

FAT 279

K

Sensitivitätsanalyse
rollwiderstandsrelevanter
Einflussgrößen bei
Nutzfahrzeugen – Teil 3

Q

Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teil 3

Forschungsstelle:

Universität Stuttgart

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen

Autor:

Dr.-Ing. W. Krantz

Bereichsleiter Fahrzeugtechnik und Fahrdynamik:

Dipl.-Math. J. Neubeck

Das Forschungsprojekt wurde mit Mitteln der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e. V. (FAT) gefördert.

Zusammenfassung

Am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart wurde vom 01. Juni 2013 bis zum 31. August 2014 das Forschungsprojekt „Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teil 3“ bearbeitet. Zuvor wurden vom 01. Juni 2011 bis zum 30. April 2012 und vom 01. Juni 2012 bis zum 31. Mai 2013 die Projektteile 1 und 2 bearbeitet. Die dort erarbeiteten Ergebnisse sind in der FAT-Schriftenreihe 258 ([1]) veröffentlicht. Zuwendungsgeber war die Forschungsvereinigung Automobiltechnik, AK 9 Fahrdynamik von Nutzfahrzeugen.

Ziel des Projektes war die ganzheitliche Betrachtung des Systems Lastzug im Hinblick auf Einflüsse, die für den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs relevant sind. Dies beinhaltet insbesondere die Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug und Reifen. Wechselwirkungen mit der Aerodynamik blieben im Projektrahmen komplett ausgeklammert. Die Untersuchungen erfolgten anhand eines in Projektteil 1 erstellten dynamischen Gesamtfahrzeugmodells (MKS-Simulation) am Beispiel eines 40 t-Sattelzuges mit 4x2 Zugmaschine. Hierbei wurden zunächst nur stationäre Betriebspunkte betrachtet. Anhand des Simulationsmodells wurde in Projektteil 2 eine Parameterstudie durchgeführt. Es wurden Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands durch gezielte Beeinflussung relevanter Einflussgrößen ermittelt und damit Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung abgeleitet. In Projektteil 3 wurden anhand realistischer Strecken- und Fahrprofile die in Projektteil 2 identifizierten und quantifizierten Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand schwerer Nutzfahrzeuge hinsichtlich ihrer Relevanz im realen Fahrbetrieb untersucht.

Als Ergebnis des Projektteils 1 wurde eine leistungsfähige Simulationsumgebung geschaffen, die eine detaillierte Aufteilung und Bewertung aller Primär- und Sekundäreinflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand ermöglicht. Das zugrunde liegende Fahrzeugmodell ist modular aufgebaut und beliebig erweiterbar. Es ermöglicht auf einfache Weise, die Konfiguration von Sattelzugmaschine und Auflieger anzupassen (z. B. Einbau einer Lift- oder Nachlaufkchse) und die Auswirkungen einzelner Parameteränderungen zu untersuchen (z. B. Beladung, Einstellwert Vorspur usw.). Besondere Aufmerksamkeit wurde der Erstellung des Reifenmodells gewidmet, um den Einfluss des Reifenbetriebspunktes auf den Reifen-Rollwiderstand geeignet abbilden zu können. Das Gesamtfahrzeugmodell wurde sowohl fahrdynamisch als auch hinsichtlich der Genauigkeit der energetischen Bilanzierung validiert.

In Projektteil 2 wurden auf Basis der erstellten Simulationsumgebung detaillierte Parameterstudien zum Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand durchgeführt. Es wurden folgende Schwerpunktthemen untersucht:

1. Einfluss des Fahrzeugeigengewichts

2. Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen
3. Einfluss der Betriebsstrategie einer Nachlaufenkachse
4. Einfluss der Achslastverteilung

Es wurden jeweils sowohl die Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand quantifiziert, als auch die zugrunde liegenden Wirkmechanismen herausgearbeitet. Die Ergebnisse des Projektteils 2 vermitteln einen repräsentativen Überblick über die in unterschiedlichen stationären Betriebszuständen erreichbaren Verbesserungen im Hinblick auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand.

Wie erwähnt war Ziel des dritten Projektteils, die zuvor für einzelne stationäre Betriebszustände ermittelten Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand hinsichtlich ihrer Relevanz im realen Fahrbetrieb zu bewerten. Hierzu ist ein Kollektiv von Fahrzeugbetriebszuständen zu betrachten, wie es sich bei realen Strecken- und Fahrprofilen im täglichen Einsatz ergibt. Letztlich soll dies eine Potenzialabschätzung im Hinblick auf einen Serieneinsatz ermöglichen. Um keine aufwändigen MKS-Vollfahrzeugsimulation durchführen zu müssen, wurde ein Verfahren zur streckenbezogenen Gesamtbilanzierung entwickelt, das die näherungsweise Berechnung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands beim Befahren realer Strecken durch eine gewichtete Mittelung quasistationärer Betriebszustände erlaubt. Hierdurch konnte auf die sehr gut validierten Simulationswerkzeuge aus den vorangegangenen Projektteilen zurückgegriffen werden.

Die Ergebnisse der streckenbezogenen Gesamtbilanzierung zeigen einen deutlichen streckenabhängigen Einfluss der Fahrzeugkonfiguration und der Beladung auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. Die in den vorangegangenen Projektteilen für einzelne Betriebspunkte aufgezeigten Verbesserungspotenziale sind dabei auch im realen Fahrbetrieb relevant. Neben Fahrzeug und Strecke besitzt auch das Fahrerverhalten einen erheblichen Einfluss, da dessen Fahrstrategie bei gegebenem Streckenverlauf zu einem mehr oder weniger rollwiderstandsgünstigen Fahrprofil führen kann. Der Einfluss der Vorgehensweise beim Be- und Entladen wurde anhand eines „Milk-Runs“ mit Abladen von hinten bzw. von vorn für verschiedene Fahrzeugkonfigurationen untersucht. Hierbei wurden ebenfalls erhebliche Potenziale zur Rollwiderstandsminderung durch Wahl einer geeigneten Beladungsstrategie ausgemacht. Allerdings ist die Praxistauglichkeit entsprechender Strategie, die letztlich ein Be- und Entladen des Aufliegers von der Seite erforderlich machen, noch zu hinterfragen.

Generell haben die Untersuchungen gezeigt, dass für eine abschließende Beurteilung der Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bei schweren Nutzfahrzeugen noch weitere Randbedingungen zu klären sind. An erster Stelle steht die Wechselwirkung von Maßnahmen zur Rollwiderstandsminderung mit der Fahrdynamik und damit der Fahrsicherheit. Hier besteht teilweise ein Zielkonflikt. Ein weiterer Aspekt ist der Einfluss der vom Fahrer umgesetzten

Fahrstrategie. Beide Punkte sollten Gegenstand weitergehender Untersuchungen sein.

Darüber hinaus hat sich gezeigt, dass die Betrachtung realer Fahrprofile auf Basis quasistationärer Betriebspunkte zu nicht zu vernachlässigenden Fehlern führt, wenn häufige Wechsel der Fahrgeschwindigkeit erfolgen, wie es etwa bei Fahrten auf der Landstraße der Fall ist. In diesem Fall sollte zukünftig insbesondere eine Berücksichtigung des Antriebsschlupfes erfolgen.

Inhalt

1 Einleitung	6
2 Methode zur streckenbezogenen Gesamtbilanzierung auf Basis stationärer Betriebspunkte	8
2.1 Generierung realitätsnaher Strecken- und Fahrprofile	8
2.2 Bilanzierung durch Interpolation des Betriebszustandes.....	13
2.3 Fehleranalyse hinsichtlich vernachlässigter dynamischer Einflüsse	17
3 Ergebnisse der streckenbezogenen Gesamtbilanzierung	22
3.1 Einfluss von Strecken- und Fahrprofil	22
3.2 Einfluss von Achslastverteilung und gelenkten Aufliegerachsen.....	27
4 Szenario „Milk-Run“	33
5 Diskussion und Ausblick	42
Literatur	43
Anhang	44
A Profile „Schwarzwald“	44

1 Einleitung

Bei einem modernen Fernverkehrs-Sattelzug macht der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bei konstanter Fahrt mit 80 km/h in der Ebene mehr als die Hälfte des gesamten Fahrwiderstands aus. Im Hinblick auf eine Verringerung des Fahrwiderstands und damit des Kraftstoffverbrauchs und CO₂-Ausstoßes ist es daher sinnvoll, den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand zu reduzieren. Um die einzelnen Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand zu verstehen, ist es vorteilhaft, den Rollwiderstand in seine Bestandteile, wie Reifenrollwiderstand, Radlagerreibung, Kurvenwiderstand etc., zu zerlegen und getrennt zu analysieren. Hierfür bietet sich in besonderem Maße die Simulation an. Hier können alle Bestandteile des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands getrennt modelliert und die Einflüsse geänderter Fahrzeugparameter auf die einzelnen Rollwiderstandsanteile im Detail untersucht werden. In diesem Projekt erfolgt daher eine ganzheitliche Betrachtung des Systems „Lastzug“ anhand von Simulationsrechnungen mit einem detaillierten Gesamtfahrzeugmodell (MKS-Simulation).

Bei den Untersuchungen steht insbesondere die Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug und Reifen im Vordergrund. Der Reifen-Rollwiderstand stellt für den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand die bestimmende Größe dar. Der Rollwiderstandsbeiwert eines Reifens ist jedoch nicht konstant, sondern hängt stark von den Betriebsbedingungen ab, etwa von Radlast, Schräglaufwinkel oder Betriebstemperatur. Durch Wahl geeigneter Betriebsbedingungen kann daher der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand verringert werden.

Das Gesamtprojekt gliederte sich in drei aufeinanderfolgende Teilprojekte. Die Ergebnisse der Projektteile 1 und 2 wurden in der FAT-Schriftenreihe 258 ([1]) veröffentlicht. Der dort beschriebene Modellierungs- und Simulationsansatz einschließlich der verwendeten Fahrzeugparameter, die ermittelten Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand, die zugrunde liegenden Wirkmechanismen sowie die verwendete Nomenklatur werden im vorliegenden Bericht als bekannt vorausgesetzt.

Ziel des ersten Projektteils war, die simulationstechnischen Voraussetzungen für die Bestimmung und Aufteilung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands zu schaffen. Daneben waren geeignete Vorgehensweisen zur Verminderung des Rollwiderstands und Ermittlung derer Potentiale durch gezielte Beeinflussung relevanter Einflussgrößen zu entwickeln. Inhalt des zweiten Projektteils war, auf Basis der entwickelten Simulationsumgebung und -methodik konkrete Potenziale für eine Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsminderung zu identifizieren sowie die zugrunde liegenden Wirkmechanismen und vorhandene Wechselwirkungen zu verstehen. Hierdurch konnten letztlich konkrete Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung abgeleitet und bewertet werden. Im Projektrahmen erfolgte dabei ausschließlich eine

Untersuchung stationärer Betriebszustände. Weiterhin blieben Wechselwirkungen mit der Aerodynamik komplett ausgeklammert.

Im vorliegenden Bericht sind die Ergebnisse des Projektteils 3 dokumentiert. Ziel des dritten Projektteils war, die in den vorangegangenen Teilen identifizierten und quantifizierten Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand schwerer Nutzfahrzeuge hinsichtlich ihrer Relevanz im realen Fahrbetrieb zu bewerten. Dazu sollten, anders als zuvor, nicht nur einzelne stationäre Betriebspunkte untersucht werden, sondern ein Kollektiv von Fahrzeugbetriebszuständen, wie es sich bei realen Strecken- und Fahrprofilen im täglichen Einsatz ergibt. Um andererseits nicht den Schritt zu einer vollständig validierten dynamischen Vollfahrzeugsimulation vollziehen zu müssen, sollte ein Verfahren entwickelt werden, welches die näherungsweise Berechnung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands beim Befahren realer Strecken durch eine gewichtete Mittelung quasistationärer Betriebszustände erlaubt. Hierdurch konnte auf die sehr gut validierten Simulationswerkzeuge aus den vorangegangenen Projektteilen zurückgegriffen werden.

Im nachfolgenden Kapitel wird die entwickelte Methode zur streckenbezogenen Gesamtbilanzierung auf Basis stationärer Betriebspunkte beschrieben. Hierbei werden auch die Fehler diskutiert, die sich durch die Vernachlässigung dynamischer Einflüsse wie Antreiben, Bremsen oder Einfahren in eine Kurve ergeben. In Kapitel 3 werden die Ergebnisse der streckenbezogenen Gesamtbilanzierung diskutiert, wobei sowohl auf den Einfluss von Strecken- und Fahrprofil als auch auf den Einfluss unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen eingegangen wird. In Kapitel 4 werden schließlich die Ergebnisse der Simulation eines „Milk-Runs“ mit Abladen von hinten bzw. von vorn für verschiedene Fahrzeugkonfigurationen vorgestellt. Ziel dieser Untersuchungen war es, konkrete Beispiele dafür zu erzeugen, wie durch gezielte Umverteilung der Achslasten, sowohl durch Anpassung der Beladungsstrategie sowie ggf. durch Anpassung der Luftfederdrücke im Auflieger, Potentiale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands genutzt werden können.

2 Methode zur streckenbezogenen Gesamtbilanzierung auf Basis stationärer Betriebspunkte

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise zur streckenbezogenen Bilanzierung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands auf Basis stationärer Betriebspunkte beschrieben. Zunächst wird auf die Erzeugung zweier beispielhafter Strecken- und Fahrprofile eingegangen, anhand derer die weitergehenden Untersuchungen zum Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand erfolgen sollen. Anschließend wird auf die eigentliche Methode zur Bestimmung und Bilanzierung des Rollwiderstands über der zurückgelegten Fahrstrecke eingegangen. Im letzten Abschnitt des Kapitels wird analysiert, welche Fehler sich durch die Vernachlässigung dynamischer Einflüsse wie Antreiben, Bremsen oder Einfahren in eine Kurve ergeben.

2.1 Generierung realitätsnaher Strecken- und Fahrprofile

Als Grundlage für die Bewertung der Praxisrelevanz unterschiedlicher Maßnahmen zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands sind im ersten Schritt Strecken- und Fahrprofile bereit zu stellen. Diese müssen beispielhaft die sich bei realem Fahrzeugeinsatz einstellenden Betriebszustände wiedergeben. Es wurden zwei unterschiedliche Szenarien geschaffen. Zum einen handelt es sich um eine Route von Stuttgart nach Hamburg, die zum überwiegenden Teil über Autobahnen führt, zum anderen um eine Route durch den Schwarzwald, die zu einem erheblichen Teil über kurvige Landstraßen und durch Ortschaften verläuft. Ziel war es, Szenarien zu erzeugen, die einerseits klar unter das Stichwort „Fernverkehr“ fallen, die aber andererseits eine hohe Streubreite hinsichtlich der Fahrzeugbetriebszustände beinhalten. Es sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass das Höhenprofil der realen Strecken bei den hier beschriebenen Untersuchungen nicht berücksichtigt wird und damit auch keine Fahrt in der Steigung oder im Gefälle. Zugunsten der Möglichkeit auf die validierten Simulationswerkzeuge aus den vorangegangenen Projektteilen zurückzugreifen, wurde hierauf bewusst verzichtet.

Abbildung 2.1 zeigt den Verlauf der ersten Route, im Folgenden als „Stuttgart-Hamburg“ bezeichnet. Diese beginnt im Stadtgebiet von Stuttgart, führt dann über die Bundesstraße 10 nach Wendlingen und dann auf der A8 bis nach Ulm. Dort wird auf die A7 gewechselt, die fast durchgehend bis zum Ziel, dem Hamburger Hafen, befahren wird. In Abbildung 2.2 ist die Häufigkeitsverteilung der Kurvenradien bezogen auf die zurückgelegte Wegstrecke dargestellt. Für einen Kurvenradius im Bereich von 240 m beträgt der relative Anteil an der Gesamtstrecke nur rund 0,25 %, bei kleineren Radien ist der Anteil noch geringer.

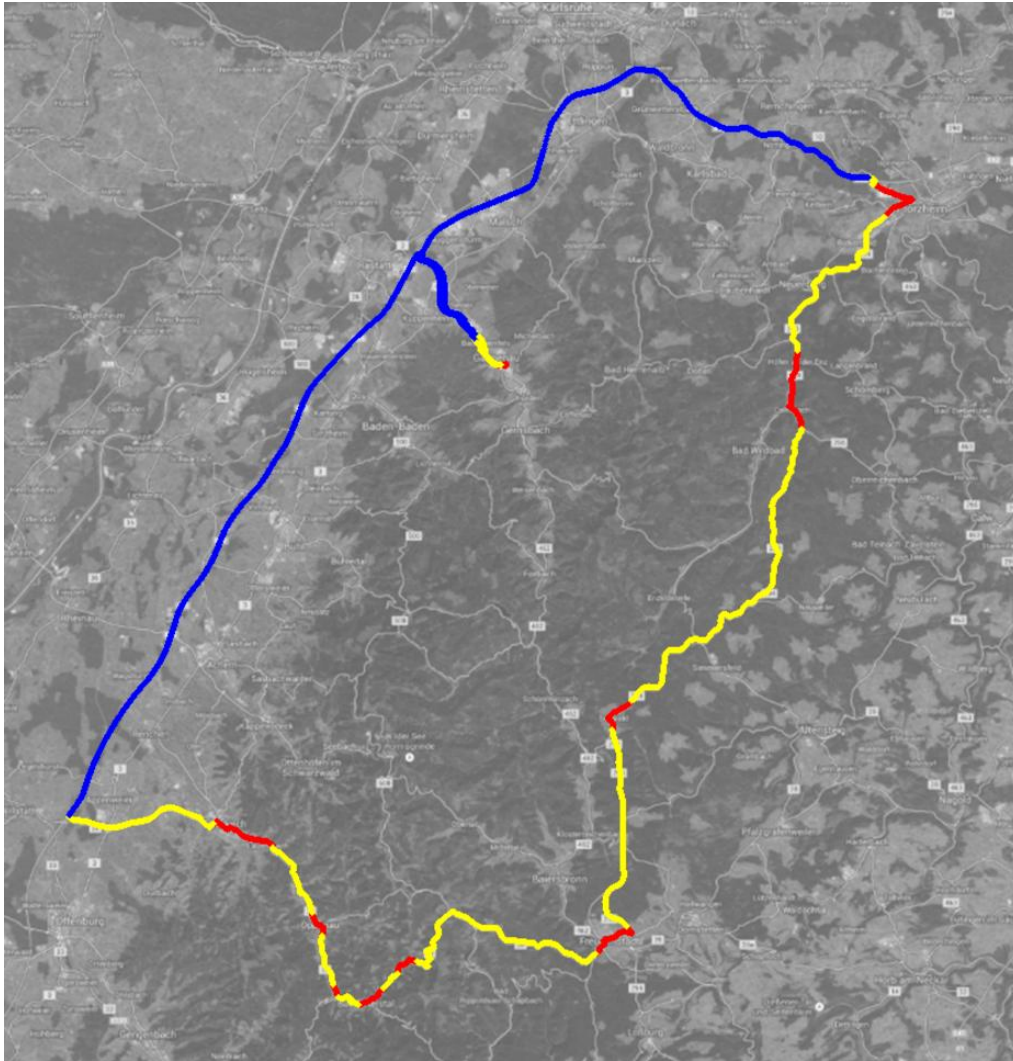


Abbildung 2.3: Verlauf der Route „Schwarzwald“ (Quelle: Google Maps)

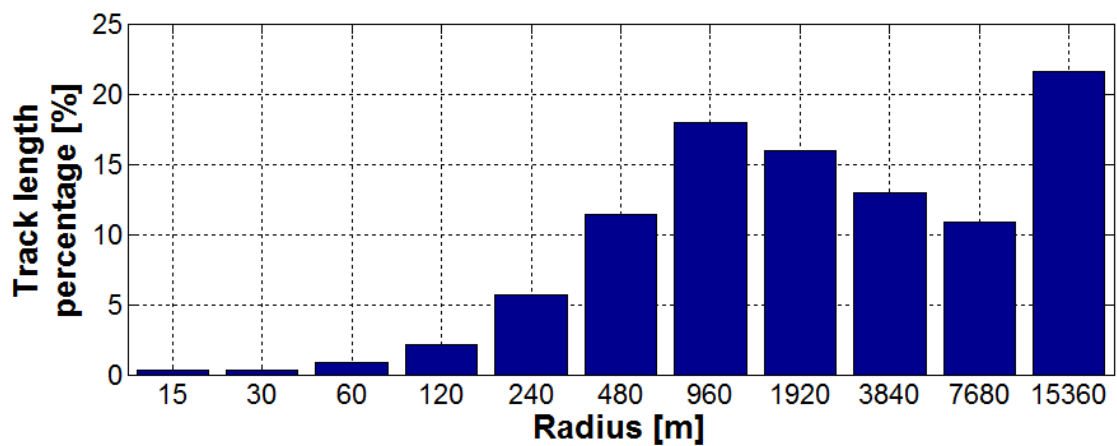


Abbildung 2.4: Häufigkeitsverteilung der Kurvenradien auf der Route „Schwarzwald“ bezogen auf die zurückgelegte Wegstrecke

Der Verlauf der zweiten Route, im Folgenden als „Schwarzwald“ bezeichnet, ist in Abbildung 2.3 dargestellt. In Abbildung 2.4 ist die entsprechende Häufigkeitsverteilung der Kurvenradien angegeben. Die Route führt von Gaggenau zunächst zur A5. In Karlsruhe wird auf die A81 gewechselt, die bis Pforzheim befahren wird. Die Route folgt dann der B294 bis Freudenstadt. Von dort wird die B28 in westlicher Richtung befahren, bis zurück zur A5. Die Route endet wieder am Ausgangspunkt in Gaggenau. Der Streckenteil, der über Bundesstraßen verläuft, enthält zahlreiche Ortsdurchfahrten sowie einen erheblichen Anteil teils sehr enger Kurven. Dennoch liegen auch hier die Kurvenradien beim weitaus größten Teil der Wegstrecke im Bereich von 240 m oder mehr, also bei Werten, wo sich gelenkte Aufliegerachsen im Bezug auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand deutlich weniger positiv bemerkbar machen, als bei sehr geringen Kurvenradien.

Neben den reinen Streckenprofilen sind für die Bilanzierung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands realistische Fahrprofile erforderlich. Die Erstellung der Fahrprofile führt letztlich auf die Festlegung realistischer Fahrgeschwindigkeitsverläufe unter Berücksichtigung bestimmter Randbedingungen. Hierzu gehören die zulässige Höchstgeschwindigkeit für die einzelnen Streckenabschnitte sowie Grenzwerte für die Fahrzeugbeschleunigung in Längs- und Querrichtung. Das Fahrprofil hängt sowohl vom Streckenprofil als auch vom Beladungszustand über der Strecke ab und beschreibt zusammen mit diesen die sich einstellenden Fahrzeugbetriebszustände. Die im Projektrahmen entwickelte Methodik zur Generierung von Fahrprofilen soll anhand von Abbildung 2.5 bis Abbildung 2.7 erläutert werden.

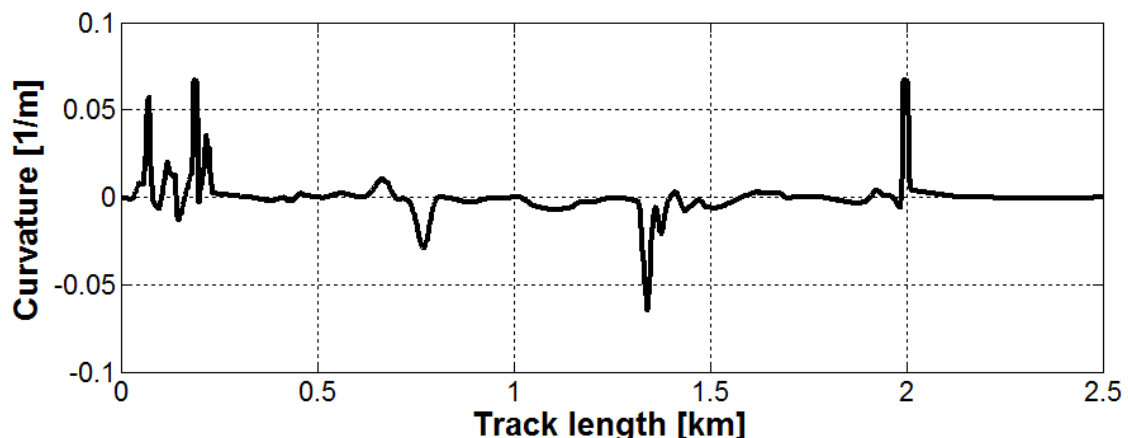


Abbildung 2.5: Verlauf der Fahrbahnkrümmung in der Ebene, Route „Stuttgart-Hamburg“, Kilometer 0 bis Kilometer 2,5

In Abbildung 2.5 ist für die ersten 2,5 km der Route „Stuttgart-Hamburg“ (Fahrt im Stadtgebiet von Stuttgart) der Verlauf der Fahrbahnkrümmung in der Ebene über der Wegstrecke aufgetragen. Die Verwendung der Krümmung an Stelle des Kurvenradius ist sowohl im Hinblick auf die grafische Darstellung als auch auf die Simulation vorteilhaft, da bei einem geraden Fahrbahnabschnitt der Radius unendlich

wird. Es ist zu erkennen, dass auf dem dargestellten Streckenabschnitt Krümmungen bis ca. 0,066 1/m auftreten, entsprechend einem minimalen Kurvenradius von ca. 15 m. Obwohl eine Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h zulässig ist, muss langsamer gefahren werden, um keine zu hohen Querbeschleunigungen zu erreichen. In Abbildung 2.6 ist zunächst die zulässige Höchstgeschwindigkeit dargestellt (graue Linie). Die blaue Linie stellt diejenige Fahrgeschwindigkeit dar, die sich ergibt, wenn die Querbeschleunigung im Schwerpunkt der Zugmaschine auf einen Betrag von 1 m/s² begrenzt wird. Dabei ist noch nicht berücksichtigt, ob die hierfür erforderliche Geschwindigkeitsänderung über dem Weg mit dem untersuchten Sattelzug tatsächlich erreicht werden kann. In der Regel ist dies nicht der Fall, sodass zusätzlich Werte für die gewünschte oder erreichbare Längsbeschleunigung gewählt werden müssen. Entsprechende Werte sind in dem Fahrgeschwindigkeitsverlauf berücksichtigt, der in Abbildung 2.6 durch die rote Linie dargestellt ist. Die jeweils zugehörigen Querbeschleunigungsverläufe zeigt Abbildung 2.7.

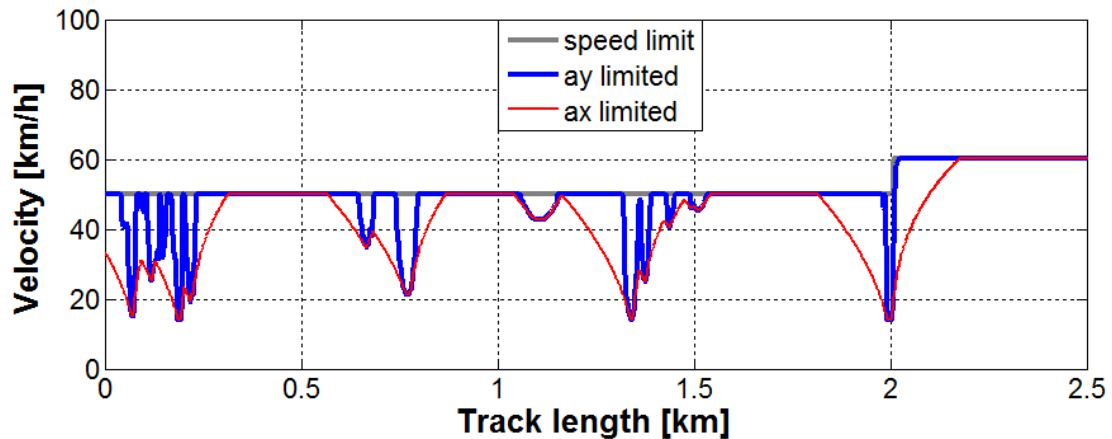


Abbildung 2.6: Verlauf der Fahrgeschwindigkeit, Route „Stuttgart-Hamburg“, Kilometer 0 bis Kilometer 2,5

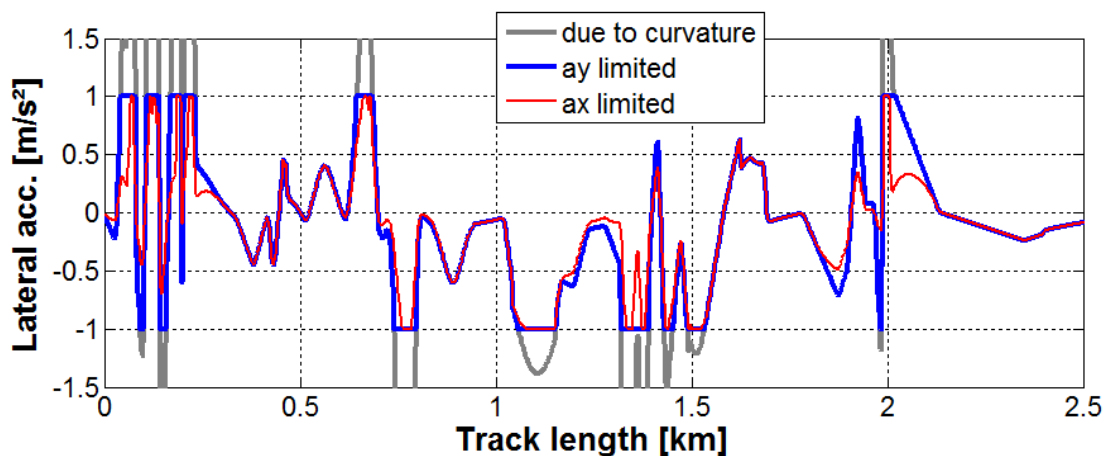


Abbildung 2.7: Verlauf der Querbeschleunigung, Route „Stuttgart-Hamburg“, Kilometer 0 bis Kilometer 2,5

Betrachtet man den Verlauf der rot dargestellten Kurve in Abbildung 2.6, so ist zu erkennen, dass bei 0 km nicht aus dem Stand losgefahren wird. Stattdessen ist die Startgeschwindigkeit vereinfachend so gewählt, dass eine erste enge Kurve nach ca. 60 m mit einer Querschleunigung von maximal 1 m/s^2 durchfahren wird. Dieser Querschleunigungsbetrag wurde für alle Untersuchungen im Projektrahmen als Standardwert angenommen. Um bis zur ersten Kurve die Fahrzeuggeschwindigkeit auf die erforderlichen 14 km/h zu vermindern, wird das Fahrzeug zuvor gezielt verzögert. Vereinfachend wird dabei angenommen, dass der Fahrer eine konstante Verzögerung einstellt und hierbei optimal vorausschauend, den Verzögerungsvorgang also genau im richtigen Moment einleitet, um die zulässige Kurvengeschwindigkeit einzuhalten. Im Beispiel in Abbildung 2.6 wird mit konstant $0,5 \text{ m/s}^2$ verzögert. Als Standardwert für die weiteren Untersuchungen wurde eine Bremsverzögerung von 1 m/s^2 angesetzt. Sobald die Fahrbahnkrümmung zurückgeht, wird das Fahrzeug wieder beschleunigt. Gegebenenfalls wirkt hierbei der Verlauf der Fahrbahnkrümmung selbst bereits begrenzend. In jedem Fall wird jedoch ein motorisch bedingtes maximales Beschleunigungsvermögen berechnet, in das Annahmen für die maximale effektive Motorleistung (440 kW), den Triebstrangwirkungsgrad ($0,9$) sowie das Fahrzeuggesamtgewicht und ein vereinfachter Ansatz zur Bestimmung der Fahrwiderstände eingehen. Darüber hinaus wird für niedrige Geschwindigkeiten eine Begrenzung der Längsbeschleunigung seitens des Fahrers auf maximal $1,5 \text{ m/s}^2$ angenommen.

Mit den beschriebenen Annahmen ergibt sich für die dargestellte Beispielstrecke ein komplexes Fahrprofil, das ausgeprägte Brems- und Beschleunigungsvorgänge beinhaltet. Es wird deutlich, dass die tatsächliche Ausprägung eines solchen Fahrprofils stark vom Fahrerverhalten abhängt, also zum einen von den gewählten Grenzen für Längs- und Querschleunigung, zum Anderen von seiner Fähigkeit, eine entsprechend vorausschauende Fahrweise in der Praxis umzusetzen. Wird die zulässige Höchstgeschwindigkeit überschritten, ist dies ebenfalls zu berücksichtigen. Indem die hier beschriebenen Untersuchungen mit den genannten idealisierten Annahmen zum Fahrerverhalten durchgeführt werden, bleibt der Fahrereinfluss weitestgehend ausgeklammert.

2.2 Bilanzierung durch Interpolation des Betriebszustandes

Prinzipiell könnte mit den erzeugten Strecken-, Fahr- und Beladungsprofilen nun direkt eine dynamische Vollfahrzeugsimulation zur streckenbezogenen Bilanzierung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands angestoßen werden. Wie bereits erwähnt, sollte im Projektrahmen jedoch vermieden werden, eine valide dynamische Vollfahrzeugsimulation bereitstellen zu müssen. Stattdessen bestand die Aufgabe darin, die erzeugten Strecken-, Fahr- und Beladungsprofile so auszuwerten, dass die in den Vorprojekten etablierte Vorgehensweise zur Untersuchung und Bewertung stationärer Betriebspunkte Anwendung finden kann. Zudem sollte eine Datenbank

mit vorab berechneten Ergebnissen für stationäre Betriebspunkte ermöglichen, schnell und einfach beliebige Strecken-, Fahr- und Beladungsprofile nachzufahren, ohne hierfür jedes Mal eine neue Vollfahrzeugsimulation durchführen zu müssen. Daher war es die Zielvorstellung, eine Methode zu erarbeiten, die die erzeugten Strecken- und Fahrprofile diskretisiert und clustert, sodass ein Kollektiv an Betriebspunkten entsteht, die als quasistationär zu betrachten sind und auf Basis der vorhandenen Methodik ausgewertet werden können. Übergeordnetes Ziel war, eine erste Aussage darüber zu erhalten, ob die für einzelne stationäre Betriebspunkte bestimmten Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands auch in einem realitätsnahen Fernverkehrsszenario wiedergefunden werden können.

Die Diskretisierung und Clusterung der Strecken-, Fahr- und Beladungsprofile wurde umgesetzt und getestet. Dabei hat sich gezeigt, dass die Diskretisierung vergleichsweise fein vorgenommen werden muss, um verlässliche Ergebnisse zu erhalten. Um den mit einer feineren Diskretisierung einhergehenden Rechenaufwand zu begrenzen, ist es generell empfehlenswert, nicht nur eine reine Diskretisierung vorzunehmen, sondern die berechneten Fahrwiderstände zwischen den simulierten stationären Betriebspunkten zu interpolieren. Diese Vorgehensweise ist in Abbildung 2.8 dargestellt.

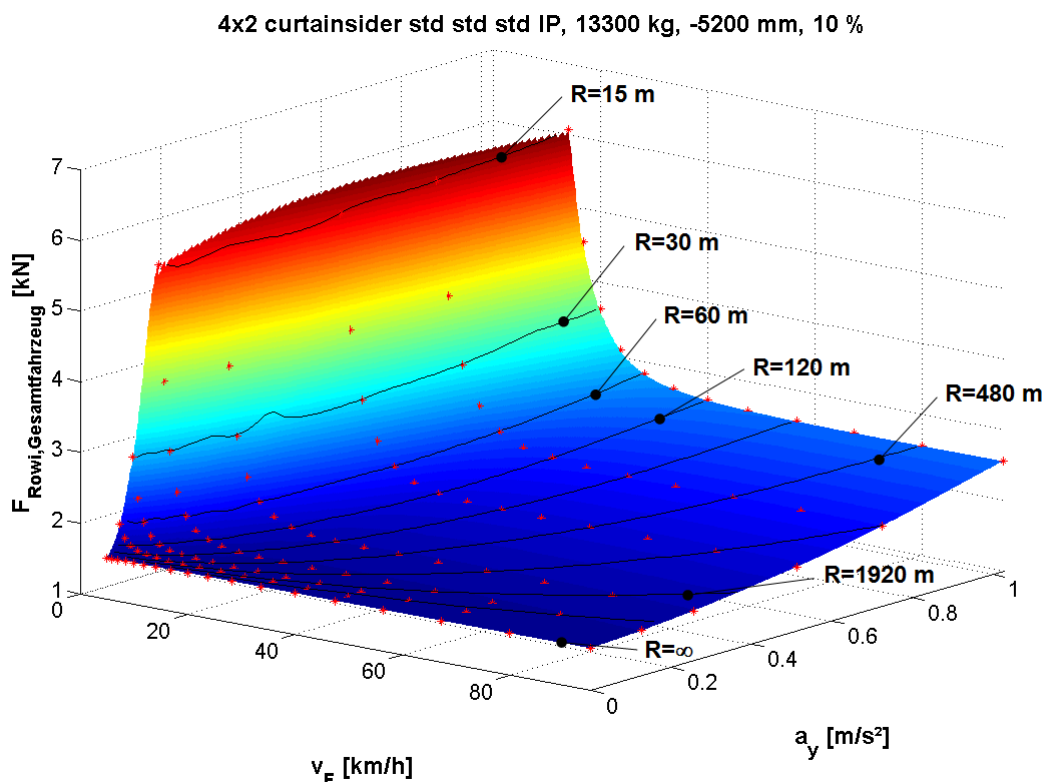


Abbildung 2.8: Beispielhaftes Kennfeld für die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft über der Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung

Abbildung 2.8 zeigt beispielhaft ein Kennfeld für die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft über der Fahrgeschwindigkeit und der Querschleunigung. Die Daten basieren auf einer Fahrzeugkonfiguration mit drei Standard-Aufliegerachsen, rollwiderstandsoptimaler Achslastverteilung und einer mittig positionierten Nutzlast von 13,3 t. Zusätzlich eingetragen sind Isolinien für verschiedene Kurvenradien von 15 m bis hin zur Geraden ($R=\infty$). Die roten Punkte stellen die Ergebnisse der Simulation quasistationärer Betriebspunkte dar. Die farbige Fläche ist das Ergebnis einer zweidimensionalen kubischen Interpolation. Wie beispielsweise anhand des ungleichmäßigen Verlaufs der Isolinie für $R=30$ m im Bereich um $0,3 \text{ m/s}^2$ Querschleunigung zu erkennen ist, können auch bei feiner Diskretisierung und kubischer Interpolation in den Ergebnissen Artefakte entstehen, die augenscheinlich vom erwarteten Ergebnis abweichen. Dennoch ist diese Vorgehensweise der beste Kompromiss zwischen Ergebnisqualität und der Möglichkeit, Berechnungsergebnisse vorab zu erzeugen, um später beliebige Strecken-, Fahr- und Beladungsprofile ohne erneute MKS-Simulationen nachfahren zu können.

Mit den kontinuierlichen Strecken-, Fahr- und Beladungsprofilen, wie Sie in Abschnitt 2.1 beschrieben wurden, und den Kennfeldern für die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft gemäß Abbildung 2.8 kann nun die streckenbezogene Gesamtbilanzierung auf Basis quasistationärer Betriebspunkte vorgenommen werden. Hierzu wird das Streckenprofil in kurze Abschnitte aufgeteilt (hier in Abschnitte von 2 m Länge), für die die Annahme gemacht wird, dass sich Fahrgeschwindigkeit, Fahrbahnkrümmung und Beladungszustand lokal nicht ändern. Für jeden Betriebspunkt wird das entsprechende Kennfeld aufgesucht und eine Interpolation vorgenommen. Dies macht es erforderlich, dass für jede untersuchte Fahrzeugvariante und jeden Beladungszustand ein Kennfeld für die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft über der Fahrgeschwindigkeit und der Querschleunigung zur Verfügung steht.

Diese Vorgehensweise ermöglicht nun die Darstellung des Verlaufs der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft über der zurückgelegten Wegstrecke. In Abbildung 2.9 ist das entsprechende Ergebnis für die gesamte Route „Stuttgart-Hamburg“ dargestellt. Die grüne Linie zeigt die berechnete Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft. Bei der blauen Linie handelt es sich um die Kraft, die sich aus dem Luftwiderstand des Fahrzeugs ergibt. Es sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die berechnete Luftwiderstandskraft nur Näherungscharakter besitzt und lediglich dazu dient, die radnahen Verluste und damit die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft möglichst realitätsnah zu berechnen. Nichts desto weniger ist in Abbildung 2.9 der Orientierung halber auch die Summe der Kräfte aus den äußeren Fahrwiderständen dargestellt (schwarze Linie). Im quasistationären Fall ist dies die Summe von Luftwiderstands- und Rollwiderstandskraft. Das Gesamtergebnis der streckenbezogenen Gesamtbilanzierung stellt letztlich die wegbezogene gemittelte Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft dar. Im Falle von Abbildung 2.9 beträgt diese

2419 N. Dieser Wert gilt für eine Fahrzeugkonfiguration mit 4x2 Sattelzugmaschine, Curtainsider, starrem Aufliegeraggregat, identischen Achslasten am Auflieger sowie einer mittig positionierten Nutzlast von 26,6 t (100 % Nutzlast). Diese Konfiguration stellt im Weiteren die Referenz für den Vergleich mit allen Fahrzeugkonfigurationen mit 100 % Nutzlast auf der Route „Stuttgart-Hamburg“ dar.

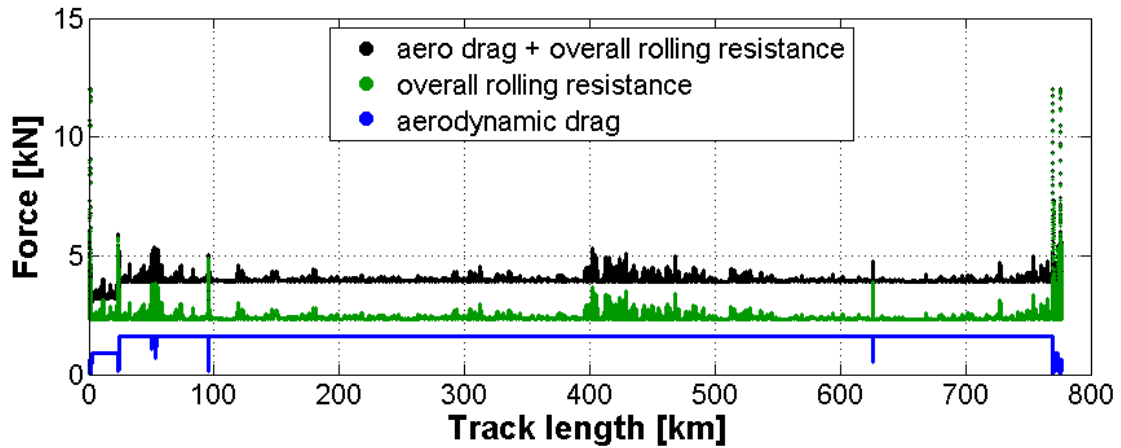


Abbildung 2.9: Verlauf der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft über der zurückgelegten Wegstrecke, Referenz 100 %, Route „Stuttgart-Hamburg“

Zum besseren Verständnis von Abbildung 2.9 sind in Abbildung 2.10 bis Abbildung 2.12 für die gesamte Route „Stuttgart-Hamburg“ die Verläufe von Fahrbahnkrümmung, Fahrgeschwindigkeit und Querbeschleunigung dargestellt. Die Diagramme für die Route „Schwarzwald“ entsprechend Abbildung 2.9 bis Abbildung 2.12 befinden sich im Anhang.

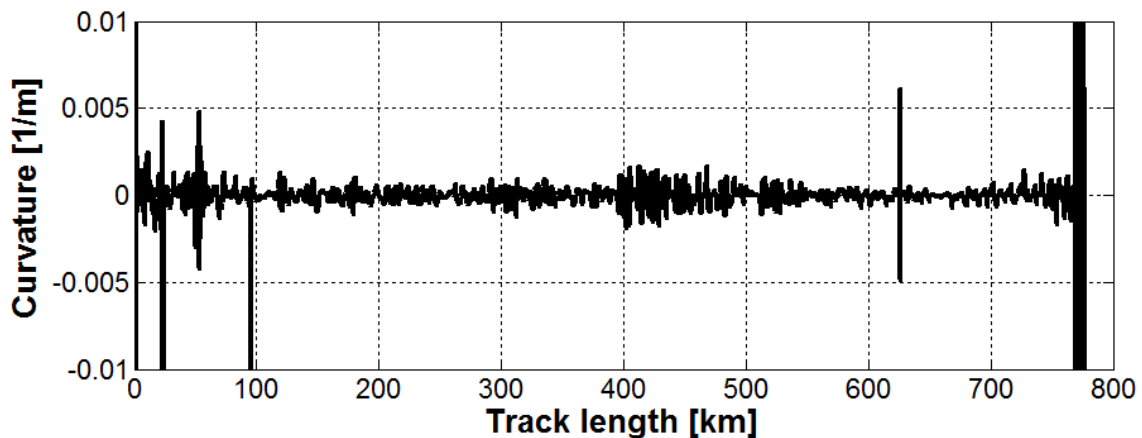


Abbildung 2.10: Verlauf der Fahrbahnkrümmung in der Ebene, Route „Stuttgart-Hamburg“

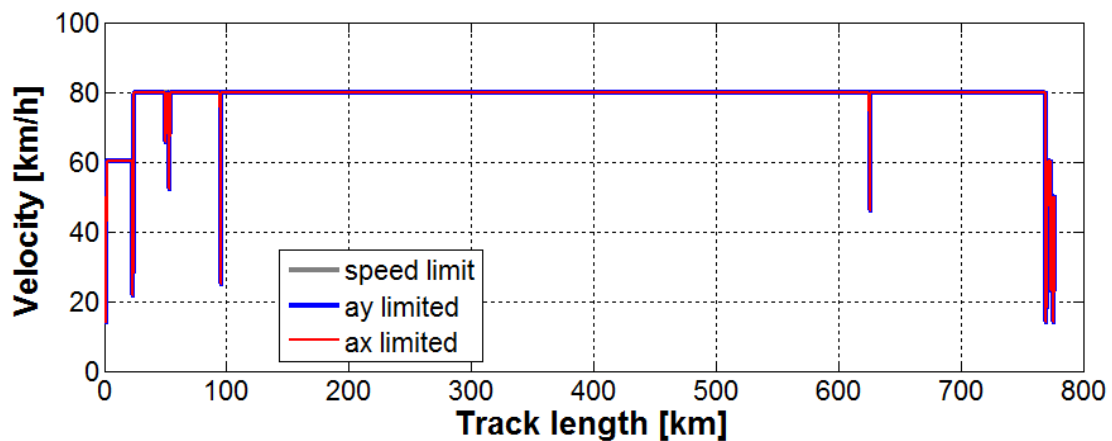


Abbildung 2.11: Verlauf der Fahrgeschwindigkeit, Route „Stuttgart-Hamburg“

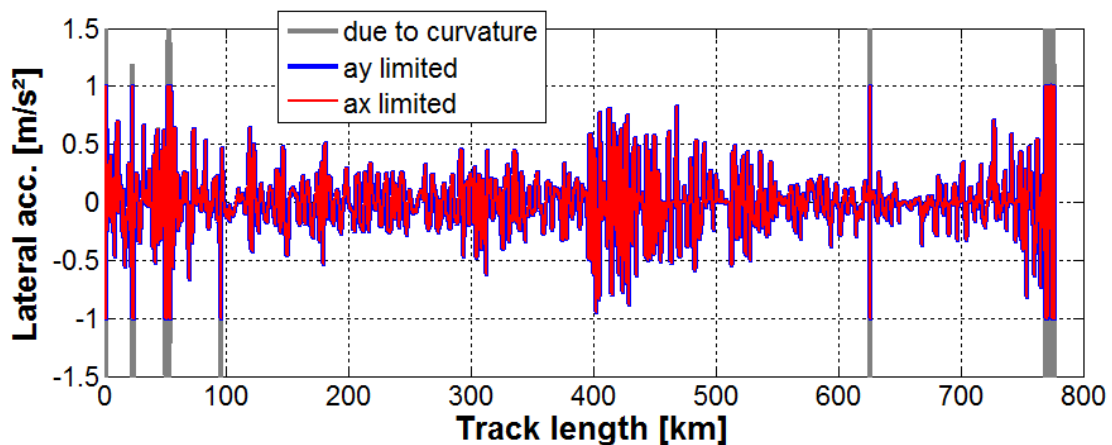


Abbildung 2.12: Verlauf der Querschleunigung, Route „Stuttgart-Hamburg“, Standard-Querschleunigungsgrenze von $1,0 \text{ m/s}^2$

2.3 Fehleranalyse hinsichtlich vernachlässigter dynamischer Einflüsse

Wie zuvor beschrieben, wird bei der entwickelten Methode zur streckenbezogenen Gesamtbilanzierung auf Basis quasistationärer Betriebspunkte das Strecken- und Fahrprofil in kurze Abschnitte aufgeteilt, für die die Annahme gemacht wird, dass Fahrgeschwindigkeit und Fahrbahnkrümmung konstant bleiben. Der Vorgang der Geschwindigkeitsänderung zwischen zwei benachbarten Abschnitten bleibt unberücksichtigt. Daher soll in diesem Abschnitt erörtert werden, welche Konsequenzen die Vernachlässigung dynamischer Einflüsse, die während der realen Fahrt gegeben sind, für die Berechnung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand hat.

Um sich dieser Fragestellung zu nähern, ist es sinnvoll sich zunächst klarzumachen, welche Auswirkungen der bei einer realen Fahrt auftretenden instationären Vorgänge

überhaupt zu betrachten sind. So sind nicht etwa zusätzliche Energieströme zu bilanzieren, etwa aufgrund von Änderungen der Bewegungs- oder Lageenergie oder der Dissipation in den Dämpfern, sondern es sind lediglich die Auswirkungen auf den momentan berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand zu bestimmen. Ein konkretes Beispiel für diese Auswirkungen ist der erhöhte Schlupfverlust, der sich bei Beschleunigung des Fahrzeuges einstellt und der gemäß der im Projektrahmen gemachten Definition in die radnahen Verluste und damit in den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand eingeht. Denkt man in Richtung einer Kraftstoffverbrauchssimulation, so sind die oben genannten Energieströme im Einzelnen zu betrachten, zusätzlich zu den Verlusten durch den hier betrachteten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand.

Für eine aussagekräftige Abschätzung der Auswirkungen der dynamischen Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bietet es sich an, die entwickelte Bilanzierungsmethode auf Basis quasistationärer Betriebspunkte direkt mit der dynamischen Vollfahrzeugsimulation zu vergleichen. Dabei sind dieselben Strecken-, Fahr- und Beladungsprofile zu verwenden. Es ist nicht erforderlich, dass das vorhandene Fahrzeugmodell für alle Aspekte des dynamischen Verhaltens vollständig validiert ist. Ein realistisches Verhalten reicht aus, um den Unterschied zwischen der Vollfahrzeugsimulation und eines daraus abgeleiteten Verfahrens auf Basis quasistationärer Betriebspunkte zu bestimmen und zu beurteilen.

Gemäß dieser Vorgehensweise wurden die in Abbildung 2.13 gezeigten Ergebnisse erzeugt. Dargestellt ist die berechnete Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft über der Wegstrecke für einen 40 km langen Ausschnitt der Route „Stuttgart-Hamburg“. Mit der hier konstanten Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h entspricht dies einer Fahrzeit von 30 min. Die grüne Linie stellt das Ergebnis der entwickelten Bilanzierungsmethode auf Basis quasistationärer Betriebspunkte dar, die darüber liegende rote Linie das Ergebnis der dynamischen Vollfahrzeugsimulation.

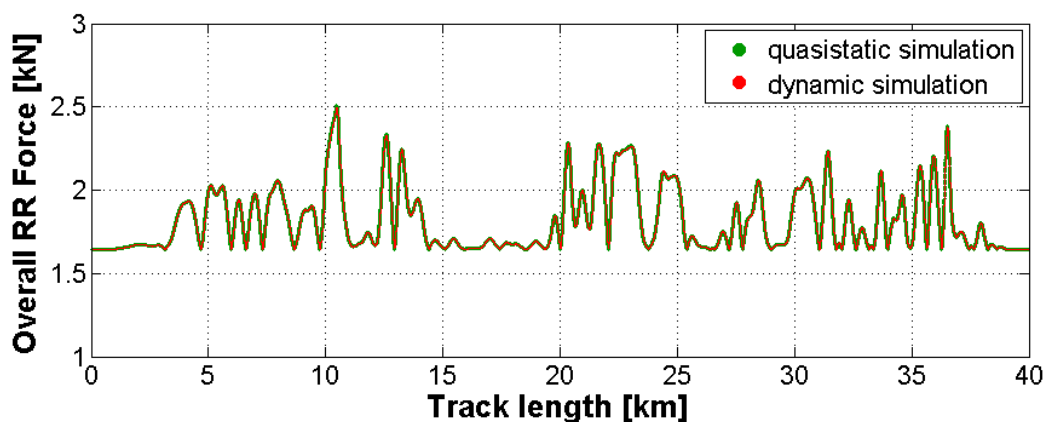


Abbildung 2.13: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft, Vergleich zwischen quasistatischer und dynamischer Simulation, Referenz 50 %, Route „Stuttgart-Hamburg“, Kilometer 392 bis 432

In Abbildung 2.13 sind nur bei starker Vergrößerung Unterschiede zwischen quasistationärer und dynamischer Simulation zu erkennen. Im Mittel ergibt sich für die im vorigen Abschnitt eingeführte Referenzfahrzeugkonfiguration mit einer Nutzlast von 50 % auf dem untersuchten Streckenabschnitt eine Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft von 1817,2 N für die quasistationäre Simulation und von 1816,5 N für die dynamische Simulation. Dies entspricht einer Abweichung von ca. 0,04 %.

Dieses Ergebnis zeigt, dass die im untersuchten Streckenabschnitt gemäß Abbildung 2.13 auftretenden dynamischen Vorgänge, etwa die Fahrzeugwankbewegung beim Einfahren in Kurven, kaum Auswirkungen auf den berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand haben. Anders verhält es sich, wenn das Fahrprofil wechselnde Fahrgeschwindigkeiten beinhaltet. Dies ist bei dem in Abbildung 2.14 dargestellten 25 km langen Ausschnitt der Route „Schwarzwald“ der Fall. Dieser wird ebenfalls innerhalb von 30 Minuten durchfahren.

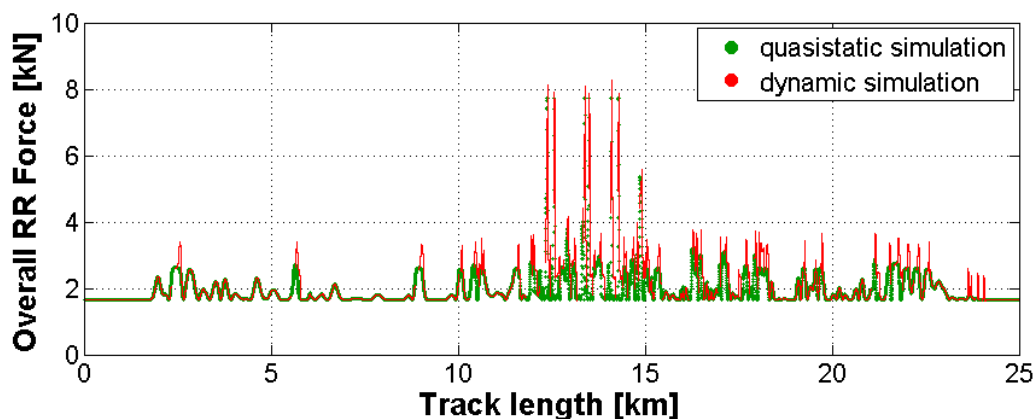


Abbildung 2.14: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft, Vergleich zwischen quasistatischer und dynamischer Simulation, Referenz 50 %, Route „Schwarzwald“, Kilometer 120 bis 145

Wie in Abbildung 2.14 zu erkennen ist, kommt es zwischen quasistationärer und dynamischer Simulation zu teils erheblichen Abweichungen. Diese treten dort auf, wo sich die Fahrgeschwindigkeit ändert. Um die für die Abweichungen verantwortlichen Effekte genau zu verstehen, ist in Abbildung 2.15 bis Abbildung 2.17 die Situation beim Durchfahren einer einzelnen engen Kurve vergrößert dargestellt. Neben dem Vergleich zwischen quasistatischer und dynamischer Simulation (Abbildung 2.15) sind die zugehörige Fahrgeschwindigkeit (Abbildung 2.16) und die Fahrbahnkrümmung in der Ebene (Abbildung 2.17) dargestellt.

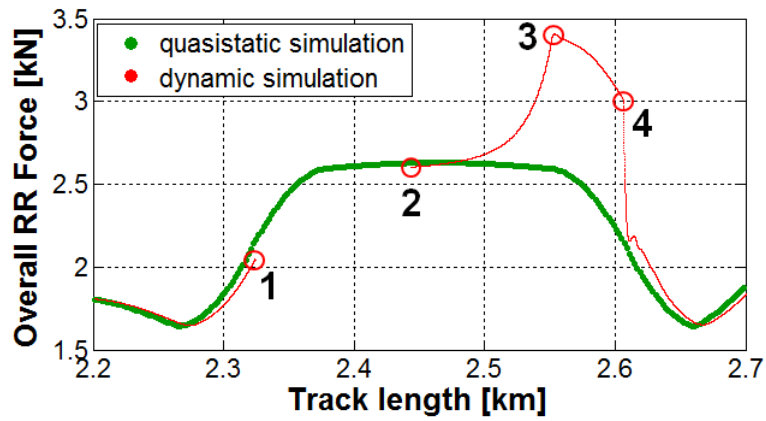


Abbildung 2.15: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft, Vergleich zwischen quasistatischer und dynamischer Simulation, Referenz 50 %, Route „Schwarzwald“, Kilometer 122,2 bis 122,7

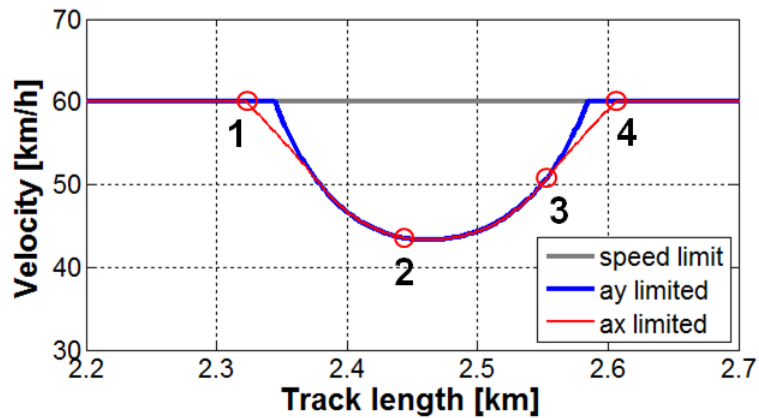


Abbildung 2.16: Fahrgeschwindigkeit, Referenz 50 %, Route „Schwarzwald“, Kilometer 122,2 bis 122,7

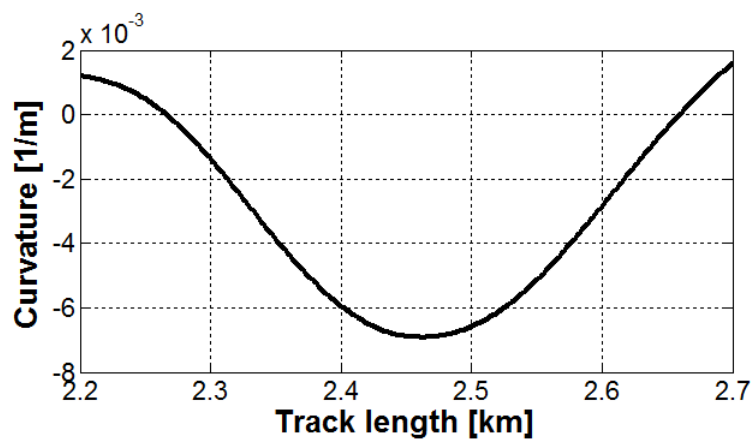


Abbildung 2.17: Fahrbahnkrümmung in der Ebene, Referenz 50 %, Route „Schwarzwald“, Kilometer 122,2 bis 122,7

Zu Beginn des oben vergrößert dargestellten Abschnitts fährt der Zug in einer ausgehenden leichten Linkskurve, siehe Abbildung 2.17. Es kann mit der zulässigen Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h gefahren werden, siehe Abbildung 2.16. Danach folgt die Einfahrt in eine enge Rechtskurve. Damit beim Durchfahren der Kurve die gewählten Grenzen von Längs- und Querschleunigung nicht überschritten werden, muss ab dem Punkt 1 gebremst werden. Sobald gebremst wird, trägt die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft zur gewünschten Bremswirkung bei und ist folglich nicht mehr als Verlustquelle zu betrachten. Es sei bemerkt, dass dies bei Vorhandensein einer Einrichtung zur Rekuperation von Bremsenergie eventuell anders zu bewerten wäre.

Bei Punkt 2 entspricht die zur Anpassung der Fahrgeschwindigkeit erforderliche Bremskraft gerade der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft. Ab diesem Punkt ist zum Halten der Sollgeschwindigkeit wieder Antriebsenergie erforderlich. Beim Herausbeschleunigen aus der Kurve steigen mit zunehmender Längsbeschleunigung die Antriebsschlupfverluste an und damit die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft. Bei Punkt 3 ist die gewählte Grenze der Längsbeschleunigung erreicht (hier $0,75 \text{ m/s}^2$) und die Antriebsschlupfverluste bleiben nahezu konstant. Bei Punkt 4 ist wieder die zulässige Höchstgeschwindigkeit erreicht und die Antriebsschlupfverluste gehen auf die vergleichsweise geringen Werte zurück, die sich bei Konstantfahrt einstellen.

Bei dem in Abbildung 2.15 dargestellten Beispiel heben sich die beim Bremsen wegfallenden Verluste und die beim Antreiben hinzukommenden Verluste nahezu auf. Dies ist jedoch ein Sonderfall. Ganz allgemein hängen die Antriebsschlupfverluste stark von der gewählten Längsbeschleunigung ab. Durch hohe Antriebsschlupfe bis hin zum Durchdrehen der Räder können sehr große Verluste entstehen. Diese gehen in den berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand ein und können die Gesamtbilanz erheblich beeinflussen. Der Antriebsschlupf sollte daher bei künftigen Untersuchungen mit realistischen Fahrprofilen in jedem Fall mit berücksichtigt werden. Ein möglicher Weg hierzu wäre, die Antriebsschlupfverluste mit Hilfe eines Reifenmodells ebenfalls quasistationär abzuschätzen. Der andere Weg bestünde darin, zur Untersuchung realistischer Fahrprofile doch auf MKS-Vollfahrzeugsimulationen überzugehen. Tatsächlich hat sich im Laufe des Projektes gezeigt, dass die Vorabberechnung von Kennfeldern für die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft, wie in Abbildung 2.8 dargestellt, mit einem sehr hohen Rechenaufwand verbunden ist. Mit demselben Rechenaufwand ließe sich eine relativ große Zahl dynamischer Vollfahrzeugsimulationen direkt durchführen. Unter Umständen könnte dies für künftige Untersuchungen daher den zielführenderen Ansatz darstellen.

3 Ergebnisse der streckenbezogenen Gesamtbilanzierung

Im vorangegangenen Kapitel wurden exemplarische Ergebnisse der streckenbezogenen Bilanzierung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands auf Basis quasistationärer Betriebspunkte diskutiert. In diesem Kapitel werden zunächst Einflüsse untersucht, die sich bei ein und derselben Fahrzeugkonfiguration aufgrund unterschiedlicher Strecken- und Fahrprofile ergeben. Anschließend wird auf den Einfluss der Fahrzeugkonfiguration eingegangen, wobei die Wirkung einer rollwiderstandsoptimalen Verteilung der Achslasten und der Einfluss gelenkter Aufliegerachsen untersucht werden.

3.1 Einfluss von Strecken- und Fahrprofil

Anhand der in Abschnitt 2.2 eingeführten Fahrzeugkonfiguration „Referenz 100 %“ mit starrem Aufliegeraggregat, Standard-Luftfedersystem und einer mittig positionierten Nutzlast von 26,6 t sollen zunächst die Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand aufgezeigt werden, die der Ausprägung von Strecken- und Fahrprofil zuzuschreiben sind. Der Einfluss des Streckenprofils ist vor allem durch die Häufigkeitsverteilung der Kurvenradien gegeben. Ein hoher Anteil enger Kurven führt zu einer Erhöhung des streckenbezogenen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands aufgrund kinematisch induzierter Schräglaufwinkelanteile im Aggregat sowie aufgrund der zur Seitenführung erforderlichen Schräglaufwinkel. Das Fahrprofil hängt neben den Kurvenradien und der Abfolge der Kurven in erheblichem Maße von den gewählten Grenzen für Längs- und Querschleunigung ab. Zudem kann eine etwaige Überschreitung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit eingehten. Bei gleichbleibendem Streckenprofil kann das Fahrprofil somit unterschiedlich ausgeprägt sein.

Für die Berechnung von Referenzwerten für die weiteren Untersuchungen wurde als Grenzwert für die Querschleunigung 1 m/s^2 gewählt, für die Bremsverzögerung ebenfalls 1 m/s^2 und für das Beschleunigen des Zuges maximal $1,5 \text{ m/s}^2$, sofern Motorleistungsbedingt erreichbar. Auf der Route „Stuttgart-Hamburg“ ergibt sich damit für die Fahrzeugkonfiguration „Referenz 100 %“ eine wegbezogen gemittelte Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft von 2419 N, wie in Abschnitt 2.2 bereits gezeigt. Für die Route „Schwarzwald“ ergibt sich ein Wert von 2618 N. Das entspricht einer Zunahme des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands von rund 8,2 % und zeigt den Einfluss der größeren Häufigkeit engerer Kurven auf. Wie bereits erwähnt bleibt der Einfluss des Antriebsschlupfes hier noch unberücksichtigt.

Soll nun der Einfluss unterschiedlicher Fahrweisen und damit Fahrprofile untersucht werden, so ist es sinnvoll, Fahrten auf derselben Route miteinander zu vergleichen und jeweils die prozentuale Änderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands gegenüber einer Referenzfahrt auf gleicher Route zu betrachten. Dieses Vorgehen

ist Grundlage für die Ergebnisse in Tabelle 3.1 sowie in den entsprechenden nachfolgenden Tabellen. In der ersten Zeile von Tabelle 3.1 sind für die Fahrzeugkonfiguration „Referenz 100 %“ die oben genannten gemittelten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskräfte für die Routen „Stuttgart-Hamburg“ und „Schwarzwald“ angegeben. Neben der Kraft in Newton ist jeweils die prozentuale Änderung der Rollwiderstandskraft gegenüber der Referenzfahrt auf gleicher Route angegeben. Da in Zeile 1 die Referenzfahrt selbst betrachtet wird, ist die prozentuale Änderung folglich jeweils 0,0 %.

OA = Optimale Achslastverteilung
SL = Standard-Luftfedersystem

Fahrzeugvariante	Nutzlast [t]	Position [m]	Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand			
			Stuttgart-Hamburg		Schwarzwald	
			Mittelwert [N]	Änderung [%]	Mittelwert [N]	Änderung [%]
Starres Aggregat, SL (<i>Referenz 100 %</i>)	26,6	6,8	2419	0,0	2618	0,0
Dito, gleiches Fahrprofil geradeaus	26,6	6,8	2306	-4,7	2304	-12,0

Tabelle 3.1: Einfluss des Streckenprofils auf den berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand

In der zweiten Zeile von Tabelle 3.1 wurde ebenfalls die Fahrzeugkonfiguration „Referenz 100 %“ untersucht. Allerdings wurde hier in beiden Streckenprofilen die Krümmung zu null gesetzt, die Strecke also künstlich begradigt. Die mit den ursprünglichen, gekrümmten Streckenverläufen berechneten Fahrprofile wurden jedoch belassen. Ein Vergleich der Ergebnisse der ersten und zweiten Zeile in Tabelle 3.1 erlaubt somit eine vom Fahrgeschwindigkeitsverlauf losgelöste Beurteilung des Einflusses der Kurvigkeit der beiden Strecken auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. Auf der realen, kurvigen Strecke „Stuttgart-Hamburg“ ist der Rollwiderstand rund 5 % höher als bei reiner Geradeausfahrt mit gleichem Fahrgeschwindigkeitsverlauf. Für die deutlich kurvigere Route „Schwarzwald“ beträgt dieser Unterschied rund 12 %.

OA = Optimale Achslastverteilung
SL = Standard-Luftfedersystem

Fahrzeugvariante	Nutzlast [t]	Position [m]	Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand			
			Stuttgart-Hamburg		Schwarzwald	
			Mittelwert [N]	Änderung [%]	Mittelwert [N]	Änderung [%]
Starres Aggregat, SL (<i>Referenz 100 %</i>)	26,6	6,8	2419	0,0	2618	0,0
Dito, $a_y = 0,5 \text{ m/s}^2$ statt $1,0 \text{ m/s}^2$	26,6	6,8	2406	-0,5	2517	-3,8

Tabelle 3.2: Einfluss der gewählten Querschleunigungsgrenze auf den berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand

Tabelle 3.2 zeigt den Einfluss der maximalen Querbeschleunigung mit der Kurven durchfahren werden. In der ersten Zeile ist wieder die Referenzsituation dargestellt, bei der die gewählte Querbeschleunigungsgrenze 1 m/s^2 beträgt. Die Werte für Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft und prozentuale Änderung in der zweiten Tabellenzeile ergeben sich bei Reduktion der Querbeschleunigungsgrenze auf $0,5 \text{ m/s}^2$. Die sich mit diesem Grenzwert ergebenden Querbeschleunigungsverläufe für die Routen „Stuttgart-Hamburg“ und „Schwarzwald“ sind in Abbildung 3.1 und Abbildung 3.2 dargestellt.

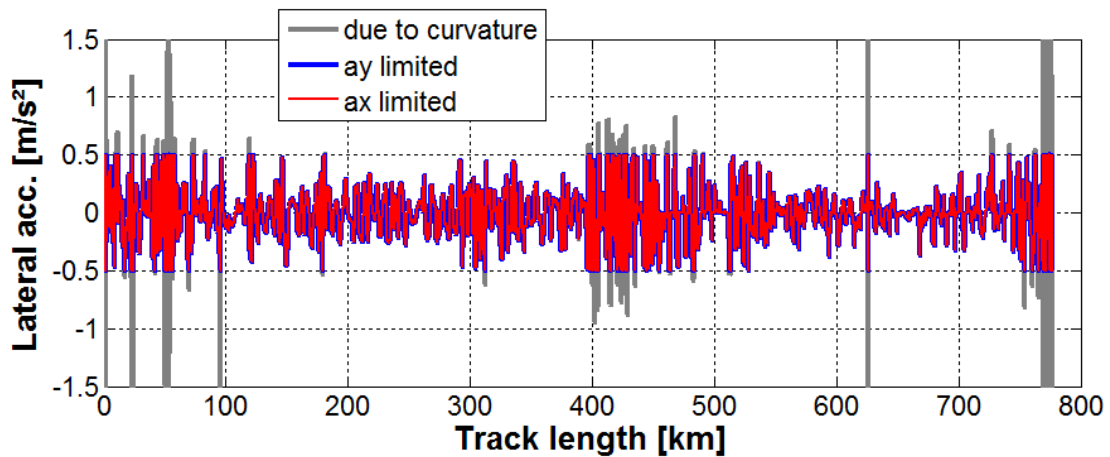


Abbildung 3.1: Verlauf der Querbeschleunigung bei Reduktion der gewählten Querbeschleunigungsgrenze von $1,0 \text{ m/s}^2$ auf $0,5 \text{ m/s}^2$, Route „Stuttgart-Hamburg“

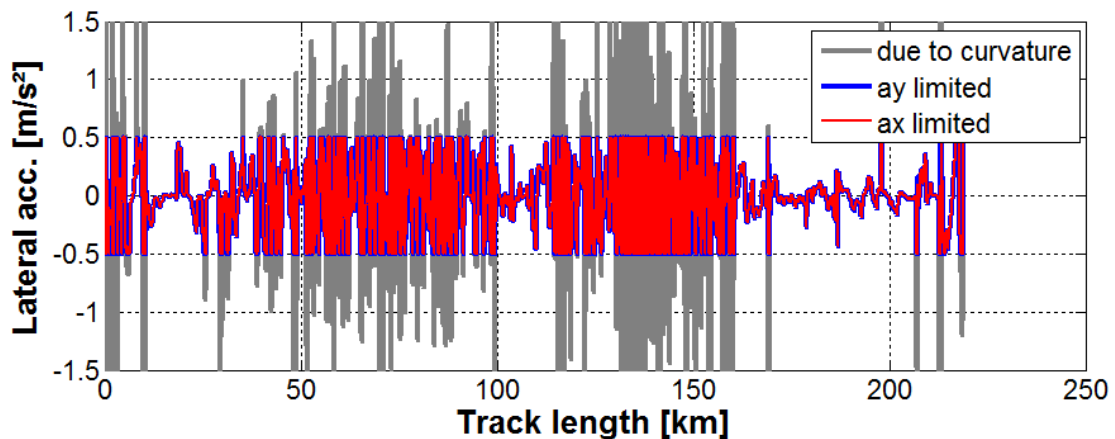


Abbildung 3.2: Verlauf der Querbeschleunigung bei Reduktion der gewählten Querbeschleunigungsgrenze von $1,0 \text{ m/s}^2$ auf $0,5 \text{ m/s}^2$, Route „Schwarzwald“

Wie Abbildung 3.1 zeigt, wirkt sich auf der Route „Stuttgart-Hamburg“ die Reduktion der Querbeschleunigung nur in vergleichsweise geringem Maße aus. Nur bei engen Kurven im Stadtverkehr, bei Auf- und Abfahrten sowie auf einzelnen Autobahn-

abschnitten („Kasseler Berge“, ca. km 400-435) kommt die Verringerung der Querbesehleunigungsgrenze von $1,0 \text{ m/s}^2$ auf $0,5 \text{ m/s}^2$ zum Tragen. Entsprechend fallen die Unterschiede zwischen der ersten und zweiten Zeile in Tabelle 3.2 für die Route „Stuttgart-Hamburg“ gering aus. Bei der Route „Schwarzwald“ wirkt sich die Verringerung der Querbesehleunigungsgrenze aufgrund der größeren Häufigkeit enger Kurven deutlich stärker aus (siehe Abbildung 3.2). Hier beträgt die Verringerung der gemittelten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft durch die geringere Querbesehleunigungsgrenze rund 3,8 %.

Neben dem Einfluss der gewählten Querbesehleunigungsgrenze wurde auch der Einfluss von Längsbesehleunigungsgrenzen untersucht. Dieser ist von der Größenordnung her um den Faktor 15 bis 20 geringer als der Einfluss der Querbesehleunigungsgrenze. Daher wird auf eine ausführliche Darstellung verzichtet. Es sei jedoch nochmals darauf hingewiesen, dass die gemachte Aussage nur bei quasistatischer Betrachtung gilt, wenn also Längsschlupfänderungen aufgrund dynamischer Vorgänge wie Antreiben und Bremsen vernachlässigt werden. Wie im vorigen Kapitel dargelegt, wäre aber insbesondere für die Route „Schwarzwald“ eine Berücksichtigung der Längsschlupfänderungen bei dynamischen Vorgängen unbedingt empfehlenswert.

Als letzter Einfluss von Strecken- und Fahrprofil auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand soll eine systematische Überschreitung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit um 10 km/h diskutiert werden. Die Querbesehleunigungsgrenze wird dabei wieder auf den Standardwert von $1,0 \text{ m/s}^2$ gesetzt. Die Ergebnisse für den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand sind in Tabelle 3.3 dargestellt.

			Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand			
			Stuttgart-Hamburg		Schwarzwald	
Fahrzeugvariante	Nutzlast [t]	Position [m]	Mittelwert [N]	Änderung [%]	Mittelwert [N]	Änderung [%]
Starres Aggregat, SL (<i>Referenz 100 %</i>)	26,6	6,8	2419	0,0	2618	0,0
Dito, $v_{\text{Zulässig}} + 10 \text{ km/h}$	26,6	6,8	2462	1,76	2692	2,85

OA = Optimale Achslastverteilung
 SL = Standard-Luftfedersystem

Tabelle 3.3: Einfluss einer systematischen Überschreitung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit um 10 km/h auf den berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand

Auf der Route „Stuttgart-Hamburg“ führt die nahezu über die gesamte Strecke erhöhte Fahrgeschwindigkeit (siehe Abbildung 3.3) zu einer Zunahme der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft um 1,76 %. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die erhöhte Fahrgeschwindigkeit zu einer Erhöhung der in Kurven gefahrenen Querbesehleunigung führt (Abbildung 3.4), sofern unterhalb der gewählten Grenze von $1,0 \text{ m/s}^2$ geblieben wird.

Auf der Route „Schwarzwald“ ergibt sich eine noch größere Rollwiderstandzunahme von 2,85 %. Zwar kommt hier die Überschreitung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit weniger oft zum Tragen, da die Fahrgeschwindigkeit häufiger von der Querbeschleunigung begrenzt wird. Bis hin zur gewählten Querbeschleunigungsgrenze wird in Kurven jedoch auch hier schneller und damit mit höherer Querbeschleunigung gefahren. Der Einfluss der größeren Kurvigkeit der Route überwiegt hierbei.

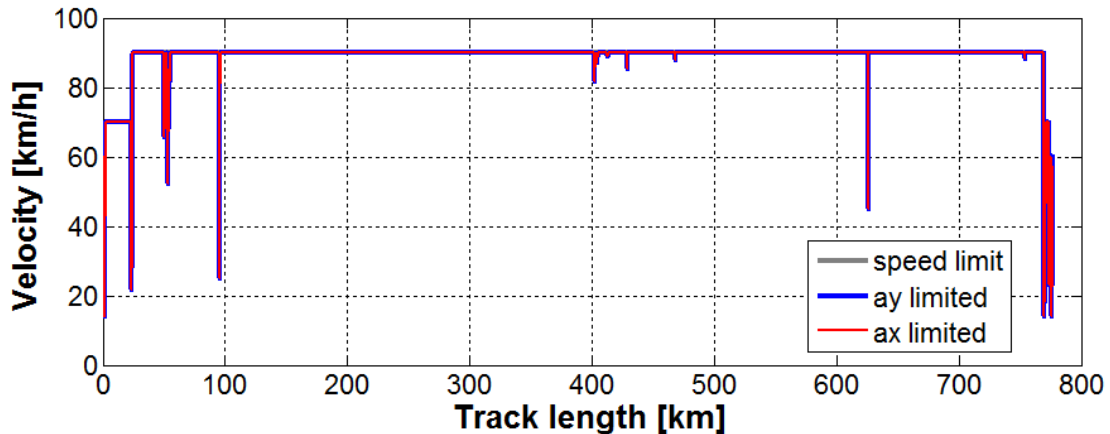


Abbildung 3.3: Verlauf der Fahrgeschwindigkeit bei systematischer Überschreitung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit um 10 km/h, Route „Stuttgart-Hamburg“

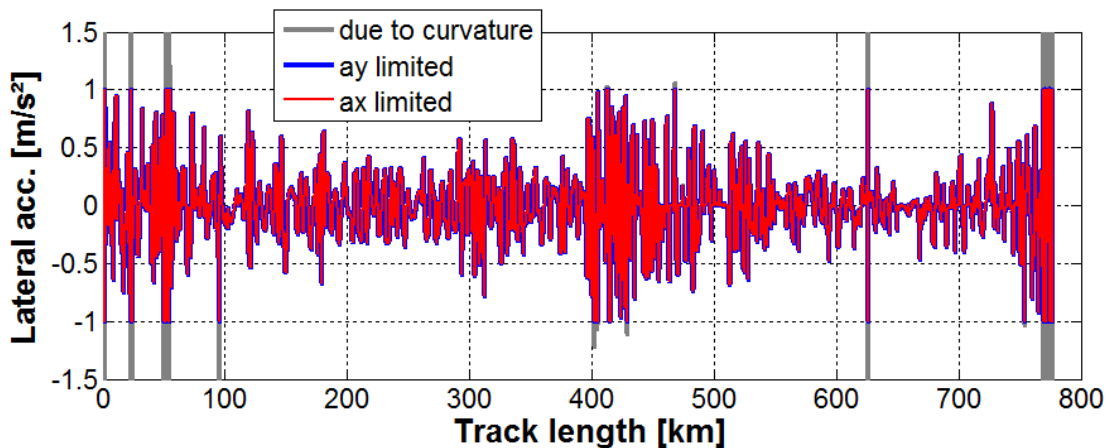


Abbildung 3.4: Verlauf der Querbeschleunigung bei systematischer Überschreitung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit um 10 km/h, Route „Stuttgart-Hamburg“

Erwähnenswert ist noch die Tatsache, dass sich sowohl bei der Route „Stuttgart-Hamburg“ als auch bei der Route „Schwarzwald“ bei systematischer Überschreitung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit um 10 km/h eine Erhöhung der Luftwiderstandskraft in einer Größenordnung von 27-28 % ergibt. Zieht man die absoluten

Größenordnungen von Luftwiderstand und Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bei einem Sattelzug in Betracht, so ist der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Luftwiderstand letztlich höher zu bewerten als der Einfluss auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand.

3.2 Einfluss von Achslastverteilung und gelenkten Aufliegerachsen

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt der Einfluss von Strecken- und Fahrprofil verdeutlicht wurde, soll nun der Einfluss der Fahrzeugkonfiguration auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bei realistischen Fahrprofilen aufgezeigt werden. Im Mittelpunkt stehen dabei die Auswirkungen einer rollwiderstandsoptimalen Achslastverteilung sowie gelenkter Aufliegerachsen. Auf die grundlegenden Wirkmechanismen wird dabei an dieser Stelle nicht eingegangen. Diese sind in der Dokumentation zum ersten und zweiten Projektteil ([1]) umfassend beschrieben. Es werden lediglich die Ergebnisse der Anwendung der entwickelten Methode streckenbezogenen Bilanzierung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands auf Basis stationärer Betriebspunkte dargestellt, siehe Tabelle 3.4.

Fahrzeugvariante	Nutzlast [t]	Position [m]	Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand			
			Stuttgart-Hamburg		Schwarzwald	
			Mittelwert [N]	Änderung [%]	Mittelwert [N]	Änderung [%]
Starres Aggregat, SL (<i>Referenz 100 %</i>)	26,6	6,8	2419	0,0	2618	0,0
Starres Aggregat, OA (25%)	26,6	6,8	2416	-0,2	2625	0,27
Starres Aggregat, SL (<i>Referenz 50 %</i>)	13,3	6,8	1716	0,0	1839	0,0
Starres Aggregat, OA (25%)	13,3	6,8	1705	-0,6	1816	-1,3
T3 Patent BPW, SL	13,3	6,8	1714	-0,1	1817	-1,2
Optimale Lenkung T1 u. T3, SL	13,3	6,8	1712	-0,2	1805	-1,9
T3 Patent BPW, OA (25%)	13,3	6,8	1704	-0,7	1806	-1,8
Optimale Lenkung T1 u. T3, OA (25%)	13,3	6,8	1703	-0,7	1800	-2,2

OA = Optimale Achslastverteilung
SL = Standard-Luftfedersystem

Tabelle 3.4: Einfluss unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen und Beladungszustände auf den berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand, Minimale Achslast D1 = 25 %

In der ersten Zeile von Tabelle 3.4 sind wieder die Ergebnisse für die Referenzkonfiguration mit 100 % Nutzlast dargestellt. In Zeile zwei finden sich die Ergebnisse für eine Fahrzeugkonfiguration mit (rollwiderstands)optimaler Achslastverteilung, im Folgenden mit „OA“ abgekürzt. Die hierauf folgende Prozentangabe in Klammern gibt

an, bis zu welchem Prozentsatz des Fahrzeuggesamtgewichts die Antriebsachse bei der Umverteilung der Achslasten maximal entlastet werden darf. Der bei obigen Ergebnissen durchweg verwendete Wert von 25 % bedeutet etwa, dass bei 30 t Fahrzeuggesamtgewicht mindestens 7,5 t Last auf der Antriebsachse verbleiben. Eine minimale Antriebsachslast von 25 % des Zuggewichts entspricht der gesetzlichen Vorgabe im grenzüberschreitenden Verkehr (§ 34 Abs. 8 StVZO).

Wie Tabelle 3.4 zu entnehmen ist, bewirkt die optimale Achslastverteilung bei gleicher Nutzlast von 26,6 t und gleicher Nutzlastposition gegenüber der Referenz auf der Route „Stuttgart-Hamburg“ eine Verringerung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um 0,2 %. Dies entspricht Werten, wie sie bei der Untersuchung einzelner stationärer Betriebspunkte in den vorangegangenen Projektteilen gefunden wurden, gewichtet entsprechend der Betriebspunkte, wie sie im untersuchten realistischen Strecken- und Fahrprofil vorliegen.

Für die Route „Schwarzwald“ ergibt sich eine Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um ca. 0,3 %. Dies ist darauf zurückzuführen, dass im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen die rollwiderstandsoptimale Achslastverteilung jeweils nur für den Fall der Geradeausfahrt bestimmt wird. In Kurven wird dann dieselbe Achslastverteilung gefahren. Bei der betrachteten Konfiguration wird an der ersten Achse des Aufliegeraggregats eine Achslast von 9,0 t eingestellt, an der zweiten Achse 5,3 t und an der dritten Achse 8,2 t. Die Last wird innerhalb des Aggregats also nach außen verteilt, was sich negativ auf den Kurvenwiderstand auswirkt. Bei Geradeausfahrt werden durch die gewählte Achslastverteilung alle zum Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand beitragenden Effekte tatsächlich optimal gegeneinander Abgewogen. Haupteinfluss ist auch hier die Entlastung der Antriebsachse, deren Bereifung einen vergleichsweise hohen Rollwiderstand aufweist. Die Entlastung der Antriebsachse fällt jedoch mit 10,0 t gegenüber 10,1 t bei der Konfiguration „Referenz 100 %“ vergleichsweise gering aus. Während bei der Route „Stuttgart-Hamburg“ der positive Einfluss der Entlastung der Antriebsachse noch überwiegt, rückt bei der sehr kurvigen Route „Schwarzwald“ die Erhöhung des Kurvenwiderstands in den Vordergrund, wodurch sich die Achslastumverteilung im vorliegenden Fall als kontraproduktiv erweist. Eine „echte“ Rollwiderstandsoptimierung der Achslastverteilung müsste also auch die Kurvenfahrt berücksichtigen.

In der dritten Zeile von Tabelle 3.4 sind ebenfalls Ergebnisse der Referenzkonfiguration dargestellt, allerdings mit 50 % Nutzlast, mittig positioniert. In Zeile vier sind die Ergebnisse der entsprechenden Fahrzeugkonfiguration mit optimaler Achslastverteilung dargestellt. Bedingt durch die geringere Auslastung des Aufliegeraggregats bei 50 % Nutzlast und die damit verbundene größere Flexibilität hinsichtlich einer Umverteilung der Achslasten ergibt sich hier ein Rollwiderstandsvorteil von 0,6 % bzw. 1,3 %. Dass sich die Rollwiderstandsvorteile bei den Routen „Stuttgart-Hamburg“ und „Schwarzwald“ so deutlich unterscheiden,

ist erneut auf die Umverteilung der Achslasten innerhalb des Aggregats zurückzuführen, die in diesem Fall zu einer Verminderung des Kurvenwiderstands führt ($T1 = 1,7 \text{ t}$, $T2 = 9,0 \text{ t}$, $T3 = 3,3 \text{ t}$).

In den Zeilen fünf und sechs in Tabelle 3.4 sind die Ergebnisse zweier Fahrzeugvarianten mit gelenkten Aufliegerachsen dargestellt. Beide Varianten sind mit Standard-Luftfedersystem ausgerüstet, es findet also keine Umverteilung der Achslasten statt. Die Variante „T3 Patent BPW“ verfügt an der Position drei im Aufliegeraggregat über eine Nachlaufachse gemäß eines Patents der BPW Bergische Achsen KG ([2]). Bei der Variante „Optimale Lenkung T1 und T3“ werden die erste und die letzte Achse im Aufliegeraggregat aktiv gelenkt. Die Lenkwinkel werden dabei so eingestellt, dass der sich bei Kurvenfahrt einstellende Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand näherungsweise minimiert wird. Bei der Route „Stuttgart-Hamburg“, die in weiten Teilen eine Autobahnfahrt mit großen Kurvenradien darstellt, fällt die Rollwiderstandsminderung bei beiden Varianten mit gelenkten Aufliegerachsen sehr gering aus. Erheblich größeres Potenzial besteht erwartungsgemäß bei der deutlich kurvigeren Route „Schwarzwald“. Weiterhin fällt die Rollwiderstandsminderung bei optimaler Lenkung zweier Aufliegerachsen erwartungsgemäß besser aus als bei einer einzelnen nachlaufgelenkten Achse. Es sei allerdings noch darauf hingewiesen, dass die real ausgeführte Nachlaufachse gemäß Patent BPW im Gegensatz zu der hier simulierten Achse in bestimmten Betriebszuständen die Lenkbewegung gezielt sperrt. Hierdurch können sich gegenüber den hier gezeigten Simulationsergebnissen Ergebnissen noch Verbesserungen ergeben.

Der Vollständigkeit halber ist zu erwähnen, dass die hier untersuchte Konfiguration „Optimale Lenkung T1 und T3“ nicht exakt der Konfiguration entspricht, die in den vorangegangenen Projektteilen mit „Optimale Lenkung T1 und T3“ bezeichnet wurde. Dort wurde die vereinfachende Annahme gemacht, dass eine Lenkstrategie für die zwei gelenkten Aufliegerachsen, die für gleich große Schräglaufwinkel an allen drei Aufliegerachsen sorgt, der rollwiderstandsoptimalen Lenkstrategie ausreichend nahe kommt. Für die Ergebnisse im vorliegenden Bericht wurde eine Lenkstrategie implementiert, die tatsächlich eine rollwiderstandsoptimale Seitenkraftverteilung berechnet. Zwar hat sich gezeigt, dass das hierdurch entstehende zusätzliche Potenzial zur Rollwiderstandsminderung mit weniger als 0,05 % eher akademisch interessant ist, nichts desto weniger sollen die Zusammenhänge mit Hilfe von Abbildung 3.5 kurz erläutert werden.



Abbildung 3.5: Zur Erläuterung der rollwiderstandsoptimalen Seitenkraftverteilung

Wie in [1] ausführlich dargestellt wurde, lässt sich durch eine gezielte Umverteilung der Achslasten, also der vertikalen Reifenkräfte, eine Verringerung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands erreichen. Hauptgrund sind die unterschiedlichen Rollwiderstandsbeiwerte von Lenk-, Antriebs- und Aufliegerachsreifen. Eine Lastumverteilung, weg vom Antriebsachsreifen mit seinem in der Regel hohen Rollwiderstandsbeiwert, hin zu den Aufliegerachsreifen mit ihrem deutlich niedrigeren Rollwiderstandsbeiwert bewirkt eine Rollwiderstandsminderung. Ähnliches gilt für die Verteilung der für eine Kurvenfahrt erforderlichen Seitenführungskräfte. Mit den gemachten Annahmen zum Einfluss des Schräglaufwinkels auf den Reifenrollwiderstand führen Schräglaufwinkel am Antriebsachsreifen relativ gesehen zu einer stärkeren Erhöhung des Rollwiderstands als Schräglaufwinkel am Aufliegerachsreifen. Eine Umverteilung der Seitenkräfte im Aufliegeraggregat durch gezieltes Einschlagen der gelenkten Aufliegerachsen, wie in Abbildung 3.5 dargestellt, bewirkt eine Entlastung der Antriebsachse hinsichtlich der Seitenführungskraft bei Kurvenfahrt. In Summe kann sich hierdurch eine Rollwiderstandsminderung ergeben.

Ein weiterer Einfluss, der bei der überarbeiteten Lenkstrategie für die Konfiguration „Optimale Lenkung T1 und T3“ berücksichtigt wurde, ist die Nichtlinearität des Zusammenhangs zwischen Radlast und Seitenkraftsteifigkeit des Reifens. Lässt man die zuvor beschriebene Entlastung der Antriebsachse für den Moment außer Acht, so ist die Strategie „gleiche Schräglaufwinkel an den Aufliegerachsen“ gültig, wenn alle Aufliegerachslasten gleich groß sind. Wird eine Rollwiderstandsminderung außer durch gelenkte Aufliegerachsen auch durch eine Umverteilung der Achslasten bewirkt, ist also keine gleichmäßige Achslastverteilung gegeben, so müssen die Schräglaufwinkel an den Aufliegerachsen entsprechend dieser Achslasten und des nichtlinearen Reifenverhaltens angepasst werden. Wie bereits erwähnt, bewirkt die neue rollwiderstandsoptimale Strategie zur aktiven Lenkung zweier Aufliegerachsen im Vergleich zur alten, deutlich weniger aufwändigen Strategie „gleiche Schräglaufwinkel an den Aufliegerachsen“ nur einen sehr geringen Vorteil. Zudem beruht dieser Vorteil wesentlich auf den gemachten Annahmen zur Zunahme des Reifenrollwiderstands in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels, welche noch zu hinterfragen sind.

Die gemachten Überlegungen zur rollwiderstandsoptimalen Seitenkraftverteilung beschreiben den Einfluss der Lenkstrategie für gelenkte Aufliegerachsen für eine vorgegebene Achslastverteilung. Wie erwähnt ist der Einfluss auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand in der Praxis kaum relevant. Ganz anders ist dies beim Einfluss der gewählten Achslastverteilung auf die Wirksamkeit gelenkter Aufliegerachsen bei Kurvenfahrt. Um sich dies vor Augen zu führen, möge eine Aggregatekonfiguration mit einer Nachlauflenkachse als Beispiel dienen. Im Zuge einer Optimierung der Achslastverteilung für die Geradeausfahrt könnte diese etwa entlastet werden. Bei Kurvenfahrt könnte es statt dessen jedoch effizienter sein, die Nachlauflenkachse gezielt zu belasten, einen Rollwiderstandsachteil aufgrund der suboptimalen Achslastverteilung in Kauf zu nehmen, dafür jedoch einen Rollwiderstandsvorteil durch Verminderung kinematisch induzierter Schräglaufwinkel im Aggregat zu erhalten.

Generell wird sich die optimale Achslastverteilung bei Geradeausfahrt und bei Kurvenfahrt unterscheiden. Eine Optimierung für beide Betriebssituationen während des Betriebs ist nicht nur theoretisch anspruchsvoll sondern auch in der Praxis kaum umzusetzen. Dies würde insbesondere eine sehr gute Kenntnis aller Fahrzeugparameter erfordern. Darüber hinaus wäre zuvor nicht nur eine weitergehende Auseinandersetzung mit den Aspekten Gewicht, Kosten, Energiebedarf etc. notwendig, sondern insbesondere mit dem Aspekt Fahrsicherheit. So könnte das weiter oben als Beispiel gewählte stärkere Belasten einer Nachlauflenkachse bei Kurvenfahrt zwar zu Rollwiderstandsvorteilen führen, es könnte jedoch auch das Seitenführungspotenzial am Aggregat über Gebühr vermindern. Konkrete Aussagen darüber, welche Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bestehen, wenn gleichzeitig gelenkte Aufliegerachsen eingesetzt und die Achslastverteilung beeinflusst werden, können daher nicht gemacht werden, ohne die Wechselwirkung mit der Fahrdynamik und damit der Fahrsicherheit in Betracht zu ziehen.

Entsprechend der gemachten Aussagen sind die Simulationsergebnisse in den Zeilen sieben und acht der Tabelle 3.4 als beispielhaft zu verstehen und nicht als Ergebnis einer umfassenden Optimierung der Wechselwirkung von Achslastverteilung und gelenkten Aufliegerachsen anhand der untersuchten Strecken- und Fahrprofile. Vielmehr wurde in beiden Fällen diejenige Achslastverteilung gewählt, die bei Geradeausfahrt rollwiderstandsoptimal ist. Vergleicht man die Ergebnisse in Zeile sieben und acht mit Zeile vier, also der Konfiguration mit gleicher Achslastverteilung, jedoch ohne gelenkte Aufliegerachsen, so ist zunächst zu erkennen, dass der Vorteil der Achslastumverteilung weiterhin gegeben ist. Ein Vergleich mit Zeile fünf und sechs zeigt, dass sich auch die gelenkten Aufliegerachsen weiterhin vorteilhaft auswirken, allerdings im Vergleich zur Verbesserung bei Standard-Luftfedersystem in etwas geringerem Maße.

Bestünde die Möglichkeit, die Antriebsachse noch weiter zu entlasten, so könnten noch deutlich größere Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands erschlossen werden. Dies ist aus Tabelle 3.5 ersichtlich, wo beispielhaft eine untere Achslastgrenze von 10 % des Zuggewichts gewählt wurde. In Zeile fünf wurde zudem eine Beladungskonfiguration eingefügt, bei der die Nutzlast von 50 % nicht mittig auf der Ladefläche positioniert ist, sondern 2 m weiter nach hinten versetzt wurde. Erst durch diese Maßnahme ist es möglich, die Antriebsachse tatsächlich bis zu der gewählten Achslastgrenze von 10 % zu entlasten. Mit einem Rollwiderstandsvorteil von 8,2 % bzw. 8,1 % ergeben sich auch hier Zahlenwerte, die einem gewichteten Mittel der in den Vorprojekten gefundenen Ergebnisse für einzelne stationäre Betriebszustände entsprechen.

Fahrzeugvariante	Nutzlast [t]	Position [m]	Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand			
			Stuttgart-Hamburg		Schwarzwald	
			Mittelwert [N]	Änderung [%]	Mittelwert [N]	Änderung [%]
Starres Aggregat, SL (<i>Referenz 100 %</i>)	26,6	6,8	2419	0,0	2618	0,0
Starres Aggregat, OA (10 %)	26,6	6,8	2403	-0,7	2599	-0,7
Starres Aggregat, SL (<i>Referenz 50 %</i>)	13,3	6,8	1716	0,0	1839	0,0
Starres Aggregat, OA (10 %)	13,3	6,8	1662	-3,2	1775	-3,5
Starres Aggregat, OA (10 %)	13,3	8,8	1575	-8,2	1691	-8,1
T3 Patent BPW, SL	13,3	6,8	1714	-0,1	1817	-1,2
Optimale Lenkung T1 u. T3, SL	13,3	6,8	1712	-0,2	1805	-1,9
T3 Patent BPW, OA (10 %)	13,3	6,8	1661	-3,2	1766	-4,0
Optimale Lenkung T1 u. T3, OA (10 %)	13,3	6,8	1659	-3,3	1752	-4,7

Tabelle 3.5: Einfluss unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen und Beladungszustände auf den berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand, Minimale Achslast D1 = 10 %

Es ist wichtig festzuhalten, dass durch eine Entlastung der Antriebsachse bis auf 10 % des Zuggewichts sowohl die Seitenführung als auch die Traktion an der Antriebsachse in erheblichem Maße beeinflusst werden. Konkrete Aussagen darüber, welche Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands tatsächlich existieren, sind deswegen auch hier erst dann möglich, wenn die Wechselwirkung mit der Fahrdynamik und damit der Fahrsicherheit in geeigneter Weise berücksichtigt wird.

4 Szenario „Milk-Run“

Im diesem Kapitel soll der Einfluss der Beladungsstrategie auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand eingehender untersucht werden. Als konkretes Beispielszenario wird hierfür ein sogenannter „Milk-Run“ gewählt. Beginnend mit dem voll beladenen Fahrzeug wird hierbei an mehreren Entladestellen jeweils ein Teil der Nutzlast abgeladen. Für die Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes soll davon ausgegangen werden, dass das Abladen einzelner Teile der Nutzlast flexibel erfolgen kann, dass also einzelne Gebinde an beliebiger Längsposition des Aufliegers entnommen werden können. Ein solches Vorgehen wäre etwa bei einem mit Paletten beladenen Curtainsider denkbar. Beispielhaft soll der Auflieger mit 26 Brauereipaletten (13x2) beladen sein, die jeweils 1023 kg wiegen, womit die maximale Nutzlast von 26,6 t erreicht wird. Mit einer Palettenlänge von 100 cm und einem Abstand von 5 cm zwischen den Gebinden wird die Aufliegerlänge von 13,6 m genau ausgenutzt. Es wird von 12 Abladevorgängen unterwegs und einem am Zielort ausgegangen, wobei jeweils 2 nebeneinander stehende Paletten abgeladen werden. Eine Weiterfahrt mit leerem Fahrzeug wird nicht betrachtet. Weiterhin seien die Entladestellen entlang der betrachteten Route äquidistant verteilt.

Untersucht werden zwei grundsätzliche Abladestrategien. Einmal soll jeweils so weit wie möglich von hinten abgeladen werden. Tendenziell wird hierdurch im Laufe der Fahrt die Last eher auf die Antriebsachse verlagert als auf das Aufliegeraggregat. Bei der zweiten grundsätzlichen Abladestrategie wird versucht, die Gebinde jeweils so weit wie möglich von vorne zu entnehmen und damit die Antriebsachse tendenziell zu entlasten, wobei auch hier eine Untergrenze vorgegeben wird. Wie in den Vorprojekten ausführlich dargestellt, führt die zweite Abladestrategie tendenziell zu einem niedrigeren Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand als die erste. Es wird jedoch nicht rollwiderstandsoptimal im engeren Sinne abgeladen. Ziel der Untersuchungen ist es, für unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen das tatsächliche Einsparpotenzial aufzuzeigen, das sich durch einen Wechsel von der ersten Abladestrategie zur zweiten ergeben würde. Darüber hinaus sollen konkrete Handlungsanweisungen im Sinne von Abladeplänen bzw. Abladereihenfolgen für die verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen abgeleitet werden.

Referenzvariante für das Szenario „Milk-Run“ ist erneut der Sattelzug mit 4x2 Zugmaschine, Curtainsider, starrem Aufliegeraggregat und Standard-Luftfeder-system, also mit identischen Achslasten am Auflieger. Das Abladen erfolgt bei der Referenzvariante von hinten. Abbildung 4.1 stellt die Reihenfolge der Abladevorgänge bei der Referenzvariante symbolisch dar. Die zu den einzelnen Beladungszuständen gehörenden Achslasten sind in Tabelle 4.1 wiedergegeben.

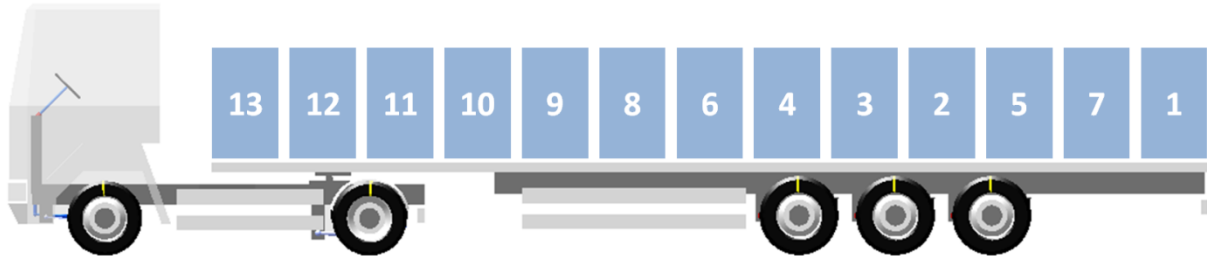


Abbildung 4.1: Reihenfolge der Abladevorgänge bei der Referenzvariante „Milk-Run“

Erfolgte Abladevorgänge	Achslasten [t]						Achslast D1 [%]
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3	
0	40,0	6,6	10,1	7,8	7,8	7,8	25,3
1	38,0	6,8	11,0	6,7	6,7	6,7	28,9
2	35,9	6,8	11,1	6,0	6,0	6,0	30,9
3	33,9	6,8	11,0	5,4	5,4	5,4	32,5
4	31,8	6,7	10,7	4,8	4,8	4,8	33,6
5	29,8	6,8	11,1	4,0	4,0	4,0	37,2
6	27,7	6,7	10,5	3,5	3,5	3,5	37,8
7	25,7	6,8	11,1	2,6	2,6	2,6	43,3
8	23,6	6,7	10,3	2,2	2,2	2,2	43,6
9	21,6	6,5	9,3	1,9	1,9	1,9	43,0
10	19,5	6,3	8,0	1,8	1,8	1,8	40,9
11	17,5	6,0	6,5	1,7	1,7	1,7	37,1
12	15,4	5,7	4,7	1,7	1,7	1,7	30,7

Tabelle 4.1: Achslasten in Abhängigkeit der erfolgten Abladevorgänge, Referenzvariante „Milk-Run“

Wie Abbildung 4.1 zu entnehmen ist, kann nur der erste Abladevorgang von ganz hinten erfolgen. Nach dem ersten Abladen erreicht die Achslastsumme an der Zugmaschine nahezu den zulässigen Wert von 18 t. Würde im zweiten Abladevorgang erneut von ganz hinten abgeladen, würde diese Grenze überschritten. In Tabelle 4.1 weist eine farbliche Kennzeichnung auf einen solchen beschränkenden Faktor für das Abladen des aktuell am weitesten hinten befindlichen Gebindes hin. Ein sequentielles Abladen von hinten, siehe Abbildung 4.2, ist möglich,

wenn die Achslasten am Auflieger individuell gewählt werden können. Ein entsprechendes System kann also die Flexibilität in Bezug auf die Abladestrategie erhöhen beziehungsweise Schutz vor Achslastüberschreitung bieten. Tabelle 4.2 gibt die Achslasten für eine Fahrzeugvariante mit rollwiderstandsoptimaler Achslastverteilung wieder, bei der zwecks Vergleichs mit der Referenzvariante ebenfalls von hinten abgeladen wurde.

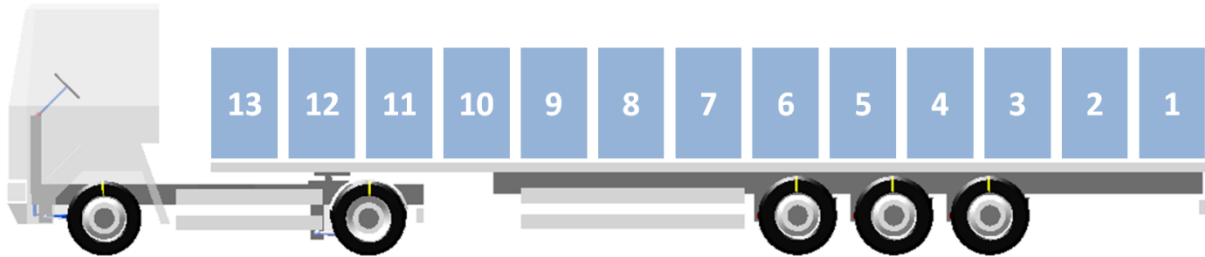


Abbildung 4.2: Reihenfolge der Abladevorgänge, Abladen von hinten, starres Aggregat, optimale Achslastverteilung

Erfolgte Abladevorgänge	Achslasten [t]						Achslast D1 [%]
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3	
0	40,0	6,6	10,0	9,0	6,2	8,2	25,0
1	38,0	6,6	10,1	9,0	9,0	3,2	26,7
2	35,9	6,7	10,4	9,0	8,4	1,3	29,2
3	33,9	6,8	10,9	9,0	5,9	1,3	32,0
4	31,8	6,8	11,0	9,0	3,7	1,3	34,6
5	29,8	6,8	10,9	9,0	1,8	1,3	36,6
6	27,7	6,7	10,8	7,6	1,3	1,3	38,9
7	25,7	6,7	10,5	5,9	1,3	1,3	40,7
8	23,6	6,6	9,8	4,6	1,3	1,3	41,6
9	21,6	6,4	8,9	3,6	1,3	1,3	41,4
10	19,5	6,2	7,8	2,9	1,3	1,3	39,8
11	17,5	6,0	6,3	2,6	1,3	1,3	36,1
12	15,4	5,6	4,6	2,6	1,3	1,3	29,5

Tabelle 4.2: Achslasten in Abhängigkeit der erfolgten Abladevorgänge, Abladen von hinten, starres Aggregat, optimale Achslastverteilung (25 %)

Ein Vergleich von Tabelle 4.2 mit Tabelle 4.1 macht eine erkennbare Verringerung des prozentualen Achslastanteils auf der Antriebsachse D1 aufgrund der Achslastumverteilung im Aggregat deutlich. Trotz der „rollwiderstandsgünstigen“ Strategie des Abladens von hinten ergibt sich deshalb gegenüber der Referenzvariante mit Standard-Luftfedersystem ein Vorteil beim Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. Dies ist aus Tabelle 4.3 ersichtlich. In Zeile eins sind die Ergebnisse für die oben definierte Referenzvariante dargestellt, in Zeile zwei die Ergebnisse für das Fahrzeug mit rollwiderstandsoptimaler Achslastverteilung und Abladen von hinten. Der angesprochene Rollwiderstandsvorteil beträgt sowohl bei der Route „Stuttgart-Hamburg“ als auch bei der Route „Schwarzwald“ 0,9 Prozentpunkte.

		Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand			
		Stuttgart-Hamburg		Schwarzwald	
Fahrzeugvariante	Ablade-strategie	Mittelwert [N]	Änderung [%]	Mittelwert [N]	Änderung [%]
Referenzvariante	v. hinten	1855	0,0	1995	0,0
Starres Aggregat, Optimale Achslasten (25 %)	v. hinten	1838	-0,9	1977	-0,9
Starres Aggregat, Std.-Luftfedersystem (25 %)	v. vorne	1791	-3,4	1926	-3,4
Starres Aggregat, Optimale Achslasten (25 %)	v. vorne	1767	-4,7	1900	-4,8
Starres Aggregat, Liftachse T1, SL (25 %)	v. vorne	1764	-4,9	1891	-5,2
Starres Aggregat, Liftachse T1, OA (25 %)	v. vorne	1749	-5,7	1876	-6,0
Starres Aggregat, Liftachse T3, SL (25 %)	v. vorne	1779	-4,1	1909	-4,3
Starres Aggregat, Liftachse T3, OA (25 %)	v. vorne	1757	-5,3	1888	-5,4
Optimale Lenkung T1 u. T3, SL (25 %)	v. vorne	1788	-3,6	1894	-5,1
Optimale Lenkung T1 u. T3, OA (25 %)	v. vorne	1764	-4,9	1871	-6,2

Tabelle 4.3: Einfluss unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen auf den im Szenario „Mik-Run“ berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand, minimaler Achslastanteil an der Antriebsachse = 25 %

Den beiden Fahrzeugvarianten mit Abladen von hinten sind in Tabelle 4.3 mehrere Varianten mit dem generell „rollwiderstandsgünstigeren“ Abladen von vorne gegenübergestellt. In allen Fällen wurde der minimale Achslastanteil auf der Antriebsachse auf 25 % festgelegt. Diese Grenze betrifft nun auch Varianten mit Standard-Luftfedersystem, da durch die Wahl der Abladereihenfolge ebenfalls eine gezielte Beeinflussung der Achslastverteilung erfolgt. Beispielhaft sei die Variante „Starres Aggregat, Standard-Luftfedersystem (25 %)“ mit Abladen von vorne gemäß Zeile drei in Tabelle 4.3 diskutiert, mit der auf beiden untersuchten Routen eine

Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um 3,4 % gegenüber der Referenz mit der ungünstigeren Abladestrategie erzielt wird. Die entsprechende Abladereihenfolge ist in Abbildung 4.3 dargestellt, die Achslasten zeigt Tabelle 4.4.

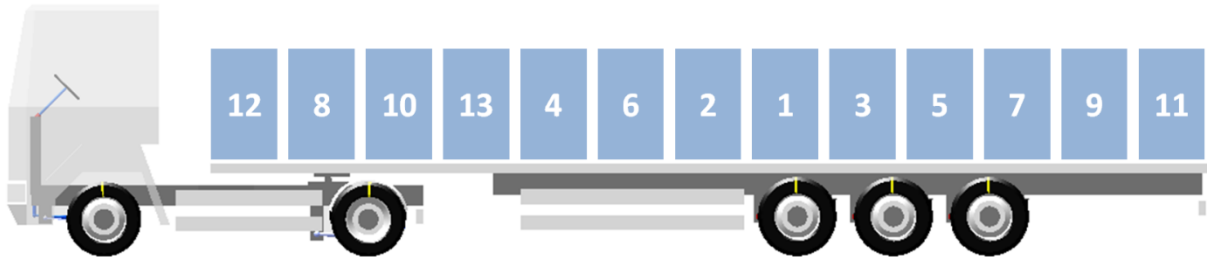


Abbildung 4.3: Reihenfolge der Abladevorgänge, Abladen von vorne, starres Aggregat, Standard-Luftfedersystem (25 %)

Erfolgte Abladevorgänge	Achslasten [t]						Achslast D1 [%]
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3	
0	40,0	6,6	10,1	7,8	7,8	7,8	25,3
1	38,0	6,6	9,8	7,2	7,2	7,2	25,8
2	35,9	6,5	9,2	6,7	6,7	6,7	25,7
3	33,9	6,4	9,1	6,1	6,1	6,1	27,0
4	31,8	6,3	8,1	5,8	5,8	5,8	25,4
5	29,8	6,3	8,2	5,1	5,1	5,1	27,6
6	27,7	6,1	7,4	4,7	4,7	4,7	26,8
7	25,7	6,2	7,8	3,9	3,9	3,9	30,4
8	23,6	5,9	6,1	3,9	3,9	3,9	25,6
9	21,6	6,0	6,7	3,0	3,0	3,0	30,9
10	19,5	5,7	5,2	2,9	2,9	2,9	26,4
11	17,5	5,9	6,0	1,9	1,9	1,9	34,4
12	15,4	5,5	4,0	2,0	2,0	2,0	26,1

Tabelle 4.4: Achslasten in Abhängigkeit der erfolgten Abladevorgänge, Abladen von vorne, starres Aggregat, Standard-Luftfedersystem (25 %)

Wie Abbildung 4.3 zeigt, wird bei der Strategie „Abladen von vorne“ mit der hier vorgegebenen Minimalachslast an der Antriebsachse von 25 % des Zuggewichts eher aus der Mitte heraus abgeladen als von vorne. Das an vorderster Stelle

positionierte Gebinde wird erst beim vorletzten Abladevorgang entfernt. Der begrenzende Faktor für die Abladereihenfolge ist erwartungsgemäß jeweils der Achslastanteil auf der Antriebsachse, siehe Tabelle 4.4.

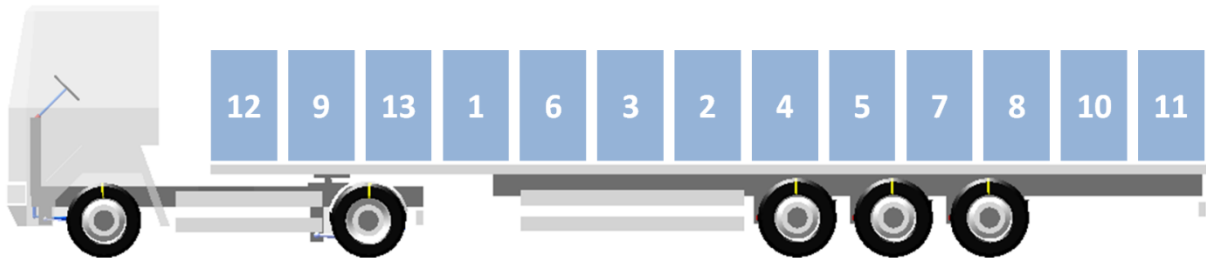


Abbildung 4.4: Reihenfolge der Abladevorgänge, Abladen von vorne, starres Aggregat, optimale Achslastverteilung (25 %)

Erfolgte Abladevorgänge	Achslasten [t]						Achslast D1 [%]
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3	
0	40,0	6,6	10,0	9,0	6,2	8,2	25,0
1	38,0	6,5	9,5	4,2	9,0	8,8	25,0
2	35,9	6,4	9,0	3,3	9,0	8,2	25,0
3	33,9	6,3	8,5	1,3	9,0	8,7	25,2
4	31,8	6,2	8,0	1,5	9,0	7,2	25,0
5	29,8	6,1	7,4	6,1	1,3	8,8	25,0
6	27,7	6,1	6,9	2,6	3,2	9,0	25,0
7	25,7	6,0	6,4	1,3	8,8	3,2	25,0
8	23,6	5,9	5,9	7,4	1,3	3,1	25,0
9	21,6	5,8	5,4	2,4	1,3	6,7	25,0
10	19,5	5,7	4,9	5,6	1,3	2,0	25,0
11	17,5	5,9	6,0	2,9	1,3	1,3	34,4
12	15,4	5,5	4,0	3,3	1,3	1,3	25,8

Tabelle 4.5: Achslasten in Abhängigkeit der erfolgten Abladevorgänge, Abladen von vorne, starres Aggregat, optimale Achslastverteilung (25 %)

Eine Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um 4,7 % bzw. 4,8 % gegenüber der Referenz wird bei starrem Aggregat erzielt, wenn von vorne abgeladen wird und die Achslasten rollwiderstandsoptimal angepasst werden. Durch

die Möglichkeit zur Achslastumverteilung entsteht etwas mehr Flexibilität hinsichtlich der Abladereihenfolge, wenngleich tendenziell noch immer „aus der Mitte“ abgeladen werden muss, siehe Abbildung 4.4. Die Untergrenze der Antriebsachslast von 25 % kann jedoch deutlich besser ausgereizt werden, wie aus Tabelle 4.5 ersichtlich ist. Hierdurch entsteht der zusätzliche Rollwiderstandsvorteil gegenüber der Variante mit Standard-Luftfedersystem.

Zur Bewertung des Einflusses von Liftachsen sind in Tabelle 4.3 in den Zeilen fünf und sechs Ergebnisse für zwei Fahrzeugvarianten mit einer Liftachse an der Position T1 im Aufliegeraggregat dargestellt. Auch hier wurde sowohl eine Fahrzeugvariante mit Standard-Luftfedersystem als auch ein Variante mit optimaler Achslastverteilung untersucht. In den Zeilen sieben und acht sind entsprechende Ergebnisse für Varianten mit einer Liftachse an Position T3 wiedergegeben. Beide Liftachs-Konfigurationen weisen im Vergleich zum starren Aggregat größere Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands auf. Eine Liftachse an Position T1 ist bei dem hier untersuchten Szenario „Milk-Run“ mit Abladen vorne zudem vorteilhafter als eine Liftachse an Position T3, da die Liftachse an T1 im Zuge des Abladens häufiger angehoben werden kann. Der Vorteil der wegfallenden Lagerreibung fällt entsprechend stärker ins Gewicht.

Die Tatsache, dass die Liftachse an Position T1 häufiger angehoben werden kann als an Position T3 ist im Wesentlichen darauf zurückzuführen, dass keine tatsächlich rollwiderstandsoptimale Abladestrategie ermittelt wird, um die Komplexität in Grenzen zu halten. Es wird lediglich versucht, ein Gebinde so weit wie möglich von vorne abzuladen, ohne Achslastgrenzen zu verletzen. Für die so entstehende Nutzlastkonfiguration wird dann die rollwiderstandsoptimale Achslastverteilung berechnet. Für Fahrzeugkonfigurationen ohne Liftachse ist die Strategie „Abladen von vorne“ nahezu rollwiderstandsoptimal. Bei Vorhandensein von Liftachsen ist die Situation dagegen komplexer.

Die Zeilen neun und zehn in Tabelle 4.3 zeigen schließlich Ergebnisse für zwei Fahrzeugvarianten mit optimal gelenkten Aufliegerachsen T1 und T3. Der Vergleich mit dem starren Aggregat zeigt auch für das Szenario „Milk-Run“ eine gewisse Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands, insbesondere auf der kurvigeren Route „Schwarzwald“.

In Tabelle 4.6 sind jeweils Simulationsergebnisse für eine Mindestachslast an der Antriebsachse von 10 % des Fahrzeuggesamtgewichts dargestellt. Der Vergleich mit den Ergebnissen für 25 % Minimalachslast gemäß Tabelle 4.3 zeigt, dass hier noch deutlich höhere Potenziale zur Rollwiderstandsminderung bestehen. Wie bereits erwähnt, bringt eine starke Entlastung der Antriebsachse jedoch auch Nachteile mit sich. Bei Beschleunigungsvorgängen können erhebliche Antriebsschlupfverluste entstehen, die in den Ergebnissen der streckenbezogenen Gesamtbilanzierung auf

Basis stationärer Betriebspunkte nicht berücksichtigt sind, wie in Kapitel 2 dargelegt wurde. Zudem kann die Fahrdynamik so stark beeinflusst werden, dass die Fahrsicherheit beeinträchtigt wird.

Fahrzeugvariante		Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand			
		Stuttgart-Hamburg		Schwarzwald	
		Mittelwert [N]	Änderung [%]	Mittelwert [N]	Änderung [%]
Referenzvariante	v. hinten	1855	0,0	1995	0,0
Starres Aggregat, Optimale Achslasten (10 %)	v. hinten	1838	-0,9	1977	-0,9
Starres Aggregat, Std.-Luftfedersystem (10 %)	v. vorne	1687	-9,1	1821	-8,7
Starres Aggregat, Optimale Achslasten (10 %)	v. vorne	1664	-10,3	1790	-10,3
Starres Aggregat, Liftachse T1, SL (10 %)	v. vorne	1666	-10,2	1790	-10,3
Starres Aggregat, Liftachse T1, OA (10 %)	v. vorne	1652	-10,9	1775	-11,0
Starres Aggregat, Liftachse T3, SL (10 %)	v. vorne	1683	-9,3	1817	-8,9
Starres Aggregat, Liftachse T3, OA (10 %)	v. vorne	1662	-10,4	1787	-10,4
Optimale Lenkung T1 u. T3, SL (10 %)	v. vorne	1687	-9,0	1784	-10,6
Optimale Lenkung T1 u. T3, OA (10 %)	v. vorne	1664	-10,3	1762	-11,7

Tabelle 4.6: Einfluss unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen auf den im Szenario „Mik-Run“ berechneten Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand, minimaler Achslastanteil an der Antriebsachse = 10 %

Die Beeinflussung der Fahrdynamik durch die Entlastung der Antriebsachse kann etwa anhand der Fahrzeugvariante „Starres Aggregat, Optimale Achslasten (10 %)“ nachvollzogen werden. Deren Abladereihenfolge ist in Abbildung 4.5 dargestellt, die Achslasten sind Tabelle 4.7 zu entnehmen. Hier ist es nach erfolgtem 10. Abladevorgang nicht möglich, das nächste Gebinde von vorne abzuladen (entsprechend der Nummer 13 in Abbildung 4.5). Die sich dann einstellende Achslastverteilung würde in der Simulation zu einer Instabilität des Regelkreises Fahrzeug-Fahrermodell führen. Um dies zu vermeiden, muss stattdessen von ganz hinten abgeladen werden. In Tabelle 4.7 wird diese Tatsache durch farbliche Kennzeichnung aller Achslasten in der Zeile für den erfolgten 10. Abladevorgang symbolisiert. Entsprechendes trifft auf die Zeile für den erfolgten 11. Abladevorgang zu.

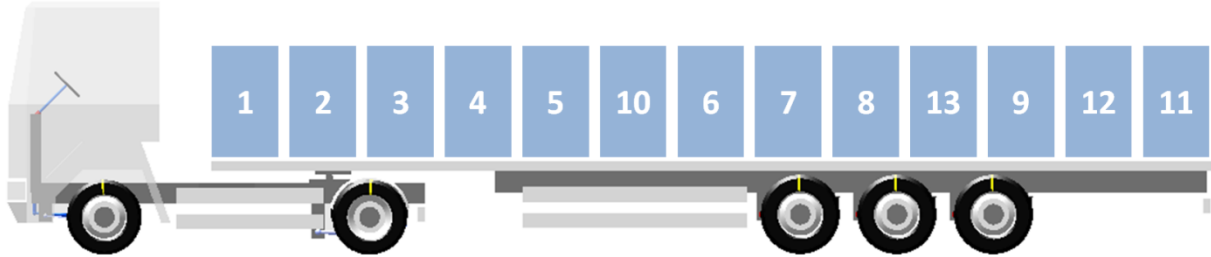


Abbildung 4.5: Reihenfolge der Abladevorgänge, Abladen von vorne, starres Aggregat, optimale Achslastverteilung (10 %)

Erfolgte Abladevorgänge	Achslasten [t]						Achslast D1 [%]
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3	
0	40,0	6,6	9,7	9,0	9,0	5,8	24,1
1	38,0	6,2	7,8	8,8	9,0	6,2	20,5
2	35,9	5,9	6,0	8,7	9,0	6,3	16,8
3	33,9	5,6	4,4	9,0	9,0	5,9	13,0
4	31,8	5,4	3,2	8,6	9,0	5,7	10,0
5	29,8	5,3	3,0	4,8	9,0	7,7	10,0
6	27,7	5,4	3,1	1,3	9,0	9,0	11,2
7	25,7	5,3	2,6	1,3	9,0	7,6	10,0
8	23,6	5,2	2,4	1,3	7,9	6,8	10,0
9	21,6	5,2	2,2	1,9	9,0	3,3	10,0
10	19,5	5,2	2,2	1,9	1,3	9,0	11,2
11	17,5	5,2	2,0	1,3	7,7	1,3	11,5
12	15,4	5,2	2,0	5,7	1,3	1,3	12,9

Tabelle 4.7: Achslasten in Abhängigkeit der erfolgten Abladevorgänge, Abladen von vorne, starres Aggregat, optimale Achslastverteilung (10 %)

Die in der Simulation vermiedene Instabilität des Regelkreises Fahrzeug-Fahrermodell stellt keinen angemessenen Grenzwert für die Beeinflussung der Fahrdynamik dar. Bei der realen Kombination Fahrer-Fahrzeug wäre eine Beeinträchtigung der Fahrsicherheit deutlich früher gegeben. Die für die einzelnen Fahrzeugkonfigurationen dargestellten Abladereihenfolgen sind daher in weitergehenden Untersuchungen zur Fahrdynamik nochmals kritisch zu hinterfragen.

5 Diskussion und Ausblick

Die Projektergebnisse zeigen, dass die in den vorangegangenen Projektteilen für einzelne Betriebspunkte aufgezeigten Verbesserungspotenziale prinzipiell auch im realen Fahrbetrieb wiederzufinden sind. Die entwickelte Methode zur streckenbezogenen Bilanzierung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands auf Basis stationärer Betriebspunkte erlaubt dabei eine schnelle und flexible Untersuchung unterschiedlicher Fahrzeug- und Beladungskonfigurationen anhand beliebiger Strecken- und Fahrprofile. Allerdings hat sich auch gezeigt, dass bei Fahrprofilen mit häufigen Geschwindigkeitsänderungen in Zukunft zusätzlich eine Berücksichtigung des Längsschlupfes bei dynamischen Vorgängen erfolgen sollte, insbesondere beim Beschleunigen, um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten.

Die Untersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen sowie unterschiedlicher Ausprägungen des Fahrprofils, das auf einer bestimmten Route gefahren wird, erlauben ein erweitertes Verständnis davon, wie im realen Fahrbetrieb eine Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands erreicht werden kann. Die Untersuchungen haben aber auch gezeigt, dass für die Potenzialabschätzung im Hinblick auf einen möglichen Serieneinsatz noch weitere Randbedingungen zu klären sind. Hier ist an erster Stelle die Wechselwirkung von Maßnahmen zur Rollwiderstandsminderung mit der Fahrdynamik und damit der Fahrsicherheit zu nennen. Das Fahrerverhalten spielt in diesem Zusammenhang ebenfalls eine Rolle, hauptsächlich jedoch im Bezug auf die Umsetzung von Fahrstrategien, die zu rollwiderstandsgünstigen Fahrprofilen führen.

Als weiterer Punkt ist die Beladungsstrategie zu nennen. Die durchgeführten Simulationen eines „Milk-Runs“ haben gezeigt, dass hier erhebliches Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands besteht. Neben der starken Abhängigkeit von den genannten Randbedingungen muss hier jedoch die Praxistauglichkeit der ermittelten Beladungsstrategien diskutiert werden. Nicht zuletzt vor diesem Hintergrund könnte mit langfristigerem Horizont eine Diskussion über innovative Fahrzeugkonzepte sinnvoll sein, die unter anderem gezielt auf die Nutzung der im Rahmen des Projekts ermittelten Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands zugeschnitten sind.

Literatur

- [1] Krantz, W.; Neubeck, J.; Wiedemann, J.: Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen - Teile 1 und 2. FAT-SCHRIFTENREIHE 258, FAT, Berlin, 2013
- [2] Datenblatt „Airlight II – Nachlaufenkachsen mit Scheibenbremse TSB 4309“. Rev. 0 - 01.10.09, BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft, Wiehl

Anhang

A Profile „Schwarzwald“

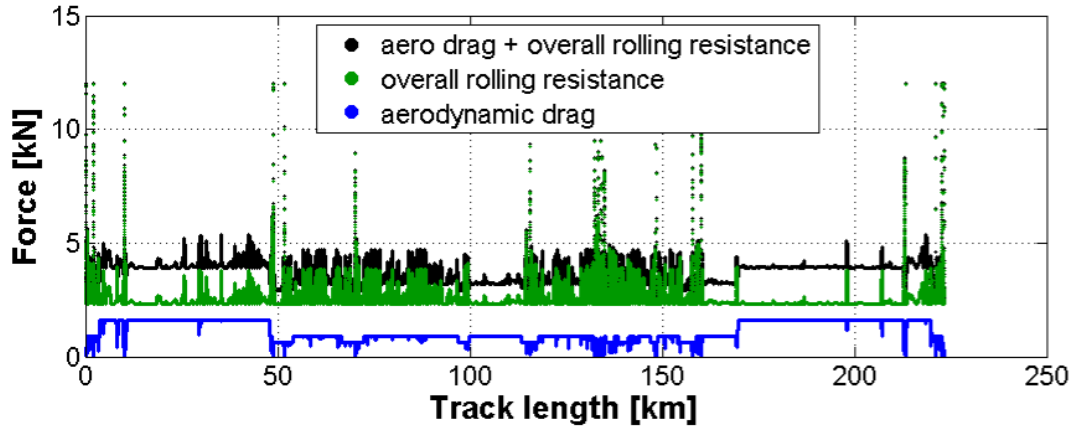


Abbildung A.1: Verlauf der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandskraft über der zurückgelegten Wegstrecke, Route „Schwarzwald“

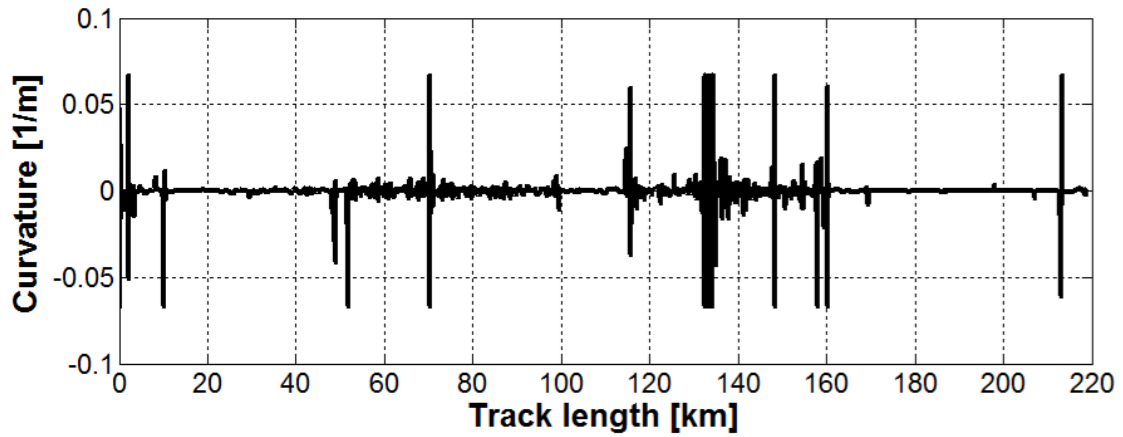


Abbildung A.2: Verlauf der Fahrbahnkrümmung, Route „Schwarzwald“

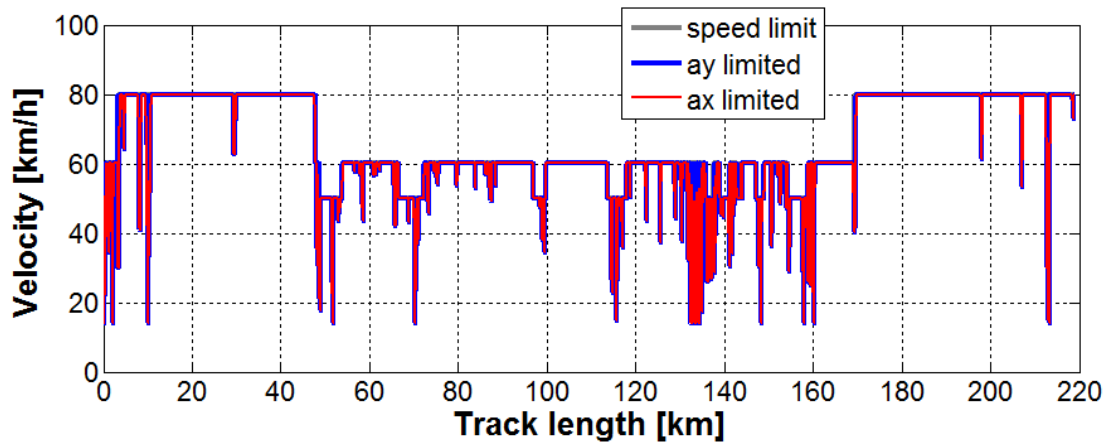


Abbildung A.3: Verlauf der Fahrgeschwindigkeit, Route „Schwarzwald“

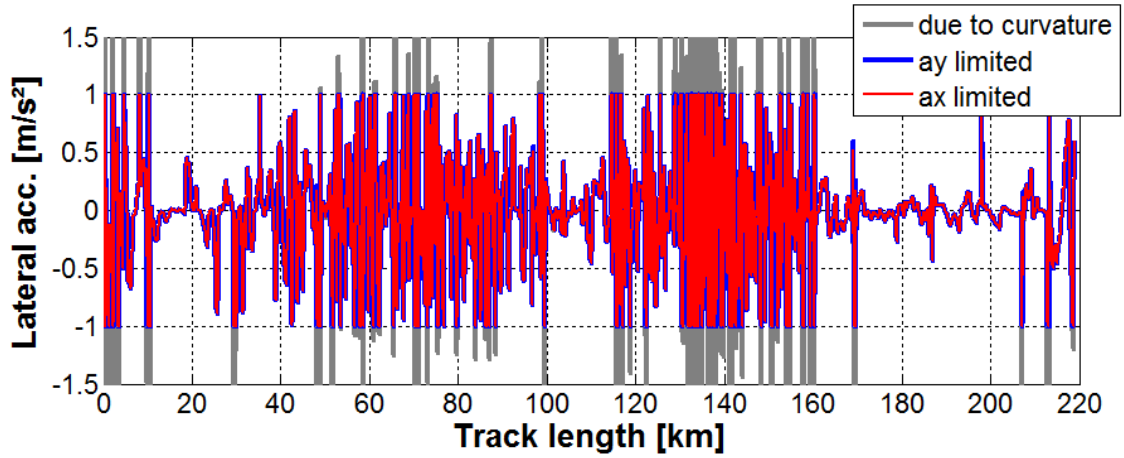


Abbildung A.4: Verlauf der Querbeschleunigung, Route „Schwarzwald“, Standard-Querbeschleunigungsgrenze von $1,0 \text{ m/s}^2$

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2010)

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

- 251 Parametrischer Bauraum – synchronisierter Fahrzeugentwurf, 2013
- 252 Reifenentwicklung unter aerodynamischen Aspekten, 2013
- 253 Einsatz- und Marktpotenzial neuer verbrauchseffizienter Fahrzeugkonzepte – Phase 2, 2013
- 254 Qualifizierung von Aluminiumwerkstoffen für korrosiv beanspruchte Fahrwerksbauteile unter zyklischer Belastung (Salzkorrosion), 2013
- 255 Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen, 2013
- 256 Naturalistic Driving Data, Re-Analyse von Daten aus dem EU-Projekt euroFOT, 2013
- 257 Ableitung eines messbaren Klimasummenmaßes für den Vergleich des Fahrzeugklimas konventioneller und elektrischer Fahrzeuge, 2013
- 258 Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen, Teile 1 und 2, 2013
- 259 Erweiterung des Kerbspannungskonzepts auf Nahtübergänge von Linienschweißnähten an dünnen Blechen, 2013
- 260 Numerische Untersuchungen zur Aerodynamik von Nutzfahrzeugkombinationen bei realitätsnahen Fahrbedingungen unter Seitenwindeinfluss, 2013
- 261 Rechnerische und probandengestützte Untersuchung des Einflusses der Kontaktwärmeübertragung in Fahrzeugsitzen auf die thermische Behaglichkeit, 2013
- 262 Modellierung der Auswirkungen verkehrsbedingter Partikelanzahl-Emissionen auf die Luftqualität für eine typische Hauptverkehrsstraße, 2013
- 263 Laserstrahlschweißen von Stahl an Aluminium mittels spektroskopischer Kontrolle der Einschweißtiefe und erhöhter Anbindungsbreite durch zweidimensional ausgeprägte Schweißnähte, 2014
- 264 Entwicklung von Methoden zur zuverlässigen Metamodellierung von CAE Simulations-Modellen, 2014
- 265 Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von PKW, 2014
- 266 Entwicklung einer numerischen Methode zur Berücksichtigung stochastischer Effekte für die Crash-simulation von Punktschweißverbindungen, 2014
- 267 Bewegungsverhalten von Fußgängern im Straßenverkehr - Teil 1, 2014
- 268 Bewegungsverhalten von Fußgängern im Straßenverkehr - Teil 2, 2014
- 269 Schwingfestigkeitsbewertung von Schweißnahtenden MSG-geschweißter Feinblechstrukturen aus Aluminium, 2014
- 270 Physiologische Effekte bei PMW-gesteuerter LED-Beleuchtung im Automobil, 2015
- 271 Auskunft über verfügbare Parkplätze in Städten, 2015
- 272 Zusammenhang zwischen lokalem und globalem Behaglichkeitsempfinden: Untersuchung des Kombinationseffektes von Sitzheizung und Strahlungswärmeübertragung zur energieeffizienten Fahrzeugklimatisierung, 2015
- 273 UmCra - Werkstoffmodelle und Kennwertermittlung für die industrielle Anwendung der Umform- und Crash-Simulation unter Berücksichtigung der mechanischen und thermischen Vorgeschichte bei hochfesten Stählen, 2015
- 274 Exemplary development & validation of a practical specification language for semantic interfaces of automotive software components, 2015
- 275 Hochrechnung von GIDAS auf das Unfallgeschehen in Deutschland, 2015
- 276 Literaturanalyse und Methodenauswahl zur Gestaltung von Systemen zum hochautomatisierten Fahren, 2015
- 277 Modellierung der Einflüsse von Porenmorphologie auf das Versagensverhalten von Al-Druckgussteilen mit stochastischem Aspekt für durchgängige Simulation von Gießen bis Crash, 2015

- 278 Wahrnehmung und Bewertung von Fahrzeugaußengeräuschen durch Fußgänger in verschiedenen Verkehrssituationen und unterschiedlichen Betriebszuständen, 2015
- 279 Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teil 3, 2015

Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 www.vda-fat.de
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2015

VDA

Verband der
Automobilindustrie

FAT

Forschungsvereinigung
Automobiltechnik

Behrenstraße 35
10117 Berlin
www.vda.de
www.vda-fat.de