Schwimmwinkels unabhängig von Kurvenradius, Querbesehleunigung und Reibwert.
- Die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen bei fester BKV und bei Rekuperation steigen mit zunehmender Querbesehleunigung und Längsverzögerung an.

- Bei hohen Reibwerten und hohen Querschleunigungen stabilisiert die Rekuperation an der Vorderachse das Fahrzeug und wird nur durch das drohende Blockieren der Vorderräder begrenzt. Ein Umschalten auf die lineare BKV ist dabei erst bei hohen Schlupf-Werten sinnvoll.
- Bei Niedrigreibwerten und kleinen Radien ist eine frühe Umschaltung bzw. Ergänzung der Rekuperation durch einen Bremskraftanteil an der Hinterachse sinnvoll, da die Eindrehtendenz des Fahrzeugs in die Kurve verbessert wird. Bei reiner Rekuperation zeigt das Fahrzeug auch bei geringen Schlupfwerten eine starke Untersteuertendenz.
- Die Erhöhung des Sperrwertes führt zu einem Anstieg der maximal erreichbaren Verzögerung über die Rekuperation. Die Eindrehtendenz wird vermindert.

## 6.6 Ergebnisse Beispielfahrzeug BMW 5er (Heckantrieb)

In diesem Abschnitt werden analog zu Abschnitt 6.5 die Ergebnisse der Simulation des zweiten Beispielfahrzeugs mit Heckantrieb dargelegt. Bei der Rekuperation wirkt nur an der angetriebenen Hinterachse das generatorische Moment, das das Fahrzeug verzögert. Wie bereits aus dem vorherigen Abschnitt bekannt ist, werden die Fahrzeugreaktionen mit denen bei einer konventionellen festen BKV verglichen. Dabei werden die gleichen Randbedingungen sowie Simulationsparameter wie für das Fahrzeug mit Frontantrieb zu Grunde gelegt (vgl. Tabelle 3).

**R=100,  $a_y=5\text{ m/s}^2$ , Hochreibwert,  $v=81\text{ km/h}$**

Die Abbildung 26 zeigt die Kennlinien von Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel und Kursabweichung für die Abbremsung über die reine Rekuperation an der Hinterachse sowie für Bremsungen mit drei verschiedenen festen BKV.

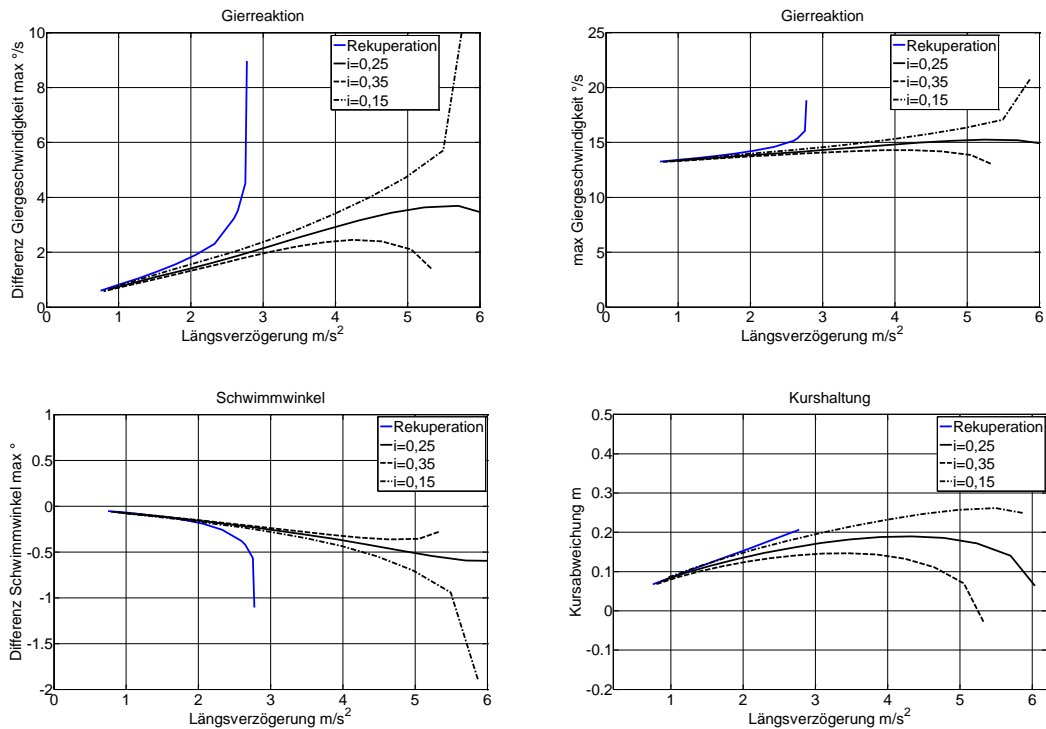


Abbildung 26: BMW: R=100m,  $a_y=5\text{m/s}^2$ , Hochreibwert

Anhand der Verläufe der Verzögerungen mit der hydraulischen Bremse lässt sich erkennen, dass der Bremskraftanteil an der Hinterachse  $i$  bei der linearen BKV bis zu Verzögerungen von über  $a_x=3\text{ m/s}^2$  im untersuchten Bereich ( $i=0,15 - 0,35$ ) keinen wesentlichen Einfluss auf die Fahrzeugreaktion hat. Erst bei größeren Verzögerungen lassen sich die Kennlinien der einzelnen Varianten eindeutig unterscheiden. Die Fahrzeugreaktionen bei der reinen Rekuperation zeigen ab Verzögerungen von  $a_x=2\text{ m/s}^2$  Unterschiede gegenüber den anderen Fahrzeugreaktionen. Die maximal erzielbare Verzögerung durch die Rekuperation liegt bei  $a_x=2,7\text{ m/s}^2$ . Dabei treten

deutlich wahrnehmbare Reaktion auf und das Fahrzeug droht instabil zu werden. Mit den festen Bremskraftverteilungen zeigt das Fahrzeug nur mäßige Fahrzeugreaktionen, die erst bei höheren Verzögerungen wahrnehmbar werden. Insgesamt erreicht das Fahrzeug mit einer BKV mit  $i=0,25$  die höchste Verzögerung bei gleichzeitiger Stabilität, sodass diese für die weiteren Simulationen verwendet wird.

Die Ergebnisse zeigen, dass ein Umschalten zwischen der Rekuperation und der konventionellen Reibungsbremsen notwendig ist, da der Einsatzbereich durch die Fahrstabilität eingeschränkt ist.

Die folgende Abbildung 27 zeigt die Verläufe bei Rekuperation und fester BKV mit  $i=0,25$ . Zusätzlich sind die Verläufe bei einer Umschaltung von Rekuperation auf die lineare BKV gezeigt. Als Umschaltsschwellen werden 3%, 5% und 10% Schlupf am kurveninneren Hinterrad gewählt.

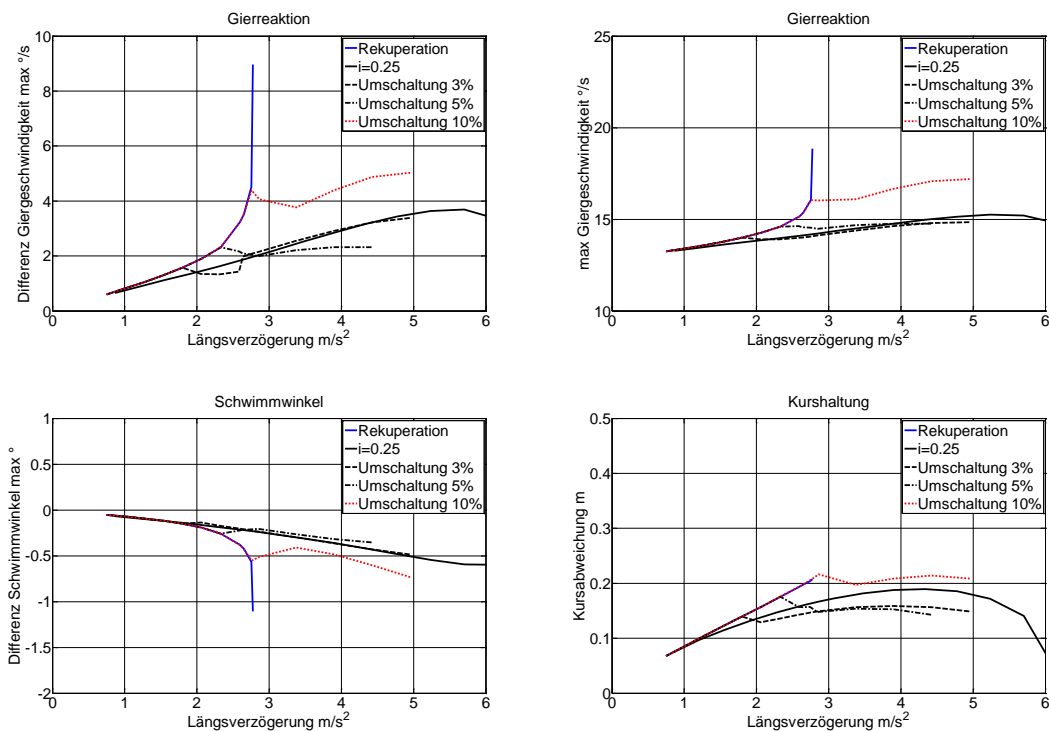


Abbildung 27: BMW:  $R=100$  m,  $a_y=5$  m/s<sup>2</sup>, Hochreibwert

Die Verläufe zeigen, dass bei einer Umschaltung von 3% und 5% nahezu keine Änderungen zwischen den verschiedenen Fahrverhalten der Varianten feststellbar sind. Bei einem Schwellwert von 10% Schlupf baut sich bereits vor der Umschaltung ein deutlich vergrößerter Schwimmwinkel auf, sodass es hier zu einer wahrnehmbaren Veränderung kommt.

Die Abbildung 28 zeigt die Zeitverläufe von Verzögerung, Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel und Schlupf am kurveninneren Hinterrad bei einer Verzögerung von  $a_x=2,6 \text{ m/s}^2$ . Bei reiner Rekuperation baut sich im Gegensatz zu der festen BKV ein deutlicher Schlupf am Hinterrad auf. Die Seitenführungskraft der Hinterachse wird vermindert und es kommt zu einer stark eindrehenden Tendenz des Fahrzeugs, wie es anhand der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels zu erkennen ist.

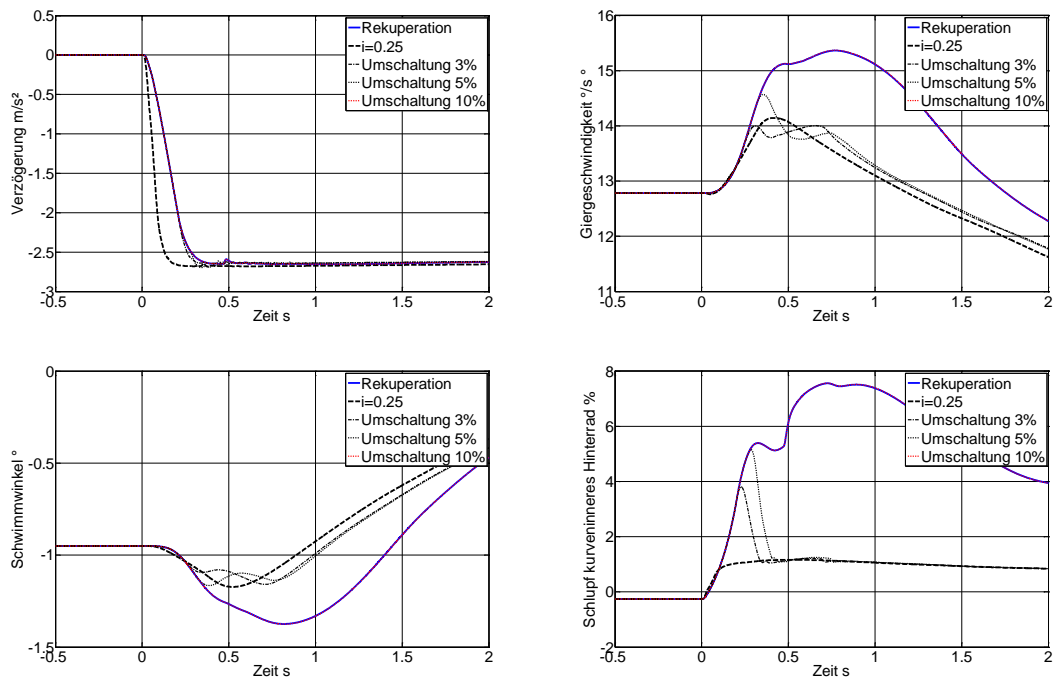
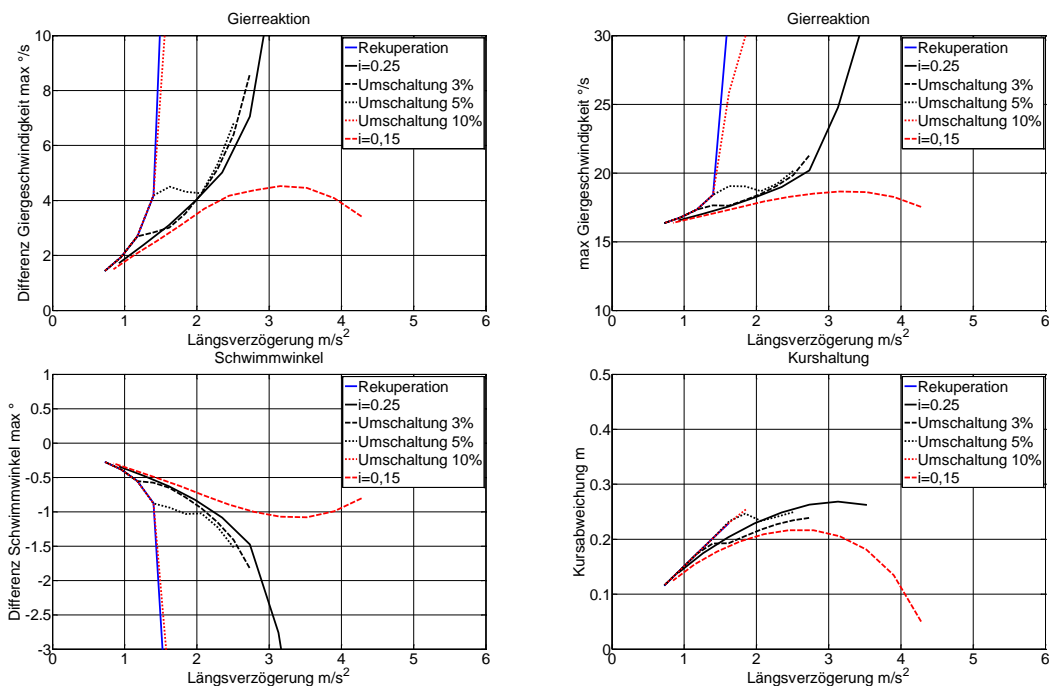


Abbildung 28: BMW:  $R=100\text{m}$ ,  $a_y=5\text{m/s}^2$ ,  $a_x=2,6 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert

Bei der Umschaltungen auf die feste BKV bei 3% und 5% Schlupf nimmt der Schlupf sprunghaft ab, da die Bremskraft an der Hinterachse deutlich reduziert wird. Die eindrehende Tendenz wird gedämpft und die Verläufe nähern sich denen bei linearer BKV an.

**R=100m,  $a_y=7 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert**

Die folgende Abbildung 29 zeigt die Ergebnisse des gleichen Versuchs bei erhöhter Querbesehleunigung. Wie zu erkennen ist, führt die Rekuperation bei hohen Querbesehleunigungen sehr schnell zur Instabilität des Fahrzeugs. Auch bei der festen BKV mit  $i=0,25$  zeigt das Fahrzeug eine erhebliche eindrehende Tendenz. Neben der BKV mit  $i=0,25$  ist zusätzlich der Verlauf bei einer BKV mit  $i=0,15$  gezeigt. Das Fahrzeug verhält sich nun stabil, zeigt aber auch wahrnehmbare Reaktionen. Eine Reduzierung des Bremsmomentes an der Hinterachse ist in dieser Fahrsituation notwendig, sodass das Rekuperationsmoment frühzeitig begrenzt werden sollte.



**Abbildung 29: BMW: R=100m,  $a_y=7 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert**

Die nachfolgenden Diagramme in Abbildung 30 zeigen die Zeitverläufe bei einer Verzögerung von  $a_x=1,6 \text{ m/s}^2$  für die Rekuperation, die feste BKV und die drei Varianten des Brake-Blending-Ansatzes bei verschiedenen Schlupfschwellen (2%, 3%, 10%) von der Rekuperation auf die BKV mit  $i=0,25$ . Die Verläufe zeigen, dass eine Umschaltung bei 2% und 3% fast deckungsgleiche Verläufe von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel erzeugen wie mit der festen BKV. Eine Umschaltung bei 10% führt zu einem starken Anstieg der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels.

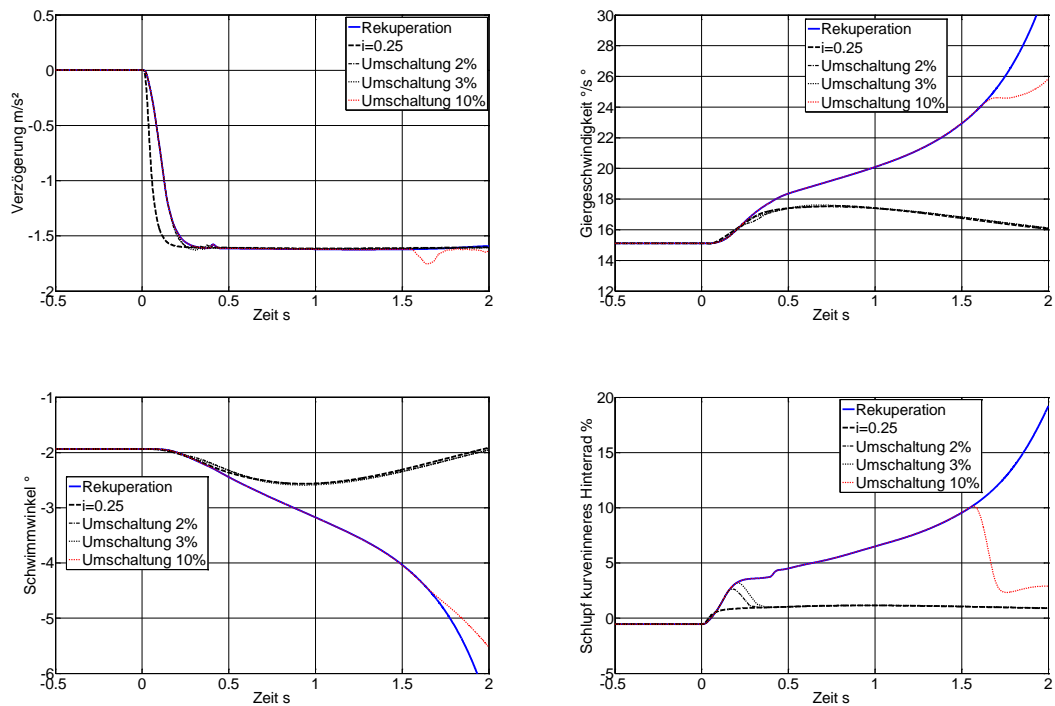


Abbildung 30: BMW: R=100,  $a_y=7 \text{ m/s}^2$ ,  $a_x=1,6 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert

### R=100m, $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert

Bei verminderter Querbeschleunigung von  $a_y=3 \text{ m/s}^2$  zeigen sich nur schwache Fahrzeugreaktionen unterhalb der Wahrnehmbarkeitsschwellen. Unterschiede in der Fahrzeugreaktion sind auch bis zum Erreichen hoher Schlupfwerte kaum sichtbar und bleiben ebenfalls unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen. Auch die Kursabweichungen unterscheiden sich bei den verschiedenen BKV nur geringfügig. Die Rekuperation erlaubt Verzögerungen von fast  $a_x=4 \text{ m/s}^2$  bevor die Räder der Hinterachse signifikanten Schlupf aufweisen.

Die Zeitverläufe bei der maximalen Verzögerung der Rekuperation sind in der nachfolgenden Abbildung 32 dargestellt. Selbst bei den hohen Schlupfwerten, bei denen bereits eine ABS-Regelung eingreifen würde, treten keine nennenswerten Unterschiede in der Fahrzeugreaktion auf.

Das Fahrzeug nimmt auch bei hohen Umschaltsschwellen von 10% Schlupf keinen instabilen Fahrzustand ein. Auch die Unterschiede in der maximalen Giergeschwindigkeit und im maximalen Schwimmwinkel sind im Vergleich zu der Variante mit gewöhnlicher BKV sehr gering.

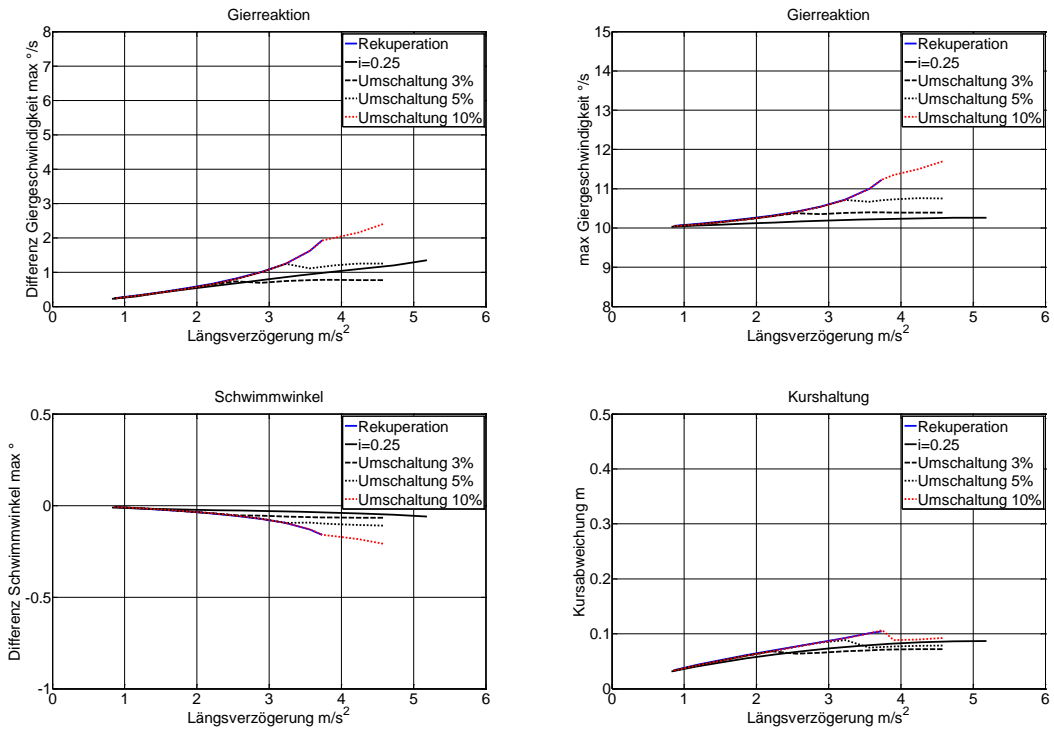


Abbildung 31: BMW: R=100 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert

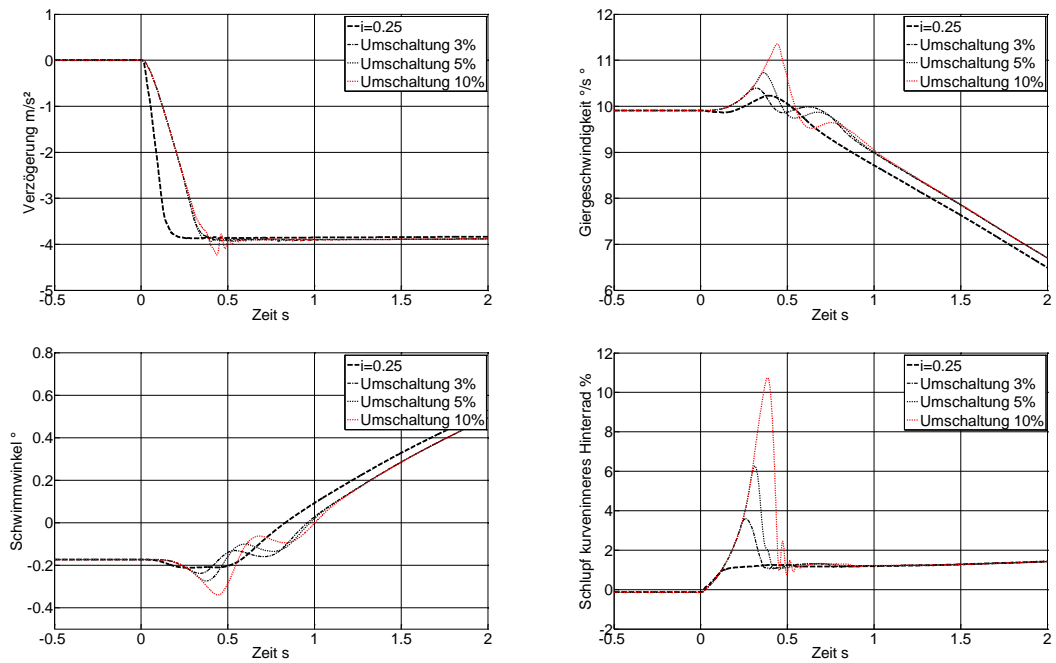


Abbildung 32: BMW: R=100 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ ,  $a_x=4 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert



### R=100m, $a_y=3\text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert

Die Simulation der Bremsung auf Niedrigreibwert zeigt ein noch deutlicheres Bild der Auswirkungen der Rekuperation auf das Bremsverhalten. Der Übergang von stabilem zu instabilem Fahrverhalten ist sehr klein. Die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen der einzelnen Varianten sind bis Verzögerungen von ca.  $a_x=1,8\text{ m/s}^2$  nur gering, sodass bei sehr kleinen Verzögerungen keine Unterschiede wahrgenommen werden.

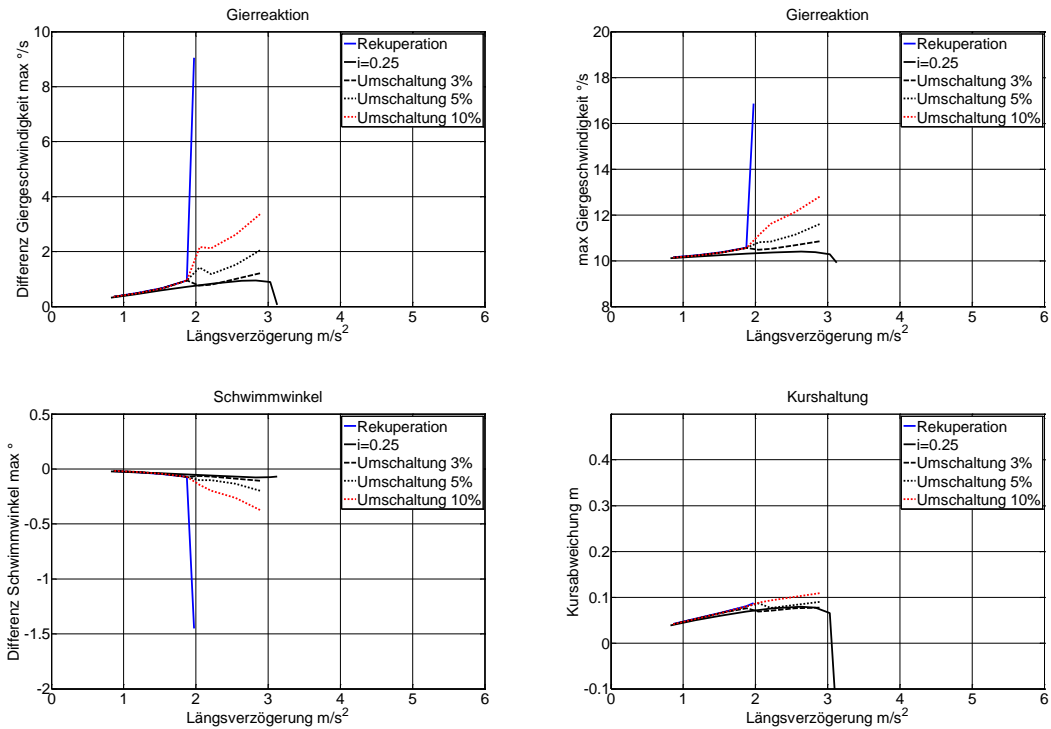
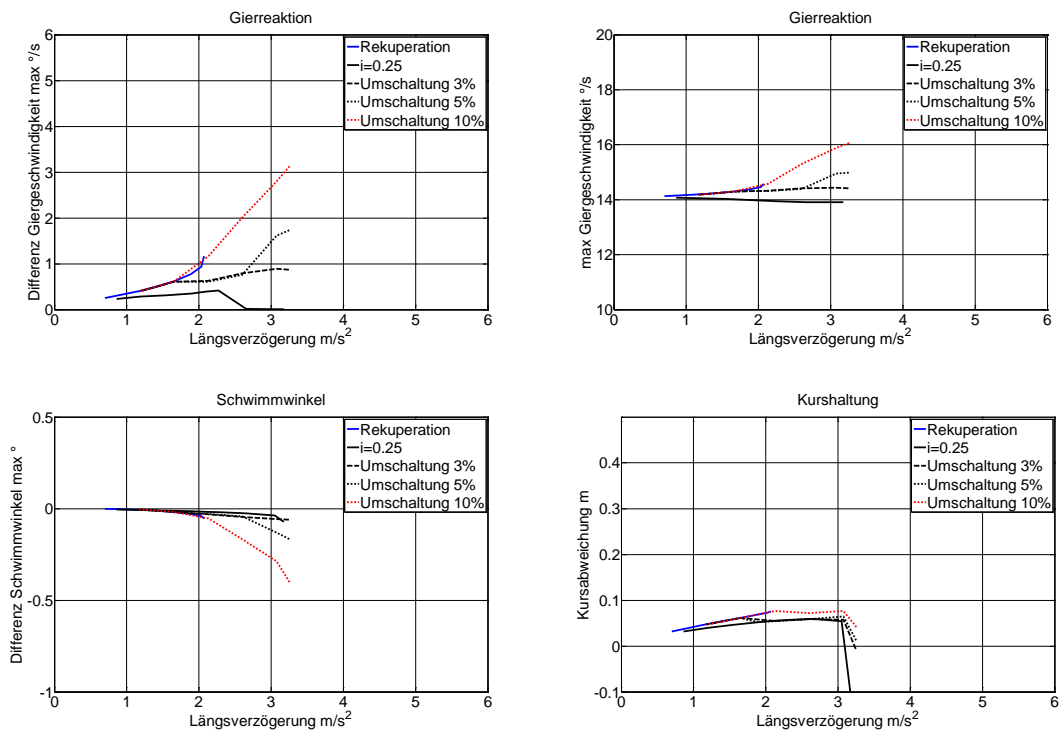


Abbildung 33: BMW: R=100 m,  $a_y=3\text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert

Bei Verzögerungen von  $a_x=2\text{ m/s}^2$  kommt es ohne ausgeprägten Übergangsbereich zu einem starken Anstieg des Schwimmwinkels bei der generatorischen Verzögerung. Durch die Umschaltung auf die BKV mit  $i=0,25$  kann hier dem Ausbrechen des Fahrzeughecks effektiv entgegengewirkt werden. Bei hohen Umschaltsschwellen kann es jedoch zu wahrnehmbaren Änderungen in der Fahrzeugreaktion kommen.

**R=50m,  $a_y=3\text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert,  $v=65\text{ km/h}$**

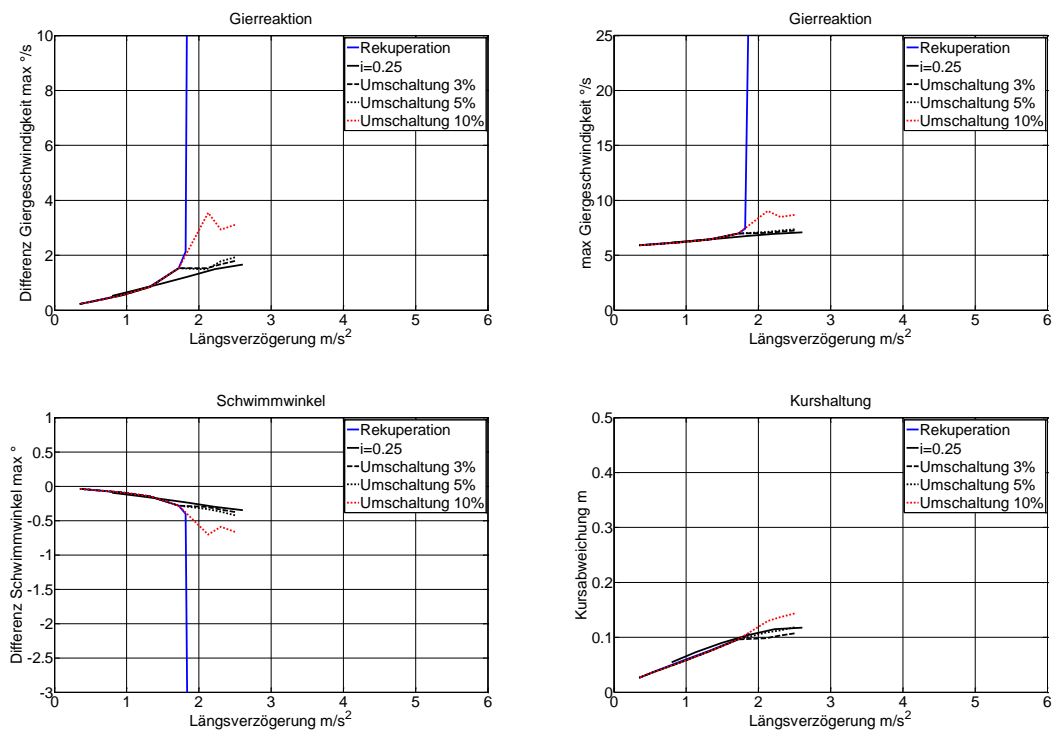
Die Simulation wird auf einem kleineren Kurvenradius ( $R=50\text{ m}$ ) erneut durchgeführt. Dabei zeigen sich deutlich geringere Fahrzeugreaktionen als bei höheren Geschwindigkeiten. Bei der festen BKV kommt es bei geringen Verzögerungen zu einer leichten Erhöhung der Giergeschwindigkeit zu Beginn der Bremsung. Ab Verzögerungen von  $a_x=2,5\text{ m/s}^2$  wird der eindrehenden Fahrzeugreaktion durch die Umfangskraft an den Vorderrädern kompensiert. Bei anfänglicher Rekuperation und anschließender Umschaltung kommt es bei diesen Verzögerungen weiterhin zu einem leicht eindrehenden Effekt. Die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen liegen dabei deutlich unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen. Ein Umschaltung bei 10% Schlupf führt hingegen zu wahrnehmbaren Veränderungen des Fahrzeugverhaltens.



**Abbildung 34: BMW: R=50 m,  $a_y=3\text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert**

**R=300 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert, Geschwindigkeit 108 km/h**

Die Abbildung 35 zeigt die Ergebnisse der Simulation auf einem Kurvenradius von  $R=300 \text{ m}$  auf nasser Fahrbahn und einer Querbeschleunigung von  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ . Ähnlich wie im vorherigen Versuch sind die Fahrzeugreaktionen und die Unterschieden zwischen der Rekuperation und der festen BKV gering und liegen deutlich unterhalb der Wahrnehmungsschwellen. Erwartungsgemäß bricht das Heck bei zu starker Rekuperation aus, kann aber durch die einfache Umschaltung stabilisiert werden. Bei zu großen Umschaltsschwellen (10% Schlupf) kommt es bei Verzögerung ab  $a_x=2 \text{ m/s}^2$  zu wahrnehmbaren Abweichungen in der Fahrzeugbewegung.



**Abbildung 35: BMW: R=300 m,  $a_y=3 \text{ m/s}^2$ , Niedrigreibwert**

### R=300m, $a_y=5 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert

Die Ergebnisse der Simulation auf einem Radius von  $R=300 \text{ m}$  und einer erhöhten Querbeschleunigung von  $a_y=5 \text{ m/s}^2$  sind in der folgenden Abbildung 36 dargestellt. Die Fahrzeugreaktionen steigen mit zunehmender Verzögerung auf wahrnehmbare Werte an. Bei Verzögerungen von über  $a_x=1,5 \text{ m/s}^2$  werden Unterschiede zwischen den Fahrzeugreaktionen sichtbar. Bei einer frühzeitigen Umschaltung auf die feste BKV sind keine Unterschiede feststellbar. Bei Umschaltungen von 5% oder größer werden Unterschiede deutlich wahrgenommen. Auch die Variante mit der festen BKV mit  $i=0,25$  zeigt bei höheren Verzögerungen wahrnehmbare Reaktionen, sodass der Bremskraftanteil der Hinterachse weiter reduziert werden sollte.

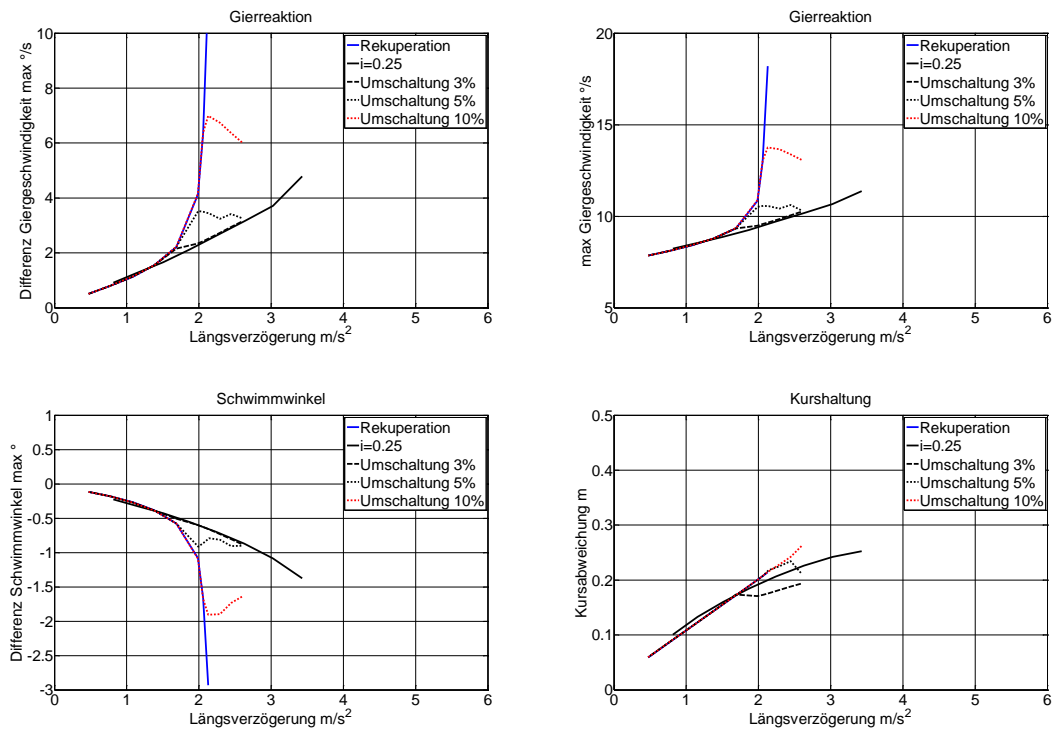


Abbildung 36: BMW:R=300 m,  $a_y=5 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert

## Einfluss Sperrwertes

Analog zu Abschnitt 6.5 wird hier der Einfluss des Sperrwertes auf die Ergebnisse analysiert. Die Abbildung 37 zeigt die Ergebnisse bei den Standardbedingungen des Fahrmanövers Bremsen im Kreis. Der Sperrwert wird zwischen  $S=0\%$  und  $S=15\%$  variiert. Wie bereits bei den Ergebnissen der Rekuperation an der Vorderachse gezeigt worden ist, reduziert auch hier der Sperrwert die Fahrzeugreaktion merklich. Mit zunehmendem Sperrwert wird die Gierreaktion des Fahrzeugs deutlich reduziert und die maximal über die Rekuperation erzielbare Verzögerung um bis um  $1 \text{ m/s}^2$  vergrößert. Bei einem Sperrwert von  $S=15\%$  können in dieser Fahrsituation Verzögerungen von bis zu  $a_x=3 \text{ m/s}^2$  erreicht werden, ohne dass die Wahrnehmbarkeitsschwellen überschritten werden.

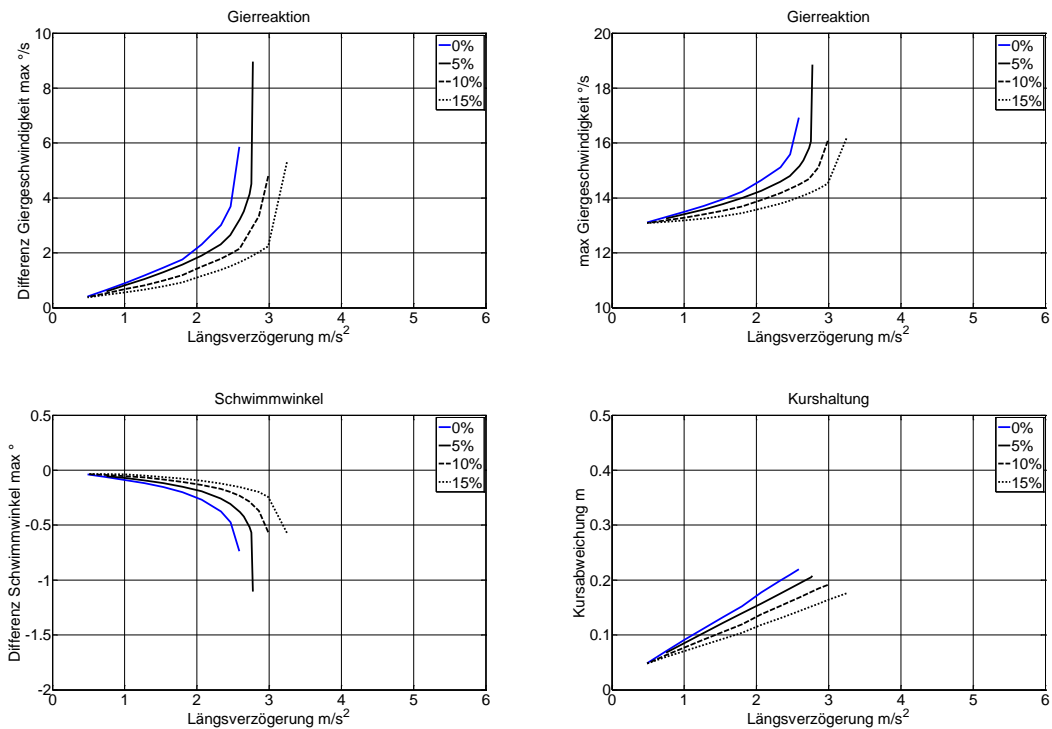


Abbildung 37: BMW: Einfluss des Sperrwertes.  $R=100 \text{ m}$ ,  $a_y=5 \text{ m/s}^2$ , Hochreibwert

Die gleiche Variation des Sperrwertes wird auf einem größeren Kurvenradius durchgeführt. Die in Abbildung 38 dargestellten Ergebnisse zeigen auch hier die positive Wirkung des Sperrwertes auf die Fahrzeugreaktionen. Die maximal erzielbare Verzögerung durch die Rekuperation wird deutlich erhöht und die Fahrzeugreaktionen bei geringen Verzögerungen stark reduziert.

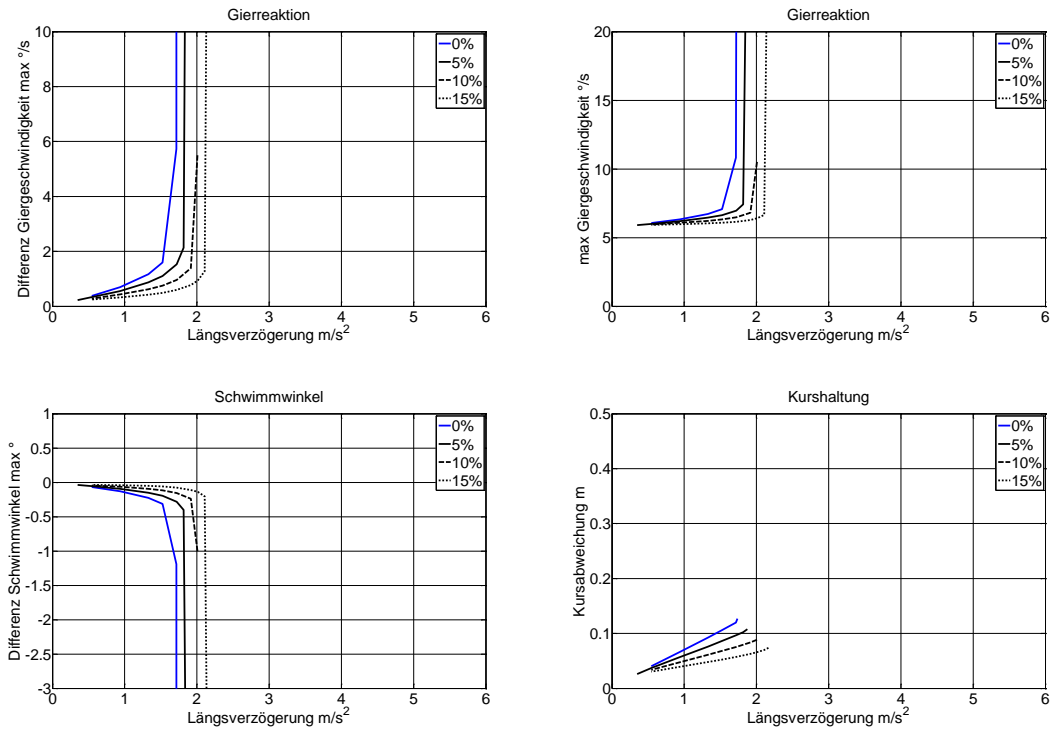


Abbildung 38: BMW: Einfluss des Sperrwertes.  $R=300$  m,  $a_y=3$  m/s<sup>2</sup>, Niedrigreibwert

### Zusammenfassung: Rekuperation Heckantrieb

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass auch die Rekuperation an der Hinterachse bei diesem Beispielfahrzeug in weiten Bereichen der Verzögerungen sinnvoll und ohne wahrnehmbare Veränderungen eingesetzt werden kann.

Im Gegensatz zur Rekuperation an der Vorderachse bewirkt die Rekuperation bei einem Fahrzeug mit Heckantrieb eine erwartungsgemäße Vergrößerung der Fahrzeugreaktionen. Bei hohen Querbeschleunigungen und insbesondere hohen Kurvenradien führt ein zu hohes Rekuperationsmoment an der Hinterachse zu einem starken Eindrehen des Fahrzeugs und schließlich zum Verlust der Fahrstabilität.

Durch eine einfache Blending-Strategie mit geringen Umschaltswellen kann das Fahrzeugverhalten stabilisiert und dem Verhalten des Fahrzeugs mit konstanter BKV angenähert werden. Da bei Bremsungen in der Kurve ein hoher Bremsmomentenanteil an der Hinterachse starke Fahrzeugreaktionen herbeiführt, erscheint eine vorgesteuerte Begrenzung des Rekuperationsmomentes als sinnvoll.

Bei Querbeschleunigungen bis  $a_y=3$  m/s<sup>2</sup> kommt es auf Hochreibwert selbst bei hohen Schlupfwerten an der Hinterachse nicht zu einer merklichen Abweichungen der

Fahrzeugreaktionen, sodass durch die Rekuperation keine kritischen Fahrzustände provoziert werden.

Bei hohen Querschleunigungen nahe am Grenzbereich erscheint es sinnvoll, vollständig auf die Rekuperation zu verzichten, da selbst eine lineare BKV mit verhältnismäßig geringem Anteil des Gesamtbremsmomentes deutliche Fahrzeugreaktionen hervorruft und ein ABS/ESP-Eingriff notwendig ist. Eine Rekuperation in diesem Fahrmanöver würde energetisch als auch fahrdynamisch nicht sinnvoll sein.

Der Einsatz eines Differentials mit Sperrwirkung wirkt sich positiv auf das Fahrzeugverhalten bei der Rekuperation aus und kann die erzielbaren Verzögerungen deutlich steigern. Die Gier- und Schwimmwinkelreaktionen werden auf Grund des kurvenausdrehenden Giermomentes reduziert.

## 7 Lenkanregung aus Geradeausbremsung

Bei der Bremsung in der Kurve kann ein kritischer Fahrzustand bereits vor dem Bremsvorgang erkannt werden. Treten sehr hohe Querbeschleunigungen auf, kann beispielsweise das Rekuperationsmoment begrenzt werden oder die Umschaltschwelle sehr klein gewählt werden, wie es insbesondere bei der Rekuperation an der Hinterachse notwendig ist.

Bei einer Bremsung während einer Geradeausfahrt ist grundsätzlich nicht von einer kritischen Situation auszugehen. Dennoch kann aus einer unkritischen Situation durch eine Überlagerung von Lenkbewegungen eine kritische Situation eintreten, wenn der Fahrer plötzlich einem Objekt ausweichen muss.

### 7.1 Fahrscenario

Zur Untersuchung des genannten Szenarios liegt kein standardisiertes Fahrmanöver vor. Daher werden begründete Annahmen für die Randbedingungen getroffen. Aus einer gebremsten Geradeausfahrt wird zwei Sekunden nach Bremsbeginn ein Lenkwinkelsprung aufgebracht (siehe Abbildung 39). Der Lenkwinkelsprung erfolgt auf einen konstanten Maximalwert mit einer begrenzten Drehgeschwindigkeit, die hier zu 300 °/s angenommen wird.

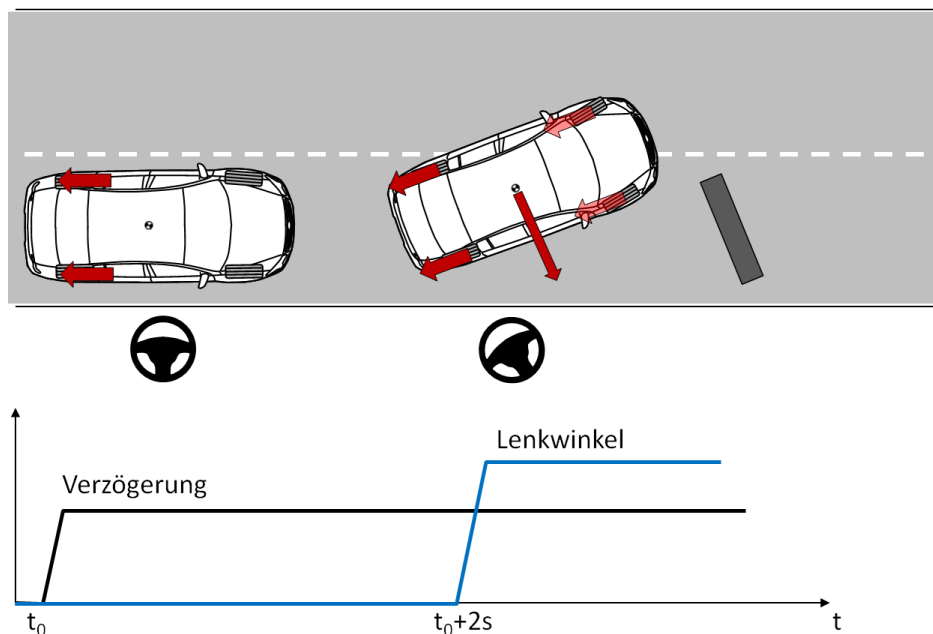


Abbildung 39: Lenkanregung aus Geradeausfahrt

Für dieses Fahrmanöver werden zwei verschiedene Szenarien definiert. In Szenario 1 beträgt die Ausgangsfahrgeschwindigkeit  $v=70$  km/h, in Szenario 2  $v=140$  km/h. Die Fahrbahn wird in beiden Fällen als nass angenommen (Niedrigreißwert), da dies den kritischeren Fall darstellt.



## 7.2 Problemstellung

Wie bereits erläutert, reduziert die Umfangskraft (Bremskraft) das Seitenkraftpotential eines Rades. Bei der Rekuperation wird das Seitenkraftpotential der angetriebenen Räder gegenüber denen der nicht angetriebenen Achse deutlich verringert. Bei einer Lenkanregung während einer Bremsung können die gebremsten Räder unter Umständen die nötige Seitenkraft folglich nicht aufbauen und das Fahrzeug kann dem gewünschten Kurs nicht folgen. Da eine mögliche Lenkanregung während der Bremsung nicht vorhergesehen werden kann, muss die Rekuperation auch bei einer Geradeausbremsung so begrenzt werden, dass eine sichere Fahrzeugführung jederzeit gegeben ist.

## 7.3 Durchführung

Die Simulationen werden mit beiden Fahrzeugen in den zwei genannten Szenarien durchgeführt. Neben der festen BKV mit einem Bremskraftanteil an der Hinterachse  $i$  und der Rekuperation werden Varianten des Brake-Blending simuliert und die Auswirkungen auf die Fahrzeugführung analysiert. In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der beiden Fahrzeuge dargelegt.

## 7.4 Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf)

### Szenario 1

Das Fahrzeug wird regenerativ mit einer Verzögerung von  $a_x=3,3 \text{ m/s}^2$  gebremst. Dabei stellt sich an der Vorderachse ein Schlupf von knapp 3% ein. Zwei Sekunden nach Bremsbeginn wird der Lenkradwinkel sprunghaft auf  $32^\circ$  erhöht. Die Giergeschwindigkeit steigt an, fällt aber nach kurzer Zeit stark ab. Das Fahrzeug folgt dem gewünschten Kurs nicht. Wird das Fahrzeug hingegen mit der festen BKV abgebremst, so folgt das Fahrzeug dem Lenkimpuls.

Bei der Rekuperation können die Vorderräder nicht ausreichend Seitenkraft aufbauen, um das Fahrzeug auf dem gewünschten Kurs zu halten. Die Abbildung 40 zeigt die Verläufe für zwei Varianten, bei denen nach der Lenkanregung von der Rekuperation auf die hydraulische Bremse umgeschaltet wird. Wie aus den Verläufen zu erkennen ist, verhält sich das Fahrzeug bei einer Schlupfschwelle von 5% und 3% stabil und folgt dem Fahrerwunsch. Ein Unterschied zur Fahrzeugreaktion mit fester BKV kann nicht festgestellt werden.

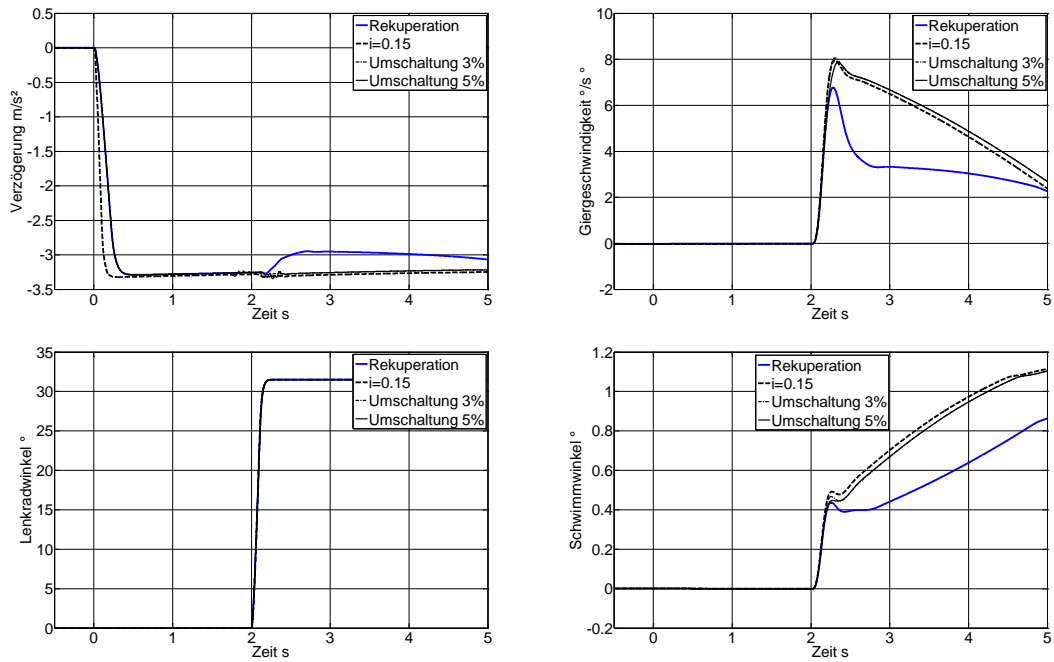


Abbildung 40: Golf: Szenario 1: v=70 km/h

## Szenario 2

Aus einer Anfangsgeschwindigkeit von  $v=140$  km/h wird das Fahrzeug mit  $a_x=3,5$  m/s<sup>2</sup> verzögert. Zwei Sekunden nach Bremsbeginn folgt ein Lenkwinkelsprung auf einen Lenkradwinkel von  $12,5^\circ$ . Bei der Verzögerung mit fester BKV steigt die Giergeschwindigkeit auf über 5 °/s und fällt auf einen nahezu konstanten Wert von knapp über 4 °/s. Bei der Rekuperation kann das Fahrzeug die Giergeschwindigkeit nicht aufbauen und folgt nicht der Fahrervorgabe. Bei einer Umschaltschwelle von 3% kann das Fahrzeug dem Fahrerwunsch wie mit der festen BKV folgen. Bei einer erhöhten Umschaltschwelle von 5% Schlupf erreicht das Fahrzeug zwar den stationären Wert der Giergeschwindigkeit, erreicht aber nicht den Maximalwert.

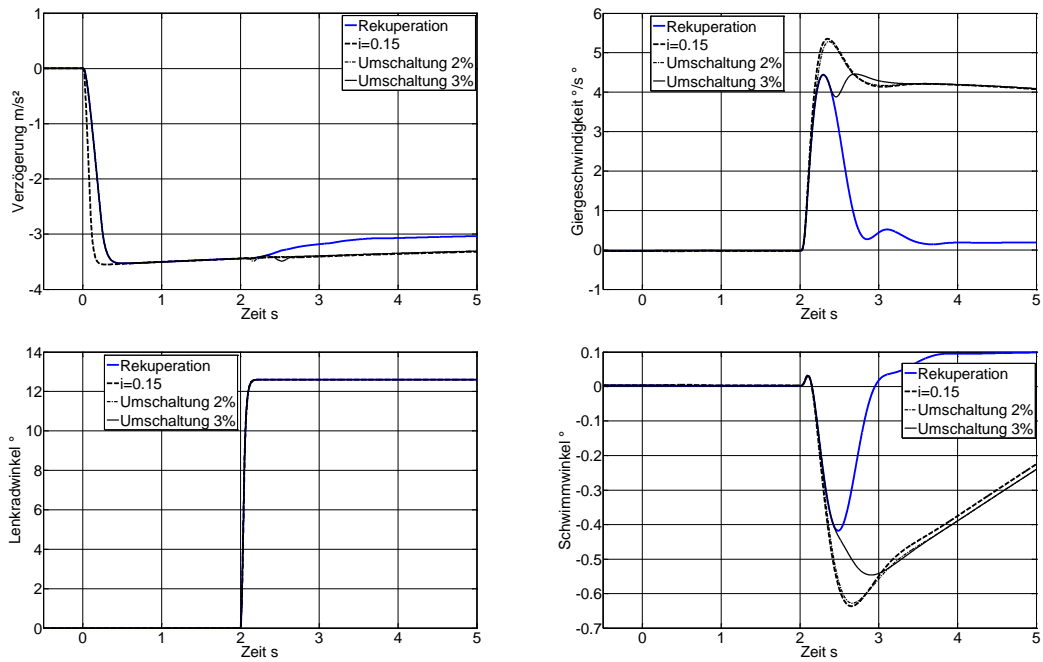


Abbildung 41: Golf: Szenario 2: v=140 km/h

### Zusammenfassung Ergebnisse Frontantrieb (Golf)

Die Ergebnisse zeigen, dass die Rekuperation an der Vorderachse das Ansprechverhalten bei Lenkanregungen aus einer Geradeausbremsung verschlechtert. Kommt es bei einer generatorischen Verzögerung zu einer sprunghaften Lenkanregung (Beispiel Ausweichmanöver), kann das Fahrzeug dem Fahrerwunsch nicht folgen, da die Seitenkraft der Vorderräder nicht ausreicht. Dies ist insbesondere im Fall eines Ausweichmanövers kritisch, da das Fahrzeug unter Umständen mit dem Objekt kollidiert.

Durch eine Umschaltung bei 3% Schlupf kann diesem Problem entgegengewirkt werden. Das Fahrzeug baut die maximale Gierrate auf und verhält sich wie das konventionelle Fahrzeug. Bei höheren Umschaltsschwellen (5% Schlupf) kommt es bereits zu einer Änderung der Gierreaktion. Um das Ansprechverhalten weiter zu verbessern kann auch bereits auf den Lenkwinkelsprung mit der Umschaltung reagiert werden, ohne dass bis zum Aufbau eines definierten Schlupfes gewartet wird. Außerdem können auch die Funktionalitäten des ABS plus verwendet werden, ohne von der vorherigen Rekuperation beeinflusst zu werden.

## 7.5 Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW)

### Szenario 1

Das Fahrzeug mit Heckantrieb wird aus einer Geschwindigkeit von  $v=70$  km/h mit  $a_x=2,2$  m/s<sup>2</sup> auf nasser Fahrbahn verzögert. Der Lenkwinkelsprung erfolgt nach zwei Sekunden auf einen Lenkradwinkel von 35°. Bei der konstanten BKV zeigt sich ein stabiler Verlauf der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels. Bei der Rekuperation zeigt sich hingegen eine deutliche Überhöhung der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels. Eine Umschaltung bei 5% Schlupf bewirkt bereits eine sehr gute Deckung der Verläufe der Giergeschwindigkeiten sowie der Schwimmwinkel.

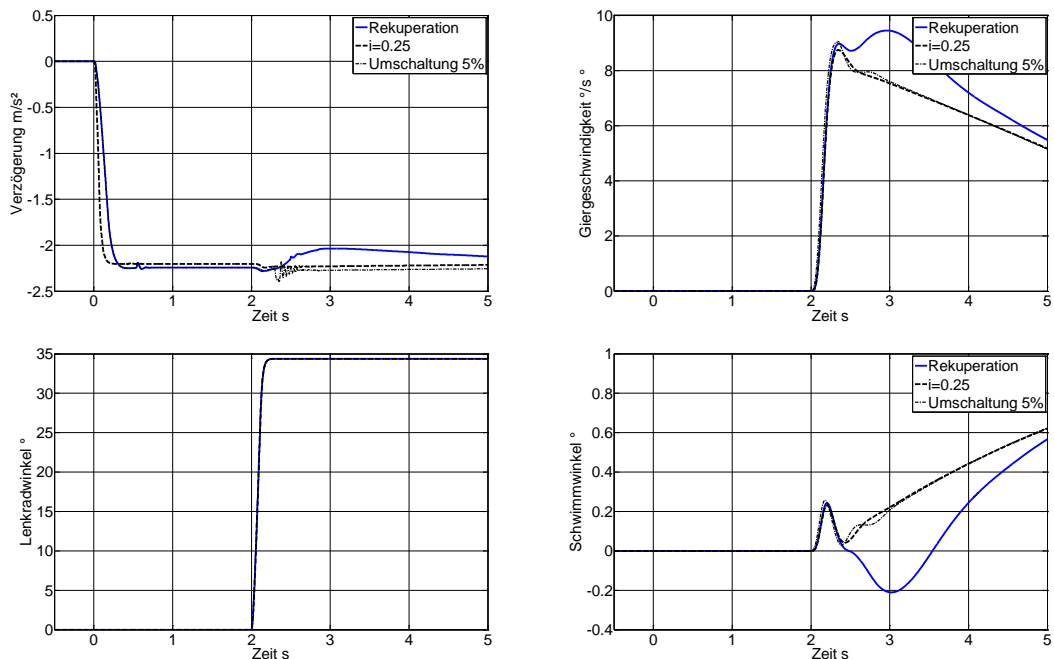


Abbildung 42: BMW: Szenario 1:  $v=70$  km/h

### Szenario 2

In Szenario 2 erfolgt das gleiche Vorgehen bei erhöhter Geschwindigkeit. Während das Fahrzeug mit linearer BKV bei der sprunghaften Lenkanregung stabil bleibt, baut das Fahrzeug bei der generatorischen Verzögerung einen erheblichen Schwimmwinkel auf und wird instabil. Durch die einfache Umschaltung auf die lineare BKV bei 3% oder 5% Schlupf verhält sich das Fahrzeug stabil und folgt dem Fahrerwunsch wie bei der festen BKV. Die Verläufe von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel verlaufen für alle drei Varianten nahezu deckungsgleich.

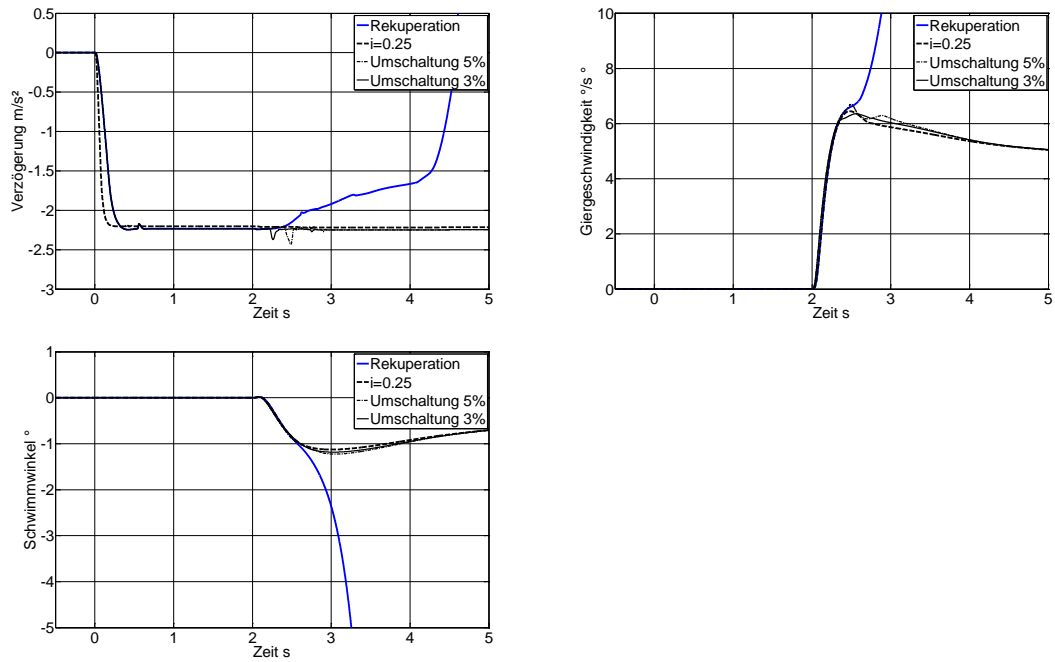


Abbildung 43: BMW: Szenario 2:  $v=140$  km/h

### Zusammenfassung der Ergebnisse (BMW)

Das Fahrzeug wird aus einer stabilen Bremsung aus der Geradeausfahrt sprunghaft mit einem Lenkwinkel angeregt. Es wurde gezeigt, dass das Fahrzeug mit konstanter BKV stabiles Verhalten ausweist, wobei das Fahrzeug mit Rekuperation in Szenario 2 bei hohen Geschwindigkeiten instabil wird. Durch die Simulation konnte gezeigt werden, dass das Fahrzeug mit einer einfachen Brake-Blending-Strategie ausreichend stabilisiert werden kann, ohne dass es zu wahrnehmbaren unterschieden in der Fahrzeugreaktion kommt.

Durch die Reduzierung des Seitenkraftpotentials an der Hinterachse bei der Rekuperation und einer geringeren Kraftschlussbeanspruchung an der Vorderachse, kommt es zu einem stärkeren Eindrehen des Fahrzeugs bei einem Lenkwinkelsprung. Die Vorderräder bauen mehr Seitenkraft auf und erhöhen die Gierreaktion. Gleichzeitig ist die Seitenkraft an der Hinterachse reduziert, sodass die Gierreaktion zusätzlich erhöht wird. Dies kann im Extremfall zu einem instabilen Fahrzustand führen. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass selbst ein einfacher Brake-Blending-Ansatz die Stabilität sicherstellt. Prinzipiell ist die erhöhte Gierreaktion bei einem höheren Bremskraftanteil an der Hinterachse in dieser Situation von Vorteil, da das Fahrzeug einem möglichen Objekt besser ausweichen kann.

## 8 Bremsung auf $\mu$ -Split

Die Geradeausbremsung auf  $\mu$ -Split ist ein standardisiertes Fahrmanöver [25]. Das Fahrzeug befährt eine Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten auf der linken und rechten Fahrzeugseite, deren Reibwerte eine Differenz von mindesten 0,5 aufweisen. Die linken Räder des Fahrzeugs fahren auf Niedrigreibwert, beispielsweise einer nassen oder vereisten Fahrbahn. Die rechten Räder befinden sich auf griffigem trockenem Untergrund (siehe Abbildung 44). Bei einer Bremsung erreichen die linken Räder frühzeitig die Kraftschlussgrenze und können nur begrenzt Bremskräfte übertragen, während die rechten Räder stabil verzögern. Durch die nun asymmetrisch wirkenden Bremskräfte kommt es zu einem Giermoment. Moderne Bremssysteme mit ABS und gezielter  $\mu$ -Split-Erkennung stabilisieren das Fahrzeug durch asymmetrische Bremsmomente und verzögerten Bremsmomentenaufbau an den Rädern auf dem Hochreibwert (Giermomentenaufbauverzögerung GMA) [21], um das störende Giermoment zu dämpfen.

Die Rekuperation wirkt hier nur außerhalb des ABS-Regelbereichs. Im Folgenden werden daher die Auswirkungen der Rekuperation bei einer  $\mu$ -Split Bremsung außerhalb des ABS-Regelbereichs analysiert.

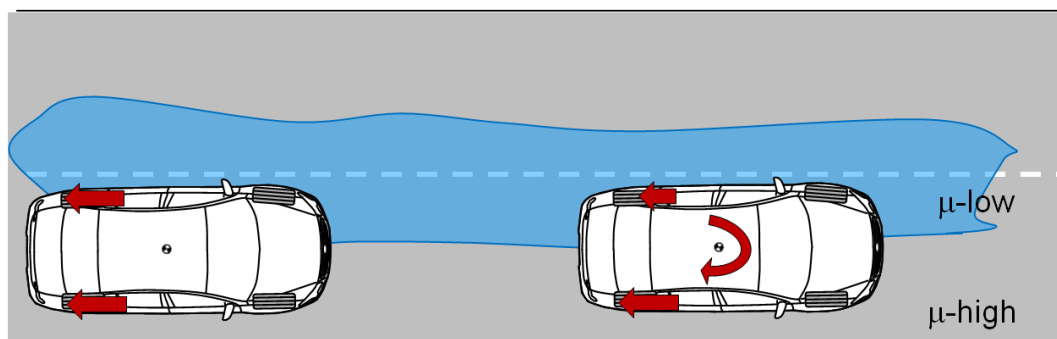


Abbildung 44: Fahrmanöver Bremsen auf  $\mu$ -Split

### 8.1 Fahrscenario

Das Fahrzeug fährt geradeaus mit einer Anfangsgeschwindigkeit von 70 km/h auf einem  $\mu$ -Split Untergrund. Die linke Fahrbahnseite hat einen Niedrigreibwert von  $\mu_{\text{low}}=0,3$ , die rechte einen Hochreibwert von  $\mu_{\text{high}}=1$ . Aus der Geradeausfahrt wird eine Verzögerung eingeleitet, die gerade noch durch die Rekuperation erreicht werden kann, ohne dass die Räder drohen zu blockieren.

## 8.2 Problemstellung

Bei der reinen Rekuperation steigt die Kraftschlussbeanspruchung der Räder der angetriebenen Achse deutlich gegenüber den nicht-angetriebenen Rädern. Das Seitenführungspotential dieser Räder wird vermindert. Außerdem kommt es zu einer asymmetrischen Momentenverteilung durch die natürliche Sperrwirkung des Differentials. Die Untersuchungen sollen mögliche Unterschiede in der Fahrzeugreaktion zwischen der Rekuperation und der konventionellen Bremse aufzeigen.

## 8.3 Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf)

Das Fahrzeug fährt mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von  $v=70$  km/h geradeaus und wird mit  $a_x=2$  m/s<sup>2</sup> verzögert. Die Abbildung 45 zeigt den Verzögerungs- und Schwimmwinkelverlauf für die drei Varianten. Die deutlichste Reaktion zeigt die Rekuperation mit einem Sperrwert von  $S=5\%$ . Die Variante mit fester BKV und Rekuperation ohne Sperrwert zeigen die gleichen Fahrzeugreaktionen. Alle drei Fahrzeugreaktionen liegen deutlich unterhalb der Wahrnehmungsschwelle.

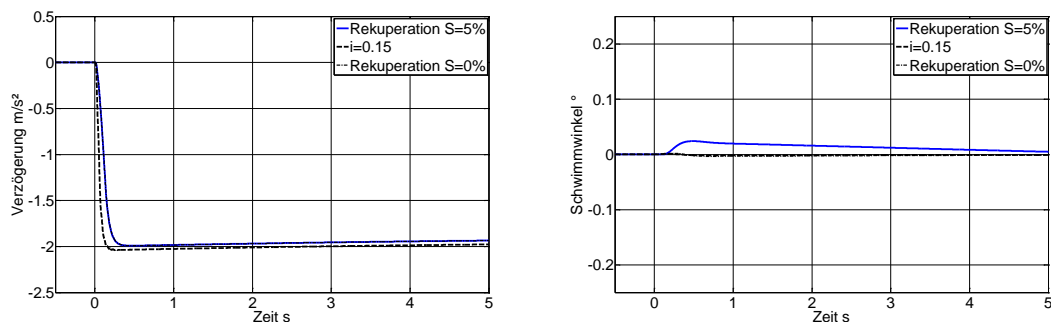


Abbildung 45: Golf: Bremsen auf  $\mu$ -Split aus  $v=70$  km/h

Durch die Sperrwirkung im Differential wird das Rekuperationsmoment asymmetrisch auf die beiden Vorderräder verteilt. Bei der Rekuperation verteilt sich das Schubmoment vom langsamer drehenden Rad zum schneller drehenden Rad. In diesem Fall erhält das Rad auf dem Hochreibwert das betragsmäßig größere Moment, da das Rad auf Niedrigreibwert schneller verzögert wird und langsamer dreht. Durch die daraus resultierenden asymmetrischen Längskräfte kommt es zu einer leichten Drehung des Fahrzeugs zur rechten Seite mit Hochreibwert. In Folge des Schwimmwinkels steigt die Seitenkraft der Räder und bewirkt ein entgegengesetztes Giermoment, das das Fahrzeug wieder stabilisiert.

## 8.4 Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW)

Äquivalent zum vorherigen Versuch wird das Fahrzeug aus einer Geschwindigkeit von  $v=70$  km/h mit einer Verzögerung von  $a_x=1,6$  m/s<sup>2</sup> verzögert. Wie die Ergebnisse bei der Rekuperation an der Vorderachse bereits gezeigt haben, treten auch hier sehr geringe Fahrzeugreaktionen auf, wobei das Fahrzeug mit der Rekuperation die etwas erhöhte Schwimmwinkelreaktion zeigt. Wie bereits in Abschnitt 8.3 erläutert, resultiert die anfängliche Drehbewegung aus der asymmetrischen Momentenverteilung aufgrund der Sperrwirkung.

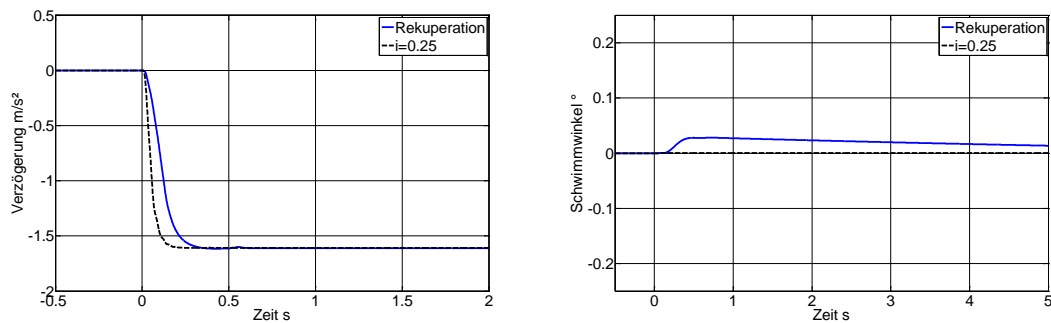


Abbildung 46: BWM: Bremsung auf  $\mu$ -Split aus 70 km/h

Stärkere Verzögerungen führen zu einem deutlichen Anstieg der Schlupfwerte und bewirken das Eingreifen der GMA. Bevor die Kraftschlussgrenze auf der  $\mu$ -low Seite erreicht wird, stellen sich unter Vernachlässigung der Sperrwirkung links und rechts gleiche Längskräfte ein. Lediglich beim Erreichen der Kraftschlussgrenze stellen sich asymmetrische Längskräfte ein, sodass eine störende Gierbewegung einsetzt.



## 9 Zusammenfassung und Diskussion

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von PKW. Es werden einleitend die konventionellen und alternativen Antriebskonzepte sowie Unterschiede in Hinblick auf die Fahrdynamik herausgearbeitet. Die Ergebnisse einer Recherche zur Fahrwerksentwicklung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen zeigen keine klaren Trends zu neuartigen oder geänderten Fahrwerkskonzepten, sodass auf eine getrennte Betrachtung von Fahrwerken für Fahrzeuge mit konventionellen und alternativen Antrieben an dieser Stelle verzichtet werden kann. Die erarbeiteten Unterschiede zwischen konventionellen und alternativen Antrieben zeigen, dass die Möglichkeit der Rekuperation von Hybrid- und E-Fahrzeugen insbesondere bei kombinierten Längs- und Querkraften zu deutlichen Auswirkungen auf die Fahrdynamik führen kann. Im nächsten Schritt werden daher Fahrmanöver zusammengestellt und in Bezug auf die Relevanz für die Rekuperation analysiert. Dabei erweist sich das nach DIN ISO 7975 genormte Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ als zielführend, die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik zu analysieren. Außerdem wird das Fahrzeugverhalten bei einer Geradeausbremsung und folgender Lenkanregung sowie bei einer Bremsung auf  $\mu$ -Split untersucht, da auch hier Wechselwirkungen von Antrieb und Fahrwerk auftreten.

Die Ergebnisse werden in Hinblick auf die Fahrstabilität als auch mit Blick auf die Wahrnehmbarkeit eines geänderten Fahrverhaltens analysiert. Die Fahrstabilität wird dabei anhand blockierender Räder bzw. hoher Schwimmwinkelreaktionen bewertet. Für die Beurteilung der Wahrnehmbarkeit wurde anhand der Literatur ein Schwellwert für die Giergeschwindigkeit von 3 °/s festgelegt. Änderungen im Fahrverhalten die kleiner als dieser Schwellwert bleiben, werden dabei als nicht wahrnehmbar bewertet.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen basieren auf einem Gesamtfahrzeug-Simulationsmodell, das die verschiedenen Antriebskonzepte anhand radindividueller Antriebs- bzw. Bremsmomente darstellt. Das Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ wird unter Variation der Randbedingungen von Kurvenradius, Querbesehleunigung und Reibwert mit verschiedenen festen Bremskraftverteilungen und der Rekuperation an der Antriebsachse analysiert. Die Auswirkungen der Rekuperation werden durch den Vergleich der Fahrzeugreaktionen bei einer festen Bremskraftverteilung und der Rekuperation deutlich. Die Untersuchungen werden an zwei Beispielfahrzeuge (Frontantriebskonzept, Heckantriebskonzept) durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Rekuperation bei beiden Antriebskonzepten sinnvoll und sicher eingesetzt werden kann. Unterschiede in der Fahrzeugreaktion können nur bei höheren Querbesehleunigungen und höheren Längsverzögerungen wahrgenommen werden. Solange die

Schlupfwerte der einzelnen Räder unterhalb definierter Schwellwerte (2 – 5 % Schlupf) bleiben, kann keine wahrnehmbare Änderung der Fahrzeugreaktionen festgestellt werden.

Bei der Rekuperation an der Vorderachse zeigen sich insbesondere bei hohen Querschleunigungen und großen Kurvenradien Unterschiede in der Fahrzeugreaktion, wobei die Reaktionen bei der Rekuperation deutlich geringer sind, als bei einer festen BKV mit einem definierten Bremskraftanteil an der Hinterachse. Insbesondere nahe am Grenzbereich führt der hohe Bremsmomentenanteil an der Hinterachse bei dem konventionellen Fahrzeug zu erheblichen Schwimmwinkelreaktionen bei leichten bis mittleren Verzögerungen, die bei modernen Fahrzeuge durch Bremsregelsysteme wie ABS plus oder die EBV vermindert werden. Die Rekuperation an der Vorderachse wirkt in diesen Fahrsituationen ebenfalls stabilisierend.

Bei der Rekuperation an der Hinterachse zeigen sich erwartungsgemäß größere Fahrzeugreaktionen als bei dem konventionellen Fahrzeug mit der festen BKV. Eine Begrenzung des Rekuperationsmomentes bei hohen Querschleunigungen und großen Kurvenradien sowie auf niedrigen Reibwerten ist für die Fahrstabilität zwingend erforderlich. Eine einfache Blending-Strategie kann das Fahrzeug bereits stabilisieren, dennoch ist eine frühzeitige Begrenzung des Momentes an der Hinterachse sinnvoll, um kritische Fahrsituationen zuverlässig zu vermeiden. Bei geringen Querschleunigungen sind jedoch auch auf Niedrigreißwert keine wahrnehmbaren Veränderungen feststellbar, sodass die Rekuperation im Normalfahrbereich sehr gut eingesetzt werden kann.

Die mit der Rekuperation an der Hinterachse erzielbaren Verzögerungen liegen deutlich unterhalb der maximalen Verzögerung bei einem Fahrzeug mit Rekuperation an der Vorderachse. Bei beiden Konzepten können die Fahrstabilität und die maximale Verzögerung durch die Rekuperation durch ein teilweise sperrendes Differential verbessert werden.

In den vorangegangenen Untersuchungen wurden Limitierungen der elektrischen Leistungen nicht betrachtet. Legt man die von den derzeitigen E-Fahrzeugen bekannten verfügbaren elektrischen Leistungen zu Grunde, so liegen die erzielbaren Verzögerungen bei voller Ausnutzung der Rekuperation, abhängig vom Fahrzustand, unterhalb der fahrdynamischen Grenzen. Insbesondere bei den kritischen hohen Geschwindigkeiten ist das verfügbare generatorische Moment aufgrund der Drehmomentcharakteristiken stark begrenzt, sodass hier nur geringe Verzögerungen rein generatorisch erreicht werden können, die fahrdynamisch insbesondere bei einem Fahrzeug mit Frontantrieb unkritisch sind.

Im Fahrmanöver „Lenkanregung aus der Geradeausbremsung“ konnte ebenfalls gezeigt werden, dass das Fahrzeug bei der Rekuperation an der Vorder- oder Hinterachse mit einem einfachen

Brake-Blending-Ansatz sicher geführt werden kann, sodass die Rekuperation während der Geradeausbremsung nicht frühzeitig begrenzt werden muss.

Bei der Bremsung auf  $\mu$ -Split zeigt sich eine etwas erhöhte Schwimmwinkelreaktion bei der Rekuperation im Vergleich zur konventionellen Bremse. Diese Reaktion resultiert aus der Sperrwirkung des Differentials. Mit zunehmender Sperrwirkung nimmt die Gier- und Schwimmwinkelreaktion zu, sodass hier eine möglichst geringe Kopplung der Räder vorliegen sollte. Dies steht im Konflikt mit den Möglichkeiten eines Differentials mit Sperrwirkung beim Bremsen in der Kurve.

## 10 Ausblick

Die vorliegende Arbeit thematisiert die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik. Dabei stehen sowohl die Fahrzeugstabilität als auch die Wahrnehmbarkeit im Vordergrund.

Wie in den einleitenden Kapiteln der Arbeit erläutert wird, ergeben sich weitere Fragestellungen in Hinblick auf die Fahrdynamik von Fahrzeugen mit alternativen Antriebskonzepten. Diese sollen an dieser Stelle erneut aufgegriffen und diskutiert werden.

Im Rahmen der Elektrifizierung entstehen neuartige Antriebskonzepte mit radindividuellen Antrieben. Daraus ergeben sich Potentiale in Hinblick auf die Fahrdynamik. Die Verteilung der Antriebs- und Rekuperationsmomente kann mittels einer Giermomentenregelung optimal an die Fahrsituation angepasst werden. Die asymmetrische Verteilung der Antriebskräfte kann bei radnahen Antrieben jedoch nur aufrechterhalten werden, solange die vom Fahrer abgeforderte Leistung unterhalb der Nennleistung aller Motoren liegt. Bei voller Leistungsabfrage können keine Differenzmomente mehr erzeugt werden, da jeder Motor die volle Leistung abgeben muss.

Darüber hinaus stellt sich die Frage nach einem optimalen Regelansatz der einzelnen Motoren. Für einen optimalen Geradeauslauf müssen die Motoren der linken und rechten Fahrzeugseiten die gleichen Momente liefern. Es ist zu analysieren, welche maximalen Schwankungen im Motormoment auftreten dürfen, sodass der Fahrer keine Störungen wahrnimmt. Außerdem sind Auswirkungen des Ausfalls eines oder mehrerer Motoren im Betrieb zu analysieren.

Einige Konzepte mit radindividuellen Antrieben verwenden Radnabenmotoren. In diesem Fall erhöht sich die ungefederte Masse signifikant. Die ungefederte Masse beeinflusst die Radlastschwankungen und hat somit Einfluss auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Dabei stellt sich die Frage, inwieweit die Radlastschwankungen durch angepasste Federn und Dämpfer kompensiert werden können und welche Einflüsse sich daraus für die Fahrdynamik ergeben.

# 11 Literaturverzeichnis

- [1] B. Heißing, Fahrwerkhandbuch; Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, M. Ersoy, Hrsg., Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag, ATZ / MTZ-Fachbuch, 2007.
- [2] M. Mitschke und H. Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge, Heidelberg: Springer-Verlag, 2004.
- [3] G. P. Merker, C. Schwarz und R. Teichmann, Hrsg., Grundlagen Verbrennungsmotoren; Funktionsweise, Simulation und Messtechnik, Wiesbaden: Vieweg & Teubner; ATZ/MTZ-Fachbuch, 2012.
- [4] W. Matschinsky, Radführungen der Straßenfahrzeuge, Heidelberg: Springer, 2007.
- [5] F. Pautzke, W. Rischel, C. Schäfer, H. Zöllner und G. Woeste, „Zweckgerichtete Entwicklung eines Elektro-Kleintransporters,“ ATZ, Nr. 113, pp. 169-175, 03 2011.
- [6] G. Fruhmann, K. Stretz und C. Elbers, „Leichtbau im Fahrwerk,“ ATZ, Nr. 06, pp. 394-399, 2010.
- [7] J. Granel und E. Döhrer, „Ultra-Kompakte-Hinterachse - Entwicklung und Konstruktion,“ IAV GmbH, TRE, 2009.
- [8] F. O. Hrachowy, „Völlig losgelöst: Weiterentwickeltes McPherson-Fahwerk für frongetriebene Sportwagen,“ *Krafthand - Automobiltechnik Fahwerk*, Nr. 23-24/2010, pp. 10-12, 2010.
- [9] M. Frantzen, J. Bouma, W. David, M. Simon und L. Ohra-aho, „The simple answer to torque steer: "Revo" Suspension,“ Ford Motor Company, 2004.
- [10] Michelin, „Michelin Active Wheel,“ Paris Motor Show, Paris, 2008.

- [11] A. Zomotor, H.-H. Braess und R. Rönitz, „Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre - Teil 1,“ ATZ, Nr. 99, 12, 1997.
- [12] K. Rompe und D. Grunow, „Erprobung eines Testverfahrens für das Bremsen in der Kurve und Ermittlung geeigneter Bewertungskriterien,“ Köln, 1977.
- [13] H. Otto, Lastwechselreaktion von PKW bei Kurvenfahrt, Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1984.
- [14] M. Fischer, *Motion-Queuing Algorithmen für eine realitätsnahe Bewegungssimulation*, Braunschweig, 2009.
- [15] A. Neukum, J. Paulig, L. Frömmig und R. Henze, Untersuchung zur Wahrnehmung von Lenkmomenten, F. A. e.V., Hrsg., 2009.
- [16] A. Neukum, „Behrbarkeit fehlerhafter EPS-Lenkeingriffe - Fahrverhalten und Einflussfaktoren,“ in *s chassis.tech plus - 1. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium*, München, 2010.
- [17] G. Stock, *Handlingpotentialbewertung aktiver Fahrwerkregelsysteme*, Braunschweig, 2010.
- [18] A. Zomotor, A. Horn und K. Rompe, „Bremsen in der Kurve - Untersuchung eines Testverfahrens,“ ATZ, Nr. 82 9, 1980.
- [19] H. W. Müller, *Die Umlaufgetriebe: Auslegung und Vielseitige Anwendungen*, Berlin Heidelberg: Springer, 1998.
- [20] R. Isermann, Hrsg., *Fahrdynamik-Regelung Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*, Wiesbaden: Vieweg ATZ/MTZ-Fachbuch, 2006.
- [21] B. Breuer und H. B. Karlheinz, Hrsg., *Bremsenhandbuch - Grundlagen Komponenten Systeme Fahrdynamik*, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.

- [22] H. Fennel, „ABS plus und ESP - Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik,“ *ATZ*, Nr. 100, 4, 1998.
- [23] B. Lexikon, „BMW Deutschland Lexikon,“ 2012. [Online]. Available: <http://www.bmw.de/de/footer/publications-links/technology-guide/cbc.html>. [Zugriff am 20.08.2012].
- [24] ISO 7975, *Braking in a turn*, Berlin: Beuth Verlag, 1987.
- [25] ISO 14512, *Straight-Ahead braking on surfaces with split coefficient of friction*, Genf: ISO, 1999.

## Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2010)

Nr.	Titel
227	Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Dünnbleche aus Stahl, 2010
228	Systemmodellierung für Komponenten von Hybridfahrzeugen unter Berücksichtigung von Funktions- und EMV-Gesichtspunkten, 2010
229	Methodische und technische Aspekte einer Naturalistic Driving Study, 2010
230	Analyse der sekundären Gewichtseinsparung, 2010
231	Zuverlässigkeit von automotive embedded Systems, 2011
232	Erweiterung von Prozessgrenzen der Bonded Blank Technologie durch hydromechanische Umformung, 2011
233	Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge, 2011
234	Konsistentes Materialmodell für Umwandlung und mechanische Eigenschaften beim Schweißen hochfester Mehrphasen-Stähle, 2011
235	Makrostrukturelle Änderungen des Straßenverkehrslärms, Auswirkung auf Lästigkeit und Leistung, 2011
236	Verbesserung der Crashesimulation von Kunststoffbauteilen durch Einbinden von Morphologiedaten aus der Spritzgießsimulation, 2011
237	Verbrauchsreduktion an Nutzfahrzeugkombinationen durch aerodynamische Maßnahmen, 2011
238	Wechselwirkungen zwischen Dieselmotortechnik und -emissionen mit dem Schwerpunkt auf Partikeln, 2012
239	Überlasten und ihre Auswirkungen auf die Betriebsfestigkeit widerstandspunktgeschweißter Feinblechstrukturen, 2012
240	Einsatz- und Marktpotenzial neuer verbrauchseffizienter Fahrzeugkonzepte, 2012
241	Aerodynamik von schweren Nutzfahrzeugen - Stand des Wissens, 2012
242	Nutzung des Leichtbaupotentials von höchstfesten Stahlfeinblechen durch die Berücksichtigung von Fertigungseinflüssen auf die Festigkeitseigenschaften, 2012
243	Aluminiumschaum für den Automobileinsatz, 2012
244	Beitrag zum Fortschritt im Automobilleichtbau durch belastungsgerechte Gestaltung und innovative Lösungen für lokale Verstärkungen von Fahrzeugstrukturen in Mischbauweise, 2012
245	Verkehrssicherheit von schwächeren Verkehrsteilnehmern im Zusammenhang mit dem geringen Geräuschniveau von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben, 2012
246	Beitrag zum Fortschritt im Automobilleichtbau durch die Entwicklung von Crashabsorbieren aus textil-verstärkten Kunststoffen auf Basis geflochtener Preforms und deren Abbildung in der Simulation, 2013
247	Zuverlässige Wiederverwendung und abgesicherte Integration von Softwarekomponenten im Automobil, 2013
248	Modellierung des dynamischen Verhaltens von Komponenten im Bordnetz unter Berücksichtigung des EMV-Verhaltens im Hochvoltbereich, 2013
249	Hochspannungsverkopplung in elektronischen Komponenten und Steuergeräten, 2013
250	Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Feinbleche aus Stahl unter Schubbeanspruchung, 2013



- 251 Parametrischer Bauraum – synchronisierter Fahrzeugentwurf, 2013
- 252 Reifenentwicklung unter aerodynamischen Aspekten, 2013
- 253 Einsatz- und Marktpotenzial neuer verbrauchseffizienter Fahrzeugkonzepte – Phase 2, 2013
- 254 Qualifizierung von Aluminiumwerkstoffen für korrosiv beanspruchte Fahrwerksbauteile unter zyklischer Belastung (Salzkorrosion), 2013
- 255 Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen, 2013
- 256 Naturalistic Driving Data, Re-Analyse von Daten aus dem EU-Projekt euroFOT, 2013
- 257 Ableitung eines messbaren Klimasummenmaßes für den Vergleich des Fahrzeugklimas konventioneller und elektrischer Fahrzeuge, 2013
- 258 Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen, Teile 1 und 2, 2013
- 259 Erweiterung des Kerbspannungskonzepts auf Nahtübergänge von Linienschweißnähten an dünnen Blechen, 2013
- 260 Numerische Untersuchungen zur Aerodynamik von Nutzfahrzeugkombinationen bei realitätsnahen Fahrbedingungen unter Seitenwindeinfluss, 2013
- 261 Rechnerische und probandengestützte Untersuchung des Einflusses der Kontaktwärmeübertragung in Fahrzeugsitzen auf die thermische Behaglichkeit, 2013
- 262 Modellierung der Auswirkungen verkehrsbedingter Partikelanzahl-Emissionen auf die Luftqualität für eine typische Hauptverkehrsstraße, 2013
- 263 Laserstrahlschweißen von Stahl an Aluminium mittels spektroskopischer Kontrolle der Einschweißtiefe und erhöhter Anbindungsbreite durch zweidimensional ausgeprägte Schweißnähte, 2014
- 264 Entwicklung von Methoden zur zuverlässigen Metamodellierung von CAE Simulations-Modellen, 2014
- 265 Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von PKW, 2014

## Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 <a href="http://www.vda-fat.de">www.vda-fat.de</a>
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2014

**VDA**

Verband der  
Automobilindustrie

**FAT**

Forschungsvereinigung  
Automobiltechnik

Behrenstraße 35  
10117 Berlin  
[www.vda.de](http://www.vda.de)  
[www.vda-fat.de](http://www.vda-fat.de)