

In diesem Kapitel wird zuerst der Hintergrund bezüglich der Untersuchung der Kippstabilität in Abschnitt 1.1 geschildert. Basierend darauf erläutert Abschnitt 1.2 die Motivation der vorliegenden Arbeit aus unterschiedlichen Betrachtungswinkeln, speziell in Bezug auf die Fahrwerksauslegung. Im Anschluss daran wird eine Literaturübersicht nach Themengebieten wie beispielsweise Modellierungsansätzen, Indikatoren der Kippkritikalität, kippkritischen Fahrmanövern und Kippmechanismen in Abschnitt 1.3 vorgestellt. Dadurch lassen sich die Untersuchungslücken in diesem Forschungsgebiet identifizieren. Aufbauend darauf werden die Forschungsfragen und die Zielsetzung herausgearbeitet. Um diese hervorgehobenen Fragen zu beantworten, leitet Abschnitt 1.4 eine Struktur für die vorliegende Arbeit ab. Abschließend wird in Abschnitt 1.5 auf die Eingrenzung der Aufgabenstellung eingegangen.

## 1.1 Hintergrund

Seit dem Beginn des 21. Jahrhunderts ist die Popularität von Sport Utility Vehicle<sup>1</sup> bei den Kunden wegen des hohen Platzangebots, des großen Nutzwertes und der besseren Übersicht durch die angehobene Sitzposition gestiegen. Dementsprechend ist der globale Marktanteil des SUV in den gesamten neuen Auslieferungen zwischen 2010 und 2019 stetig angestiegen, was in Abbildung 1.1 dargestellt ist. Während der Marktanteil des SUV im Jahr 2010 nur unterhalb von 20 % liegt, hat er sich innerhalb von zehn Jahren mehr als verdoppelt. Im Jahr 2019 verbucht der SUV einen Anteil von 41 %. Entsprechend dieses stark wachsenden Trends bauen die Automobilhersteller ihre Produktportfolios kontinuierlich um, sodass der Anteil an SUV stetig weiter steigt.

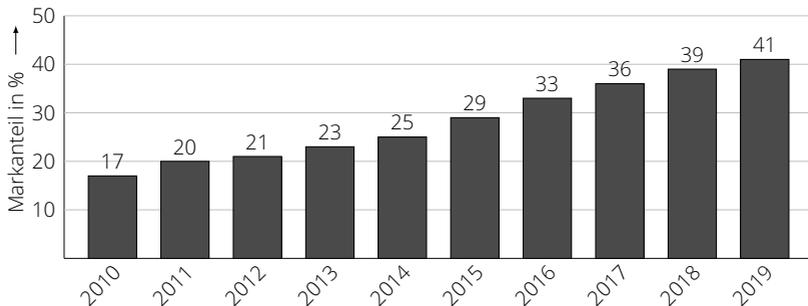


Abbildung 1.1: Trend des weltweiten Marktanteils von SUV von 2010 bis 2019 [IEA20]

Neben den obengenannten Vorteilen bringt der SUV jedoch Nachteile wie beispielsweise einen hohen Energiebedarf wegen der größeren Stirnfläche und des höheren Fahrzeuggewichts mit sich. Außerdem verfügen SUV im Vergleich zu Limousinen über die zusätzliche Herausforderung, dass SUV wegen der angehobenen Schwerpunktlage einer höheren Unfallgefahr durch das Kippen<sup>2</sup> ausgesetzt sind. Dieser Unfalltyp ist üblicherweise mit schwerer Verletzung und Toden verbunden. Auf der Seite von Behörden wie beispielsweise der National Highway Traffic Safety Administration<sup>3</sup> bestehen ständige Dokumentationen über die Rollover-Unfallstatistik. Von 1982 bis 2020 verursachen die Kippunfälle aller Fahrzeugtypen jährlich zwischen 27 % und 35,5 % der gesamten Fahrzeugunfalltoten in den

<sup>1</sup> kurz: SUV

<sup>2</sup> engl.: Rollover

<sup>3</sup> kurz: NHTSA

USA [NHT22, S. 65]. Nach dem Maximum von 35,5 % im Jahr 2008 verbessert sich die Situation gemäß NHTSA kontinuierlich, jedoch ist wieder eine Erhöhung der getöteten Insassen durch die Kippunfälle von 2019 zu 2020 zu beobachten. Ferner stellt Abbildung 1.2 einen Quervergleich der prozentualen Häufigkeit des Kippauftretens zwischen Fahrzeugtypen je nach Unfallschweregrad im Jahr 2019 in den USA dar. Es ist ersichtlich, dass der SUV mit 21,2 % im Vergleich zu anderen Fahrzeugtypen die höchste Häufigkeit des tödlichen Kippunfalls besitzt. Gleichzeitig liegen die Verletzungskippunfälle des SUV auf einem vergleichbaren hohen Niveau zu anderen Fahrzeuggruppen. Mit diesem Hintergrund hat das Thema Kippstabilität des SUV für z.B. Kunden, Fachmagazine und Verbrauchertestorganisationen immer mehr an Aufmerksamkeit gewonnen. Weiterhin sind Forschungsinstitute und Fahrzeughersteller somit stark motiviert, sich mit dem Kippverhalten auseinanderzusetzen.

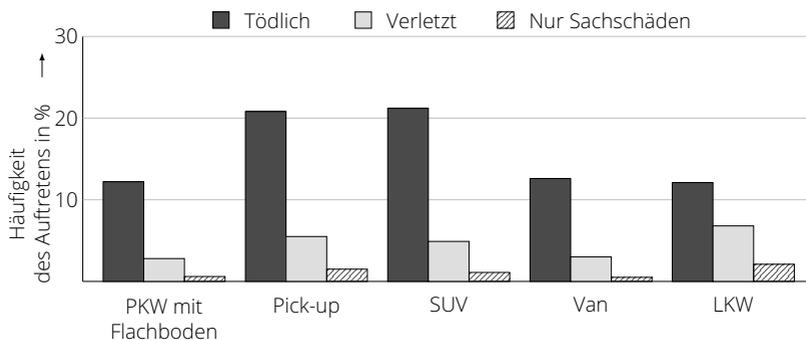


Abbildung 1.2: Prozentuale Häufigkeit des Kippauftretens nach Fahrzeugtyp und Unfallschweregrad in 2019 [NHT21, S. 91]

Die Untersuchungen der Kippstabilität haben deswegen eine lange Geschichte und können bis in die 1950er Jahre zurückverfolgt werden [Ebe53]. Im Laufe der Zeit werden zahlreiche Untersuchungen für die Kippstabilität hinsichtlich Kippmechanismen, Statistik, Fahrversuche und Simulation durchgeführt. Eine besonders bekannte Schlagzeile zum Thema Kippstabilität in der Öffentlichkeit ist der Umschlag eines neu entwickelten Fahrzeugs von einem renommierten Fahrzeughersteller bei einem sogenannten Elchtest [WDR07], welcher eine typische Verkehrssituation zur Kollisionsvermeidung mit unterschiedlichen Objekten wie einem Elch nachbildet. Seitdem legen die Verbraucherorganisationen wie [Str06], [Rep17] und Fachmagazine wie [Hon+16] einen großen Wert auf das Fahrzeugverhalten in den kippkritischen Fahrmanövern, wie beispielsweise in Abbildung 1.3 dargestellt ist. Ebenfalls treibt die NHTSA intensive Untersuchungen über das Kippverhalten voran und erstellt zunehmende Anforderungen zur Kippstabilität an die Erstausrüster<sup>4</sup> im Rahmen von New Car Assessment Program<sup>5</sup>. Im Jahr 2000 hat die NHTSA das Auswertungskriterium Static Stability Factor<sup>6</sup> festgelegt und diesen Kennwert zur Einstufung der statischen Kippgefährdung für Kunden eingeführt [NHT00]. Ein wesentlicher Meilenstein ist, dass im Jahr 2003 die NHTSA einige dynamische Test-Manöver und Bewertungskriterien beschlossen hat, um die Beurteilung des Kippstabilitätsniveaus zur dynamischen Kippstabilität abzudecken [NHT03]. Während mit der Kippstabilität in der Zeit des Verbrennungsmotors ein wichtiges Fahrzeugverhalten des SUV im Vordergrund steht, nimmt sie in der Epoche des batterieelek-

<sup>4</sup>engl.: Original Equipment Manufacturer (OEM)

<sup>5</sup>kurz: NCAP

<sup>6</sup>kurz: SSF

trischen Fahrzeugs<sup>7</sup> im ersten Blick eine untergeordnete Rolle ein, da die Kippgefährdung vermeintlich durch den niedrigen Schwerpunkt<sup>8</sup> aufgrund der Batterie am Fahrzeugboden verringert wird. Jedoch zeigt die Literatur, dass der Vorteil des abgesenkten Schwerpunkts durch die höhere Fahrzeugmasse und das vergrößerte Wankträgheitsmoment kompensiert werden kann [CPP18b]. Außerdem eröffnen die neuen konzeptionellen und geometrischen Randbedingungen des elektrischen SUV sogar einen neuen Untersuchungsbereich des Kippverhaltens. Deswegen bleibt das Thema trotz der Umorientierung vom verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeug hin zum batterieelektrischen Fahrzeug in dem Fahrzeugentwicklungsprozess nach wie vor signifikant und aktuell. Darüber hinaus sind neuartige Mobilitätskonzepte wie Leichtkraftfahrzeuge [KBA23, S. 11], welche weniger Verkehrsfläche beanspruchen und gleichzeitig ein geringeres Verhältnis zwischen Spurweite und Schwerpunkthöhe aufweisen, tendenziell kippkritischer [PNP19], [RA23].



Abbildung 1.3: Die Radabhebung von einem Beispielfahrzeug beim Elchtest [VL12]

## 1.2 Motivation

Basierend auf den zuvor erläuterten Hintergründen stellt die Absicherung des Kippverhaltens einen wichtigen Entwicklungsbestandteil für die Fahrzeughersteller dar. Die technischen Anforderungen der angestrebten hohen Kippstabilität werden im Anschluss an die unterschiedlichen Systemebenen und Komponentenebenen abgeleitet. Eine Zuordnung der Forschungsgebiete zur Gewährleistung der Kippstabilität ist in Abbildung 1.4 zusammengefasst. Im ersten Schritt teilt sich die Rollover-Untersuchung auf passive und aktive Sicherheit auf. In dem Zweig der passiven Sicherheit konzentriert sich die Untersuchung im Bereich der Karosserie auf den Insassenschutz sowohl für das Rückhaltesystem im Innenraum als auch für die Karosseriefestigkeit im Außenraum. Vom Betrachtungswinkel der aktiven Kippsicherheit handelt es sich um die Analyse des Kippverhaltens. Dabei verzweigen sich die Kippmechanismen grundsätzlich zu zwei Arten. Bei einem „Tripped Rollover“ kippt ein Fahrzeug bei einer Kollision mit Hindernissen beispielsweise Bordstein, Leitplanken oder auf unbefestigter Straße [Die08]. Somit ist diese Art vom Kippen stark abhängig

<sup>7</sup> engl.: Battery Electrical Vehicle (BEV)

<sup>8</sup> engl.: Center of Gravity (CoG)

von der Umgebung. Im Gegensatz dazu kann bei einem Fahrzeug mit ungünstiger Fahrwerkauslegung durch die kippkritischen Fahrmanöver ein „Untripped Rollover“ provoziert werden. In diesem Fall kippt ein Fahrzeug ausschließlich wegen des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn. Während das „Tripped Rollover“ von Fahrer und Umgebung abhängig ist, steht das „Untripped Rollover“ vorwiegend im Fokus der Fahrwerkentwicklung. Da dieses Kippverhalten durch die Lenkbewegung und die dadurch erzeugte Querbeschleunigung verursacht ist, gliedert es sich im Themengebiet Fahrzeug-Querdynamik ein.

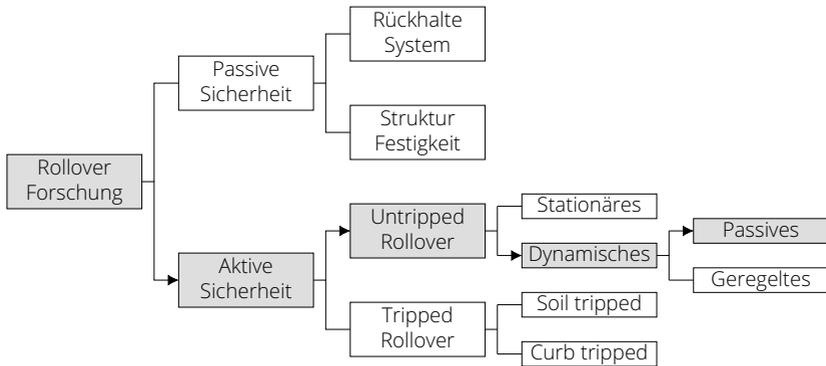


Abbildung 1.4: Zuordnung der Rollover Untersuchung nach [Bau03] mit Hervorhebung des in dieser Arbeit betrachteten Pfads

In weiterer Unterteilung von „Untripped Rollover“ entstehen zwei Szenarien: stationäres und dynamisches Kippen. Beim stationären Kippvorgang wankt bzw. kippt das Fahrzeug ausschließlich in einer Richtung bei einem kontinuierlichen Querbeschleunigungsaufbau. Dieser Vorgang ist ein Hauptfokus für Lastkraftwagen<sup>9</sup>, die generell niedrige SSF besitzen [WE99]. Moderne Personenkraftwagen<sup>10</sup> verfügen meistens über hohe SSF [Sco18] und kippen deswegen selten stationär. Im Gegensatz dazu stellt der dynamische Kippvorgang einen deutlich komplizierteren physikalischen Prozess dar. In dem Fall befindet sich das Fahrzeug in dem nichtlinearen und hochdynamischen Grenzbereich. Außerdem hängt das Kippverhalten von mehreren wechselwirkenden Parametern ab, welche bis dato nicht ausreichend verstanden und erforscht sind. Deswegen liegt der aktuelle Untersuchungsfokus in dem dynamischen Kippverhalten, das sich wiederum grundsätzlich in zwei Aspekte einteilen lässt: passives und geregeltes Fahrzeug. Unter einem passiven Fahrzeug ist ein Fahrzeug ohne aktive Regelsysteme verstanden. Die Fahreigenschaften und Grundstabilität eines passiven Fahrzeugs werden durch passive Komponenten wie beispielsweise Reifenperformance und Radbewegungskurven begrenzt. Ein geregeltes Fahrzeug ermöglicht dagegen eine Beeinflussung des Kippverhaltens beispielsweise durch eine zusätzliche Radlenkung an der Hinterachse oder einen Bremsengriff des elektronischen Stabilitätsprogramms<sup>11</sup> [Die08, S. 16]. Im Rahmen dieser Arbeit wird das dynamische Kippverhalten an dem passiven Fahrzeug fokussiert wie in Abbildung 1.4 farblich hervorgehoben ist.

In Hinblick auf das Untersuchungswerkzeug bestehen hauptsächlich zwei Möglichkeiten: virtuelle Analyse mit Simulationsmethoden in der Frühentwicklungsphase und experimentelle Tests mit Prototypen sowie Vorserienfahrzeugen in der Spätphase [CFS21]. Typischer-

<sup>9</sup>kurz: LKW

<sup>10</sup>kurz: PKW

<sup>11</sup>kurz: ESP

weise wird die Kippstabilität in der Serienvorbereitungsphase durch die experimentellen Testmanöver möglichst vollständig getestet, wie in Abbildung 1.5 exemplarisch dargestellt ist. Die Fahrversuche müssen jedoch umfangreich, damit ressourcenaufwendig und zeitaufwendig durchgeführt werden. Außerdem sind die Erprobungen stets vom Prüfgelände abhängig, witterungsbedingt und zeitlich begrenzt. Üblicherweise werden aufwendige Fahrmanöver mit Versuchsträgern vorgenommen, die mit einer Lenkmaschine, einem Ausleger, der Messtechnik, einer Dachbeladung und einer Kofferraumzuladung ausgestattet sind. Die Messdaten enthalten allerdings Messfehler aufgrund der externen Störfaktoren wie z.B. Fahrbahnoberfläche des Prüfgeländes, Umgebungstemperatur und Reifenkonditionierung zwischen Fahrversuchen. Darüber hinaus findet die Erprobung typischerweise drei bis neun Monate vor dem Start of Production<sup>12</sup> statt, da die prototypischen Versuchsträger erst dann aufgebaut werden können. Wird in dieser Phase eine Kippgefährdung identifiziert, müssen die zusätzlichen technischen Änderungen in der Fahrwerksauslegung umgesetzt werden, um die Kippstabilität zu gewährleisten. Diese kostenintensiven kurzfristigen Änderungen beeinträchtigen häufig die Eigenschaftsziele in Bezug auf Fahrzeugdynamik und Schwingungskomfort [CPP18a] sowie die Wettbewerbsfähigkeit. Eine typische und triviale Maßnahme ist beispielsweise den Reibwert des Reifens zu reduzieren, was allerdings die Performance im fahrdynamischen Grenzbereich beeinträchtigt und den Entwicklungsprozess vom Reifen verlängert. Daher sind die experimentellen Tests weder optimal noch effizient.



Abbildung 1.5: SUV mit Dachbeladung und Kippgestell [Cha+19a]

Im Vergleich dazu kann die simulative Analyse des Kippverhaltens mit den reproduzierbaren und nachvollziehbaren Ergebnissen die Nachteile der Fahrversuche überwinden. Mit der Anforderung zur Verkürzung der Entwicklungszeit, dem Trend der zunehmenden Komplexität von Fahrwerksystemen und der Reduzierung der Versuchsträger hat die simulative Methode in der Frühphase steigend an Aufmerksamkeit gewonnen. Externe Störfaktoren können ebenfalls durch die Simulation des Kippverhaltens umgangen werden. Darüber hinaus können viele systeminterne Größen wie beispielsweise der Kraft- und Momentenvektor in den Fahrwerkelementen nur in der simulativen Umgebung quantifiziert werden [Cha+19b], um eine ausführliche Identifikation des Kippmechanismus zu erhalten. Jedoch,

<sup>12</sup>kurz: SOP

aufgrund der Einschränkung der Parametrierung des Reifens im Grenzbereich und des fehlenden Verständnisses vom nichtlinearen Fahrverhalten sowie der komplizierten Modellvalidierung ist die Simulationsmethode bis dato nicht zufriedenstellend und wenig aussagekräftig. Deswegen besteht der Handlungsbedarf, eine systematische Herangehensweise zur Analyse des Kippverhaltens sowohl in der Frühphase als auch in der Spätphase zu entwickeln. Besonders im Fokus steht, die simulative Analyse weiterzuentwickeln und das Verständnis über unterschiedliche Kippmechanismen aufzubauen. Nur wenn der physikalische Vorgang identifiziert ist, kann der Kompromiss zwischen Kippverhalten, Querdynamik und Schwingungskomfort besser aufgelöst werden.

### 1.3 Literaturübersicht

Basierend auf der zuvor erwähnten Motivation wird im Folgenden eine Literaturübersicht über den Stand der Technik gegeben. Zu Beginn werden die unterschiedlichen Kippmodelle mit steigender Komplexität zusammengefasst. Dementsprechend sind diverse Indikatoren zur Objektivierung der Kippstabilität je nach Modellierungstiefe entwickelt. Nach der Festlegung, dass das dynamische Kippverhalten den Fokus der aktuellen Forschungsgebiete darstellt, werden verschiedene kippkritische Fahrmanöver vorgestellt. Bei der Analyse des Kippverhaltens wird vor allem angestrebt, die physikalischen Kippmechanismen aufzuschlüsseln. Auf Basis der obengenannten Forschungsaktivitäten werden zahlreiche Parameterstudien von Fahrzeugparametern auf die Kippkritikalität je nach Anwendungssituationen durchgeführt. Durch diese Literaturübersicht werden die Forschungslücken dieses Bereichs adressiert und in die Forschungsfragen umformuliert. Daraus werden die Zielsetzung und die Struktur der vorliegenden Arbeit im nächsten Abschnitt abgeleitet.

#### 1.3.1 Modellierungsansätze für das Kippverhalten

Für die Modellierung des Kippverhaltens sind in der Literatur zahlreiche Ansätze und Diskussionen vorhanden. Je nach Anwendungsfall, Simulationszeit und Parametrierungsmöglichkeit steigen die Modellfreiheitsgrade<sup>13</sup> entsprechend mit der Modellierungstiefe. In Tabelle 1.1 ist eine kompakte Zusammenfassung für die Fahrdynamik- bzw. Kippmodelle in Hinblick auf Modellkomplexität und Anwendungssituationen aufgezeigt. Das stark vereinfachte ebene Wankmodell mit ausschließlich einem Freiheitsgrad bildet das intuitive und grundsätzliche Verständnis vom Kippen ab. In dieser Modellvorstellung kippt das Fahrzeug als ein Starrkörper um den Aufstandspunkt des Reifens auf der kurvenäußeren Seite [Gil92], [RH92], [NHT00]. Basierend darauf werden in [Gil92] und [Hac02] weitere Einflussfaktoren wie die Schwerpunktverlagerung durch die Wankbewegung mitberücksichtigt, um das Kippen anschaulich zu erläutern.

Eine Erweiterung des Wankmodells mit einem komplexen Einspurmodell<sup>14</sup> findet eine sehr verbreitete Verwendung in der Konzeptphase zur Auslegung der fahrdynamischen Eigenschaften [Abe19], [HEG13], da sich das Einspurmodell durch die Konzeptunabhängigkeit, die effiziente Parametrierung und die geringe Simulationszeit in der Konzeptentwicklung auszeichnet [Cha+19a] und die meisten kundenrelevanten fahrdynamischen Szenarien dadurch abgedeckt werden [Abe19]. Die Querbeschleunigung wird in dem Fall durch den Schräglaufaufbau des Reifens erzeugt und in das Wankmodell übertragen. In [Whi+04] wird das Modell ebenfalls zur Analyse des Kippverhaltens genutzt. Allerdings ist die Simulationengenauigkeit nicht zufriedenstellend, da sich die Modellierung auf eine zusammengefasste

---

<sup>13</sup>engl.: Degree of Freedom (DoF)

<sup>14</sup>kurz: ESM

Spur beschränkt und die dynamische Radlaständerung dadurch nicht ausreichend dargestellt ist.

Um die Einschränkung des Einspurmodells zu beheben, kommt das Zweispurmodell<sup>15</sup> zum Einsatz. Typischerweise besteht ein ZSM aus fünf Massenpunkten. Je nachdem wie viele Freiheitsgrade jede Masse hat, können sich die Zweispurmodelle stark voneinander unterscheiden. Bei dem wankzentrierten Zweispurmodell [MJH06] besitzt die gefederte Masse translatorische Freiheitsgrade in die Längs- und Querrichtung sowie rotatorische Freiheitsgrade um die Wank- und Hochachse. Jede reifengefederte Masse<sup>16</sup> kann um ihre Achse drehen. Ferner können die reifengefederten Massen um die vertikale Richtung erweitert werden. Dadurch besitzt das wankzentrierte Modell aus [MJH06] zwölf Freiheitsgrade. Im Vergleich dazu hat die gefederte Masse in den anderen Literaturen wie [SHB10], [Ril07], [SG07] sechs Freiheitsgrade in allen Raumrichtungen. Jede ungefederte Masse hat sowohl die Drehbewegung um ihre Achse als auch die vertikale Bewegung. Somit erhöhen sich die erreichbaren Freiheitsgrade des ZSM bis zu 14. Darüber hinaus kann das ZSM um die Lenkung erweitert werden. In [CPP18b] ist ein Zweispurmodell mit einer dynamischen Lenkung verwendet und der Einfluss der Radaufhängung ist mithilfe der Eigenschaftskennlinien in Abhängigkeit von der vertikalen Radbewegung abgebildet. Im Vergleich dazu sind in [SHB10] und [Ril07] die Achsbewegungen vollständig durch die räumliche Kinematik modelliert. Aus diesem Grund steigen die Freiheitsgrade der Modelle weiter an. Darüber hinaus werden noch das Einlaufverhalten des Reifens als ein proportionales Übertragungsglied mit Verzögerung 1. Ordnung<sup>17</sup> und die Elastokinematik berücksichtigt. Abschließend kommt die Mehrkörpersimulation<sup>18</sup> mit feinerer Modellierungsgranularität zum Einsatz [CM14], [SV11].

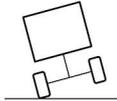
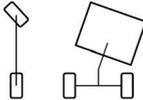
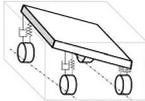
Modelle	DoF	Beispiel	Quellen
Ebenes Wankmodell	1		[Gil92]
Einspurmodell mit Wankmodell	3		[Zhu+16]
Zweispurmodell	≥ 6		[CPP18a]
Mehrkörpersimulation	≥ 20		[Ang17, S. 55]

Tabelle 1.1: Übersicht der typischen Fahrdynamik- bzw. Kippmodelle

Neben der Modellvorstellung wird die Modellvalidität in der Literatur ebenfalls diskutiert. Je nach Anwendungszweck ist die Anforderung an die Simulationsgenauigkeit sehr unter-

<sup>15</sup>kurz: ZSM

<sup>16</sup>auch als ungefederte Masse verstanden

<sup>17</sup>kurz: PT1-Glied

<sup>18</sup>kurz: MKS

schiedlich und die Modellvalidierung ist in den meisten Fällen nur begrenzt auf die anwendungsorientierten Einzelmanöver durchgeführt. Die Abweichungen zwischen Messdaten und Simulationsergebnissen sind offensichtlich vorhanden [Bau03], [Whi+04], [CPP18a]. Somit ist eine systematische und vollständige Validierung in Hinblick auf Kippstabilität derzeit nicht auffindbar.

### 1.3.2 Indikatoren zur Beurteilung der Kippkritikalität

Zur Beschreibung der Kippkritikalität bestehen in den vorhandenen Veröffentlichungen zahlreiche Ansätze. Entsprechend den bereits erläuterten Modellvorstellungen sind unterschiedliche Indikatoren zur Objektivierung der Kippgrenze entwickelt. Der grundlegende und weit verwendete Indikator ist der SSF, der das Verhältnis von halber Spurweite  $\frac{b}{2}$  und Schwerpunkthöhe  $h_{SP}$  beschreibt und wie in Formel (1.1) gezeigt ist.

$$SSF = \frac{b}{2h_{SP}} \quad (1.1)$$

Der SSF spiegelt die Modellvorstellung des vereinfachten Wankmodells in Tabelle 1.1 wider und zeigt letztendlich das Momentengleichgewicht von der Querkraft  $F_y$  und der Gewichtskraft  $F_G$  mit den jeweiligen Hebelarmen. Je größer der SSF ist, desto mehr Kippstabilität besitzt das Fahrzeug. Der SSF von modernen PKW variiert zwischen 1,5 und 1,0. Darunter nehmen die Limousinen den Wert von 1,3 bis 1,5 an, während SUV, Pick-up und Van nur Werte zwischen 1,0 und 1,3 aufweisen [Sco18]. Eine weitere Bedingung für das Kippen ist die Rutschgrenze [RH92], [MW14, S. 818], die als die maximale erreichbare Querbeschleunigung verstanden ist. Nur wenn die Kippgrenze kleiner als die Rutschgrenze ist, besteht genug Abstützung zum Kippen. Basierend auf dem SSF werden in [Gil92] und [Hac02] einige modifizierte SSF entwickelt, um die Kippgefährdung genauer zu betrachten. CHANG hat in [CPP18a] eine Übersicht über diese Indikatoren von einem Beispiel-SUV mit einem typischen Bereich der Rutschgrenze erstellt. In Abbildung 1.6 ist diese Übersicht ergänzend mit dem Einfluss der Beladung aufgezeigt.

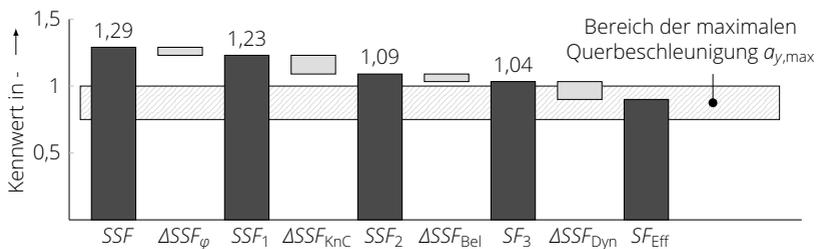


Abbildung 1.6: Wasserfalldiagramm des modifizierten SSF mit der steigenden Modellgranularität nach [CPP18a] und [Hac02]

Ein SUV der Mittelklasse besitzt beispielsweise einen SSF in Höhe von 1,29, welcher zu dem empirischen Wertebereich von SUV passend ist. Wird die Schwerpunkthöhe durch die Wankbewegung an einem gefederten Fahrzeug berücksichtigt [Gil92], verringert sich der SSF exemplarisch um 5 % auf 1,23. Außerdem führen die Einflüsse der Radaufhängung und der Auftriebskraft zu einer weiteren Verringerung des SSF. In Summe sei eine Reduzierung des SSF bis zu 25 % möglich [Hac02]. Bei diesem Beispielfahrzeug reduziert sich der SSF um 11 % auf 1,09. Zusätzlich werden die kundenrelevanten Beladungen mitberücksichtigt,

weil die Dachbelastung den Schwerpunkt anhebt. An dieser Stelle wird der SSF durch eine typischen Dachbelastung um 5 % auf 1,04 gesenkt und an die Rutschgrenze gerückt. Somit verändert sich ein SUV mit der relativ hohen Kippstabilität zu einem potenziellen kippgefährdeten Fahrzeug. Falls weitere dynamische Effekte wie beispielsweise der Einfluss des Trägheitsmoments mitbetrachtet werden [HH00], reduziert sich das Stabilitätsniveau in Abbildung 1.6 weiter. Zum Schluss bewegt sich der Wert im Bereich der Rutschgrenze bzw. der maximalen Querbeschleunigung des Fahrzeugs. Aus diesem Grund reicht der SSF allein nicht aus, die Kippkritikalität vollständig zu beschreiben.

Im Vergleich zu dem vereinfachten Wankmodell ermöglicht das Zweispurmodell mithilfe der Simulation die weiteren Möglichkeiten zur Objektivierung der Kippstabilität. Ein anschaulicher Indikator ist der Radlift. In [For+02, S. 42] haben FORKENBROCK ET AL. den gleichzeitigen Radlift an der Vorder- und Hinterachse<sup>19</sup> als Indikator verwendet. Für die dynamische Situation definiert die NHTSA die kleinste Geschwindigkeit als Indikator, wobei der gleichzeitige Radlift an der Fahrzeuginnenseite größer als zwei Inch (circa 0,05 m) ist [EF03, S. 4]. Außerdem nutzt BAUMANN ein empirisches Kriterium, das greift, wenn eine einseitige Radlastsumme von 0 N für länger als 0,5 s vorliegt [Bau03, S. 70]. Allerdings kann der Radlift die kippkritische Situation nicht vollständig repräsentieren, da der Radlift ebenfalls durch die Einfederung des Rads beim schwingenden Vorgang möglich sei. Darüber hinaus verfügt die Sensorik über die Messungengenauigkeit und der Radlift weist die großen Abweichungen bei unterschiedlichen Umgebungstörungen wie die Fahrbahnebenheit und die Reifenverformung auf.

Damit ist es sinnvoll, den Wankwinkel auf der Gesamtfahrzeugebene im Kippvorgang zu beobachten. In [Gil92, S. 309] und [NHT21] wird die Situation als Rollover beschrieben, wenn der Wankwinkel des Aufbaus  $90^\circ$  überschreitet und die Fahrzeugseite einen Bodenkontakt hat. FORKENBROCK hat den Wankwinkel von vier verschiedenen Versuchsfahrzeugen beim Auftreten von dem großen Radlift aufgelistet [For+02, S. 43]. Dabei streut der kippkritische Wankwinkel zwischen  $9^\circ$  und  $20^\circ$ . In [MW14, S. 850] wird der Wankwinkel beim leeren Fahrzeug von  $8^\circ$  und beim beladenen von  $11^\circ$  als die obere Grenze angesehen. BAUMANN stellt zuerst fest, dass die beiden Räder eines Versuchsfahrzeugs in einer Side-Pull-Messung bei einem Wankwinkel von  $7,8^\circ$  den Bodenkontakt verlieren [Bau03, S. 76]. Jedoch definiert er den Wankwinkel von  $12^\circ$  als eine konservative Kippschwelle [Bau03, S. 80]. Dadurch ist ersichtlich, dass die kippkritischen Wankwinkel unterschiedlich sind, da sich die verwendeten Fahrzeuggeometrie und Fahrwerkeigenschaften in jeweiligen Veröffentlichungen voneinander differenzieren. Somit ist die Definition einer allgemeingültigen Kippgrenze nicht zielführend. Für jedes Fahrzeug ist je nach Anwendungszweck und Fahrzeugeigenschaften ein eigener kippkritischer Wankwinkel zu definieren.

Außerdem ist zu beachten, dass der maximale Wankwinkel von der Zeithistorie des vorausgegangenen Manövers abhängt. Je stärker das Fahrzeug im Verlauf des Manövers kontinuierlich aufgeschaukelt wird, desto stärker nähert sich der Wankwinkel zur Stabilitätsgrenze des Fahrzeugs. Somit betrachten einige Veröffentlichungen wie [Sch06], [SW12] und [Sad15] das Kippverhalten mithilfe der Ljapunow-Methode aus Sicht der Stabilitätstheorie. Dabei ist ein Ljapunow-Koeffizient zu entwickeln, welcher auf einer analytischen Formel des Fahrzeugmodells beruht. Dies ist lediglich durch eine Vereinfachung der Modellbeschreibung möglich. Somit wird die Ljapunow-Methode typischerweise für die Zustandsbeobachtung des Fahrzeugs verwendet. Außerdem ist diese Betrachtungsweise für aktive Sicherheitseingriffe wie adaptive Aufbaudämpferregelung bei der starken Wankbewegung oder für Bremseneingriffe des elektronischen Stabilitätsprogramms von Interesse. Im Kontrast dazu stellt diese Methode für die Aufschlüsselung der Wirkkette des Kippverhaltens und die dazu gezielte Fahrwerkeauslegung im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine untergeordnete Rolle dar.

---

<sup>19</sup>engl.: Two Wheel Lift (TWL)

Ein weiterer Indikator ist die dynamische Radlastverlagerung nach kurvenaußen [Ode02, S. 8], [Bau03, S. 28] und [Lar+13]. In der Simulation kann sie ohne Aufwand ermittelt werden. Jedoch ist die dynamische Radlastverlagerung in Fahrversuchen schwierig direkt mittels Sensorik zu erfassen. Nur durch Umrechnung von mehreren gemessenen Werten ist die Radlastverschiebung in experimentellen Versuchen erfassbar. Dabei treten starke Streuungen durch die Messungenauigkeit auf. Somit ist dieser Indikator nicht für die Objektivierung in Fahrversuchen geeignet, ferner nicht zielführend für die Validierung des Modells.

### 1.3.3 Kippkritische Fahrmanöver

In den letzten 50 Jahren sind zahlreiche Untersuchungen auf der Suche nach kippkritischen Fahrmanövern entstanden und die kippkritischen Lenkanregungen stellen eine große Vielfalt dar. In [Bau03, S. 32] gibt BAUMANN für den Zeitraum von Anfang der 70er Jahre bis zum Jahr 2002 einen Überblick über die kippkritischen Manöver vom stationären bis zum dynamischen Bereich. In einer Untersuchung von CHANG werden die Fahrmanöver gemäß den Kategorien Längsdynamik und Querdynamik sortiert [CFS21]. Tabelle 1.2 zeigt eine kompakte Übersicht der wesentlichen kippkritischen Fahrmanöver in Hinblick auf open/closed-loop und subjektive/objektive Beurteilung. Zu jedem Manöver wird eine exemplarische Darstellung aufgezeigt.

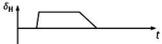
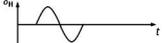
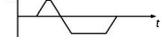
Fahrmanöver	Open-loop	Closed-loop	Subjektiv	Objektiv	Exemplarischer Lenkradwinkelverlauf
J-Turn	x	-	-	x	
Sinus	x	-	-	x	
Sinus mit Haltezeit	x	-	-	x	
Doppelter Spurwechsel	-	x	x	x	
Fishhook „Road-Edge Recovery“	-	x	-	x	

Tabelle 1.2: Zusammenfassung der kippkritischen Manöver

Es ist ersichtlich, dass sprungartige Anregungen wie der J-Turn [NHT03] oder der Lenkradwinkelsprung [HEG13, S. 147] durch die hohe Lenkgeschwindigkeit eine starke Anregung in das Fahrzeugsystem einbringen. Dabei werden alle Frequenzen gleichzeitig angeregt. Im Gegensatz dazu zielt die Sinuslenkeingabe [GHF01], [ZDD08] darauf ab, das Fahrzeugsystem mit einer gezielten Frequenz anzuregen. Der Halbsinus mit einer anschließenden Haltezeit [BS13, S. 801] kombiniert die beiden zuvor genannten Manöver. Der doppelte Spurwechsel gemäß Norm lässt sich auf zwei Arten je nach den Abständen der Pylonen und der Fahrgeschwindigkeit unterscheiden. Der in der Norm ISO 3888-2 [Int11] beschriebene Spurwechseltest wird durch den Verband der Automobilindustrie<sup>20</sup> entworfen, um den zuvor erwähnten Elchtest abzudecken. Im Vergleich dazu bildet die Norm ISO 3888-1 [Int18] einen dynamischen Spurwechsel mit höherer Fahrgeschwindigkeit ab. Der doppelte Spurwechsel kann außerdem als ein quasiharmonisches kippkritisches Manöver betrachtet werden [BE04]. Darüber hinaus ist der Slalom [HEG13, S. 129] eben-

<sup>20</sup>kurz: VDA