



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna | Austria



DISSERTATION

Simulationsbasierte optimale Lösung des Zielkonfliktes zwischen Performance und Fahrbarkeit in der Rennfahrzeugabstimmung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
technischen Wissenschaften (Dr. techn.), eingereicht an der TU Wien, Fakultät für
Maschinenwesen und Betriebswissenschaften, von

M.Sc. Mathias Ganzner

Matr.Nr.: 01428870

unter der Leitung von:

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann
Institut für Mechanik und Mechatronik, E325-01

Wien, Februar 2023

Begutachtet von:

Prof. Dr. Manfred Plöchl
Institut für Mechanik und Mechatronik

Technische Universität Wien

Prof. Dr. Peter Pfeffer
Fakultät für Maschinenbau, Fahrzeugtechnik,
Flugzeugtechnik
Hochschule München

Eidesstattliche Erklärung

M.Sc. Mathias Ganzner

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht. Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/ Begutachtern beurteilten Arbeit überein. Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronischtechnisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

Wien, 27.02.2023

Mathias Ganzner

Vorwort

Die vorliegende Arbeit habe ich während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Motorsportabteilung der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG begonnen und nach dem Wechsel in eine Festanstellung in der Freizeit weitergeführt. Meinem Betreuer und Kollegen Peter van Vliet, danke ich für seinen Einsatz für die Schaffung der Doktorandenstelle und den anhaltenden Austausch.

Ich danke Prof. Johannes Edelman für die langjährige Betreuung und das dabei entgegengebrachte Vertrauen. Mir wurde eine selbstständige Arbeitsweise ermöglicht, welche von konstruktiven wissenschaftlichen Diskussionen eingerahmt wurde. Ebenfalls danke ich Prof. Manfred Plöchl für die zahlreichen Anregungen und den fachlichen Austausch.

Mein ganz besonderer Dank ergeht an meine Familie, welche viele Stunden auf mich als Ehemann, Sohn, Bruder, Papa, Schwiegersohn und Schwager verzichten mussten. Ich danke meiner Frau Alicia für ihre unendliche Geduld und Liebe. Es sind letztendlich ein paar mehr Weihnachten bis zur Fertigstellung geworden als mal geplant. Ich möchte meinen Eltern Ellen und Walter für ihre Liebe und Fürsorge danken. Ihr habt mich immer meinen Weg gehen lassen und nie an mir gezweifelt. Ich habe vieles meinem großen Bruder Christof zu verdanken, von dem ich von klein auf gelernt habe und der immer für mich da ist.

Mama wir denken an dich.

Jetzt ist der Knopf dran :-)

Kurzfassung

Das Erstellen einer optimalen fahrdynamischen Abstimmung für einen Rennwagen beschäftigt Ingenieure seit Generationen. Beginnend mit der Abstimmung durch den Fahrversuch, wurde dies durch eine zunehmende theoretische Auslegung anhand von Berechnungsmodellen unterstützt. Durch eine verbesserte Messtechnik und einer Zunahme an verfügbarer Rechenleistung wird es ermöglicht, realistischere und genauere Simulationsmodelle zu erstellen, mit deren Hilfe versucht wird, die optimale Fahrzeugabstimmung zu finden. Hierzu werden insbesondere Rundenzeitsimulationen durchgeführt. Das globale Auslegungsziel ist die Erzielung der schnellsten Rundenzeit unter der Berücksichtigung der Rahmenbedingungen, insbesondere dem fahrerischen Können. Zur quantitativen Abbildung des fahrerischen Könnens wird in dieser Arbeit das Fahrerkönnen durch eine Transformation auf die Fahrbarkeit abgebildet, welche ausgewählte Kennwerte des Fahrzeuges sind. Zur Bestimmung von geeigneten Kennwerten für die Bewertung der Fahrbarkeit wird eine Literaturrecherche durchgeführt und neue Kennwerte definiert. Die Eigenschaften der Kennwerte werden durch verschiedene Untersuchungen analysiert und bewertet. Die als geeignet bestimmten Fahrbarkeitskennwerte werden in der für diese Fragestellung entwickelten optimalsteuerungsbasierten Rundenzeitsimulationsumgebung eingesetzt, um den Zielkonflikt zwischen Performance und Fahrbarkeit darzustellen. Dies ermöglicht eine praxisrelevante Setupoptimierung auf Basis der offline-Simulation.

Es wird ein Auslegungsprozess definiert, der es ermöglicht mit praxistauglichen Methoden, durch die Verknüpfung von Fahrversuch und Simulation, eine optimale Abstimmung zu ermitteln. Anhand einer globalen Sensitivitätsanalyse und dazugehöriger Auswertungen wird es ermöglicht, die verschiedenen fahrdynamischen Zusammenhänge und Zielkonflikte darzustellen. Hieraus ergeben sich Parametertendenzen für die optimale Abstimmung. Durch den Einsatz numerischer Optimierungsverfahren wird automatisiert anhand vorgegebener Modellparameter auf Zielwerte optimiert, welche auch die Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten berücksichtigen. Es hat sich gezeigt, dass die Erstellung eines Metamodells eine effiziente numerische Optimierung ermöglicht, bei der das Simulationsmodell als Blackbox angesehen werden kann und somit ein universelles Verfahren erstellt wird.

Zur Demonstration und Validierung des Prozesses wird dieser anhand eines Beispielfahrzeuges gezeigt. Die in der Dissertation erstellte Methode zur simulationsbasierten optimalen Lösung des Zielkonfliktes zwischen Performance und Fahrbarkeit, wird nun in der industriellen Praxis angewandt, um die zwei Welten Fahrversuch und Fahrdynamiksimulation enger zu verknüpfen und somit eine bessere Performance zu erzielen, wodurch Siege auf der Rennstrecke eingefahren werden.

Abstract

Finding the optimal setup of a race car challenges engineers since decades. While previously the setup was tuned based on vehicle testing on the track, tuning is now supported by applying advanced simulation models. Due to the availability of more accurate and applicable measurement equipment and increasing computing power, more realistic and better validated models may help to find the optimal setup. In practical application lap time simulations are applied where the global design target is the fastest lap time considering boundary conditions, in particular the skills of the driver. To take the driver skills into account, these are mapped to the drivability of the vehicle. To define suitable indicators to represent the drivability of a vehicle, a literature research is performed and new indicators are derived. The trade-off between performance (i.e. minimum lap time) and drivability is shown based on a newly developed optimal control lap time simulation environment applying the derived drivability indicators. This simulation environment enables a practice-oriented setup optimization based on off-line simulations, where the defined design process allows for an effective combination of test drives and simulations. Based on a global sensitivity analysis, the influence of different vehicle properties and parameter trends for the optimal setup can be shown. Due to numerical optimization it is possible to achieve the design goals automated, based on defined parameters that may take also model uncertainties into account. It is shown that the procedure may be even more efficient from a computing time perspective by applying generated (black box) meta models. Since any black-box model may be applied, the tool chain may be considered to be universal. To demonstrate and validate the proposed design process, an example use-case is shown. The main result of this thesis is the derived approach for simulation-based analysis and optimization of the trade-off between performance and drivability. The developed tool chain is already applied in industrial practice to closely link test drives and vehicle dynamics simulations, enabling better performance to win races on track.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Beschreibung des Zielkonfliktes	1
1.3	Stand der Technik zu Fahrbarkeitsbeschränkungen in Minimum-Time-Maneuvering	4
1.4	Aufbau der Arbeit	6
2	Modelle und Methoden	9
2.1	Fahrzeugmodellierung	9
2.1.1	Übersicht und Auswahl	9
2.1.2	Freiheitsgrade	10
2.1.3	Reifenmodell	11
2.2	Streckenmodellierung	14
2.3	Modellierung des Fahrers	14
2.3.1	Übersicht und Auswahl	14
2.3.2	Implementierung Optimalsteuerungsmethode	15
2.3.3	Open-Loop-Steady-State Fahrmanöver	21
2.4	Gesamtprozess	22
2.4.1	Sensitivitätsanalyse	22
2.4.2	Metamodelle	31
2.4.3	Optimierung	34
3	Objektivkennwerte zur Bewertung der Fahrdynamik	39
3.1	Ziele und Anforderungen	39
3.1.1	Datenquellen	39
3.1.2	Anforderungen an Performance	40
3.1.3	Anforderungen an Fahrbarkeitskennwerte	40
3.1.4	Zusammenhang der Kenngrößen	41
3.2	Fahrbarkeitsbewertung	43
3.2.1	Kennwerte aus der Systemtheorie	43
3.2.2	Kennwerte aus der Fahrdynamik	50
3.2.3	Gruppierung der Kennwerte	57
3.3	Auswahl der Kennwerte basierend auf Open-Loop-Steady-State	59
3.3.1	Querdynamik mit Lenkradwinkelrampe	60
3.3.2	Globale Korrelation über gesamten OLSS-Zustandsraum	77
3.3.3	Vorauswahl Eignung für Minimum-Time-Maneuvering	80
3.3.4	Auswahl	81
3.4	Zusammenfassung und Bewertung	84
3.4.1	Zielerfüllung	84
3.4.2	Der „Ein“ Kennwertansatz	85
4	Zielkonflikt Performance und Fahrbarkeit	87
4.1	Darstellung des Zielkonfliktes	87
4.1.1	Beschreibung	87

4.1.2	Zielkonflikt durch Variation der Mechanische Balance	88
4.1.3	Aufweiten des Zielkonfliktes mit aktiven Systemen	90
4.2	Korrelation der Kennwerte basierend auf dynamischen Fahrzuständen	95
4.2.1	Korrelation der Performance	95
4.2.2	Korrelation der Fahrbarkeitsbeschränkungen	99
4.2.3	Erkenntnis	104
4.3	Zusammenfassung und Bewertung	108
5	Anwendung Gesamtmethode	109
5.1	Vorgaben	109
5.1.1	Strecke	109
5.1.2	Entwurfsraum	109
5.1.3	Zielwerte	110
5.2	Metamodell	111
5.3	Sensitivitäten	113
5.3.1	Globale Sensitivitäten	113
5.3.2	Lokale Sensitivitäten	115
5.4	Setupoptimierung auf Zielwerte	116
5.4.1	Paretofront	116
5.4.2	Fahrerspezifisches optimales Setup	118
5.4.3	Energieverbrauch	125
6	Zusammenfassung und Bewertung	129
6.1	Fazit	129
6.1.1	Stärken	129
6.1.2	Schwächen	130
6.1.3	Abgrenzung	130
6.2	Ausblick	131
	Abkürzungen	144
A	Anhang	147
A.1	Fahrzeugmodellgleichung	147
A.2	Fahrzeugmodellparameter	148
A.2.1	Gewichte und Trägheiten	148
A.2.2	Abmessungen	148
A.2.3	Fahrwerk	148
A.2.4	Aerodynamik	148
A.2.5	Antrieb	148

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Für Erfolg im Motorsport ist neben einem guten Fahrer auch das auf ihn optimal abgestimmte Fahrzeug notwendig. Hierbei werden durch Setupoptimierungen die letzten hundertstel Sekunden gesucht, welche über die Renndistanz zum Sieg führen können. Im professionellen Motorsport wird ein dreistufiger Prozess angewandt, mit dem Ziel von der globalen offline simulationsbasierten Betrachtung über die diskrete Betrachtung mit Fahrer im Fahr Simulator (DiL) in den finalen Streckentest überzugehen. Durch dieses Vorgehen wird schrittweise die Varianz verringert jedoch die Genauigkeit gesteigert, da zunehmend die Annahmen des Simulationsmodells entfallen.

Für den ersten Schritt werden umfangreiche Simulationsmodelle des Fahrzeuges erstellt, die es ermöglichen Setupvarianten zu simulieren. In Verbindung mit Optimierungsverfahren ist es möglich optimale Setupparameter für vorgegebene Zielwerte zu bestimmen. Dabei gibt es aktuell den Nachteil, dass bei klassischen Rundenzeitsimulationen der Fahrer nicht genügend abgebildet wird. Insbesondere seine Fähigkeit die Performance, siehe Abschnitt 3.1.2, umzusetzen, was als Fahrerkönnen definiert wird. Dies führt dazu, dass die simulierten Rundenzeitenunterschiede nicht direkt auf reale Fahrer übertragbar sind und tendenziell Setupvarianten, die in der Realität ein erhöhtes Fahrerkönnen benötigen, in der Simulation schneller sind. Somit ist in Schritt zwei der Einsatz des Fahr Simulator erforderlich, um darüber das Fahrerkönnen zu bewerten. Dieser hat jedoch den Nachteil, dass es zeitaufwändig ist und auf Grund des Faktors Mensch nicht komplett reproduzierbare Ergebnisse liefert. Wodurch an dieser Stelle ein automatischer Setupoptimierungsprozess nur begrenzt eingesetzt werden kann. Um eine automatische Setupoptimierung einsetzen zu können, welche Ergebnisse liefert, die in die Realität übertragbar sind, ist es wünschenswert geeignete Kennwerte zur Berücksichtigung der Bewertung des Fahrerkönnens in die Rundenzeitsimulation zu integrieren.

1.2 Beschreibung des Zielkonfliktes

Der erwartete Zusammenhang zwischen der umsetzbaren Performance eines Fahrzeuges mit einem Fahrer mit definiertem Fahrerkönnen ist in Abbildung 1.1 zu sehen. Die Paretofront bildet hierbei die maximale Performance für das jeweilige Fahrerkönnen ab. Es ist ersichtlich, dass mit einem erhöhten Fahrerkönnen eine bessere Performance erzielt werden kann, welche abhängig vom jeweiligen Fahrzeugsetup ist.

Betrachtet man die Systemgrenzen, in Abbildung 1.2, besteht der geschlossene Regelkreis, welcher notwendig ist um ein Fahrzeug zu fahren, aus *Fahrzeug+Fahrer*. Das Fahrerkönnen bewertet hierbei die Strecke *Fahrer* und die Fahrbarkeit die Strecke *Fahrzeug*. Für ein sicheres und schnelles Fahrverhalten wird ein systemtheoretisches asymptotisch stabiles Verhalten, des geschlossenen Regelkreises, gefordert. Der Fahrer weist, abhängig von seinem Können, unterschiedlich gute Fähigkeiten auf, den geschlossenen Regelkreis stabil zu regeln [1]. Daraus wird ersichtlich, dass es möglich ist, das Fahrzeug durch die Fahrbarkeitskennwerte, siehe Abschnitt 3.2,

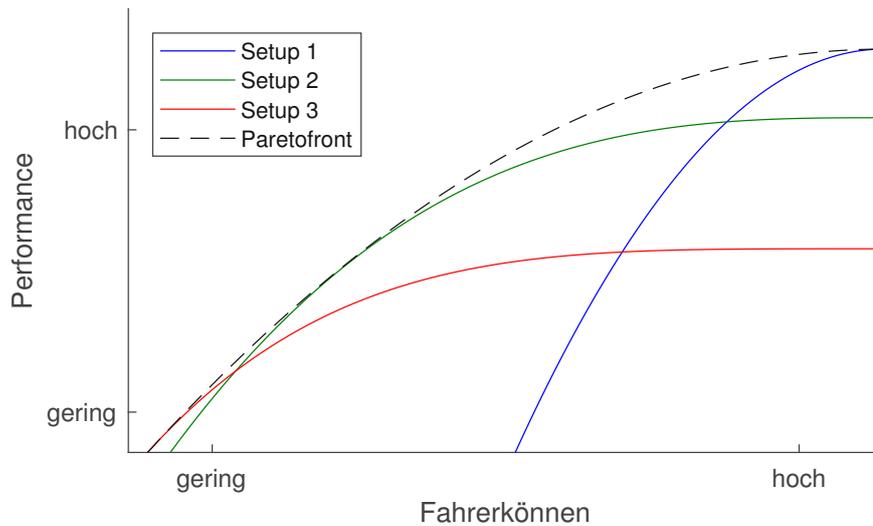


Abb. 1.1: Zusammenhang zwischen Performance und Fahrerkönnen

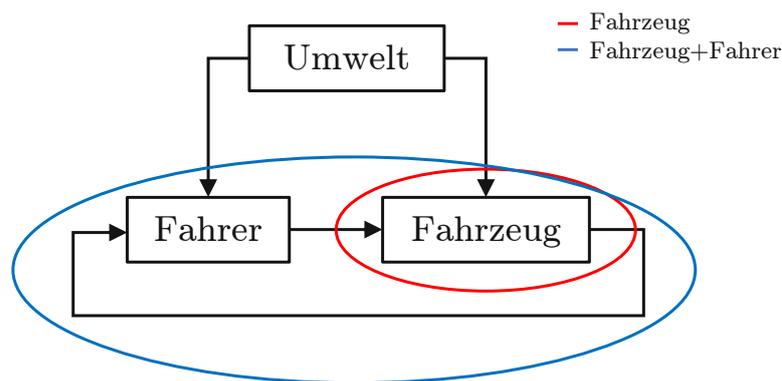


Abb. 1.2: Systemgrenzen des Gesamtsystems

zu bewerten, um daraus das notwendige Fahrerkönnen abzuleiten. Zur quantitativen Abbildung des Fahrerkönnens wird, in dieser Arbeit, das Fahrerkönnen durch eine Transformation auf die Fahrbarkeit abgebildet, welche durch Key-Performance-Indicator (skalärer objektiver Kennwert) (KPI) dargestellt werden.

Es wird die Annahme getroffen, dass der generelle Zusammenhang zwischen Fahrerkönnen und Fahrbarkeit wie in Abbildung 1.3 verläuft. Das Fahrerkönnen weist hierbei eine Obergrenze auf, welches der Grenze des absolut menschlich Möglichen entspricht und somit Profirennfahrer abbildet. Darin wird der Bereich, der jeweils mit definiertem Fahrerkönnen umsetzbaren Fahrbarkeit, eingeschlossen. Der genaue Zusammenhang und Verlauf der Grenze ist nicht bekannt und die genauere Bestimmung ist nicht Teil dieser Arbeit. Hierfür sind, nach der Definition der zu verwendenden Fahrbarkeits-KPI, Korrelationsstudien erforderlich, welche auf Basis von Simulator Fahrten am DiL mit verschiedenen Abstimmungsvarianten und Fahrern durchgeführt werden. In dieser Arbeit wird, wenn nicht anders angegeben, von dem abgebildeten linearen Verlauf mit Obergrenze ausgegangen, was keine Einschränkung für die Methode darstellt.

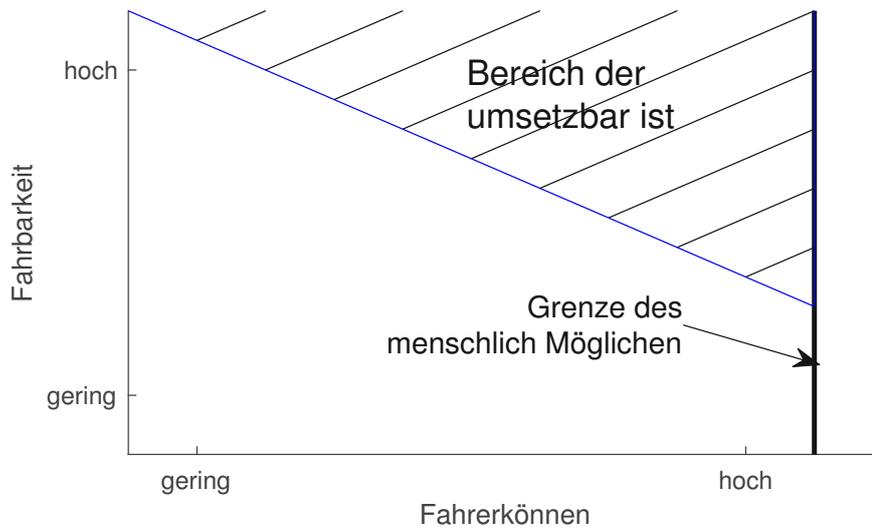


Abb. 1.3: Zusammenhang zwischen Fahrbarkeit und Fahrerkönnen

Wird nun das Fahrerkönnen, in Abbildung 1.1, durch den in Abbildung 1.3 definierten Zusammenhang, durch die Fahrbarkeit ersetzt, ergibt sich der Zielkonflikt zwischen Performance und Fahrbarkeit, welcher in Abbildung 1.4 skizziert ist. Mit zunehmender Fahrbarkeit verringert sich die maximale Performance. Die allgemeine Ursache hierfür ist, dass für eine optimale

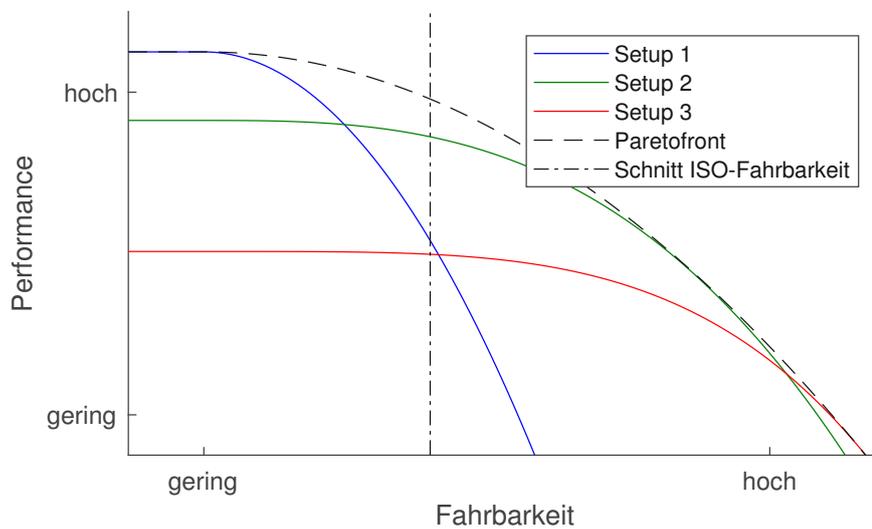


Abb. 1.4: Zielkonflikt zwischen Performance und Fahrbarkeit

Performance die Reifenkräfte aller 4 Reifen möglichst komplett ausgenutzt werden müssen, jedoch für eine gute Fahrbarkeit die Hinterachse eine entsprechende Reserve aufweisen sollte. Für eine detailliertere Beschreibung ist es möglich, das Fahrerkönnen durch den Zusammenhang mehrerer Fahrbarkeitskennwerte abzubilden, woraus sich eine mehrdimensionale Paretofront für den Zielkonflikt Performance und Fahrbarkeit ergibt.

Die Verläufe der umsetzbaren Performance für verschiedene Abstimmungsvarianten unterscheiden sich bezüglich der betrachteten Fahrbarkeit. Zur Darstellung werden die beispielhaften

Setupvarianten 1-3 abgebildet, welche durch die Paretofront eingehüllt sind. Daraus ergibt sich, dass für die Bestimmung eines performanceoptimalen Setups die Fahrbarkeit vorgegeben sein muss. Ein Schnitt des Diagramms 1.4 entlang einer definierten Fahrbarkeit resultiert in Abbildung 1.5. Darin lässt sich der, für die vorgegebene Fahrbarkeit, optimale Setupparameter bestimmen. Zur Darstellung wird das Setup in diesem Fall, als zusammengefasster Parameter angesehen. Allgemein kann das Setup aus n variablen Parametern bestehen.

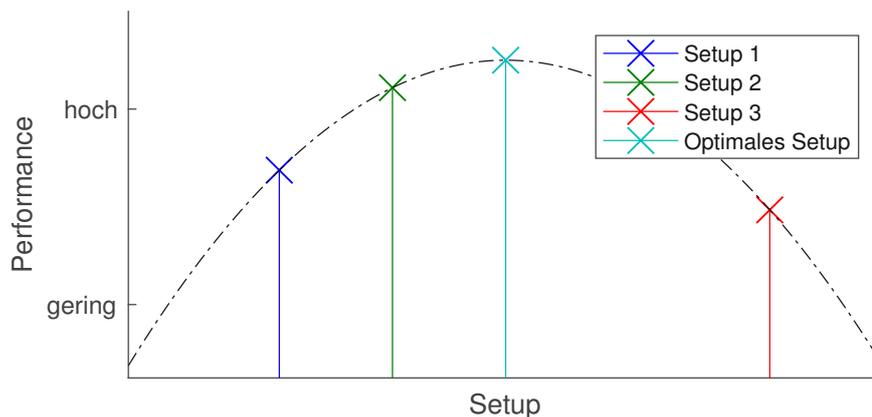


Abb. 1.5: Beispielhafter Zusammenhang zwischen Performance und Setup bei vorgegebener Fahrbarkeit

1.3 Stand der Technik zu Fahrbarkeitsbeschränkungen in Minimum-Time-Maneuvering

Nachfolgend wird ein Überblick gegeben, wie in verschiedenen Veröffentlichungen zum Thema offline Rundenzeitsimulation, dem sogenannten Minimum-Time-Maneuvering (MTM), die Fahrbarkeit berücksichtigt und beschränkt wird. Die Beschränkung ist notwendig, um die Grenzen eines realen Fahrers im Fahrermodell der MTM abzubilden, was notwendig ist, um performanceoptimale Setups für die Zielfahrergruppe bestimmen zu können. Einen Überblick zum Thema MTM ist in [2] zu finden.

[3] setzt MTM ein, um die Auswirkungen verschiedener Fahrzeugmodellierungen und Reifenmodelle auf das Fahrverhalten in sicherheitskritischen Fahrmanövern zu untersuchen. Als Beschränkungen werden hierbei der maximale Radeinschlagswinkel und die Radeinschlagswinkelgeschwindigkeit verwendet. Nimmt man eine übliche Lenkradwinkelübersetzung von 15 an, so ergibt sich aus der maximalen Radeinschlagswinkelgeschwindigkeit von $60 \frac{\circ}{s}$ eine maximale Lenkradwinkelgeschwindigkeit von $900 \frac{\circ}{s}$, welche für einen sportlichen Fahrer als realistischer Wert eingestuft wird. Zusätzlich werden die Antriebsmomente auf ein gewisses Maß reduziert, um große Schlupfwerte zu vermeiden. Der Schwimmwinkel wird nicht beschränkt.

[4] führt durch Parametervariation eine Rundenzeitoptimierung für ein Formel 1 Fahrzeug durch. Dabei werden keine expliziten Vorgaben von Stabilitätsbeschränkungen an die MTM definiert, sondern die Stabilität wird indirekt über die Vorgabe sinnvoller Parametergrenzen definiert, welche starke Übersteuerfahrmanöver vermeiden. Als Beispiel wird die Aerodynamische Balance (AB) aufgeführt und erwähnt, dass diese Stabilitätsgrenzen in eine Parameteroptimierung mitaufgenommen werden können. Für die in der Ausarbeitung vorgestellten Ergebnisse, werden jedoch keine stabilitätsabhängigen Parametergrenzen verwendet. Da sich die Parametergrenzen

nur auf ausgewählte Fahrzustände, die über Open-Loop Manöver bestimmt werden, beziehen, ist hier keine vergleichbare Fahrstabilität verschiedener Setups in der MTM gewährleistet. Dies führt zu einer eingeschränkten Aussagekraft der Methode und bildet somit nicht den Zielkonflikt zwischen Fahrbarkeit und Performance vollständig ab.

[5] erstellt ein MTM um verschiedene Modelle und Lösungsverfahren zu untersuchen. Als Beschränkungen wird die Vorderachsraddynamik auf stabile Zustände limitiert, um ein Blockieren der Räder zu vermeiden. Des Weiteren werden die Eigenwerte im 2D- reduzierten System mit $\dot{\psi}$ und β berechnet, um die Auswirkung von Parametervariationen daran zu zeigen. Diese werden jedoch nicht als Beschränkungen für die MTM verwendet, was dem Ansatz von [4] entspricht. Damit verschiedene Lösungen mit großen Hinterachsschräglaufwinkeln vermieden werden, wird eine distanzbasierte Beschränkung des maximalen Hinterachsschräglaufwinkels eingesetzt. Es wird empfohlen auf dem Gebiet der Beschränkungen zur Abbildung eines realistischeren Fahrverhalten weiter zu forschen.

[6] setzt eine auf Model-Predictive-Control (MPC) entwickelte Rundenzeitsimulation ein, um Untersuchungen für eine robustere Lösung bezüglich des Fahrzeug- und Fahrerhaltens durchzuführen. Dabei wird die Hypothese aufgestellt, dass der Lenkaufwand (Driver Effort) als Maß für die Fahrbarkeit angewandt werden kann. Der erwartete Zusammenhang zwischen Rundenzeit und Lenkaufwand ist in Abbildung 1.6 zu sehen. Zur Darstellung verschiedener Fahrer

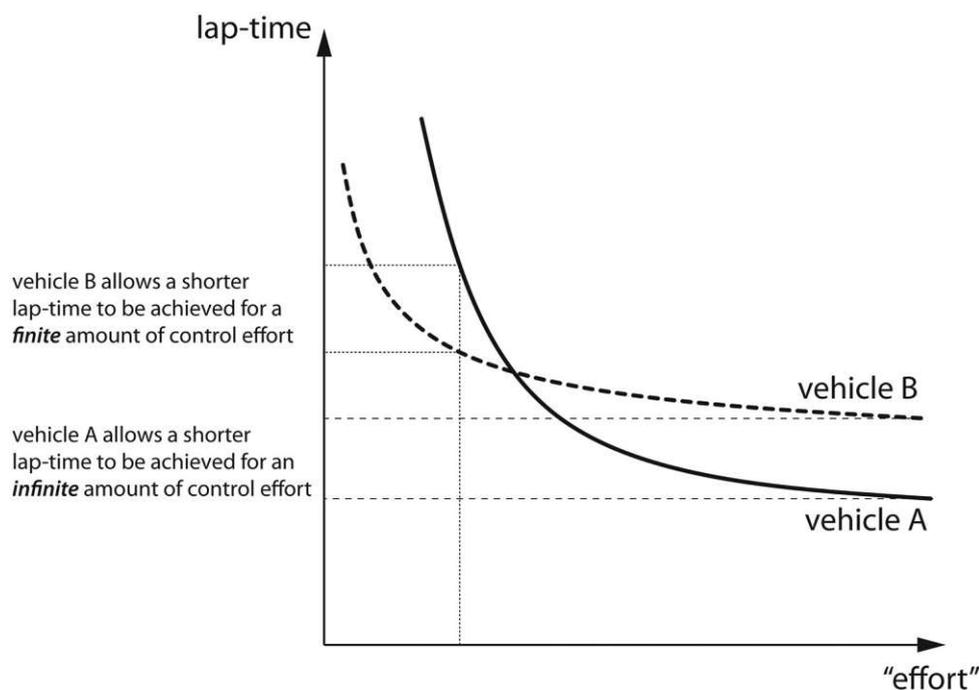


Abb. 1.6: Hypothese: Zielkonflikt zwischen Rundenzeit und Lenkaufwand zur Darstellung der Fahrbarkeit, [6]

mit verschieden starker Reifenpotenzialausnutzung werden die Gewichte des Linear-Quadratischen-Regler (LQR)-Fahrerreglers variiert. Als Maß für die Fahrbarkeit dient der Effektivwert der Lenkradwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_F$. In der Untersuchung, mit zwei Fahrzeugvarianten, kann die Vermutung nicht bewiesen werden, da das untersteuernder ausgelegte Fahrzeug, mit geringerem Lenkaufwand, immer schneller ist.

In [7], wird auf Basis der indirekten Optimalsteuerungsmethode, das optimale Fahrverhalten eines Go-Karts, mit dem Schwerpunkt des geschlossenen Differenzials, untersucht. Dabei wird die Fahrzeugbalance in der Auswertung mit dem definierten Kennwert Steeringratio bewertet. Eine

explizite Vorgabe von Stabilitäts- oder Balancebeschränkungen für das Optimalsteuerungsproblem wird hingegen nicht vorgenommen.

[8] weist darauf hin, dass es in dieser Veröffentlichung nicht darum geht den realen Fahrer abzubilden, sondern den Fahrer als reinen optimalen Regler abzubilden. Zur Berücksichtigung der Fahrstabilität werden in der final umgesetzten Methode vier Beschränkungen definiert.

1. maximaler Radschlupf
2. maximaler Untersteuerlenkwinkel $\delta_F - \delta_{acker,F}$
3. maximaler Schwimmwinkel.
4. kein Abheben eines Rades

In vorherigen Veröffentlichungen [9] werden auch Studien mit zusätzlichen Beschränkungen basierend auf Yaw-Moment Stability Derivative $N_\beta > 0 \frac{Nm}{rad}$ und Yaw Control Moment Derivative $N_\delta > 20000 \frac{Nm}{rad}$, siehe Abschnitt 3.2.1.2 verwendet, um instabile Bereiche und Bereiche ohne Steuerbarkeit zu vermeiden. Es wurde auch die Verwendung des Stabilitätsgebiet, abhängig von β und $\dot{\beta}$, als Beschränkung untersucht und $\max(\beta)$ als ausreichend bewertet.

[10] untersucht das im Rally Sport übliche Fahrmanöver Trail-Braking in der Simulation und experimentell. Es werden hierbei Haarnadelkurven mit großem Schwimmwinkel simuliert. Dabei werden keine Berücksichtigungen von Fahrbarkeit oder Stabilität vorgenommen, da das Trail Braking Manöver ein Open-Loop instabiler Fahrzustand ist.

In [11, 12] wird die entwickelte MTM Umgebung „mima“ eingesetzt um Setupoptimierungen durchzuführen und thermische Reifenmodelle zu untersuchen. Als Beschränkungen des Fahrzustandes wird die maximale Gierrate, um einen Spin zu vermeiden, eingesetzt und eine Beschränkung, um blockierende Räder beim Bremsen zu vermeiden.

[13] untersucht mit Optimal-Control-Problem (OCP) den Einfluss von Antriebsstrangtopologien und verschiedenen Untergründen auf die Performance am Beispiel von Haarnadelkurven. Für die Abbildung eines realistischen Fahrverhaltens, wird der maximale Lenkradwinkel, die maximale Lenkgeschwindigkeit und die maximale Fahrpedalgeschwindigkeit beschränkt. Bei Fahrmanövern auf losem Untergrund werden große Schwimmwinkel im Open-Loop instabilen Fahrzustand erreicht.

[14] demonstriert anhand eines GP2 Fahrzeugmodells die Wirksamkeit der Setupoptimierung mit dem MTM Verfahren zur Bestimmung der Performance. Es wird der maximale Längsschlupf an der Vorderachse beschränkt und zusätzlich die Stellgeschwindigkeiten von Antriebsmoment und Lenkwinkel limitiert. In [15] wird der Reifenschlupf auf die Ausnutzung der maximalen Reifenkraft limitiert, jedoch ohne Betrachtung der Fahrzeugbalance.

[16] stellte eine Rundenzeitsimulation auf Basis von MPC und globaler Optimierung vor. Es werden keine Beschränkungen bezüglich der Stabilität erwähnt und in den gezeigten Signalverläufen sind, abgesehen vom Lenkradwinkel, keine hierfür relevanten Signale dargestellt.

Anhand der Literaturrecherche ist dem Autor aktuell keine umfassende Arbeit bekannt, die wie in dieser Arbeit explizit die Rundenzeit für verschiedene Fahrbarkeitsniveaus bestimmt. Was einen besseren Vergleich verschiedener Fahrzeugsetups ermöglicht.

1.4 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 werden die verwendeten Methoden und Modelle vorgestellt, welche die Grundlage für die weiteren Kapitel liefern. Eine Übersicht über die verwendeten Objektivkennwerte und Untersuchungen zur Eignung des Einsatzes als Fahrbarkeitskennwert, werden in Kapitel 3 vorgestellt.

In Kapitel 4 wird basierend auf den eingeführten Kennwerten zur Fahrbarkeitsbewertung und der entwickelten Rundenzeitsimulation der Zielkonflikt zwischen Performance und Fahrbarkeit aufgezeigt. Die gesamte exemplarische Anwendung der Methode zur Bestimmung eines optimalen Setups mit der offline Simulation wird in Kapitel 5 durchgeführt. Nachfolgend wird in Kapitel 6 die entwickelte Methode bewertet und weiterführende Punkte angesprochen.

In dieser Arbeit wird dargestellt wie der Zielkonflikt in der reinen offline Simulation abgebildet werden kann. Dies ermöglicht eine verbesserte Aussagefähigkeit, bezüglich der fahrerkönnen-abhängigen Performance, einer simulationsbasierten optimalen Fahrzeugabstimmung. Woraus bessere Setupoptionen resultieren, welche außerdem noch im DiL und auf der Rennstrecke getestet werden, um die in der Simulation nicht berücksichtigten Effekte abzudecken.

Kapitel 2

Modelle und Methoden

Der Fokus der Arbeit liegt auf der Erzielung neuer Erkenntnisse für die Bewertung des notwendigen Fahrkönnens und der Darstellung des Zielkonfliktes zwischen Performance und Fahrbarkeit in der Simulation. Um diese Aufgabe ganzheitlich und durchgängig zu bearbeiten, werden verschiedene Methoden und Modelle benötigt, welche sich am Stand der Technik orientieren. Die getroffene Auswahl verfolgt das Ziel, die möglichst geeignetste Methode, für die jeweilige Problemstellung, zu verwenden und auf den Anwendungsfall anzupassen und miteinander zu kombinieren.

Nachfolgend werden die eingesetzten Modelle und Methoden in Kurzform mit entsprechenden weiterführenden Verweisen vorgestellt. Es wird insbesondere auf Anpassungen, Erweiterungen und problemspezifische Erkenntnisse eingegangen.

2.1 Fahrzeugmodellierung

Es wird ein einheitliches Fahrzeugmodell für alle Anwendungsfälle in dieser Ausarbeitung verwendet. Dies bietet den Vorteil, dass die Ergebnisse direkt miteinander vergleichbar sind und keine Unsicherheiten, aufgrund verschiedenartiger Modellierungen, bestehen. Die Grundparametrierung entspricht dem eines GT-Rennfahrzeuges und ist in Anhang A.2 aufgelistet. Damit die Simulationsergebnisse auf die Realität übertragbar sind, sollte das Simulationsmodell eine gute Übereinstimmung mit der Realität und den Messdaten besitzen. Für praxistaugliche Verfahren zum Modellabgleich wird auf [17] verwiesen.

2.1.1 Übersicht und Auswahl

Die Möglichkeiten zur Modellierung eines Simulationsmodells für ein Fahrzeug sind vielfältig. Die einfachste Formulierung für die Anwendung in einer Rundenzeitsimulation ist ein Punktmasenmodell mit definierten maximalen Längs- und Querkraften. Die Komplexität lässt sich vom linearen Einspurmodell über Mehrkörpersimulation (MKS) Modelle mit flexiblen Körpern bis hin zu mit Finite-Element-Methode (FEM) modellierten Reifenmodellen steigern. Eine detailliertere Übersicht und einen Vergleich des Einflusses der Modellierungskomplexität bietet [18]. Das gesuchte Fahrzeugmodell muss die wesentlichen Effekte abbilden, um die Fragestellung der Arbeit beantworten zu können. Diese Effekte sind:

- Fahrzeugbalance und Reifenmaximalreiwert (Grip) Unterschiede durch Änderung der Mechanische Balance (MB) und Aerodynamische Balance (AB)
- Radlastverlagerungen
- Ebene und horizontale Fahrbahn
- Kombinierte Reifenkräfte

besitzt das Modell den Vorderachsenlenkwinkel δ_F , den Lenkwinkel der Hinterachsenlenkung δ_R , das Fahrerpedal u_{DP} für Bremsen und Beschleunigen, die Bremsbalance u_{BB} , aktives Differenzialspermoment u_{AD} , die Stellgrößen für Vorder- und Hinterachselektromotoren $u_{EM,F}$, $u_{EM,R}$, die Stellgröße für die MB u_{MB} und die Stellgröße für die AB u_{AB} . Durch das Zusammenfassen der ansonsten getrennten Fahrpedale für Beschleunigen und Bremsen, welche im Normalbetrieb nicht gleichzeitig betätigt werden, ergibt sich eine Vereinfachung der Stellgrößenansteuerung durch das Fahrermodell. Im Fahrzeugmodell wird u_{DP} , wie in Abbildung 2.2 gezeigt, auf die Motorleistungsanforderung des Verbrennungsmotor P_{CE} und den Bremsdruck p_{BRK} gemappt.

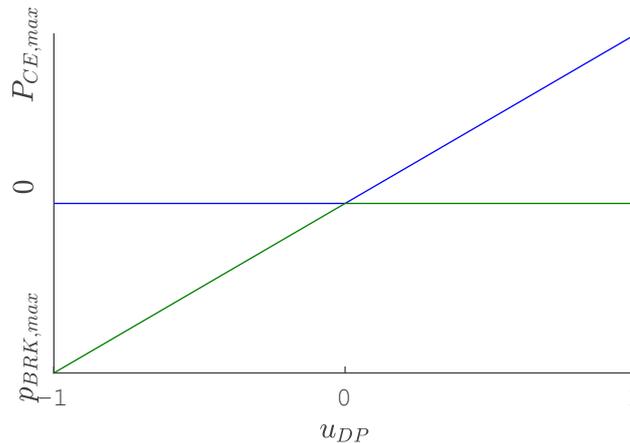


Abb. 2.2: Mapping von u_{DP}

Zusammengefasst wird das Fahrzeugmodell

$$\dot{\mathbf{x}}_{vm} = f(\mathbf{x}_{vm}, \mathbf{u}_{vm}) \quad (2.3)$$

als gewöhnliches nichtlineares Differentialgleichungssystem dargestellt.

2.1.3 Reifenmodell

Das verwendete Reifenmodell basiert auf der Pacejka Magic Formula 5.2 (MF52) [21]. Dieses Reifenmodell wurde gewählt, da es die Möglichkeit bietet die Reifencharakteristik durch die verschiedenen Parameter frei und unabhängig zu modifizieren, was den Vorteil hat, dass gezielt einzelne Effekte der Reifencharakteristik auf das Gesamtfahrverhalten untersucht werden können. Andere Reifenmodelle wie Brush-Modell [21, 22] oder TMeasy [23], bieten diese große Flexibilität, aufgrund der physikalischeren Modellierung, nicht. Der Vorteil dieser Reifenmodelle hingegen ist, dass sie weniger Parameter benötigen, um ein grundlegend physikalisches Verhalten abzubilden.

Die Grundcharakteristik des Reifens entspricht dem Reifen eines beispielhaften GT-Rennfahrzeuges und wurde an das verwendete Fahrzeugmodell angepasst. Der Fokus der Arbeit liegt nicht auf der exakten Nachbildung eines speziellen Reifens, sondern darin mit dem Reifenmodell die gewünschten Effekte darzustellen. Abbildung 2.3 zeigt die verwendeten Basis-Reifenkennlinien. Zur Berechnungsgeschwindigkeitserhöhung ist der sturzabhängige Anteil γ der Formeln gestrichen worden, da das verwendete Fahrzeugmodell aufgrund der Vereinfachung nur konstante Sturzwerte besitzt.

Das Reifenmodell wurde um die zusätzliche Ausgabe der verbleibenden Seitenkraftreserve

$$F_{y,ij,res}(\kappa, \alpha, F_z) = F_{y,ij,max}(\kappa, F_z) - |F_{y,ij}(\kappa, \alpha, F_z)| \quad (2.4)$$

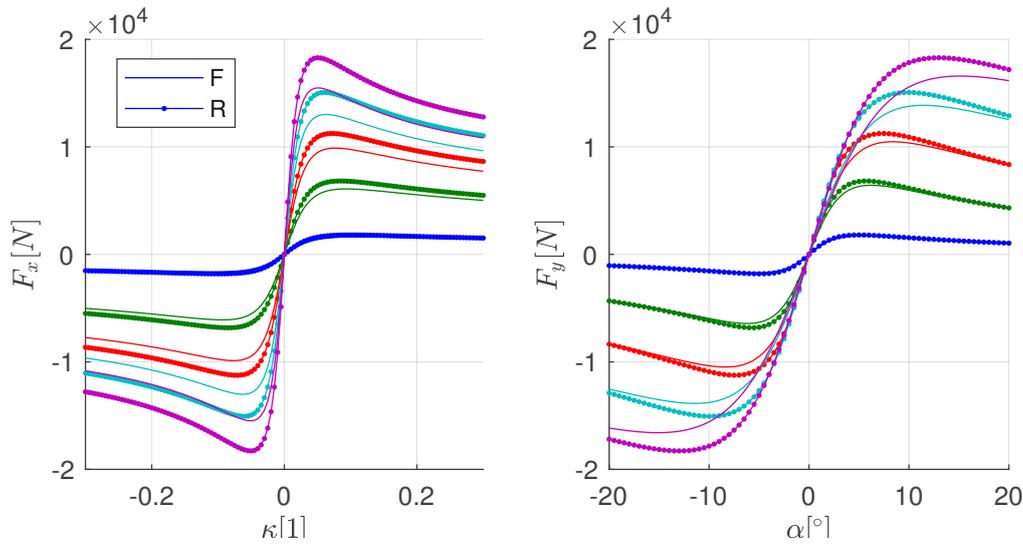


Abb. 2.3: Basis-Reifenkennlinien

für jeden Arbeitspunkt erweitert. Die maximal mögliche Seitenkraft $F_{y,ij,max}(\kappa, F_z)$ bei unveränderter Längskraft und Radaufstandskraft wird durch das Reifenmodell berechnet. Diese Information wird für einige verwendete Stabilitätskennwerte benötigt. Der Index i dient als Platzhalter für die Fahrzeugachse und j für die Fahrzeugseite. Ein beispielhafter Verlauf ist in Abbildung 2.4 zu sehen.

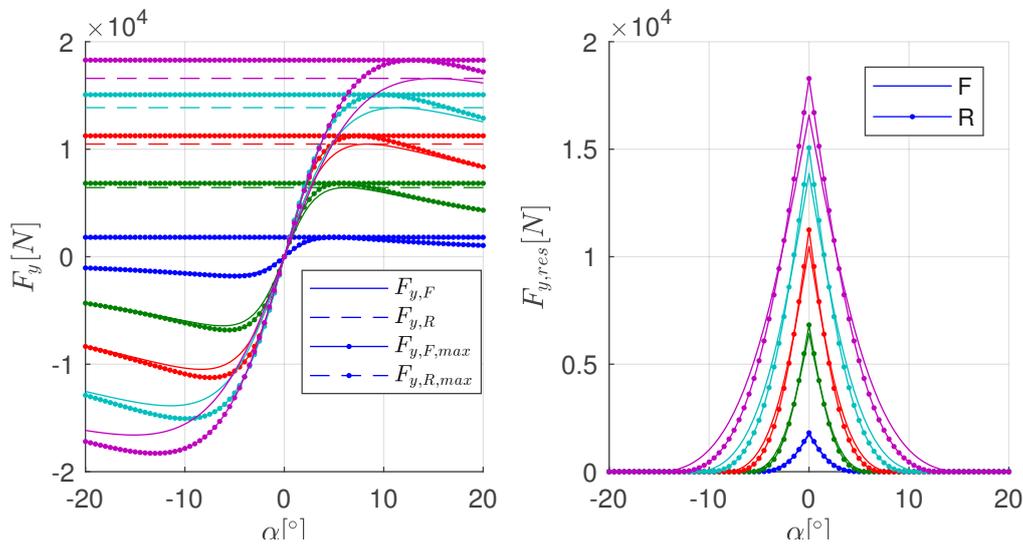


Abb. 2.4: Beispielhafter Verlauf von $F_{y,ij,res}(\kappa, \alpha, F_z)$ mit $\kappa = 0$ und variablem F_z

Damit die im nachfolgenden Abschnitt beschriebene Simulationemethode ein besseres Konvergenzverhalten besitzt, ist es hilfreich, dass der Verlauf der gesamten Reifenkraft

$$F_{t,ij}(\kappa, \alpha, F_z) = \sqrt{F_{x,ij}(\kappa, \alpha, F_z)^2 + F_{y,ij}(\kappa, \alpha, F_z)^2} \quad (2.5)$$

die Form eines „Vulkantrichters“ bildet, siehe Abbildung 2.5. Somit wird vermieden, dass die

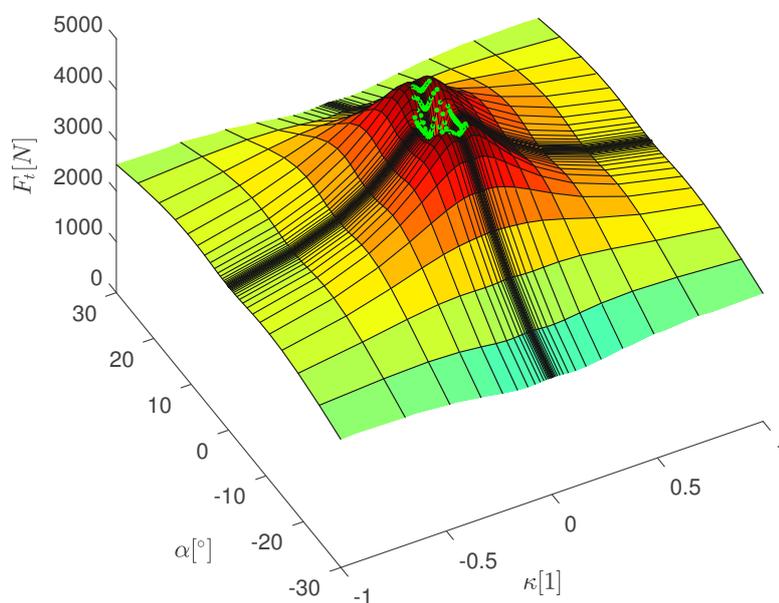


Abb. 2.5: Kombinierte Reifenkraft F_t

Lösung im kombinierten Zustand zu großen Schlupf- und Schräglaufwinkelwerten tendiert, was durch stark nichtlineares Verhalten eine verschlechterte Konvergenz zur Folge hat.

2.2 Streckenmodellierung

Die verwendete Streckenmodellierung orientiert sich am Stand der Technik und wird im Curvilinearen Koordinatensystem [4, 24] dargestellt, mit der auf die Fahrbahnmitte transformierten Fahrzeuggeschwindigkeit

$$\dot{s} = \frac{v_x \cos(\eta) + v_y \sin(\eta)}{1 - \kappa n} = S_f^{-1}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)). \quad (2.6)$$

Unter der Voraussetzung $\dot{s} \geq 0$ ergibt sich der Zusammenhang von ds und dt

$$dt = S_f(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) ds = \frac{1 - \kappa n}{v_x \cos(\eta) + v_y \sin(\eta)} ds \quad (2.7)$$

mit κ der Krümmung der ebenen Fahrbahnmitte, n dem lateralen Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der Mittellinie und η dem relativen Winkel zwischen der Fahrzeuginnenachse und der Fahrbahnmittellinientangente.

Damit die Komplexität so gering wie möglich ist, wird für die Untersuchung von einer ebenen Fahrbahn ausgegangen. Generell lässt sich die Methode um eine Berücksichtigung der Steigung und Querneigung erweitern, siehe hierzu [25].

Für eine kontinuierliche und stetige Streckenmodellierung $[\kappa(s), n_L(s), n_R(s)] = track(s)$, werden die Grundkoordinatenvektoren \mathbf{x}_{track} und \mathbf{y}_{track} mittels Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial (PCHIP)-Splines [26] interpoliert. Darauf aufbauend werden auch die entsprechenden Splines für κ , Fahrbahnbeschränkung links n_L und rechts n_R berechnet.

2.3 Modellierung des Fahrers

Um mit dem Fahrzeugmodell Fahrmanöver durchführen zu können wird ein Fahrermodell benötigt.

2.3.1 Übersicht und Auswahl

Die Anforderung an das Fahrermodell ist, dass eine reproduzierbare, optimale Performance bei einem festgelegten Mindestmaß an Fahrbarkeit erzielt wird. Hierfür muss das Fahrermodell selbstständig die Fahrlinie finden und die Möglichkeit bieten, dass weitere Randbedingungen vorgegeben werden können, wie zum Beispiel eine maximale zur Verfügung stehende Antriebsenergiemenge. Tabelle 2.1 bietet einen Überblick über die gängigsten Fahrermodelle für Rundenzeitsimulationen mit einer Bewertung der Anforderungen. Einen detaillierten Überblick zum Thema Fahrermodelle bietet [27].

Fahrermodell	optimale Performance	reproduzierbar	Fahrbarkeit	Randbedingungen
Quasistationärer Grenzbereich	Ja	Ja	Bedingt	Bedingt
Dynamisches Fahrermodell	Nein	Ja	Nicht explizit	Bedingt
Optimalsteuerung	Ja	Ja	Ja	Ja
Machine-Learning	Bedingt	Ja/Reale Varianz	Ja	Bedingt
Fahrsimulator	Bedingt	Nein	Nicht explizit	Bedingt

Tab. 2.1: Fahrermodellübersicht

Der Fahrsimulator ist aufgrund des großen Zeitaufwandes und der nicht hundertprozentigen Reproduzierbarkeit nicht für den Einsatz in umfassenden globalen Setupoptimierungsmethoden

geeignet, die eine große Anzahl an Parametern aufweisen. Somit ist der Einsatz einer Rundenzeitsimulation erforderlich. Hierbei gibt es im Wesentlichen drei Methoden zur Vorgabe der Fahrbarkeit.

1. Rundenzeitsimulation ohne Beschränkung der Fahrbarkeit
2. Stationäre oder dynamische Rundenzeitsimulation mit Beschränkung der Fahrbarkeit durch objektive Kennwerte. Bei dieser Methode ist das Ziel, durch verschiedene Fahrbarkeitskennwerte, die als Beschränkungen aufgebracht werden, das reale Fahrerkönnen zu erhalten und somit das Verhalten eines realen Fahrers nachzubilden.
3. Dynamische Rundenzeitsimulation mit Fahrermodell welches ein bestimmtes Maß an Fahrerkönnen aufweist. Hier entfällt die Bewertung der Fahrbarkeit durch explizite objektive Kennwerte, da die komplexe Abbildung der Fahrbarkeit direkt im Fahrermodell enthalten ist. Solche Ansätze basieren darauf, durch den Einsatz von Künstlicher Intelligenz, mit Methoden des Reinforcement-Learning, aus Messdaten und bevorzugt auch Fahrsimulatorendaten, das Verhalten des Fahrermodell zu lernen.

Die Auflistung erfolgt mit steigender Komplexität der Methode, wobei in dieser Arbeit die Methode 2 auf Basis einer Optimalsteuerung verwendet wird, da hiermit zusätzlich der Vorteil besteht, die Fahrbarkeitskennwerte zur Bewertung für Open-Loop-Steady-State (OLSS) Fahrmanöver einzusetzen und alle Anforderungen aus Tabelle 2.1 erfüllt werden. Das gewählte Fahrermodell ist eine direkte Optimalsteuerung mittels vollständiger Kollokation, da somit eine optimale Rundenzeit garantiert ist und die geforderten Beschränkungen explizit vorgegeben werden können.

2.3.2 Implementierung Optimalsteuerungsmethode

Die Fahrerstelleingriffe werden direkt durch das Optimalsteuerungsproblem bestimmt, weshalb kein klassisches Fahrermodell, wie etwa zur Pfadverfolgung verwendet wird. Durch die Anpassung verschiedener Eigenschaften des Fahrermodells, können unterschiedliche Fahrertypen abgebildet werden. Die jeweiligen Fahreigenschaften werden hierbei durch Beschränkungen, des optimalen Fahrermodell wiedergegeben. Diese sind:

1. Fahrerkönnen: Zur Abbildung des Fahrkönnens werden verschiedene Fahrbarkeitskennwerte, durch den Zusammenhang aus Abbildung 1.3, als Beschränkungen verwendet, siehe hierzu Kapitel 4.
2. Lenkradwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_{F,max}$: Durch die Beschränkung der Lenkradwinkelgeschwindigkeit ist es möglich unrealistisch schnelle Lenkeingaben zu vermeiden. Dies ist besonders wichtig für schnelle Gegenlenkbewegungen, die hauptsächlich zur Stabilisierung von instabilen Fahrzuständen eingesetzt werden. Die Erwartung ist, dass je schneller gelenkt werden kann, desto besser kann der Fahrzustand stabil gehalten werden. Profirennfahrer erreichen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten von $\dot{\delta}_{F,max} > 1000$ deg/s.
3. Reaktionszeit der Stelleingriffe: In der verwendeten Formulierung besitzt die Optimalsteuerungsmethode eine unendliche Vorausschauzeit. Es ist nicht direkt möglich Reaktionszeiten der Stelleingriffe vorzugeben. Um die Reaktion des Fahrermodells auf plötzlich auftretende Ereignisse zu ermöglichen, ist es durch die nachfolgend beschriebene Option möglich, die Vorausschauzeit zu einem Ereignis anzupassen. Zuerst wird das Optimal-Control-Problem gelöst, dann werden die Zustände und Stellgrößen aus dieser Lösung bis zum definierten Zeitpunkt, abzüglich der Vorausschauzeit, mit Beschränkungen fixiert. Zusätzlich wird

zum Zeitpunkt das Ereignis, zum Beispiel ein verändertes Reifengripniveau, modelliert. Anschließend wird erneut das OCP gelöst.

2.3.2.1 Optimalsteuerungsproblem

Eine Übersicht verschiedener Optimal-Steuerungsmethoden und eine Einführung in die Direkte Methode der Optimalsteuerung ist in [28] zu finden.

Ziel ist die Berechnung der minimalen Rundenzeit. Hierzu wird die Gütefunktion

$$\min J_t = \int_{s_0}^{s_f} S_f(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) ds \quad (2.8)$$

definiert. Zur Abbildung der Randbedingungen an das Optimalsteuerungsproblem werden die Gleichungsbeschränkungen $\mathbf{g}(\mathbf{p})$ und Ungleichungsbeschränkungen $\mathbf{h}(\mathbf{p})$

$$\mathbf{g}_{sd}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) = \mathbf{0} \quad (2.9)$$

$$\mathbf{g}_{ss,start}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) = \mathbf{0} \quad (2.10)$$

$$\mathbf{g}_{ss,end}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) = \mathbf{0} \quad (2.11)$$

$$\mathbf{g}_{close}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) = \mathbf{0} \quad (2.12)$$

$$\mathbf{h}_{db}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) \geq DB(s) \quad (2.13)$$

$$\mathbf{h}_{\delta_F}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) \leq \dot{\delta}_{F,max}(s) \quad (2.14)$$

$$\mathbf{h}_{n_L}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) \leq n_L(s) \quad (2.15)$$

$$\mathbf{h}_{n_R}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) \leq n_R(s) \quad (2.16)$$

definiert.

Die einzelnen Beschränkungen sind wie folgt:

- Kontinuitätsbeschränkung \mathbf{g}_{sd} : Hier sind generell zwei verschiedene Formulierungen möglich:

1. Integral Form

$$\mathbf{g}_{sd}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) = \mathbf{x}(s) - \int_0^s \mathbf{f}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) \quad (2.17)$$

2. Differenzielle Form

$$\mathbf{g}_{sd}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) = \dot{\mathbf{x}}(s) - \mathbf{f}(s, \mathbf{x}(s), \mathbf{u}(s)) \quad (2.18)$$

In der im Rahmen dieser Arbeit erarbeiteten Optimalsteuerungsumgebung (myOCPNLP) sind beide Varianten implementiert. Für die weiteren Untersuchungen wird die differenzielle Form (2.18) verwendet. Dies bietet den Vorteil, dass an den Auswertepunkten s , die weiteren Beschränkungen insbesondere \mathbf{h}_{db} eingehalten werden. Bei der Integral Form werden diese bei den Auswertepunkten s auch eingehalten, jedoch aber nicht an den Integrationsstützstellen im Integrationsintervall. Dies führt zu einem Schwingen der Eingangsgrößen \mathbf{u} , da der Optimierer durch das Nichteinhalten der Beschränkungen bei den Integrationsstützpunkten eine verbesserte Gütefunktion zu erzielen versucht.

- Anfangs- und Endbeschränkung $\mathbf{g}_{ss,start}$, $\mathbf{g}_{ss,end}$: Optionale Beschränkung des Anfanges und Endes für offene Strecken zur Beschränkung ausgewählter Zustände auf den stationären Zustand.

- Streckenschliessbedingung \mathbf{g}_{close} : Zur Einhaltung der zyklischen und stetigen Verbindung von Anfang und Ende eines geschlossenen Rundkurses.
- Fahrbarkeitsbeschränkung \mathbf{h}_{db} : Dies wird durch objektive Fahrbarkeitskennwerte realisiert, siehe Kapitel 4.
- Lenkradwinkelgeschwindigkeitsbeschränkung $\mathbf{h}_{\dot{\delta}_F}$
- Streckenbeschränkungen h_{n_L} und h_{n_R} : Diese werden zur Vereinfachung auf die Schwerpunkts Position bezogen. Für eine genauere Untersuchung besteht die Möglichkeit, diese auf die Radaufstandspunkte zu transformieren, um ein Verlassen der Strecke auf Reifenebene zu beschränken.

2.3.2.2 Transkriptionsmethode

Als Transkriptionsmethode für die Optimal-Control-Problem wird die direkte Methode mit vollständiger Kollokation verwendet. Dies ist eine verbreitete Methode zur Lösung ähnlicher Probleme und ist zur Lösung von nichtlinearen und großen Problemen geeignet. Ein Vergleich zwischen Direkter und Indirekter Methode ist in [15] zu finden. Um eine kontinuierliche Darstellung der Zustände $\mathbf{x}(s)$ und Steuergrößen $\mathbf{u}(s)$ zu erhalten, werden diese mit stetigen B-Splines $B_{i,p}$ abgebildet. Diese haben den Vorteil, dass sie analytisch differenzierbar sind und abhängig von der Ordnung p stetig sind. Die allgemeine Formulierung der B-Spline für eine Funktion $f(x)$ ist

$$f(x) = \sum_{i=0}^{n-p-2} C_i B_{i,p}(x) \quad (2.19)$$

Die Kontrollpunkte C_i an den Stützstellen dienen zur Gewichtung der rekursiv definierten Splinepolynome

$$B_{i,0}(x) := \begin{cases} 1 & \text{falls } t_i \leq x < t_{i+1} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.20)$$

$$B_{i,p}(x) := \frac{x - t_i}{t_{i+p} - t_i} B_{i,p-1}(x) + \frac{t_{i+p+1} - x}{t_{i+p+1} - t_{i+1}} B_{i+1,p-1}(x). \quad (2.21)$$

Angewandt auf

$$\mathbf{x}(s) = \sum_{i=0}^{n-p-2} X_i B_{i,p}(s) \quad (2.22)$$

$$\mathbf{u}(s) = \sum_{i=0}^{n-p-2} U_i B_{i,p}(s) \quad (2.23)$$

an den Diskretisierungspunkten $\mathbf{s}_{discret}$ dienen die Kontrollpunkte X und U als Optimierungsvariablen

$$\mathbf{x}_{NLP} = [X, U] \quad (2.24)$$

des nichtlinearen Optimierungsproblems NLP.

Die numerische Integration erfolgt mit der Gauss-Legendre-Integration und variabler Stützstellenanzahl mit Netzverfeinerung [2]. Die gewählte Integrationsordnung und die Anzahl der Stützstellen, welche über den Abstand der diskretisierten Streckenintervalle dargestellt wird, ist basierend auf Erfahrungswerten und Untersuchungen zum Konvergenzverhalten und der Rechenzeit ausgewählt. Die Konvergenz der numerischen Integration ist abhängig von der Dynamik des Systems und der Schrittweite des Integrators. Insbesondere Freiheitsgrade mit hoher

Dynamik erfordern geringere Schrittweiten. Der Längsschlupf $\kappa_{i,j}$ ist von der Größenordnung der Dynamik, im Vergleich zu den Freiheitsgraden des Fahrzeugaufbaues höher, was abhängig von der Fahrgeschwindigkeit, zu einem sogenannten steifen Systemverhalten führt. Siehe hierzu auch [29, 30].

Die Gütefunktion (2.8) wird mit den Optimierungsvariablen als

$$J_{NLP}(\mathbf{x}_{NLP}) \quad (2.25)$$

dargestellt. Die Beschränkungen für den NLP Solver werden in

$$c_{NLP}(\mathbf{x}_{NLP}) \quad (2.26)$$

zusammengefasst.

2.3.2.3 Implementierung des OCPNLP

Zur Umsetzung der MTM-Methode wird die eigens erstellte myOCPNLP [31] verwendet. Diese ist in MATLAB [32] programmiert und verwendet zur Lösung des aufgestellten NLP den Solver Interior-Point-Optimierer (IPOPT) [33]. Es können jedoch über die universelle Schnittstelle auch andere Solver eingebunden werden. Für eine numerische effiziente Umsetzung wird der Gradient $\frac{\partial J(\mathbf{x}_{NLP})}{\partial \mathbf{x}_{NLP}}$ vollständig analytisch berechnet und die Jacobi-Matrix der Beschränkungen $\frac{\partial c(\mathbf{x}_{NLP})}{\partial \mathbf{x}_{NLP}}$ wird teilanalytisch und sparse bestimmt. Lediglich die Jacobi-Matrix der Fahrzeugbewegungsgleichung $\left[\frac{\partial f(t, \mathbf{x}_{vm}, \mathbf{u}_{vm})}{\partial \mathbf{x}_{vm}}, \frac{\partial f(t, \mathbf{x}_{vm}, \mathbf{u}_{vm})}{\partial \mathbf{u}_{vm}} \right]$ wird durch Finite Differenzen numerisch bestimmt. Dies ermöglicht es die Fahrzeugbewegungsgleichung als Black-Box $\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ zu betrachten. Liegt die Jacobi-Matrix der Fahrzeugbewegungsgleichung analytisch oder durch automatische Differenzierung vor, so kann diese ebenfalls genutzt werden um eine verbesserte Konvergenz zu erhalten. Zur Verwendung der Umgebung myOCPNLP sind folgende Freiheitsgrade des Modells minimal notwendig

$$\mathbf{x}_{vm,min} = [v_x, v_y, \psi] \quad (2.27)$$

und als Stellgrößen

$$\mathbf{u}_{vm,min} = [\delta_F, u_{DP}]. \quad (2.28)$$

2.3.2.4 Startwertvorgabe

Für eine gute und schnelle Konvergenz des NLP ist eine passende Startwertvorgabe hilfreich. Als initiale Startwertvorgabe für die NLP dient eine Zeitbereichsimulation mit konstanter Geschwindigkeit und einem Fahrermodell zur Regelung des Pfadabweichung [27]. Als Zielpfad dient die Streckenmittellinie, dies ist eine einfache und robuste Methode. Dabei wird direkt in der Streckendarstellung mit n, η gerechnet. Diese Startwertvorgabe ermöglicht ein gutes Konvergenzverhalten, da sichergestellt wird, dass die Einhaltung der Kontinuitätsbeschränkung \mathbf{g}_{sd} und bei entsprechender Parametrierung des Fahrermodells auch die Streckenschließbedingung \mathbf{g}_{close} bei Iterationsschritt 0 bereits gewährleistet wird. Bei der Entwicklung von myOCPNLP hat sich gezeigt, dass Startwertvorgabeverfahren die \mathbf{g}_{sd} nicht direkt erfüllen, wie etwa eine Lösung basierend auf einer stationären Rundenzeitsimulation, ein deutlich schlechteres Konvergenzverhalten aufweisen.

Weitere Varianten mit gleicher Strecke und gleicher Diskretisierung werden über die IPOPT Warm Start Option [33] mit bereits gelösten NLP-Lösungen gestartet, was zu einer schnelleren Konvergenz führt.

2.3.2.5 Skalierung der Optimierungsvariablen

Numerische Optimierer wie IPOPT haben ein besseres Konvergenzverhalten, wenn die Optimierungsvariablen und Beschränkungen in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Die Variablen \mathbf{x}_{NLP} werden intern basierend auf individuell definierten minimal und maximal Werten skaliert, welche entsprechend den typisch zu erwartenden Signalverläufen entsprechen. Für die Beschränkungen wurden auf Grundlage durchgeführter Konvergenzverhaltensuntersuchungen geeignete Skalierungsfaktoren festgelegt.

2.3.2.6 Verringern von Schwingungen der Stellgrößen

Zur Vermeidung von unrealistischen Schwingungen der Stellgrößen, welche durch unstetige Verläufe von \mathbf{u} bei der Lösung des OCP entstehen können [34, 35], wird ein zusätzlicher Anteil

$$\min J_u = \int_{s_0}^{s_f} \mathbf{w}_{J_u} \dot{\mathbf{u}}(s)^2 ds \quad (2.29)$$

mit einem stellgrößenindividuellen Gewichtungsfaktor \mathbf{w}_{J_u} der Gütefunktion (2.8)

$$\min J_{NLP} = J_t + J_u \quad (2.30)$$

hinzugefügt, welcher denn Stellaufwand minimiert. Ein geringer Gewichtungsfaktor wird gewählt um die Stelldynamik nicht zu verfälschen. Zu groß gewählte Gewichtungsfaktoren führen zu einem zu stark geglätteten Stellgrößenverlauf. Der optimale Gewichtungsfaktor für die jeweiligen Stellgrößen kann nicht direkt angegeben werden, da dieser auch vom zu lösenden Problem abhängt. Realistische Ergebnisse wurden, in dieser Arbeit, bei einem Verhältnis $r_J = \frac{J_u}{J_t}$ von $r_J < 0,001$ erzielt. r_J wird hierbei als Postprocessingkennwert, für ein gelöstes OCP berechnet. In Abbildung 2.6 ist für zwei verschieden große Gewichtungsfaktoren \mathbf{w}_{J_u} die gefundene Lösung abgebildet. Es ist zu erkennen, dass, beim größeren Gewichtungsfaktor, welcher in $r_J = 0,02$ resultiert, das Fahrerpedal und der Lenkwinkel sehr glatte Verläufe haben, welche nicht realistisch für ein Rennfahrzeug sind. KPI welche die Fahrerstelleingriffe bewerten, können zur Kontrolle eines genügend dynamischen Stellgrößenverlaufs eingesetzt werden. Zu diesen zählen unter anderem der Gradient von u_{DP} beim Übergang von der Vollastbeschleunigung zum Bremsen, und die maximale Lenkradwinkelgeschwindigkeit.

2.3.2.7 Differenzierbarkeit von Unstetigkeiten

Der Solver IPOPT benötigt kontinuierliche und differenzierbare Güte- und Beschränkungsfunktionen. Um dies zu gewährleisten, werden Unstetigkeiten in der Fahrzeugmodellierung mit stetig differenzierbaren Funktionen angenähert. Hierfür werden unter anderem arctan und tanh eingesetzt. Zur Annäherung von sign wird

$$\text{sign}(\cdot) \sim \frac{\arctan(\cdot k)}{\frac{\pi}{2}} \quad (2.31)$$

verwendet, mit dem Skalierungsfaktor k , welcher problemspezifisch angepasst wird.

2.3.2.8 Netzanpassung

Standardmäßig wird mit einer konstanten Diskretisierungsschrittweite ds gerechnet.

Zur Erzielung einer genaueren und/oder schnelleren Lösung sind zwei Varianten zur Netzanpassung implementiert:

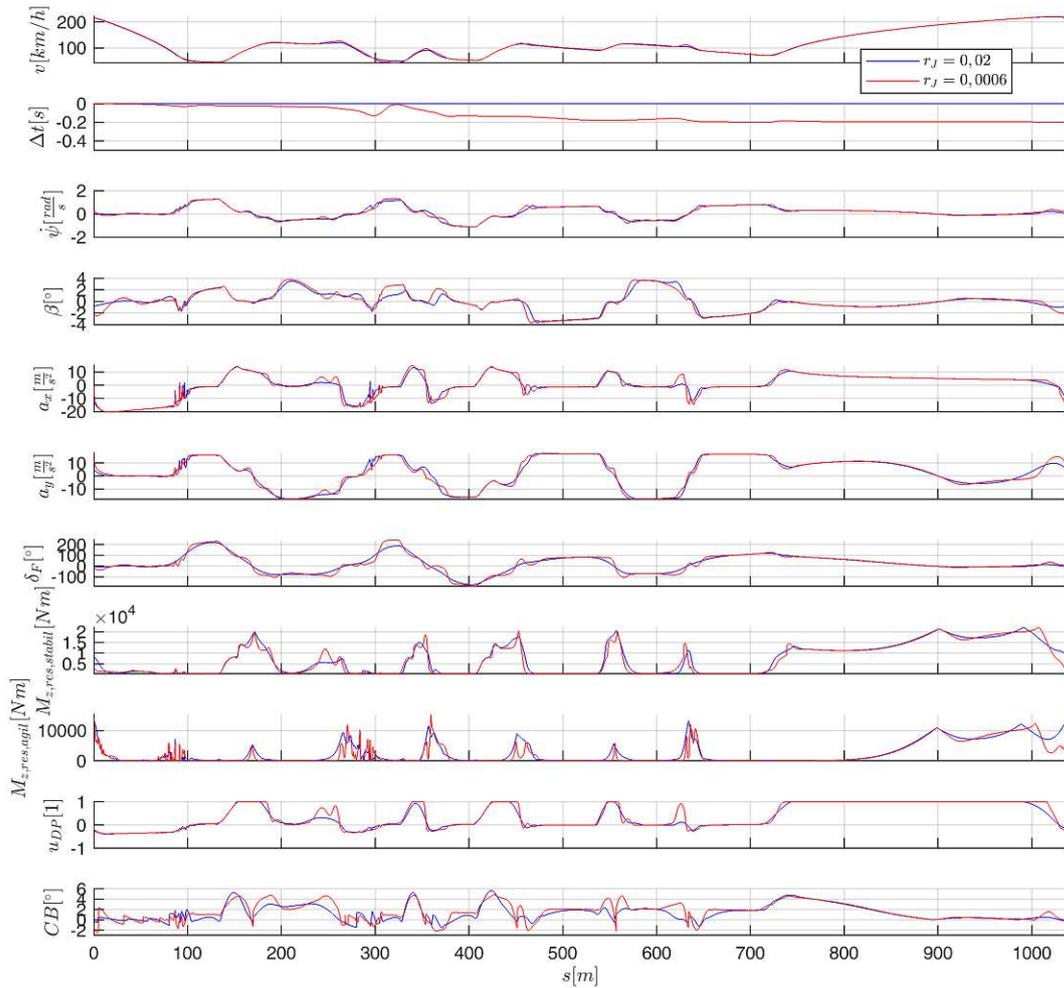


Abb. 2.6: Einfluß von w_{J_u}

1. Gleichmäßige Verkleinerung von ds um Faktor k_{mr} , was zu einer genaueren aber langsameren Lösung führt.
2. Anpassung von ds um eine an die Systemdynamik angepasste Schrittweite dt im Zeitbereich zu gewährleisten. Hierbei hat sich herausgestellt, dass dies die Vergleichbarkeit der Rundenzeiten, von verschiedenen Varianten, leicht verschlechtert, da die Rundenzeit geringfügig von der Diskretisierungsschrittweite abhängig ist, wie in Abbildung 2.7 zu sehen. Wenn sich die Schrittweiten der verschiedenen Varianten unterscheiden, ergibt sich daraus eine kleine Abweichung. Zur Vermeidung und aufgrund der geringen Unterschiede in der Dynamik an einer entsprechenden Streckenposition werden bei Variantenuntersuchungen keine weiteren Netzanpassungen durchgeführt, sondern die der verwendeten Initiallösung verwendet.

Generell lässt sich der in Abbildung 2.7 gezeigte Zusammenhang von Schrittweite auf Rundenzeit feststellen. Mit kleiner werdender Schrittweite konvergiert diese auf einen konstanten Wert. Kleine Schrittweiten vergrößern jedoch den Berechnungsaufwand $\approx O(N_{NLP}^2)$, durch die Anzahl der Optimierungsvariablen N_{NLP} , welche direkt von ds abhängig sind. Somit muss, bei der Auswahl

der Diskretisierungsschrittweite, ein Kompromiss, basierend auf der geforderten Genauigkeit, eingegangen werden.

2.3.3 Open-Loop-Steady-State Fahrmanöver

Als OLSS werden Fahrmanöver definiert, die eine bestimmte schrittweise Änderung von Fahrzuständen erfüllen. In OLSS Fahrmanövern ergeben sich die notwendigen Fahrerstellgrößen aus den geforderten Fahrzuständen. Zur Berechnung von OLSS Fahrmanövern wird das Fahrzeugmodell aus Gleichung (2.3) mit, für die verschiedenen Fahrzuständen, definierten Beschränkungen auf den Quasi-Steady-State (QSS) Fahrzustand beschränkt. Der reine stationäre Zustand ist definiert als $\dot{\mathbf{x}}_{vm} = 0$, was somit einer Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit entspricht. Der QSS erweitert den Bewegungsraum auf die Kurvenfahrt mit variabler Längsbeschleunigung. Hierfür werden die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und die Längsgeschwindigkeitsänderung \dot{v}_x aus der Beschränkung auf 0 entfernt. Die mathematische Umsetzung erfolgt durch das Lösen des NLP

$$\min J_{qss}(\mathbf{x}_{qss}) \quad (2.32)$$

$$\mathbf{g}_{qss}(\mathbf{x}_{qss}) = \mathbf{0} \quad (2.33)$$

$$\mathbf{h}_{qss}(\mathbf{x}_{qss}) \leq \mathbf{0} \quad (2.34)$$

$$(2.35)$$

wobei $J_{qss}(\mathbf{x}_{qss})$ die Gütefunktion, $\mathbf{g}_{qss}(\mathbf{x}_{qss})$ und $\mathbf{h}_{qss}(\mathbf{x}_{qss})$ die Gleichungs- und Ungleichungsbeschränkung darstellen mit den Optimierungsvariablen $\mathbf{x}_{qss} = [\mathbf{x}_{vm}, \mathbf{u}_{vm}]$. Die Gütefunktion und Beschränkungen werden abhängig vom zu simulierenden Fahrmanöver, welche näher in Kapitel 3 beschrieben werden, entsprechend Tabelle 2.2 definiert.

Die Ungleichungsbeschränkung $\mathbf{h}_{qss}(\mathbf{x}_{qss})$ wird optional eingesetzt, um Fahrbarkeitsbeschränkungen DB bei OLSS zu berücksichtigen, siehe hierzu Kapitel 3. Eine detaillierte Beschreibung inklusive Anwendungsfall ist in [36] zu finden. Bei der Formulierung der $\mathbf{g}_{qss}(\mathbf{x}_{qss})$ zeigt sich der Vorteil, der Wahl der Definition von $\kappa_{i,j}$ als Zustandsvariablen im Vergleich zu den Radgeschwindigkeiten $\omega_{i,j}$, da somit keine separaten Beschränkungen zur Erfüllung einer konstanten Radbeschleunigung notwendig sind, um die rotatorischen Trägheitseffekte bei der QSS zu berücksichtigen.

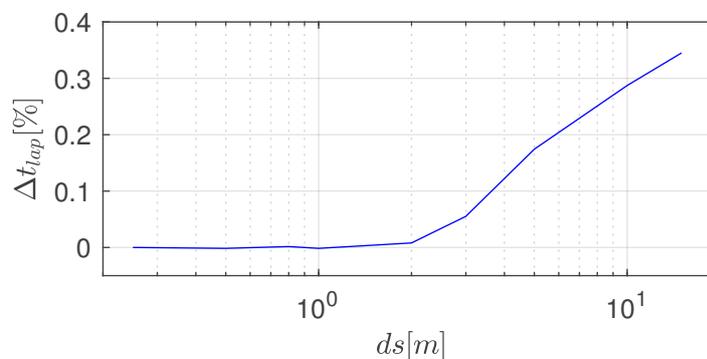


Abb. 2.7: Abhängigkeit der Rundenzeit von der Diskretisierungsschrittweite ds (LGR Integration mit 4 Stützstellen)

Tab. 2.2: Übersicht OLSS Fahrmanöver

Fahrmanöver	Max. Quer	Max. Längs	Zielwert	MMD
J_{qss}	$-a_y$	$\pm a_x$	$(a_{x,target} - a_x)^2$	$(\beta_{target} - \beta)^2$
	$a_{x,target} - a_x$	$a_{y,target} - a_y$	$a_{y,target} - a_y$	$a_{x,target} - a_x$
	$\dot{\gamma}$	0	0	0
	$\dot{\phi}$	0	0	0
	$\dot{\psi}$	x	x	x
	\dot{v}_x	x	x	x
g_{qss}	\dot{v}_y	0	0	0
	$\ddot{\gamma}$	0	0	0
	$\ddot{\phi}$	0	0	0
	$\ddot{\psi}$	0	0	x
	$\dot{\kappa}_{i,j}$	0	0	0
h_{qss}	DB			

2.4 Gesamtprozess

Der Gesamtprozess hat das Ziel, basierend auf einer einheitlichen Datenstruktur effizient Untersuchungen durchführen zu können. Dafür wird der Prozess in verschiedene Ebenen eingeteilt, welche Abbildung 2.8 verdeutlicht. Die Hauptebene besteht aus Hilfsmethoden, wie Sensitivitätsanalyse (SA) 2.4.1 und Zielwertoptimierungen 2.4.3, um systematisch und effizient Zusammenhänge und Abhängigkeiten der zu untersuchenden Ergebnisse zu bekommen. Dies wird in der erstellten Software Optimum Tool Integration Method (OPTIM) [37] umgesetzt. Die Kernebene wird durch die Funktion

$$\mathbf{y} = f(\mathbf{x}) \quad (2.36)$$

dargestellt. Hierbei sind \mathbf{x} die Eingangsgrößen und \mathbf{y} die Ausgangsgrößen. Im Anwendungsfall dieser Untersuchung stellen unter anderem Modellparameter die Eingangsgrößen dar und KPI zur Fahrdynamikbewertung die Ausgangsgrößen.

Zur Abbildung des stationären als auch des dynamischen Fahrverhaltens werden entsprechend OLSS-Simulationen und dynamische Rundenzeitsimulationen durchgeführt. Durch Aggregation der Simulationsergebnisse werden mithilfe von Bereichsauswahl (Gate) die skalaren KPI berechnet.

Ähnlich aufgebaute Teil- und Gesamtprozesse mit dem Anwendungsschwerpunkt Fahrdynamik sind unter anderem in den Veröffentlichungen von [38–71] zu finden.

2.4.1 Sensitivitätsanalyse

Im Bereich der Fahrdynamik existiert eine gute Kenntnis der Zusammenhänge zwischen Bauteileigenschaften und Fahreigenschaften des Gesamtfahrzeuges. Die Kenntnis dieser grundlegenden Zusammenhänge wurden durch praktische Versuche und anhand von Berechnungen mit verschiedenen Fahrzeugsimulationsmodellen aufgebaut. Durch die stetige Optimierung der Fahrzeuge sind diese aktuell sehr nahe an den physikalischen Grenzen der optimalen Abstimmung. Eine weitere Verbesserung erfordert es, dass gezielt Details verbessert werden, wobei die jeweiligen

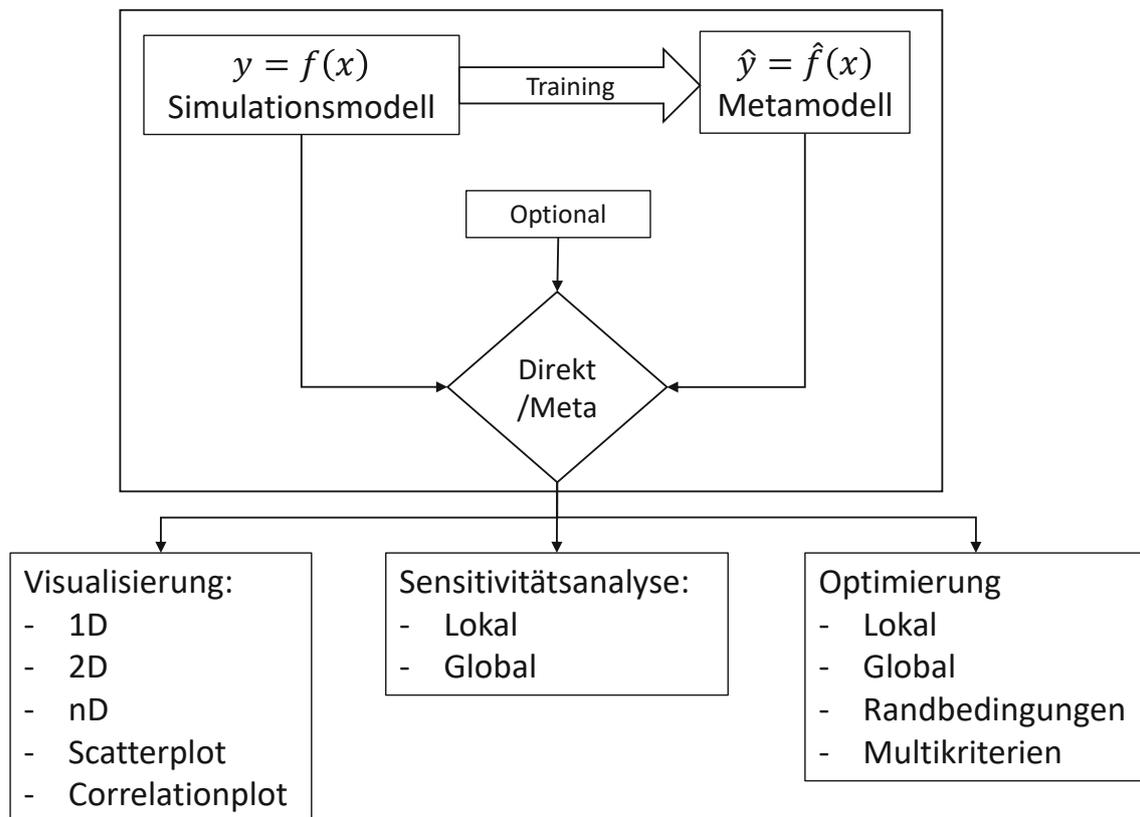


Abb. 2.8: Übersicht des Gesamtprozesses mit OPTIM [37]

Zielkonflikte bekannt sind und quantifiziert werden können. Dies ist der Punkt, an dem das Basiswissen nicht mehr ausreicht, da unter anderem das Wissen über Zusammenhänge von verschiedenen Regelsystemen und Bauteileigenschaften auf das Fahrverhalten im gesamten Bereich der Fahrzustände erforderlich ist. Durch den Einsatz von Simulationsmodellen, die die gewünschten Parameter abbilden, ist es möglich die Zusammenhänge zu bestimmen. Für eine systematische Durchführung wird eine Sensitivitätsanalyse (SA) durchgeführt. Damit lassen sich die Beziehungen und Zusammenhänge von Eingangsgrößen auf Ausgangsgrößen eines Modells darstellen, [72].

2.4.1.1 Einsatzzweck

Sensitivitätsanalysen können für verschiedene Einsatzzwecke eingesetzt werden.

- Quantitative Darstellung von Abhängigkeiten und Varianz von Parametern auf Kennwerte
- Screening zur Klassifizierung des Einflusses einzelner Parameter und Reduzierung des Entwurfsraumes auf relevante Parameter
- Abhängig von Typ der SA können Information über den Gradienten bestimmt werden. Dies dient als Information in welche Richtung ein Parameter verändert werden muss um eine Verbesserung des Kennwertes zu erreichen.
- Robustheitsuntersuchung:
 - Darstellen welchen Einfluss Parametervarianz auf Ausgangsvarianz besitzt

- Darstellen wie robust das gefundene Optimum auf Parametervarianz ist
- Systematische Untersuchung und Darstellung der jeweiligen Auswirkungen von Abstimmparametern (Passives Fahrzeug und Regelsysteme) auf verschiedene Fahreigenschaften
- Ermöglicht bei der Abstimmung die passenden Stellschrauben zur Beeinflussung der jeweiligen Fahreigenschaft zu identifizieren und somit die Anzahl der Parameter zu verringern
- Aufzeigen von Potenzialen und Wechselwirkungen verschiedener Systeme anhand Sensitivitätsindizes und grafischen Darstellungsmöglichkeiten

2.4.1.2 Übersicht und Auswahl

Es existieren verschiedene Sensitivitätsanalysemethoden, die ihren Ursprung und Anwendung in unterschiedlichen Bereichen der Wissenschaft haben. Nach Saltelli [72] werden Methoden zur Sensitivitätsanalyse in Lokale und Globale Verfahren eingeteilt. Lokale Verfahren dienen der Darstellung des Verhaltens in einem lokalen Bereich des Entwurfsraumes. Die gängige Kenngröße ist der Gradient $\frac{\partial f}{\partial x_i}|_{x_{ref}}$ um einen Referenzpunkt x_{ref} . Globale Verfahren hingegen betrachten das Ein-Ausgangsverhalten im gesamten Entwurfsraum und ermöglichen somit eine bessere Aussage über die Einflussgröße einzelner Parameter und über die Stärke der Interaktion zwischen Parametern. Sie benötigen jedoch eine deutlich höhere Anzahl an Funktionsauswertungen zur Bestimmung der Sensitivitätsindizes.

Der Allgemeine Ablauf einer Sensitivitätsanalyse ist folgender

1. Samplingplan erstellen
2. Black-Box Funktionsauswertungen
3. Sensitivitätsindizes bestimmen

Nachfolgend werden gängige Sensitivitätsanalysemethoden vorgestellt und anhand der Hauptmerkmale unterschieden. Auf die in dieser Arbeit verwendeten Verfahren wird etwas detaillierter eingegangen. Für einen umfassenderen Überblick und Vergleich von Sensitivitätsanalysemethoden wird unter anderem auf [72–77] verwiesen.

One-at-Time (OAT) OAT-Sensitivitätsanalyse ist die Bezeichnung der am gängigsten eingesetzten Sensitivitätsanalysemethode. Hierbei wird ausgehend von einem Referenzpunkt x_{ref} , nacheinander jeweils ein Parameter um einen bestimmten Wert verändert dabei die anderen Parameter konstant gehalten und eine Funktionsauswertung durchgeführt. Dies entspricht der Gradienten Berechnung mittels finiter Differenzen. Der Vorteil hier liegt in der geringen Anzahl an benötigten Funktionsauswertungen. Ist n die Anzahl an Parametern für die die Sensitivität bestimmt werden soll, beträgt die Anzahl der benötigten Funktionsauswertungen $N = n + 1$. Hierbei handelt es sich um ein lokales Verfahren, das bei linearen Funktionsverläufen die besten Ergebnisse liefert, da das lokale Verhalten auf den globalen Entwurfsraum übertragen werden kann. Bei unklarem Funktionsverlauf und Interaktionen von Parametern kann der Einsatz von OAT jedoch schnell zu einer fehlerhaften Interpretation des Ein-Ausgangsverhaltens führen. In [78] wird ausführlich beschrieben welche Nachteile eine OAT aufgrund der geringen Entwurfsraumabdeckung besitzt.

Factoriel Faktorielle Versuchspläne ermöglichen die Bestimmung von Haupt- und Wechselwirkungseffekten beliebiger Ordnung. Ein Nachteil ist, dass eine praktikable Ausführung nur mit einer geringen Auflösung r_f möglich ist. Die Auflösung bezeichnet die Anzahl der Stützstellen pro Parameter für die Funktionsauswertung. Üblich ist $r_f = 2$, damit werden jeweils nur die Eckpunkte des Entwurfsraumes verwendet. Dies führt zu einer schlechten Abdeckung des Entwurfsraumes, weshalb das Verfahren nur eingeschränkt für nichtlineare Funktionen geeignet ist.

Correlation Korrelationsbasierte Sensitivitätsmaße bestimmen durch die Berechnung der Korrelation zwischen Ein- und Ausgang die Abhängigkeit und somit Sensitivität. Es gibt eine Reihe an Korrelationsindizes [79]:

- Pearson
- Spearman
- Kendall

welche einen Wert im Intervall -1 bis 1 ausgeben. Dieser deutet auf die Stärke der linearen Abhängigkeit hin. In den meisten Fällen liefern die verschiedenen Korrelationsindizes ähnliche Ergebnisse.

Variance-Based Sobol Varianzbasierte Sensitivitätsanalysemethoden gehören zur Gruppe der globalen Methoden. Diese bestimmen die Größe der Einflussvarianz auf die Ausgangsvarianz. Die verbreitetste Methode ist die von Sobol [72, 80, 81].

Es ist

$$y = f(\mathbf{x}) = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (2.37)$$

eine Funktion mit $x_i \in [0, 1]$ und $i = 1, 2, \dots, n$. Wobei durch lineare Transformation ein beliebiger Kubischer Entwurfsraum auf das geforderte Einheitsintervall transformiert werden kann. Sobol nimmt an, dass die Funktion

$$y = f(\mathbf{x}) = f_0 + \sum_{i=1}^n f_i(x_i) + \sum_{i=1}^n \sum_{j>1}^n f_{i,j}(x_i, x_j) + \dots + f_{1,2,\dots,n}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.38)$$

in einzelne Anteile aufgeteilt werden kann. Diese Darstellung wird als High-Dimensional-Model-Representation (HDMR) bezeichnet. Gleichermaßen lässt sich somit die Gesamtausgangsvarianz

$$V(y) = \sum_{i=1}^n V_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j>1}^n V_{i,j} + \dots + V_{1,2,\dots,n} \quad (2.39)$$

in die einzelnen Varianzen aufteilen. Damit lassen sich die Sobol Indizes bestimmen. Der Sensitivitätsindex erster Ordnung

$$S_i = \frac{V_i}{V(y)}, \quad (2.40)$$

auch Main-Effekt genannt, gibt den Haupteinfluss des Eingangs i auf die Ausgangsvarianz wieder. Dies ist ein Maß dafür wie stark sich der Funktionswert ändert, wenn nur der Parameter x_i verändert wird.

Der Total-Effect-Sobol-Index

$$S_{T_i} = 1 - \frac{V_{\bar{i}}}{V(y)} \quad (2.41)$$

ist ein Maß dafür, wie groß der Gesamteinfluss des Parameter x_i ist. Er setzt sich aus dem Main-Effekt S_i und allen Interaktions-Effekten die den Parameter x_i enthalten zusammen. Des weiteren lassen sich für alle Interaktionen entsprechende Sobol-Indizes zweiter oder dritter Ordnung bilden. Diese werden aber nicht weiter behandelt.

Anhand der Größe des Total-Effect-Sobol-Index S_{T_i} lässt sich bestimmen, welche Parameter keinen oder nur einen sehr geringen Einfluss auf den Ausgangswert aufweisen und somit zur Verkleinerung des Entwurfsraum auf einen konstanten Wert gesetzt werden können, ohne wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis zu haben.

Zur Sobolmethode existieren verschiedene Erweiterungen und Modifikationen mit dem Ziel einer geringeren Anzahl an Funktionsauswertungen und einer schnelleren Konvergenz:

- Fourier-Amplitude-Sensitivity-Test (FAST)
- Sobol SA auf Basis eines Meta-Modells

Eine Übersicht hierzu bietet [79].

Regression Bei der linearen Regression $y = \beta_0 + \beta_1 x$ dient der Kennwert β_1 als Sensitivitätskennwert. Wie im Fall der linearen Regression können Hyperparameter nichtlinearer Regressionsmodelle als Sensitivitätsmaße verwendet werden. Bei Einsatz von Kriging Meta-Modellen, welche in Kapitel 2.4.2 näher beschrieben werden, gibt der Skalierungsparameter d der Gaußschen Korrelationsfunktion an, wie sensitiv der Parameter ist. Es gilt, je kleiner desto sensitiver.

Morris Die Morris-Methode (MM) [82] [72, 83] oder auch Elementary-Effekt-Method genannte Sensitivitätsanalyseverfahren eignet sich am besten für ein Screening des Entwurfsraumes mit einer anschließenden Klassifizierung der Parameter.

Die Hauptidee hinter der Methode ist, dass an verschiedenen Stellen im Entwurfsraum mittels OAT für jeden Parameter mehrere sogenannte Elementary-Effects

$$EE_i^j(\mathbf{x}^{(l)}) = \frac{\mathbf{x}^{(l+1)} - \mathbf{x}^{(l)}}{\Delta} \quad (2.42)$$

bestimmt werden. Es ist $j \in [0, r]$ die Anzahl an EE pro Parameter und Δ die Differenz des Parameters x_i bei der OAT.

Aus den bestimmten Elementary-Effects werden drei Kennwerte berechnet, welche als Sensitivitätsindizes dienen.

1. Mittelwert:

$$\mu_i = \frac{1}{r} \sum_{j=1}^r EE_i^j \quad (2.43)$$

Der Mittelwert gibt den mittleren Gradienten des Parameters x_i im Entwurfsraum wieder. Durch verschiedene Vorzeichen kann es jedoch zu einer Auslöschung und somit verfälschten Aussagen kommen. Deshalb wurde zusätzlich der absolute Mittelwert definiert.

2. Absoluter Mittelwert:

$$\mu_i^* = \frac{1}{r} \sum_{j=1}^r |EE_i^j| \quad (2.44)$$

Der absolute Mittelwert gibt eine Näherung für den Main-Effekt, besitzt jedoch nicht mehr die Information über das Vorzeichen des Gradienten. Niedrige Werte weisen auf Parameter mit geringem Einfluss hin. Gilt $|\mu_i| = \mu_i^*$ kann dem Gradienten vertraut werden und es handelt sich um einen monotonen Funktionsverlauf in Abhängigkeit des Parameters i .

3. Schwankungsbreite:

$$\sigma_i^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{j=1}^r (EE_i^j - \mu)^2 \tag{2.45}$$

Ein hoher Wert der Schwankungsbreite deutet auf einen hohen Einfluss des Parameters hin. Eine genauere Unterscheidung für die Ursache der Schwankung ist nicht möglich, diese kann ein nichtlinearer Funktionsverlauf oder Interaktionen sein.

Das Verfahren benötigt $N = (n + 1)r$ Funktionsauswertungen, da eine trajektorienbasierte OAT durchgeführt wird, bei der pro Trajektorie immer der vorherige Auswertepunkt $\mathbf{x}^{(l)}$ der Referenzpunkt der nächsten OAT ist. Gewöhnlich werden mit $r = 10$ [72] schon gute Ergebnisse erzielt.

2.4.1.3 Vergleich von Sensitivitätsanalyse (SA)-Methoden

Abbildung 2.9 fasst die wesentlichen Eigenschaften verfügbarer SA-Methoden zusammen und verdeutlicht den Unterschied von lokalen und globalen Tendenzen einer Beispielfunktion. Es ist erkennbar, dass es nicht die eine allumfassende geeignete Methode gibt, sondern die jeweils geeignete Methode abhängig vom zu untersuchenden Problem ist. Eine geeignete Auswahl erfordert Erfahrungswissen des Anwenders. Als Orientierungshilfe dient Abbildung 2.10 und die

Methode	OAT	Correlation	Full-factoriel	Semifactoriel (Abhängig von Resolution)		Variance-Based Sobol		Regression	Morris
				Niedrig	Hoch	Direkt	Modell		
Lokale Abhängigkeit/ Gradient	+	+	++	o	+	Prinzipbedingt nicht möglich, da globale Methode			
Globale Tendenz	-	+	-	-	-	--	--	--	++
Maineffekte / Einfluss einzelner Parameter auf den Funktionswert (ab Dim>1)	+	o	++	o	+	++	++	+	+
Wechselwirkungseffekte	--	--	++	-	o	++	+	+	o
Klassifizierung	-	o	o	o	o	++	++	+	++
Berechnungsaufwand (Funktionsauswertungen)	++	o	-	+	o	--	-	-	+

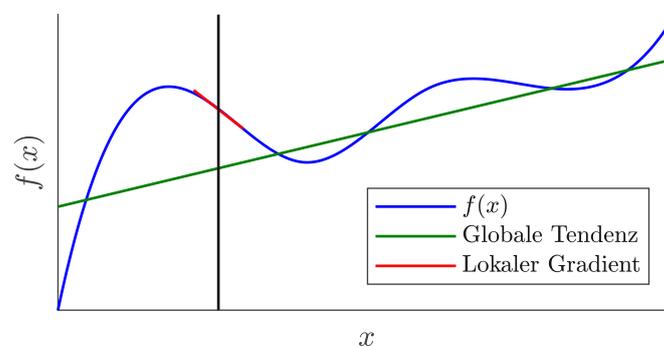


Abb. 2.9: Vergleich von verschiedenen Sensitivitätsanalysemethoden

praktischen Erfahrungen:

- Für einen groben Überblick der Parameterabhängigkeit in einem annähernd linearen Gebiet reicht oft schon eine OAT aus
- Für ein effizientes Screening des Entwurfsraumes wird die Morris Methode empfohlen
- Für eine erweiterte Analyse ist die Sobolmethode mit der Kopplung einer visuellen Darstellung über Metamodelle geeignet

Ein ausführlicher Vergleich verschiedener Sensitivitätsanalysemethoden ist in [76] zu finden. In [84] werden gängige globale Sensitivitätsanalysemethoden verglichen.

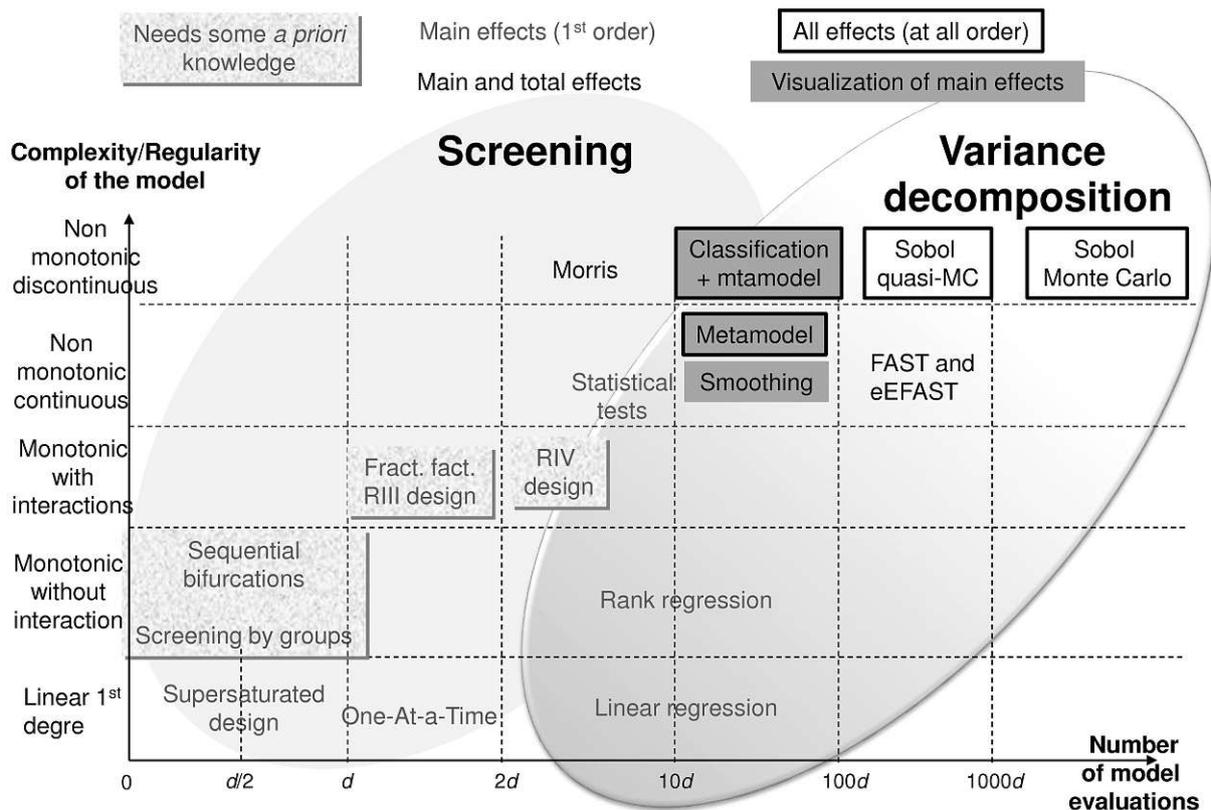


Abb. 2.10: Übersicht Sensitivitätsanalysemethoden [75, S. 16]

2.4.1.4 Entwurfsraum

Wie bei der Auswahl der Sensitivitätsanalysemethode ist auch die Wahl des Entwurfsraumes vom Einsatzzweck abhängig. Umso detaillierter die Sensitivitäten bestimmt werden sollen, umso notwendiger ist es den genauen Entwurfsraum festzulegen. Abhängig von der Sensitivitätsanalysemethode ist die Klassifizierung der Parameter nach Sensitivität nicht eindeutig, sondern von der Größe des jeweiligen Entwurfsraumes abhängig. Mit größer werden dem Entwurfsraum wird tendenziell die Sensitivität des Parameters auf den Ausgang größer. Dieser Effekt wird in Abbildung 2.11 und Tabelle 2.3 verdeutlicht.

Es werden mit verschiedenen Sensitivitätsmethoden die Sensitivitäten einer beispielhaften Funktion, für zwei verschieden große Entwurfsräume, bestimmt. Hierbei ist erkennbar, dass sich

die Sensitivität der globalen SA mit der Größe des Entwurfsraum ändert, da jeweils die Ein- und Ausgangsvarianz zugenommen hat. Allerdings bleibt die Varianz des OAT unverändert, da hier nur der lokale Gradient ausgewertet wird und somit unabhängig vom Entwurfsraum ist. Methoden zur Reduktion des Einflusses des Entwurfsraumes werden in [72] behandelt. Nachfolgend werden verschiedene Methoden zur Festlegung des Entwurfsraumes vorgestellt.

1. Relative Abweichung % \pm vom Basiswert. Nicht möglich wenn der Basiswert = 0 ist.
2. Absoluter Wert \pm vom Basiswert. Vergleich zwischen der Variationsgröße verschiedener Parameter nicht gegeben.
3. Abweichung so festlegen, dass für einen Referenzobjektivkennwert jeweils die Ober- und Untergrenze erreicht wird. Somit werden die Sensitivitäten auf andere Objektivkennwerte vergleichbarer. Diese Methode entspricht für alle Parameter einem gleichen Maineffekt für den Referenzobjektivkennwert.
4. Entwurfsraum entsprechend der tatsächlich möglichen Parametervariation festlegen. Die Grenzen ergeben sich z.B. aus konstruktiven Gründen.
5. Entwurfsraum entsprechend Variationsbreite von Vergleichsfahrzeugen und Erfahrungswissen festlegen

2.4.1.5 Darstellung von SA-Ergebnissen

Zur Darstellung von Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse existieren verschiedene Abbildungsmethoden. Diese haben unterschiedliche Informationsgehalte, weshalb es sinnvoll ist für das jeweilige Problem die passende Darstellung auszuwählen. Scatterplots sind 1D Plots zur Darstellung von Abhängigkeiten zweier Variablen aus einer Menge \mathbf{y} und \mathbf{x} , welche bevorzugt aus einem LHS-Sampling stammen. Für einen globalen Blick werden die einzelnen Paarungen in einer Scatterplotmatrix angezeigt, siehe hierzu Abbildung 2.12. Anhand des Verlaufs der Punktwolken lassen sich die Zusammenhänge erkennen, welche durch das Hinzufügen von Trendlinien, basierend auf den Mittelwerten der einzelnen Stützstellen, verstärkt werden. Abhängig von der Wahl

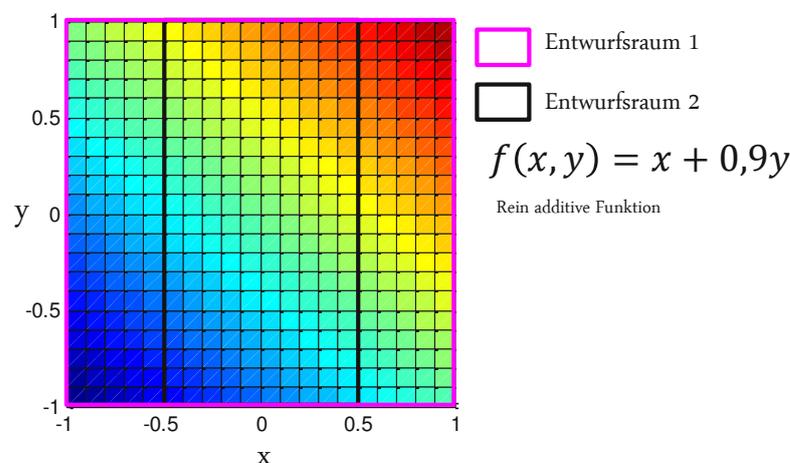


Abb. 2.11: Einfluss des Entwurfsraumes auf das Ergebnis

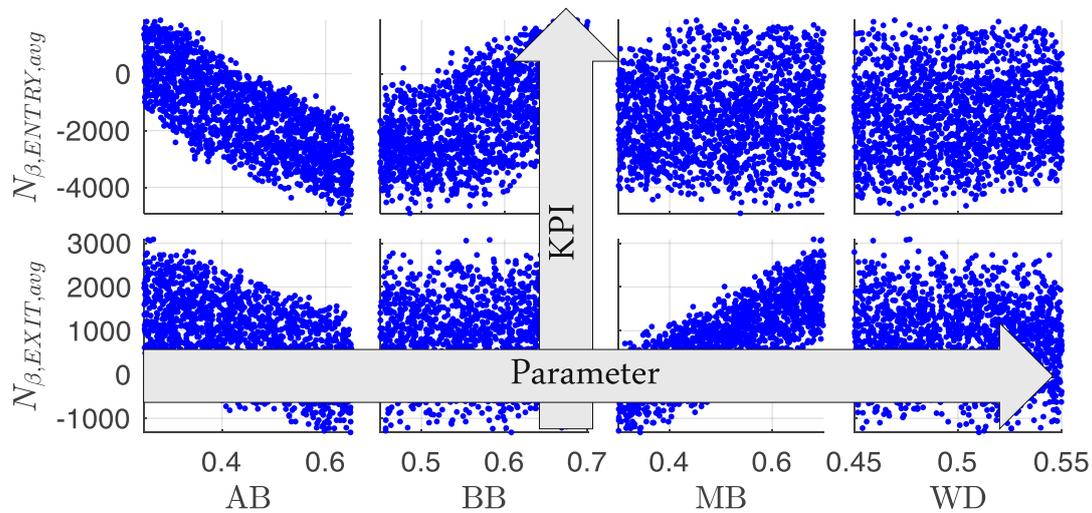


Abb. 2.12: Scatterplot: Parameter-Objektivwert

der Variablen werden drei Darstellungsgruppen unterschieden, welche nachfolgend beschrieben werden.

Scatterplots: Parameter-Parameter Die Darstellung des Zusammenhanges verschiedener Parameter entspricht dem Samplingplan der Sensitivitätsanalyse. Es dient unter anderem dazu die Abdeckung des Entwurfsraumes darzustellen und Korrelationen der Parameter aufzuzeigen.

Scatterplots: Parameter-Objektivwert Um bei mehrdimensionalen Funktionen wie Gleichung (2.36) einen Überblick über die Zusammenhänge zu bekommen, ist die Parameter-Objektivwert Scatterplotmatrix zu empfehlen, siehe Abbildung 2.12. In den verschiedenen Spalten sind die Eingangsgrößen, hier exemplarisch die Parameter AB, BB, MB und WD, und in den einzelnen Reihen die Ausgangsgrößen der Funktion dargestellt.

Scatterplots: Objektivwert-Objektivwert Es wird die Korrelation der verschiedenen KPI untereinander dargestellt. Dies bietet die Möglichkeit Zusammenhänge und Zielkonflikte darzustellen.

Sensitivitätsmatrix In einer Sensitivitätsmatrix können verschiedene Sensitivitätsmaße dargestellt werden. Somit werden komprimierte Information aus einer Sensitivitätsanalyse oder einem Plot wie etwa dem Scatterplot als skalarer Wert zusammengefasst um eine schnelle Übersicht zu bekommen. Die visuelle Darstellung kann durch eine an den Wert gekoppelte grafische Unterlagerung verstärkt werden.

Tab. 2.3: Sensitivitätsindizes zu Abbildung 2.11

Entwurfsraum	Maineffekt FF2	Gradient $\frac{\partial f}{\partial x}$; $\frac{\partial f}{\partial y}$	Sobol Main
Entwurfsraum 1	2 ; 1,8	1 ; 0,9	0,55 ; 0,44
Entwurfsraum 2	1 ; 1,8	1 ; 0,9	0,25 ; 0,77

2.4.1.6 Empfehlung zum Einsatz von Sensitivitätsanalysen

Nachfolgend werden für verschiedene Bereiche Empfehlungen für den Einsatz von Sensitivitätsanalysen gegeben, welche sich aus der Anwendung in dieser Arbeit und weiteren Anwendungen ergeben haben.

Empfehlung für Fahrdynamik Anhand der untersuchten Anwendungen ergibt sich, dass bei Betrachtung von globalen Fahrzeugparametern und eines passiven Fahrzeuges, die Funktionsverläufe meist stetige Funktionen sind mit geringer Interaktion. Somit lassen sich mit OAT-Sensitivitäten und einem geringen Aufwand schon gute Ergebnisse erzielen. Für weiterführende Untersuchungen bietet es sich jedoch an mit der MM die Eigenschaften der zu untersuchten Funktion zu ermitteln und daraus dann die Gültigkeit von OAT abzuleiten. Einen umfassenden Einblick in die Funktion ermöglichen Scatterplots und Interaktive Metamodell Visualisierungen auf Basis von Latin-Hyper-Cube (LHS) Samplings.

Bei einer Vielzahl verfügbarer Fahrzeugparameter empfiehlt es sich zuerst ein Screening mit der MM durchzuführen, um die Optimierung auf die wesentlichen Parameter zu konzentrieren.

Modellierung und Lösungsentwurf Generell sollte ein ingenieurtechnisches Problem nicht durch eine stark multimodale nichtlineare Funktion beschrieben werden müssen, da dies die optimale Lösung erschwert. Es sollte möglichst so entworfen werden, dass durch die zur Verfügung stehenden Parameter eindeutige Zusammenhänge auf Funktionseigenschaften gegeben sind und wenig Interaktionen vorhanden sind. Hier ist insbesondere die Definition der Parameter entscheidend.

Erhöhung des Vertrauens in Ergebnisse Wenn Ergebnisse, die anhand eines Modells bestimmt worden sind, dargestellt werden, ist es hilfreich, durch eine Sensitivitäts- oder Robustheitsanalyse ein plausibles Verhalten des Modells zu bestätigen. Dies ermöglicht die Approximation des globalen Verhaltens, innerhalb eines Entwurfsraumes, was zu einem allgemeingültigeren Ergebnis führt, als die reine Bewertung von Ergebnissen auf Basis von einzelnen Varianten. Durch die Zunahme an verfügbarer Rechenleistung und dem Einsatz automatisierter Tools für die Sensitivitätsanalyse ergibt sich hier auch nur ein geringer Mehraufwand.

2.4.2 Metamodelle

Metamodelle $\hat{f}(x)$ stellen, nach [85], eine Approximation

$$f(x) = \hat{f}(x) + \epsilon \quad (2.46)$$

der ursprünglichen Funktion dar. Mit dem Ziel, bei einer deutlich schnelleren Berechnungszeit, möglichst das gleiche Ergebnis zu liefern, wobei der Fehler ϵ möglichst gering sein sollte. Hierdurch ergibt sich der Vorteil, dass mit einer ursprünglich aufwendig zu berechnenden Funktion $f(x)$, effizienter berechnungsintensive Untersuchungen, wie globale Sensitivitätsanalysen und numerische Optimierungen, durchgeführt werden können.

2.4.2.1 Übersicht und Auswahl

Es existieren verschiedene Metamodellmethoden mit unterschiedlichen Anwendungsgebieten und Approximationseigenschaften:

- Polynome

- Spline Fit
- Radial Basis Functions
- Kriging und Gaussian Process
- Support Vector Machines
- Neuronale Netze

Eine Übersicht der grundlegenden Formulierungen der verschiedenen Verfahren ist in [79, 86] zu finden. Ein umfassender Vergleich wird in [87] gegeben. [88, 89] bieten einen Überblick für den ingenieurtechnischen Anwendungsfall.

In dieser Arbeit wird das Kriging Verfahren, welches in anderer Literatur auch unter Gaussian Process zu finden ist, angewandt. Welches den Vorteil bietet, dass es ein modellunabhängiges Approximationsverhalten besitzt, wodurch die Form der zu approximierenden Funktion beliebig sein kann und es somit universell einsetzbar ist. Hierbei handelt es sich um eine spezielle Form von Interpolationsfunktionen die auf gewichteten Gauss-Funktionen basieren. Die Anwendung für die Abbildung von Simulationsergebnissen hat die Anfänge in [90], mit der Verbindung zur Optimierung in [91].

Als Basis zur Umsetzung wird die Toolbox Design and Analysis of Computer Experiments (DACE) verwendet [92]. Für die Grundlagen mit Anwendungsbeispiel im 1D und 2D wird auf [93] verwiesen und für weiterführende Theorie auf [94–96]

2.4.2.2 Erstellung

Die Erstellung eines Metamodells läuft nach dem in Abbildung 2.13 dargestellten Prozess ab. Bei der Bestimmung des Metamodells genügt eine Blackbox-Betrachtung der ursprünglichen Funktion, weshalb auch komplexe modellierte Funktionen approximiert werden können, indem

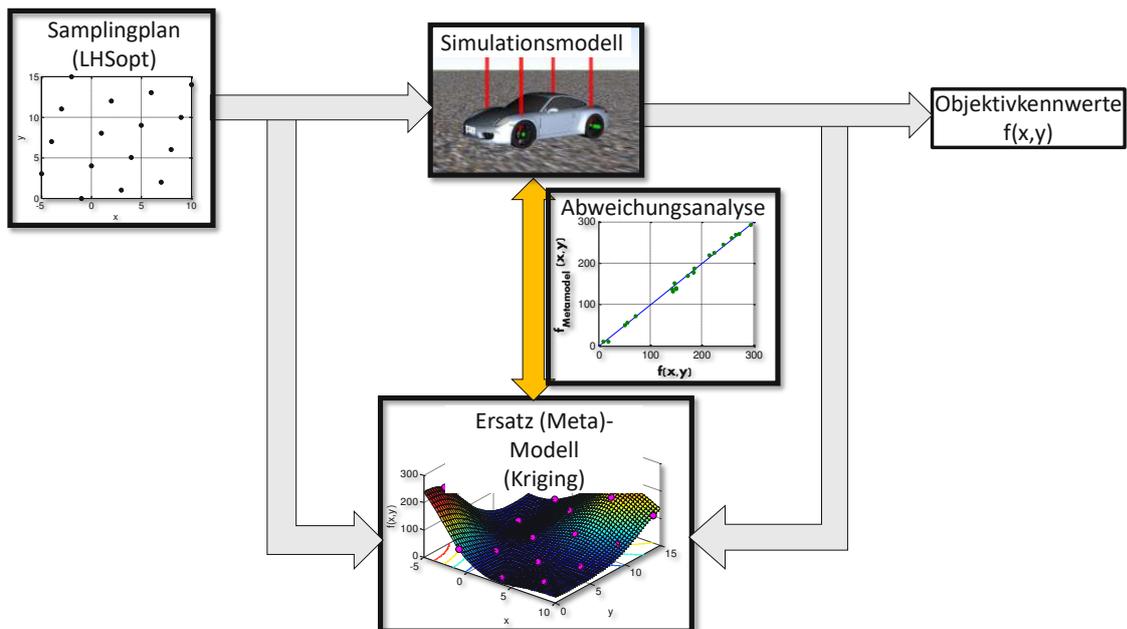


Abb. 2.13: Vorgehen zur Meta-Modellerstellung

diese für vorgegebene diskrete Varianten berechnet werden. Hierzu werden mit dem Latin-Hyper-Cube (LHS) [97] Variantenkombinationen erstellt, die es ermöglichen mit wenig Varianten den Entwurfsraum entsprechend abzudecken.

2.4.2.3 Modellgüte des Metamodells

Zur Bewertung der Modellgüte, welche ein Maß für den Approximationsfehler ist, wird das Grundprinzip der Aufteilung in einen Trainings- und Testdatensatz angewandt. Hierzu bestehen verschiedene Strategien zur Aufteilung:

- Zufällige Aufteilung in einen Testdatensatz und einen Trainingsdatensatz. Was den Vorteil bietet, dass das Metamodelltraining nur einmalig durchgeführt werden muss. Jedoch mit dem Nachteil, dass nur eine Teilmenge des gesamten Datensatzes für das Training verwendet wird und somit vorhandene Informationen für das Metamodell verloren gehen.
- Leave-One-Out (LOO): Es wird aus dem gesamten Datensatz jeweils eine Variante als Testdatensatz extrahiert und ausgewertet. Dies wird für alle weiteren Varianten wiederholt, wodurch bei einem Datensatz der Größe N_{sample} auch N_{sample} Metamodelltrainings durchgeführt werden müssen, was den Zeitvorteil des Metamodells zunichtemachen kann.
- k-Fold Crossvalidation: Dies ist eine Mischung der beiden vorherigen Extreme indem aus dem gesamten Datensatz jeweils iterativ mit der Anzahl k Trainings- und Testdatensätze generiert werden und hierfür das Metamodell erstellt wird. Dies bietet den Vorteil einer erhöhten Varianz im Trainingsdatensatz und der Verwendung aller Datensätze für das Training bei einer überschaubaren Anzahl an Metamodelltrainings. Als typische Werte von k gibt [94] eine Spanne von 3 bis 10 an.

Als Kennwerte für die Modellgüte wird die Standardabweichung ϵ_σ und der Maximalwert ϵ_{max} des relativen Metamodellfehlers

$$\epsilon_{rel} = \frac{|y_i - \hat{y}_i|}{\max(y_i) - \min(y_i)} \quad (2.47)$$

für die jeweiligen Trainings- und Testdatensätze ermittelt, welcher die Höhe der Abweichung bezogen auf den gesamten Wertebereich angibt und somit einen vom absoluten Wertebereich unabhängigen und universellen Wert für die Modellgüte liefert.

Ziel ist, dass der Fehler möglichst klein und annähernd gleich groß für den Trainings- und Testdatensatz ist. Eine ungleiche Verteilung des Fehlers zwischen Training- und Testdatensatz mit einem kleinen Trainingsdatenfehler deuten auf ein „Overfitting“ des Metamodells hin. Dabei werden die jeweiligen Trainingspunkte exakt abgebildet, jedoch ist das Interpolationsverhalten des Metamodells nicht ausreichend, weshalb es zu großen Fehlern im Testdatensatz kommt und somit das Metamodell nicht brauchbar ist. Weisen sowohl der Test- als auch der Trainingsdatensatz einen großen Fehler auf, so bildet das erzeugte Metamodell die Form der Ausgangsfunktion nicht ab. Hierfür kann es mehrere Ursachen geben:

- Nichtpassende Metamodellstruktur, welche nicht die Originalfunktion abbilden kann
- Konvergenzprobleme des Hyperparametertunings durch lokale Minima
- Rauschen in den Ergebnissen der einzelnen Auswertungen. Dies ergibt sich durch das numerische Konvergenzverhalten aber auch durch die KPI-Berechnung innerhalb der einzelnen Gate, welche zu einem unstetigen Verhalten führen können.

Das Ziel bei der Metamodellerstellung ist, mit möglichst wenig Auswertepunkten N_{sample} einen möglichst kleinen Fehler zu generieren. Der Einfluss der Samplesize und des verwendeten Metamodellverfahrens auf verschiedene Metamodellgütekennwerte ist in [98] zu finden.

Abbildung 2.14 zeigt exemplarisch für den KPI t_{ges} , aus dem Anwendungsbeispiel in Kapitel 5, den Einfluss von N_{sample} auf ϵ_σ . Es ist zu erkennen, dass mit zunehmender Anzahl der Auswertepunkte der Metamodellfehler auf einen Wert 0,45% konvergiert. Somit ist ersichtlich, dass durch das Metamodell ein kleiner Approximationsfehler verbleibt, welcher auch nicht durch eine weitere Erhöhung der Auswertepunkte reduziert werden kann. Die Anzahl der notwendigen Auswertepunkte zur Erzielung der gewünschten Genauigkeit kann nicht allgemeingültig vorgegeben werden, sondern ist abhängig vom jeweiligen Problem. Als Erfahrungswert im Rahmen der für diese Ausarbeitung durchgeführten Versuche kann

$$N_{sample} = \lceil 1.7^{N_{Dim}} 40 \rceil \quad (2.48)$$

als guter Kompromiss und Anhaltswert empfohlen werden. Hierbei gibt N_{Dim} die Anzahl der Variablen von x an.

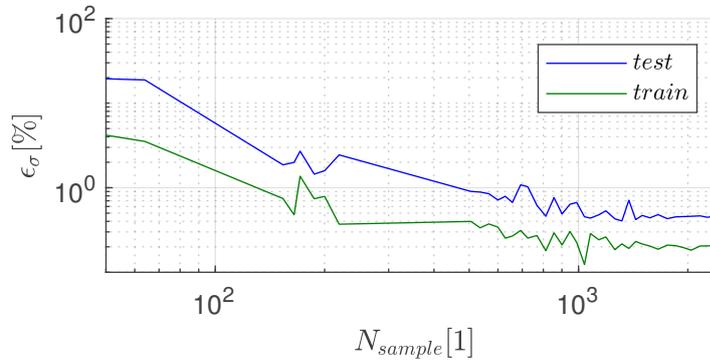


Abb. 2.14: Einfluss von N_{sample} auf den Metamodellfehler von t_{ges}

2.4.3 Optimierung

In diesem Abschnitt wird der Optimierungsschritt beschrieben und die entsprechenden eingesetzten Verfahren ausgewählt.

2.4.3.1 Einsatzzweck

Die Optimierung (2.52) wird als überlagerte Instanz verwendet, um die entsprechenden Setupparameter \mathbf{x} zu variieren, damit die Zielgrößen unter der Einhaltung von Randbedingungen eingehalten werden.

$$\mathbf{x}_{opt} = \operatorname{argmin} J(\mathbf{x}) \quad (2.49)$$

$$\mathbf{g}_{eq}(\mathbf{x}) = 0 \quad (2.50)$$

$$\mathbf{g}_{iq}(\mathbf{x}) \leq 0 \quad (2.51)$$

$$\mathcal{X} := \{\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n \mid \mathbf{x}^{lower} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}^{upper}\} \quad (2.52)$$

Die Zielgrößen, welche als KPI dargestellt werden, siehe Kapitel 3, werden in der Gütefunktion $J(\mathbf{x})$ abgebildet. Die Randbedingungen, welche unter anderem die Beschränkungen zur Abbildung

der Fahrbarkeit enthalten, werden in den Gleich- $g_{eq}(\mathbf{x})$ und Ungleichungsbeschränkungen $g_{iq}(\mathbf{x})$ abgebildet. Die Fahrbarkeitsbeschränkungen werden in direkte und indirekte Beschränkungen aufgeteilt:

- Die direkten Beschränkungen werden definiert, als aktive Beschränkungen an das MTM, welche über h_{db} in Gleichung (2.9) aufgebracht werden und somit direkt das Fahrermodell beeinflussen.
- Die indirekten Beschränkungen, sind die Fahrbarkeitskennwerte, welche aus den simulierten Daten berechnet werden und somit keinen Einfluss auf das Fahrermodell haben, da sie sich nur aus dem Postprocessing ergeben.

Die Entwurfsraumgrenzen, der Optimierungsvariablen, werden durch \mathbf{x}^{lower} und \mathbf{x}^{upper} definiert.

2.4.3.2 Übersicht und Auswahl

Eine Einführung in das Thema der Optimierung mit den hier angewandten Methoden der Sensitivitätsanalyse, Metamodellerstellung und globalen Optimierung bietet unter anderem [77, 99, 100]. Nachfolgend wird ein Überblick über die verschiedenen Ansätze zur Lösung von Optimierungsproblemen gegeben mit den in dieser Arbeit verwendeten Optimierungsalgorithmen. Der Überblick dient zur Einordnung und Auswahl der angewandten Methoden. Für detaillierte Beschreibungen wird auf entsprechende Literatur verwiesen.

2.4.3.3 Lokal vs. Global

- Globale Optimierer bestimmen das globale Optimum einer Gütefunktion und benötigen meist keine Information über den Gradienten.
 - Nonlinear-Optimization with Mesh-Adaptive-Direct-Search (NOMAD) [99, 101]: Ein globaler Optimierer der auf Basis von Blackbox Funktionsauswertungen mit Beschränkungen die optimale Lösung findet und parallelisiert ausführbar ist.
 - Particle-Swarm-Optimizer (PSO) [102] und Augmented-Lagrangian-Particle-Swarm-Optimizer (ALPSO) [103] mit der Erweiterung um nichtlineare Beschränkungen welcher parallele Funktionsauswertungen für die einzelnen Partikel unterstützt.
- Lokale Optimierer finden Gradienten basiert das lokale Optimum abhängig vom Startwert. Sie weisen eine schnellere und genauere Konvergenz als die Globalen Optimierer auf jedoch ohne Garantie, das globale Optimum zu finden.
 - IPOPT [33]: Basiert auf der Methode der Interior Point Linesearch um lokale Minima zu finden und ist für große NLP geeignet. Als Linear Solver wird der MA57 [104] verwendet

Es wird keine feste Auswahl auf einen verwendeten Solver getroffen, sondern es stehen die verschiedenen Solver in der Anwendung zur Verfügung und können nach Belieben vom Anwender eingesetzt werden und auch direkt miteinander verglichen werden. Die definitive Auswahl hängt immer von dem genauen Problem und insbesondere von der Form der zu optimierenden Funktion ab. In praktischen Ingenieursanwendungsfällen weisen diese oft ein monotones Verhalten auf, weshalb mit lokalen Optimierern ebenfalls das globale Optimum gefunden wird. Dies lässt sich über die vorgelagerte Sensitivitätsanalyse herausfinden.

2.4.3.4 Funktionsauswertung

Abhängig vom numerischen Aufwand der Gütefunktionsauswertung und des verwendeten Optimierungsverfahrens wird die Art der Funktionsauswertung ausgewählt.

- Direkte Verfahren: Direkte Verfahren bieten sich bei einer numerisch günstigen Funktionsauswertung an, da hier kein Metamodell erstellt werden muss und somit kein zusätzlicher Fehler in den Prozess miteingebracht wird.
- Metamodell: Metamodelle werden bei numerisch aufwändigen Gütefunktionsauswertungen eingesetzt und bieten dann den Vorteil, auch für dieses Problem, Optimierungsverfahren zu verwenden, die eine größere Anzahl an Auswertungen benötigen und trotzdem, aufgrund der schnellen Gütefunktionsauswertung, eine sehr kurze Optimierungsdauer besitzen. [89, 91, 105]
 - Vorabberechnet: Dies bietet sich an, wenn für den gesamten Entwurfsraum ein Metamodell mit einem geringen akzeptablen Fehler erstellt werden kann. Es bietet den Vorteil, dass die Optimierung schnell für verschiedene Beschränkungen und Zielwerte wiederholt werden kann.
 - Kontinuierliches Update (myEGO), siehe hierzu [93]. Metamodellbasierte Optimierer, die kontinuierlich das Metamodell updaten sind besonders effizient bei Gütefunktionen, die sehr lange Berechnungszeiten im Vergleich zur Metamodellerstellung haben und einen zu großen Entwurfsraum besitzen um effizient eine hochaufgelöste Vorabberechnung durchführen zu können. Zusätzlich bieten sie den Vorteil, dass der Bereich des aktuellen Optimums durch das kontinuierliche Update mit Funktionsauswertungen, der direkten Gütefunktion, einen geringen Fehler aufweisen. Nachteilig bei Funktionen mit mehreren KPI, welche auch als Beschränkungen eingesetzt werden, ist, dass dann das kontinuierliche Update einen erhöhten Aufwand darstellt, da die jeweiligen Funktionen der verschiedenen KPI an verschiedenen Stellen des Entwurfsraum ausgewertet werden müssen, um eine entsprechend gute Approximation am Optimum zu erhalten. Des Weiteren ist es von Nachteil, wenn das Problem mit verschiedenen Beschränkungen und Zielwerten ausgeführt werden soll, da dies zu einem wiederholten Prozess führt.

Anhand der verschiedenen Vorteile gibt es keine harten Grenzen um das eine oder andere Verfahren zu verwenden. Es hängt immer vom aktuellen Problem ab und den entsprechenden Randbedingungen, wie Genauigkeit, Berechnungsdauer und die zur Verfügung stehende Hardware.

2.4.3.5 Robuste Optimierung

Bei der klassischen Optimierung wird der zur Minimierung der Gütefunktion notwendige Parametersatz bestimmt. Dies ist eine deterministische Lösung für das genaue Minimum. Wenn es sich, bei dem zu optimierenden Problem, um eine in die Praxis übertragbare Lösung handelt, unterliegen sowohl die Parameter als auch die Gütefunktion einer bestimmten Toleranz. Somit ist es möglich, dass der in der idealen Welt, ohne Berücksichtigung von Toleranzen, bestimmte Optimalwert aufgrund der Parametertoleranzen nicht erreicht wird. Die Größe der Abweichung hängt hierbei auch vom Verlauf der Gütefunktion und der Sensitivität auf Parametervariationen ab. Generell gilt, je höher die Sensitivität, desto höher ist die Abweichung bei großen Toleranzen. Es ist zusätzlich möglich, dass nicht nur der Gütefunktionswert nicht mehr dem des nominal Optimalen entspricht, sondern es kann auch sein, dass das Optimum sich zu einer anderen Stelle verschoben hat.

Mit dem Verfahren der Robusten-Optimierung [41, 46, 57, 106] ist es möglich, dass Toleranzen der Parameter im Optimierungsprozess mitberücksichtigt werden und somit robuste Optimale Parameter gefunden werden. Generell gilt die Bedingung

$$J_{opt,nominal} \leq J_{opt,robust}. \quad (2.53)$$

Die Toleranzen werden hierbei über statistische Kenngrößen definiert.

Das Verfahren zur Bestimmung der kumulativen Verteilungsfunktion (CDF) ist die Monte Carlo Methode. Anwendungsbeispiele sind in [107, 108] zu finden.

Kapitel 3

Objektivkennwerte zur Bewertung der Fahrdynamik

Zur quantitativen Bewertung von verschiedenen Abstimmungsvarianten werden Objektivkennwerte benötigt, welche basierend auf den Daten verschiedene Eigenschaften charakterisieren. Nachfolgend werden die in dieser Arbeit verwendeten Objektivkennwerte und daraus gewonnenen KPI angesprochen und bewertet.

3.1 Ziele und Anforderungen

Das Ziel ist die Erstellung von objektiven Kennwerten zur Bewertung der Kriterien Performance und Fahrbarkeit. Dies ermöglicht die Bewertung verschiedener Fahrzeugsetups anhand von gesammelten Daten, womit es möglich wird, basierend auf der Simulation optimale Setups zu bestimmen. Eine Grundvoraussetzung hierfür ist, dass die verwendeten Objektivkennwerte mit der subjektiven Bewertung des Fahrers korrelieren und somit das Fahrerkönnen auf die Fahrbarkeit transformiert werden kann, siehe hierzu Abbildung 1.3. Dies ist ein großes Forschungsfeld der Fahrdynamik, welches bisher nicht vollständig gelöst ist [1]. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt darauf, simulationsbasiert existierende und neue Kennwerte zu vergleichen und hinsichtlich ihrer Eignung, zur Quantifizierung der Kriterien, zu bewerten. Daraus ergibt sich die Grundlage für weiterführende subjektiv-zu-objektiv-Kennwert-Korrelationen.

3.1.1 Datenquellen

Der Fokus liegt darauf Kennwerte zu bestimmen, die mit der Simulation generiert werden können. Die Schwierigkeit dabei ist die Übertragbarkeit auf die Verwendung von Messdaten, die ein Fahrer beim Fahren auf der Rennstrecke in einem realen Fahrzeug hervorbringt, da nur ein kleiner Teil der zur Verfügung stehenden Kennwerte damit berechnet werden können. Dies liegt unter anderem daran, dass in der Simulation beliebige Signale und Zustände verfügbar sind und auch zusätzliche Fahrzustände generiert werden können. Nimmt man das Beispiel Reifen, so lassen sich in Messdaten mit ausreichender Sensorik die Reifenkräfte und Schlüpfе bis zu einer entsprechenden Genauigkeit bestimmen, jedoch besteht nur eine stark eingeschränkte Möglichkeit, zusätzlich noch die genauen verfügbaren Kraftreserven des Reifens zu messen. Wohingegen in der Simulation beliebige Daten, abhängig vom Modell, generiert werden können.

Um das Problem der Übertragbarkeit der Kennwerte zu lösen, wird die Anforderung gestellt, dass das verwendete Simulationsmodell eine ausreichende Modellkorrelationsgüte aufweist. Somit wird sichergestellt, dass die zusätzlich generierten Simulationskennwerte in die Realität übertragbar sind. Jedoch muss hier bewertet werden, welcher Streuung die Kennwerte unterliegen. Demzufolge sind unter anderem einfache Kennwerte notwendig, die zur Modellkorrelation eingesetzt werden. Diese sollen sowohl mit Mess- als auch mit Simulationsdaten berechnet werden können, als auch komplexere Kennwerte, die nur für die detaillierte Bewertung auf Basis von Simu-

lationsdaten erstellt werden. Hierbei sollen diese möglichst robust gegen Modellungenauigkeiten sein.

In Tabelle 3.1 ist ein Vergleich der Datenquellen Offline-Simulation, Fahr Simulator und Messung aufgelistet, mit entsprechender Wertung der verschiedenen Kriterien.

Tab. 3.1: Vergleich der Datenquellen zur Kennwertberechnung

Datenquelle	Offline Simulation	Fahr Simulator	Messung
Bestimmung der Performance	- : geeignete Rundenzeitsimulation	o : reales Simulationsmodell	++ : Fahrer
Subjektive Bewertung Fahrbarkeit	- : nicht möglich, da kein Fahrer vorhanden	+ : Fahrer mit eingeschränkten Beschleunigungsinformation	++ : Fahrer
Objektive Bewertung Fahrbarkeit	+ : Simulationsdaten		- : eingeschränkte Daten
Genauigkeit	o : abhängig von Modellkorrelationsgüte		++ : Realität
Reproduzierbarkeit	++ : Gleichbleibende Bedingungen	o : Fahrereinfluss	- : Fahrer- und Umgebungseinfluss

3.1.2 Anforderungen an Performance

Der Performancekennwert ist abhängig vom betrachteten Fahrmanöver. Für MTM ist dies die Rundenzeit t_{ges} . Für detaillierte Performancebewertungen lässt sich die Rundenzeit in Sektorzeiten t_{seci} unterteilen und auch die Höchstgeschwindigkeit v_{max} kann als Performancekennwert herangezogen werden. Bei OLSS-Manövern hingegen dienen die maximalen Beschleunigungen $a_{x,max}$, $a_{y,max}$ als jeweilige Performancekennwerte.

3.1.3 Anforderungen an Fahrbarkeitskennwerte

Die Fahrbarkeitskennwerte werden genutzt, um damit das Fahrerkönnen nach Abbildung 1.3 abzubilden.

Die Anforderungen an einen objektiven Kennwert zur Bewertung der Fahrbarkeit sind folgende:

1. Einfache und robuste Berechenbarkeit.
2. Geringe Sensitivität gegenüber Modellunsicherheiten.
3. Skalärer Kennwert für jeden Zeitpunkt: Möglichkeit des Einsatzes von Optimierungsverfahren bei dem der Kennwert als Zielgröße oder Beschränkung verwendet wird.
4. Open Loop Fahrzeugbewertung: Dies bietet den Vorteil, dass es möglich wird, die Fahrbarkeitsbeschränkungen, die für die Rundenzeitsimulation mit Optimalsteuerung verwendet werden, ebenfalls für einfacher zu berechnende Open-Loop Manöver einzusetzen.
5. Gute Korrelation mit subjektiv empfundenem Fahrerkönnen. Fahrer kategorien mit verschiedenen guten Fähigkeiten werden über verschiedene Bereiche des skalaren Kennwertes abgebildet.

Der ideale Kennwert existiert nicht, weshalb es das Ziel ist Kennwerte zu definieren, welche die Anforderungen am geeignetsten erfüllen.

3.1.4 Zusammenhang der Kenngrößen

Zur grafischen Darstellung der Fahrdynamik existieren verschiedene Diagramme, welche entsprechend Abbildung 3.1 miteinander verknüpft sind. Der rote Punkt stellt hierbei den ausgewählten Zeitpunkt dar, welcher einem Fahrzustand entspricht. Die grüne Linie markiert dieselben Daten entlang von a_y und die rote Linie verdeutlicht die Daten der erweiterten Dimension, die mit dem Milliken-Moment-Diagramm (MMD) und Phasenebenen-Diagramm (PED) gewonnen werden können.

Die gängigste Darstellung, insbesondere bei Streckenfahrten, ist die Darstellung im Zeit- oder Distanzbereich. Diese Darstellung ermöglicht die Darstellung verschiedener Signale für verschiedene Zeitpunkte.

Mit einem Längs-, Querschleunigungs-, Geschwindigkeitsdiagramm (GGV) lassen sich die Beschleunigungsgrenzen über den Längsgeschwindigkeitsbereich darstellen. Bei Verwendung von Messdaten erhält man eine Punktwolke, die Simulation bietet den Vorteil, dass gezielt der gesamte Bereich simuliert werden kann und somit auch die Bereiche, welche nicht in der Messung abgedeckt werden. Das GGV entspricht einer 3-dimensionalen Darstellung und bietet somit eingeschränkte Möglichkeiten für eine Vergleichsdarstellung verschiedener Messungen oder der Bestimmung eines skalaren Wertes.

Schneidet man das GGV entlang einer Geschwindigkeit bekommt man eine Scheibe des GGV, welche nur noch 2D ist.

Ein weiterer Schnitt entlang einer konstanten Längsbeschleunigung ergibt die Darstellung der Lenkradwinkelrampe (SRS). Mit dieser Darstellung lässt sich das querdynamische Fahrverhalten bewerten.

Das MMD erweitert das SRS um zusätzliche Informationen bezüglich des Giermoments, welches sich nicht anhand von Messfahrten bestimmen lässt, sondern nur durch zusätzliche Simulationen oder einem speziellen Prüfstand gewonnen werden kann.

Ein weiteres Diagramm, welches Informationen zum dynamischen Verhalten darstellt, ist das PED. Es ist jedoch jeweils für einen einzigen stationären Fahrzustand gültig.

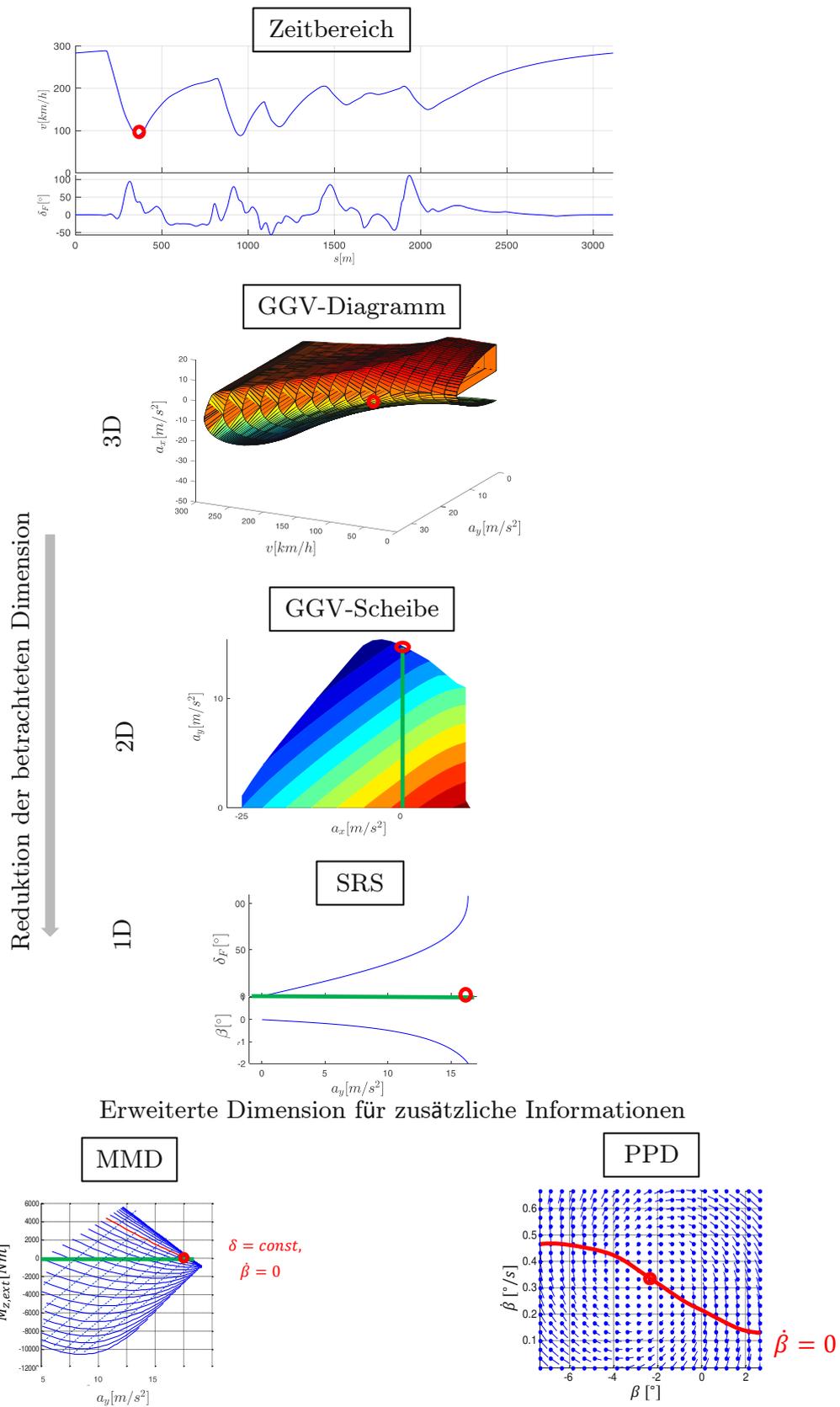


Abb. 3.1: Zusammenhang gängiger Darstellungen zur Fahrdynamikbewertung

3.2 Fahrbarkeitsbewertung

Umgangssprachlich wird der Begriff Fahrzeugbalance verwendet um Aussagen zur Fahrbarkeit eines Fahrzeuges zu machen. Hierbei entspricht eine untersteuernde Balance einer schlechten Steuerbarkeit und eine übersteuernde Balance einer schlechten Stabilität. Somit lassen sich damit Aussagen zur Beherrschbarkeit des Fahrzeuges durch den Fahrer geben.

Stabilität bezeichnet hier ein richtungsstabiles Fahrverhalten. Dies bedeutet, dass das Fahrzeug nach Störungen wieder in einen stationären Zustand zurückkehrt [109]. Dies soll ohne übermäßigen Zeitverzug und mit angemessener Dämpfung geschehen [110, 111]. Durch ein der Störung entgegengesetztes kurvenausdrehendes und somit stabilisierendes Giermoment, versucht das Fahrzeug seine Richtung beizubehalten. Wodurch der Schwimmwinkel verkleinert wird um v_x an v anzugleichen. Dies wird durch die stabilisierende Wirkung der Querkräfte an der Hinterachse erzielt, weshalb dies als heckstabiles Fahrverhalten bezeichnet wird.

Steuerbarkeit bezeichnet hier die Möglichkeit des Fahrers Kursänderung in beide Richtungen einzuleiten. Dies entspricht sowohl positiven als auch negativen Gierbeschleunigungen $\ddot{\psi}$. Dabei ist das Hauptstellglied das Lenkrad, jedoch bekommt mit Annäherung an den Grenzbereich das Gas- und Bremspedal, durch die Abhängigkeit der Reifenquerkraft von der Reifenlängskraft in der Nähe der maximalen Reifenkraft, eine zunehmende Bedeutung. Die Begrenzung der Steuerbarkeit ist erreicht, wenn es nicht mehr möglich ist ein kurveneindrehendes, sogenanntes agilisiertes, Giermoment zu erzeugen, [109].

Zur Bewertung der Fahrbarkeit sind verschiedene Methoden und Kennwerte entwickelt worden. Zum einen basierend auf Stabilitäts-, und Steuerbarkeitsdefinitionen aus der Systemdynamik und zum anderen direkt aus der Fahrdynamik. Nachfolgend wird ein Überblick gängiger Kennwerte gegeben, siehe hierzu auch [112, 113] und neu definierte Kennwerte eingeführt, welche zur Bewertung der Fahrbarkeit verwendet werden können. Zur Erleichterung des Vergleiches mit anderer Literatur werden, wenn möglich, die üblichen Bezeichnungen und Formelzeichen für bekannte Kennwerte weiterverwendet. Es wird darauf hingewiesen, dass dies jedoch zu einer inkonsistenten Nomenklatur in dieser Ausarbeitung führt. Eine Auswahl geeigneter und näher betrachteter Kennwerte erfolgt am Ende des Abschnittes.

3.2.1 Kennwerte aus der Systemtheorie

In der Systemtheorie gibt es verschiedene Methoden zur Stabilitäts-, und Steuerbarkeitsanalyse, welche nachfolgend auf die Strecke *Fahrzeug*, siehe Abbildung 1.2, angewandt werden und als Kennwerte zur Fahrbarkeitsbewertung eingesetzt werden können.

3.2.1.1 Lineare Systemtheorie

Für lineare Systeme besteht, basierend auf der Eigenwertbestimmung, eine gängige Methode zur Stabilitätsanalyse [114]. Um diese Methode auf das nichtlineare Fahrzeugmodell anwenden zu können, muss dieses linearisiert werden. Die Linearisierung ist nur für den jeweiligen Arbeitspunkt \mathbf{x}_0 gültig und kann insbesondere in Bereichen hoher Nichtlinearität, welche insbesondere im Bereich der Reifenmaximalkräfte auftreten, zu Fehlinterpretationen führen.

Für das um den Arbeitspunkt \mathbf{x}_0 linearisierte Fahrzeugmodell $f(\mathbf{x}_{full}, \mathbf{u})$ gilt

$$A_{full}(\mathbf{x}_{full,0}) = \left. \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}_0} \quad (3.1)$$

$$B_{full}(\mathbf{u}_{full,0}) = \left. \frac{\partial f}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\mathbf{x}_0} \quad (3.2)$$

$$\dot{x} = A_{full}x_{full} + B_{full}u_{full} \quad (3.3)$$

mit der gesamten Systemmatrix A_{full} und der Steuerungsmatrix B_{full} .

Es werden die Eigenwerte λ der Systemmatrix $A_{full}(x_0)$ berechnet.

$$\det(A_{full} - \lambda_{full}E) = 0 \quad (3.4)$$

$$\lambda = eig(A_{full}) \quad (3.5)$$

Über die Lage der Eigenwerte lässt sich die lokale Stabilität des Systems bestimmen. Das System ist stabil, wenn für alle $\Re(\lambda) < 0$ gilt.

Reduktion auf Ebene Bewegung im 2D Zustandsraum Da im Zusammenhang mit Fahrstabilität insbesondere die Beschränktheit der Zustände Quergeschwindigkeit v_y und Gierrate $\dot{\psi}$ von Bedeutung sind, wird der Zustandsvektor des linearen Systems x_{full} $dim(x_{full}) = N$ auf diese zwei Zustände reduziert

$$x = \begin{bmatrix} v_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}. \quad (3.6)$$

Entsprechend werden auch die dazugehörigen System- A und Steuerungsmatrix B verkleinert. Dies bietet den Vorteil, dass unter anderem Instabilitäten der Raddynamik, welche nicht unmittelbar zu einer schlechteren Fahrstabilität führen nicht mehr mitberücksichtigt werden.

Jedoch ist es nicht zielführend, wenn die Reduktion durch ein Streichen der Zustände durchgeführt wird. Dies führt aufgrund des Wegfalls von Verkopplungen der Systemdynamik, mit den reduzierten Zuständen, zu veränderten Ergebnissen bei der Stabilitätsberechnung.

Es lässt sich bei Betrachtung des transformierten Systems auf Diagonalform

$$\dot{z} = \gamma z \quad (3.7)$$

darstellen.

$$\gamma = P^{-1}AP \quad (3.8)$$

wobei $P = [p_1, p_2, \dots, p_n]$ die Eigenvektoren angibt.

$$\dot{z}(t) = diag(e^{\lambda_i t})z(0) \quad (3.9)$$

mit den Eigenwerten λ_i . Mit der Rücktransformation erhält man

$$\dot{x}_i(t) = \sum_{j=1}^N P_{i,j} e^{\lambda_j t} z_j(0) \quad (3.10)$$

Woraus ersichtlich wird, dass bei einer Reduktion die Eigenbewegungen von x_i verschwinden und somit die Anteile $P_{i,j} e^{\lambda_j t} z_j(0)$ ebenfalls nicht mehr berücksichtigt werden. Somit ist eine Reduktion durch den Entfall von Zuständen nicht zulässig, sondern das reduzierte System

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.11)$$

wird direkt aus dem abgeleiteten Ersatzsystem, basierend auf $f(x_{full}, u)$, erstellt.

Als Kennwert zur Fahrbarkeitsdefinition wird der

$$EW = \max(\Re(\lambda)) \quad (3.12)$$

bestimmt, was dem maximalen Realteil der Eigenwerte entspricht. Es wird nicht unterschieden von welchem Eigenmode der Eigenwert instabil wird, dies führt bei einem Kreuzen der Realteilverläufe der zwei Eigenwerte zu einem unstetigen Verlauf des Kennwertes.

Unter Verwendung des linearen Einspurmodells ergibt sich

$$\lambda = \frac{A_{1,1} + A_{2,2}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A_{1,1} + A_{2,2}}{2}\right)^2 - (A_{1,1} \cdot A_{2,2} - A_{1,2} \cdot A_{2,1})} \quad (3.13)$$

mit den einzelnen Submatrix-Einträgen von A , siehe hierzu auch [115].

Basierend auf den Eigenwerten werden die fahrdynamikspezifischen Kennwerte Gierereigenfrequenz

$$\omega_0^2 = (A_{1,1}A_{2,2} - A_{1,2}A_{2,1}) \quad (3.14)$$

und Gierdämpfung

$$D = -\frac{A_{1,1} + A_{2,2}}{2\omega_0} \quad (3.15)$$

berechnet, welche für ein gutes Fahrverhalten möglichst groß sein sollen, was aber in einem Zielkonflikt miteinander steht.

Anwendungen [36] berechnet mit dem quasistationären Ansatz das GGK-Diagramm und bestimmt zusätzlich die zugehörigen Eigenwerte. Durch eine zusätzliche Bestimmung der Gierantwort mit dem linearisierten Modell wird sowohl die Agilität als auch die Stabilität des Fahrzeuges bestimmt. Es wird bewusst darauf hingewiesen, dass eine detaillierte Untersuchung des Zusammenspiels des Fahrers und den gewonnenen Kennwerten nicht Ziel der Untersuchung ist.

In [116] wird die Gültigkeit der quasistationären Berechnung der Eigenwerte anhand eines Einspurmodells bei Längsverzögerung mit der Theorie der Zeitvarianten linearen Systeme [117] untersucht. Es wird bestätigt, dass der quasistationäre Ansatz gültig ist, da die Dynamik der Stabilität um die Hochachse, welche maßgeblich die Fahrstabilität bestimmt, deutlich schneller ist als die in Längsrichtung.

[118] untersuchen mit der Eigenwertanalyse den Systemzustand im Powerslide anhand eines nichtlinearen Einspurmodells.

3.2.1.2 Yaw-Moment-Derivatives

Aus den linearisierten System- und Steuerungsmatrizen lassen sich direkt die Yaw-Moment-Derivative-Kennwerte [109] bestimmen

Yaw Stiffness N_β Der Yaw-Moment Stability Derivative Kennwert

$$N_\beta = \frac{dM_z}{d\beta} = A_{2,1}J_z \quad (3.16)$$

ist ein Maß für die Richtungsstabilität mit der Einheit $\frac{Nm}{\circ}$. $N_\beta > 0 \frac{Nm}{\circ}$ entspricht einem richtungsstabilen Fahrverhalten, da bei einem ausdrehenden Schwimmwinkel sich ein eindrehendes Giermoment einstellt, welches dem weiteren Ausdrehen entgegenwirkt. Der N_β entspricht dem Eigenwert des auf den linearisierten Zustand $\beta = v_y/v_x$ reduzierten linearen System (3.1).

Unter Verwendung des linearen Einspurmodells ergibt sich folgende Gleichung:

$$N_\beta = (l_f CS_f - l_r CS_r) \quad (3.17)$$

mit $CS_{f/r}$ den Schräglaufsteifigkeit (CS) an Vorderachse (VA) und Hinterachse (HA) und $l_{f,r}$ als longitudinale Abstände der Achsen zum Fahrzeugschwerpunkt.

Yaw Damping N_r Der Yaw-Damping Kennwert

$$N_r = \frac{dM_z}{d\dot{\psi}} = A_{2,2}J_z \quad (3.18)$$

ist ein Maß für die Gierstabilität mit der Einheit Nms . $N_r < 0Nms$ entspricht einem der Gierbewegung entgegengesetzten Giermoment und verzögert somit eine Drehung um die Hochachse, was als Dämpfung eingestuft wird. Unter Verwendung des linearen Einspurmodells ergibt sich folgende Gleichung:

$$N_r = (l_f^2 CS_f + l_r^2 CS_r)/v_x; \quad (3.19)$$

Solange die Reifen positive Schräglaufsteifigkeiten aufweisen ist N_r immer negativ und wirkt dämpfend auf die Gierbewegung.

Yaw Control Moment Derivative N_δ Der Yaw Control Moment Derivative

$$N_\delta = \frac{dM_z}{d\delta_F} = B_1 J_z \quad (3.20)$$

gibt die Sensitivität des Lenkwinkel auf das Giermoment an und ist somit ein Kennwert für die Steuerbarkeit des Fahrzeuges durch die Lenkung mit der Einheit $\frac{Nm}{\circ}$

Unter Verwendung des linearen Einspurmodells ergibt sich folgende Gleichung:

$$N_\delta = l_f CS_f J_z; \quad (3.21)$$

Der Yaw Control Moment Derivative kann auch für andere Stellgrößen des Fahrzeuges angegeben werden und bildet somit die Steuerbarkeit der verschiedenen Eingangsgrößen ab.

Anwendungen [119] verwendet den $\frac{dM_z}{d\beta}$ *Yaw-Moment Stability Derivative* Kennwert für die Bewertung der zur Verfügung stehenden Stabilität von Rennfahrzeugen. Die Agilität wird über $\frac{dM_z}{d\delta}$ *Yaw-Moment Control Derivative* bewertet. Da sich die Kennwerte nicht direkt aus Messdaten bestimmen lassen, werden diese über ein, anhand von Messungen identifizierten, Fahrdynamikmodell bestimmt.

[8, 9] verwendet die in [109] definierten Kennwerte zur Beurteilung der Auswirkung von Fahrzeugparameteränderungen auf Basis verschiedener Fahrmanöver.

Static Margin Die static Margin SM ist ein ähnlicher Kennwert wie die Yaw Stiffness N_β . Jedoch wird die SM zusätzlich mit der Gesamtschräglaufsteifigkeit und dem Radstand l normalisiert. Unter Verwendung des linearen Einspurmodells ergibt sich folgende Gleichung:

$$SM = \frac{l_f CS_f - l_r CS_r}{(CS_f + CS_r)l} \quad (3.22)$$

[120] berechnen aus den aktuellen Schräglaufsteifigkeiten, die über einen Kalman-Filter geschätzt werden, die aktuelle Instationäre Static Margin und benutzen diesen Stabilitätskennwert als Zielgröße für eine Längskraftregelung. Es wird jedoch nicht der Einfluss von Reifenlängskraftdifferenzen auf die Gierdynamik mitberücksichtigt.

3.2.1.3 Nichtlineare Systemtheorie

Wie für die lineare Systemtheorie gibt es auch Methoden, um die Stabilität direkt für das nichtlineare System zu bestimmen. Ein Hauptziel ist die Bestimmung des Stabilitätsgebietes im Zustandsraum. Einen Überblick über die Theorie der nichtlinearen Systemdynamik mit Anwendung auf Fahrzeugdynamik ist in [121] zu finden. Die direkte Methode von Ljapunow [122], wird zur Stabilitätsbestimmung nichtlinearer Systeme eingesetzt. Eine exakte Bestimmung des Stabilitätsgebietes ist nur sehr aufwendig möglich und dies nur mit einfachen Fahrzeugmodellen. Zusätzlich kommt hinzu, dass die Stabilitätsgebiete, aufgrund des Ziels der Bewertung des Open-Loop Verhaltens des Fahrzeuges, nur eine eingeschränkte globale Aussagekraft besitzen. Weshalb diese Methode einen eingeschränkten praktischen Nutzen in der Fahrdynamik hat und nicht näher darauf eingegangen wird.

Eine weitere Möglichkeit ist die visuelle und interaktive Untersuchung der Eigenschaften von nichtlinearen Systemen, insbesondere des Bifurkationsverhaltens, auf Grundlage der numerischen Auswertung. Hierzu wird auf MATLAB-Package zur numerischen Bifurkationsanalyse von ODE (MATCONT) [123] verwiesen. Aufgrund der Vielzahl an verschiedenen Fahrzuständen und Fahrzeugparametern, kann diese Methode jedoch nur für manuelle Detailanalysen verwendet werden und ist nicht für eine automatisierte Fahrbarkeitskennwertbestimmung geeignet.

[124] bestimmt mit Hilfe der Lyapunov Exponents-Methode (LEM) das Stabilitätsgebiet innerhalb der Phasenebene. Zusätzlich wird das Stabilitätsgebiet mit dem aus Lyapunovfunktionen bestimmten Gebiet verglichen. Es zeigt sich, wie zu erwarten ist, dass die LEM das größere Stabilitätsgebiet bestimmt und dieses auch exakter ist.

[125] erstellt eine Korrelation zwischen dem Sine-with-dwell Fahrmanöver und der bestimmten Ljapunovstabilität.

[126] erstellt unter Berücksichtigung nichtlinearer Reifeneigenschaften mit dem LuGre-Reifenmodell auf Basis der Ljapunovstabilitätsbedingung eine neue Berechnungsformel zur Stabilitätsbestimmung mit dem Stabilitätskennwert der Kritischen Längsgeschwindigkeit. Wie [116] geht er von einem zeitvarianten Systemverhalten aus.

[127] führen den Kennwert *nichtlineare kritische Geschwindigkeit* v_{NLkrit} ein, der analog zur kritischen Geschwindigkeit v_{krit} basierend auf dem linearen Einspurmodell, die Erweiterung auf den nichtlinearen Grenzbereich ist. Der Kennwert wird mit Hilfe von Ljapunovfunktionen bestimmt. Hierbei wird eine gute Korrelation zur subjektiv gefühlten Gierdämpfung gefunden.

3.2.1.4 Basierend auf der Phasenebene

Für eine globale Stabilitätsbeurteilung ist das PED geeignet. Damit lässt sich bestimmen, für welchen Schwimmwinkel und entsprechende Schwimmwinkel- oder Giergeschwindigkeit das Fahrzeug instabil ist und bei unveränderten Steuergrößen nicht mehr in einen stationären Zustand zurückkehrt. Eine umfängliche Stabilitätsbestimmung mit der Phasenebene ist sehr aufwändig, da die Phasenebene nur den Zustandsraum $\beta - \dot{\psi}$ abbildet und somit für jede Kombination der anderen Zustände x und Steuergrößen u separate Phasenebenen bestimmt werden müssen. Zur Reduktion des Berechnungsaufwandes gibt [128] eine Näherungsformel

$$\|C1\beta + C2\dot{\beta}\| < 1 \quad (3.23)$$

für das Stabilitätsgebiet an, mit den festzulegenden Konstanten $C1$ und $C2$. Eine effiziente Methode zur Parametrierung der Konstanten basierend auf den Fahrzeugparametern wird jedoch nicht angegeben.

[129, 130] bestimmen ebenfalls anhand des Phasendiagramms zulässige Grenzen die über ein Parallelogramm abgebildet werden, die sogenannte Nullcline Boundary. Diese Grenzen werden zur

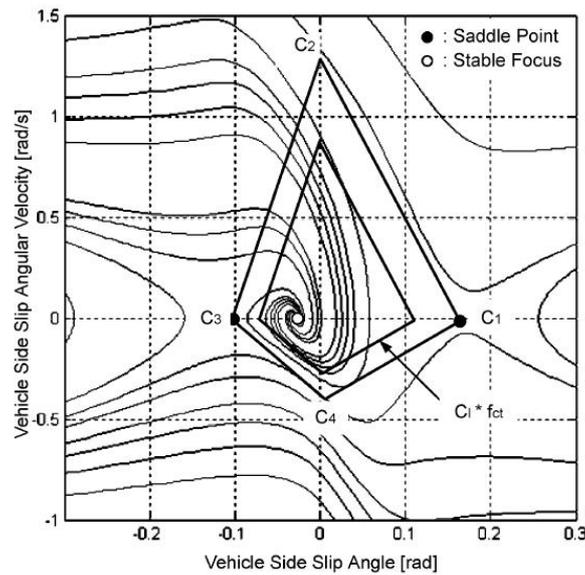


Abb. 3.2: Approximation des Stabilitätsgebietes [131, S. 226]

Stabilitätsregelung von aktiven Systemen eingesetzt. Ziel der Regelung ist es, den Fahrzustand stets innerhalb der Grenze zu halten.

[131] approximiert das Stabilitätsgebiet in der $\beta - \dot{\beta}$ Zustandsebene über eine Rautenform, deren Eckpunkte sich aus den Sattelpunkten und den Schnittpunkten mit der $\dot{\beta}$ - Achse ergeben, siehe Abbildung 3.2. Über einen Kontrollparameter wird die Stabilitätsregelung aktiviert. Es wird hingewiesen dass diese Grenze abhängig von der Fähigkeit des Fahrers festgelegt werden muss.

[132] zeigen mit Hilfe des Phasendiagramms berechneter Stabilitätsgrenzen, dass Profifahrer zur Erreichung der größten Performance das Stabilitätsgebiet verlassen. Diese Erkenntnisse werden eingesetzt um neuartige Kontrollstrategien für Fahrdynamikstabilitätsregelungen zu entwerfen. Anstelle der gängigen Zustandsvariablen β und $\dot{\psi}$ werden α_R und $\dot{\psi}$ verwendet. Beispiele für entsprechende Verläufe der Stabilitätsgrenzen für verschiedene Geschwindigkeiten und Steuergrößen sind in Abbildung 3.3 zu sehen.

[133] vergleicht die Phasendiagramme mit den Zuständen $\beta - \dot{\psi}$ und $\beta - \dot{\beta}$ und bevorzugt letztere.

[134] bestimmen mit einer Methode auf Basis der Lyapunovfunktion das Stabilitätsgebiet. Dabei wird die Phasenebene noch um den dritten Zustand Wankwinkel ϕ ergänzt. Vergleiche mit dem Fahrversuch zeigen eine gute Übereinstimmung.

[113] vergleicht verschiedene Methoden zur Instabilitätsmaßbestimmung anhand verschiedener Fahrmanöver. Es zeigt sich dass Methoden, die auf dem PED basieren die besseren Ergebnisse liefern.

[135] verwendet das PED zur Stabilitätsgebietuntersuchung und nähert dies über Linearisierung um bestimmte Sattelpunkte an.

[136] betrachtet den Fahrzustand Driften mit dem PED. Es wird dargestellt, dass durch die Saturierung der Hinterachse und damit einem Open-Loop instabilen Fahrverhalten der Handlungsraum für z.B. Ausweich- und Stabilisierungsmanöver ausgeweitet werden kann. Herkömmliche Stabilisierungsregelsysteme versuchen niemals in den instabilen Bereich zu regeln und besitzen somit einen kleineren Handlungsraum, welcher zu einer reduzierten Performance führen kann.

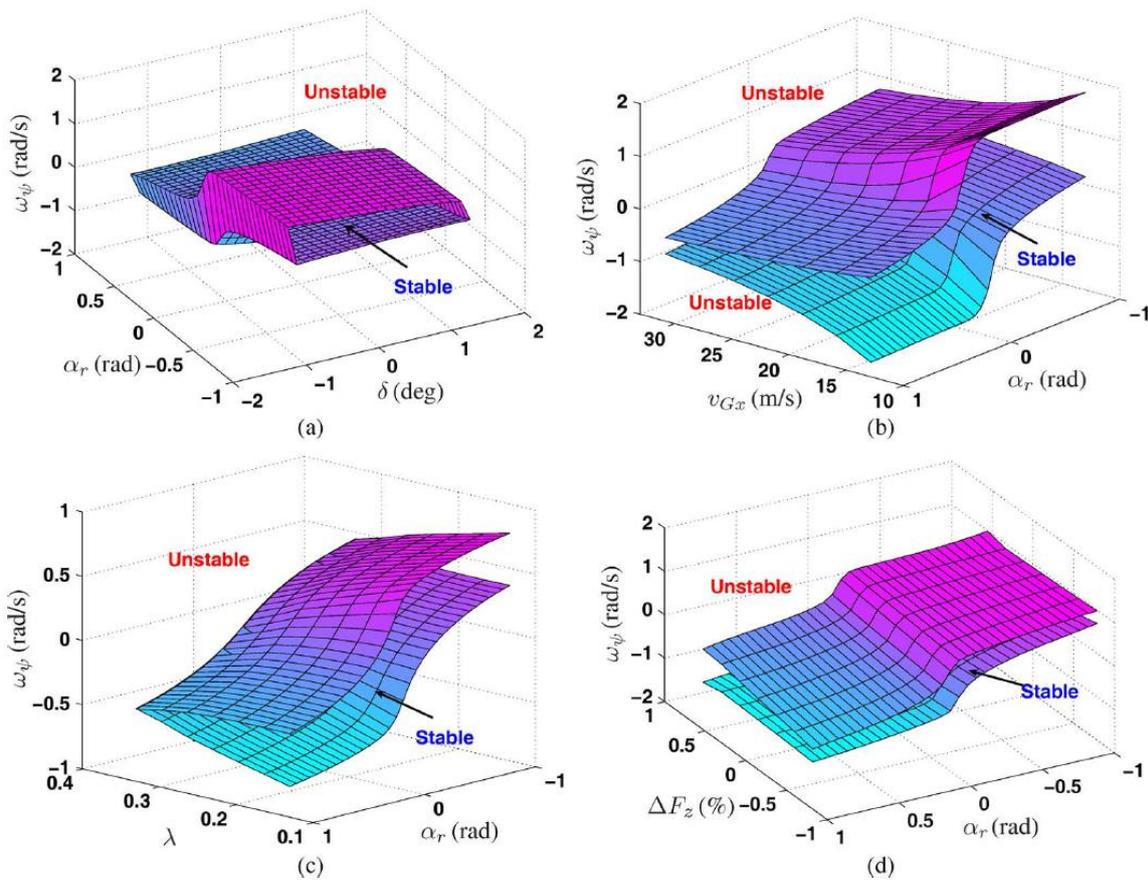


Abb. 3.3: Beispielplots für stabile und instabile Bereiche [132, S. 668]

[137] verwendet das PED und das Handlingdiagramm um eine Bewertung der querdynamischen Fahrstabilität für verschiedene Modellparameteränderungen zu erhalten. Der Fokus liegt dabei auf der Bestimmung der Eigenschaften der Ruhelagen. Die PED werden durch eine Integration im Zeitbereich beginnend von einer Startlösung bestimmt.

Zusammenfassung Generell lässt sich feststellen, dass die Berechnung der PED mit Modellen die mehr als 2 Freiheitsgrade besitzen, unpraktikabel wird, da deren Zustand die Zustände des PED beeinflusst. Somit müssen diese wenn möglich konstant gehalten werden oder durch Zusatzbedingungen so beschränkt werden, dass ein vergleichbarer Zustand erreicht wird, zum Beispiel eine konstante Geschwindigkeit bei einer vorgegebenen Längsbeschleunigung, woraus sich dann die Raddrehzahlen entsprechend einstellen. Da mit dem PED ein Stabilitätsgebiet bestimmt wird existiert kein eindeutiger skalarer Stabilitätskennwert für einen bestimmten Fahrzustand. Eine Möglichkeit für einen Kennwert ist die verbleibende Schwimmwinkelgeschwindigkeitsreserve

$$\dot{\beta}_{res} = \dot{\beta}_{max}(v_x, \dot{\psi}, \beta) - \dot{\beta} \quad (3.24)$$

welche, vereinfacht auf den 3D Zustandsraum, angibt um welchen Betrag die Schwimmwinkelgeschwindigkeit zunehmen kann bis ein Open-Loop instabiler Fahrzustand erreicht ist.

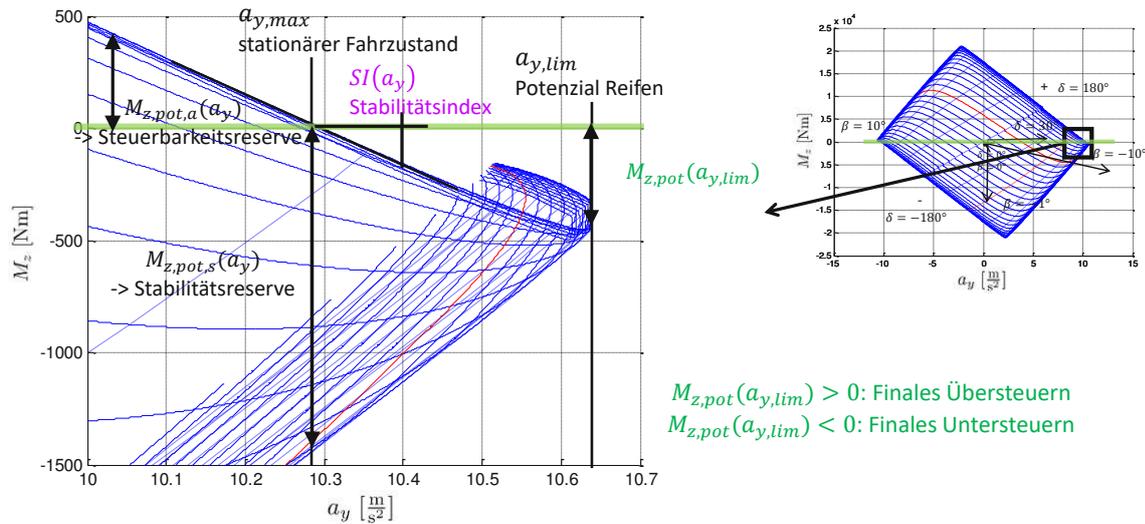


Abb. 3.4: Milliken Moment-Diagramm, [17]

3.2.2 Kennwerte aus der Fahrdynamik

Da die zuvor aufgelisteten Kennwerte aus der Systemtheorie zum Teil eine bedingte praktische Interpretation für die Fahrdynamik besitzen, existieren auch Kennwerte, die direkt aus der Fahrdynamik entwickelt wurden. Diese lassen sich teilweise, wie am Beispiel des Eigenlenkgradient und der Eigenwerte ersichtlich, mathematisch ineinander überführen.

3.2.2.1 Basierend auf Milliken Moment Method

In Abbildung 3.4 ist das Milliken-Moment-Diagramm (MMD) für ein untersteuerndes Fahrzeug abgebildet. Das Diagramm gibt zusätzlich zu den Informationen aus einem SRS giermomentbezogene Kennwerte die außerhalb des im stationären Fahrzustand erreichbaren sind.

Der Stabilityindex

$$SI = \left. \frac{\partial M_z}{\partial a_y} \right|_{\delta=const} \quad (3.25)$$

nach [109] ist ein auf dem Giermoment basierender Kennwert zur Bewertung der Fahrstabilität.

Die eingesetzte Methode zur Berechnung basiert auf der zum jeweiligen Zustand bestimmten Systemmatrix $A(x_0)$. Hierzu wird der stationäre Zustand $a_y = \dot{\psi} v_x$ vorausgesetzt.

$$A(x_0)x_s = y \quad (3.26)$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 \\ \Delta \ddot{\psi} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$x_s = A/y \quad (3.28)$$

Hierbei ist x_s der Zustandsvektor für die notwendige Gierbeschleunigungsänderung $\Delta \ddot{\psi}$. Das Element $x_s(2)$ ist die dazugehörige Giergeschwindigkeitsänderung $\Delta \dot{\psi}$.

$$SI = \left. \frac{\partial M_z}{\partial a_y} \right|_{\delta=const} = \left. \frac{\partial \ddot{\psi}}{\partial \dot{\psi}} \frac{J_z}{v_x} \right|_{\delta=const} = \left. \frac{\Delta \ddot{\psi}}{\Delta \dot{\psi}} \frac{J_z}{v_x} \right|_{\delta=const} \quad (3.29)$$

Umgeformt ergibt sich für den Fall $\dim(A) = 2 \times 2$, die einfachere zu berechnende Formel:

$$SI = \frac{A_{1,1}A_{2,2} - A_{1,2}A_{2,1}}{A_{1,1}} \frac{J_z}{v_x} \quad (3.30)$$

Der SI ist ein Maß für die gesamte Richtungsstabilität unter Verwendung der Querbeschleunigung als Variable und kombiniert N_β und N_r .

Der SI liefert eine physikalische Interpretation und Informationen:

- Das Fahrzeug ist Open-Loop Instabil für $SI > 0$ und weist denselben Nulldurchgang wie der EW auf. Dies gilt nicht für den Fall $CS_r < 0 \wedge (CS_f - CS_r) > 0$.
- Mit dem SI lässt sich zu jedem Fahrzustand bestimmen wie viel zusätzliches Giermoment nötig ist um die Querbeschleunigung um $1 \frac{m}{s^2}$ zu verändern. Die Inverse $\frac{1}{SI}$ gibt demnach an wie stark sich die Querbeschleunigung bei einer Änderung des Giermoments von $1Nm$ ändert. Insbesondere ermöglicht $SI(a_{y,max})$ eine Indikation über die Höhe des notwendigen Giermomentes für eine entsprechende Agilisierung, durch zum Beispiel eines aktiven Differentials. Dies ist alles gültig mit der Beschränkung auf den lokalen stationären Zustand, da der Effekt der nichtlinearen Änderung des kombinierten Schlupfzustandes des Reifen durch die lokale linearisierte Betrachtung nicht berücksichtigt wird.

Wie in Abbildung 3.1 zu erkennen, stellt das MMD immer nur einen kleinen Teil des gesamten möglichen Fahrbereichs dar und ist somit nur für einen Fahrzustand mit gegebener Geschwindigkeit und Längsbeschleunigung gültig.

Anwendungen In [138] werden die Grundlagen der MMD vorgestellt und entsprechende Kennwerte aufgelistet. Durch Vergleich von berechneten MMD mit Messungen eines Rennwagens wird der Einsatzzweck exemplarisch gezeigt. Es wird auf die generelle Limitierung von Fahrdynamiksimulationen eingegangen, dass diese nur so gut sind wie der Reifen im Modell das reale Verhalten abbildet.

Kang [139] stellt eine Methode vor, die es ermöglicht für beliebige Fahrdynamiksimulationsmodelle das MMD zu berechnen. Hierbei wird durch ein externes Giermoment der Schwimmwinkel auf verschiedene Werte geregelt. Es werden die Ergebnisse eines 3-DOF Simulationsmodells mit einem komplexen CarSim-Modell verglichen.

Mit einer ähnlichen Methode wie in [139] wird in [17] durch Regelung des Schwimmwinkels durch ein extern aufgebrachtes Giermoment das MMD eines 14-DOF Fahrdynamiksimulationsmodells mit Regelsystemen über ein quasistationäres Verfahren berechnet. Anschließend werden daraus Kennwerte abgeleitet, um sowohl Fahrbarkeit als auch Performance über den gesamten Fahrbereich des Fahrzeuges zu bewerten. Anhand von Variantenstudien mit veränderter Wankmomentenverteilung und Quersperrenmoment wird die Abhängigkeit der Querperformance und Stabilität von diesen Parametern gezeigt.

[140] bestimmt ähnliche Diagramme mit Stabilitätsgrenzen wie [132] auf Basis des PED und des MMD. Es wird mit der MMD die Stabilität und Steuerbarkeit eines Beispielfahrzeuges untersucht und in einer Designstudie die Auswirkung der Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse auf die Kennwerte gezeigt. Durch einen Vergleich mit der PED werden die Vorteile von MMD gezeigt. Diese sind zum einen, dass bei MMD zusätzlich zur Stabilität auch die Steuerbarkeit bestimmt wird. Weiterhin wird nicht nur die Open-Loop Stabilität für einen Arbeitspunkt bestimmt, sondern durch die Bestimmung des Reifenkraftpotenzials auch die Stabilität im Verbund mit dem Fahrer.

Patton [141] entwirft auf Basis des MMD ein Tool zum Einsatz im Motorsport. Hierzu wird ein vereinfachtes Fahrzeugsimulationsmodell eingesetzt.

Zusammenfassend gilt für die MMD und der daraus gewonnenen Kennwerte, insbesondere Stabilitätsreserve und Steuerbarkeit, dass hierbei keine ausreichende Korrelation zur subjektiven Fahrbeurteilung existiert.

3.2.2.2 Basierend auf Schräglaufwinkeldifferenz

Es gibt verschiedene Kennwerte zur Stabilitätsbewertung, die auf dem Prinzip der Schräglaufwinkeldifferenz basieren. Diese werden nachfolgend zusammengefasst.

Schräglaufwinkeldifferenz Anhand der Differenz der Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse $\Delta\alpha$ lässt sich ein einfach zu berechnender Kennwert bestimmen.

$$CB = (\Delta\alpha) \operatorname{sgn}(\dot{\psi}) \quad (3.31)$$

Es gibt abhängig von den Messsignalen verschiedene Möglichkeiten zur Berechnung von

$$\Delta\alpha = \begin{cases} \alpha_F - \alpha_R \\ \frac{\delta}{i_s} - \delta_A \end{cases} \quad (3.32)$$

Hierbei sind α_i die Achsschräglaufwinkel, δ der Lenkradwinkel, i_s die Lenkübersetzung und

$$\delta_A = \frac{l}{\rho} = \frac{a_y}{v^2} l \quad (3.33)$$

der Ackermannwinkel, der den Achseinschlagwinkel für die rein kinematische Kurvenfahrt beschreibt, [142]. Dieser Kennwert wird durch die einfache Berechenbarkeit mit gängigen Messsignalen weit verbreitet in der Praxis eingesetzt.

Das Fahrverhalten wird durch

$$CB \begin{cases} > 0 & \rightarrow \text{Untersteuern} \\ = 0 & \rightarrow \text{Neutrales Fahrverhalten} \\ < 0 & \rightarrow \text{Übersteuern} \end{cases} \quad (3.34)$$

definiert. Diese Definition ist jedoch auf den Kennwert CB begrenzt und nicht direkt mit anderen Definitionen vergleichbar. Es besteht jedoch ein Zusammenhang zu EG , siehe (3.37).

Der CB besitzt neben dem Vorteil der einfachen Berechenbarkeit auch Nachteile. Einer davon ist, dass bei Geradeausfahrt keine Aussagefähigkeit über das Stabilitätsniveau geliefert werden kann, da aufgrund der fehlenden Lenkbewegung die Schräglaufwinkel 0 sind. Bei einer Nichtbeachtung führt dies somit zur Aussage eines neutralen Fahrverhaltens unabhängig vom Setup, weshalb eine Bewertung nur bei entsprechender Querdynamik erfolgen sollte, die fahrzeugabhängig über eine Querbeschleunigungsschwelle definiert werden kann.

Aufgrund der Lenkwinkelabhängigkeit ist der Kennwert auch vom Fahrer abhängig und Anpassungen des Fahrstils gehen in die Stabilitätsbewertung mit ein. Diese fahrerabhängigen Anpassungen treten zum einen beim Untersteuern auf, wenn die Vorderachse über den Schräglaufwinkel der maximalen Querkraft hinaus überfahren wird und damit zusätzlichen Vorderachsschräglaufwinkel erzeugt, ohne einer Steigerung der Performance. Eine weitere Anpassung geschieht bei Fahrzeugen mit relativ geringer Fahrstabilität, wobei der Fahrer seinen Fahrstil so adaptiert, dass er die instabilen Bereiche möglichst meidet indem er eine geringere Performance abrufft oder den Fahrstil so anpasst, dass die instabilen Bereiche, bevorzugt im kombinierten dynamischen Fahrbereich, umfährt. Dies führt zu verfälschten Fahrbarkeits- und Performanceaussagen für

eine entsprechende Abstimmungsvariante und erfordert die zusätzliche Betrachtung, ob die Kennwerte robust gegenüber dem Fahrerstil sind. Dies kann unter anderem durch das Testen mit verschiedenen Fahrern ermöglicht werden und durch die Betrachtung von Kennwerten zur Fahrstilanalyse.

Eigenlenkgradient Mit dem Eigenlenkgradient, [142]

$$EG = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \frac{1}{i_s} - \frac{\partial \delta_A}{\partial a_y} \quad (3.35)$$

lässt die sich die Fahrstabilität bestimmen. Eine allgemeinere Formel zur Berechnung des EG , welche auf den Achsschräglaufwinkeln α_i basiert und somit auch unter anderem für Fahrzeuge mit Hinterachslenkung verwendet werden kann ist

$$EG = \frac{\partial \Delta \alpha}{\partial a_y}. \quad (3.36)$$

Dies entspricht der partiellen Ableitung von CB nach a_y .

Das Fahrverhalten wird durch

$$EG \begin{cases} > 0 & \rightarrow \text{Untersteuern} \\ = 0 & \rightarrow \text{Neutrales Fahrverhalten} \\ < 0 & \rightarrow \text{Übersteuern} \end{cases} \quad (3.37)$$

bestimmt, [143, 144].

Basierend auf dem Einspurmodell ergibt sich

$$EG = \frac{m(l_r CS_r - l_f CS_f)}{CS_f CS_r l} \quad (3.38)$$

Bei konstanten CS_i ergibt sich für CB das gleiche Fahrverhalten wie nach (3.34) definiert. Für das nichtlineare Fahrzeugmodell, bietet durch die gleichmäßige Verringerung von CS_i bei zunehmender Querkraft, der CB eine gute und einfach zu berechnende Annäherung an EG .

Mit dem Stabilitätskriterium von Hurwitz [145] und dem Einsetzen von Gleichung (3.38) in (3.13) und Umformen, ergibt sich die Bedingung für die Systemstabilität

$$l + v^2 EG > 0. \quad (3.39)$$

Der Fall Übersteuern $EG < 0$ bei $v > v_{krit}$ ist ein instabiles Fahrverhalten, was somit $EW > 0$ entspricht.

Der EG lässt sich auch graphisch anhand des Handling Diagramms [21, 146] bestimmen, welches jedoch nur für einen stationären Fahrzustand definiert ist. [147, 148] verallgemeinert das Handling Diagramm auf eine Handling Surface und macht es somit anwendbar für verschiedene Fahrzustände und Fahrzeuge unter anderem mit Hinterachslenkung, aerodynamischen Abtriebskräften und längskraftverteilenden Systemen wie etwa Quersperren.

3.2.2.3 Referenzgierrate

Es existieren auch Fahrstabilitätskennwerte auf Basis eines Referenzgierratenvergleiches $\dot{\psi}_{ref}(v, \delta_F)$. Die Differenz

$$CB_{BM} = \Delta \dot{\psi} = \dot{\psi}_{ref}(v, \delta_F) - \dot{\psi} \quad (3.40)$$

dient hierbei als Kennwert. Die Definition der Referenzgierrate ist frei möglich, es wird jedoch bevorzugt ein lineares Einspurmodell verwendet

$$\dot{\psi}_{ref}(v, \delta_F) = \frac{\delta_F}{i_{steerF}} \frac{v}{l + v^2 EG_{target}} \quad (3.41)$$

Die Fahrbarkeitsaussage von CB_{BM} ist mit Gleichung (3.42) definiert.

$$CB_{BM} \begin{cases} > 0 & \rightarrow \text{Untersteuern} \\ = 0 & \rightarrow \text{Neutrales Fahrverhalten} \\ < 0 & \rightarrow \text{Übersteuern} \end{cases} \quad (3.42)$$

Durch die Vorgabe von EG_{target} wird die Nulllage, für ein mit CB_{BM} als neutrales Fahrverhalten definiertes Fahrzeug, frei definierbar. Um eine über den gesamten Geschwindigkeitsbereich positive Referenzgierrate zu haben wird $EG_{target} >= 0$ gefordert, was durch eine positive Charakteristische Geschwindigkeit v_{ch} einem untersteuerndem Zielfahrverhalten entspricht.

Dieser Kennwert dient bevorzugt bei aktiven Stabilitätsregelungen als Regelgröße, [149, 150]. Wie CB hat auch CB_{BM} den Nachteil, dass bei Geradeausfahrt ohne Lenkwinkel keine Aussage möglich ist.

3.2.2.4 Schwimmwinkel

Kennwerte, die nur den Schwimmwinkel betrachten, eignen sich zum Einsatz von realen Fahrzeugdaten mit Schwimmwinkelsensor und in der Simulation. Somit ist der Kennwert robust, da keine zusätzlichen modellbasierten Signale berechnet werden müssen. Nachteilig ist, die reduzierte Aussagekraft.

Die Bewertung der Fahrstabilität erfolgt über die Höhe des maximalen Schwimmwinkels $\|\beta\|$. Je größer der Wert, desto geringer die Fahrstabilität. Dies basiert auf der Annahme, dass ein größerer Schwimmwinkel einer schwächeren Hinterachse entspricht und somit analog eines geringeren Querkraftniveaus und Schräglaufsteifigkeit angesehen werden kann, was insgesamt einer schlechteren Stabilität entspricht.

Die absolute Schwimmwinkelgeschwindigkeit $\|\dot{\beta}\|$ wird ebenfalls als Kennwert verwendet. Große Werte entsprechen einer geringeren Fahrstabilität. Die Analogie hierbei basiert auf den Stabilitätsgebieten der PED welche unter anderem über die Schwimmwinkelgeschwindigkeit abgegrenzt werden. Der Kennwert lässt sich nur bei dynamischen Simulationen sinnvoll bestimmen, da bei OLSS Fahrmanövern der Kennwert per Definition immer 0 ist.

3.2.2.5 Schwimmwinkelgradient

Ein gängiger in der Praxis eingesetzter Kennwert zur Objektivierung der Fahrzeugstabilität ist der Schwimmwinkelgradient bei quasistationärer Fahrt [151].

$$SG_A = \frac{\partial \beta}{\partial a_y} \quad (3.43)$$

gibt Aufschluss über die Stabilitätsreserve der Hinterachse, [143]. Durch die Bestimmung des Schwimmwinkelgradient an bestimmten Querbeschleunigungen ergeben sich Objektivkennwerte

für die Fahrzeugstabilität. Um eine bessere Vergleichbarkeit bei verschiedenen Geschwindigkeiten zu ermöglichen wird der vom Ackermannanteil bereinigte Schwimmwinkelgradient

$$SG = \frac{\partial \beta}{\partial a_y} - \frac{\partial \frac{l_R}{\rho}}{\partial a_y} \quad (3.44)$$

bestimmt, welcher eine direkte Korrelation zu CS_r besitzt. Das Fahrverhalten wird anhand des Wertes von SG beschrieben, hierfür existieren keine festen Grenzwerte für eine Einteilung. Kleine SG deuten auf eine hohe Stabilitätsreserve hin [143], wobei $SG = -\infty$ das Erreichen der maximalen Hinterachsquerkraft angibt und somit keine Stabilitätsreserve mehr vorhanden ist.

3.2.2.6 Basierend auf Giermoment

Die Gierdynamik stellt einen entscheidenden Freiheitsgrad für die Fahrstabilität dar, weshalb es möglich ist Kennwerte zu generieren, die direkt auf dem Giermoment basieren.

Stabilitätsreserve auf Giermomentenbasis Der Kennwert

$$M_{z,res,stab} = (F_{y,RL,res}(\kappa_{RL}, \alpha_{RL}, F_{z,RL}) + F_{y,RR,res}(\kappa_{RR}, \alpha_{RR}, F_{z,RR}))l_R \quad (3.45)$$

bestimmt aus der verbleibenden Seitenkraftreserve $F_{y,ij,res}(\kappa, \alpha, \gamma, F_z)$, siehe Abschnitt 2.1.3, an der HA das noch zur Verfügung stehende Giermoment im Wertebereich $M_{z,res,stab} \geq 0$. Der Kennwert dient als Stabilitätskennwert für die Heckstabilität. Als Stabilitätsaussage gilt

$$M_{z,res,stab} \begin{cases} > 0 & \rightarrow \text{Globale Gierstabilitätsreserve vorhanden} \\ = 0 & \rightarrow \text{Keine Gierstabilitätsreserve vorhanden} \end{cases} \quad (3.46)$$

Je größer $M_{z,res,stab}$ desto mehr Gierstabilitätsreserve ist vorhanden und somit eine höhere Heckstabilität, welche zu einem stabileren Fahrverhalten insbesondere bei Gierstörungen beiträgt.

Aus dem MMD kann der Kennwert $M_{z,pot,s}$ bestimmt werden, welcher ein ähnliches Verhalten wie $M_{z,res,stab}$ aufweist. $M_{z,pot,s}$ benötigt nicht die Kenntnis von $F_{y,ij,max}(\kappa, \alpha, \gamma, F_z)$ zur Berechnung [17].

Agilitätsreserve auf Giermomentenbasis Analog zur Gierstabilitätsreserve wird eine Gieragilitätsreserve

$$M_{z,res,agil} = (F_{y,FL,res}(\kappa_{FL}, \alpha_{FL}, F_{z,FL}) + F_{y,FR,res}(\kappa_{FR}, \alpha_{FR}, F_{z,FR}))l_F \quad (3.47)$$

bestimmt. Bei $M_{z,res,agil} = 0$ kann kein weiteres agilisierendes Giermoment durch die Vorderachse generiert werden.

Giermomentreservendifferenz Der Kennwert

$$M_{z,res,diff} = M_{z,res,stab} - M_{z,res,agil} \quad (3.48)$$

fasst die achsindividuellen Kennwerte für eine kombinierte Aussage

$$M_{z,res,diff}(a_y) \begin{cases} < 0 & \rightarrow \text{Stabilisierungsüberschuss} \\ > 0 & \rightarrow \text{Steuerbarkeitsüberschuss} \end{cases} \quad (3.49)$$

zusammen. Dies bietet den Vorteil, dass mit nur einem Kennwert eine umfassende Aussage zu Stabilität wie auch Agilität getroffen werden kann, jedoch mit dem Nachteil, dass keine absolute Betrachtung der jeweiligen Achse möglich ist.

Für den Fall $a_{y,lim}$ gilt $M_{z,pot}(a_{y,lim}) = M_{z,res,diff}(a_{y,lim})$ nach [152]

$$M_{z,res,diff}(a_{y,lim}) \begin{cases} < 0 & \rightarrow \text{Grenzbereich Untersteuern} \\ = 0 & \rightarrow \text{Beide Achsen am Querkraftmaximum} . \\ > 0 & \rightarrow \text{Grenzbereich Übersteuern} \end{cases} \quad (3.50)$$

Relative Giermomentreservendifferenz Für einen begrenzten Wertebereich im Intervall $\{-1; 1\}$ wird mit

$$M_{z,res,rel} = \frac{M_{z,res,diff}}{\max(\max(|M_{z,res,stabil}|), |M_{z,res,agil}|), \epsilon)} \quad (3.51)$$

ein normierter Kennwert basierend auf $M_{z,res,diff}$ definiert.

$$M_{z,res,rel} \begin{cases} < 0 & \rightarrow \text{Grenzbereich Untersteuern} \\ = 0 & \rightarrow \text{Beide Achsen am Querkraftmaximum} . \\ > 0 & \rightarrow \text{Grenzbereich Übersteuern} \end{cases} \quad (3.52)$$

3.2.2.7 Basierend auf Querbeschleunigungspotential

Abhängig von der Richtung $M_{z,res,diff}(a_{y,lim})$ lassen sich die maximal möglichen Querbeschleunigungen auf Achsebene bestimmen. Ist $M_{z,res,serve}(a_{y,lim})$ agilisierend gilt:

$$a_{y,maxF} = a_{y,lim} \quad (3.53)$$

$$a_{y,maxR} = a_{y,max} \quad (3.54)$$

Ist $M_{z,res,diff}(a_{y,lim})$ stabilisierend gilt;

$$a_{y,maxF} = a_{y,max} \quad (3.55)$$

$$a_{y,maxR} = a_{y,lim} \quad (3.56)$$

Durch die Differenz der maximal möglichen Querbeschleunigungen auf Achsebene

$$a_{y,res} = a_{y,maxR} - a_{y,maxF} \quad (3.57)$$

wird ein Maß für das Fahrverhalten im Grenzbereich bei maximaler Querbeschleunigung $a_{y,max}$ bestimmt.

$$a_{y,res} \begin{cases} > 0 & \rightarrow \text{Grenzbereich Untersteuern} \\ = 0 & \rightarrow \text{Beide Achsen am Querkraftmaximum} \\ < 0 & \rightarrow \text{Grenzbereich Übersteuern} \end{cases} \quad (3.58)$$

[153] stellt verschiedene Varianten für einen *Understeer Number* N_u vor und entscheidet sich für

$$N_u = \frac{a_{y,maxR}}{a_{y,maxF}} - 1. \quad (3.59)$$

Zur Bewertung gilt ebenfalls Gleichung (3.58), jedoch ist der Wert relativ zur absoluten Querbeschleunigung. Als Werte für typische Fahrzeuge wird für Hecktriebler $N_u = 0,15$ und für Fronttriebler $N_u = 0,22$ angegeben. Zusätzlich werden die Auswirkungen gängiger Abstimm-

parameter auf N_u analytisch bestimmt. Die angegebenen typischen Kennzahlen für N_u gelten hierbei global für das gesamte Fahrzeug zur Klassifizierung. Diese absoluten Werte sind nur bedingt als Zielgröße für ein Rennfahrzeug einsetzbar, da es für alle Fahrzustände eine 15% schwächere Vorderachse bedeuten würde, was nicht dem Ziel einer möglichst vollen Ausnutzung beider Achsen entspricht.

3.2.3 Gruppierung der Kennwerte

Die im vorherigen Abschnitt vorgestellten Kennwerte werden in Tabelle 3.2 zusammengefasst und gegliedert. Abhängig vom Gültigkeitsbereich des Kennwertes werden diese in die Kategorien lokal und global eingeteilt.

Definition 3.1 (Lokal definierte Fahrbarkeitsskennwerte) *Unter dem Begriff der lokal definierten Fahrbarkeitsskennwerte werden alle Kennwerte zusammengefasst, welche die Zustände und Informationen des aktuellen Arbeitspunktes verwenden. Diese betrachten die lokalen Schräglaufsteifigkeiten und ein linearisiertes Modell. Somit kann damit direkt die lokale dynamische Stabilität bestimmt werden, die jedoch nur für den aktuellen Zustand gültig ist.*

Definition 3.2 (Global definierte Fahrbarkeitsskennwerte) *Global definierte Fahrbarkeitsskennwerte berücksichtigen hingegen ein Verhalten, welches über den aktuellen Arbeitspunkt hinausgeht. Dies ermöglicht eine allgemeinere Aussage mit Extrapolation für weitere Fahrzustände. Eine Unterkategorie basiert auf dem zum jeweiligen Zustand noch maximal Möglichen und ermöglichen somit eine Bewertung von zur Verfügung stehenden Reserven ohne jedoch eine Information zum lokalen Verhalten zu geben. Hauptsächlich sind es die verfügbaren Reifenkraftreserven.*

Durch eine Vorauswahl basierend auf den geforderten Zielen, werden die für die nächsten Schritte geeigneten Kennwerte ausgewählt. Da, zu diesem Zeitpunkt, noch nicht alle Eigenschaften der Kennwerte bekannt sind, um die Anforderungsliste vollständig ausfüllen zu können, erfolgt die Auswahl nach dem Ausschlussprinzip. Somit werden Kennwerte, bei denen schon bekannt ist, dass sie die Anforderungen nicht geeignet erfüllen können, ausgeschlossen. Das Hauptkriterium hierfür ist ob ein skalarer Kennwert für jeden Zeitpunkt zur Verfügung steht.

Zu den ausgeschlossenen Kennwerten zählen

- PED: Hierfür ist eine aufwändige Berechnung notwendig und es lässt sich nur bedingt ein skalarer Kennwert ableiten.
- $a_{y,res}$: Die Definition basiert auf der Betrachtung des Grenzbereiches, weshalb kein Kennwert für Fahrzustände unterhalb des Grenzbereiches generiert werden können.
- N_u : Hierbei gilt die gleiche Argumentation wie bei $a_{y,res}$, da diese Kennwerte auf denselben Eingangswerten basieren.

Tab. 3.2: Übersicht Fahrbarkeitskennwerte

Kennwert	Fahrbarkeitsaussage	Gültigkeitsbereich	skalärer Kennwert	Geeignet für OLSS	Geeignet als Beschränkung in MTM
EW	< 0 : openloop stabil	lokal	x	x	o
N_β	> 0 : richtungsstabil	lokal	x	x	+
N_r	> 0 : Gierdämpfung vorhanden	lokal	x	x	-
SI	< 0 : openloop stabil	lokal	x	x	o
SM	> 0 : richtungsstabil	lokal	x	x	-
EG	> 0 : openloop stabil	lokal	x	x	-
N_δ	> 0 : Steuerbarkeit vorhanden	lokal	x	x	o
SG	$< SG_{max}$: stabil	lokal/global	x	x	-
PED		lokal/global			-
CB	> 0 : US	global	x	x	-
CB_{BM}	> 0 : US	global	x	x	-
$\ \beta\ $	$< \beta_{max}$: stabil	global	x	x	o
$\ \dot{\beta}\ $	$< \dot{\beta}_{max}$: stabil	global	x	x	o
$M_{z,res,stabil}$	> 0 : Stabilitätsreserve vorhanden	global	x	x	+
$M_{z,res,agil}$	> 0 : Agilitätsreserve vorhanden	global	x	x	+
$M_{z,res,diff}$	> 0 : Stabilitätsreserve vorhanden	global	x	x	+
$M_{z,res,rel}$	> 0 : Grenzbereich US	global	x	x	+
$a_{y,res}$	> 0 : Grenzbereich US	global	x	x	--
N_u	> 0 : Grenzbereich US	global			--

3.3 Auswahl der Kennwerte basierend auf Open-Loop-Steady-State

In diesem Abschnitt werden die verschiedenen Stabilitätskennwerte basierend auf OLSS Fahrmanövern verglichen. Dabei ist es das Ziel folgende Eigenschaften zu bewerten:

- **Korrelation zwischen den Kennwerten:** Dies ermöglicht es ein Verständnis über die Ähnlichkeiten und Unterschiede zu gewinnen, um darauf aufbauend geeignete Kennwerte zur allgemeinen Bewertung der Fahrstabilität bestimmen zu können. Redundante Kennwerte können somit aus der Auswahl der geeigneten Kennwerte entfernt werden, um die Anzahl der weiter betrachteten Kennwerte zu reduzieren. Die Bewertung erfolgt über den Korrelationskoeffizienten.
- **Sensitivität auf Fahrzustände:** Dies ermöglicht die quantitativen Wertebereiche der Kennwerte zu ermitteln, um eine Aussage darüber treffen zu können, ob es möglich ist einen einzelnen Wert als Fahrbarkeitskennwert vorgeben zu können oder diesen vom Fahrzustand abhängig zu machen. Die Fahrzustände werden durch die Größen v_x , a_x und a_y abgebildet. Ziel ist eine möglichst geringe Sensitivität auf Fahrzustände.
- **Sensitivität auf das Fahrbarkeitsniveau:** Dies ermöglicht es Kennwerte, die eine zu geringe Sensitivität auf die Fahrbarkeit aufweisen auszuschließen. Zur Bewertung der Fahrbarkeit werden hierzu Fahrzeugparameter variiert, welche einen bekannten Einfluss auf die Fahrstabilität haben z.B. Hinterachsgrip- und Schräglaufsteifigkeitsverringern. Das Ziel sind möglichst hohe Sensitivitäten auf das Fahrbarkeitsniveau.
- **Auswahl von als geeignet empfundenen Kennwerten zur weiteren Untersuchung für den Einsatz als Nebenbedingungen zur Fahrstabilitätsbeschränkung im MTM.**

In diesem Schritt werden aus folgenden Gründen OLSS Fahrmanöver eingesetzt:

1. Kennwerte müssen für stationäre Fahrzustände funktionieren, da die Kennwerte auch bei der Setuptoolsimierung mit Open-Loop-Manövern eingesetzt werden sollen.
2. Komplexitätsreduktion der Untersuchung durch die Beschränkung auf die Betrachtung von nicht dynamischen Fahrzuständen. Hierdurch reduziert sich der betrachtete Fahrzustandsraum auf das gesamte GGK. Somit wird durch eine Diskretisierung des GGK der betrachtete Fahrzustandsraum diskret vollständig berechenbar, wodurch globale Betrachtungen und Aussagen getroffen werden können. Als Nachteil ergibt sich, dass der Einfluss der Dynamik auf die Kennwerte, insbesondere der Kennwerte welche auf einer Linearisierung um einen Arbeitspunkt basieren, nicht mit betrachtet wird, siehe hierzu unter anderem [116]. Die weitere nähere Betrachtung der vorausgewählten Kennwerte mit dynamischen Fahrzuständen erfolgt in Abschnitt 4.2.

Um die Kennwerte für die Fahrstabilität greifbarer zu machen, werden nachfolgend Fahrzeugparameter variiert, welche einen bekannten Einfluss auf das Fahrzeugverhalten haben. Somit wird es möglich die Auswirkung auf die Kennwerte darzustellen. Die Darstellung geschieht über die Verläufe der Kennwerte für verschiedene Fahrmanöver und durch die Betrachtung mit KPI. Nachfolgend werden die Fahrzeugparameter beschrieben.

- **Reifenmaximalreibung (Grip):** Eine Änderung des Gripniveaus einer Achse ändert direkt das Querkraftniveau, wovon direkt die Fahrstabilität, insbesondere im Grenzbereich, abhängt. Somit entspricht eine Reduktion von Grip an der Hinterachse oder eine Erhöhung von Grip an der Vorderachse einer Verringerung des Fahrstabilitätsniveaus.

- Schräglaufsteifigkeit (CS): Eine Änderung der CS einer Achse ändert das lokale Reifenverhalten. Eine Reduktion von CS an der Hinterachse oder eine Erhöhung von CS an der Vorderachse werden als eine Verringerung des Fahrstabilitätsniveaus empfunden.
- Mechanische Balance (MB): Die MB definiert die prozentuale Aufteilung der lateralen Radlastverlagerung zwischen Vorder- und Hinterachse

$$MB = \left| \frac{(F_{z,FL} - F_{z,FR})}{(F_{z,FL} - F_{z,FR}) + (F_{z,RL} - F_{z,RR})} \right| \quad (3.60)$$

und lässt sich unter anderem durch eine Variation der Stabilisatorsteifigkeit realisieren. Aufgrund der Radlastabhängigkeit des Reifenreibwertes [21] verringert sich mit zunehmender Radlastdifferenz das Querkraftniveau einer Achse. Weshalb eine Verringerung von MB aufgrund des geringeren Querkraftniveaus an der Hinterachse als eine Verringerung des Fahrstabilitätsniveaus wahrgenommen wird.

- Aerodynamische Balance (AB): Die AB gibt die Verteilung der aerodynamischen Abtriebskräfte zwischen Vorder- und Hinterachse an.

$$AB = \frac{F_{Aero,F}}{F_{Aero,F} + F_{Aero,R}} \quad (3.61)$$

Durch Variation des Heckflügels lässt sich unter anderem die AB variieren. Eine Erhöhung der AB führt aufgrund der Zunahme der Radlast an der Vorderachse zu einem erhöhten Querkraftpotenzial der Vorderachse im Vergleich zur Hinterachse, was zu einer Verringerung der Fahrstabilität führt. Der sich, beim Verstellen des Heckflügels, mit ändernde Gesamtabtrieb wird bei dieser Untersuchung nicht berücksichtigt, da es nur darum geht, den nicht verkoppelten Effekt der AB zu untersuchen.

3.3.1 Querdynamik mit Lenkradwinkelrampe

Der bedeutendste Fahrzustand zur Bewertung der Fahrbarkeit ist die Kurvenfahrt, weshalb hierfür mit den Untersuchungen der Kennwerte begonnen wird um erste Erkenntnisse zu gewinnen. Der Fokus liegt hierbei auf der Korrelation der Kennwerte bei gleichen Fahrzuständen, da diese somit direkt ohne Beeinflussung durch Fahrzustandsänderungen bewertet werden können. Zusätzlich werden Erkenntnisse über die Grundeigenschaften der verschiedenen Kennwerte bestimmt.

Es wird das Fahrmanöver Lenkradwinkelrampe (SRS) eingesetzt, wo bei konstanter Geschwindigkeit v_x der gesamte Querbeschleunigungsbereich bis $a_{y,max}$ durchfahren wird. Im realen Fahrversuch, mit einem untersteuernd ausgelegten Fahrzeug, kann dies durch eine stetige Vergrößerung des Lenkwinkels erreicht werden. In der Simulation können auch übersteuernd ausgelegte Abstimmungen bewertet werden, welche einen abnehmenden Verlauf des Lenkradwinkels besitzen, da durch das Simulationsverfahren für jede diskretisierte Querbeschleunigung der notwendige Lenkradwinkel bestimmt wird, siehe hierzu Abschnitt 2.3.3. Nachfolgend wird, wenn nicht anders angegeben, als Fahrmanöver ein SRS mit $v_x = 100\text{km/h}$ simuliert.

Zur Performancebewertung wird die Zustandsgröße a_y herangezogen, welche in den Kennwertverläufen die x -Achse bildet. Neben der Darstellung von Kennwertverläufen für ausgewählte Parametervarianten werden zusätzlich KPI berechnet. Die Kennwertverläufe bieten den Vorteil, den kompletten Verlauf über das gesamte Manöver zu visualisieren, wohingegen mit den KPI eine größere Anzahl von Varianten betrachtet werden kann und einfacher Korrelationen und Sensitivitäten bestimmt werden können. Zur Berechnung der KPI werden die Gate in Tabelle 3.3 auf die jeweiligen Kenngrößen angewandt. Abbildung 3.5 verdeutlicht die jeweiligen

Querbeschleunigungsbereiche der Gate.

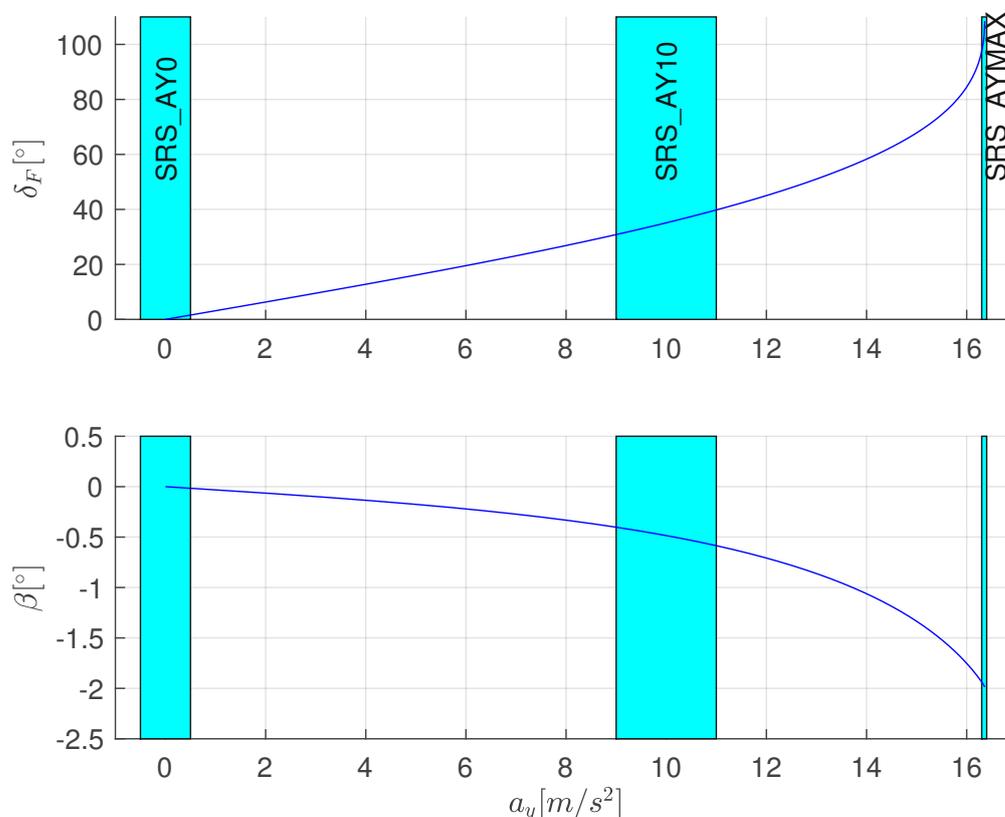


Abb. 3.5: Definition der Gate für SRS

3.3.1.1 MB-Variation

Zur Untersuchung des Einflusses des Setupparameter MB auf die Fahrbarkeitskennwerte wird der Parameter in einem großen Entwurfsraum mit $MB = \{30\%; 70\%\}$ ausgehend vom Referenzwert $MB = 50\%$ in Schritten von $\Delta MB = 2\%$ variiert. Das Ziel ist die Darstellung der 3 Extremfahrzustände Grenzbereich Untersteuern (US), Neutrales Fahrverhalten (NS) und Übersteuern (OS), nach (3.50), durch entsprechende Abstimmungsvarianten. Reale Fahrzeuge weisen bei einer normalen Abstimmung ein Grenzbereich US Fahrverhalten für dieses Fahrmanöver auf, so auch das Referenzsetup. Um die beispielhaften Extremvarianten realisieren zu können wird die Grundbalance für diese Untersuchung durch eine Anpassung der Grip Balance in Richtung

Tab. 3.3: Gate für Kennwertkorrelation SRS

Name	Beschreibung	Definition
SRS_AY0	Geradeausfahrt	$-0,5 \frac{m}{s^2} < a_y < 0,5 \frac{m}{s^2}$
SRS_AY10	Ende linearen Bereichs	$9 \frac{m}{s^2} < a_y < 11 \frac{m}{s^2}$
SRS_AYMAX	Querdynamisches Performancelimit	$\max(a_y)$

weniger US verschoben. Dies wird durch eine Erhöhung des VA Grip und einer Reduktion des HA Grip realisiert.

Die Kennwertverläufe für die drei Extremabstimmungen, welche in Tabelle 3.4 definiert werden, sind in Abbildung 3.6 dargestellt.

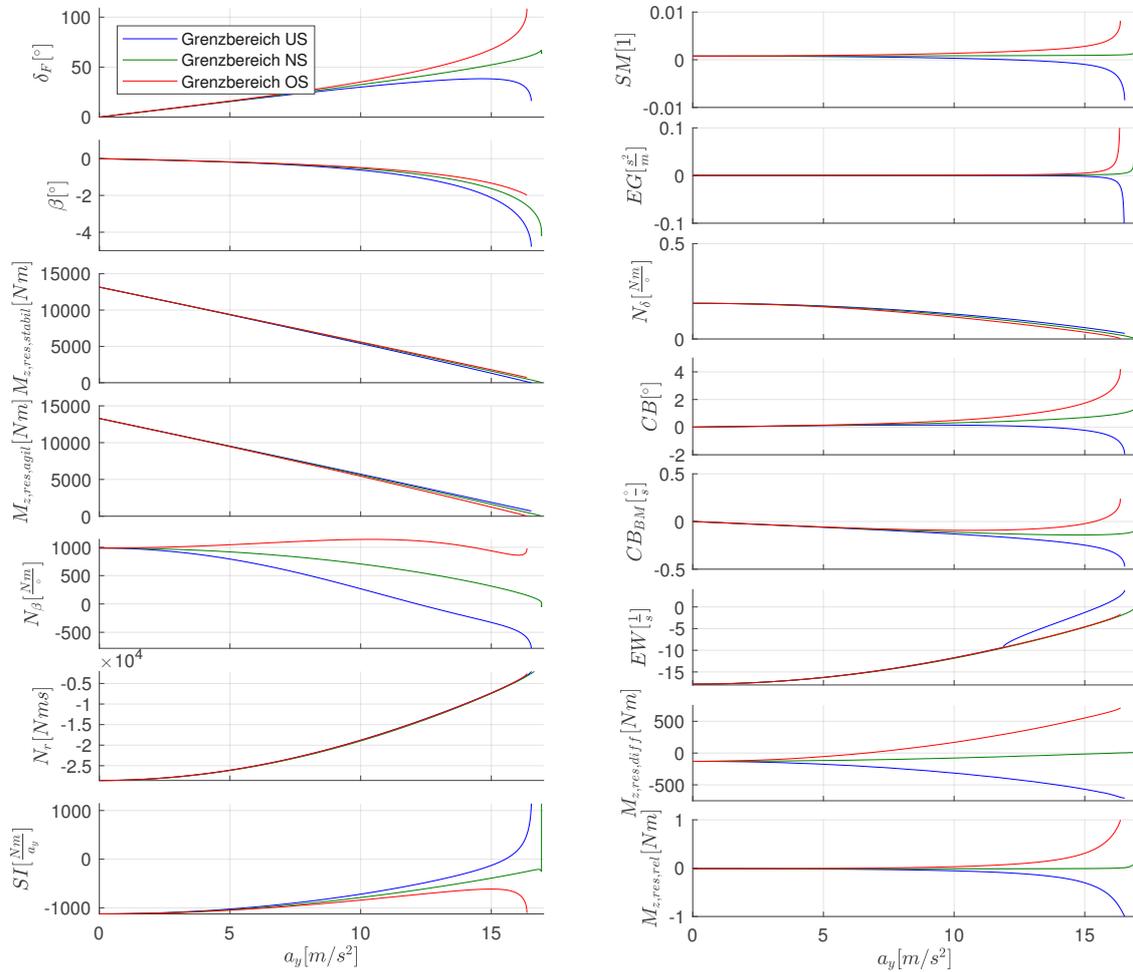


Abb. 3.6: Exemplarische Abstimmungen zur Erzielung der Extremfahrzustände durch MB-Variation

Tab. 3.4: Setupparameter der MB-Variation

Extremfahrzustand	Grenzbereich US	Grenzbereich NS	Grenzbereich OS
MB	30%	48%	70%
μ_F		2%	
μ_R		-10%	

Erkenntnisse Betrachtet man die KPI für das Gate *AYMAX* in Abbildung 3.7, ist die Performance, mit einem Maximum bei a_y , wie zu erwarten für die NS-Variante am höchsten. Hierbei sind beide Achsen maximal ausgenutzt, was von den beiden Kennwerten $M_{z, res, stabil} = 0$ und

$M_{z,res,agil} = 0$ signalisiert wird. Bei ansonsten unveränderten Parametern führt die volle Ausnutzung beider Achsen zur höchsten Performance. Im Bereich des Querschleunigungsmaximums bei $MB = 48\%$ sind die jeweiligen Nulldurchgänge der Fahrbarkeitskennwerte zu erkennen, da sich dort die globale Fahrstabilitätsaussage von OS zu US ändert.

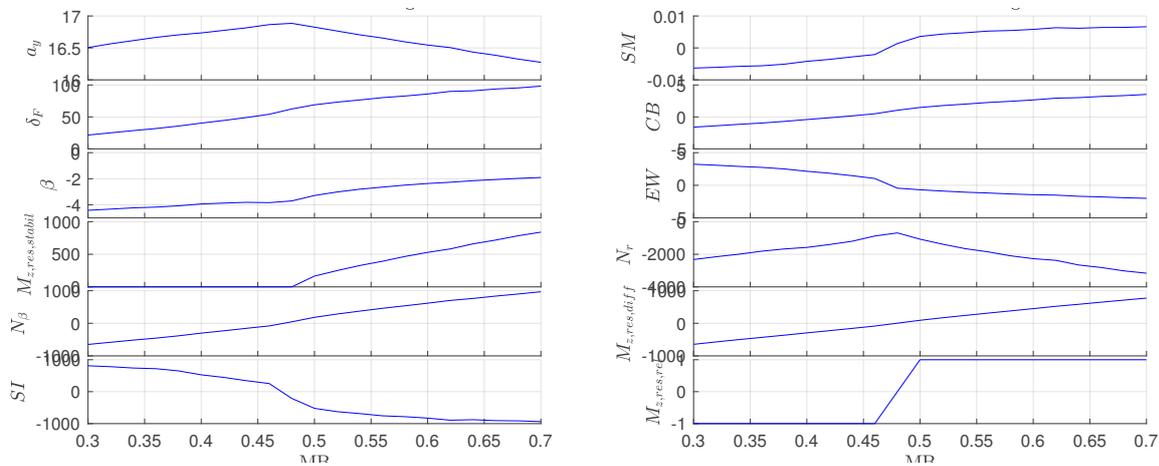


Abb. 3.7: MB: Scatterplot mit wesentlichen Kennwerten für das Gate SRS_AYMAX

Bei Verwendung der Definition basierend auf CB , siehe (3.34), weisen die Varianten Grenzbereich US und Grenzbereich NS ein US Fahrbarkeitsverhalten auf und der Nulldurchgang findet bei einer hecklastigeren $MB = 43\%$ statt. Dies lässt sich erklären, da diese Kennwerte auf den Schräglaufsteifigkeiten basieren und die Vorderachse, aufgrund der Reifencharakteristik 2.3, eine geringere globale Schräglaufsteifigkeit aufweist. Dies führt dazu, dass die maximale Querkraft bei einem größeren Schräglaufwinkel als an der Hinterachse auftritt und somit ein auf Basis der Schräglaufwinkel anderes globales Fahrbarkeitsverhalten als durch die Giermomentenreserven resultiert. Die Unterscheidung zwischen lokaler- und Grenzbereich-Fahrzeugbalance lässt sich zeigen wenn die CS variiert wird. Siehe hierzu Abschnitt 3.3.1.2.

Die generelle Tendenz der Kennwerte zeigt einen monotonen Zusammenhang und eine hohe Korrelation mit der Fahrstabilitätsänderung durch den Parameter MB , womit sichergestellt ist, dass die Kennwerte zur Abbildung der Fahrstabilität geeignet sind. Es gibt jedoch ein paar Sonderfälle, welche durch einen geringeren Korrelationskoeffizienten gekennzeichnet sind:

- Der Kennwert $M_{z,res,stabil}$ saturiert beim Erreichen von NS und kann somit nicht für die weitere Quantitative Bewertung des OS Niveaus verwendet werden.
- Der Kennwert N_r ist der einzige Kennwert, der keinen monotonen Verlauf aufweist, sondern ein Maximum mit starker Korrelation zum Verlauf von a_y . Somit besteht kein Zusammenhang mit der aus der Parameteränderung erwarteten Fahrstabilitätsänderung, was den Kennwert N_r als ungeeignet zur Stabilitätsbewertung von verschiedenen Setupvarianten macht.

Anhand der Kennwertverläufe in Abbildung 3.6 und den Kennwertverlaufkorrelationen in Abbildung 3.8, welche die komplette Datenreihe einer Variante beinhaltet, ist zu erkennen, dass sich die Unterschiede der Varianten erst mit zunehmender Querschleunigung aufbauen. Dies ist auf die Variation der MB zurückzuführen, welche bei Geradeausfahrt keinen Einfluss hat, da sich die Radlastdifferenz erst mit zunehmender Querschleunigung a_y aufbaut.

Betrachtet man die Nulldurchgänge der Kennwerte, so ist zu erkennen, dass diese für gleiche Varianten bei verschiedenen Querbeschleunigungen stattfinden. Die Kennwerte N_β und SM besitzen immer denselben Nulldurchgang, welcher jeweils bei einer niedrigeren Querbeschleunigung stattfindet als bei den Kennwerten EW und SI und somit früher ein instabileres Fahrverhalten, bezogen auf die jeweilige Definition signalisiert. Die Ursache hierfür ist, dass EW zusätzlich die Eigenschaften des immer stabilen N_r beinhaltet. Hierdurch weist der EW eine ähnlich starke Korrelation mit der Querbeschleunigung wie N_r auf, wie in Abbildung 3.9a zu sehen.

Dies führt dazu, dass der Unterschied der Varianten für EW gering ist, im Vergleich zur Änderung über den Fahrzustand, welcher über die Querbeschleunigung abgebildet wird. Der EW weist eine weitere negative Eigenschaft im Vergleich zu Kennwerten mit ähnlichen Eigenschaften auf. Es ist ein unstetiges Verhalten des Kennwertes, welches bei der Variante OS in Abbildung 3.6 zu sehen ist. Eine erweiterte Darstellung ist in Abbildung 3.9b zu sehen. Es sind jeweils für die beiden Eigenwerte die Real und Imaginärteile abgebildet. Hierbei ist zu erkennen, dass der unstetige Verlauf in diesem Fall, beim Übergang vom konjugiert komplexen Eigenwertpaar zu rein realen Eigenwerten resultiert. Dieses Verhalten führt zu einem ungewollten stark nichtlinearen Einfluss von EW auf die Performance.

Der SI weist denselben Nulldurchgang wie EW auf, bietet jedoch den Vorteil, dass er eine größere Variation durch die Setupänderung mit geringem Fahrzustandseinfluss aufweist. N_β weist ebenfalls eine deutliche Variation durch das Setup auf, was basierend auf den Zielen als positiv bewertet wird. Die Kennwerte EG und SM weisen eine große Änderung des Kennwerts in der Nähe der maximalen Performance auf. Dies entspricht einer großen Korrelation mit dem Fahrzustand und ist somit nachteilig für einen Setup Vergleich.

Die Tabelle 3.5 fasst die wesentlichen Erkenntnisse aus der OLSS SRS Variation von MB zusammen.

Tab. 3.5: Übersicht Erkenntnisse aus MB-Variation

Kennwert	EW	N_β	N_r	SI	SM	EG	CB	CB_{BM}	β	$M_{z,res,stab}$	$M_{z,res,agil}$	$M_{z,res,diff}$	$M_{z,res,rel}$
Gleicher Null- durchgang wie	SI	SM		EW	N_β	$\approx N_\beta$							$M_{z,res,diff}$
Hohe Sensitivi- tät auf Stabili- tätsniveau	o	++	-	+	+	+	+	+	o	++	+	+	o
Geringe Sensiti- vität auf Fahrzu- stände	-	+	-	+	o	o	o	o	o	+	+	+	o

3.3.1.2 Variation lokale Fahrstabilität

Zur gezielten Änderung der lokalen Fahrstabilität wird auf Basis des Referenzsetups die CS an der Vorder- und Hinterachse variiert. Somit kann der Einfluss der CS auf die Fahrbarkeit direkt ohne Verkopplungseffekte bewertet werden. Alternativ und im realen Fahrzeug könnte zur Abbildung eines ähnlichen Effekts die Elastokinematik des Fahrwerkes entsprechend angepasst werden. Es wird innerhalb des 2D Entwurfsraumes mit den Parametergrenzen $\Delta CS_F = \{-20\%; 20\%\}$ und

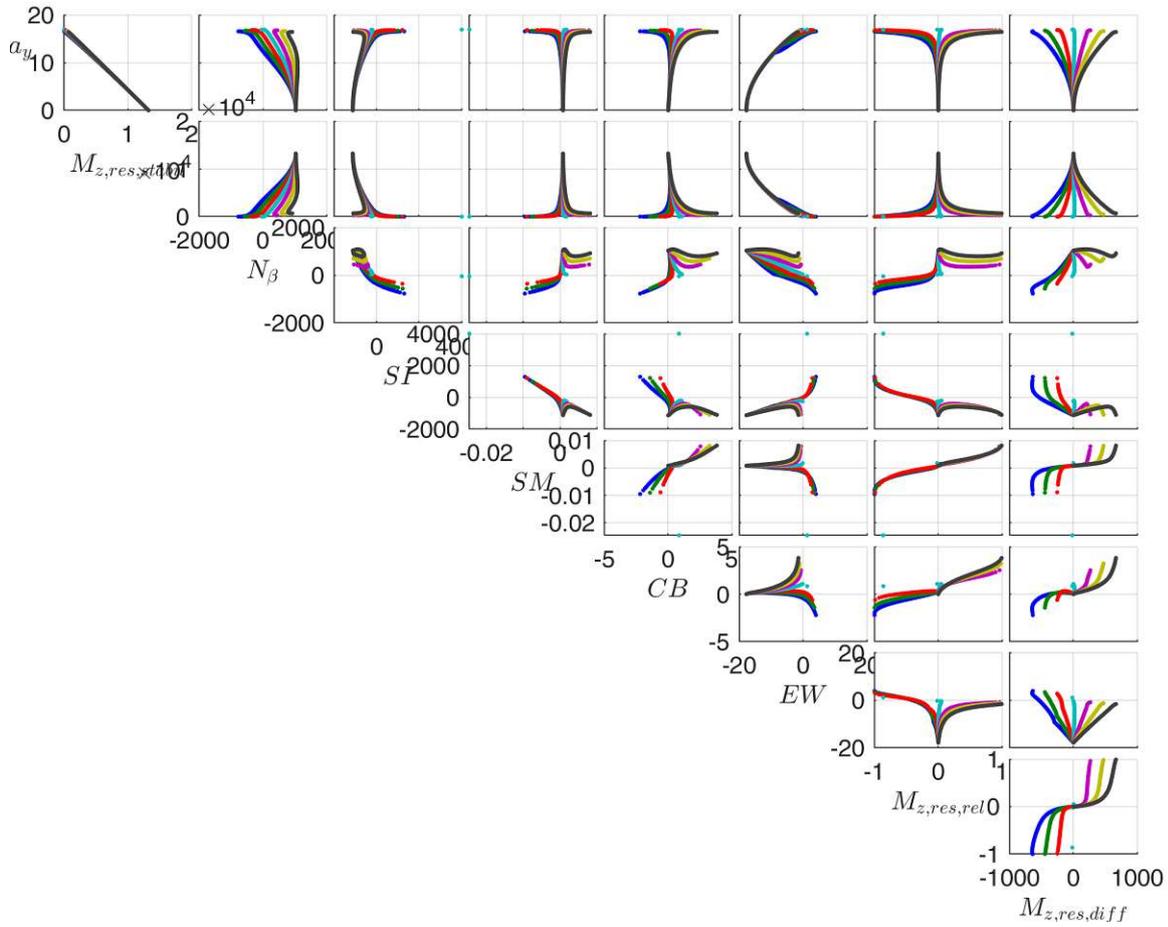
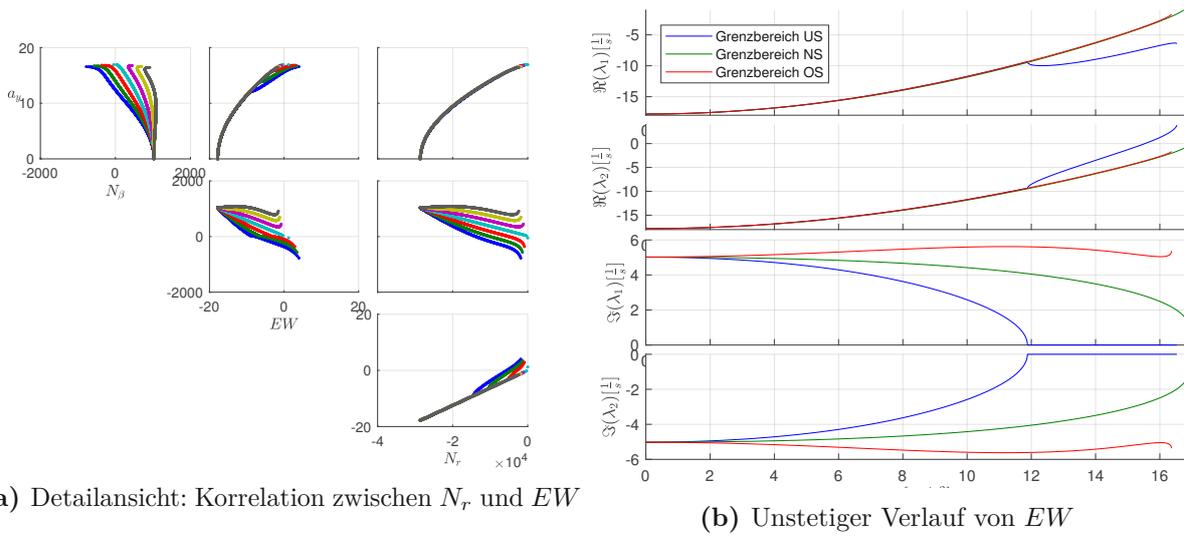


Abb. 3.8: MB: Korrelationsplots mit wesentlichen Kennwertverläufen



(a) Detailansicht: Korrelation zwischen N_r und E_W

(b) Unstetiger Verlauf von E_W

Abb. 3.9: Detailanalyse von E_W

$\Delta CS_R = \{-20\%; 20\%\}$ eine globale Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Die betrachteten konkreten Varianten in Abbildung 3.10, welche in Tabelle 3.6 aufgelistet sind, bilden die Extremvarianten ab, bei denen jeweils die Spreizung der CS zwischen den Achsen minimiert und maximiert wird.

Tab. 3.6: Extremvarianten CS-Variation

Variante/Variation	CS VA [%]	CS HA [%]
Base	0	0
VA-HA+	-20	20
VA+HA-	20	-20

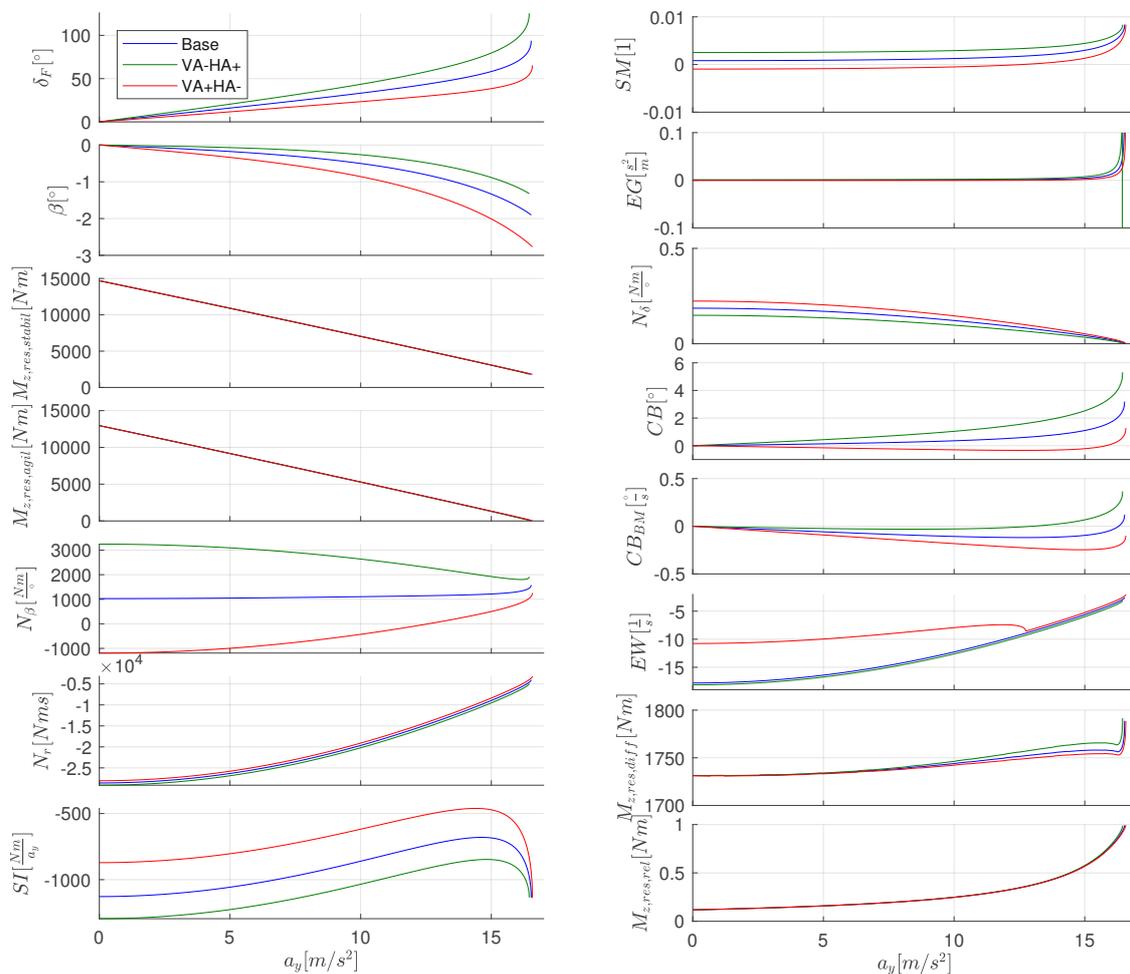


Abb. 3.10: Variation der CS auf Basis von final US

Erkenntnisse Anhand des annähernd konstanten Kennwertverlaufes der maximalen Querbeschleunigung $a_{y,max}$ in Abhängigkeit von CS_F und CS_R ist in Abbildung 3.11 zu erkennen, dass durch CS die querdynamische Performance nicht verändert wird. Es ist eine kleine Sensitivität zu erkennen, dass mit erhöhter Schräglaufsteifigkeit an der VA eine höhere maximale Querbeschleunigung erreicht wird. Welche sich dadurch ergibt, da die Reifenkräfte durch die

verkleinerten Schräglaufwinkel größere Reifenquerkraftanteile auf die Querkraft im Fahrzeug Koordinatensystem (KOS) projizieren und geänderte Lenkwinkel aufgrund der Lenkgeometrie zu einer unterschiedlichen Ausnutzung der inneren und äußeren Reifen führen. Dies sind jedoch Sekundäreffekte, die absolut gesehen nur eine kleine Auswirkung haben und für diese Untersuchung nicht relevant sind und nicht weiter betrachtet werden.

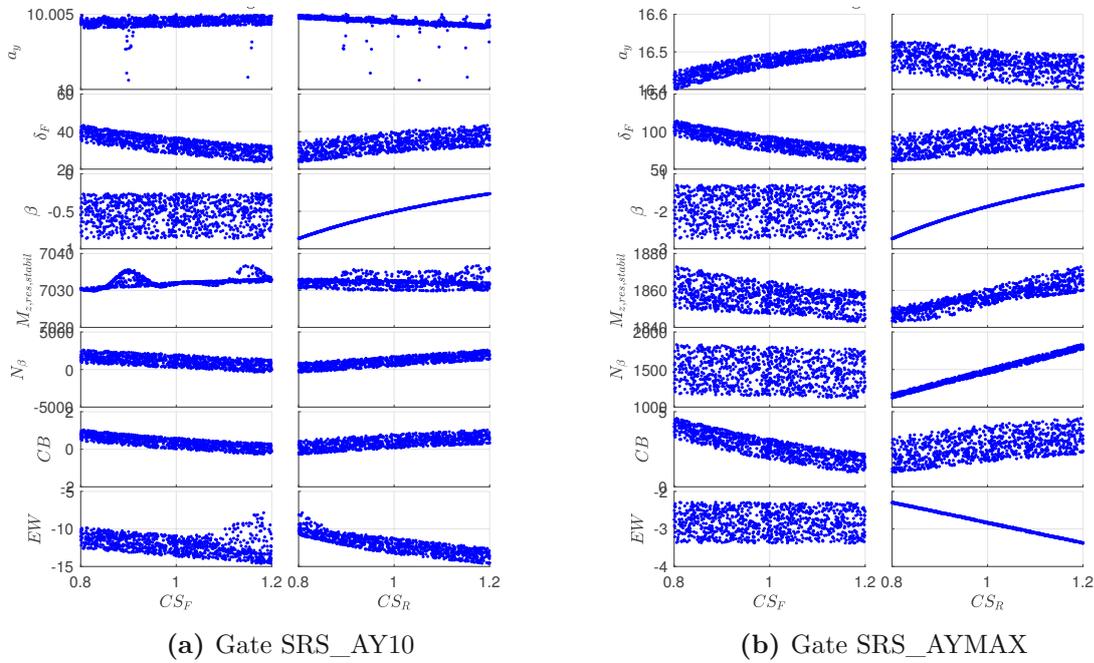


Abb. 3.11: CS: Scatterplot mit wesentlichen Kennwerten

Zur Bewertung der Abhängigkeit der Kennwerte vom Stabilitätsniveau, welches durch die CS variiert wird werden die Sensitivitäten und Verläufe der KPI für die Gate AY10 und AYMAX betrachtet. Betrachtet man die KPI für das noch als linearen Fahrzustand definierte AY10, in Abbildung 3.11, führt wie zu erwarten ein Verringern von CS_F zu einem stabileren und untersteuernderem Fahrverhalten und eine Verringerung von CS_R zu einem instabileren und übersteuernderem Fahrverhalten nach der Definition der lokalen Kennwerte und CB . Der Yaw-Damping N_r weist für CS_F eine gegenläufige Abhängigkeit auf, da eine Erhöhung von CS_F zu einer erhöhten Gesamtschräglaufsteifigkeit führt und somit nach der Definition von N_r einer stabileren Gierbewegung entspricht, dabei jedoch nicht das Stabilitätsverhalten der Quergeschwindigkeit mitberücksichtigt wird. Auffällig bei SI ist, dass abweichend zu ähnlichen Kennwerten wie EW und N_β eine deutlich geringere Sensitivität für CS_F vorliegt. Woraus sich für diesen Fall ergibt, dass die Hinterachsschräglaufsteifigkeit einen größeren Einfluss auf SI besitzt. Die globalen Kennwerte, die auf $M_{z,res}$ basieren, haben keine Abhängigkeit von CS, da für diese Kennwerte nur das Grip Niveau des Reifen entscheidend ist, welches von CS nicht beeinflusst wird.

Beim Fahrzustand AYMAX fällt anhand der Sensitivitäten von N_β und EW auf, dass diese keine Sensitivität auf CS_F haben. Die Erklärung ist, dass durch die globale US-Auslegung die VA bei AYMAX komplett ausgenutzt ist und somit die lokale Schräglaufsteifigkeit der VA Reifen $\frac{\partial F_y}{\partial a_y}(a_{y,max}) = 0$ wird und somit nicht durch die Variation von CS_F beeinflusst wird.

Die lokalen Kennwerte werden im gesamten Fahrzustandsraum des untersuchten SRS von CS beeinflusst, wie anhand der Varianz über a_y in Abbildung 3.12 zu erkennen ist. Die globalen

Kennwerte CB und CB_{BM} hingegen weisen ein abweichendes Verhalten auf. Sie haben aufgrund des bekannten Nachteils, dass eine Lenkbewegung und somit Schräglaufwinkel benötigt werden damit der Kennwert, aussagefähig ist, keinen Einfluss bei Gate $AY0$, da es der Geradeausfahrt entspricht. Der Einfluss von CS wird erst mit steigender Querbewegung und somit auch größer werdenden Schräglaufwinkel mit den Kennwerten abgebildet, wenn sich durch CS die absoluten Schräglaufwinkel ändern. Jedoch sind dies die einzigen Kennwerte, die bei $AYMAX$ eine Abhängigkeit von CS_F haben, da durch die globalen Eigenschaften nicht die lokale CS ausschlaggebend ist, sondern die absoluten Schräglaufwinkel.

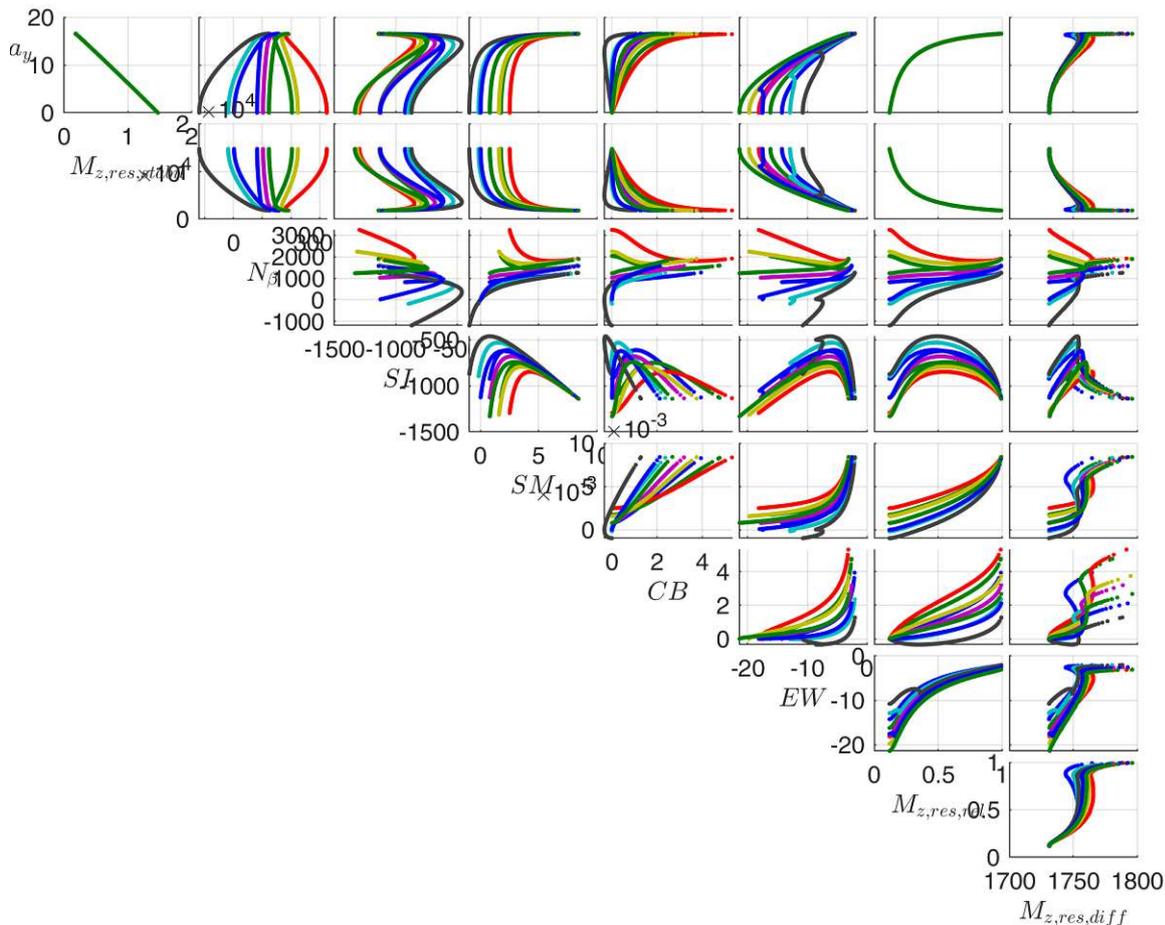


Abb. 3.12: CS: Korrelationsplots mit wesentlichen Kennwertverläufen

Der SM weist eine annähernd gleichbleibende Varianz über den gesamten Querbewegungsbereich auf, wohingegen für N_β die Differenz geringer wird. Dies ist aufgrund der Normierung bei SM mit der aktuell verbleibenden Schräglaufsteifigkeit, welche ebenfalls in gleichem Maße abnimmt und so zu einem annähernd konstanten Wert führt.

Die Tabelle 3.7 fasst die wesentlichen Erkenntnisse aus der OLSS SRS Variation von CS zur gezielten Variation der lokalen Fahrstabilität zusammen.

3.3.1.3 Variation globale Fahrstabilität

Durch die Variation des Grip an der Vorder- und Hinterachse wird gezielt die globale Fahrstabilität geändert. Die Basisparameter des Referenzsetup werden innerhalb der Grenzen $\Delta\mu_F = \{-10\%; 10\%\}$ und $\Delta\mu_R = \{-10\%; 10\%\}$ variiert. Die Extremwertvarianten sind in Tabelle 3.8

Tab. 3.7: Übersicht Erkenntnisse aus CS-Variation

Kennwert	EW	N_β	N_r	SI	SM	EG	CB	CB_{BM}	β	$M_{z,res,stabli}$	$M_{z,res,agil}$	$M_{z,res,diff}$	$M_{z,res,rel}$
Hohe Sensitivität auf Stabilitätsniveau	+	++	-	+	+	o	+	+	+	-	-	-	-
Geringe Sensitivität auf Fahrzustände	-	+	-	+	+	o	o	o	o				

aufgelistet. In Abbildung 3.13 sind die Varianten aus Tabelle 3.8 abgebildet. Die Variante *Base*,

Tab. 3.8: Extremvarianten Grip-Variation

Variante/Variation	Grip VA [%]	Grip HA [%]
Base	0	0
VA-	-10	0
HA-	0	-10
VA+HA-	10	-10

VA- und *HA-* sind Grenzbereich US, wohingegen die Variante *VA + HA-*, welche die größte Spreizung des Grip Niveaus darstellt, Grenzbereich OS ist.

Erkenntnisse Mit dem Scatterplot in Abbildung 3.14 auf Basis der Sensitivitätsanalyse ist zu erkennen, dass bei den Varianten welche ein Grenzbereich US Verhalten haben, die maximale Querbeschleunigung nur vom Grip der VA μ_F abhängt, und für die Grenzbereich OS-Varianten entsprechend von Grip der HA μ_R . Die Definition des Verhaltens im Grenzbereich, wird hierbei basierend auf $M_{z,res,diff}$ und $M_{z,res,rel}$ bestimmt und alternativ durch die Saturierung von $M_{z,res,agil}$ oder $M_{z,res,stabli}$. Die Performance ist für den Grenzbereich NS Fall wie bei der Variation von MB am höchsten. Die Fahrbarkeitskennwerte haben eine monotone und nahezu lineare Abhängigkeit vom Stabilitätsniveau welches durch den Grip variiert wird. Die Korrelation der Fahrbarkeitskennwerte ist ebenfalls monoton und weist auch beim Übergang in den instabilen Bereich ein monotonen Verhalten auf. Im nichtlinearen Querbeschleunigungsbereich ist erkennbar, dass die lokalen Kennwerte ebenfalls variieren. Dies liegt an der Grip Abhängigkeit der lokalen Schräglaufsteifigkeit im Bereich größerer Schräglaufwinkel und stellen somit eine Verkopplung dar. Woraus sich ergibt, dass die reine Änderung des Grip-Niveaus nicht untersuchbar ist. Bei niedrigen Querbeschleunigungen, im linearen Bereich der Fahrdynamik, ist deutlich der Unterschied zwischen der Variation von Grip und CS zu erkennen, da bei Grip die globalen Kennwerte auf Basis von $M_{z,res}$ und bei CS die lokalen Kennwerte die größte Variation aufweisen und dies auch jeweils schon bei $a_y = 0$ zu sehen ist. Es ist zu erkennen, dass die Verläufe von $M_{z,res,diff}$ und $M_{z,res,rel}$ bei Geradeausfahrt eine erste Indikation auf das Grenzbereich Fahrverhalten geben, welches aber durch das Setup insbesondere durch die MB, mit zunehmender Querbeschleunigung, variiert werden kann.

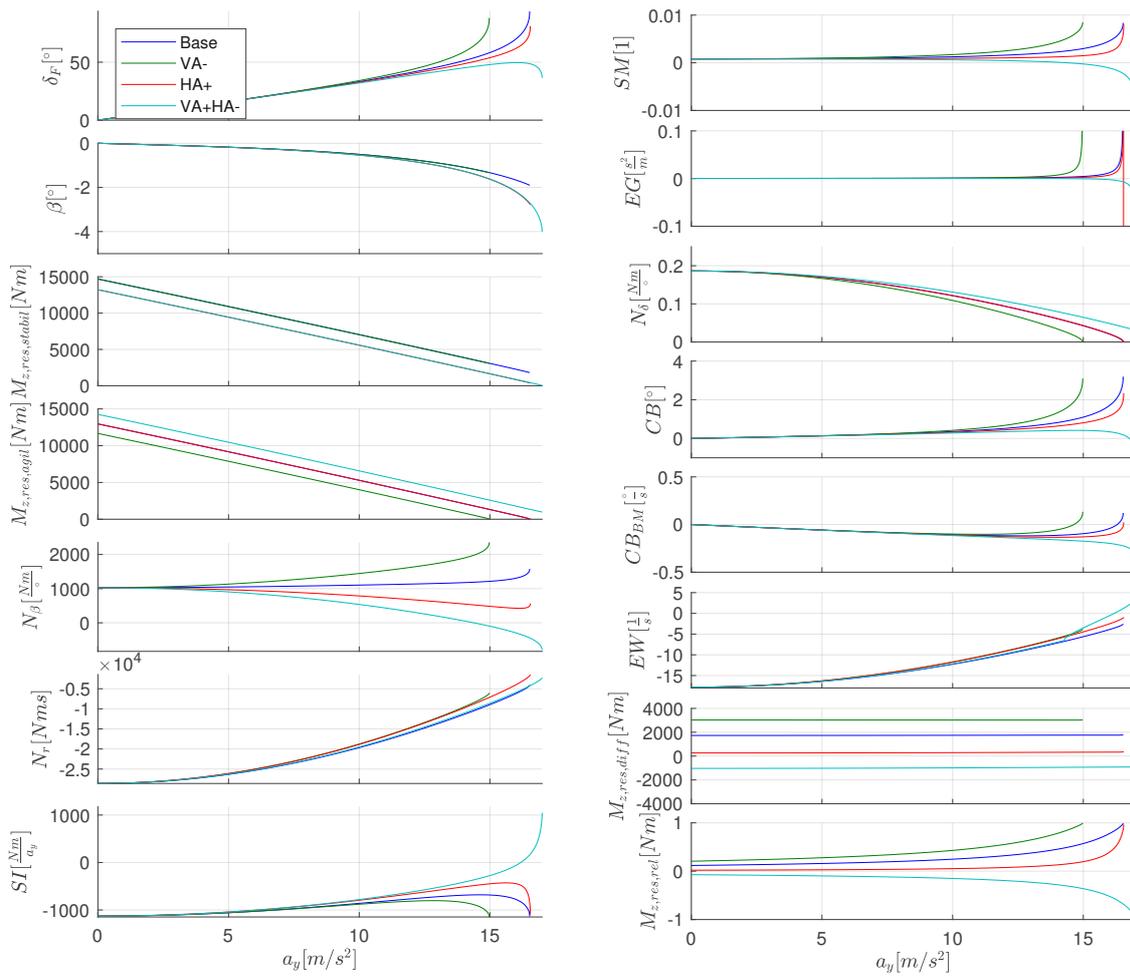


Abb. 3.13: Variation des Grip auf Basis des Referenz Setup mit Grenzbereich US-Fahrverhalten

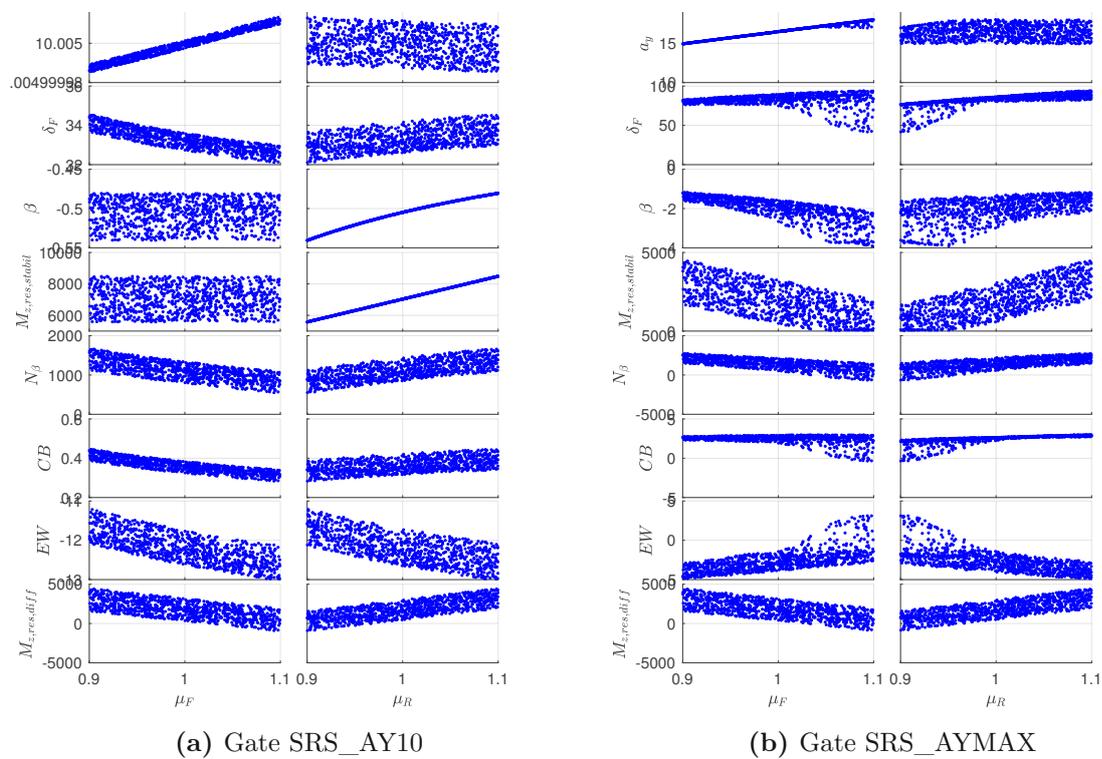


Abb. 3.14: Grip: Scatter plot mit wesentlichen Kennwerten

3.3.1.4 Multiparametervariation

Zur Untersuchung der Gültigkeit, der Erkenntnisse der vorausgegangenen Variation, von einzelnen Parametern, zur Beeinflussung gezielter Einflüsse auf die Fahrstabilität, werden die Parameter zusammen variiert. Es ergibt sich der 6 dimensionale Entwurfsraum in Tabelle 3.9. Hauptziel der

Tab. 3.9: Entwurfsraum

Parameter	MB	AB	CS_F	CS_R	μ_F	μ_R
Untergrenze	30%	20%	-20%	-20%	-10%	-10%
Obergrenze	70%	70%	20%	20%	10%	10%

Untersuchung ist die Bestätigung und Quantifizierung der Sensitivität auf das Stabilitätsniveau und der Korrelation der Kennwerte für gleiche Fahrzustände.

Zur Bewertung der Sensitivität auf das Stabilitätsniveau, wird sowohl eine varianzbasierte globale Sensitivitätsanalyse, siehe Abschnitt 2.4.1.2 durchgeführt, als auch eine Sensitivitätsanalyse mit der MM, siehe Abschnitt 2.4.1.2. Mit den berechneten totalen Sobolindizes S_T aus der varianzbasierten globalen Sensitivitätsanalyse wird der jeweilige Einfluss der Parameter auf die zu untersuchenden Fahrbarkeitskennwerte bestimmt. Je höher die Werte desto höher die Abhängigkeit. Aufgrund des prinzipbedingten Einflusses der Entwurfsraumgröße auf die Verhältnisse von S_T zwischen den Parametern wird keine Wertung der Parameter durchgeführt, siehe hierzu Abschnitt 2.4.1.4. Auf Basis der S_T kann jedoch nicht der monotone Verlauf nachgewiesen werden, da damit keine Aussage getroffen werden kann. Hierfür wird der Monotonverlaufkennwert

$$r_{m,i} = 1 - \frac{\sigma_i}{\mu_i} \quad (3.62)$$

verwendet, welcher auf Basis der Kennwerte Mittelwert μ_i und Schwankungsbreite σ_i des MM berechnet wird. Werte Nahe bei 1 entsprechen einem monotonen linearen Verlauf, wobei die Monotonie mit sinkendem Wert abnimmt und somit auch die gewünschte eindeutige Abhängigkeit des jeweiligen Fahrbarkeitskennwert vom Stabilitätsniveau.

Die Bestimmung der Korrelation der KPI wird mit der Pearson-Methode, siehe Abschnitt 2.4.1.2 durchgeführt. Dieses Verfahren ist geeignet um den Zusammenhang der Kennwerte für gleiche Fahrzustände zu bestimmen, ohne dem Einfluss von zum Beispiel einer variierten Geschwindigkeit oder großen Beschleunigungsunterschieden zu unterliegen.

Ergänzend zu den bisherigen Untersuchungen werden nachfolgend insbesondere zusätzliche und widersprüchliche Erkenntnisse behandelt.

Erkenntnisse Anhand der ähnlichen totalen Sobolindizes in Tabelle 3.10 für das Gate *AYMAX* ist erkennbar, dass die lokalen Kennwerte *EW* bis *SM* eine vergleichbare Parameterabhängigkeit besitzen und somit tendenziell redundante Aussagen liefern. Betrachtet man zusätzlich den Monotonieverlaufkennwert r_m in Tabelle 3.11 ist jedoch ersichtlich, dass diese trotz der ähnlichen S_T unterschiedlich sind und somit insbesondere der Kennwert N_β eine große Monotonie aufweist, was als positive Eigenschaft gewertet wird. Anhand der Werte für das Gate *AY10* und *AY0* fällt insbesondere auf, dass N_r unterhalb des Grenzbereiches keine Abhängigkeit auf die Setupparameter MB und AB sowie auf den Grip besitzt, was ein Ausschlusskriterium für N_r darstellt. Die Kennwerte *EW* und *SI* bestätigen für *AY10* eine erhöhte Abhängigkeit von CS_R im Vergleich zu den anderen lokalen Kennwerten. Generell ist CS_R der, für den betrachteten Entwurfsraum, dominante Parameter für das betrachtete Gate *AY10*. Dies entspricht der verbreiteten Aussage

des Vorteiles einer hohen Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse in Bezug auf die Fahrstabilität. Für das Gate *AY10* werden mit Ausnahme von *EW* und N_r durchgängig monotone Verläufe festgestellt. Der maximale Eigenwert *EW* unterliegt aufgrund des unstetigen Verlaufes, durch den Übergang in den rein realen Teil, einer starken Schwankung welche die Monotonie verringert. Bei N_r bestätigt sich, dass aus den Einzelvariationsstudien bekannte Verhalten, des nichtmonotonen Verlaufes für die Setupparameter. Die Kennwerte *CB* und CB_{BM} weisen jeweils nahezu identische Werte auf, was die Ähnlichkeit der Kennwerte für diesen Geschwindigkeitsbereich bestätigt.

Die globalen auf $M_{z,res}$ basierenden Kennwerte sind von CS in allen Fahrzuständen des SRS unbeeinflusst, was diese zur Bewertung der lokalen Fahrstabilität unbrauchbar macht. Für den Grenzbereich *AYMAX* ergeben sich nach Tabelle 3.11 für die Kennwerte N_β , $M_{z,res,stabil}$ und $M_{z,res,diff}$ besonders hohe Werte von r_m , welche eine monotone Abhängigkeit auf das Stabilitätsniveau angeben. Der Kennwert $M_{z,res,rel}$ besitzt aufgrund des digitalen Verhaltens im Grenzbereich keinen monotonen Verlauf, was durch den Kennwert r_m deutlich zu sehen ist.

Betrachtet man die Sensitivitäten von CS auf die lokalen Fahrbarkeitskennwerte bei Gate *AYMAX*, ist ersichtlich, dass diese nur eine sehr geringe Sensitivität, gegenüber den weiteren Parametern, aufweisen. Betrachtet man die Sensitivitäten bei Gate *AY10* entspricht dies der Erwartung, dass vor allem die CS große Sensitivitäten aufweisen. Die Begründung hierfür ist, dass bei der maximalen Querbeschleunigung für die limitierende Achse, die lokale Schräglaufsteifigkeit gegen Null geht und somit keine Sensitivität mehr auf die Kennwerte besitzt. Lediglich die Kennwerte *CB* und CB_{BM} weisen eine Sensitivität von CS auf, was sich über die Änderung des absoluten Schräglaufwinkels durch die Schräglaufsteifigkeitsänderung begründen lässt und zeigt, dass diese Kennwerte unabhängig von der lokalen Schräglaufsteifigkeit sind.

Die jeweiligen VA und HA Grip Werte weisen für das Gate *AYMAY* die größten Sensitivitäten auf die Fahrbarkeitskennwerte auf, was mit der Erwartung übereinstimmt, dass der Grip wesentlich das Grenzbereich-Fahrverhalten beeinflusst. Für das noch als linearen Fahrbereich eingestufte Gate *AY10* hat hingegen die CS die größten Sensitivitäten auf die Gruppe der lokalen Kennwerte. Die globalen Kennwerte auf Reifenkraftreservenbasis sind für diesen Fahrzustand hingegen stark durch den Grip beeinflusst.

Tab. 3.10: Totale Sobolindizes S_T

AYMAX	MB	AB	CS_F	CS_R	μ_F	μ_R	AY10	MB	AB	CS_F	CS_R	μ_F	μ_R
<i>EW</i>	0,11	0,31	0,01	0,03	0,30	0,35	<i>EW</i>	0,08	0,14	0,19	0,70	0,05	0,14
N_β	0,15	0,28	0,00	0,03	0,28	0,25	N_β	0,10	0,18	0,26	0,42	0,05	0,05
N_r	0,18	0,31	0,01	0,09	0,32	0,35	N_r	0,00	0,00	0,34	0,55	0,07	0,06
<i>SI</i>	0,17	0,37	0,01	0,01	0,35	0,30	<i>SI</i>	0,08	0,13	0,04	0,71	0,01	0,08
<i>SM</i>	0,18	0,37	0,01	0,01	0,34	0,28	<i>SM</i>	0,11	0,18	0,33	0,32	0,07	0,04
<i>EG</i>	0,28	0,52	0,26	0,24	0,29	0,12	<i>EG</i>	0,11	0,18	0,41	0,23	0,09	0,03
<i>CB</i>	0,40	0,21	0,15	0,07	0,12	0,12	<i>CB</i>	0,10	0,10	0,50	0,32	0,01	0,00
CB_{BM}	0,38	0,21	0,15	0,07	0,13	0,11	CB_{BM}	0,10	0,10	0,50	0,32	0,01	0,00
β	0,21	0,22	0,00	0,21	0,27	0,14	β	0,05	0,05	0,00	0,91	0,00	0,01
$M_{z,res,stabil}$	0,08	0,28	0,00	0,00	0,28	0,39	$M_{z,res,stabil}$	0,01	0,18	0,00	0,00	0,00	0,83
$M_{z,res,agil}$	0,34	0,45	0,01	0,02	0,41	0,28	$M_{z,res,agil}$	0,01	0,19	0,00	0,00	0,80	0,00
$M_{z,res,diff}$	0,09	0,28	0,00	0,00	0,27	0,32	$M_{z,res,diff}$	0,01	0,30	0,00	0,00	0,30	0,38
$M_{z,res,rel}$	0,18	0,38	0,01	0,01	0,37	0,31	$M_{z,res,rel}$	0,01	0,31	0,00	0,00	0,38	0,30

3.3.1.5 Korrelation

In Tabelle 3.12 sind Korrelationswerte der verschiedenen Kennwerte aufgelistet. Für eine verbesserte visuelle Gruppierung werden die Absolutwerte verwendet, da die Höhe der Korrelation von

Tab. 3.11: Monotonverlaufkennwert r_m

AYMAX	MB	AB	CS_F	CS_R	μ_F	μ_R	AY10	MB	AB	CS_F	CS_R	μ_F	μ_R
<i>EW</i>	0,60	0,55	-3,05	0,49	0,66	0,52	<i>EW</i>	0,01	-0,17	-4,09	0,58	-1,13	0,36
N_β	0,92	0,81	0,44	0,60	0,86	0,83	N_β	0,93	0,90	0,91	0,94	0,86	0,89
N_r	0,64	0,54	-0,28	0,61	0,80	0,34	N_r	-0,34	-0,47	0,91	0,94	0,86	0,88
<i>SI</i>	0,39	0,17	-1,94	-0,85	0,24	0,20	<i>SI</i>	0,82	0,86	0,54	0,90	0,50	0,83
<i>SM</i>	0,43	0,19	-1,31	-1,49	0,25	0,20	<i>SM</i>	0,98	0,96	0,96	0,97	0,96	0,92
<i>EG</i>	0,94	0,37	-28,9	0,35	0,84	0,63	<i>EG</i>	0,92	0,91	0,94	0,94	0,90	0,91
<i>CB</i>	0,77	0,30	0,82	0,80	-0,53	0,37	<i>CB</i>	0,91	0,86	0,94	0,97	0,78	0,76
CB_{BM}	0,78	0,38	0,82	0,79	0,01	0,41	CB_{BM}	0,91	0,86	0,94	0,97	0,79	0,77
β	0,71	0,53	-2,60	0,73	0,58	0,71	β	0,95	0,86	-2,50	0,96	-1,57	0,85
$M_{z,res,stabil}$	0,85	0,84	0,50	-2,12	0,83	0,71	$M_{z,res,stabil}$	0,94	0,95	-0,13	-0,92	-0,81	0,97
$M_{z,res,agil}$	-0,04	-0,43	0,44	-2,07	-1,11	-1,05	$M_{z,res,agil}$	0,96	0,99	0,94	-1,87	0,99	0,21
$M_{z,res,diff}$	0,90	0,94	-0,13	-0,42	0,93	0,96	$M_{z,res,diff}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$M_{z,res,rel}$	0,28	0,08	-650	-3,15	0,21	0,16	$M_{z,res,rel}$	0,95	0,91	0,32	-4,38	0,91	0,92

Interesse ist, nicht jedoch ein inverses Verhalten welches aufgrund der Definition der jeweiligen Kennwerte resultiert. Werte größer ungefähr 0,9 deuten auf eine starke Korrelation hin, was somit bedeutet, dass die Kennwerte für eine globale Untersuchung redundante Ergebnisse liefern. Zur Bewertung der Fahrbarkeit reicht es somit aus, nur einen der stark korrelierten Kennwerte zu betrachten anstelle aller, um dieselbe Aussage zu bekommen.

Wie zu erwarten war, haben die lokalen Kennwerte eine starke Korrelation untereinander, da sie alle wesentlich von den lokalen Schräglauftiefigkeiten beeinflusst werden. Für das Gate *AYMAX* ist auffallend, dass die globalen Kennwerte $M_{z,res,stabil}$, $M_{z,res,rel}$ ebenfalls eine starke Korrelation zu den lokalen Kennwerten aufweisen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass am Performancelimit sich jeweils eine Achse am Querkraftmaximum befindet und somit sowohl die lokale Schräglauftiefigkeit als auch die Querkraftreserve zu null wird. Betrachtet man die Kennwerte bei Gate *AY10* ist diese starke Korrelation zwischen lokalen und globalen Kennwerten nicht mehr zu erkennen. Bei den Werten von *CB*, CB_{BM} und β ist bei Gate *AY0* zu erkennen, dass diese bei purer Geradeausfahrt keine Aussage liefern.

Anhand der Korrelationsplots in Abbildung 3.15 sind die detaillierten Verläufe abgebildet, woraus sich das Verhalten insbesondere der niedrig korrelierten Kennwerte vergleichen lässt. Auffallend ist wiederum N_r mit einem meist bogenförmigen Verlauf, welcher auch schon bei der Abhängigkeit zur Performance betrachtet wurde. Des Weiteren ist ersichtlich, dass der Kennwert $M_{z,res,stabil}$ meist niedrige Korrelationskoeffizienten aufweist, aber trotzdem monotone Verläufe besitzt, welche jedoch aufgrund der Saturierung geknickt verlaufen.

Tab. 3.12: Korrelationskoeffizienten für OLSS SRS

AYMAX	N_β	N_r	SI	SM	EG	CB	CB_{BM}	β	$M_{z,res,stabil}$	$M_{z,res,agil}$	$M_{z,res,diff}$	$M_{z,res,rel}$
EW	0,96	0,75	0,95	0,94	0,78	0,78	0,80	0,87	0,85	0,71	0,92	0,00
N_β		0,82	0,90	0,90	0,81	0,80	0,82	0,89	0,92	0,68	0,97	0,00
N_r			0,57	0,56	0,58	0,54	0,57	0,79	0,91	0,16	0,83	0,00
SI				1,00	0,81	0,81	0,82	0,82	0,74	0,82	0,85	0,00
SM					0,81	0,82	0,83	0,82	0,73	0,83	0,85	0,00
EG						0,76	0,79	0,81	0,70	0,66	0,77	0,00
CB							1,00	0,84	0,62	0,66	0,70	0,00
CB_{BM}								0,86	0,65	0,66	0,72	0,00
β									0,78	0,54	0,81	0,00
$M_{z,res,stabil}$										0,43	0,97	0,00
$M_{z,res,agil}$											0,63	0,00
$M_{z,res,diff}$												0,00

AY10	N_β	N_r	SI	SM	EG	CB	CB_{BM}	β	$M_{z,res,stabil}$	$M_{z,res,agil}$	$M_{z,res,diff}$	$M_{z,res,rel}$
EW	0,58	0,71	0,81	0,51	0,42	0,44	0,44	0,83	0,34	0,04	0,25	0,24
N_β		0,19	0,91	0,99	0,96	0,95	0,95	0,77	0,39	0,40	0,51	0,51
N_r			0,56	0,08	0,04	0,02	0,02	0,72	0,20	0,26	0,03	0,07
SI				0,87	0,80	0,81	0,81	0,95	0,41	0,24	0,42	0,41
SM					0,99	0,97	0,97	0,71	0,37	0,44	0,52	0,53
EG						0,97	0,97	0,63	0,35	0,48	0,53	0,54
CB							1,00	0,68	0,22	0,27	0,31	0,32
CB_{BM}								0,68	0,22	0,27	0,31	0,32
β									0,19	0,10	0,18	0,18
$M_{z,res,stabil}$										0,21	0,80	0,73
$M_{z,res,agil}$											0,76	0,81
$M_{z,res,diff}$												0,99

AY0	N_β	N_r	SI	SM	EG	CB	CB_{BM}	β	$M_{z,res,stabil}$	$M_{z,res,agil}$	$M_{z,res,diff}$	$M_{z,res,rel}$
EW	0,64	0,71	0,88	0,59	0,53	0,00	0,00	0,00	0,04	0,03	0,05	0,05
N_β		0,16	0,79	1,00	0,98	0,00	0,00	0,00	0,11	0,10	0,14	0,14
N_r			0,73	0,09	0,01	0,00	0,00	0,00	0,02	0,03	0,03	0,03
SI				0,74	0,68	0,00	0,00	0,00	0,07	0,05	0,08	0,08
SM					1,00	0,00	0,00	0,00	0,11	0,11	0,14	0,14
EG						0,00	0,00	0,00	0,11	0,11	0,15	0,15
CB							0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
CB_{BM}								0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
β									0,00	0,00	0,00	0,00
$M_{z,res,stabil}$										0,20	0,79	0,76
$M_{z,res,agil}$											0,75	0,78
$M_{z,res,diff}$												1,00

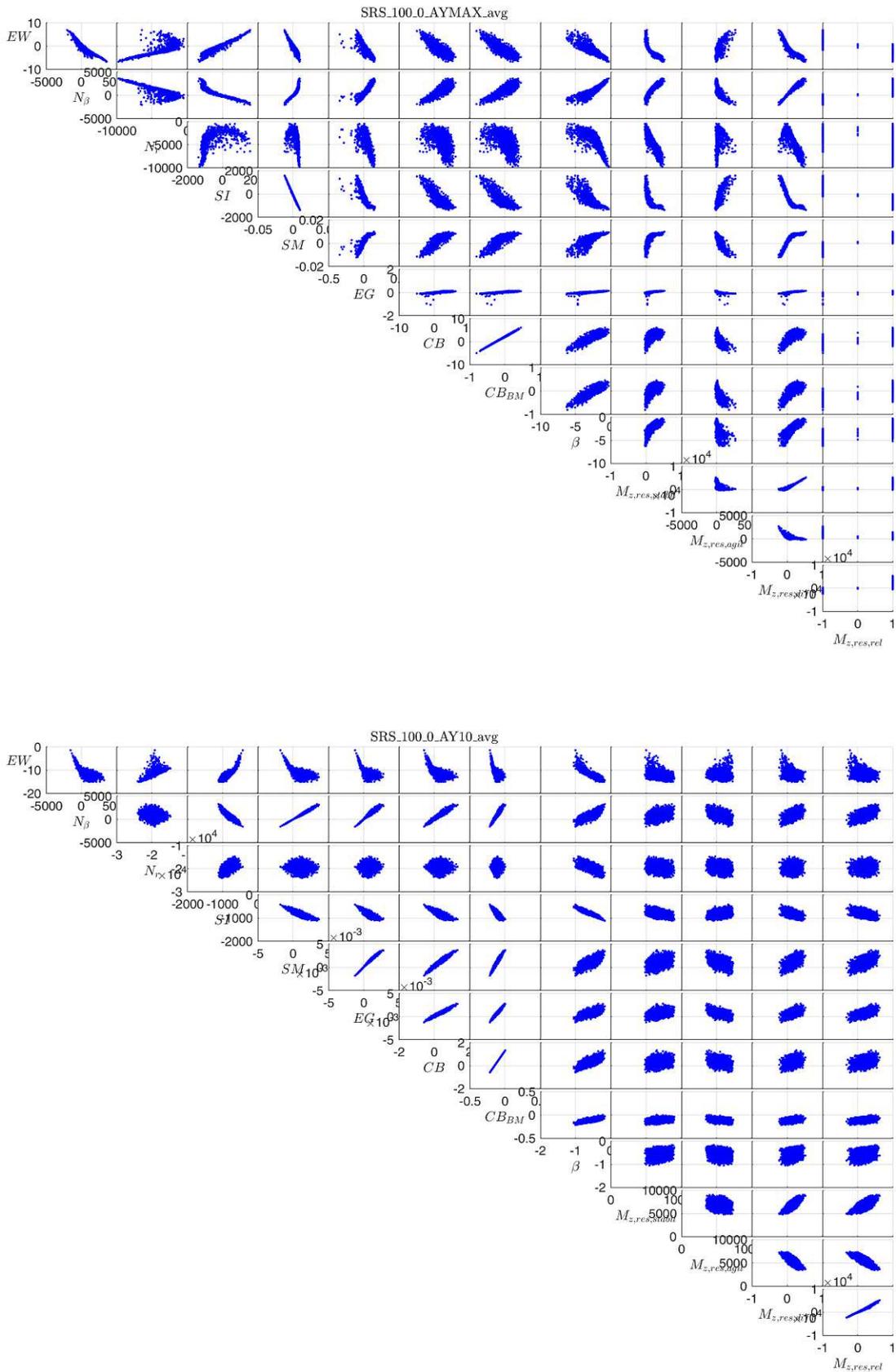


Abb. 3.15: Korrelationsplot SRS100

3.3.2 Globale Korrelation über gesamten OLSS-Zustandsraum

Im vorherigen Abschnitt wurden die Stabilitätskennwerte nur für den rein querdynamischen Fahrzustand SRS untersucht. Für eine generellere Aussage über den gesamten OLSS Fahrzustandsraum wird basierend auf einem diskretisierten GGV eine globale Korrelation der Kennwerte durchgeführt. Auf Basis des diskretisierten GGV werden folgende Untersuchungen durchgeführt, um die Ziele zur Kennwertkorrelation zu erreichen:

- Korrelation der Fahrbarkeitskennwerte
- Sensitivität auf Fahrzustände und Stabilitätsniveau

3.3.2.1 Korrelation der Fahrbarkeitskennwerte

Durch die Interpolation der diskreten Varianten kann darauf geschlossen werden, dass die Fahrbarkeitskennwerte untereinander für alle Fahrzustände korreliert werden. Dies ermöglicht die generelle Bestätigung der Erkenntnisse aus den Korrelationen auf Basis des SRS. Jedoch mit dem Nachteil des zusätzlichen Einflusses verschiedener Fahrzustände und somit geringerer Aussagefähigkeit. Hohe Korrelationen können damit bestätigt werden, jedoch sind niedrige Korrelationen für diese Daten nicht zwingend nachteilig, wenn zuvor mit SRS-Daten eine hohe Korrelation identifiziert wurde und die schlechte Korrelation aus einer unterschiedlichen Fahrzustandsabhängigkeit resultiert.

Die Absolutwerte der Korrelationskoeffizienten sind in Tabelle 3.13 aufgelistet.

Tab. 3.13: Korrelationskoeffizienten für OLSS GGV

GGV	N_β	N_r	SI	SM	EG	CB	CB_{BM}	β	$M_{z,res,stab\tilde{u}l}$	$M_{z,res,agil}$	$M_{z,res,diff}$	$M_{z,res,rel}$
EW	0,62	0,69	0,81	0,48	0,05	0,18	0,39	0,51	0,54	0,24	0,53	0,49
N_β		0,10	0,70	0,86	0,08	0,60	0,53	0,26	0,57	0,41	0,84	0,84
N_r			0,45	0,02	0,04	0,22	0,25	0,63	0,78	0,73	0,03	0,03
SI				0,73	0,05	0,50	0,60	0,39	0,70	0,02	0,57	0,66
SM					0,07	0,80	0,69	0,27	0,39	0,41	0,68	0,85
EG						0,01	0,00	0,07	0,05	0,01	0,01	0,00
CB							0,89	0,14	0,09	0,41	0,44	0,66
CB_{BM}								0,49	0,45	0,01	0,39	0,59
β									0,58	0,35	0,20	0,28
$M_{z,res,stab\tilde{u}l}$										0,35	0,52	0,43
$M_{z,res,agil}$											0,54	0,51
$M_{z,res,diff}$												0,87

Der höchste Korrelationskoeffizient mit 0,89 zwischen CB und CB_{BM} verdeutlicht, dass es keine Stabilitätskennwerte gibt, die bei einer globalen Betrachtung im gesamten OLSS-Fahrzustandsraum eine große Korrelation aufweisen, was zu einem redundanten Ergebnis führt. Somit hat jeder Kennwert ein Alleinstellungsmerkmal und eine Existenzberechtigung. Nichtsdestotrotz ist erkennbar, dass einige Kennwerte mit einem Korrelationskoeffizienten $> 0,8$ eine merkliche Korrelation aufweisen.

Ein Schwerpunkt der Korrelation der Stabilitätskennwerte ist der jeweilige Quadrant, da für eine große Anzahl an Kennwerten der Vorzeichenwechsel die Unterscheidung in einen stabilen oder instabilen Fahrzustand angibt, siehe hierzu die Definition der Kennwerte in 3.2. Abbildung 3.16 zeigt eine Detailansicht des Korrelationsplots für die wesentlichen Kennwerte zur Bewertung des Nulldurchgangs und dem Verhalten im jeweiligen Quadranten. Um eine verbesserte

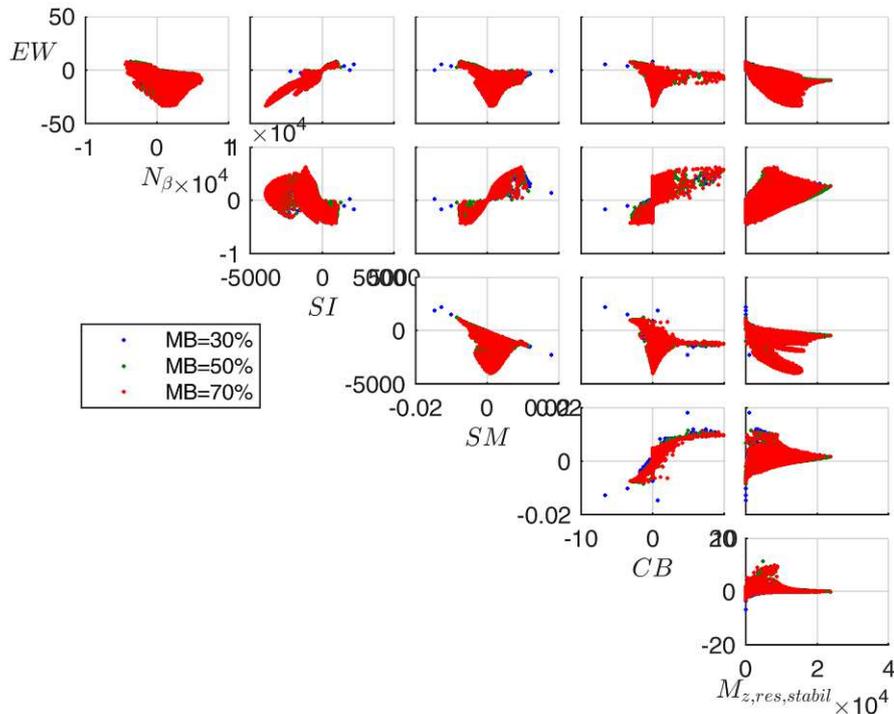


Abb. 3.16: Detailansicht Korrelationsplot OLSS GGV der wesentlichen Kennwerte

Verallgemeinerung der Ergebnisse zu erzielen, wurde mit verschiedenen Abstimmungsvarianten von MB simuliert, welche farblich gekennzeichnet sind. Wie aufgrund der ähnlichen Verläufe zu erkennen ist, hat die veränderte MB jedoch nur einen untergeordneten Einfluss auf die globale Korrelation zwischen den Kennwerten. Es ist zu erkennen, dass es zwei Kennwertpaare gibt, welche jeweils den gleichen Nulldurchgang besitzen und auch immer im gleichen Quadranten sind, jedoch sind die Verläufe innerhalb der Quadranten unterschiedlich. Dass sie sich innerhalb der gleichen Quadranten befinden deutet darauf hin, dass sie das gleiche generelle Verhalten zur Anzeige von stabil und instabil besitzen, da die Unterscheidung abhängig vom Vorzeichen ist. Die Paarungen sind sowohl EW und SI als auch N_β und SM und bestätigt somit die Erkenntnis aus den SRS-Untersuchungen.

3.3.2.2 Sensitivität auf Fahrzustände und Stabilitätsniveau

Zur Bestimmung der Sensitivität der Fahrbarkeitskennwerte auf die Fahrzustände und das Stabilitätsniveau wird eine globale Sensitivitätsanalyse mit Variation der Setupparameter

- MB
- AB
- CS VA

- CS HA
- Grip VA
- Grip HA

durchgeführt, welche durch den bekannten Einfluss auf die Fahrstabilität das Stabilitätsniveau darstellen. Zusätzlich werden die wesentlich den Fahrzustand beschreibenden Kennwerte

- v_x
- a_y
- a_x

ebenfalls als variable Parameter der Sensitivitätsanalyse definiert.

Somit kann die Abhängigkeit der Stabilitätskennwerte von verschiedenen Fahrzuständen ermittelt werden, was eine Aussage bezüglich des globalen Wertebereichs des Kennwertes ermöglicht. Dies bietet den Vorteil, dass durch den Vergleich mit der Sensitivität auf Setupparameter festgelegt werden kann, ob die Bewertung der Setupänderung mit diesem Kennwert eine robuste Aussage liefert, oder der Einfluss des sich ändernden Fahrzustandes überwiegt. Der ideale Kennwert ist unabhängig vom Fahrzustand und ermöglicht mit einem festgelegten Wert die Bewertung der Stabilität für alle Fahrzustände.

Das Ergebnis der globalen Sensitivitätsanalyse sind die jeweiligen Sobol Indizes S_i , welche auf Basis der jeweiligen Varianzen bestimmt werden, siehe Abschnitt 2.4.1.2, und in Tabelle 3.14 aufgelistet sind. Das Ziel ist auf Basis der $S_{i,y}$ für jeden Kennwert die Sensitivität auf den

Tab. 3.14: Sobol Indizes GGV Sensitivitätsanalyse

	Fahrzustände			Stabilitätsniveau						Fahrzustände	Stabilitätsniveau	R_s
	v_x	a_y	a_x	MB	AB	CS_F	CS_R	μ_F	μ_R			
$M_{z,res,stab}$	0,08	0,39	0,24	0,04	0,09	0,03	0,02	0,03	0,08	0,70	0,30	0,42
CB	0,06	0,34	0,26	0,05	0,09	0,07	0,06	0,05	0,02	0,66	0,34	0,52
N_β	0,10	0,01	0,47	0,04	0,11	0,09	0,09	0,05	0,03	0,58	0,42	0,71
EW	0,26	0,21	0,32	0,02	0,06	0,02	0,06	0,02	0,02	0,79	0,21	0,26
N_r	0,31	0,30	0,25	0,02	0,02	0,04	0,04	0,01	0,01	0,85	0,15	0,17
$M_{z,res,diff}$	0,09	0,04	0,41	0,06	0,16	0,04	0,04	0,07	0,08	0,54	0,46	0,84
EG	0,08	0,57	0,01	0,05	0,05	0,07	0,06	0,07	0,05	0,65	0,35	0,54
SM	0,10	0,13	0,46	0,03	0,09	0,07	0,06	0,04	0,02	0,69	0,31	0,45
CB_{BM}	0,13	0,47	0,30	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,90	0,10	0,12

Fahrzustand und das Stabilitätsniveau zu bestimmen. Hierfür werden die jeweiligen $S_{i,y}$ der gruppierten variablen Parameter aufsummiert zu $S_{F,y}$ und $S_{S,y}$. Je höher der jeweilige Wert

desto höher die Sensitivität. Damit besteht die Möglichkeit einen relativen Vergleich zwischen den Kennwerten für die jeweilige Kategorie zu erhalten. Mit dem Verhältnis

$$R_{S,y} = \frac{S_{S,y}}{S_{F,y}} \quad (3.63)$$

wird ein Kennwert gebildet, um die Sensitivität auf Fahrzustand und Stabilitätsniveau miteinander in Verbindung zu bringen. Der $R_{S,y}$ dient zur Bewertung der Kennwerte und sollte möglichst hohe Werte aufweisen.

Es ist zu erkennen, dass für alle Kennwerte die Sensitivität auf den Fahrzustand größer als die auf das Stabilitätsniveau ist. Da die Sensitivitäten von der Größe des Entwurfsraumes der einzelnen Parameter abhängt, ist dieser Vergleich jedoch nicht absolut aussagefähig und es wird nur die relative Vergleichbarkeit zwischen den Fahrbarkeitskennwerten für die Bewertung genutzt.

Fahrzustandsabhängigkeit

- Die Geschwindigkeit hat auf die Kennwerte EW und N_r den mit Abstand höchsten Einfluss
- Ein Nachteil von N_β ist die große Abhängigkeit von a_x , welche durch S_{a_x, N_β} angegeben wird. Diese wird durch die longitudinale Radlastverlagerung verursacht, wodurch die CS auch am schlupffreien Reifen eine große Variation hat und somit insbesondere der Unterschied der VA zu HA wesentlich beeinflusst wird und dadurch die Beeinflussung durch Schlupf am Reifen überdeckt. Dieses Verhalten von N_β macht es schwierig, für diesen Kennwert einen gültigen Wert für alle Fahrzustände anzugeben, sondern erfordert es diesen, zum Beispiel von der Längsbeschleunigung abhängig, vorzugeben. Positiv ist die sehr geringe Abhängigkeit auf die weiteren Fahrzustände v_x und a_y .
- Die Aussagen für N_β treffen auch auf $M_{z,res,diff}$ zu.
- Der Kennwert CB_{BM} weist eine höhere Fahrzustandsabhängigkeit und geringere Stabilitätsniveauabhängigkeit auf als CB , was somit eine nachteilige Bewertung für CB_{BM} ergibt.

Stabilitätsniveau Kennwerte mit einer positiven großen Abhängigkeit auf das Stabilitätsniveau sind insbesondere N_β , $M_{z,res,diff}$. Diese sind sowohl aus der Kategorie lokale als auch globale Kennwerte. Dies bestätigt, dass die jeweiligen Kategorien entsprechend aussagekräftig sind und aufgrund der bekannten unterschiedlichen Wirkungsbereiche somit für eine ganzheitliche Betrachtung ergänzend verwendet werden müssen.

3.3.2.3 Zusammenfassung

Tabelle 3.15 fasst die gewonnenen Erkenntnisse aus der OLSS GGV Untersuchung zusammen.

3.3.3 Vorauswahl Eignung für Minimum-Time-Maneuvering

Der Einsatzzweck des idealen Fahrbarkeitskennwertes ist die Beschränkung der Fahrzustände bei einer MTM, siehe Gleichung (2.9). Somit ist zu erwarten, dass für eine optimale Rundenzeit weitestgehend am Grenzbereich gefahren wird und eine Beschränkung den Grenzbereich sukzessive verkleinern soll, um möglichst weiterhin einen geschlossenen und konvexen Lösungsraum abzubilden. Um die Beschränkungseigenschaften der Fahrbarkeitskennwerte bei Einsatz von fahrzustandsunabhängigen konstanten Beschränkungswerten zu bestimmen, wird mit GGV-Slices der

Tab. 3.15: Übersicht Erkenntnisse aus OLSS GGV Untersuchung

Kennwert	EW	N_β	N_r	SI	SM	EG	CB	CB_{BM}	β	$M_{z,res,stabil}$	$M_{z,res,agil}$	$M_{z,res,diff}$	$M_{z,res,rel}$
Große Korrelation mit	SI	SM $M_{z,res,diff}$			CB $M_{z,res,rel}$		SM					N_β	N_β $M_{z,res,diff}$
Gleicher Null-durchgang wie	SI	SM		EW	N_β								
Hohe Sensitivität auf Stabilitätsniveau	o	++	-	+	+	+	+	-	o	+	o	++	-
Geringe Sensitivität auf Fahrzustände	-	+	-	o	o	o	o	-	o	+	o	+	o

verbleibende Lösungsraum im OLSS für die verschiedenen Kennwerte untersucht und bezüglich der Anforderung bewertet. Hierzu sind in Abbildung 3.17 ausgewählte Kennwerte basierend auf dem Basissetup für GGV-Scheibe bei $v_x = 200\text{km/h}$ dargestellt.

Es ist erkennbar, dass für $M_{z,res,stabil}$ die Lösungsräume vom Bereich der höchsten kombiniert dynamischen Performance ausgehen und einen geschlossen Lösungsraum bilden, welcher einen konvexen Verlauf bildet, was somit eine gute Eignung zur Beschränkung darstellt.

Die Kennwerte SI , EW und N_β besitzen ebenfalls einen positiv zu wertenden geschlossenen Lösungsraum, welcher insbesondere im kombiniert dynamischen Bereich beginnt, wobei N_β eine stärkere Tendenz zur Beschränkung der Längsverzögerung aufweist. Nachteilig im Vergleich zu $M_{z,res,stabil}$ ist, dass diese Kennwerte keinen konvexen Verlauf der Beschränkung aufweisen, was insbesondere im Bereich der maximalen Querbeschleunigung zu erkennen ist.

Betrachtet man hingegen die Lösungsräume von $M_{z,res,diff}$ und CB so ist erkennbar, dass diese keine geschlossenen Lösungsräume aufweisen, was zu einem unnatürlichen Anpassen des Fahrstils führen wird, da versucht wird diesen Bereich zu meiden.

3.3.4 Auswahl

Fasst man die Erkenntnisse aus den vorherigen Untersuchungen zusammen um eine Auswahl geeigneter Kennwerte zu bekommen, so kann folgendes Fazit gezogen werden.

Als insgesamt geeigneten Kennwert kristallisiert sich der $M_{z,res,stabil}$ heraus, da dieser einen kontinuierlichen Verlauf besitzt und in allen Fahrzuständen denselben Wertebereich behält. Als Nachteil ist zu bewerten, dass die Vorderachse keinen direkten Einfluss auf den Kennwert besitzt. Mit der Annahme, einer guten Reaktionsfähigkeit des Fahrers kann jedoch der Zustand der Vorderachse schnell angepasst werden, weshalb diese eine geringere Relevanz für eine Stabilitätsbeschränkung hat. Der Einfluss der Vorderachse auf den Kennwert ist indirekt, da mit einer zunehmend stärkeren Vorderachse die Hinterachse mehr in Anspruch genommen werden kann und somit $M_{z,res,stabil}$ tendenziell geringer wird und somit die Fahrstabilität verringert wird.

CB ist eine gute Indikation die auch einfach mit Streckendaten berechenbar ist, jedoch ist er nur bei Kurvenfahrt aussagefähig und nicht bei Geradeausfahrt möglich. Zusätzlich ist eine Closed-Loop Abhängigkeit des Fahrers enthalten.

N_β zeigt eine gute Indikation für die lokale Schräglaufsteifigkeitsbalance, besitzt jedoch eine große Variation für den Fahrzustand a_x .

Der SI weist eine gute überdurchschnittliche Eignung auf. Nachteilig ist eine starke Reaktion in der Nähe des Grenzbereiches, welche insbesondere bei einer geringen lokalen CS auftritt und somit ein negatives Verhältnis von Fahrzustandsabhängigkeit zu Stabilitätsniveau darstellt.

SM besitzt nahe des Grenzbereichs eine sehr große Variation auf kleine Setupänderungen insbesondere bei geringer CS was dazu führt, dass die Werte wenig robust sind.

Aufgrund der großen Abhängigkeit der Gierdämpfung welche einen wesentlichen Einfluss durch die Geschwindigkeit hat sind die Kennwerte N_r und EW weniger geeignet, da sie eine verhältnismäßig geringe Parametervariationssensitivität im Vergleich zur Fahrzustandssensitivität besitzen.

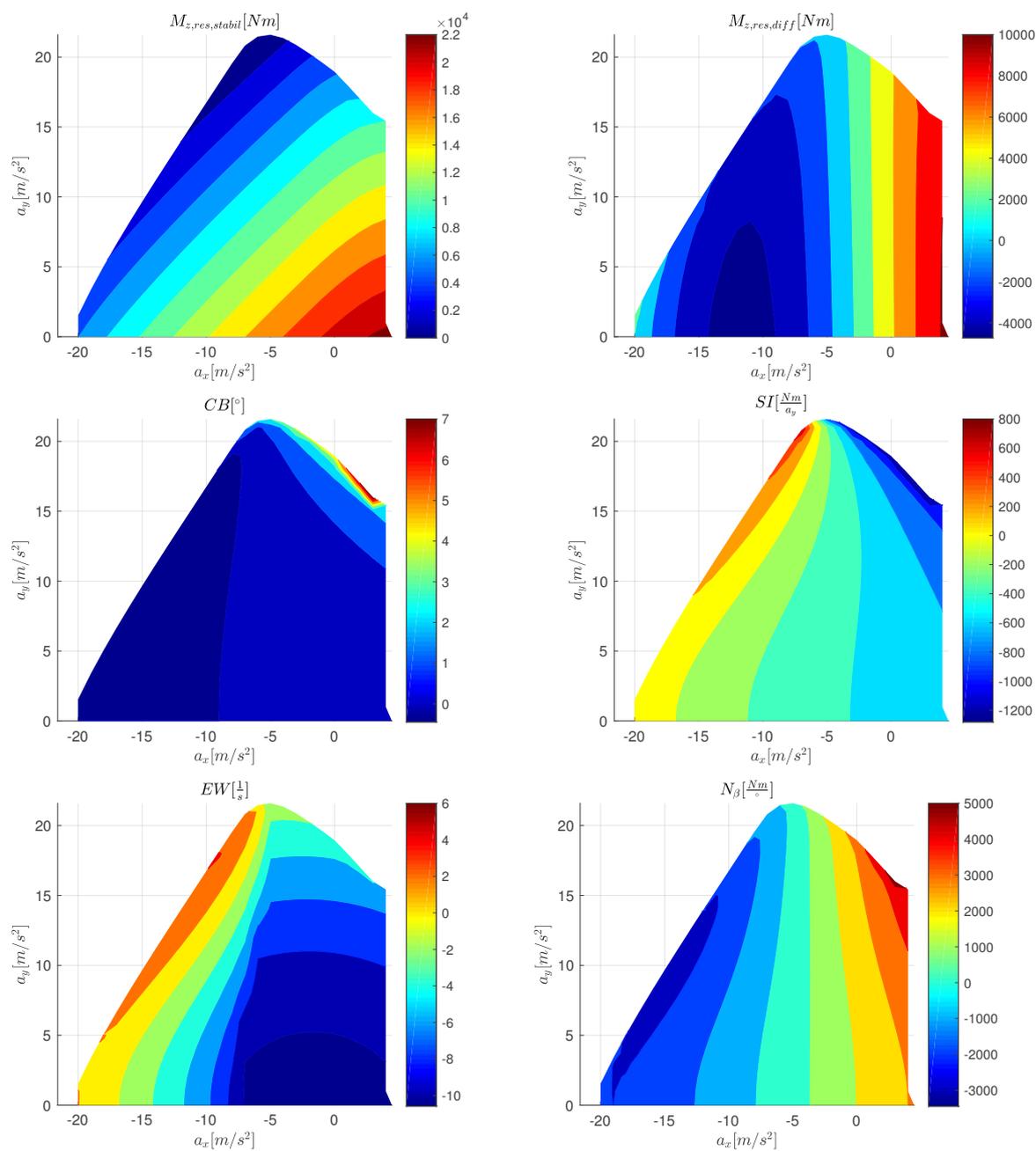


Abb. 3.17: Beschneidung möglicher Fahrzustände durch Kennwertgrenzen

3.4 Zusammenfassung und Bewertung

Zusammenfassend zu diesem Kapitel wird eine Zielerfüllung und ein Gedanke für den Ausblick gegeben.

3.4.1 Zielerfüllung

Anhand der Vielzahl an verschiedenen Kennwerten ist ersichtlich, dass es sich um ein komplexes Thema handelt. Nach aktuellem Kenntnisstand kann es nicht allumfassend mit einem Kennwert gelöst werden, da wie an den lokalen und globalen Kennwerten zu sehen, es keinen Kennwert gibt, der in allen Bereich herausragend ist.

Folgende Probleme haben sich bei den Fahrbarkeitskennwerten herausgestellt:

1. Sie sind teilweise nur für eingeschränkte Fahrzustände definiert. Hierzu zählen zum Beispiel Ruhelagen von quasistationären Betriebspunkten oder reine Querdynamik durch die Bedingung $a_x = 0$.
2. Es ist kein eindeutiger skalarer Kennwert für einen beliebigen Fahrzustand bestimmbar.
3. Fokus der Kennwerte liegt auf der Bewertung der offenen Strecke Fahrzeug. Somit wird nicht direkt der Fahrer bewertet, sondern die Eigenschaft des Fahrzeuges. Dies macht die Bestimmung von Fahrbarkeitskennwerten auf Fahrzeugsystemebene ohne Berücksichtigung des Fahrers schwierig, weshalb hierzu der Zusammenhang aus Fahrerkönnen und Fahrerfertigkeit durch Korrelationsstudien ermittelt werden muss.
4. Schwierige Bestimmung der Kennwerte. Ein Großteil der Kennwerte lässt sich nicht direkt aus Messsignalen bestimmen, sondern basieren auf einem modellbasierten Ansatz. Eine Bestimmung ist teilweise nur mit einem vereinfachten Modell möglich oder die Kennwerte sind stark sensitiv auf Modellparameter, was zu Unsicherheiten bei den Werten führen kann.
5. Relative Korrelationen sind zwischen den Kennwerten gegeben, aber absolute Werte sind abhängig von Fahrmanöver und Setup.
6. In der Literatur existieren keine umfänglichen absoluten Werte zu den jeweiligen Kennwerten, die mit der subjektiven Bewertung korrelieren. Dadurch ist es nicht direkt möglich die Kennwerte für Fahrzeugabstimmungen einzusetzen, ohne das zusätzliche Korrelationsstudien durchgeführt werden.

Aufgrund der unterschiedlichen Bedingung von lokalen und globalen Kennwerten ist es zielführender, nicht nur einen Kennwert sondern mehrere Kennwerte, mindestens einen aus jedem Bereich, zu verwenden, um das Fahrbarkeitsniveau umfassender quantifizierbar zu machen.

Daraus ergeben sich für verschiedene Bereiche folgende geeignete Kennwerte:

1. $M_{z,res,stab}$: Störempfindlichkeit wird durch eine stabile Hinterachse abgedeckt, welche bei verbleibender Giermomentenreserve als höher eingestuft wird.
2. N_β : Zur Bewertung der Fahrbarkeit im Open-Loop instabilen Bereich wird die Yaw Stiffness verwendet.
3. CB : Als Kennwert zur einfachen Korrelation mit Streckendaten und weitverbreitetem praktischem Einsatz wird die Schräglaufwinkeldifferenz eingesetzt.

3.4.2 Der „Ein“ Kennwertansatz

Der Idealfall wäre, dass die Fahrbarkeit umfassend mit nur einem Kennwert bestimmt werden kann. Aufgrund der unterschiedlichen Informationen zur Berechnung, der in dieser Arbeit untersuchten Kennwerte, lassen sich, wie in der Korrelationsuntersuchung in Abschnitt 3.3 gezeigt, gleiche Werte von lokalen Kennwerten mit unterschiedlichen globalen Kennwerten realisieren. Es ist ersichtlich, dass der eine gesuchte Kennwert nicht existiert. Für eine umfassende Bewertung sind sowohl die Eigenschaften von lokalen als auch globalen Kennwerten notwendig. Eine Vereinigung in einem Kennwert mit eindeutiger Aussage ist so nicht möglich. Folgende Ansätze sind denkbar, aber nicht zielführend:

- Gegenlenkgeschwindigkeit: Basierend auf den lokalen Yawderivatives und der globalen Reserve lässt sich eine notwendige Gegenlenkgeschwindigkeit abschätzen, welche als Bewertungsmaß für eine praktische Fahrstabilität verwendet werden kann. Der Nachteil des Ansatzes ist, dass durch das nichtlineare Verhalten insbesondere in der Nähe des Grenzbereichs, welcher von größtem Interesse ist, eine direkte Berechnung nicht möglich ist, sondern eine detaillierte Integration zur Bestimmung der Fahrzeugreaktion auf verschiedene Lenkeingaben. Dadurch wird die Berechnung des Kennwertes aufwändig und nähert sich der vollständigen Simulation des Fahrzustandes an.
- Überschwingstabilität: Basierend auf $M_{z,res}$ und N_{β} lässt sich eine Überschwingstabilität bestimmen welche angibt, wie groß eine Störung ausgedrückt durch $\ddot{\psi}$, welche gleichbedeutend mit einem Giermoment ist, sein darf, um einen stabilen Zustand beizubehalten. Der Nachteil ist ebenfalls, dass eine exakte Bestimmung der Integration des Fahrzustandes entspricht und somit gleichbedeutend mit der Bestimmung des PED ist und dieselbe Komplexität beinhaltet.

Kapitel 4

Zielkonflikt Performance und Fahrbarkeit

Mit den in den vorhergegangenen Kapiteln definierten Modellen, Methoden in Abschnitt 2 und Objektivkennwerten in Abschnitt 3 wird in diesem Kapitel anhand eines beispielhaften Streckenabschnittes der Zielkonflikt zwischen Performance und Fahrbarkeit bestimmt.

4.1 Darstellung des Zielkonfliktes

Auf Basis der in Abschnitt 2.3 entwickelten Rundenzeitsimulationsmethode wird der Zusammenhang zwischen Performance und Fahrbarkeit berechnet, um den in Abschnitt 1.2 skizzierten erwarteten Zielkonflikt zu bestätigen.

4.1.1 Beschreibung

Zur Darstellung des Zielkonfliktes wird als Streckenabschnitt eine 90-Grad Kurve mit einem mittleren Radius von $50m$ und einer Fahrbahnbreite von $10m$ verwendet. Dieser Streckenabschnitt beinhaltet die wesentlichen Phasen einer Rennstreckenfahrt:

- Bremsen: $BRK = \Theta \leq -70^\circ$
- Kurveneingang: $ENTRY = -70^\circ < \Theta \leq -20^\circ$
- Kurvenmitte: $MC = -20^\circ < \Theta \leq 20^\circ$
- Kurvenausgang: $EXIT = 20^\circ < \Theta \leq 45^\circ$
- Geradeausbeschleunigen: $STL = 45^\circ < \Theta$

und dient somit exemplarisch zur Verdeutlichung der Effekte. Die verschiedenen Kurvenphasen werden als Gate verwendet, welche basierend auf

$$\Theta = \arctan\left(\frac{a_x}{a_y}\right) \quad (4.1)$$

definiert sind. Der Streckenabschnitt mit Fahrlinie und Gate ist in Abbildung 4.1 zu sehen.

Nachfolgend werden, durch die Variation eines exemplarischen Setupparameters, die Fahrzeugeigenschaften beeinflusst, um sowohl die Performance als auch die Fahrbarkeit zu verändern. Als KPI für die Performance dient die Durchfahrtszeit t_{sektor} . Die Fahrbarkeit DB wird direkt mit der in Gleichung (2.9) definierten $h_{stability}$ beschränkt, wobei jeweils die, im vorherigen Kapitel ausgewählten, Fahrbarkeitskennwerte $M_{z,res,stab}$ und N_β verwendet werden. Der Kennwert CB ist nicht als direkte Beschränkung für $h_{stability}$ geeignet, da dieser bei Geradeausfahrt $CB = 0$ ist und es somit bei der wie hier angewandten globalen Gültigkeit über die Distanz s zu einem unlösbaren Problem führt, wenn $CB_{min}(s) > 0$ gewählt wird. Damit sichergestellt ist, dass CB ein gültiges Ergebnis liefert, müsste hierfür $h_{stability}$ beispielsweise um eine Querbeschleunigungsschwelle erweitert werden, ab der die Beschränkung aktiv ist.

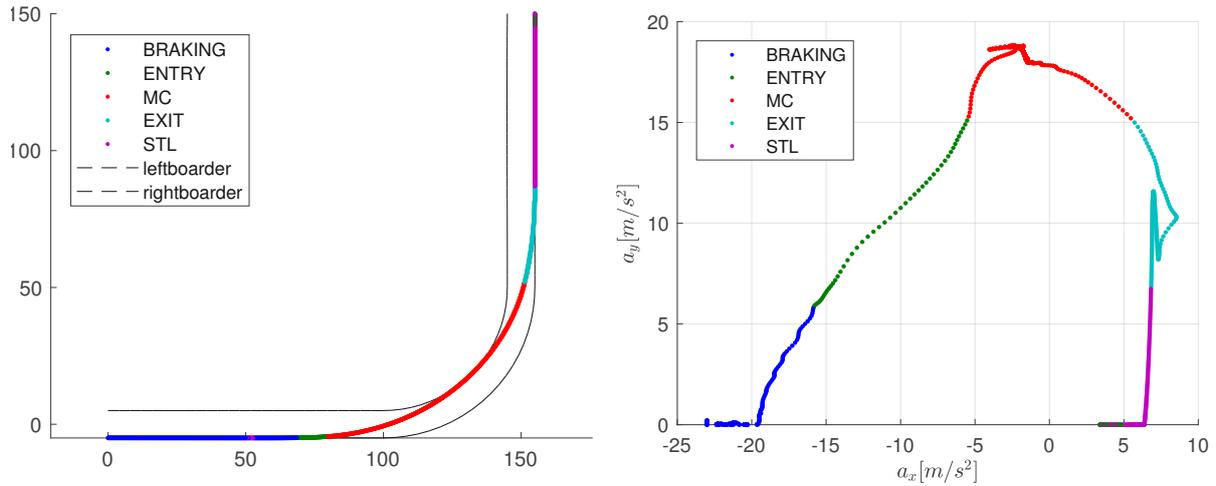


Abb. 4.1: Kurvenabschnitte

Zur Darstellung des Ergebnisses wird der gesamte 2D-Entwurfsraum durch einen voll faktoriellen Samplingplan abgebildet, woraus für jeden KPI ein Metamodell $\hat{f}_{KPI}(x, DB)$ erstellt wird, um eine kontinuierliche Abbildung zu erhalten. Um den optimalen Setupparameter x_{opt} bei vorgegebener Fahrbarkeit zu ermitteln, werden die Minima des Metamodells der Durchfahrtszeit $\hat{f}_{t,sektor}(x, DB)$ mithilfe des in Gleichung (4.3) definierten Optimierungsproblem bestimmt.

$$x_{opt} = \operatorname{argmin} \hat{f}_{t,sektor}(x, DB) \quad (4.2)$$

$$g(x, DB) = DB \quad (4.3)$$

4.1.2 Zielkonflikt durch Variation der Mechanische Balance

Als Setupparameter x wird die MB variiert, welche einen wesentlichen Einfluss auf die Fahrbarkeit insbesondere bei Kurvenfahrt besitzt. Es werden jeweils große Wertebereiche variiert, um möglichst den globalen Trend darstellen zu können.

4.1.2.1 Fahrbarkeitsbeschränkung mit $M_{z,res,stabil}$

In dieser Untersuchung wird als Fahrbarkeitsbeschränkung DB der Kennwert $M_{z,res,stabil}$ verwendet, welcher jeweils über den als Beschränkung festgelegten minimalen Wert $M_{z,res,stabil,min}$ liegen muss, siehe hierzu Gleichung (2.9). In Abbildung 4.2 ist die Sektorzeit in Abhängigkeit der variierten Parameter MB und $M_{z,res,stabil,min}$ abgebildet. Durch Variation von $M_{z,res,stabil,min}$ wird mit dem Optimierungsproblem (4.3) der Verlauf der minimalen Sektorzeit für ein Fahrbarkeitsniveau bestimmt, welche durch die schwarze Linie dargestellt ist. Es ist zu erkennen, dass für eine verbesserte Fahrbarkeit die optimale MB immer weiter nach vorne geschoben werden muss, um das jeweilige performanceoptimale Setup zu erzielen. Dies stimmt mit der Erfahrung und der Erkenntnis aus Abschnitt 3.3.1.1 überein, dass durch eine frontlastigere MB ein einfacher zu beherrschendes Fahrverhalten erzielt werden kann. Es ist erkennbar, dass der jeweilige Fahrer mit einer, für das jeweilige Fahrbarkeitsniveau, optimalen Abstimmung eine bessere Performance erzielen kann.

Der Zielkonflikt zwischen Performance und Fahrbarkeit für diese Paarung ist in Abbildung 4.3 zu sehen. Mit der durchgeführten Simulationmethode wird das zu erwartende Verhalten aus

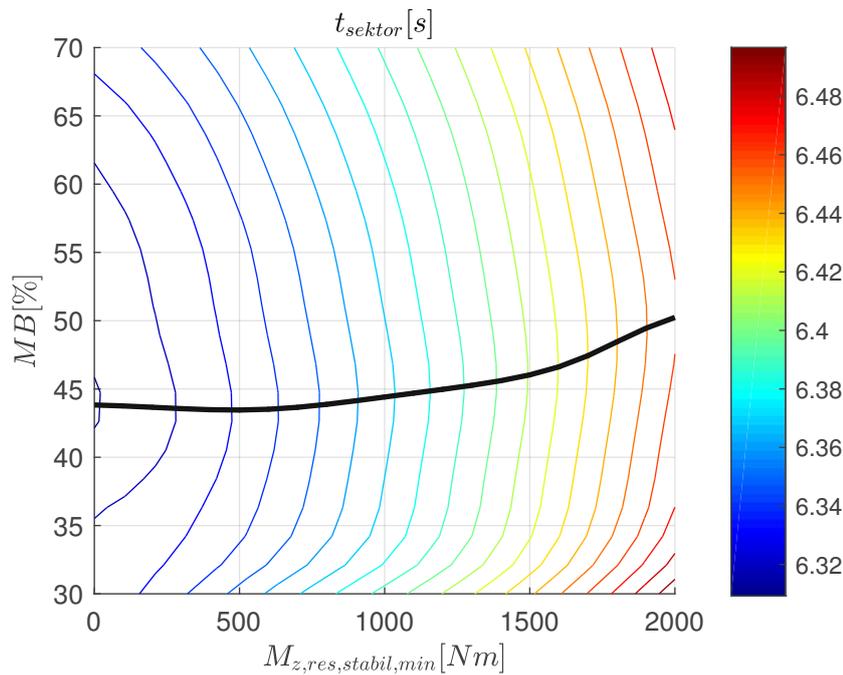


Abb. 4.2: t_{sektor} : MB vs. $M_{z,res,stabil}$ mit Paretooptimalem Setupverlauf

Absatz 1.2 abgebildet, womit bestätigt wird, dass die hier erstellte Methode geeignet ist, um den Zielkonflikt in der Simulation abbilden zu können.

Anhand des Verlaufs in Abbildung 4.3 und den Sensitivitäten in Tabelle 4.1 ist deutlich zu erkennen, dass für den betrachteten Entwurfsraum der Einfluss des Fahrbarkeitsniveaus auf die Performance deutlich größer als die durch die Setupvariation ist. Dies korreliert mit der allgemeinen Erfahrung im Motorsport, dass für Amateurfahrer die größte Performancesteigerung die Steigerung des Fahrerkönnens hat und ein dazu abgestimmtes Setup die Feinabstimmung liefert, aber mit einem soliden Grundsetup schon gute Ergebnisse erzielt werden können. Jedoch darf nicht die Entwurfsraumabhängigkeit der globalen Sensitivitäten, siehe Abschnitt 2.4.1.4, vernachlässigt werden, weshalb für ein aussagekräftiges Verhältnis des Einflusses zwischen Setup und Fahrbarkeit der genaue Entwurfsraum bestimmt werden muss.

Sobol Main	MB	Mz_stabil
t_{sektor}	0,03	0,97

Tab. 4.1: Sobol Main Sensitivities

Im GGV in Abbildung 4.4 ist zu erkennen, dass die Setupvarianten, welche eine frontlastigere MB aufweisen, im kombiniert dynamischen Fahrzustand (ENTRY, EXIT), bei gleicher Fahrbarkeitsbeschränkung von $M_{z,res,stabil} = 200 Nm$ ein größeres Beschleunigungspotenzial aufweisen. Der Grund dafür ist, dass die Performance in diesem Fahrzustand weniger durch die HA limitiert wird, da diese eine geringere Radlastdifferenz aufweist und somit ein höheres Grip Niveau besitzt.

Ausgewählte Signale werden in Abbildung 4.5 im Verlauf über die Distanz s_{norm} abgebildet. Betrachtet man den Verlauf des Zeitunterschiedes Δt , so ist zu erkennen, dass mit einer frontlastigeren MB im Bereich ENTRY durch die stabilere HA Zeit gewonnen werden kann,

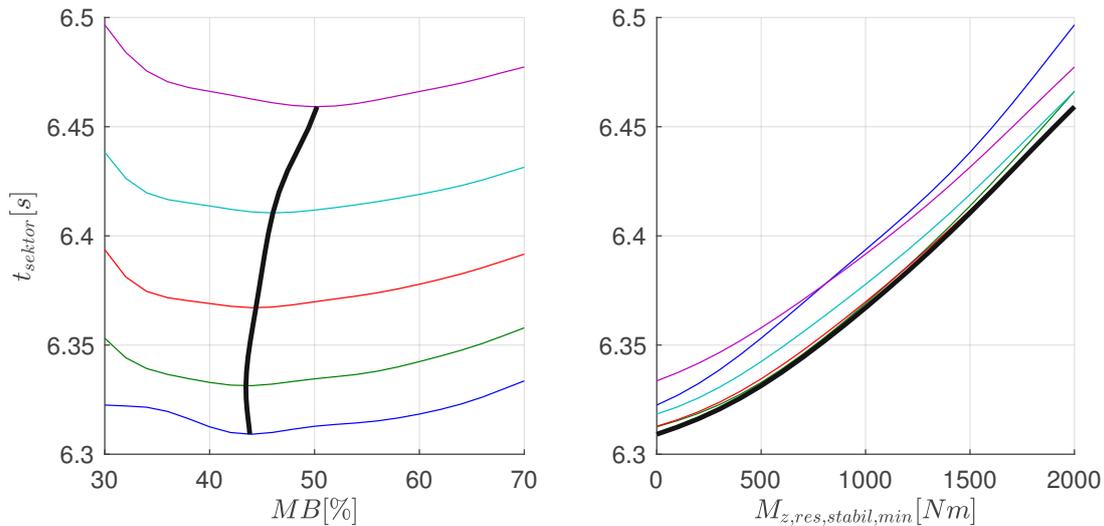


Abb. 4.3: Zielkonflikt t_{sektor} vs. $M_{z,\text{res},\text{stabil}}$ mit Paretofront bei Variation von MB

jedoch im Bereich MC durch erhöhtes US verloren wird. Dies deckt sich mit dem Beschleunigungspotenzial aus Abbildung 4.4. Bei der Variante MB= 30% ist der negative Einfluss einer hecklastigen Wankmomentverteilung auf die Traktion zu sehen, welche deutlich im Bereich EXIT das Beschleunigungspotenzial verringert. Es ist ebenfalls erkennbar, dass CB mit frontlastigerer MB in Richtung erhöhtem US geht.

4.1.2.2 Fahrbarkeitsbeschränkung mit N_β

Es wird dieselbe Simulationsuntersuchung durchgeführt wie zuvor, jedoch wird als Fahrbarkeitsbeschränkung DB der Kennwert N_β anstelle von $M_{z,\text{res},\text{stabil}}$ verwendet. In Abbildung 4.6 ist der Verlauf des optimalen Setups in Abhängigkeit von N_β dargestellt. Mit zunehmender Fahrbarkeit wird, ähnlich wie bei $M_{z,\text{res},\text{stabil}}$, eine frontlastigere MB für ein performanceoptimales Setup benötigt. Anhand des Verlaufes der Paretofront in Abbildung 4.7 ist zu erkennen, dass für den gewählten Wertebereich N_β eine deutlich höhere Sensitivität auf t_{sektor} als MB besitzt.

4.1.3 Aufweiten des Zielkonfliktes mit aktiven Systemen

Wie zuvor gezeigt ergeben sich entsprechende Paretofronten für die jeweiligen Setupparameter, wenn diese als passive unveränderliche Systeme betrachtet werden. Durch den Einsatz von aktiven Systemen ergibt sich die Möglichkeit, den Zielkonflikt aufzuweiten um somit für eine gegebene Fahrbarkeit eine erhöhte Performance zu erzielen.

Mit myOCPNLP ist es möglich, dass konstante Setupparameter als variable Parameter definiert werden und diese innerhalb definierter Ober- und Untergrenzen entlang des Diskretisierungsintervalles durch den Optimierer variiert werden können. Dies ermöglicht die Bestimmung des optimalen Stellgrößenverlaufes von aktiven Regelsystemen und des maximalen Performancepotenzials dieses Setupparameters. Der Zeitunterschied zwischen der paretooptimalen Lösung der passiven Parametervariation und der mit Variablem entspricht hierbei dem maximalen Performancepotenzial eines aktiven Systems. Nachfolgend wird exemplarisch für MB das Performancepotenzial für den aktiven Stellgrößenbereich bestimmt, welcher die gleiche Größe wie die des passiven Entwurfsraumes besitzt.

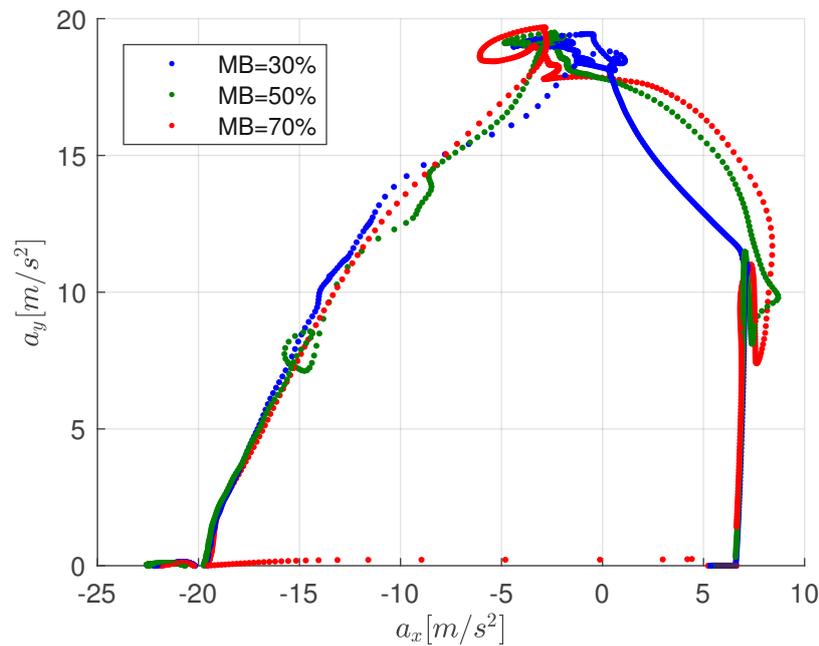


Abb. 4.4: GGK für verschiedene MB bei $M_{r,res,stabil,min} = 250Nm$

In Abbildung 4.8 ist die Paretofront der passiven Variation von MB mit der zusätzlichen Paretofront, welche sich durch die aktive Variation von MB ergibt, abgebildet. Es ist ersichtlich, dass mit dem aktiven System ein durchgängiger Performancevorteil bei gleichbleibendem Fahrbarkeitsniveau erzielt werden kann. Verwendet man die durchschnittliche Performancesteigerung, so kann theoretisch ein Fahrer mit einem um $\Delta M_{z,stabil,min} = 150Nm$ schlechteren Fahrerkönnen mit dem aktiven System die gleiche Rundenzeit fahren wie die eines besseren Fahrers mit optimaler passiver Abstimmung. Damit ein Fahrer diesen Performancevorteil in der Realität komplett ausnutzen kann, ist eine entsprechende Regelstrategie im Fahrzeug notwendig, welche zusammen mit den Fahrerstellgrößen in Echtzeit die optimale Stellgrößen bestimmt und dem Fahrer die entsprechende Vorhersehbarkeit bietet, um an das Performancelimit gehen zu können. Näheres hierzu für die allgemeine Struktur ist in [154] zu finden und für den Anwendungsfall zur Beeinflussung der MB in [155].

In Abbildung 4.9 ist der Performancevorteil des aktiven Systems im Vergleich zur optimalen passiven Setupvariante für die Fahrbarkeit $M_{z,res,stabil,min} = 200Nm$ abgebildet. Im Bereich ENTRY wird durch eine Verschiebung der MB die Stabilität der HA erhöht, was zu einer erhöhten Geschwindigkeit und CB führt. Der Bereich MC, welcher ein US-Fahrverhalten mit dem Basis Setup aufweist, erhöht durch das Verschieben der MB nach hinten das Vorderachsgrippotential. Hierbei wird ein zu starkes US unterbunden und durch ein erhöhtes Querbeschleunigungspotential die Performance gesteigert.

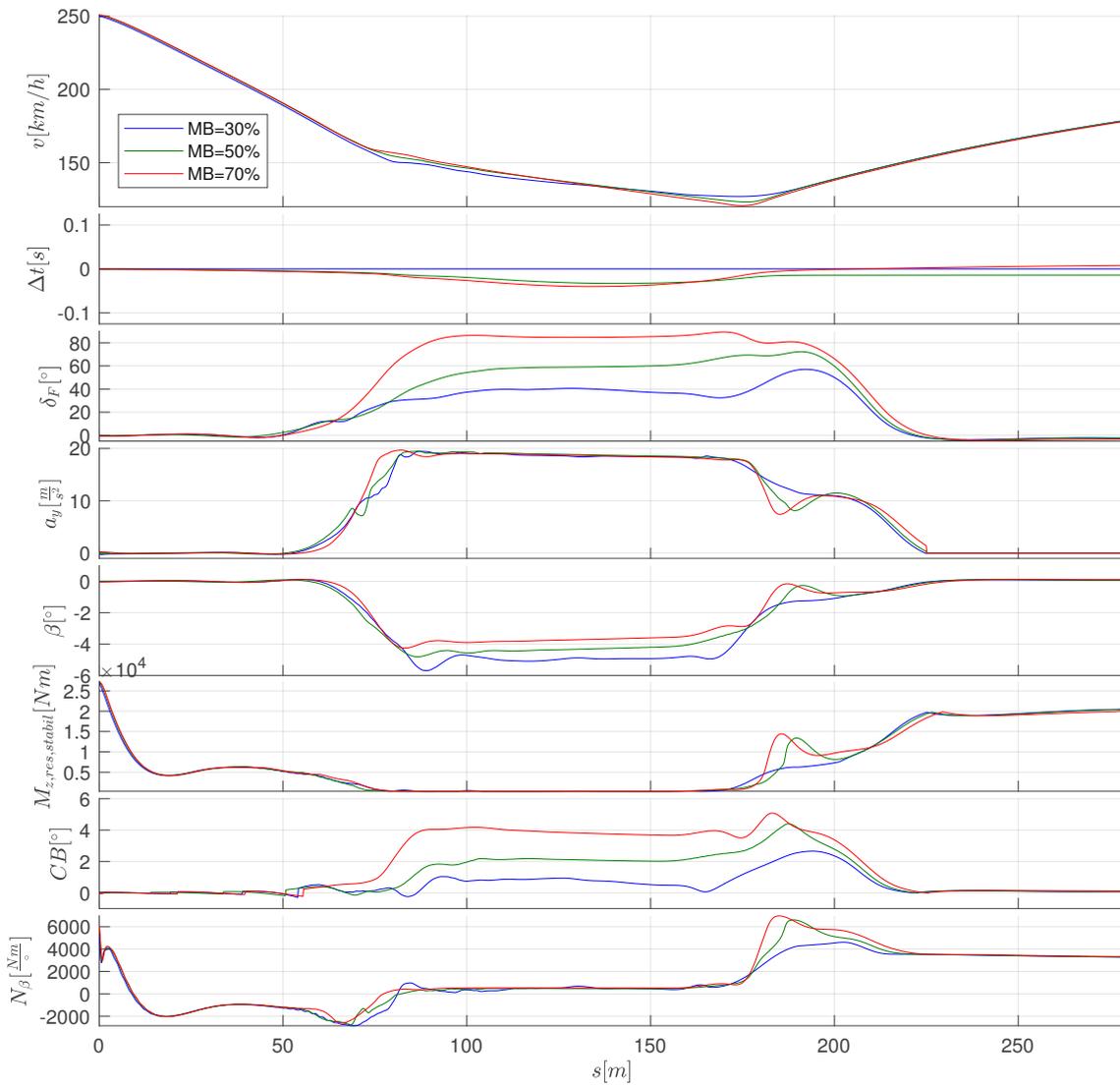


Abb. 4.5: Fahrbarkeitskennwerte: Variation MB bei $M_{r, res, stabil, min} = 200 Nm$

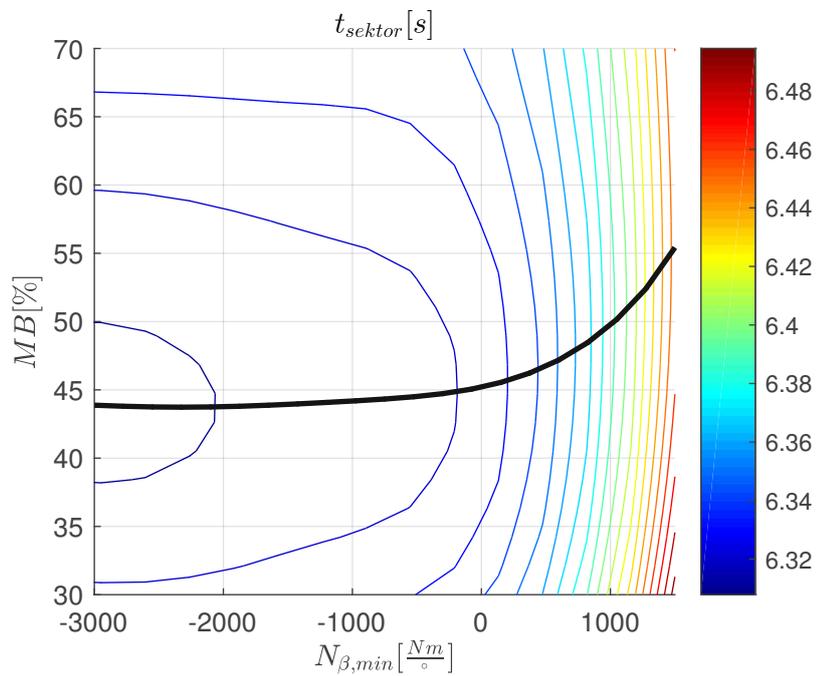


Abb. 4.6: t_{sektor} : MB vs. N_{β} mit Paretooptimalem Setupverlauf

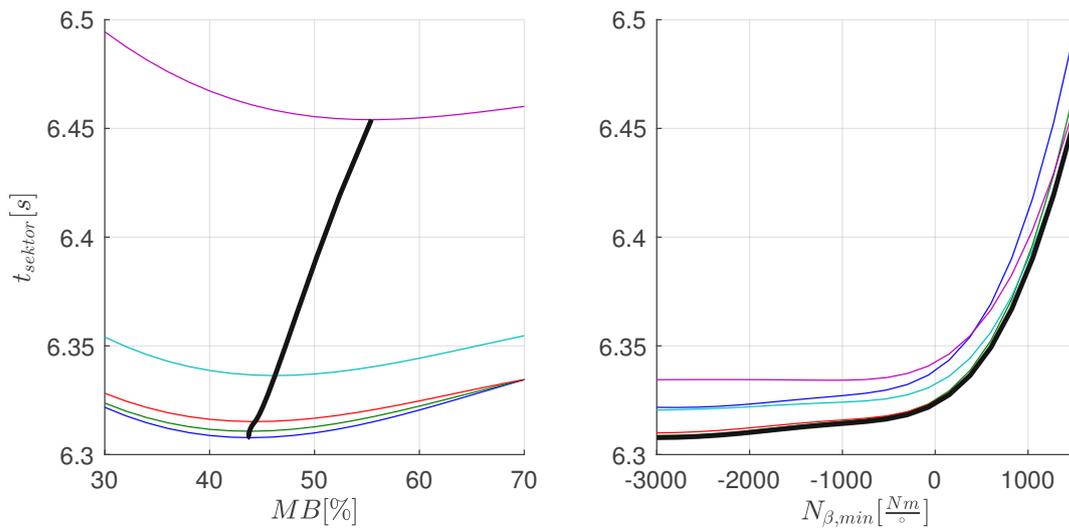


Abb. 4.7: Zielkonflikt t_{sektor} vs. N_{β} mit Paretofront bei Variation von MB

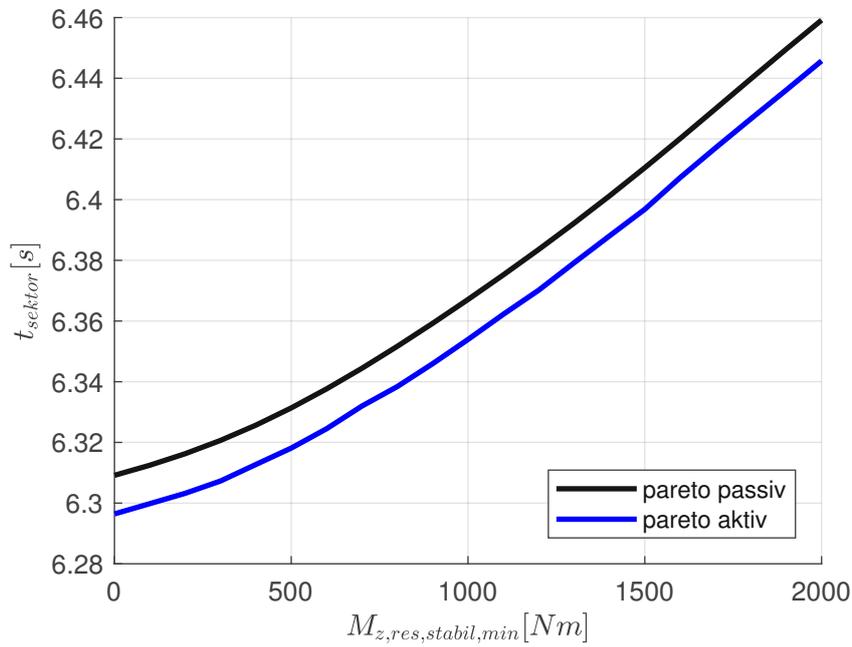


Abb. 4.8: Paretofrontvergleich aktive und passive MB

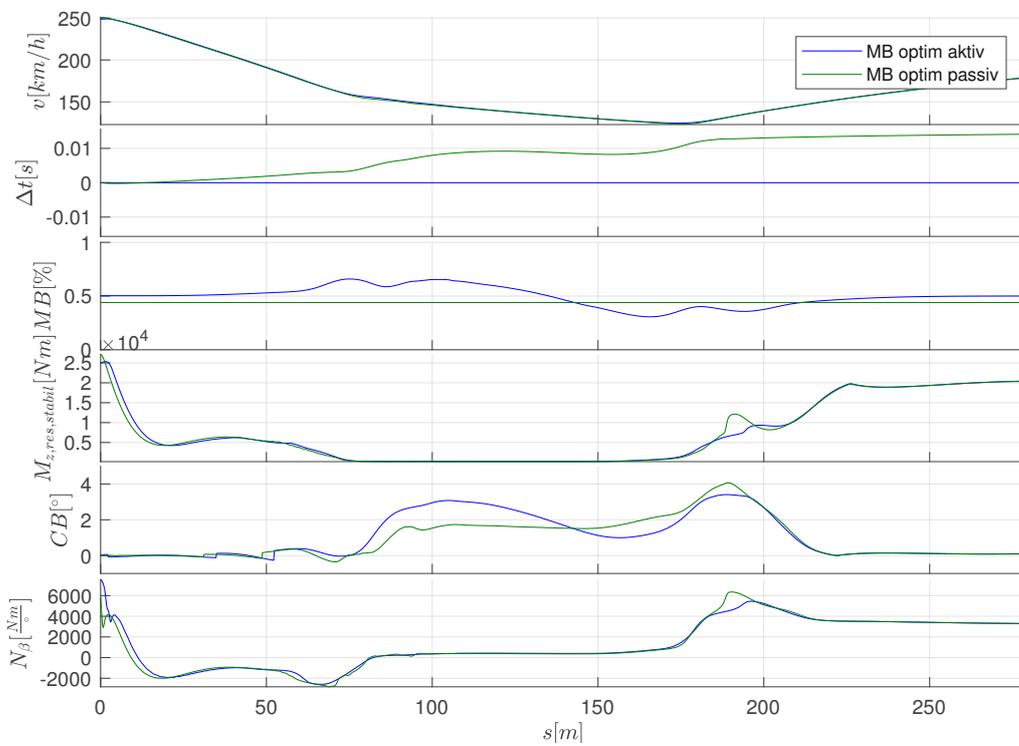


Abb. 4.9: Performance Vorteil durch aktive Systeme

4.2 Korrelation der Kennwerte basierend auf dynamischen Fahrzuständen

Ergänzend zu den Fahrbarkeitskennwertkorrelationen in Abschnitt 3.3 werden nun die Kennwerte basierend auf den Ergebnissen der dynamischen Rundenzeitsimulation korreliert. Hierbei werden weitere Modellparameter variiert und zusätzlich Beschränkungen auf einige Fahrbarkeitskennwerte definiert, um das entsprechende Fahrbarkeitsniveau direkt vorgeben zu können. Insgesamt werden die Ergebnisse der Variation folgender Setupparameter für die Kennwertkorrelation betrachtet

- Mechanische Balance (MB)
- Aerodynamische Balance (AB)
- Gewichtsverteilung (WD)
- Reifenmaximalreibungswert (Grip) HA
- Schräglaufsteifigkeit (CS) HA

wodurch die wesentlichen Fahreigenschaften beeinflusst werden. Es werden zuerst auf Basis der jeweiligen Paretofronten der Zielkonflikt und die Korrelation zur Performance untersucht. Anschließend werden die Fahrbarkeitskennwerte mit dem Schwerpunkt des Einflusses der direkten und indirekten Beschränkung auf die Fahrbarkeit untersucht.

4.2.1 Korrelation der Performance

Die Korrelation mit der Performance beinhaltet im Wesentlichen, ob die bestimmten optimalen Setupparameter mit der Erwartung übereinstimmen. Hierzu werden für die verschiedenen Kombinationen von Setupparametern und direkten Fahrbarkeitsbeschränkungen die jeweiligen paretooptimalen Lösungen bestimmt.

4.2.1.1 Aerodynamische Balance

Anhand des Verlaufes der optimalen AB in Abbildung 4.10 ist ersichtlich, dass mit zunehmend höherer geforderter Fahrbarkeit die AB verringert werden muss. Dies resultiert in der Abschwächung der VA und Verbesserung der HA. Es ist ein Optimum der AB ersichtlich woraus sich ergibt, dass eine zu frontlastige AB keine weitere Performancesteigerung erzielt, da das vorhandene Potential der VA durch die zu schwache HA nicht mehr ausgenutzt werden kann. Mit abnehmender Fahrbarkeit, dargestellt sowohl über $M_{z,res,stabil}$, als auch $N_{\beta,min}$, ergibt sich das zu erwartende Verhalten des Verlaufes der Paretofront, als auch der jeweils optimalen AB.

Bei Variation der AB und gleichbleibender Bremsbalance (BB) ist bei nichtvorhandensein eines Anit-Blockier-System (ABS), wie in diesem Modell, eine Variation der Längsperformance möglich. Der Grund hierfür ist eine unterschiedliche Radlast, welche zu einem geänderten Längskraftpotenzial der Reifen führt. Dieser Effekt ist in Abbildung 4.11, anhand der Zeitdifferenz und der verschiedenen Längsverzögerung a_x im Bereich BRK, zu sehen. In Kapitel 5 werden mehrdimensionale Setupparametervariationen durchgeführt, um jeweils die BB mit der AB anzupassen und den AB Einfluss auf die reine Längsverzögerung zu verringern. Die optimale BB ist erreicht, wenn die HA durch die Fahrbarkeitsbeschränkung limitiert wird und die VA den optimalen Längsschlupf zur Erzielung der Reifenmaximalkraft aufweist. Für den aktuellen Anwendungsfall bedeutet dies, dass für $AB < 45\%$ die BB verringert und für $AB > 45\%$ vergrößert werden müsste. Anhand des Verlaufes des Zeitdifferenz Δt in Abbildung 4.11 ist ersichtlich, dass bei einer konstanten Fahrstabilitätsbeschränkung mit $M_{r,res,stabil}$ eine frontlastigere AB

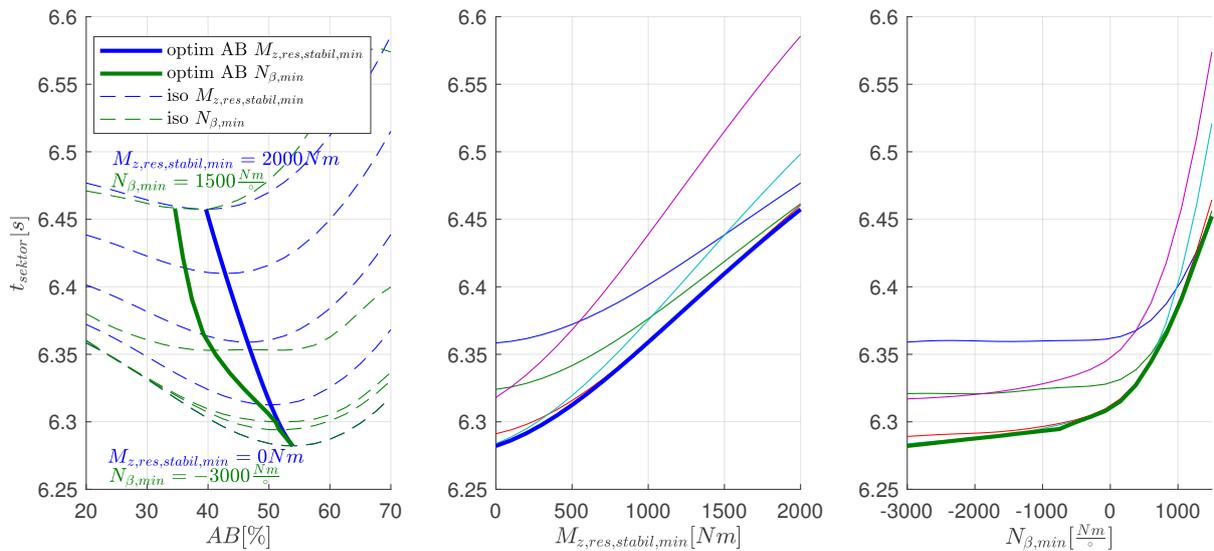


Abb. 4.10: Zielkonflikt t_{sektor} vs. $M_{z,res,stabil}$ und N_{β} mit Paretofront bei Variation von AB

schlechter im ENTRY ist. Im MC jedoch Vorteile aufgrund einer besseren Vorderachse besitzt, da in diesem Bereich das Basissetup ein US-Fahrverhalten besitzt und somit Performance Potenzial vorhanden ist.

4.2.1.2 Gewichtsverteilung

Eine weitere Hauptstellgröße zur Beeinflussung der Fahrzeugbalance und der Performance ist die WD, welche über

$$WD = \frac{m_F}{m_F + m_R} \quad (4.4)$$

definiert ist, wobei m_F die statische Radlast der Vorderachse und m_R der Hinterachse ist. Eine frontlastigere WD erzeugt generell, wenn von Sekundäreffekten, wie einem geänderten thermischen Reifenverhalten, abgesehen wird, durch die degressive radlastabhängige Gripänderung ein untersteuernderes Fahrverhalten.

Mit dem Setupparameter WD wird ebenfalls eine getrennte Untersuchung für die Fahrbarkeitsbeschränkung DB mit $M_{z,res,stabil,min}$ und $N_{\beta,min}$ durchgeführt. Abbildung 4.12 stellt den Zielkonflikt zwischen t_{sektor} und der Fahrbarkeit $M_{z,res,stabil}$ und N_{β} mit der Variation von WD dar. Der Verlauf der paretooptimalen WD startet für maximale Performance bei einer hecklastigen WD von 47% und steigt mit zunehmender Fahrbarkeit bis zur Entwurfsraumgrenze bei 55% an. Der zunehmend frontlastigere Verlauf von WD, der schon mit der Fahrbarkeitsbeschränkung $M_{z,res,stabil,min}$ erkennbar war, ist auch für N_{β} gültig. Die Paretofront weist einen sanften Knick bei ungefähr $N_{\beta,min} = 250 [\frac{\text{Nm}}{\circ}]$ auf, welcher zwei lineare Verläufe miteinander verbindet. Dies ist ein deutlich inhomogenerer Verlauf als mit $M_{z,res,stabil,min}$. Die Ursache ist, dass im Bereich des Knicks die Beschränkung $N_{\beta,min}$ einen aktiven Einfluss auf den Bereich MC übernimmt, was einen größeren Performance Einfluss als die zuvor alleinige Aktivität für BRK besitzt.

Wie bei den vorausgegangenen Setupparametern besitzt der Fahrbarkeitskennwert in dem betrachteten Entwurfsraum eine höhere Sensitivität auf die Performance als die Setupvariation.

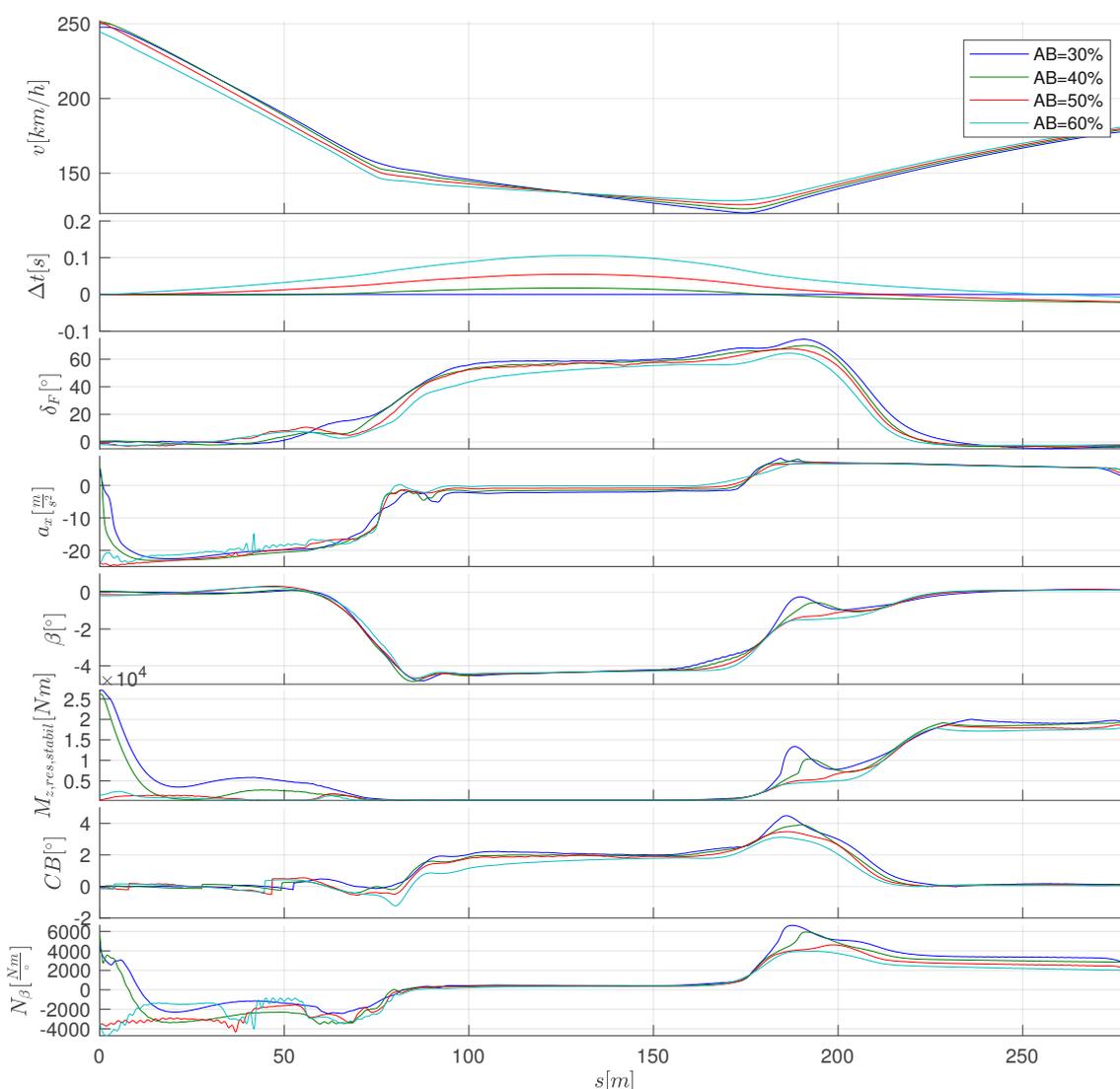


Abb. 4.11: Fahrbarkeitskennwerte: Variation AB mit $M_{z,res,stabil} = 250Nm$

4.2.1.3 Grip

Die zuvor variierten Kennwerte MB, AB und WD stellen globale variable Setupkennwerte für die Fahrzeugabstimmung dar. Der Grip und die CS des Reifens lassen sich jedoch meist nicht direkt beeinflussen, sondern ergeben sich für den jeweiligen Reifen aus den entsprechenden Bedingungen. Da diese Parameter einen großen Einfluss auf das Fahrverhalten und die Performance besitzen, werden diese ebenfalls variiert, um Anhand des ausgewählten Streckenabschnittes den Einfluss quantifizierbar zu machen.

Um eine möglichst große Variation der Fahrbarkeit mit einer Gripvariation zu erreichen, wird der Grip an der HA variiert und somit $x = \mu_R$ definiert. In Abbildung 4.13 ist der Zielkonflikt zwischen t_{sektor} und jeweils $M_{z,res,stabil}$ und N_β dargestellt. Wie zu erwarten, weisen für beide untersuchten Fahrbarkeitskennwerte, die Varianten mit dem höchsten Grip die beste Performance auf. Die Verläufe von $t_{sektor}(\mu_R)$, für eine konstante Fahrbarkeit, haben jeweils den ebenfalls erwarteten degressiven Verlauf, der von einer Gripabhängigkeit zu erwarten ist. Diese ergibt

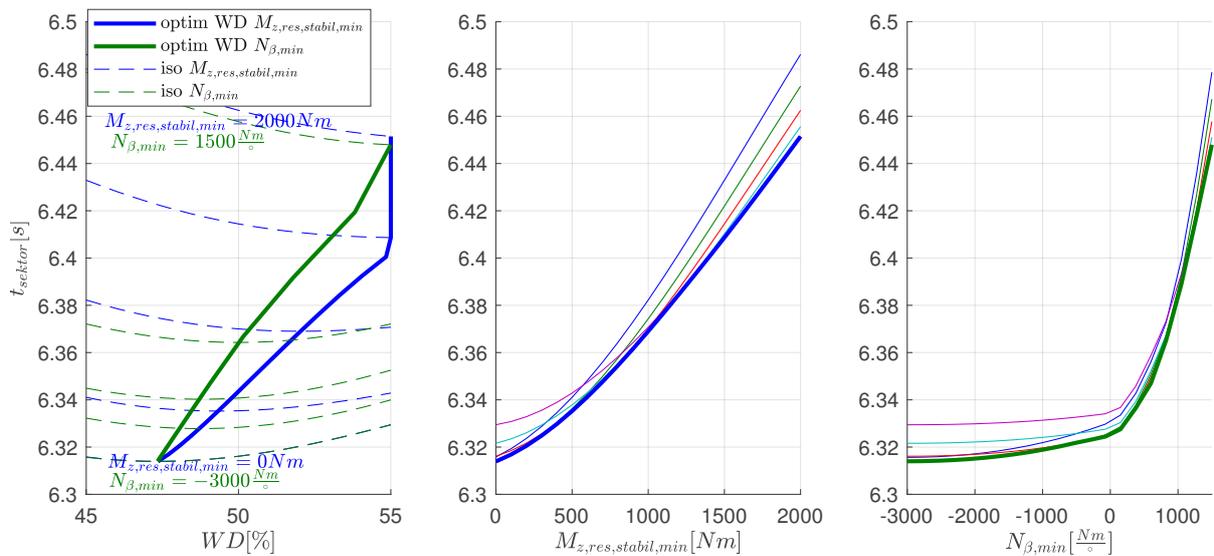


Abb. 4.12: Zielkonflikt t_{sektor} vs. $M_{z, \text{res}, \text{stabil}}$ und N_{β} mit Paretofront bei Variation von WD

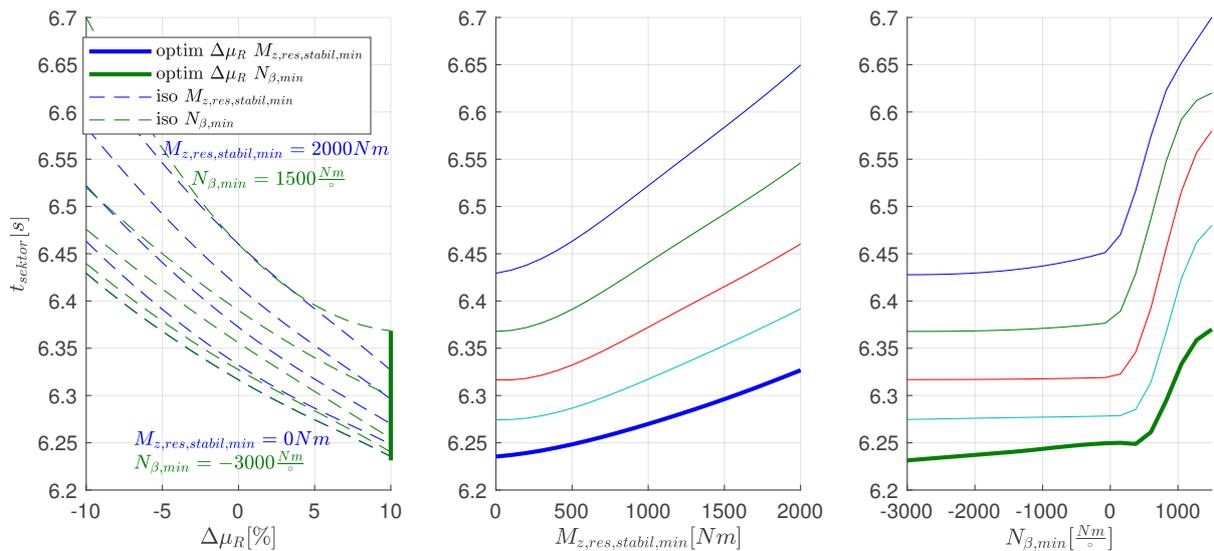


Abb. 4.13: Zielkonflikt t_{sektor} vs. $M_{z, \text{res}, \text{stabil}}$ und N_{β} mit Paretofront bei Variation von μ_R

sich daraus, dass bedingt durch die Fahrwiderstände und begrenzte Leistung, selbst bei einem unendlich hohen Grip eine endliche Rundenzeit resultiert.

Die Verläufe von $t_{\text{sektor}}(DB)$ sind für $M_{z, \text{res}, \text{stabil}, \text{min}}$ nahezu lineare Verläufe, wobei die Sensitivität mit einem geringeren μ_R größer wird, was sich durch eine relativ betrachtet größere Verringerung des Reifenkraftpotenziales bei einem konstanten Wert von $M_{z, \text{res}, \text{stabil}, \text{min}}$ erklären lässt und somit mit der Erwartung übereinstimmt. Für $N_{\beta, \text{min}}$ ergibt sich, wie schon bei anderen Setupparametern, ein geknickter Verlauf.

4.2.1.4 Schräglaufsteifigkeit

Als Setupparameter x wird die CS der HA variiert. In den Untersuchungen in Kapitel 3.3 wurde gezeigt, dass die maximale Performance, welche über a_y dargestellt wird, nur unwesentlich durch CS beeinflusst werden kann. Wird jedoch die Performance verschiedener Setups bei gleichen Fahrbarkeitskennwerten verglichen, so besitzt, abhängig vom gewählten Fahrbarkeitskennwert, auch CS einen Einfluss auf die Performance. Entscheidend hierbei ist, dass der Kennwert von CS abhängig ist, wie bei N_β der Fall.

Anhand zweier Simulationsuntersuchungen mit jeweils $M_{z,res,stab}$ und N_β als Fahrbarkeitsbeschränkung wird die Annahme nachgewiesen. In Abbildung 4.14 ist der Zielkonflikt zwischen Performance und Fahrbarkeitsbeschränkung für verschiedene CS_R dargestellt. Anhand des flachen Verlaufes bei Verwenden der Beschränkung $M_{z,res,stab}$ ist zu erkennen, dass diese Beschränkung, bei diesem Setupparameter, wie erwartet keinen signifikanten Einfluss besitzt.

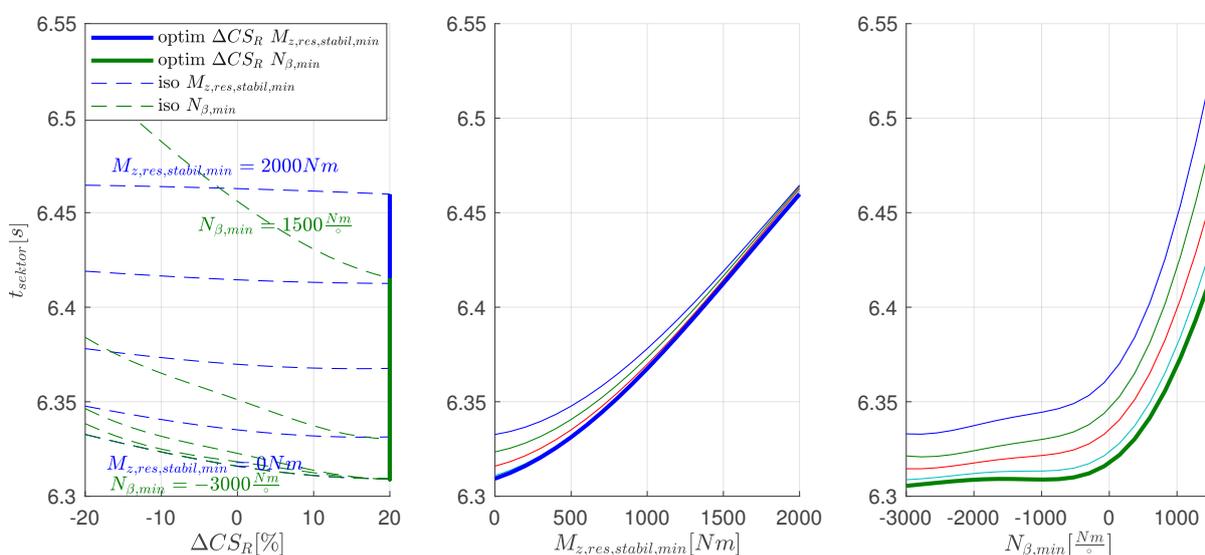


Abb. 4.14: Zielkonflikt t_{sektor} vs. $M_{z,res,stab}$ und N_β mit Paretofront bei Variation von CS_R

4.2.2 Korrelation der Fahrbarkeitsbeschränkungen

Es wird ein Vergleich der verschiedenen Fahrbarkeitskennwerte, die als direkte Beschränkung verwendet werden, durchgeführt. Aufgrund der unterschiedlichen aktiven Bereiche der Beschränkung im Fahrzustand ergeben sich verschiedene Verläufe der Paretofronten und Optimalen Setupparameter. Der N_β , mit einem konstanten Wert, ist vor allem im Bereich BRK und mit zunehmender Beschränkung auch im ENTRY und MC wirksam, wohingegen $M_{z,res,stab}$ in allen Phasen einen Einfluss hat.

Die Erwartung ist, dass die Fahrbarkeitskennwerte aus der dynamischen Simulation, bei Verwendung eines Fahrbarkeitskennwertes als direkte Beschränkung, eine ähnlich hohe Korrelation aufweisen, wie bei den OLSS. Die Begründung hierfür liegt darin, dass durch die Anpassung des Fahrstiles zur Einhaltung der direkten Beschränkung, die Fahrzustände im dynamischen sich ähnlich verhalten und somit die Verkopplung, der Fahrbarkeitskennwerte, durch zum Beispiel die Reifenausnutzung, bestehen bleibt. Ein Unterschied ist, dass in der MTM der Fahrer ein Closed-Loop Verhalten aufweist und damit die Möglichkeit hat, durch die Anpassung der Fahrerstellgrößen, die Fahrzustände zu modifizieren um dadurch die zugehörigen Fahrbarkeitskennwerte

zu variieren. Hierdurch ist es möglich, dass die Erwartung an ein gleiches Korrelationsverhalten nicht bestätigt wird, da die Möglichkeit besteht, dass der Optimierer zur Lösung der OCP mit den Fahrbarkeitsbeschränkungen entsprechende Fahrzustände findet, die zu einem anderen Zusammenhang zwischen den Kennwerten führen als bei den OLSS.

Zur Analyse werden zum einen KPI-Korrelationsplots mit den Ergebnissen der jeweiligen 2D Setupparameter-Fahrbarkeitskennwert Simulationen erstellt, wodurch die generellen Zusammenhänge bewertet werden können. Des weiteren werden, für detaillierte Analysen, die Daten ausgewählter Varianten im Zeitbereich betrachtet.

4.2.2.1 Korrelation der KPI auf Basis der direkten Beschränkungen

Zur Korrelation genereller Tendenzen, basierend auf den eingesetzten direkten Fahrbarkeitsbeschränkungen, werden diese, basierend auf der Gruppierung verschiedener Setupparametervariationen, in Abbildung 4.15 dargestellt. Für jede Fahrbarkeitsbeschränkung sind die Kennwerte MB, AB, WD, CS_R und μ_R variiert worden. Es sind ausgeprägte Gruppierungen der verschiedenen

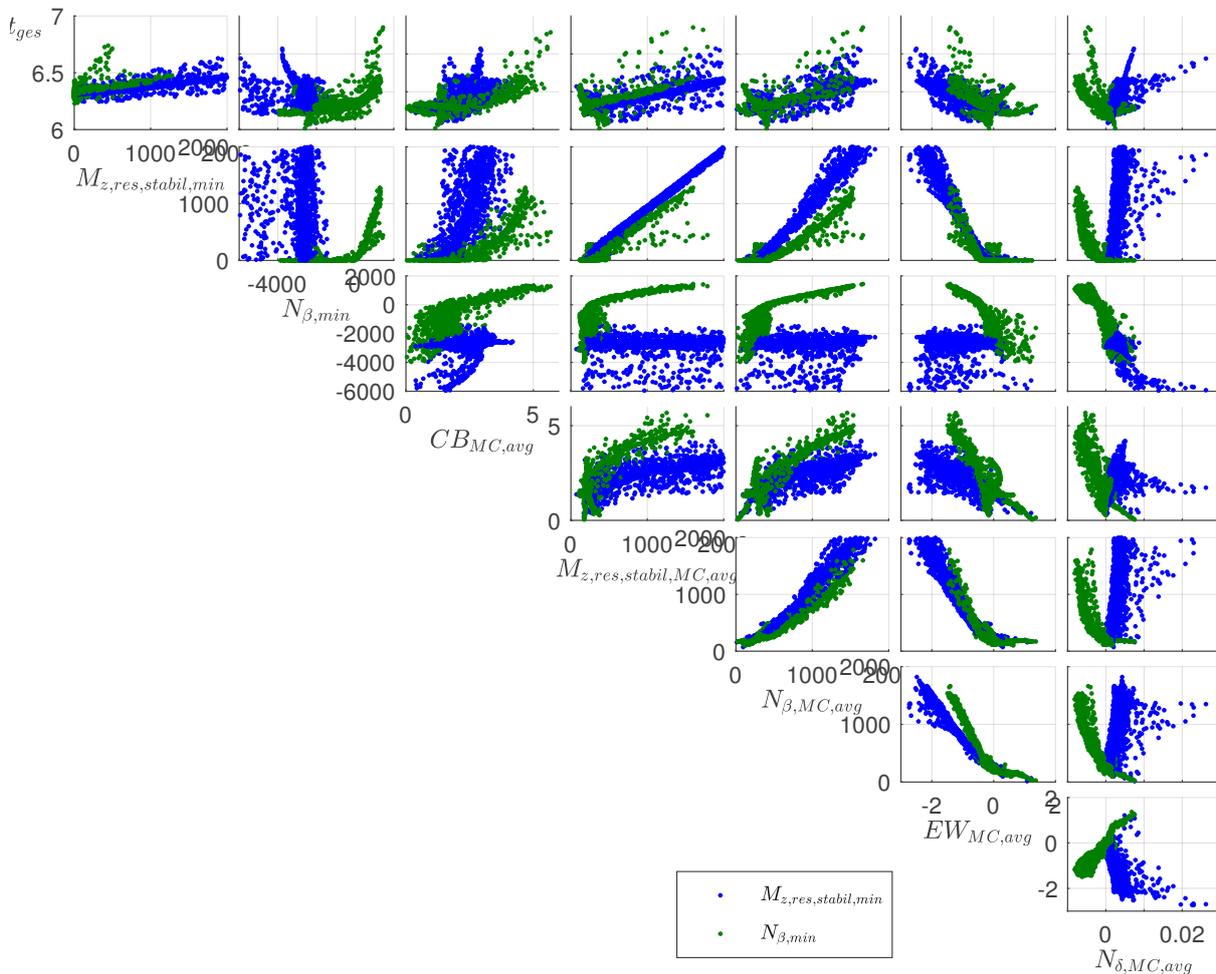


Abb. 4.15: Korrelation der wesentlich betrachteten Kennwerte. Verschiedene Setupparameter gruppiert nach direkter Fahrbarkeitsbeschränkung

Fahrbarkeitsbeschränkungen ersichtlich, welche kennwertabhängig teilweise ähnliche Korrelationen zueinander aufweisen.

Wird die Korrelation zwischen den Fahrbarkeitskennwerten betrachtet, welche jeweils als direkte Beschränkung eingesetzt werden, so besitzen die Gruppen ein unkorreliertes Verhalten. Die direkte Beschränkung mit $M_{z,res,stabil,min}$ hat keine direkte Auswirkung auf $N_{\beta,min}$. Eine Erklärung darin ist, dass für die eingestellte BB die HA nicht überbremst wird und somit noch Querkraftreserve besitzt, auch wenn beim Bremsen durch den bekannten Längsbeschleunigungseinfluss von $N_{\beta,min}$ diese auf instabile Fahrzustände hinweisen. Wird hingegen $N_{\beta,min}$ als direkte Beschränkung eingesetzt, so ist die bereits aus der Paretofront bekannte Korrelationsform erkennbar, welche sich mit zunehmender Beschränkung aus den Wirkungsbereichen in BRK und dem Übergang in MC ergibt.

Werden die Kennwerte $M_{z,res,stabil,MC,avg}$ und $N_{\beta,MC,avg}$ betrachtet, welche den Durchschnitt innerhalb MC angeben, ist eine hohe Korrelation, sowohl zwischen dem Verhalten bei den direkten Beschränkungen und den Kennwerten an sich zu erkennen. Die Erklärung hierfür ist, dass im MC der $N_{\beta,min}$, wie zuvor erwähnt, erst bei höherer Beschränkung aktiv wird, siehe Korrelation zwischen $N_{\beta,min}$ und $N_{\beta,MC,avg}$. Das führt dann zu einer ähnlichen Ausnutzung der Hinterachse, woraus eine hohe Korrelation mit $M_{z,res,stabil,MC,avg}$ resultiert, welcher direkt die Hinterachsausnutzung angibt. Ein zusätzlicher Effekt ist die Mittelwertbildung des Kennwertes wodurch kurze Extremwerte geglättet werden, im Vergleich zu den Minimum Werten.

Ein auffallender Unterschied zwischen den beiden Gruppen ist die unterschiedliche $CB_{MC,avg}$. Die Varianten mit der direkten Beschränkung von $N_{\beta,min}$, weisen ein erhöhtes US-Fahrverhalten auf. Betrachtet man $N_{\delta,MC,avg}$ so ist zu erkennen, dass für die Gruppe von $N_{\beta,min}$ eine negative Korrelation zu erkennen ist. Daraus ergibt sich, dass durch ein Überdrehen der Vorderachse eine negative Schräglaufsteifigkeit generiert wird, wodurch somit N_{β} erhöht wird, da dieser wesentlich von der lokalen Schräglaufsteifigkeitsdifferenz zwischen VA und HA bestimmt wird. Dieser angepasste Fahrstil, der von der Optimalsteuerung gefunden wird, hat bei gleicher Fahrbarkeit, betrachtet nach der verwendeten Beschränkung, ein gesteigerte Performance. Diese resultiert aus einer erhöhten Hinterachsausnutzung, was einer verringerten Schräglaufsteifigkeit entspricht und durch die negative Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse ermöglicht wird. Jener Optimalsteuerungsfahrstil entspricht einem unnatürlichen Fahrverhalten, welcher in der Realität nicht zielführend ist, da es durch die großen Schräglaufwinkel an der VA zu großen Schlupfleistungen kommt, welche zu einem hohem Reifenverschleiß führen. Durch Verwenden weiterer Beschränkungen, wie etwa $M_{z,res,agil,min} > 0$, Begrenzung der Reifenenergie und dem Einsatz eines thermischen Reifenmodelles, kann dieses Verhalten zu einem realistischeren Fahrstil geändert werden, da dann die Beschränkungen, die ein realer Fahrer zu berücksichtigen hat, bei der Lösung des MTM enthalten sind.

Abbildung 4.16 zeigt wesentliche Signale im Zeitbereich für die 3 Fälle, unbeschränkt, direkter $M_{z,res,stabil,min}$ Beschränkung und direkter $N_{\beta,min}$ Beschränkung. Es ist erkennbar, dass $N_{\beta,min}$ im BRK für $M_{z,res,stabil,min}$ nahe dem Wert des unbeschränkten ist, wohingegen für $N_{\beta,min}$ dieser entsprechend beschränkt ist. Anhand der Schräglaufsteifigkeiten ist die, durch den angepassten Fahrstil, verringerte CS_F ersichtlich, welche im BRK durch ein Überbremsen der Vorderachse, erkennbar an κ_F und in MC durch ein Überdrehen der Vorderachse, erkennbar an α_F , angepasst wird.

Es besteht die Möglichkeit $M_{z,res,stabil,min}$ und $N_{\beta,min}$ gemeinsam als direkte Beschränkungen einzusetzen. Hierzu ist in Abbildung 4.17 das Ergebnis mit denen aus der Variation von MB zu sehen. Durch die Kombination wird der Bereich der jeweils 2 Gruppen der Kennwertverläufe verbunden. Der verbleibende Bereich resultiert aus dem Einfluss der Setupparameteränderung, welcher am deutlichsten bei CB zu sehen ist. Gerade das veränderte Verhalten, abhängig von der aktiven Beschränkung, verdeutlicht, dass es nicht den einen Kennwert zur Beschränkung der

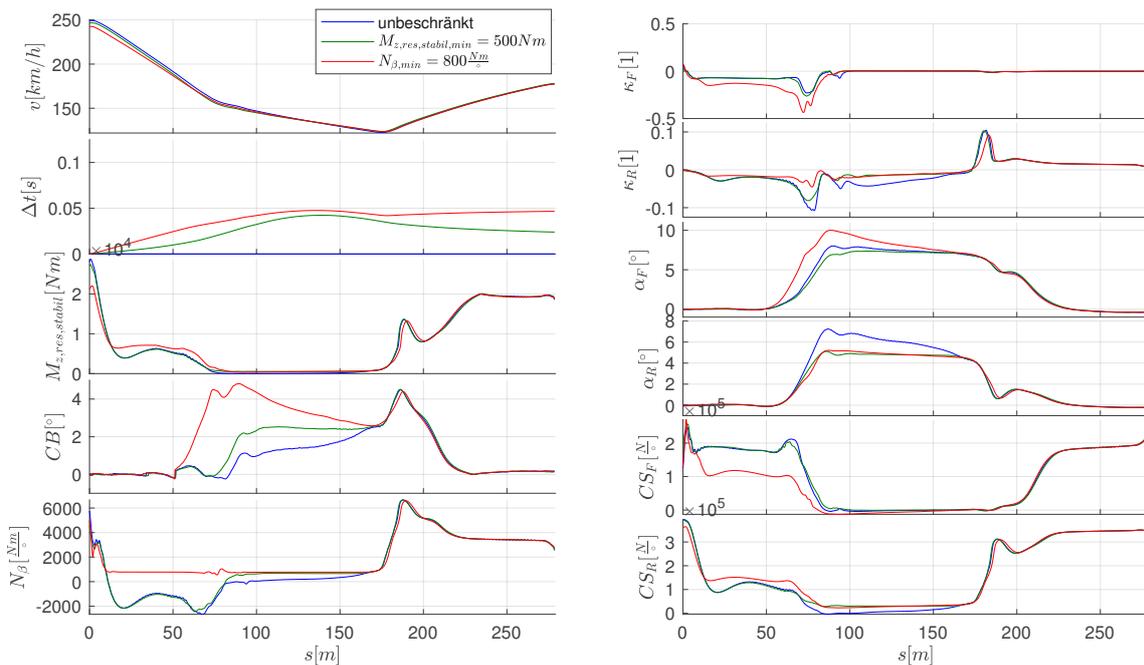


Abb. 4.16: Wesentliche Signale im Vergleich von $M_{z, res, stabil, min}$ und $N_{\beta, min}$ Beschränkung

Fahrbarkeit mit dem einen Wert gibt, sondern mehrere Kennwerte betrachtet werden müssen. So wird es damit möglich verschiedene reale Fahrstile und Fahrerkönnen abzubilden.

4.2.2.2 Detailanalyse der Variation von $M_{z, res, stabil, min}$

Zuvor wurde das generelle Verhalten der direkten Fahrbarkeitsbeschränkungen miteinander verglichen. In diesem Abschnitt wird detailliert das Verhalten der direkten Fahrbarkeitsbeschränkung von $M_{z, res, stabil, min}$ untersucht. Hierzu sind in Abbildung 4.18 die jeweiligen KPI aus den verschiedenen Parametervariationen abgebildet. Generell sind die globalen Korrelationen, wie sie in der Untersuchung in Abschnitt 3.3 gefunden wurden, auch in der dynamischen Simulation erkennbar, jedoch mit einer Abhängigkeit durch die direkte Beschränkung. Insbesondere die CB , bei der Variation von MB , weist eine reduzierte Korrelation auf, was wesentlich durch die hohe Abhängigkeit von CB von δ_F begründbar ist. δ_F ist ein Steuerungseingang des OCP und dient somit ebenfalls als Stellgröße zur Beeinflussung von sekundären Effekten, welche in der reinen OLSS nicht berücksichtigt werden mussten, da es kein Closed-Loop Verhalten benötigt.

In Abbildung 4.19 ist zu erkennen, dass nur im wirksamen Bereich der $M_{z, res, stabil, min}$ Beschränkung eine wesentliche Variation der anderen Fahrbarkeitskennwerte auftritt. Das Verhalten bei einer erhöhten Fahrstabilität ist wie erwartet eine geringere Hinterachsausnutzung, was in einem verkleinerten Schräglaufwinkel resultiert in Kombination mit einer erhöhten Vorderachsausnutzung, was insgesamt zu einem US-Fahrverhalten führt, bei Bewertung basierend auf CB .

4.2.2.3 Detailanalyse der Variation von $N_{\beta, min}$

Dieser Abschnitt dient der Detailanalyse der Auswirkung der direkten Beschränkung $N_{\beta, min}$ auf die weiteren Fahrbarkeitskennwerte bei zusätzlicher Variation von Setupparametern. Hierzu sind in Abbildung 4.20 die jeweiligen Korrelationen abgebildet.

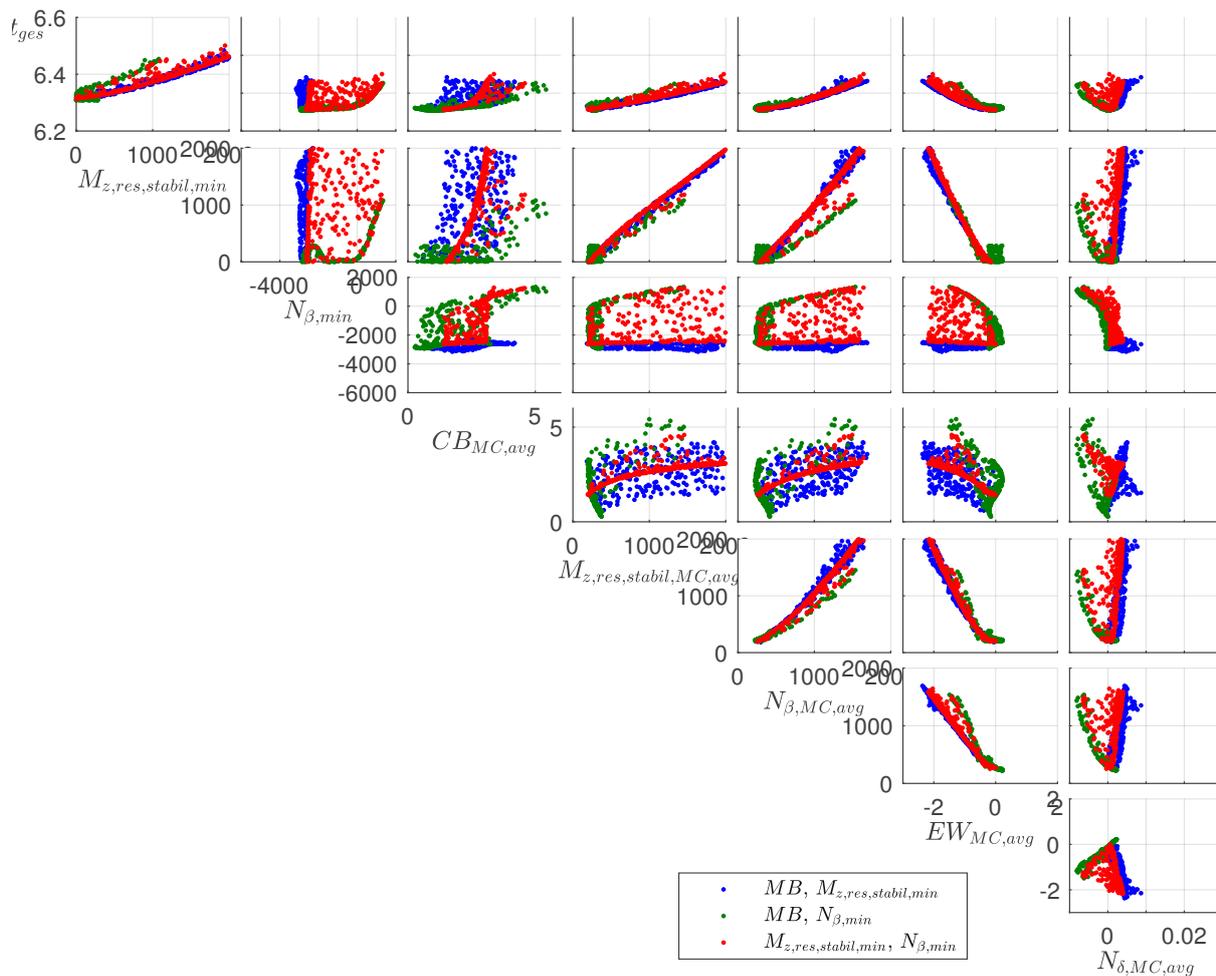


Abb. 4.17: Vergleich der einzelnen und kombinierten Beschränkung von $M_{z,res,stabil,min}$ und $N_{\beta,min}$

Es ist ersichtlich, dass die jeweiligen Korrelationen sehr ähnliche Verläufe für die verschiedenen Setupparameter besitzen, woraus sich ergibt, dass die entsprechenden Fahrbarkeitsniveaus gut auf andere Setups übertragbar sind und somit dem allgemeinen Ziel der universellen Bewertung der Fahrbarkeit entsprechen. Auffallend ist der geknickte Verlauf zwischen einigen Kennwerten, welcher so auch schon bei der Untersuchung mit OLSS gesehen werden konnte für entsprechende Gates.

In Abbildung 4.21 sind auf Basis der Baselinesetups die Ergebnisse verschiedener $N_{\beta,min}$ abgebildet. Es ist die gestufte Wirksamkeit, zuerst im Bereich BRK und mit zunehmender Beschränkung in ENTRY und MC zu erkennen. Es ist die Kopplung auf $M_{z,res,stabil}$ erkennbar, welcher sich aus der Verringerung von α_R ergibt. CB weist mit erhöhter Fahrbarkeitsanforderung eine stark zugenommene US auf, welche sich durch den abnehmenden Schräglaufwinkel an der HA aufgrund erforderlich höherem CS_R und zunehmender α_F ergibt. Was sich aus dem gewählten Fahrstil der Optimalsteuerung begründet, mit dem Ziel der Abschwächung der CS an der VA um N_{β} zu erhöhen.

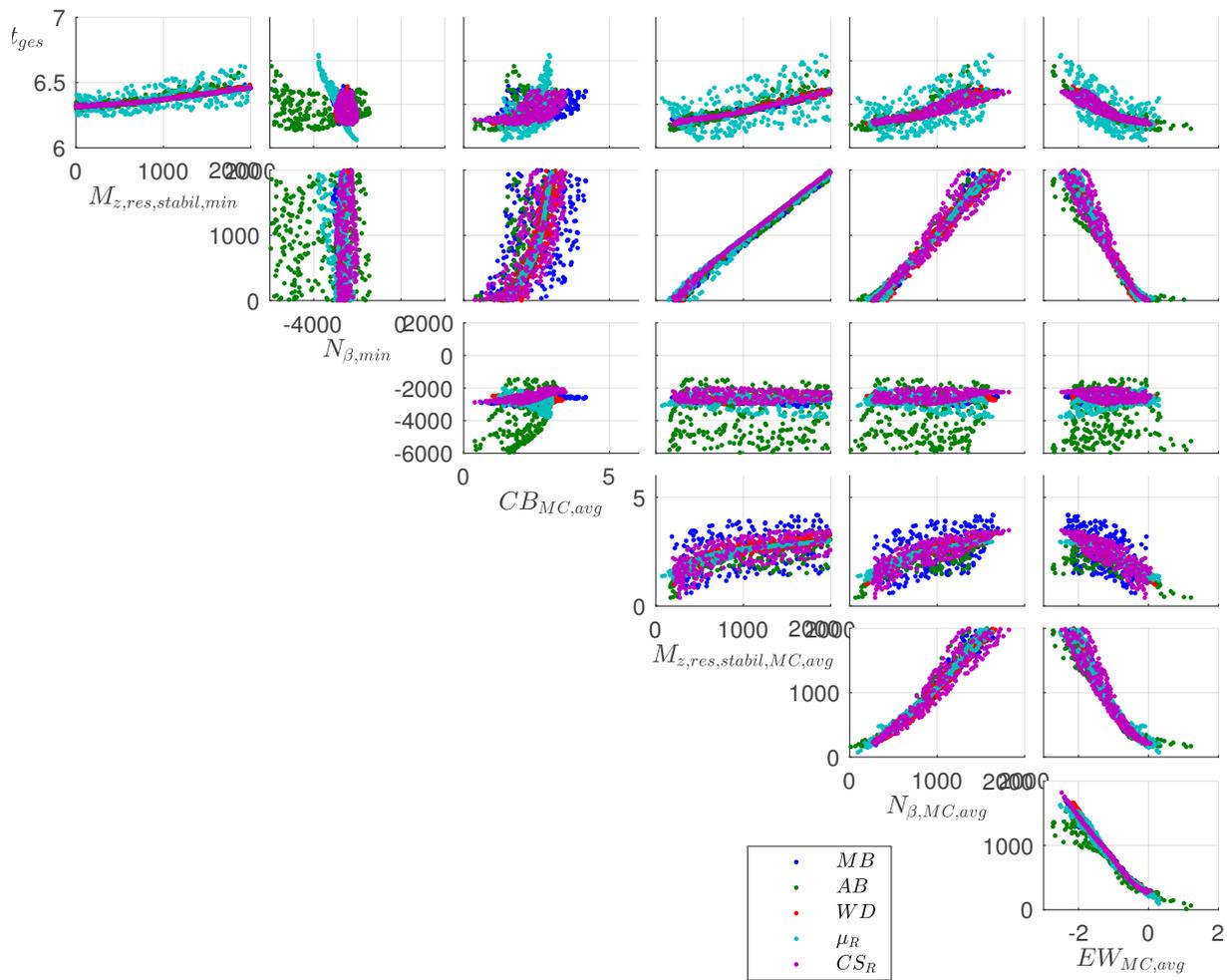


Abb. 4.18: Kennwert Übersicht $M_{z,res,stab,min}$ Variation

4.2.3 Erkenntnis

Durch die Vorgabe von direkten Beschränkungen wird die bekannte Korrelation der Kennwerte aus der OLSS-Untersuchung in Abschnitt 3.3 nicht generell widerlegt, jedoch ermöglicht das Fahrermodell der MTM eine Beeinflussung der Korrelation. Für die direkte Beschränkung mit $N_{\beta,min}$ ergibt sich die Tendenz zur Anpassung des Fahrstiles an einen unrealistischen Fahrstil zur Erfüllung der Fahrbarkeitsbeschränkung, welche einem extremen US-Fahrverhalten entspricht, um die Schräglaufsteifigkeitsdifferenz zwischen VA und HA, welche einen wesentlichen Einfluss auf N_{β} besitzt, zu manipulieren. Um ein unrealistisches Fahrerverhalten zu vermeiden sind zusätzliche Beschränkungen erforderlich, die das Fahrermodell zu einem realistischeren Verhalten zwingen.

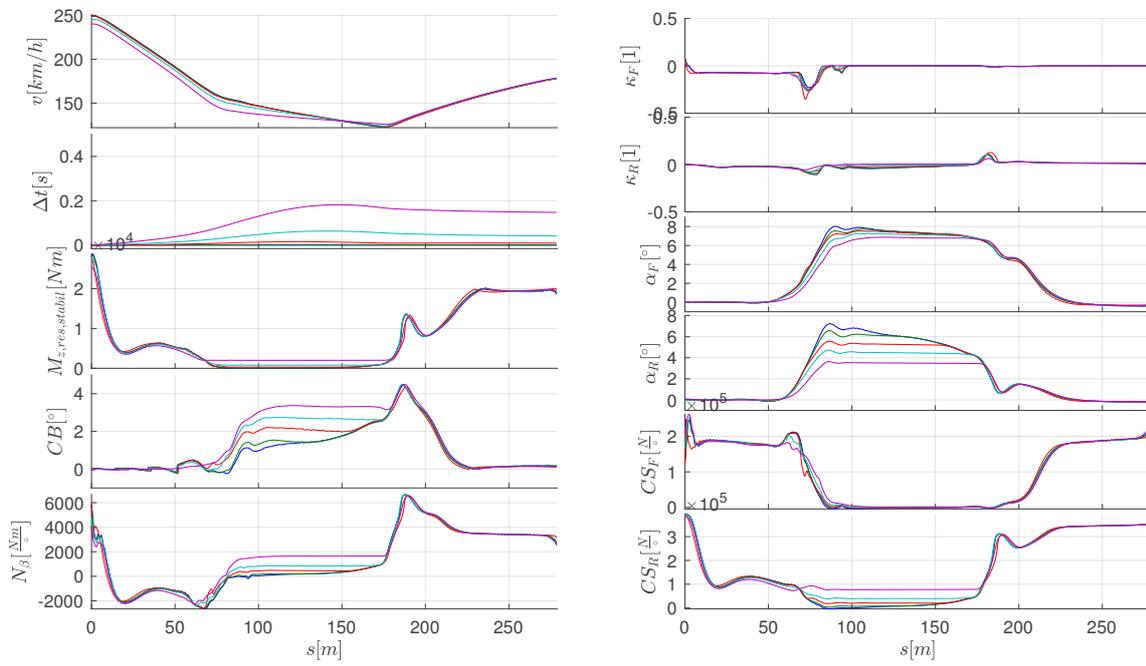


Abb. 4.19: $M_{z, res, stabil, min}$ Variation auf Basis des Baselinesetups

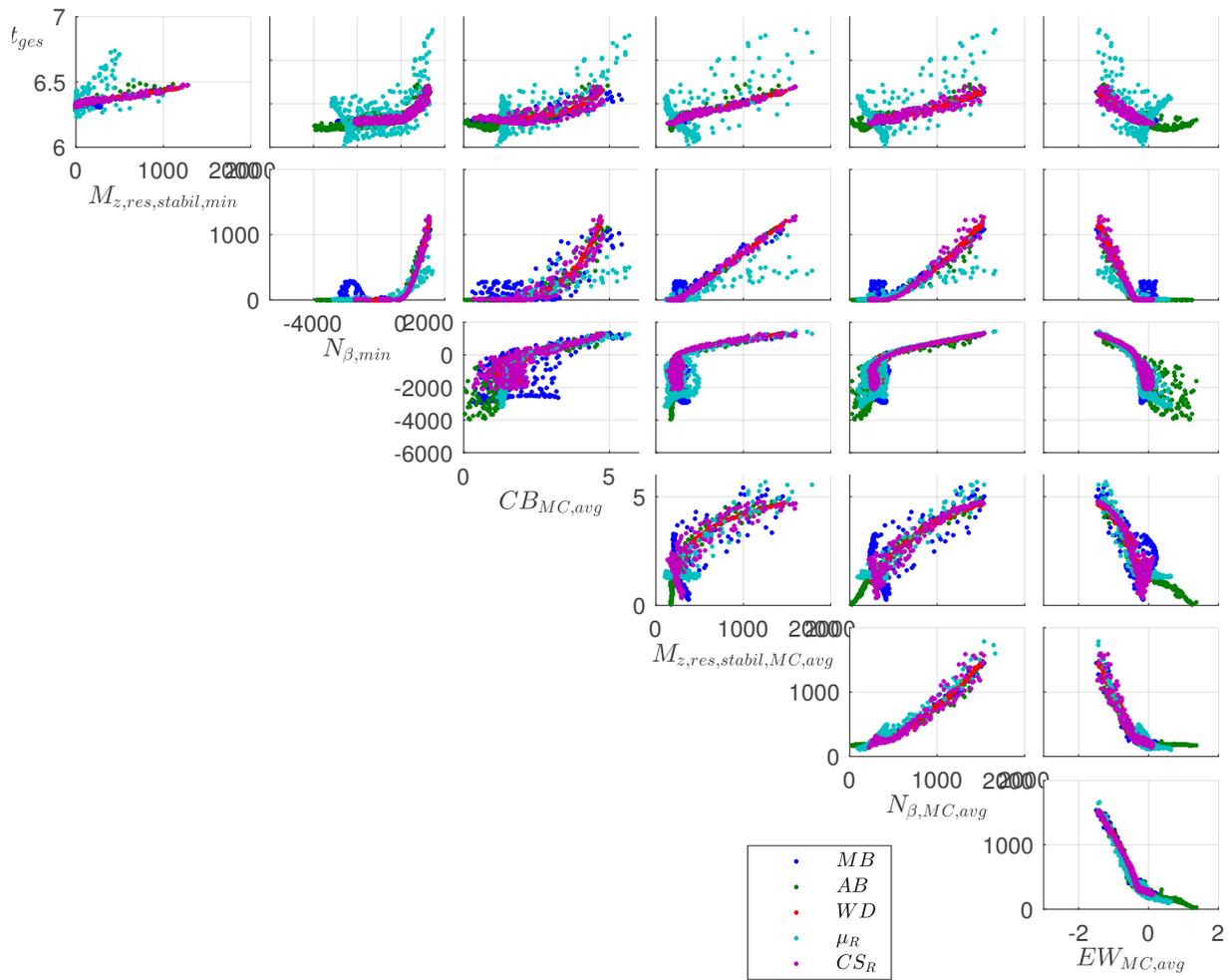


Abb. 4.20: Kennwert Übersicht $N_{\beta,min}$ Variation

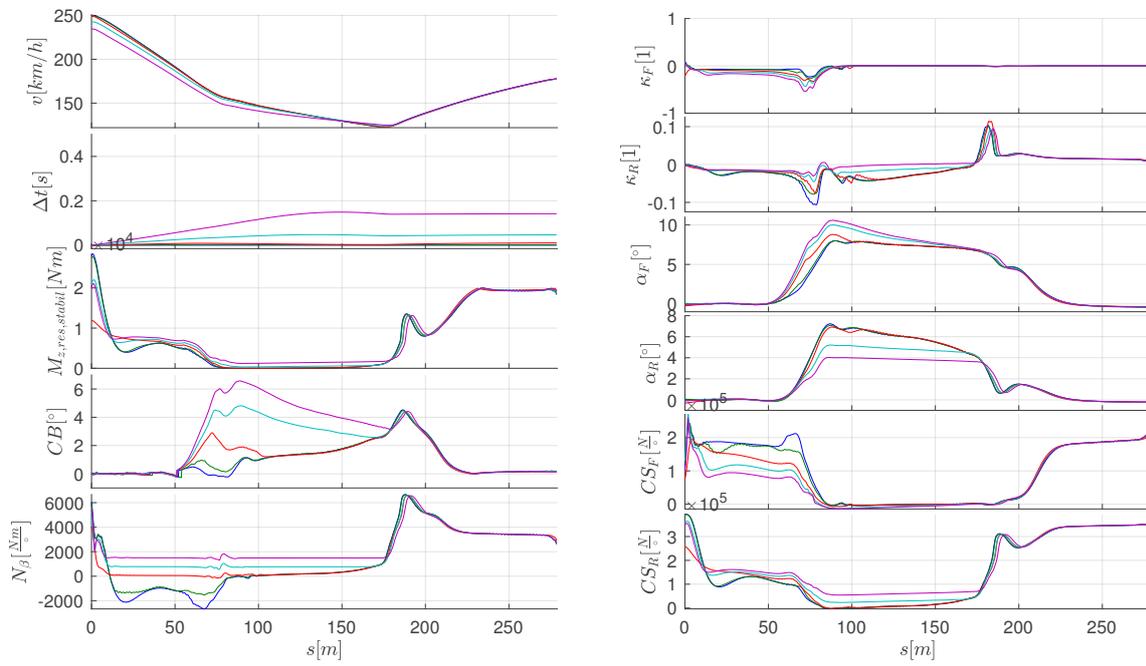


Abb. 4.21: $N_{\beta, min}$ Variation auf Basis des Baselinesetups

4.3 Zusammenfassung und Bewertung

Generell lässt sich über die direkte Beschränkung das Fahrermodell beeinflussen um somit sicherzustellen, dass für verschiedene Setups das Fahrermodell an die gleiche Fahrbarkeitsgrenze geht. Mit dem einen Setup muss es dafür direkt an das jeweilige Performancemaximum gehen, um diesen Fahrzustand zu erzielen und mit einem anderen Setup, welches eine geringere Fahrbarkeit am Performancemaximum benötigt, wird der Fahrstil angepasst um nicht an den Grenzbereich zu gehen, sondern nur bis zum jeweiligen Level der vorgegeben Fahrbarkeit. Daraus ergibt sich, dass die verschiedenen Fahrer, welche durch das Fahrermodell abgebildet werden, für dasselbe Setup unterschiedliche Performance erzielen.

Die indirekten Beschränkungen hingegen ergeben sich immer aus dem aktuellen Fahrstil und sind eine Kombination, aus dem von der direkten Beschränkung angepassten Fahrstil und dem jeweiligen Setup im aktuellen Zustand. Würde die gleiche Beschränkung als direkte Beschränkung vorgegeben, wäre es möglich, dass durch einen anderen Fahrstil eine bessere Performance erzielt wird.

Es wurde gezeigt, dass der vermutete Zusammenhang zwischen Fahrbarkeit und Performance mit dem erstellten Simulationsverfahren abgebildet werden kann. Ist durch Korrelationsstudien mit realen Fahrern der Zusammenhang zwischen Fahrerkönnen und Fahrbarkeitskennwert bekannt, so kann auch der Zusammenhang zwischen Fahrerkönnen und Performance abgebildet werden. Die Erkenntnisse für die wesentlich betrachteten Fahrbarkeitsbeschränkungen zur Eignung als direkte Beschränkungen der Fahrbarkeit in myOCPNLP lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- CB wird nur als indirekte Beschränkung eingesetzt, da es sich closed-Loop aus dem Fahrer ergibt und es ansonsten zu einem zu starken unnatürlichen Fahrstil führt.
- $M_{z,res,stabil}$ eignet sich gut als direkte Beschränkung, da diese eine implizit vom Fahrer einbehaltene Sicherheit ist, die über den Fahrstil angepasst werden kann und der natürlichen Heckstabilitätsreserve entspricht.
- N_β kann als direkte Beschränkung eingesetzt werden, hat jedoch zwei Nachteile gegenüber $M_{z,res,stabil}$, welche durch zusätzliche Maßnahmen kompensiert werden müssen. Die große Abhängigkeit von a_x führt dazu, dass der Bereich BRK übermäßig beschränkt wird. Durch die Abhängigkeit der Schräglaufsteifigkeitsdifferenz führt die Beschränkung mit $N_{\beta,min}$ zu einem unrealistischen Fahrstil, wenn keine weiteren Beschränkungen genutzt werden.

Kapitel 5

Anwendung Gesamtmethode

In diesem Kapitel wird exemplarisch die Gesamtmethode zur simulationsbasierten Bestimmung des optimalen Setups beschrieben. Die Fahreigenschaften werden mit den in den vorherigen Kapiteln definierten KPI beschrieben. Die Gesamtmethode aus Kapitel 2.4 ist in OPTIM implementiert. Das Ziel ist die Darstellung des automatisierten und durchgängigen Prozesses mit dem Vorteil, dass der Anwender alle relevanten Informationen zentral zur Verfügung hat. Dies bietet die Möglichkeit die Setupoptimierung ganzheitlich zu betrachten, indem alle Abhängigkeiten und Zielkonflikte dargestellt werden können und somit optimierte Varianten bestimmt werden können, die den gewünschten Anforderungen bestmöglich entsprechen.

5.1 Vorgaben

Nachfolgend werden die für den Beispielanwendungsfall definierten Vorgaben dargestellt. Hierunter fallen die zu fahrende Strecke, die zur Verfügung stehenden Setupparameter, mit den entsprechenden Entwurfsräumen, und die Zielwertvorgaben. Zur Übertragbarkeit der Ergebnisse in die Praxis wird von einem, entsprechend mit Streckendaten, korrelierten Simulationsmodell ausgegangen.

5.1.1 Strecke

Die Strecke Racetrack01, welche in Abbildung 5.1 zu sehen ist, ist eine frei definierte Rennstrecke, welche verschiedenen schnelle Kurvenabschnitte und eine längere Gerade besitzt und somit wesentliche Elemente gängiger Rennstrecken vereint. Die Streckenlänge der Mittellinie beträgt $3115m$ und die konstante Fahrbahnbreite ist $10m$. Zur detaillierteren Bewertung der Performance wird die Strecke in 3 Sektoren unterteilt, welche neben der Rundenzeit t_{ges} mit $t_{S1,2,3}$ benannt werden. Der Sektor $S1$ repräsentiert die lange Gerade, $S2$ den Abschnitt langsamer Kurven und $S3$ den Abschnitt mit schnelleren Kurven.

Zur Simulation mit myOCPNLP wird eine Diskretisierung $ds = 1m$ verwendet, woraus sich die Anzahl der Optimierungsvariablen $N_{NLP} = 193206$ ergibt.

5.1.2 Entwurfsraum

Als Fahrzeugmodell wird weiterhin das bisher verwendete Zweispurmodell aus Kapitel 2.1 verwendet. Als anpassbare Setupparameter werden die in Tabelle 5.1 aufgelisteten Parameter verwendet. Diese sind wesentliche Kennwerte zur Beeinflussung des Fahrverhaltens und sind aufgrund der Struktur des verwendeten Fahrzeugmodells direkt vorgebar. Es wird ein kubischer Entwurfsraum mit den jeweiligen Parameter Unter- und Obergrenzen aus Tabelle 5.1 vorgegeben. Somit sind die Parameter untereinander unabhängig veränderbar.

Zusätzlich zu den Setupparametern wird, zur aktiven Darstellung verschiedener Fahrbarkeitniveaus, in der MTM der Fahrbarkeitkennwert variiert. Für diese Untersuchung wird hierfür der

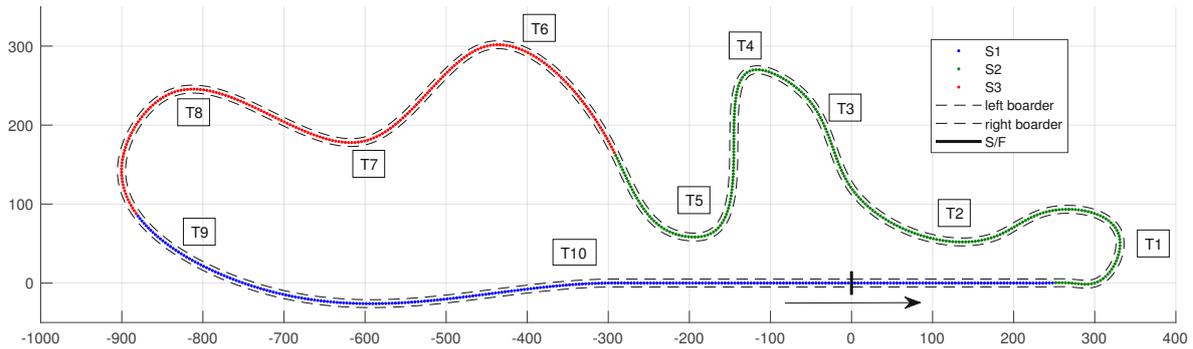


Abb. 5.1: Strecke: Racetrack01 3115m

Parameter	Basis	Untergrenze	Obergrenze
AB	35	25	65
BB	55	45	70
MB	50	30	70
WD	50	45	55
Luftwiderstandsbeiwert (C_x)	1	0,9	1,1
Abtriebsbeiwert (C_z)	3	2,5	3,5

Tab. 5.1: Setupparameter

Kennwert $M_{z,res,stab, min}$ verwendet, welcher in den vorausgegangenen Untersuchungen eine gute Eignung gezeigt hat. Der Wertebereich beträgt $0Nm$ bis $2000Nm$.

Die Anzahl der zu variierenden Parameter \boldsymbol{x} entspricht der Entwurfsraumdimension $N_{Dim} = 7$.

5.1.3 Zielwerte

Die Zielwerte dienen der Definition von gewünschten Eigenschaften der gesuchten optimalen Fahrzeugabstimmung.

Als Zielwert der durch die Setupanpassung möglichst minimal werden soll, wird die Rundenzeit t_{ges} verwendet, was einer maximalen Performance entspricht. Ein zusätzlicher Performancekennwert ist die Höchstgeschwindigkeit v_{max} , welche möglichst maximal werden sollte und abhängig vom Streckenlayout und der Aerodynamischen Abstimmung im Zielkonflikt mit der Rundenzeit steht und somit für eine eindeutige Lösung weitere Vorgaben erforderlich sind. Diese basieren auf der Rennstrategie welche zum Beispiel eine schnelle Rundenzeit bei freier Fahrt benötigt oder eine hohe Höchstgeschwindigkeit um ein einfacheres Überholen der Gegner zu ermöglichen, bei insgesamt erhöhter Rundenzeit. Zur Darstellung des Zielkonfliktes wird die Paretofront bestimmt, welche dem Anwender als Entscheidungsgrundlage dient.

Eine wesentliche Zielgröße ist die des Fahrerkönnens für das gesuchte Setup. Das erforderliche Fahrerkönnen wird durch Beschränkungen der Fahrbarkeitskennwerte abgebildet. Diese umfassen zum einen den direkten in der MTM beschränkten $M_{z,res,stab, min}$ als auch die indirekten Fahrbarkeitskennwerte für verschiedene Fahrzustände. Zur Darstellung der Methode werden verschiedene Fahrerklassen definiert, welche durch die Zielwerte charakterisiert werden. Hierbei

wird durch $M_{z,res,stab, min}$ die Höhe der Stabilitätsreserve der Hinterachse bezüglich Störungen des stabilisierenden Giermomentes vorgegeben. $CB_{MC,avg}$ gibt einen Bereich für die Fahrzeugbalance im Bereich MC vor, womit sichergestellt wird, dass der Lenkradwinkelbedarf in einem leicht US-Fahrverhalten resultiert. Die Yaw Stiffnesskennwerte $N_{\beta,ENTRY,avg}$ und $N_{\beta,EXIT,avg}$ definieren das Open-Loop Stabilitätsverhalten in den kombiniert dynamischen Bereichen ENTRY und EXIT und gewährleisten somit eine für den jeweiligen Fahrer beherrschbare Schwimmdynamik.

Zur Berücksichtigung weiterer Anforderungen an das Fahrzeugverhalten werden zusätzliche Zielwerte als Beschränkungen definiert. Der Kennwert

$$LD = \frac{C_z}{C_x} \quad (5.1)$$

gibt das Verhältnis von Abtriebsbeiwert (C_z) zu Luftwiderstandsbeiwert (C_x) an und entspricht somit der aerodynamische Effizienz (LD), welche konstruktiv beschränkt oder durch das jeweilige Reglement vorgegeben ist.

Die verbrauchte Kraftstoffmenge pro Runde wird mit dem Kennwert E_{fuel} beschränkt.

Eine Übersicht über die verwendeten Zielwerte gibt Tabelle 5.2.

Kennwert	Zielwert
t_{ges}	minimal
v_{max}	maximal
$M_{z,res,stab, min}$	\geq
$CB_{MC,avg}$	$\langle \rangle$
$N_{\beta,ENTRY,avg}$	\geq
$N_{\beta,EXIT,avg}$	\geq
LD	$=$
E_{fuel}	\leq

Tab. 5.2: Übersicht der Zielwerte

5.2 Metamodell

Aufgrund der durchgeführten MTM-Simulation ist die Auswertung einer Setupvariante, trotz der Möglichkeit der parallelen Simulation, mit

$$\mathbf{Y}_{KPI} = f_{setup}(\mathbf{x}) \quad (5.2)$$

sehr zeitintensiv und somit numerisch aufwendig. Damit die weiteren Schritte der Setupoptimierung möglichst effizient und schnell durchgeführt werden können, wird ein Metamodell von f_{setup} (5.2) erstellt. Das Metamodell \hat{f}_{setup} hat die Anforderung im gesamten Entwurfsraum alle berechneten KPI \mathbf{Y}_{KPI} möglichst genau abzubilden. Das verwendete Metamodellverfahren ist das Kriging Verfahren, siehe hierzu Kapitel 2.4.2.

Das Verhältnis zwischen der Berechnungszeit der direkten Simulation $t_{sim} \approx 3000s$ und der Auswertung des Metamodells $t_{sim,meta} \approx 0,05s$

$$r_{t,sim} = \frac{t_{sim}}{t_{sim,meta}} \quad (5.3)$$

mit $r_{t,sim} = 60000$ verdeutlicht die gesteigerte Effizienz durch die Verwendung des Metamodells für weitere Schritte wie Sensitivitätsanalyse und Optimierung.

Zur Erstellung des Metamodells werden die Ein- und Ausgangsgrößen von f_{setup} für die einzelnen Varianten des Versuchsplanes ausgewertet. Als Versuchsplan der Design of Experiment (DoE) wird ein Latin-Hyper-Cube Verfahren innerhalb des Entwurfsraumes mit $N_{sample} = 1642$ Auswertepunkten durchgeführt. Die Anzahl der Auswertepunkte ergibt sich aus dem in Abschnitt 2.4.2 bestimmten Zusammenhang (2.48) von N_{Dim} zu N_{sample} , um für die Funktionsklasse eine ausreichende gute Approximation zu erzielen.

Die Validierungsergebnisse der wesentlichen KPI, des erstellten Metamodells sind in Abbildung 5.2 und Tabelle 5.3 zu sehen. Es ist die Standardabweichung ϵ_{σ} und der Maximalwert ϵ_{max} des relativen Metamodellfehlers ϵ_{rel} (2.47) für den Trainings- und Testdatensatz abgebildet.

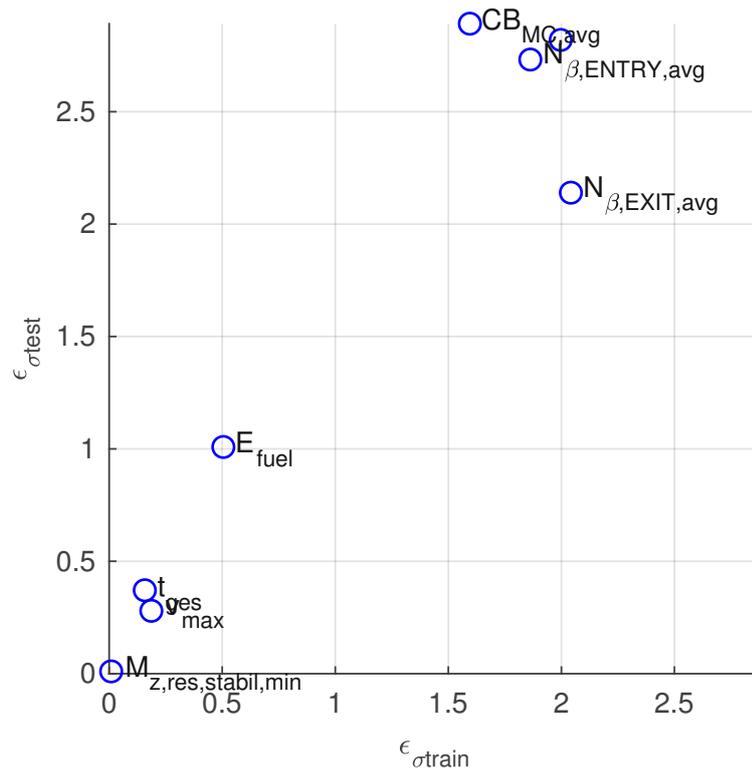


Abb. 5.2: Metamodell Fehler

Der Metamodellfehler weist eine ausgeglichene Balance zwischen dem Test- und Trainingsdatensatz auf, woraus sich eine gute Qualität des Metamodells mit einem guten Interpolationsverhalten ergibt. Anhand der Fehlerwerte ist ersichtlich, dass das Metamodell \hat{f}_{setup} mit einem gemittelten Fehler über die betrachteten KPI von $\epsilon_{\sigma,test,mean} = 1,35\%$ die ursprüngliche Funktion f_{setup} genügend genau abbildet und somit für weitere Untersuchungen verwendet werden kann. Insbesondere die wichtigen Performance Zielwerte t_{ges} und v_{max} weisen mit $\epsilon_{\sigma,test,t_{ges}} < 0,37\%$ und $\epsilon_{\sigma,test,v_{max}} < 0,28\%$ ein sehr gutes Approximationsverhalten auf. Die Fahrbarkeitskennwerte von

Tab. 5.3: Validierungsergebnisse des Metamodell

	t_{ges}	v_{max}	$M_{z,res,stabil,min}$	$CB_{MC,avg}$	$N_{\beta,ENTRY,avg}$	$N_{\beta,EXIT,avg}$	E_{fuel}
$\epsilon_{\sigma,test}$ [%]	0,37	0,28	0,01	2,89	2,73	2,14	1,01
$\epsilon_{\sigma,train}$ [%]	0,16	0,19	0,01	1,60	1,86	2,04	0,51
$\epsilon_{max,test}$ [%]	1,42	3,12	0,12	14,42	12,35	21,08	5,26
$\epsilon_{max,train}$ [%]	2,64	3,09	0,09	23,52	14,19	21,55	5,66

CB und N_{β} weisen ein schlechteres Approximationsverhalten auf. Dies ist hauptsächlich durch das erhöhte Grundrauschen der Kennwerte begründet, welche aus der Berechnung mit zustandsbasierten Gates resultiert, was zu einer hohen Sensitivität auf die Konvergenz der myOCPNLP Lösung führt. Das Metamodell führt somit eine Glättungsfunktion aus und der erhöhte Approximationsfehler ist keine Einschränkung, da diese Kennwerte in Bezug auf die Übertragung zu realen Fahrern einer erhöhten Unsicherheit unterliegen und somit die untersuchten Wertebereiche noch immer die verschiedenen Fahrer kategorien abgrenzen.

5.3 Sensitivitäten

Zur Bestimmung der Informationen über den jeweiligen Einfluss der Setupparameter auf die KPI, werden Sensitivitätsanalysen durchgeführt.

5.3.1 Globale Sensitivitäten

Um einen Überblick über das globale Verhalten der ausgewählten Setupparameter innerhalb des Entwurfsraumes zu erhalten wird eine globale Sensitivitätsanalyse mit der Sobol-Methode durchgeführt. Daraus ergibt sich der jeweilige Einfluss auf die Zielgrößen, welcher sowohl basierend auf den Sobol-Indizes als auch mit einem Scatterplot in Abbildung 5.3 dargestellt wird.

Der Scatterplot verdeutlicht den jeweiligen Einfluss 1. Ordnung. Bei der Setupoptimierung werden jedoch mehrere Parameter gleichzeitig variiert, weshalb Verkopplungen mitberücksichtigt werden müssen. Deshalb werden die totalen Sobol Indizes S_T in Tabelle 5.4 verwendet, um den gesamten Einfluss eines Setupparameters, inklusive der Interaktionseffekte, darzustellen.

Tab. 5.4: Totale Sobolindizes S_t

	AB	BB	MB	WD	C_x	C_z	$M_{z,res,stabil,min}$
t_{ges}	0,38	0,02	0,28	0,01	0,02	0,17	0,49
v_{max}	0,01	0,01	0,00	0,00	0,97	0,01	0,01
$CB_{MC,avg}$	0,43	0,00	0,61	0,02	0,00	0,00	0,03
$CB_{ENTRY,avg}$	0,63	0,40	0,13	0,10	0,00	0,00	0,12
$N_{\beta,ENTRY,avg}$	0,60	0,40	0,02	0,01	0,00	0,00	0,03
$N_{\beta,EXIT,avg}$	0,30	0,00	0,65	0,01	0,00	0,00	0,10

Der als direkte Fahrbarkeitsbeschränkung verwendete Kennwert $M_{z,res,stabil,min}$ besitzt die höchste Sensitivität auf die Rundenzeit t_{ges} , womit somit mit dem gewählten Wertebereich eine

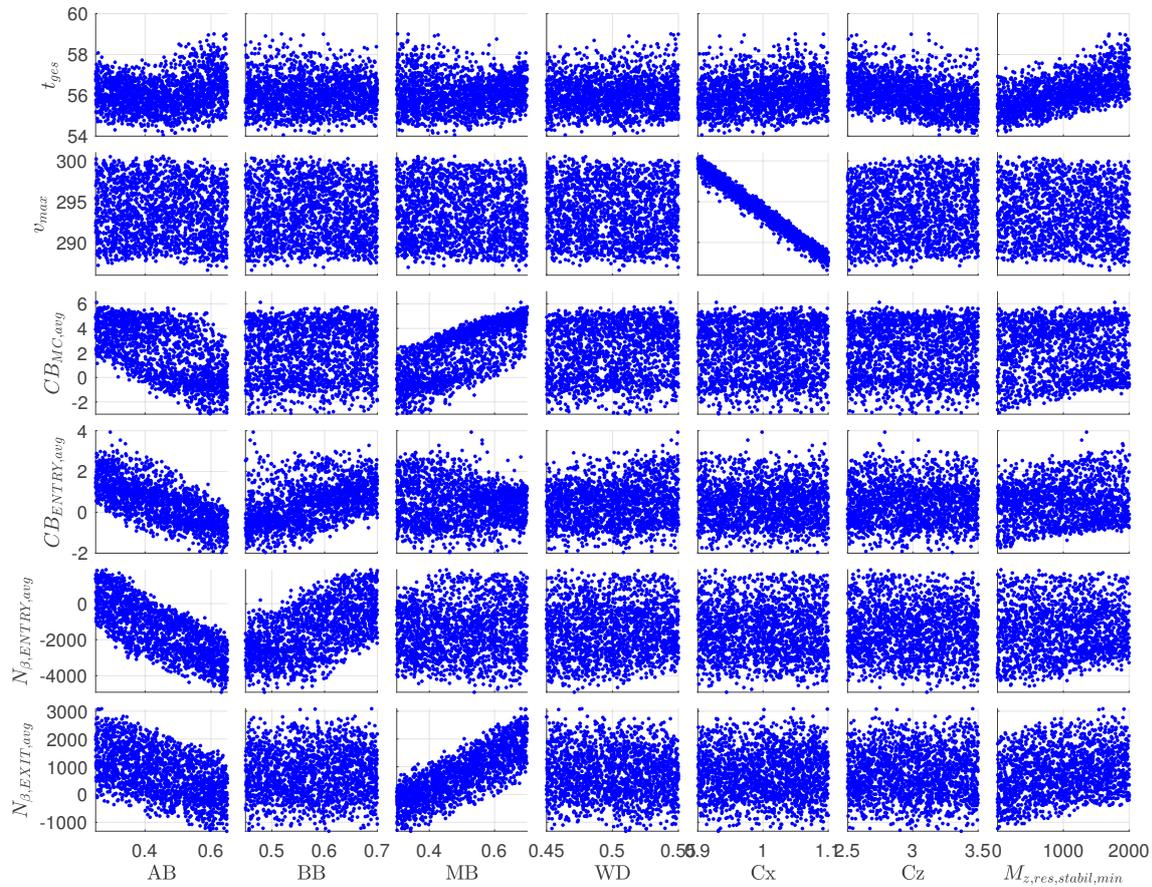


Abb. 5.3: Globale Sensitivitäten

große Spreizung der Fahrbarkeit abgebildet wird. Von den Setupparametern besitzen AB und MB die größte Sensitivität, sowohl auf die Performance mit t_{ges} als auch auf die Fahrbarkeit mit CB_{MC} und $N_{\beta,EXIT}$. Bei Betrachtung der Fahrbarkeitskennwerte beim Gate *ENTRY* hat die MB nur einen kleinen Einfluss, jedoch hat die BB einen großen Einfluss, welcher sich durch die beim kombinierten dynamischen Bremsen veränderte Querperformance der jeweiligen Achse erklären lässt. Die WD hat einen kleinen Einfluss im Vergleich zu den vorher genannten Setupparametern.

Die Parameter C_z und C_x haben keinen nennenswerten Einfluss auf die Fahrbarkeit. Sie beeinflussen nur die Performance und durch den monotonen Anstieg gibt es eine klare Richtung für die Wahl des performanceoptimalen Parameters.

In Abbildung 5.4 wird die Korrelation zwischen den Zielgrößen abgebildet. Es ist ersichtlich, dass die jeweiligen Fahrbarkeitskennwerte jeweils ein Optimum für die Performance t_{ges} aufweisen. Zusätzlich ist erkennbar, dass die Varianz von t_{ges} bei Fahrbarkeitskennwerten, die eine geringere Fahrbarkeit aufweisen, größer ist als bei einer erhöhten Fahrbarkeit. Dies ist übereinstimmend mit der Erfahrung, dass schwerer zu beherrschende Fahrzeuge, bei entsprechendem Fahrerkönnen und passendem Setup eine gute Performance erzielen können, jedoch bei nicht passendem Setup einen erhöhten Performanceverlust aufweisen. Betrachtet man den Zusammenhang zwischen $M_{z,res,stabil,min}$ und $N_{\beta,ENTRY,avg}$ ist ersichtlich, dass nur eine schwache Korrelation vorliegt.

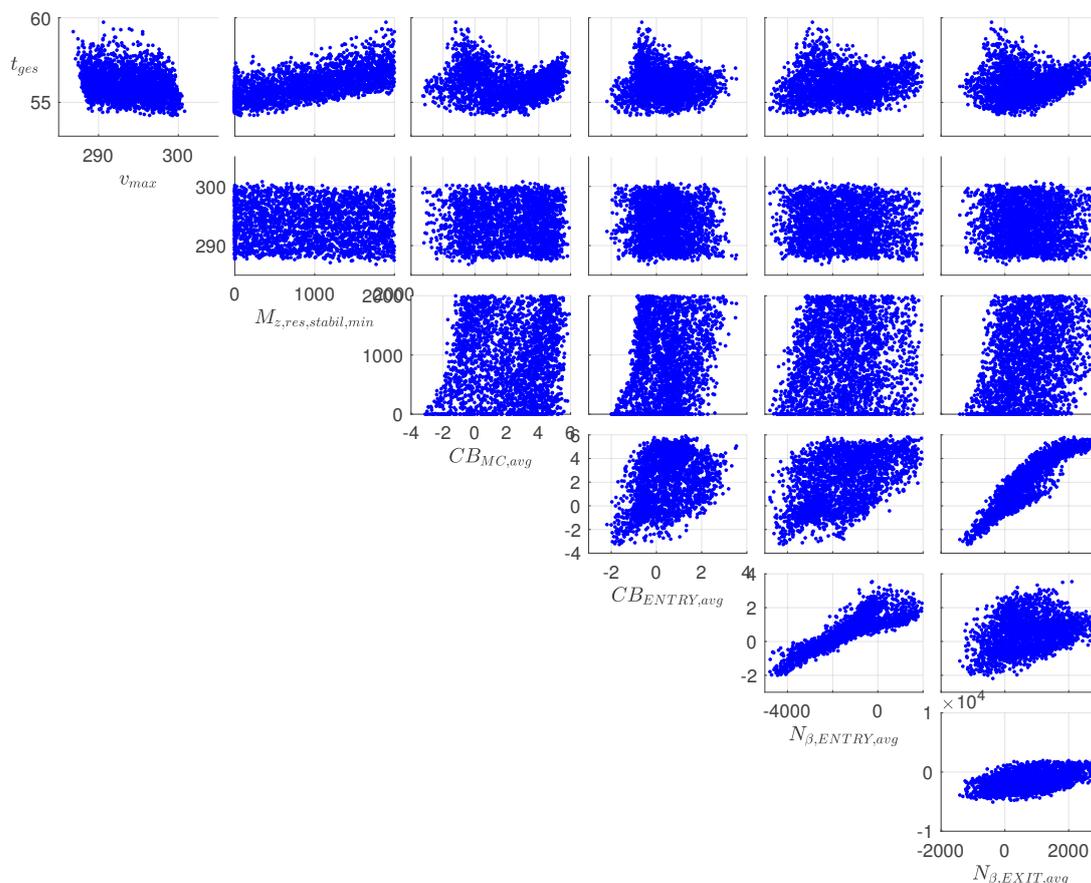


Abb. 5.4: Korrelation zwischen den Zielgrößen

Somit können diese weitestgehend unabhängig variiert werden, um das geforderte Fahrerkönnen abzubilden.

5.3.2 Lokale Sensitivitäten

Die lokalen Sensitivitäten werden eingesetzt, um die Auswirkung einer diskreten Änderung, ausgehend von einer spezifischen Setupparameterkombination, zu erhalten. Der Vorteil gegenüber der Ergebnisse der Sobol-Sensitivitätsanalyse liegt darin, dass Gradienteninformationen bestimmt werden, womit jeweils die notwendige Richtung der Parameteränderung zur Beeinflussung des Kennwertes bekannt ist. In Tabelle 5.5 sind die lokalen Sensitivitäten für die Basissetupparameter x_0 aufgelistet. Aufgrund des jeweiligen Bezugs auf den Basiswert sind die absoluten Zahlenwerte nicht miteinander vergleichbar.

Tab. 5.5: Lokale Sensitivität für x_0

	AB	BB	MB	WD	C_x	C_z	$M_{z,res,stabil,min}$
t_{ges}	1,78	0,12	-0,96	2,51	2,25	-1,27	0,0012
v_{max}	-1,69	-2,27	-0,50	0,65	-58,86	0,86	0,0005
$M_{z,res,stabil,min}$	-0,31	0,13	0,33	0,73	0,82	-0,02	1,00
$CB_{MC,avg}$	-17,97	1,71	24,66	4,98	-0,50	0,69	0,0
$CB_{ENTRY,avg}$	0,30	11,05	-10,64	14,56	0,89	0,14	0,0
$N_{\beta,ENTRY,avg}$	-9646	18533	-5406	2919	1240	338	0,0
$N_{\beta,EXIT,avg}$	-3308	150	5224	-1482	-98	243	0,0

5.4 Setupoptimierung auf Zielwerte

Das Hauptziel ist die Bestimmung der optimalen Setupparameter für die festgelegten Anforderungen bezüglich Fahrbarkeit und Performance. Zur Darstellung der vorhandenen Zielkonflikte werden die Paretofronten bestimmt und anschließend werden für definierte Fahrer konkrete Setupvarianten optimiert.

5.4.1 Paretofront

Bei der Bestimmung des optimalen Setups gibt es mehrere Zielkonflikte. Der wesentliche Zielkonflikt ist der zwischen Performance und Fahrbarkeit, welcher bereits aus Kapitel 4 bekannt ist. Des Weiteren gibt es Zielkonflikte innerhalb der Performanceauslegung. Zum einen zwischen Rundenzeit und Höchstgeschwindigkeit, welcher nachfolgend bestimmt wird, und zwischen Rundenzeit und Energieverbrauch, welcher in Abschnitt 5.4.3 behandelt wird.

5.4.1.1 Performance vs. Fahrbarkeit

In Kapitel 4 wurde die 2D-Paretofront für die Rundenzeit und der direkten Fahrbarkeitsbeschränkung bestimmt. Für eine zusätzliche Beschränkung der Fahrbarkeit mit indirekten Beschränkungen ergeben sich weitere Dimensionen der Paretofront. Nachfolgend wird somit die 3D-Paretofront zwischen Rundenzeit t_{ges} und den Fahrbarkeitskennwerten $M_{z,res,stabil,min}$ und $N_{\beta,ENTRY,avg}$ bestimmt und in Abbildung 5.5 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die dominierende Fahrbarkeitsbeschränkung $M_{z,res,stabil,min}$ ist. Betrachtet man die zugehörigen Setupparameter, wovon eine Auswahl in Abbildung 5.6 zu sehen sind, so ist zu erkennen, dass die Verläufe von AB und MB in eine aus Fahrbarkeit gegenläufige Richtung gehen für die Variation von $N_{\beta,ENTRY,avg}$. Dies ergibt sich aus den verschiedenen Sensitivitäten von AB und MB für ENTRY und MC, woraus ein veränderter $CB_{MB,avg}$ resultiert.

Um die 2D-Paretofront für den Zielkonflikt zwischen t_{ges} und dem Fahrerkönnen aus Abbildung 1.1 zu erhalten, wird das Fahrerkönnen DS durch den in Abbildung 5.8 definierten Zusammenhang mit $M_{z,res,stabil,min}$ und $N_{\beta,ENTRY,avg}$ abgebildet. Dies entspricht somit einem 2D Mapping der Fahrerfertigkeit DS auf Fahrbarkeitskennwerte DB mit der in Abbildung 1.3 gezeigten Methode. Die DS ist ein dimensionsloser Wert, der für den betrachteten Fahrerkönnenbereich von 0 für ein sehr gutes Fahrerkönnen bis 10 für ein geringes Fahrerkönnen definiert wird.

In Abbildung 5.9 ist die Paretofront mit zusätzlichen Verläufen der Setupparameter und weiterer KPI abgebildet.

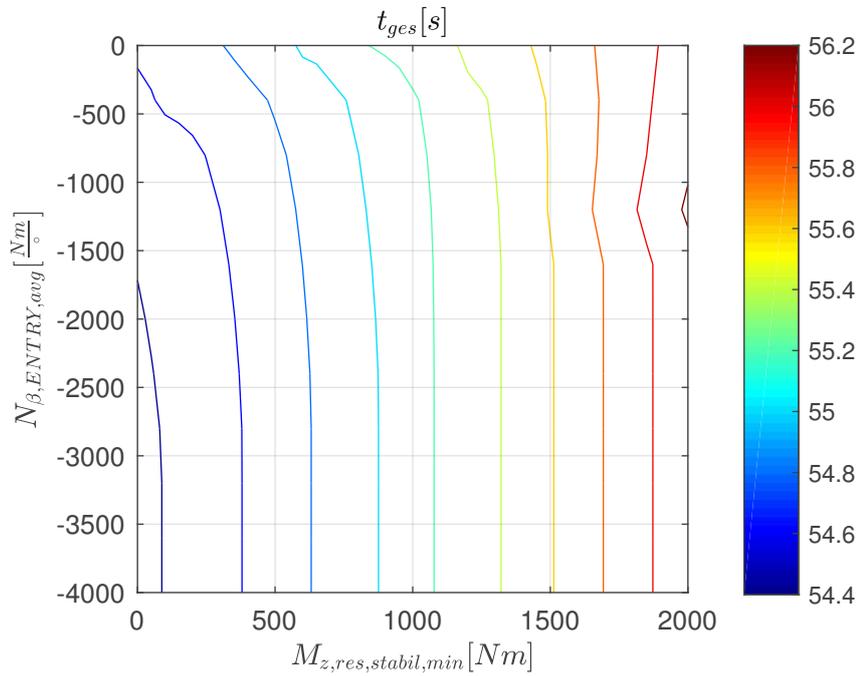


Abb. 5.5: 3D Paretofront

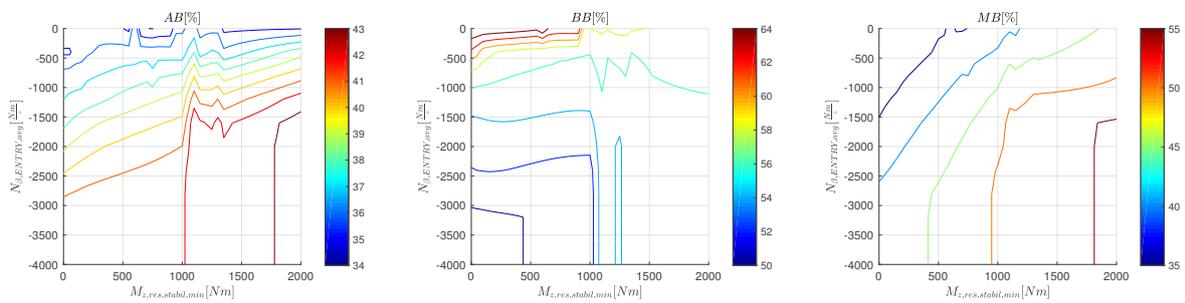


Abb. 5.6: Verlauf der optimalen Setupparameter

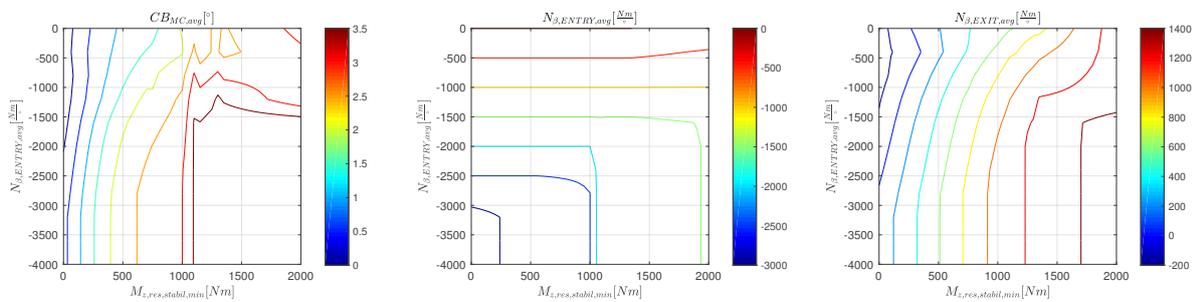


Abb. 5.7: Verlauf der Fahrbarkeitskennwerte

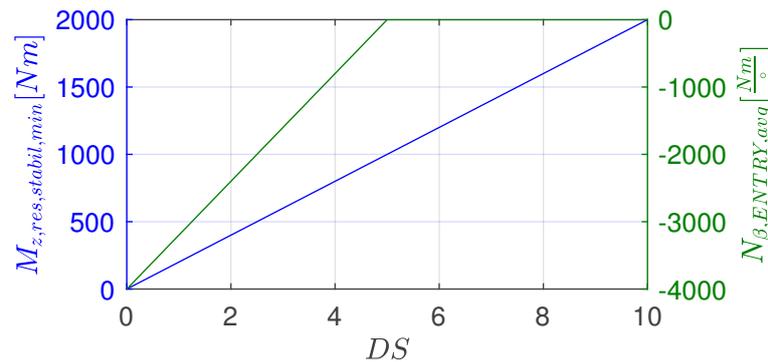


Abb. 5.8: Definierter Zusammenhang zwischen DS und DB

Es ist erkennbar, dass mit abnehmendem Fahrerkönnen die AB nach hinten und die BB nach vorne angepasst werden muss. Die WD ist für das Setup mit dem höchsten Fahrerkönnen mit 45% an der Entwurfsraumgrenze am Optimum beschränkt. Die hecklastige WD bietet den Vorteil einer besseren Traktion für das heckangetriebene Fahrzeuge, welcher dem Nachteil des instabileren Fahrverhaltens überwiegt. Zur Erhöhung der Fahrbarkeit wird eine Verlagerung der WD nach vorne notwendig. Der Verlauf der MB ist zu Beginn in Richtung hecklastiger Auslegung, welche zur Kompensation der zunehmenden US, sichtbar durch die Zunahme von $CB_{MC,avg}$, verursacht durch die AB dient, bis durch die weiter erhöhte Fahrbarkeit die MB wieder nach vorne geschoben wird. C_z und C_x sind durchgehend auf den jeweiligen optimalen Werten, für die gegebene Randbedingung $LD = 3$, woraus sich ergibt, dass diese von dem Fahrerkönnen entkoppelt sind, was auch anhand der Sensitivitäten ersichtlich ist.

5.4.1.2 Rundenzeit vs. Höchstgeschwindigkeit

Der Zusammenhang zwischen Rundenzeit und Höchstgeschwindigkeit ist abhängig vom Streckenlayout und der aerodynamischen Effizienz des Fahrzeuges. Die Paretofront, für eine konstante Fahrbarkeit von $M_{z,res,stabil,min} = 200Nm$ und gefordertem $LD = 3$, ist in Abbildung 5.10 abgebildet. Es ist erkennbar, dass der C_x vom maximalen zum minimalen Wert des Entwurfsraum variiert wird und der C_z entsprechend zur Einhaltung der Beschränkung $LD = 3$. Durch die Variation der Aerodynamik kann somit die Höchstgeschwindigkeit um $\Delta v_{max} = 11.3km/h$ erhöht werden mit dem Nachteil der Erhöhung der Rundenzeit um $\Delta t_{ges} = 0,27s$.

Die weiteren Setupparameter unterliegen nur geringeren Anpassungen. Die optimale AB für die Höchstgeschwindigkeitsabstimmung beträgt $AB = 40,50\%$ wohingegen für die minimale Rundenzeit eine $AB = 41,74\%$ erforderlich ist, was sich durch die veränderte Fahrzeugbalance mit dem geänderten C_z ergibt.

5.4.2 Fahrerspezifisches optimales Setup

In Tabelle 5.6 werden drei verschiedene Fahrer basierend auf festgelegten Zielwerten der Fahrbarkeitskennwerte definiert. Hierbei entspricht der Fahrer A einem Fahrer mit unbegrenztem Fahrerkönnen $DS = 0$, mit der Erwartung der Erzielung höchster Performance. Der Fahrer B mit $DS = 2,5$ benötigt ein Setup mit einer Grundstabilität bezüglich Giermomentstörungen, kann aber ein Open-Loop instabiles Fahrzeug im kombiniert dynamischen Bereich beherrschen. Fahrer C hingegen besitzt ein geringeres Fahrerkönnen $DS = 5$ und benötigt ein Open-Loop stabiles Fahrzeug. Es wird darauf hingewiesen, dass die gewählten Werte exemplarisch sind und

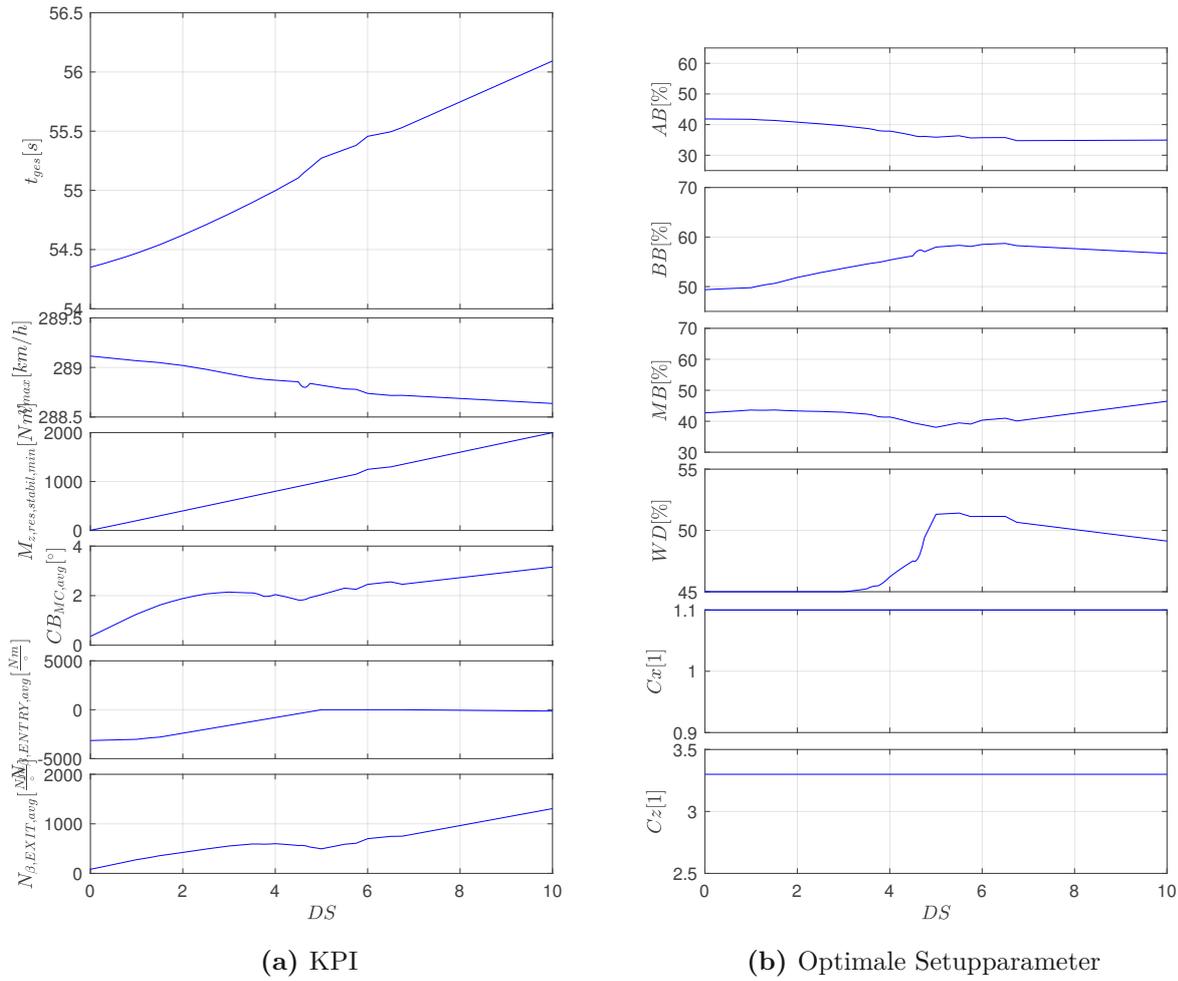


Abb. 5.9: Zielkonflikt zwischen t_{ges} und Fahrerkönnen DS

für eine detaillierte Charakterisierung eines Fahrers eine Korrelationsstudie am Fahrsimulator erforderlich ist.

Die bestimmten optimalen Setupparameter, mit der jeweiligen Rundenzeit für die jeweiligen Fahrer, sind in Tabelle 5.7 aufgelistet. Wie zu erwarten sinkt die Performance mit zunehmender Fahrbarkeit. Die Parameter AB und BB haben für das Gate ENTRY den größten Einfluss basierend auf der Sensitivitätsanalyse in Abschnitt 5.3. Dies ist auch bei den optimalen Setupparametern erkennbar. Hier nimmt die AB ab und die BB zu, womit jeweils ein stabileres Fahrverhalten generiert wird. Die MB verschiebt sich stetig zur HA, womit das US Verhalten durch die ebenfalls hecklastigere AB im MC teilweise kompensiert wird, um in den Zielbereich für $CB_{MC,avg}$ zu gelangen.

In Abbildung 5.11 ist der Verlauf ausgewählter Signale der simulierten Runden für die verschiedenen Fahrer mit den entsprechenden optimalen Setups abgebildet. Mit abnehmendem Fahrerkönnen ergeben sich frühere Bremspunkte, welche sich durch die frontlastigere BB ergeben und durch die erhöhte Fahrstabilität im ENTRY notwendig ist. Durch eine variable BB wäre es möglich die BB erst im ENTRY anzupassen und somit beim BRK noch eine erhöhte Längsverzögerung, bei gleicher Fahrbarkeitsanforderung, zu ermöglichen. Anhand des CB ist ersichtlich, dass Fahrer A insbesondere in der Hochgeschwindigkeitskurve 6 durch die frontlastigere AB ein NS-Fahrverhalten besitzt, was eine erhöhte Performance ermöglicht. Fahrer B hat im Vergleich zu

Tab. 5.6: Fahrercharakterisierung

Fahrer		A	B	C
$M_{z,res,stab, min}$	\geq	- inf	500	1000
$CB_{MC, avg}$	$\langle \rangle$	$[- inf, inf]$	$[1,5 : 2,5]$	$[1,5 : 2,5]$
$N_{\beta, ENTRY, avg}$	\geq	- inf	-2000	0
$N_{\beta, EXIT, avg}$	\geq	- inf	-500	500

Tab. 5.7: Zielwerte und optimale Setupparameter für die jeweiligen Fahrer

Fahrer		A	B	C
Zielwerte	t_{ges}	54,35	54,71	55,29
	v_{max}	289,11	288,98	288,72
	$M_{z,res,stab, min}$	0,00	500,00	1000,00
	$CB_{MC, avg}$	0,35	2,07	1,91
	$N_{\beta, ENTRY, avg}$	-3148,6	-2000,00	0,00
	$N_{\beta, EXIT, avg}$	82,5	490,9	511,0
	LD	3,00	3,00	3,00
Setupparameter	AB	41,8%	40,3%	35,6%
	BB	49,4%	52,8%	59,3%
	MB	42,7%	43,2%	37,2%
	WD	45,0%	45,0%	51,8%
	C_x	1,10	1,10	1,10
	C_z	3,30	3,30	3,30
	$M_{z,res,stab, min}$	0,0	500,0	1000,0

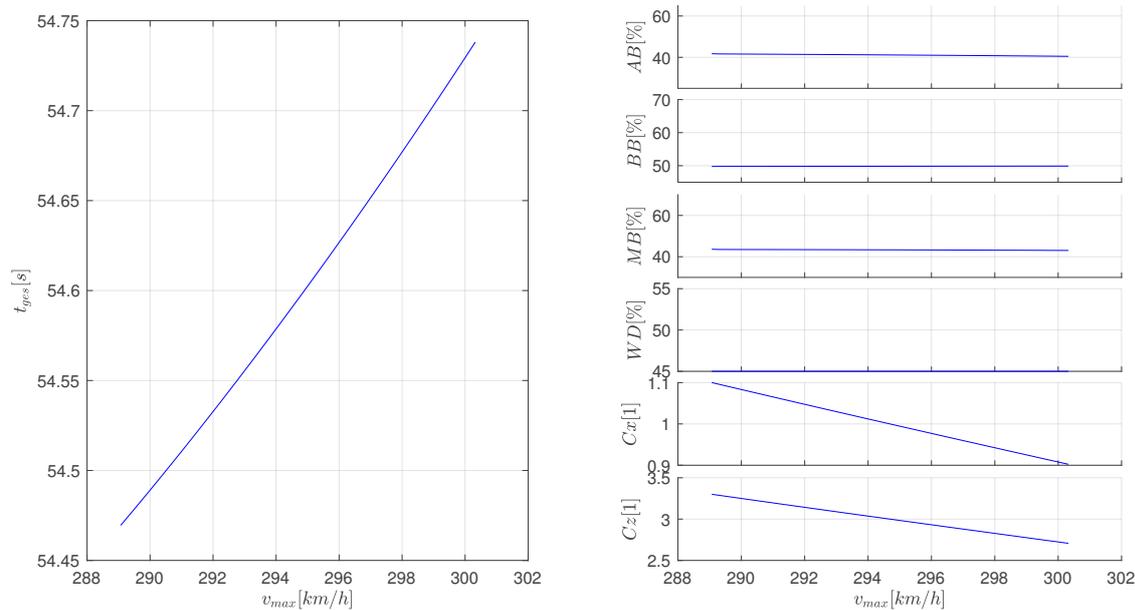


Abb. 5.10: Zielkonflikt zwischen t_{ges} und v_{max} für $M_{z,res,stabil,min} = 200Nm$ und $LD = 3$

Fahrer C einen größeren Schwimmwinkelbedarf und eine verringerte CB , welche durch das erhöhte Fahrerkönnen von Fahrer B zu erklären ist und somit das Fahrzeug mehr ans Limit bringen kann. Es ist anhand Abbildung 5.11 erkennbar, dass Fahrer B insbesondere in den langsamen Kurven ein erhöhtes US-Fahrverhalten nach CB aufweist, welches sich aus der frontlastigeren MB und der verminderten Rotation im ENTRY ergibt. Wird der Schwimmwinkel β betrachtet, ist die im relativen Vergleich mögliche Korrelation von geringerem Schwimmwinkel zu erhöhter Fahrbarkeit ersichtlich. Eine weitere Korrelation ist im Verlauf der jeweiligen Lenkwinkel erkennbar. Fahrer A weist hierbei einen weniger gleichmäßigen Lenkradwinkelverlauf auf, was sich aus dem erhöhten Stabilisierungsaufwand des insgesamt instabileren Fahrverhaltens ergibt.

Die optimalen bestimmten Fahrlinien sind in Abbildung 5.12 abgebildet. Die größte Abweichung der Fahrlinie ist im ENTRY von Kurve 4 zwischen Fahrer A und Fahrer B und C zu sehen. Dort hat Fahrer A eine engere Linie, da durch das erhöhte Fahrerkönnen und dem dazu angepassten Setup es möglich wird, einen späteren Bremspunkt und eine erhöhte Querschleunigung im kombinierten Bereich aufzubauen und dadurch eine größere Rotation zu generieren.

Zur Verdeutlichung des Vorteiles der auf die jeweiligen Fahrer optimal abgestimmten Setups sind in Tabelle 5.8 die Ergebnisse der erzielten Rundenzeiten der jeweiligen Fahrer mit den anderen Setups aufgelistet.

Es ist zu erkennen, dass nicht wie zu erwarten, der jeweilige Fahrer mit dem jeweiligen optimalen Setup die beste Rundenzeit erzielt. Die Ursache liegt daran, dass im MTM nur die direkte Beschränkung, siehe Abschnitt 2.4.3.1, der Fahrbarkeit $M_{z,res,stabil,min}$ das Fahrermodell beeinflusst und sich somit die indirekten Beschränkungen aus dem Setup und Fahrer ergeben. Daraus ergibt sich, dass es nicht sichergestellt ist, dass der Fahrer mit einem anderen Setup die für dessen Fahrbarkeit definierten indirekten Beschränkungen erfüllt. Dies ist der Fall bei den in Abbildung 5.8 rot geschriebenen KPI. Dies entspricht somit dem Fall, dass das Setup für diesen Fahrer nicht fahrbar ist, da es dessen Fahrbarkeitsbeschränkung durch den Kennwert $N_{\beta,ENTRY,avg}$ nicht erfüllt und somit die zugehörigen Rundenzeiten als ungültig zu werten sind.

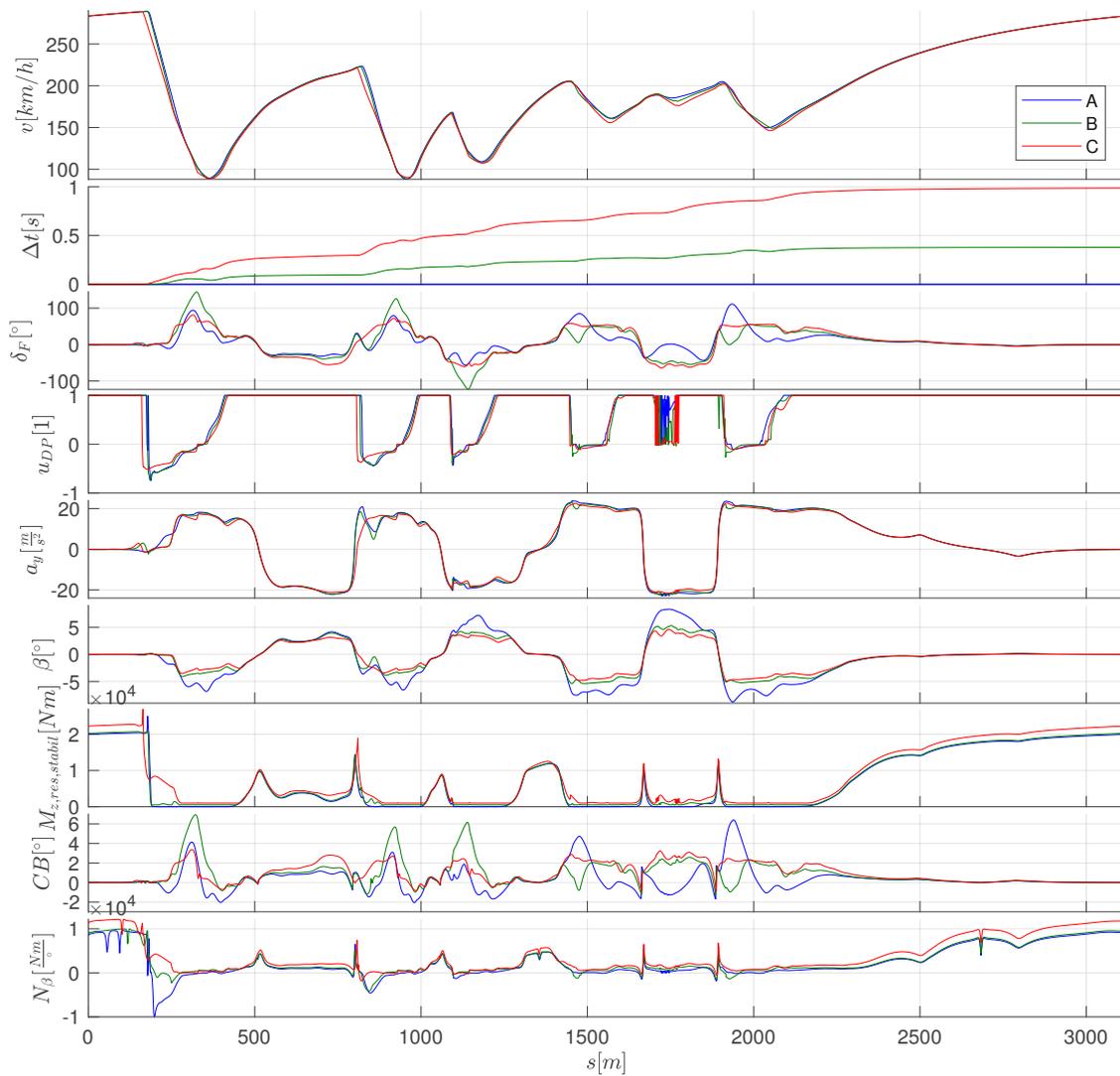


Abb. 5.11: Vergleich der Fahrer mit jeweiligem optimalem Setup

Wird dies berücksichtigt, wird die Erwartung der jeweils besten Performance mit dem optimierten Setup erfüllt.

Zur visuellen Darstellung der gefundenen optimalen Setups im n -dimensionalen Entwurfsraum, werden die 2-dimensionalen Verläufe auf Basis des Optimums in Abbildung 5.13 dargestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass die Beschränkungen von LD und $M_{z,res,stabil,min}$ dazu führen, dass das Optimum nicht bei allen Parameterkombinationen im Minimum ist, sondern die Beschränkungen die Performance limitieren.

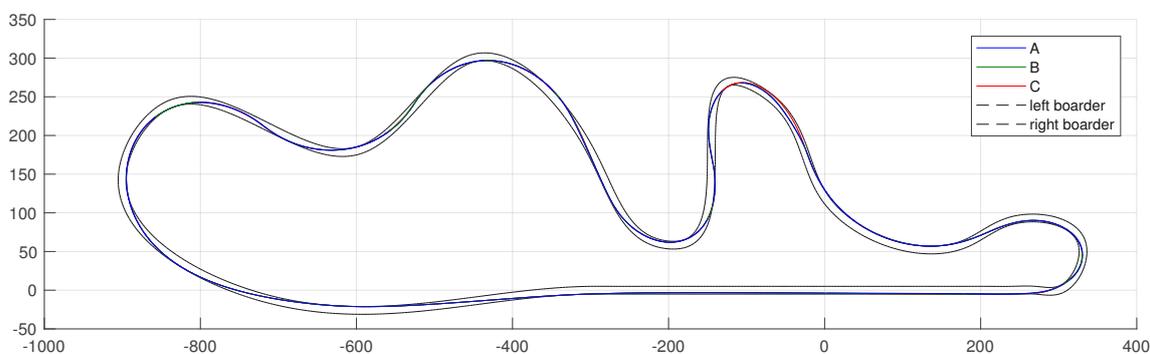


Abb. 5.12: Optimale Fahrlinie der 3 Fahrer

Tab. 5.8: Kreuzvergleich von Fahrer und Setup

Setup	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Fahrer	A			B			C		
t_{ges}	54,35	54,41	54,78	54,73	54,71	54,97	55,27	55,18	55,29
v_{max}	289,1	289,1	288,6	289,0	289,0	288,6	288,8	288,9	288,7
$M_{z,res,stab, min}$	0	0	0	500	500	500	1000	1000	1000
$CB_{MC,avg}$	0,35	0,77	1,09	1,54	2,07	1,69	1,16	1,70	1,91
$N_{\beta,ENTRY,avg}$	-3149	-2480	-223	-2974	-2000	-108	-2788	-1638	0
$N_{\beta,EXIT,avg}$	82	187	15	387	491	315	576	679	511
LD	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00

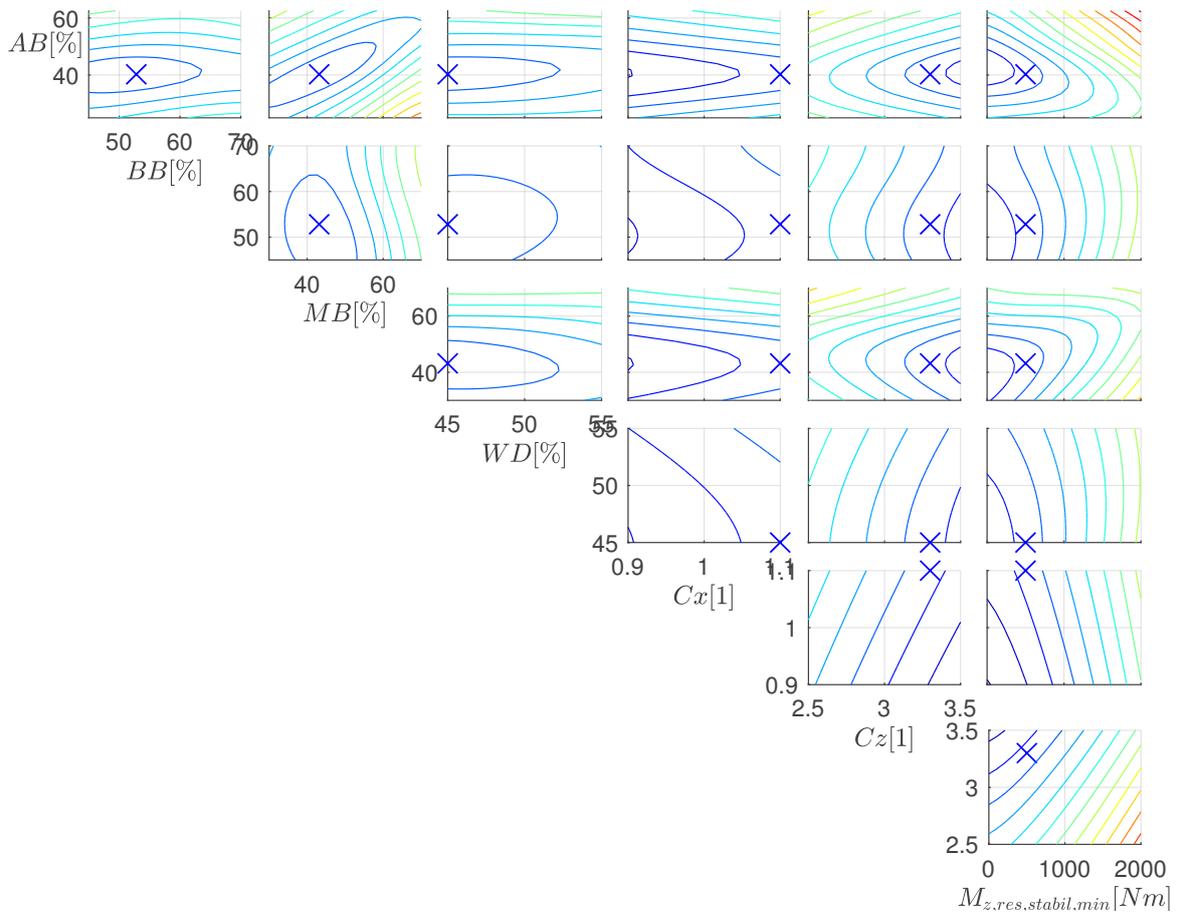


Abb. 5.13: Performanceverlauf t_{ges} der optimalen Lösung für Fahrer B

5.4.3 Energieverbrauch

Eine immer wichtiger werdende Kenngröße in vielen Rennserien ist der Energieverbrauch, sowohl von Kraftstoff als auch von elektrischer Antriebsenergie. Für eine vorgegebene Fahrbarkeitsanforderung von $M_{z,res,stabil,min} = 500Nm$ wird die zur Verfügung stehende Kraftstoffenergie für eine Runde E_{fuel} reduziert. Als Referenz dient die optimale Runde mit unbeschränkter Kraftstoffenergie. Das veränderte Geschwindigkeitsprofil und der Einfluss auf einige Fahrbarkeitskennwerte sind in Abbildung 5.14 zu sehen. Eine Beschränkung der für eine Runde zur Verfügung stehenden

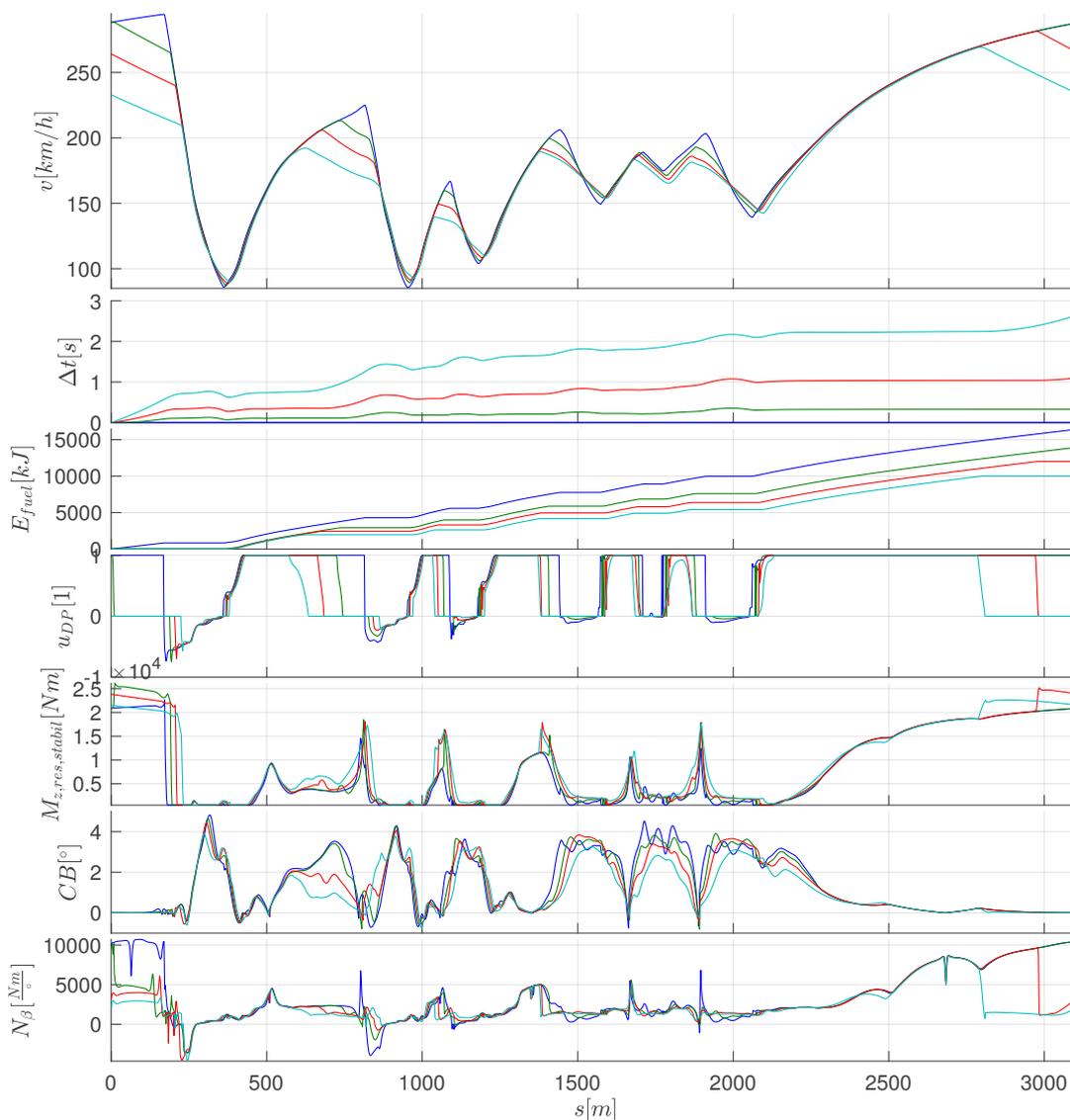


Abb. 5.14: Geschwindigkeitsverlauf bei beschränktem Kraftstoffverbrauch

Energie, resultiert in einer Anpassung des Fahrstiles. Indem am Ende von Geraden schon vor dem Bremspunkt vom Gas gegangen wird, um zu segeln und zum anderen im Verlauf der Fahrlinie und des Geschwindigkeitsprofils bei einer Kurvenfahrt, wodurch die MC Geschwindigkeit, durch eine weitere Fahrlinie, erhöht wird und der Kurvenscheitelpunkt weiter nach hinten verschoben wird, um möglichst viel Bewegungsenergie auszunutzen. Eine Detailansicht der Fahrlinien im Bereich T3 und T4 hierzu ist in Abbildung 5.15 zu sehen.

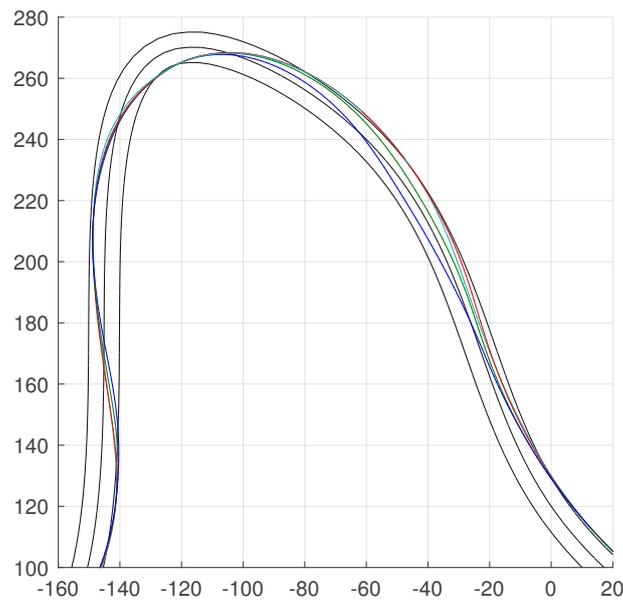
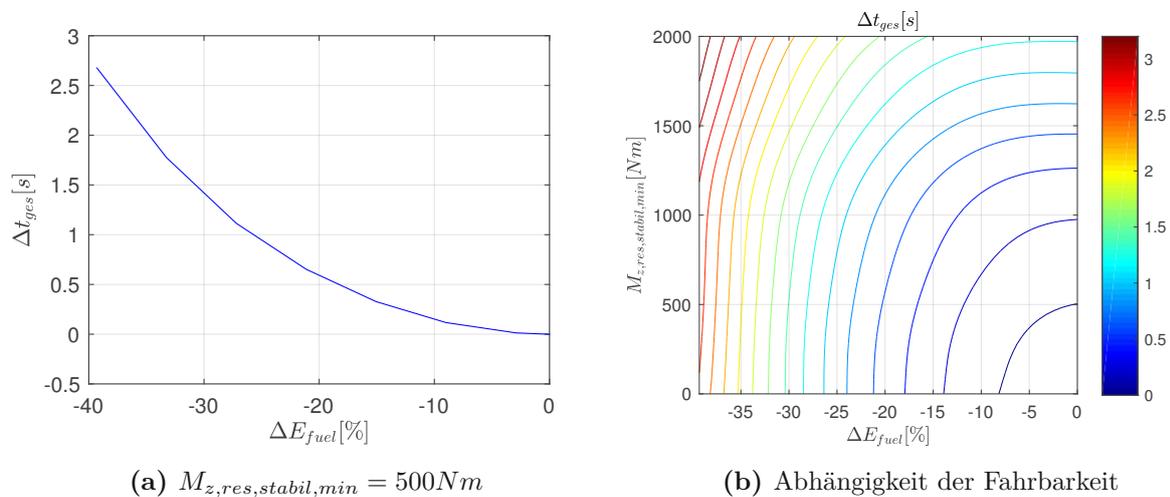


Abb. 5.15: Fahrlinienverlauf T3 und T4

Der Rundenzeiteinfluss durch das optimale Kraftstoffsparen ist in Abbildung 5.16a zu sehen. Durch den progressiven Verlauf ist erkennbar, dass mit zunehmender Kraftstoffeinsparung der Rundenzeitnachteil größer wird und somit das Kraftstoffsparen ineffizienter wird.



(a) $M_{z,res,stab,min} = 500Nm$

(b) Abhängigkeit der Fahrbarkeit

Abb. 5.16: Kraftstoffspareffizienzkurve

Variiert man zusätzlich die Fahrbarkeit über den Kennwert $M_{z,res,stab,min}$, erhält man die Rundenzeitabhängigkeit zwischen Fahrbarkeit und Energieverbrauch in Abbildung 5.16b. Hierbei ist erkennbar, dass ein Fahrer mit einem erhöhten Fahrerkönnen für eine gleiche Rundenzeit einen geringeren Energieverbrauch hat. Dies wird im Wesentlichen durch die Möglichkeit der Verschiebung des Kurvenscheitelpunktes nach hinten erreicht, bei gleichzeitig erhöhter Kurvengeschwindigkeit, wobei das Fahrzeug eine verringerte Fahrstabilität aufweist und somit der Fahrer ein höheres Fahrerkönnen benötigt. Der Einfluss der Fahrbarkeit auf den Energieverbrauch verdeutlicht den Nutzen der eingesetzten Methode, mit gleichzeitiger Berücksichtigung der Fahrbarkeit bei der Energieverbrauchsoptimierung. Herkömmliche Rundenzeitsimulationen,

die sowohl eine fixe Fahrlinie aufweisen als auch keine Möglichkeit zur Fahrbarkeitsbeschränkung besitzen, ermöglichen es nicht diesen Effekt in der Offlinesimulation zu untersuchen und somit entsprechend optimale Abstimmungen zu finden, welche den Zielkonflikt am besten auflösen. Wird die Methode bei Fahrzeugen mit Energierekuperationssystemen eingesetzt, wird es ermöglicht den erweiterten Zielkonflikt, der sich aus der verminderten Fahrstabilität durch eine erhöhte Rekuperation an der HA ergibt, genau zu analysieren.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Bewertung

6.1 Fazit

Das Ziel der Darstellung des Zielkonfliktes zwischen Performance und Fahrbarkeit in der offline Simulation wurde erreicht. Dies stellt einen deutlichen Mehrwert dar, was bisher nur bedingt möglich gewesen ist. Die bestimmten Fahrbarkeitskennwerte sind für die verschiedenen Eigenschaften jeweils die Geeignetesten. Die Eignung ergibt sich aus der Analyse der durchgeführten Untersuchungen, welche die verschiedenen Eigenschaften jeweils quantifizierbar gemacht haben. Dadurch wurden ungeeignete und redundante Kennwerte aussortiert. Die Aufteilung in lokale und globale Kennwerte bietet die Möglichkeit der Einteilung in Eigenschaftsgruppen. Für die Gruppe der globalen Kennwerte ist der $M_{z,res,stabil}$ (Stabilitätsreserve auf Giermomentenbasis) und für die lokalen Kennwerte der N_{β} (Giersteifigkeit), jeweils ein besonders geeigneter Kennwert. Es hat sich gezeigt, dass es nicht den einen Fahrbarkeitskennwert gibt, der alle benötigten Eigenschaften bewertet, sondern verschiedene Fahrbarkeitskennwerte kombiniert werden um das entsprechende fahrerische Können abzubilden.

Es wurde, durch das Verknüpfen und Erweitern bekannter Methoden, wie globaler Sensitivitätsanalyse, Metamodellen, numerischer Optimierung und MTM, ein ganzheitlicher Prozess erstellt, der es ermöglicht, basierend auf der Simulation rundenzeitoptimale Fahrzeugabstimmungen zu bestimmen. Hierbei liegt die Neuerung in der direkten Vorgabe einer gewünschten Fahrbarkeit. Hierdurch wird es möglich, dass das fahrerindividuelle performanceoptimale Setup automatisch für das entsprechende Fahrerkönnen, durch den Optimierer festgelegt wird. Des weiteren ermöglicht der ganzheitliche Prozess eine globale Betrachtung aller Abhängigkeiten und Zielkonflikte. So wird durch das Hinzufügen zusätzlicher Randbedingungen, wie zum Beispiel den Energieverbrauch, dieser bei der Bestimmung des performanceoptimalen Setups mitberücksichtigt. Der Anwender definiert hierbei, rein auf KPIs basierend, die Ziele und Randbedingungen und bekommt hierfür automatisch das entsprechend passende Setup.

6.1.1 Stärken

Mit der entwickelten Methodik zur ganzheitlichen Sensitivitätsanalyse und Optimierung auf Zielwerte in Verbindung mit der Rundenzeitsimulationsumgebung ist es möglich, den komplexen Zusammenhang zwischen Fahrbarkeit, Fahrstabilität und Performance darzustellen und getrennt zu bewerten.

Die gewonnenen Erkenntnisse zum Verhalten der verschiedenen Fahrbarkeitskennwerte dienen als Grundlage für weiterführende Korrelationsstudien, um Zielwerte für den praktischen Einsatz festlegen zu können. Auch wenn die verwendeten Fahrbarkeitskennwerte nicht allumfassend sind und genau die im realen Fahrzeug benötigte Stabilität wiedergibt, ermöglicht es trotzdem den objektiven Vergleich von verschiedenen Fahrzeugabstimmungen unter gleichen Fahrbarkeitsanforderungen. Dieser Ansatz wird inzwischen in der industriellen Praxis angewandt. Hier werden die Zielwerte der Fahrbarkeitskennwerte auf Basis von existierenden Abstimmungsvarianten

bestimmt, welche ein gewünschtes Fahrverhalten besitzen und damit neue Abstimmungsvarianten bestimmt, die eine verbesserte Performance aufweisen.

Die erstellten Tools zur Umsetzung der Methodik ermöglichen eine effiziente Arbeitsweise, die durch die automatischen Abläufe es dem Nutzer ermöglichen, sich auf die wesentlichen Dinge zu konzentrieren, zu denen die Schlussfolgerung aus den Ergebnissen gehört. Des Weiteren bieten sie eine Grundlage, um weiterführende Untersuchungen auf diesem Bereich durchführen zu können, um somit die gefundenen Erkenntnisse für andere Fahrzeugprojekte validieren zu können, oder auch neue Erkenntnisse zu gewinnen.

6.1.2 Schwächen

Der numerische Berechnungsaufwand und die numerische Stabilität der Lösung des OCP stellt eine gewisse Einschränkung für die Ausweitung auf noch größere und komplexere Betrachtungen dar. Eine mögliche Robustheitssteigerung bietet die Jacobimatrixberechnung der Fahrzeug-Ordinary-Differential-Equation (ODE) mittels Automatic-Differentiation (AD), mit dem Nachteil einer gewissen Einschränkung in der Modellierung des Fahrzeugmodells, da es nicht mehr als reine Blackbox angesehen werden kann. Es ist jedoch problemlos möglich die gewonnenen Erkenntnisse zu den Stabilitätskennwerten auf schnellere und robustere quasistationäre Rundenzeitsimulationen zu übertragen, jedoch mit dem Nachteil, dass die Dynamik des Systems nur eingeschränkt mitberücksichtigt wird.

Mit dem angewandten Optimalsteuerungsansatz hat das Fahrermodell eine unendliche Vorausschauzeit aller Zustände. Dies führt dazu, dass unvorhersehbare und stochastisch auftretende externe Anregungen oder auch Reibwertschwankungen nur sehr aufwändig realistisch abgebildet werden können. Hierfür wurde in Abschnitt 2.3.2.3, mit der Fixierung vorheriger Zustände bis zu einem bestimmten Zeitpunkt, ein Lösungsansatz vorgestellt.

Das Metamodel weist immer einen gewissen Approximationsfehler auf, welcher, wenn das Optimum einen flachen Verlauf besitzt, bei der Optimierung zu schwankenden Parameterwerten führen kann, insbesondere wenn mehrere lokale Optima mit gleichwertigen Gütefunktionswerten aber verschiedenen Kombinationen der Setupparameter existieren.

6.1.3 Abgrenzung

Die getätigten Untersuchungen sind nicht direkt allgemeingültig und allumfassend, da sie jeweils auf Basis des vereinfachten Fahrzeugmodells mit diskreten Parametersätzen durchgeführten wurden. Durch Parametervariationen wurde nichtsdestotrotz versucht eine allgemeinere Aussage zu erzielen. Insbesondere steht die Methode mit den gewonnenen Erkenntnissen im Vordergrund und ermöglicht damit eine systematische Anwendung mit einer entsprechenden projekt- und problemspezifischen Anpassung.

In der finalen praktischen Anwendung ist die Simulation nur ein Teil des gesamten Prozesses zur optimalen Fahrzeugabstimmung, da es immer Effekte gibt, welche nicht in der Simulation abgebildet werden. Somit führt die richtige Kombination aller Bereiche wie offline Simulation, DiL und Streckentest zum optimalen Ziel. Jedoch sollte mit entsprechenden Methoden das Optimale aus allen Bereichen genutzt werden, wobei diese Arbeit die Methoden für die offline Simulation aufzeigt. Weiterführende Arbeit besteht darin, die erstellten Fahrbarkeitskennwerte und gefundenen Zielkonflikte im DiL und auf der Rennstrecke zu testen und zu validieren.

6.2 Ausblick

Die vorliegende Arbeit hat einen Beitrag zur Darstellung des Zielkonfliktes zwischen Performance und Fahrbarkeit in der offline Simulation geliefert. Aus den Erkenntnissen ergeben sich weiterführender Forschungsbedarf und Erweiterungsmöglichkeiten für den praktischen Einsatz. Die erstellte Gesamtmethode kann mit komplexeren Simulationsmodellen erweitert werden, um zusätzliche Modellparameter mitzuberücksichtigen und somit noch detailliertere Setupvorschläge in der Simulation bestimmen zu können. Zusätzlich kann das Streckenmodell in die dritte Dimension erweitert werden, siehe hierzu [25].

Zur Steigerung der numerischen Konvergenz und einer schnelleren Berechnungszeit ist die Kombination von myOCPNLP mit spezieller Software zur effizienten Formulierung und Lösung von OCP-Problemen, wie zum Beispiel [156] oder [157], denkbar.

Die direkten Beschränkungen für die MTM wurden durch konstante Werte für die gesamte Strecke vorgegeben. Eine Erweiterungsmöglichkeit besteht darin, dass die im Postprocessing berechneten auf Gate basierten KPI, welche als indirekte Beschränkungen verwendet werden, als direkte Beschränkungen für das MTM hinzugefügt werden. Dies bietet den Vorteil, dass das Verhalten des optimalen Fahrers weiter beeinflusst werden kann, um ein gewünschtes Fahrverhalten zu erreichen. Ein Nachteil ist jedoch, dass bei nicht passender Parametrierung, der Fahrstil unnatürlich beeinflusst wird, um genau die Beschränkungen einzuhalten, was beim Verwenden der indirekten Beschränkungen für die Setupoptimierung nicht der Fall ist. Hier besteht weiterer Forschungsbedarf um die Vor- und Nachteile genauer zu untersuchen und, abhängig von den verwendeten Kennwerten, zu verwenden.

In einer Probandenstudie am Fahr Simulator mit Fahrern unterschiedlichen Könnens, ist es erforderlich Korrelationen von Fahrbarkeitskennwerten zu ermitteln und somit den genauen Verlauf des Zusammenhanges von Fahrerkönnen und Fahrbarkeit, siehe Abbildung 1.3, zu bestimmen. Wodurch es möglich wird absolute Werte für verschiedene Fahrerklassen zu finden. Durch Variation der Fahrzeugklasse können zusätzlich fahrzeugklassenübergreifende Zielwerte bestimmt werden.

Zusätzlich können die Ergebnisse aus der Probandenstudie genutzt werden um mit Ansätzen der Künstlichen Intelligenz wie inverse Reinforcement Learning [158] entsprechende Fahreigenschaften für neue Fahrermodelle zu lernen. Somit wäre es möglich für die verschiedenen identifizierten Fahrermodelle mit entsprechenden Fahrzeugsetups die Ergebnisse aus dieser Studie zu vergleichen.

Durch sogenannte Fahrerbewertungskennwerte die basierend auf Daten realer Fahrer bestimmt werden, wird es möglich neben dem Vergleich des Fahrstiles im Zeitbereich auch auf KPI-Basis den Fahrstil zwischen realen Fahrern und dem MTM-Fahrermodell zu vergleichen.

Literatur

- [1] M. Abe. *Vehicle Handling Dynamics (Second Edition)*. 2015. ISBN: 978-0-08-100390-9.
- [2] M. Massaro und D. J. N. Limebeer. „Minimum-lap-time optimisation and simulation“. In: *Vehicle System Dynamics* 59.7 (2021), S. 1069–1113. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2021.1910718.
- [3] K. Berntorp, B. Olofsson, K. Lundahl und L. Nielsen. „Models and methodology for optimal trajectory generation in safety-critical road vehicle manoeuvres“. In: *Vehicle System Dynamics* 52.10 (2014), S. 1304–1332. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2014.939094. URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2014.939094>.
- [4] G. Perantoni und Limebeer, David J. N. „Optimal control for a Formula One car with variable parameters“. In: *Vehicle System Dynamics* 52.5 (2014), S. 653–678. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2014.889315. URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2014.889315>.
- [5] S. van Koutrik. „Masters Thesis: Optimal Control for Race Car Minimum Time Maneuvering“. In: (2015). (Zugriff am 06. 11. 2015).
- [6] J. Timings und D. Cole. „Robust lap-time simulation“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 228.10 (2014), S. 1200–1216. DOI: 10.1177/0954407013516102.
- [7] R. Lot und N. Dal Bianco. „Lap time optimisation of a racing go-kart“. In: *Vehicle System Dynamics* 54.2 (2016), S. 210–230. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2015.1125514.
- [8] Kelly, D. P. und Sharp, R. S. „Time-optimal control of the race car: a numerical method to emulate the ideal driver“. In: *Vehicle System Dynamics* 48.12 (2010), S. 1461–1474. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110903514236.
- [9] D. P. Kelly. „Lap time simulation with transient vehicle and tyre dynamics“. Diss. 2008-05-07. URL: <http://dspace.lib.cranfield.ac.uk/handle/1826/4791> (Zugriff am 08. 02. 2016).
- [10] E. Velenis, P. Tsiotras und J. Lu. „Optimality Properties and Driver Input Parameterization for Trail-braking Cornering“. In: *European Journal of Control* 14.4 (2008), S. 308–320. ISSN: 0947-3580. DOI: 10.3166/ejc.14.308-320.
- [11] M. Maniowski. „Optimisation of driver actions in RWD race car including tyre thermodynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 54.4 (2016), S. 526–544. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2016.1158411.
- [12] M Maniowski. „Optimization of driver and chassis of FWD racing car for faster cornering“. In: *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*. CRC Press, 2016, S. 77–86. ISBN: 978-1-138-02885-2. DOI: 10.1201/b21185-10.
- [13] D. Tavernini, M. Massaro, E. Velenis, D. I. Katzourakis und R. Lot. „Minimum time cornering: the effect of road surface and car transmission layout“. In: *Vehicle System Dynamics* 51.10 (2013), S. 1533–1547. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2013.813557.

- [14] N. Dal Bianco, R. Lot und M. Gadola. „Minimum time optimal control simulation of a GP2 race car“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 232.9 (2018), S. 1180–1195. DOI: 10.1177/0954407017728158.
- [15] N. Dal Bianco, E. Bertolazzi, F. Biral und M. Massaro. „Comparison of direct and indirect methods for minimum lap time optimal control problems“. In: *Vehicle System Dynamics* 57.5 (2019), S. 665–696. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2018.1480048.
- [16] J. R. Anderson und B. Ayalew. „Modelling minimum-time manoeuvring with global optimisation of local receding horizon control“. In: *Vehicle System Dynamics* 56.10 (2018), S. 1508–1531. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2017.1420808.
- [17] M. Ganzner. „Systematische Analyse der Fahrdynamik eines PKW zur Unterstützung der fahrdynamischen Auslegung von Antriebsmomentenmanagementsystemen“. Masterarbeit. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2014. (Zugriff am 15. 01. 2015).
- [18] M. Unterreiner. *Modellbildung und Simulation von Fahrzeugmodellen unterschiedlicher Komplexität*. 1. Aufl. Bd. 8. Lehrstuhl für Mechatronik. Duisburg: Universität Duisburg-Essen, 2014. ISBN: 9783944339092.
- [19] P. Eberhard und W. Schiehlen. *Technische Dynamik*. 2014. ISBN: 978-3-658-06185-2.
- [20] K. Berntorp. „Derivation of a Six Degrees-of-Freedom Ground Vehicle Model for Automotive Applications“. Report TFRT; Vol. 7627). Lund University., 2013. URL: <https://lup.lub.lu.se/search/ws/files/3374379/4193215.pdf> (Zugriff am 07. 03. 2017).
- [21] Hans B. Pacejka. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Delft: Butterworth-Heinemann, 2006.
- [22] M. Klomp und M. Lidberg. „Safety Margin Estimation in Steady State Maneuvers“. In: *Proceedings of AVEC '06*. Hrsg. von AVEC. 2006.
- [23] G. Rill. „TMEASY – A HANDLING TIRE MODEL BASED ON A THREE-DIMENSIONAL SLIP APPROACH“. In: (2013). (Zugriff am 05. 10. 2017).
- [24] V. Cossalter, M. Da Lio, R. Lot und L. Fabbri. „A General Method for the Evaluation of Vehicle Manoeuvrability with Special Emphasis on Motorcycles“. In: *Vehicle System Dynamics* 31.2 (1999), S. 113–135. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1076/vesd.31.2.113.2094.
- [25] G. Perantoni und Limebeer, David J. N. „Optimal Control of a Formula One Car on a Three-Dimensional Track—Part 1: Track Modeling and Identification“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 137.5 (2015), S. 051018. ISSN: 0022-0434. DOI: 10.1115/1.4028253.
- [26] F. N. Fritsch und R. E. Carlson. „Monotone Piecewise Cubic Interpolation“. In: *SIAM Journal on Numerical Analysis* 17.2 (1980), S. 238–246. ISSN: 0036-1429. DOI: 10.1137/0717021.
- [27] M. Plöchl und J. Edelmann. „Driver models in automobile dynamics application“. In: *Vehicle System Dynamics* 45.7-8 (2007), S. 699–741. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110701432482. URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423110701432482>.
- [28] M. Kelly. „Transcription Methods for Trajectory Optimization: A beginners tutorial“. Diss. Cornell University, 2015. (Zugriff am 24. 08. 2016).
- [29] G. Rill. „Wheel Dynamics“. In: *Proceedings of the XII International Symposium of Dynamic Problems of Mechanics (DINAME 2007)* (2007).

- [30] M. Arnold, B. Burgermeister, C. Führer, G. Hippmann und G. Rill. „Numerical methods in vehicle system dynamics: state of the art and current developments“. In: *Vehicle System Dynamics* 49.7 (2011), S. 1159–1207. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2011.582953.
- [31] M. Ganzner. *User Manual myOCPNLP*. 2020.
- [32] MATLAB. *version 9.3.0.867777 (R2017b)*. Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc., 2017.
- [33] A. Wächter und T. L. Biegler. „On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming“. In: *Mathematical Programming* 106.1 (2006), S. 25–57. ISSN: 1436-4646. DOI: 10.1007/s10107-004-0559-y. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s10107-004-0559-y>.
- [34] H. O. Fattorini. „Relaxed Controls“. In: *Infinite Dimensional Optimization and Control Theory*. Encyclopedia of Mathematics and its Applications. Cambridge University Press, 1999, S. 601–602.
- [35] D. Henrion, M. Kružík und T. Weisser. „Optimal control problems with oscillations, concentrations and discontinuities“. In: *Automatica* 103 (2019), S. 159–165. ISSN: 0005-1098. DOI: 10.1016/j.automatica.2019.01.030.
- [36] A. J. Tremlett, F. Assadian, D. J. Purdy, N. Vaughan, A. P. Moore und M. Halley. „Quasi-steady-state linearisation of the racing vehicle acceleration envelope: a limited slip differential example“. In: *Vehicle System Dynamics* 52.11 (2014), S. 1416–1442. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2014.943927. URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2014.943927>.
- [37] M. Ganzner. *User Manual OPTIM*. 2020.
- [38] I. Albers. *Auslegungs- und Optimierungswerkzeuge für die effiziente Fahrwerkentwicklung*. Bd. 105. IKA-Schriftenreihe Automobiltechnik. Aachen: FKA, 2009. ISBN: 978-3-940374-07-3.
- [39] B. Angrosch, M. Plöchl und W. Reinalter. „Suspension design by means of numerical sensitivity analysis and optimisation“. In: *International Journal of Vehicle Design* 65.1 (2014), S. 52–72. ISSN: 0143-3369. DOI: 10.1504/IJVD.2014.060065. URL: <http://dx.doi.org/10.1504/IJVD.2014.060065>.
- [40] S. Botev. *Digitale Gesamtfahrzeugabstimmung für Ride und Handling*. Als Ms. gedr. Bd. Nr. 684. Düsseldorf: VDI-Verl., 2008. ISBN: 978-3-18-368412-0.
- [41] J. Busch und D. Bestle. „Optimisation of lateral car dynamics taking into account parameter uncertainties“. In: *Vehicle System Dynamics* 52.2 (2014), S. 166–185. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2013.868006.
- [42] A. Callejo, García de Jalón, Javier, P. Luque und D. A. Mántaras. „Sensitivity-Based, Multi-Objective Design of Vehicle Suspension Systems“. In: *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 10.3 (2015), S. 31008. ISSN: 1555-1415. DOI: 10.1115/1.4028858. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/1.4028858>.
- [43] D. Cao, X. Song und M. Ahmadian. „Editors’ perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control“. In: *Vehicle System Dynamics* 49.1-2 (2011), S. 3–28. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2010.532223.
- [44] G. Caviasso, S. C. Data, L. Pascali und A. Tamburro. „Customer Orientation in Advanced Vehicle Design“. In: (2002). DOI: 10.4271/2002-01-1576. (Zugriff am 08.01.2015).

- [45] Chandrasekaran, A., Rizzoni, G., Soliman, A., Josephson, J. et al. „Design Optimization of Heavy Vehicles by Dynamic Simulations“. In: (2002). DOI: 10.4271/2002-01-3061. URL: <http://digitallibrary.sae.org/content/2002-01-3061>.
- [46] X. Cheng und Y. Lin. „Multiobjective robust design of the double wishbone suspension system based on particle swarm optimization“. In: *TheScientificWorldJournal* 2014 (2014), S. 354857. ISSN: 1537-744X. DOI: 10.1155/2014/354857. URL: 24683334.
- [47] M. Eichstetter. „Solution spaces for damper design in vehicle dynamics“. In: *5th International Munich Chassis Symposium 2014*. Hrsg. von P. E. Pfeffer. Wiesbaden: Springer Fachmedien und Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 107–132. ISBN: 978-3-658-05978-1. DOI: 10.1007/978-3-658-05978-1_10.
- [48] M. Eichstetter, M. Schleich, M. Jautze und S. Müller. „Variance-based sensitivity analysis of a non-linear two-track model for vehicle design in the early conceptual layout“. In: *ATZlive (Hg.) 2013 – 4. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium*. 2013, S. 109–127.
- [49] Eskandari, A., Mirzadeh, O., and Azadi, S. „Optimization of a McPherson Suspension System Using the Design of Experiments Method“. In: (2006). DOI: 10.4271/2006-01-1953. URL: <http://digitallibrary.sae.org/content/2006-01-1953>.
- [50] M. Farina und M. Gobbi, Hrsg. *A fuzzy-optima definition based multiobjective optimization of a racing car tyre-suspension system: Evolutionary Computation, 2004. CEC2004. Congress on*. Bd. 1. 2004. DOI: 10.1109/CEC.2004.1330831.
- [51] M. Gobbi, G. Mastinu und C. Doniselli. „Optimising a Car Chassis“. In: *Vehicle System Dynamics* 32.2-3 (1999), S. 149–170. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1076/vesd.32.2.149.2085.
- [52] M. Gobbi, I. Haque, P. Papalambros und G. Mastinu. „A Critical Review of Optimization Methods for Road Vehicles Design“. In: *11th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference*. DOI: 10.2514/6.2006-6998. URL: <http://arc.aiaa.org/doi/book/10.2514/MMAOC06>.
- [53] K. Hacker, K. Lewis und Kasprzak, Edward M. „Racecar Optimization and Tradeoff Analysis in a Parallel Computing Environment“. In: SAE International, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-3564. URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2000-01-3564>.
- [54] C. Hoffmann, I. Albers und A. Carlitz. *Vom Gelände auf die Rennstrecke - Die Verwandlung eines SUV*. Hrsg. von Institut für Kraftfahrwesen Aachen. Aachen, 2004.
- [55] R. Hurdwell, B. Kanya, H. Koegeler und F. Pfister. „Variable damping rates – how to calibrate them in the trade-off between comfort and safety“. In: *ATZlive (Hg.) 2013 – 4. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium*. 2013, S. 155–174.
- [56] Jürgen Wimmer. *Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenkraftwagen*. Bd. 332. Fortschrittberichte VDI/ Reihe 12 Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997. ISBN: 3-18-333212-4.
- [57] D. O. Kang, S. J. Heo, M. S. Kim, W. C. Choi und I. H. Kim. „Robust design optimization of suspension system by using target cascading method“. In: *International Journal of Automotive Technology* 13.1 (2012), S. 109–122. ISSN: 1229-9138. DOI: 10.1007/s12239-012-0010-y.
- [58] E. M. Kasprzak, K. E. Lewis und D. L. Milliken. *Steady-State Vehicle Optimization Using Pareto-Minimum Analysis*. Warrendale, PA: SAE International, 1998. DOI: 10.4271/983083.

- [59] H. M. Kim, D. G. Rideout, P. Y. Papalambros und J. L. Stein. „Analytical Target Cascading in Automotive Vehicle Design“. In: *Journal of Mechanical Design* 125.3 (2003), S. 481. ISSN: 10500472. DOI: 10.1115/1.1586308.
- [60] F. Klinger, J. Edelmann, M. Plöchl, S. Jeindl und B. Angrosch. „Virtual chassis tuning with emphasis on the damper characteristics – a method for optimal integrative damper adjustment by means of vertical and lateral dynamics simulation and evaluation criteria“. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Hrsg. von P. Pfeffer. 2015, S. 325–346. ISBN: 978-3-658-09711-0.
- [61] P. Kvasnicka und D. I. H. Schmidt. „Grundausslegung von Federung und Dämpfung für einen Prototypen unter Berücksichtigung von Fahrdynamik und Fahrkomfort“. In: *1. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium*. Hrsg. von ATZlive. Bd. 1. Springer, 2010, S. 215–234. URL: <http://vortraege.atzlive.de/Events/Vortrag/502.html>.
- [62] M. Li, Z. Changfu, P. Zhao und J. Xiangping. „Parameters Sensitivity Analysis and Optimization for the Performance of Vehicle Handling“. In: *SAE Technical Paper 2007-01-3573* (2007). DOI: 10.4271/2007-01-3573. URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-3573>.
- [63] D. Mäder. *Simulationsbasierte Grundausslegung der Fahrzeug-Querdynamik unter Berücksichtigung von Erfahrungswissen in der Fahrdynamikentwicklung*. 1. Aufl. Fahrzeugtechnik. München: Verl. Dr. Hut, 2012. ISBN: 978-3-8439-0663-0.
- [64] A. Niersmann. *Modellbasierte Fahrwerksauslegung und -optimierung*. Bd. 30. Aachen: Shaker, 2012. ISBN: 978-3-8440-0776-3.
- [65] P. Paluskar und R. Vaidya. „Taguchi Method (DOE) Based Performance Optimization of a Three Link Rigid Axle Passenger Car Suspension Using MBD Simulations“. In: SAE International, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-0734. URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2011-01-0734>.
- [66] K. Röske. *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundausslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*. 1. Aufl. Fahrzeugtechnik. München: Verl. Dr. Hut, 2012. ISBN: 9783843908054.
- [67] B. Schick und M. Paulweber. „Model-based development methods – What can chassis and powertrain development learn from each other?“. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Hrsg. von P. Pfeffer. 2015, S. 35–55. ISBN: 978-3-658-09711-0.
- [68] J. Schuller, I. Haque und M. Eckel. „An Approach for Optimisation of Vehicle Handling Behaviour in Simulation“. In: *Vehicle System Dynamics Supplement 37* (2002), S. 24–37.
- [69] K. Vemireddy, T. Dittmar, Prof. Dr. L. Eckstein, I. Hesse und P. Rettweiler. „Development of a driving dynamics-oriented suspension design during the early concept phase“. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Hrsg. von P. Pfeffer. 2015, S. 233–254. ISBN: 978-3-658-09711-0.
- [70] J. Wimpler, D. Schramm, M. Wahle und M. Zimmermann. „Concurrent design of vehicle tires and axles“. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Hrsg. von P. Pfeffer. 2015, S. 839–851. ISBN: 978-3-658-09711-0.
- [71] T. J. Yuen, S. M. Foong und R. Ramli. „Optimized suspension kinematic profiles for handling performance using 10-degree-of-freedom vehicle model“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 228.1 (2014), S. 82–99. DOI: 10.1177/1464419313516436.
- [72] A. Saltelli. *Global Sensitivity Analysis: The Primer*. Wiley, 2008. ISBN: 9780470059975.

- [73] Y. Gan, Q. Duan, W. Gong, C. Tong, Y. Sun, W. Chu, A. Ye, C. Miao und Z. Di. „A comprehensive evaluation of various sensitivity analysis methods: A case study with a hydrological model“. In: *Environmental Modelling & Software* 51 (2014), S. 269–285. ISSN: 1364-8152. DOI: 10.1016/j.envsoft.2013.09.031.
- [74] E. Borgonovo und E. Plischke. „Sensitivity analysis: A review of recent advances“. In: *European Journal of Operational Research* 248.3 (2016), S. 869–887. ISSN: 0377-2217. DOI: 10.1016/j.ejor.2015.06.032.
- [75] B. Iooss und P. Lemaitre. „A review on global sensitivity analysis methods“. In: *Uncertainty management in Simulation-Optimization of Complex: Algorithms and Applications* (2015). (Zugriff am 01.03.2016).
- [76] Andrea Saltelli, Stefano Tarantola, Francesca Campolongo, Marco Ratto. *Sensitivity Analysis in Practice : A Guide to Assessing Scientific Models*. 2004. ISBN: 0-470-87093-1. URL: <ftp://usys-ftp.ethz.ch/ITES/FE/Alvaro/4Dev/SALTELLI2004.pdf>.
- [77] M. Gobbi. „Multi-objective Optimisation: Chap3“. In: *Optimal design of complex mechanical systems*. Hrsg. von G. Mastinu, M. Gobbi und C. Miano. Berlin und New York: Springer, ©2006. ISBN: 978-3-540-34355-4.
- [78] A. Saltelli und P. Annoni. „How to avoid a perfunctory sensitivity analysis“. In: *Environmental Modelling & Software* 25.12 (2010), S. 1508–1517. ISSN: 1364-8152. DOI: 10.1016/j.envsoft.2010.04.012. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364815210001180>.
- [79] K. Siebertz, D. van Bebber und T. Hochkirchen. *Statistische Versuchsplanung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017. ISBN: 978-3-662-55742-6. DOI: 10.1007/978-3-662-55743-3.
- [80] I. M. Sobol'. „Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their Monte Carlo estimates“. In: *Mathematics and Computers in Simulation* 55.1 (2001), S. 271–280. ISSN: 0378-4754. DOI: 10.1016/S0378-4754(00)00270-6. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378475400002706>.
- [81] A. Saltelli und I. M. Sobol'. „Sensitivity analysis for nonlinear mathematical models: numerical experience“. In: *Mathematical Modeling & Computational Experiment (Engl. Transl.)* (1993). URL: <http://www.mathnet.ru/links/03fe8578d172adbbb2f2b5760790b7af/mm1810.pd> (Zugriff am 01.04.2017).
- [82] M. D. Morris. „Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments“. In: *Technometrics* 33.2 (1991), S. 161–174. ISSN: 0040-1706. DOI: 10.1080/00401706.1991.10484804.
- [83] F. Campolongo, J. Cariboni und A. Saltelli. „An effective screening design for sensitivity analysis of large models“. In: *Modelling, computer-assisted simulations, and mapping of dangerous phenomena for hazard assessment* 22.10 (2007), S. 1509–1518. ISSN: 1364-8152. DOI: 10.1016/j.envsoft.2006.10.004. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364815206002805>.
- [84] X.-Y. Zhang, M. Trame, L. Lesko und S. Schmidt. „Sobol Sensitivity Analysis: A Tool to Guide the Development and Evaluation of Systems Pharmacology Models“. In: *CPT: Pharmacometrics & Systems Pharmacology* 4.2 (2015), S. 69–79. ISSN: 2163-8306. DOI: 10.1002/psp4.6.
- [85] A. Forrester, A. Sóbester und A. Keane. *Engineering design via surrogate modelling: A practical guide*. Hoboken, N.J und Chichester: Wiley, 2008. ISBN: 9780470060681. URL: <http://onlinelibrary.wiley.com/book/10.1002/9780470770801>.

- [86] G. Mastinu, M. Gobbi und C. Miano, Hrsg. *Optimal design of complex mechanical systems: With applications to vehicle engineering*. Berlin und New York: Springer, ©2006. ISBN: 978-3-540-34355-4.
- [87] M. Tabatabaei, J. Hakanen, M. Hartikainen, K. Miettinen und K. Sindhya. „A survey on handling computationally expensive multiobjective optimization problems using surrogates: non-nature inspired methods“. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization* 52.1 (2015), S. 1–25. DOI: 10.1007/s00158-015-1226-z.
- [88] A. I. J. Forrester, A. J. Keane und A. Sobester. *Engineering design via surrogate modelling: A practical guide*. Chichester: Wiley, 2008. ISBN: 978-0-470-06068-1.
- [89] Andras Sobester, Alexander I.J. Forrester, David J.J. Toal, Es Tresidder und Simon Tucker. „Engineering design applications of surrogate-assisted optimization techniques“. In: *Optimization and Engineering* (2012). URL: <http://eprints.soton.ac.uk/342651/>.
- [90] J. Sacks. „Design and Analysis of Computer Experiments“. In: *Statistical Science* 4 (1989), S. 409–423.
- [91] D. R. Jones. „Efficient Global Optimization of Expensive Black-Box Functions“. In: *Journal of Global Optimization* 13 (1998), S. 455–492.
- [92] S. Lophaven. *DACE, A MATLAB Kriging Toolbox*.
- [93] M. Ganzner. „Erweiterung einer Online- Optimierungs Umgebung eines aktiven Fahrwerk-systems um Zielgrößen zur Optimierung des stationären und dynamischen Fahrzeugwank-verhaltens“. Studienarbeit. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2013.
- [94] Carl Edward Rasmussen and Christopher K. I. Williams, C. E. Rasmussen und C. K. I. Williams. *Gaussian Processes for Machine Learning // Gaussian processes for machine learning*. Adaptive computation and machine learning. Cambridge, Mass.: MIT Press, 2006. ISBN: 026218253X.
- [95] Benjamin Rosenbaum. „Efficient Global Surrogate Models for Responses of Expensive Simulations“. Doctoralthesis. Universität Trier, 2013. DOI: 10.25353/ubtr-xxxx-e056-f855.
- [96] J. P. Kleijnen. „Kriging metamodeling in simulation: A review“. In: *European Journal of Operational Research* 192.3 (2009), S. 707–716. ISSN: 0377-2217. DOI: 10.1016/j.ejor.2007.10.013.
- [97] M. D. McKay, R. J. Beckman und W. J. Conover. „Comparison the three methods for selecting values of input variable in the analysis of output from a computer code“. In: *Journal Name: Technometrics* (1979). URL: <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/5236110>.
- [98] Sarah E. Davis, Selen Cremaschi und Mario R. Eden. „Efficient Surrogate Model Development: Impact of Sample Size and Underlying Model Dimensions“. In: *13th International Symposium on Process Systems Engineering (PSE 2018)*. Hrsg. von Mario R. Eden, Marianthi G. Ierapetritou und Gavin P. Towler. Bd. 44. Computer Aided Chemical Engineering. Elsevier, 2018, S. 979–984. DOI: 10.1016/B978-0-444-64241-7.50158-0. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780444642417501580>.
- [99] C. Audet und W. Hare. *Derivative-Free and Blackbox Optimization*. Cham: Springer International Publishing, 2017. ISBN: 978-3-319-68912-8. DOI: 10.1007/978-3-319-68913-5.

- [100] N. V. Queipo, R. T. Haftka, W. Shyy, T. Goel, R. Vaidyanathan und P. Kevin Tucker. „Surrogate-based analysis and optimization“. In: *Progress in Aerospace Sciences* 41.1 (2005), S. 1–28. ISSN: 0376-0421. DOI: 10.1016/j.paerosci.2005.02.001.
- [101] M. Abramson. *The NOMAD project*. 2018. URL: <https://www.gerad.ca/nomad/>.
- [102] M. Clerc. *Particle Swarm Optimization*. London: ISTE, 2006.
- [103] P. W. Jansen und R. E. Perez. „Constrained structural design optimization via a parallel augmented Lagrangian particle swarm optimization approach“. In: *Computers & Structures* 89.13-14 (2011), S. 1352–1366. ISSN: 00457949. DOI: 10.1016/j.compstruc.2011.03.011.
- [104] I. S. Duff. „MA57—a code for the solution of sparse symmetric definite and indefinite systems“. In: *ACM Trans. Math. Softw.* 30.2 (2004), S. 118–144. ISSN: 0098-3500. DOI: 10.1145/992200.992202.
- [105] A. J. Booker, J. E. Dennis, P. D. Frank, D. B. Serafini, V. Torczon und M. W. Trosset. „A rigorous framework for optimization of expensive functions by surrogates“. In: *Structural optimization* 17.1 (1999), S. 1–13. ISSN: 1615-1488. DOI: 10.1007/BF01197708. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/BF01197708>.
- [106] B. Rhein. *Robuste Optimierung mit Quantilmaßen auf globalen Metamodellen: Zugl.: Köln, Univ., Diss., 2014*. Berlin: Logos-Verl., 2014. ISBN: 978-3-8325-3688-6.
- [107] R. Jin, X. Du, W. Chen, R. Jin, X. Du und W. Chen. „The Use of Metamodeling Techniques for Optimization Under Uncertainty // The use of metamodeling techniques for optimization under uncertainty“. In: *Structural optimization* 25.2 (2003), S. 99–116. ISSN: 1615-1488. DOI: 10.1007/s00158-002-0277-0. (Zugriff am 29.06.2016).
- [108] W. Hu, M. Li, S. Azarm und A. Almansoori, W. Hu, M. Li, S. Azarm und A. Almansoori. „Multi-Objective Robust Optimization Under Interval Uncertainty Using Online Approximation and Constraint Cuts“. In: *Journal of Mechanical Design* 133.6 (2011). ISSN: 10500472. DOI: 10.1115/1.4003918.
- [109] W. F. Milliken und D. L. Milliken. *Race car vehicle dynamics*. 14. print. Bd. 146. SAE R. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1995. ISBN: 978-1-56091-526-3.
- [110] Crolla D. A. *An introduction to vehicle dynamics*. 1991.
- [111] D. Brayshaw. „The use of numerical optimisation to determine on-limit handling behaviour of race cars“. PhD thesis. Cranfield University, 2004. (Zugriff am 04.04.2016).
- [112] M. Klomp. „On Drive Force Distribution and Road Vehicle Handling-A Study of Understeer and Lateral Grip“. Diss. Chalmers University of Technology, 2007.
- [113] A. v. Vietinghoff. *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*. Karlsruhe: Universitätsverlag, 2008. ISBN: 978-3-86644-223-8.
- [114] K. J. Reinschke. *Lineare Regelungs- und Steuerungstheorie*. 2., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-642-40959-2. URL: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=858487>.
- [115] Prof. Dr.-Ing. G. Rill. *Vehicle Dynamics - Fundamentals and Modeling Aspects*. 2007.
- [116] I. G. Salisbury, D. Limebeer, A. J. Tremlett und M. Massaro. *The Unification of Acceleration Envelope and Driveability Concepts*. Graz, Austria, 2015.
- [117] H. H. ROSENBROOK. „The Stability of Linear Time-dependent Control Systems“. In: *Journal of Electronics and Control* 15.1 (1963), S. 73–80. ISSN: 0368-1947. DOI: 10.1080/00207216308937556.

- [118] J. Edelmann und M. Plöchl. „Handling characteristics and stability of the steady-state powerslide motion of an automobile“. In: *Regular and Chaotic Dynamics* 14.6 (2009), S. 682–692. ISSN: 1468-4845. DOI: 10.1134/S1560354709060069.
- [119] F. Goy. „Development of objective criteria to assess the vehicle performance utilized by the driver in near-limit handling conditions of racecars“. In: *16. Internationalen Stuttgarter Symposium* (2016). (Zugriff am 23.03.2016).
- [120] M Yamakado, M Abe und Y Kano. „Fundamental study on ideal longitudinal control for improved dynamical handling characteristics“. In: *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*. CRC Press, 2016, S. 3–14. ISBN: 978-1-138-02885-2. DOI: 10.1201/b21185-3.
- [121] Hans True. „On the Theory of Nonlinear Dynamics and its Applications in Vehicle Systems Dynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 31.5-6 (1999), S. 393–421. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1076/vesd.31.5.393.8361.
- [122] W. Hahn. *Theorie und Anwendung der direkten Methode von Ljapunov*. Springer-Verlag, 1959.
- [123] A. Dhooge, W. Govaerts und Y. A. Kuznetsov. „MATCONT: A MATLAB Package for Numerical Bifurcation Analysis of ODEs“. In: *ACM Trans. Math. Softw.* 29.2 (Juni 2003), S. 141–164. ISSN: 0098-3500.
- [124] S. Sadri und C. Wu. „Stability analysis of a nonlinear vehicle model in plane motion using the concept of Lyapunov exponents“. In: *Vehicle System Dynamics* 51.6 (2013), S. 906–924. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2013.771785.
- [125] M. Klomp, J. Billberg und A. Douhan, Hrsg. *Driver Warning Strategies for a Critical Cornering Maneuver*. 2009.
- [126] E. Hashemi, M. Pirani, A. Khajepour und A. Kasaiezadeh. „A comprehensive study on the stability analysis of vehicle dynamics with pure/combined-slip tyre models“. In: *Vehicle System Dynamics* 54.12 (2016), S. 1736–1761. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2016.1232417.
- [127] L. König, O. Wagne und L. Kaiser. *An innovative approach for stability assessment with respect to dynamic driving at the adhesion limit*. Stuttgart, 2012.
- [128] K. Koibuchi, M. Yamamoto, Y. Fukada und S. Inagaki. „Vehicle Stability Control in Limit Cornering by Active Brake“. In: *SAE Technical Paper 960487* (1996). DOI: 10.4271/960487.
- [129] Bobier, Carrie G. und Gerdes, J. Christian. „Staying within the nullcline boundary for vehicle envelope control using a sliding surface“. In: *Vehicle System Dynamics* 51.2 (2012), S. 199–217. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2012.720377. URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2012.720377>.
- [130] Bobier, Carrie G. „A phase portrait approach to vehicle stabilization and envelope control“. Dissertation. 2012. (Zugriff am 25.07.2016).
- [131] Taeyoung Chung und Kyongsu Yi. „Design and evaluation of side slip angle-based vehicle stability control scheme on a virtual test track“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 14.2 (2006), S. 224–234. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2005.863649.
- [132] J. Yi, J. Li, J. Lu und Z. Liu. „On the Stability and Agility of Aggressive Vehicle Maneuvers: A Pendulum-Turn Maneuver Example“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 20.3 (2012), S. 663–676. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2011.2121908.

- [133] S. Inagaki, I. Kshiro, M. Yamamoto und Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha. „Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method“. In: *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 1994* (1994).
- [134] Y.-g. Yan, H.-g. Xu und H.-f. Liu. „Estimating Vehicle Stability Region Based on Energy Function“. In: *Discrete Dynamics in Nature and Society* 2015 (2015), S. 7. DOI: 10.1155/2015/805063. URL: <http://dx.doi.org/10.1155/2015/805063>.
- [135] M. Klomp. *Longitudinal Force Distribution and Road Vehicle Handling*. Göteborg, 2010. ISBN: 978-91-7385-391-0.
- [136] R. Y. Hindiyeh. „Dynamics and control of drifting in automobiles“. Theses. Stanford: Stanford University, 2013. URL: <http://purl.stanford.edu/vz162hz7668> (Zugriff am 25.05.2016).
- [137] F. Farroni, M. Russo, R. Russo, M. Terzo und F. Timpone. „A combined use of phase plane and handling diagram method to study the influence of tyre and vehicle characteristics on stability“. In: *Vehicle System Dynamics* 51.8 (2013), S. 1265–1285. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423114.2013.797590.
- [138] Milliken, W., Wright, P., and Milliken, D. „MRA Moment Method - A Comprehensive Tool for Race Car Development: SAE Technical Paper 942538“. In: 1994 (1994). DOI: 10.4271/942538.
- [139] D. Kang, J. L. Stein, R. C. Hoffman, L. S. Louca und K. Huh. „Implementing the Milliken Moment Method using Controlled Dynamic Simulation“. In: (2005). DOI: 10.4271/2005-01-0417.
- [140] R. C. Hoffman, J. L. Stein, L. S. Louca und K. Huh. „Using the Milliken Moment Method and Dynamic Simulation to Evaluate Vehicle Stability and Controllability“. In: *ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. November 13 – 19, 2004, S. 173–180. DOI: 10.1115/IMECE2004-59592.
- [141] C. Patton. „Development of Vehicle Dynamics Tools for Motorsports“. Dissertation. Oregon: Oregon State University, 2013. (Zugriff am 02.06.2015).
- [142] DIN. *DIN70000 Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*.
- [143] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. VDI-Buch. Springer, 2004. ISBN: 9783540420118.
- [144] J.Wiedemann. *Fahreigenschaften des Kraftfahrzeugs I+II*. Vorlesungsskript, 2011.
- [145] Hurwitz. *Mathematische Annalen*. Leipzig, 1895.
- [146] V. Nguyen. „Vehicle handling, stability, and bifurcation analysis for nonlinear vehicle models“. Master Thesis. University of Maryland, 2005. (Zugriff am 25.04.2016).
- [147] F. Frendo, G. Greco, M. Guiggiani und A. Sponziello. „The handling surface: a new perspective in vehicle dynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 45.11 (2007), S. 1001–1016. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110601164888.
- [148] F. Frendo, G. Greco, M. Guiggiani und A. Sponziello. „Evaluation of the vehicle handling performances by a new approach“. In: *Vehicle System Dynamics* 46.sup1 (2008), S. 857–868. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110802037115.
- [149] F. F. Fuhr. *Fahrdynamikregelung durch koordinierte Fahrwerksysteme*. Bd. 100. Schriftenreihe Automobiltechnik. Aachen: Forschungsges. Kraftfahrwesen (fka), 2009. ISBN: 978-3-940374-02-8.

- [150] M. K. Aripin, Y. Md Sam, K. A. Danapalasingam, K. Peng, N. Hamzah und M. F. Ismail. „A Review of Active Yaw Control System for Vehicle Handling and Stability Enhancement“. In: *International Journal of Vehicular Technology* 2014 (2014), S. 15. DOI: 10.1155/2014/437515. URL: <http://dx.doi.org/10.1155/2014/437515>.
- [151] M. Huneke. *Fahrverhaltensbewertung mit anwendungsspezifischen Fahrdynamikmodellen*. 2011. ISBN: 978-3-8440-0806-7. URL: <http://d-nb.info/1019414367>.
- [152] D. L. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics: Problems, Answers, and Experiments*. SAE International, 2003. ISBN: 9780768011272. URL: <http://books.google.de/books?id=ICmmGzwPyG8C>.
- [153] J. C. Dixon. „Limit Steady State Vehicle Handling“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 201.4 (1987), S. 281–291. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1987_201_187_02.
- [154] T. Gordon, M. Howell und F. Brandao. „Integrated Control Methodologies for Road Vehicles“. In: *Vehicle System Dynamics* 40.1-3 (2003), S. 157–190. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1076/vesd.40.1.157.15877.
- [155] M. Rau. *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*. Als Ms. gedr. Bd. 650. Fortschrittberichte VDI / 12. Düsseldorf: VDI-Verl., 2007. ISBN: 978-3-18-365012-5.
- [156] J. A. E. Andersson, J. Gillis, G. Horn, J. B. Rawlings und M. Diehl. „CasADi: a software framework for nonlinear optimization and optimal control“. In: *Mathematical Programming Computation* 11.1 (2019), S. 1–36. ISSN: 1867-2949. DOI: 10.1007/s12532-018-0139-4.
- [157] M. A. Patterson und A. V. Rao. „GPOPS-II: A MATLAB Software for Solving Multiple-Phase Optimal Control Problems Using Hp-Adaptive Gaussian Quadrature Collocation Methods and Sparse Nonlinear Programming“. In: *ACM Trans. Math. Softw.* 41.1 (2014). ISSN: 0098-3500. DOI: 10.1145/2558904.
- [158] C. Sammut und G. I. Webb. *Encyclopedia of Machine Learning*. Boston, MA: Springer US, 2010. ISBN: 978-0-387-30768-8. DOI: 10.1007/978-0-387-30164-8.

Abkürzungen

C_x Luftwiderstandsbeiwert

C_z Abtriebsbeiwert

LD aerodynamische Effizienz

AB Aerodynamische Balance

ABS Anit-Blockier-System

AD Automatic-Differentiation

ALPSO Augmented-Lagrangian-Particel-Swarm-Optimizer

BB Bremsbalance

BRK Bremsen

CDF kumulativen Verteilungsfunktion

CS Schräglaufsteifigkeit

DACE Design and Analysis of Computer Experiments

DiL Fahrsimulator

DoE Design of Experiment

ENTRY Kurveneingang

EXIT Kurvenausgang

FAST Fourier-Amplitude-Sensitivity-Test

FEM Finite-Element-Methode

Gate Bereichsauswahl

GGV Längs-, Querbeschleunigungs-, Geschwindigkeitsdiagramm

Grip Reifenmaximalreibungwert

HA Hinterachse

HDMR High-Dimensional-Model-Representation

IPOPT Interior-Point-OPTimizer

KOS Koordinatensystem

KPI Key-Performance-Indicator (skalärer objektiver Kennwert)

- LEM** Lyapunov Exponents-Methode
- LHS** Latin-Hyper-Cube
- LOO** Leave-One-Out
- LQR** Linear-Quadratischen-Regler ([€])
- MATCONT** MATLAB-Package zur numerischen Bifurkationsanalyse von ODE
- MB** Mechanische Balance
- MC** Kurvenmitte
- MF52** Pacejka Magic Formula 5.2
- MKS** Mehrkörpersimulation
- MM** Morris-Methode
- MMD** Milliken-Moment-Diagramm
- MPC** Model-Predictive-Control
- MTM** Minimum-Time-Maneuvering
- myOCPNLP** Optimalsteuerungsumgebung
- NLP** Non-Linear-Programing
- NOMAD** Nonlinear-Optimization with Mesh-Adaptive-Direct-Search
- NS** Neutrales Fahrverhalten
- OAT** One-at-Time
- OCP** Optimal-Control-Problem
- ODE** Ordinary-Differential-Equation
- OLSS** Open-Loop-Steady-State
- OPTIM** Optimum Tool Integration Method
- OS** Übersteuern
- PCHIP** Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial
- PED** Phasenebenen-Diagramm
- PSO** Particle-Swarm-Optimizer
- QSS** Quasi-Steady-State
- SA** Sensitivitätsanalyse
- SRS** Lenkradwinkelrampe
- STL** Geradeausbeschleunigen

US Untersteuern

VA Vorderachse

WD Gewichtsverteilung

Anhang A

Anhang

A.1 Fahrzeugmodellgleichung

$$F_x = (F_{x,FL} + F_{x,FR}) \cos(\delta_F) + (F_{x,RL} + F_{x,RR}) \cos(\delta_R) - (F_{y,FL} + F_{y,FR}) \sin(\delta_F) - (F_{y,RL} + F_{y,RR}) \sin(\delta_R) \quad (\text{A.1})$$

$$F_y = (F_{x,FL} + F_{x,FR}) \sin(\delta_F) + (F_{x,RL} + F_{x,RR}) \sin(\delta_R) + (F_{y,FL} + F_{y,FR}) \cos(\delta_F) - (F_{y,RL} + F_{y,RR}) \cos(\delta_R) \quad (\text{A.2})$$

$$M_x = h_{cog}(F_y \cos(\phi) \cos(\gamma) + mG \sin(\phi)) + \dot{\psi} I_{D,yz,C} (\dot{\psi} \sin(\phi) \cos(\phi) \cos(\gamma) + \dot{\phi} \sin(\gamma) \sin(\phi) \cos(\phi)) + \dot{\psi} \dot{\gamma} (\cos(\phi)^2 I_{yy,C} + \sin(\gamma)^2 I_{zz,C}) \quad (\text{A.3})$$

$$M_y = h_{cog}(mG \sin(\gamma) \cos(\phi) - F_x \cos(\gamma) \cos(\phi)) + \dot{\psi} (\dot{\psi} \sin(\gamma) \cos(\gamma) (I_{D,xy,C} + \cos(\phi)^2 I_{D,yz,C}) - \dot{\phi} \cos(\gamma)^2 I_{xx,C} + \sin(\phi)^2 \sin(\gamma)^2 I_{yy,C} \sin(\gamma)) \quad (\text{A.4})$$

$$M_z = (F_{y,FL} + F_{y,FR}) \cos \delta_F l_F - (F_{y,RL} + F_{y,RR}) \cos(\delta_R) l_R + (F_{x,FL} + F_{x,FR}) \sin(\delta_F) l_F + (F_{x,RL} + F_{x,RR}) \sin(\delta_R) l_R + (F_{x,FR} - F_{x,FL}) \frac{t_F}{2} + (F_{x,RR} - F_{x,RL}) \frac{t_R}{2} - h_{cog}(F_x \sin(\phi) + F_y \sin(\gamma) \cos(\phi)) \quad (\text{A.5})$$

$$\dot{v}_x = \dot{\psi} v_y + \frac{F_x - F_{x,Aero}}{m_C} + h_{cog}(\sin(\gamma) \cos(\phi) (\dot{\psi}^2 + \dot{\gamma}^2 + \dot{\phi}^2) - \sin(\phi) \ddot{\psi} - 2 \cos(\phi) \dot{\phi} \dot{\psi} - \cos(\gamma) \cos(\phi) \ddot{\gamma} + 2 \cos(\gamma) \sin(\phi) \dot{\gamma} \dot{\phi} + \sin(\gamma) \sin(\phi) \ddot{\phi}) \quad (\text{A.6})$$

$$\dot{v}_y = -\dot{\psi} v_x + \frac{F_y}{m_C} + h_{cog}(-\sin(\gamma) \cos(\phi) \ddot{\psi} - \sin(\phi) \dot{\psi}^2 - 2 \cos(\gamma) \cos(\phi) \dot{\gamma} \dot{\psi} + \sin(\gamma) \sin(\phi) \dot{\phi} \dot{\psi} - \sin(\phi) \dot{\phi}^2 + \cos(\phi) \ddot{\phi}); \quad (\text{A.7})$$

$$\ddot{\gamma} = \frac{M_y - M_{y,susp}}{I_{yy,I}} \quad (\text{A.8})$$

$$\ddot{\phi} = \frac{M_x - M_{x,susp}}{I_{xx,I}} \quad (\text{A.9})$$

$$\ddot{\psi} = \frac{M_z - M_{z,ext}}{I_{zz,I}} \quad (\text{A.10})$$

$$\dot{\kappa}_{ij} = \dot{v}_{wheel,ij} v_{C,T,ij} - v_{wheel,ij} \dot{v}_{C,T,ij} / v_{C,T,ij}^2 \quad (\text{A.11})$$

$$(\text{A.12})$$

$$I_{xx,I} = I_{xx,C} \cos(\gamma)^2 + I_{yy,C} \sin(\gamma)^2 \sin(\phi)^2 + I_{zz,C} \sin(\gamma)^2 \cos(\phi)^2; \quad (\text{A.13})$$

$$I_{yy,I} = (I_{yy,C} \cos(\phi)^2 + I_{zz,C} \sin(\phi)^2); \quad (\text{A.14})$$

$$I_{zz,I} = I_{xx,C} \sin(\gamma)^2 + \cos(\gamma)^2 (I_{yy,C} \sin(\phi)^2 + I_{zz,C} \cos(\phi)^2); \quad (\text{A.15})$$

$$(\text{A.16})$$

A.2 Fahrzeugmodellparameter

A.2.1 Gewichte und Trägheiten

$$m = 1200 \text{ kg}$$

$$I_{xx,C} = 500 \text{ kgm}^2$$

$$I_{yy,C} = 1800 \text{ kgm}^2$$

$$I_{zz,C} = 1800 \text{ kgm}^2$$

$$I_{Fj,T} = 2 \text{ kgm}^2$$

$$I_{Rj,T} = 2 \text{ kgm}^2$$

A.2.2 Abmessungen

$$l = 2,5 \text{ m}$$

$$l_F = 1,25 \text{ m}$$

$$l_R = 1,25 \text{ m}$$

$$t_F = 1,6 \text{ m}$$

$$t_R = 1,6 \text{ m}$$

$$h_{cog} = 0,35 \text{ m}$$

A.2.3 Fahrwerk

$$MB = 50\%$$

$$c_\phi = 300000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

$$c_\gamma = 250000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

$$D_\phi = 0,7$$

$$D_\gamma = 0,85$$

A.2.4 Aerodynamik

$$C_x = 1 \text{ m}^2$$

$$C_z = 3 \text{ m}^2$$

$$AB = 35\%$$

A.2.5 Antrieb

$$P_{CE} = 400 \text{ kW}$$

$$P_{Schlepp} = -80 \text{ kW}$$

$$P_{EM,F} = 200 \text{ kW}$$

$$P_{EM,R} = 200 \text{ kW}$$

$$D_{Diff} = 0,5$$