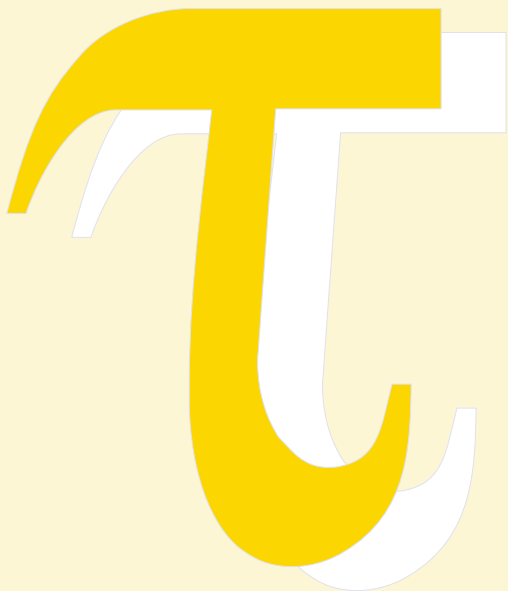


FAT 258



Sensitivitätsanalyse
rollwiderstandsrelevanter
Einflussgrößen bei
Nutzfahrzeugen – Teile 1 und 2



Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen

Teile 1 und 2

Forschungsstelle:

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
UNIVERSITÄT STUTTGART

Sachbearbeiter / Verfasser:

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 2011 bis zum 30. April 2012 das Forschungsprojekt „Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teil 1“ bearbeitet. Weiterführend wurde vom 01. Juni 2012 bis zum 31. Mai 2013 Projektteil 2 bearbeitet. 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 sollten Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands durch gezielte Beeinflussung relevanter Einflussgrößen ermittelt und damit Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung abgeleitet werden.

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 Nachlaufenkachse) 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

Bei allen Untersuchungen wurden jeweils die Nutzlast- und die Nutzlastposition variiert. Es wurden jeweils sowohl die Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand quantifiziert, als auch die zugrunde liegenden Wirkmechanismen herausgearbeitet. Zu den untersuchten Schwerpunkten – entsprechend obiger Nummerierung – ergeben sich folgende Kernaussagen:

1. Bei einer Reduzierung des Fahrzeugeigengewichts um 1% (134 kg), verringert sich der Rollwiderstand des voll beladenen Sattelzuges um ca. 0,3%. Das Verhältnis von Nutzlast zu Rollwiderstand ändert sich dadurch ungefähr im selben Maße. Wird die Gewichtersparnis noch der Nutzlast zugeschlagen, verbessert sich das Verhältnis von Nutzlast zu Rollwiderstand um rund 0,5 %.
2. In einem Worst-Case-Szenario innerhalb zulässiger Vorspurtoleranzen entsteht bei mittiger Nutzlast eine Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandszunahme von rund 2 %. Hauptursachen sind die vergleichsweise große Vorspurtoleranz an der Lenkachse der Zugmaschine sowie die erhebliche Zunahme des Reifenrollwiderstands über dem Schräglaufwinkel.
3. Mit einer Nachlauflenkung an der dritten Aufliegerachse fällt die Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands in engen Kurven erheblich geringer aus als bei starrem Aggregat. Eine gezielte Entlastung der dritten Achse eines starren Aggregats bei Kurvenfahrt bietet im Vergleich dazu weniger Potenzial.
4. Eine wählbare Achslastverteilung im Auflieger-Aggregat sowie eine geeignete Positionierung der Nutzlast bieten Potenzial zur Minderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands. Der Haupteffekt beruht dabei auf einer gezielten Entlastung der Antriebsachse, deren Bereifung einen vergleichsweise hohen Rollwiderstandsbeiwert besitzt.

Die erarbeiteten Ergebnisse vermitteln einen repräsentativen Überblick über die in unterschiedlichen stationären Betriebszuständen erreichbaren Verbesserungen im Hinblick auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. In Verbindung mit dem erreichten Verständnis von Wirkmechanismen und Wechselwirkungen ermöglicht dies die Ableitung konkreter Maßnahmen zur Rollwiderstands- und damit zur Verbrauchsminderung.

Im Hinblick auf die Ableitung konkreter Maßnahmen mit Serienpotenzial ist ein weiterer notwendiger Schritt die Bewertung der im Rahmen der Projektteile 1 und 2 bezifferten Einsparpotenziale bezüglich ihrer Relevanz im realen Fahrbetrieb. Hierzu ist es erforderlich, die für einzelne stationäre Betriebszustände gewonnenen Erkenntnisse auf reale Strecken- und Fahrprofile zu übertragen, wie sie etwa im Fernverkehr oder im Verteilerverkehr gegeben sind. Ein entsprechender Ansatz ist Gegenstand des sich in Bearbeitung befindenden Folgeprojektes „Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teil 3“.

Inhalt

1 Einleitung	6
Projektteil 1	9
2 Simulationsumgebung	9
2.1 Fahrzeugmodell	9
2.2 Reifenmodell	15
2.3 Cosimulation	18
2.4 Modellvalidierung	19
3 Exemplarische Sensitivitätsanalyse	23
3.1 Referenzkonfiguration in Projektteil 1	23
3.2 Versetzen der Nutzlast um 1 m nach hinten	25
3.3 Anheben der Liftachse (T1)	27
3.4 Versetzen der Nutzlast um 0,2 m nach rechts	28
3.5 Kurvenfahrt, Radius = 1000 m, Überhöhung = 1°	30
3.6 Voreingestellte Sturz- oder Vorspurwinkel	31
3.7 Kurvenfahrt, R = 1000 m, $\ddot{U} = 1^\circ$, Nachlaufenkachse (T3)	32
Projektteil 2	34
4 Referenzkonfigurationen in Projektteil 2	34
5 Einfluss des Fahrzeugeigengewichts	38
6 Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen	45
6.1 Einfluss einer Lenktendenz von Einzelachsen oder Aggregat	45
6.2 Einfluss seitlicher Verspannkräfte bei Einzelachsen und Aufliegeraggregat ...	48
6.3 Worst-Case-Szenario innerhalb zulässiger Vorspurtoleranzen	55
7 Einfluss der Betriebsstrategie einer Nachlaufenkachse	58
7.1 Untersuchte Varianten	59
7.2 Diskussion der Ergebnisse	64
8 Einfluss der Achslastverteilung	73
8.1 Grundsätzliche Einflüsse der Achslastverteilung	74
8.2 Einfluss der minimalen Achslast an der Antriebsachse	76
8.3 Einfluss der Konfiguration der Aufliegerachsen	80
8.4 Einfluss eines Längsversatzes des Aufliegeraggregats	86

8.5 Einfluss der Tragfähigkeit der Bereifung	88
8.6 Potenziale aufgrund einer Anpassung der Achslastverteilung	91
9 Diskussion und Ausblick.....	96
Literatur	97
Anhang	98
A Federkennlinien von Luftfedern und Achsen.....	98
B Reifenkennungen – Projektteil 1	102
C Fahrzeugparameter – Projektteil 1	114
D Reifenkennungen – Projektteil 2	120
E Fahrzeugparameter – Projektteil 2.....	123
F Weitere Ergebnisse zum Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen	125
G Weitere Ergebnisse zum Einfluss der Betriebsstrategie Nachlaufkchse	127
H Weitere Ergebnisse zum Einfluss der Achslastverteilung	146

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.

Die in diesem Bericht dokumentierten Ergebnisse wurden in zwei aufeinanderfolgenden Teilprojekten erarbeitet. 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 Potentiale für eine Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsminderung zu identifizieren sowie die zugrunde liegenden Wirkmechanismen und vorhandene Wechselwirkungen zu verstehen. Hierdurch können letztlich konkrete Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung abgeleitet und bewertet werden. Im Projektrahmen erfolgt dabei ausschließlich eine Untersuchung stationärer Betriebszustände. Weiterhin bleiben Wechselwirkungen mit der Aerodynamik komplett ausgeklammert. Das vorliegende Dokument ist so strukturiert, dass sich eine fortlaufende Kapitelnummerierung ergibt. Die Inhalte der Kapitel 2 und 3 waren Gegenstand des ersten Projektteils, die Inhalte der Kapitel 4 bis 8 wurden im zweiten Projektteil erarbeitet.

Kapitel 2 beschreibt die entwickelte Simulationsumgebung einschließlich des für die Untersuchungen erstellten Gesamtfahrzeugmodells. Eine detaillierte Analyse der

Rollwiderstandsanteile erfordert ein dynamisches Fahrzeugmodell, das in der Lage ist, die Einflüsse verschiedener Konfiguration von Sattelzugmaschine und Auflieger (z. B. Vorhandensein einer Lift- oder Nachlaufenkachse) sowie einzelner Fahrzeugparameter (z. B. Beladung, Einstellwert Vorspur usw.) auf die Reifenbetriebspunkte realitätsnah abzubilden. In diesem Projekt geschieht dies am Beispiel eines 40 t-Sattelzuges mit 4x2 Zugmaschine und Curtainsider-Auflieger mit Dreiachsaggregat. Darüber hinaus muss das verwendete Reifenmodell in der Lage sein, die Einflüsse der ermittelten Reifenbetriebspunkte auf den Reifen-Rollwiderstand realitätsgetreu wiederzugeben. In Kapitel 3 sind die Ergebnisse einer beispielhaften Sensitivitätsanalyse wiedergegeben. Ausgehend von einer Referenzkonfiguration werden hier die Einflüsse verschiedener Parameter- und Konfigurationsänderungen auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand exemplarisch aufgezeigt und diskutiert.

In Kapitel 4 wird auf diejenigen Referenz-Fahrzeugkonfigurationen eingegangen, die im Rahmen von Projektteil 2 die Bezugswerte für die jeweiligen energetischen Betrachtungen liefern. Zur Verdeutlichung einzelner Potenziale hat es sich als zielführend erwiesen, abhängig vom Untersuchungsgegenstand teils spezifische Referenzkonfigurationen heranzuziehen. Hierauf wird in den einzelnen Kapiteln an entsprechender Stelle eingegangen.

In den Kapiteln 5 bis 8 werden die Ergebnisse systematischer Parameterstudien beschrieben. Aufgrund der Vielzahl der Einfluss nehmenden Fahrzeugparameter sowie der teils komplexen Randbedingungen ist es nicht praktikabel, die Frage nach dem optimal niedrigen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand global mit Hilfe numerischer Optimierungsverfahren zu beantworten. Daher wurde das Gesamtproblem in vier Themenfelder unterteilt, in denen auf wesentliche und praxisnahe „Stellschrauben“ zur Beeinflussung des Rollwiderstands eingegangen wird. Bei allen vier Schwerpunktthemen wurden jeweils Nutzlast und Nutzlastposition variiert. Wo sinnvoll möglich, wurden numerische Optimierungsverfahren lokal eingesetzt. Wie bereits beschrieben, wurde in jedem Fall versucht, die Wirkmechanismen im Detail darzustellen und die Wechselwirkungen mit den anderen Schwerpunktthemen verständlich zu machen, so dass das globale Potenzial zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands beurteilt werden kann.

Kapitel 5 behandelt den Einfluss des Fahrzeugeigengewichts. Dies dient der Beurteilung der Wirksamkeit einer Gewichtsreduzierung als Maßnahme zur Kraftstoff einsparung, aber auch der Bewertung der energetischen Gesamtbilanz anderweitiger Maßnahmen zur Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsminderung, mit denen unter Umständen eine Gewichtszunahme einhergeht. Mögliches Beispiel hierfür ist der Einbau einer Lift- oder Nachlaufenkachse an Stelle einer Standard-Aufliegerachse. Kapitel 6 behandelt den Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen. Diese können durch Produktionstoleranzen bei der Herstellung der Achsen sowie bei deren Einbau entstehen. Folge nicht ideal zur Fahrbahn orientierter Räder können seitliche

Verspannkräfte innerhalb des Achsaggregats sein, die rollwiderstandserhöhend wirken.

In Kapitel 7 wird untersucht, in welchem Maße die Rollwiderstandserhöhung bei Kurvenfahrt – insbesondere beim Befahren enger Radien – durch den Einsatz einer Nachlaufenkachse vermindert werden kann. Dabei wird auf den Einfluss unterschiedlicher Betriebsstrategien eingegangen. Den Ergebnissen werden theoretisch mögliche Potenziale bei Einsatz zweier optimal zwangsgelenkter Achsen im Aggregat gegenübergestellt. Zudem wird das Potenzial eines Systems erörtert, welches die dritte Achse eines starren Aggregats in engen Kurven gezielt entlastet. In Kapitel 8 wird schließlich der Einfluss der Achslastverteilung untersucht. Diese wird bereits durch die Nutzlast und deren Positionierung auf der Ladefläche in erheblichem Maße beeinflusst. Durch Maßnahmen wie achsindividuelle Steuerung der Luftfederdrücke, Veränderung der Einbaulage des Achsaggregats oder Einbau von Liftachsen ist eine weitergehende Beeinflussung möglich. Hierdurch lassen sich Potenziale nutzen, die auf die grundsätzlich unterschiedlichen Rollwiderstandsbeiwerte von Lenk-, Antriebs- und Aufliegerachsreifen zurückzuführen sind, sowie auf die Abhängigkeit des Reifenrollwiderstands vom Betriebspunkt.

Im Hinblick auf die weitergehenden Untersuchungen in Projektteil 2 fanden zum Teil Fahrzeugparameter und Reifenkennungen Verwendung, die gegenüber dem Stand in Projektteil 1 geringfügig abweichen oder diesen ergänzen. Die jeweils verwendeten Parameter und Kennungen sind im Anhang wiedergegeben. Des Weiteren wurde im Zuge der Arbeiten in Projektteil 2 die vorhandene Simulationsumgebung weiterentwickelt. Die entsprechenden Schritte sind in diesem Bericht nicht explizit dokumentiert, da es sich nicht um strukturelle Änderungen der im ersten Projektteil erstellten Simulationsumgebung handelt. Vielmehr wurde eine teilautomatisierte Nutzung der vorhandenen Bausteine auf Basis leicht anzupassender MATLAB[®]-Scripte ermöglicht. Hierzu wurde zum Beispiel die Parameterverwaltung zentralisiert und es wurde ein Unterprogramm erstellt, welches in Abhängigkeit von Nutzlast, Nutzlastposition und Fahrzeugkonfiguration die (für die Simulation) einzustellenden Luftfedervordrücke berechnet. Diese und weitere Schritte wurden bereits mit Blick auf eine mögliche Weiterführung der Arbeiten mit dem Ziel einer Bewertung der Potenziale zur Rollwiderstandsminderung bei realen Strecken- und Fahrprofilen umgesetzt. Dieser Aspekt, der zwischenzeitlich Gegenstand einer Folgeprojektes ist, erfordert die Erstellung eines weitergehenden algorithmischen Überbaus für die bestehende Simulationsumgebung.

Projektteil 1

2 Simulationsumgebung

Ziel bei der Entwicklung der Simulationsumgebung zur Untersuchung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands ist, eine hohe Abbildungsgenauigkeit, ein hohes Maß an Flexibilität bei der Wahl von Fahrzeugkonfiguration und Variationsparametern sowie eine Automatisierbarkeit der Untersuchungen zu erreichen. Hierfür werden mehrere Simulationswerkzeuge in geeigneter Weise miteinander gekoppelt. Das eigentliche Fahrzeugmodell – hier Varianten eines 40 t-Sattelzuges mit 4x2 Zugmaschine – wird in der Mehrkörpersimulations(MKS)-Software SIMPACK[®] erstellt. Dies erlaubt eine detaillierte räumliche Abbildung aller Wechselwirkungen zwischen Fahrzeugaufbau, Reifen und Fahrbahn sowohl in stationären als auch in instationären Betriebspunkten. Insbesondere ist die Darstellung einer komplexeren Achs- oder Lenkungs kinematik sowie nichtlinearer Kraffelemente leicht möglich.

Der Standardumfang von SIMPACK[®] wird durch zwei sogenannte Benutzerfunktionen erweitert, die in FORTRAN programmiert sind und in SIMPACK[®] eingebunden werden. Dabei handelt es sich zum einen um ein am IVK/FKFS entwickeltes Reifenmodell, welches neben der Berechnungsvorschrift für die fahrdynamisch relevanten Kräfte und Momente ein geeignetes Rollwiderstandsmodell implementiert. Weiterhin ermöglicht das Reifenmodell die Nutzung einer leistungsfähigen, ebenfalls am Institut entwickelten Fahrbahnbeschreibung, Diese lässt nahezu beliebige Fahrbahnverläufe zu. Die zweite Benutzerfunktion implementiert ein einfaches Luftfedermodell, das im Gegensatz zum standardmäßig implementierten Modell eine Regelung des Luftfederdruckes ermöglicht.

Die so erweiterte MKS-Umgebung wird per Cosimulationsschnittstelle mit Simulink[®] verbunden. Hier können benötigte Regler, etwa für Lenkung und Luftfedern, vorteilhaft implementiert werden. Die Cosimulation mit Simulink[®] ermöglicht zudem eine nahtlose Anbindung an MATLAB[®], von wo aus Simulationen Script-basiert gesteuert und automatisiert ausgewertet werden können. Eine Beschreibung der wichtigsten Komponenten der entwickelten Simulationsumgebung sowie der Validierung des Gesamtmodells erfolgt in den folgenden Abschnitten.

2.1 Fahrzeugmodell

Das Fahrzeugmodell ist modular aufgebaut und beliebig erweiterbar. Die Verwendung von SIMPACK[®]-Substrukturen ermöglicht es, die Konfiguration von Sattelzugmaschine und Auflieger auf einfache Weise anzupassen. Alle Parameter, die im Zuge der Untersuchungen in diesem Projekt variiert werden sollen, sind in einer zentralen Parameterdatei zusammengefasst, wo sie aus MATLAB[®] heraus

entsprechend des Untersuchungsgegenstandes gesetzt werden können. Eine Auflistung der wesentlichen Fahrzeugparameter findet sich in Anhang C.

Für die Modellierung des 40 t-Sattelzuges mit 4x2 Zugmaschine werden insgesamt fünf Achsmodelle erstellt, die nachfolgend beschrieben sind. Die Kinematik von Lenk- und Antriebsachse der Zugmaschine orientiert sich dabei – wie auch die übrigen Parameter der Zugmaschine – an einem Fahrzeug des Typs Mercedes-Benz Actros MP 2, 1844 LS 36 (Radstand: 3600 mm). An der Antriebsachse wurde dabei jedoch abweichend vom realen Fahrzeug von einer 4-Balg Luftfeder ausgegangen. Die Lenkachse ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Es handelt sich um eine Faustachse mit Parabelfedern. Die achsführende Wirkung der Parabelfedern wird dabei durch Lenker angenähert, die Federwirkung durch Schraubenfedern. Der Spurwinkelverlauf der Lenkachse bei wechselseitiger Einfederung ist in Abbildung 2.2 wiedergegeben. Dieser zeigt eine gewisse Untersteuertendenz.

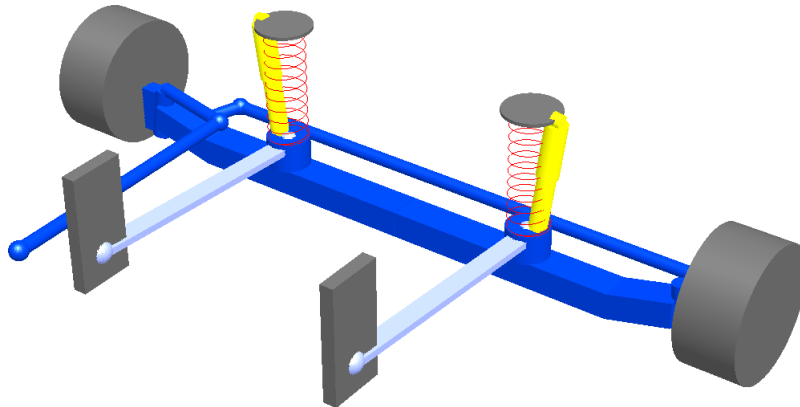


Abbildung 2.1: Lenkachse mit Parabelfedern (Näherung durch Schraubenfedern)

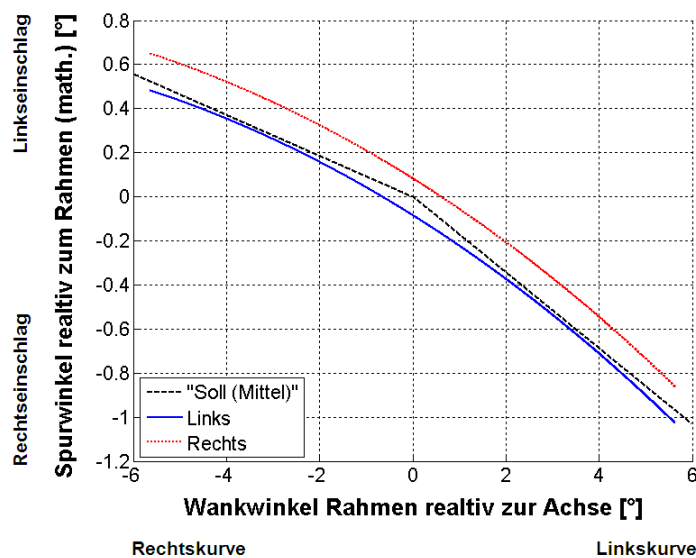


Abbildung 2.2: Spurwinkel der Lenkachse über dem Wankwinkel (5' Vorspur)

Die Antriebsachse und deren Spurwinkelverlauf bei wechselseitiger Einfederung sind in Abbildung 2.3 und Abbildung 2.4 abgebildet. Die Antriebsachse weist eine leichte Übersteuertendenz auf. In Abbildung 2.3 symbolisiert der weiße Quader nahe der Achsmittle das hintere Gelenk der Kardanwelle an dem das Antriebsmoment wirkt. Während die Antriebsachse mit dem hinteren Rahmenteil der Zugmaschine verbunden ist, wird das Antriebsmoment am vorderen Teil des Rahmens der Zugmaschine abgestützt, sodass der Kraftfluss über die modellierte Rahmenelastizität hinweg verläuft.

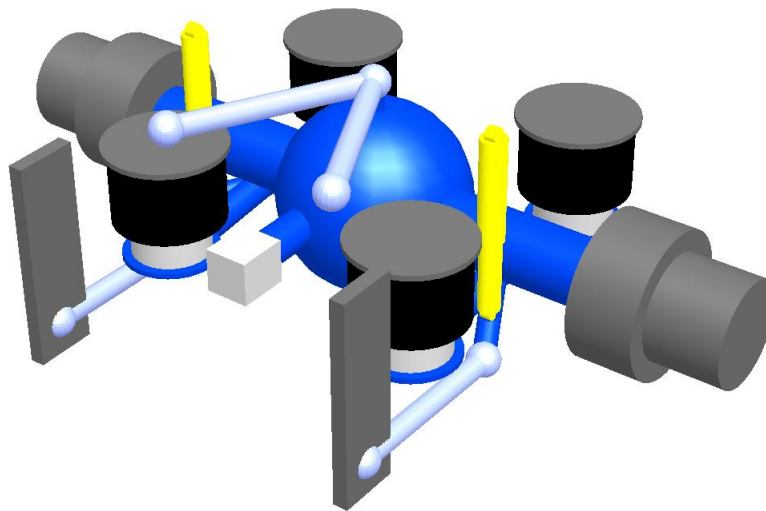


Abbildung 2.3: Antriebsachse mit 4-Balg Luftfeder

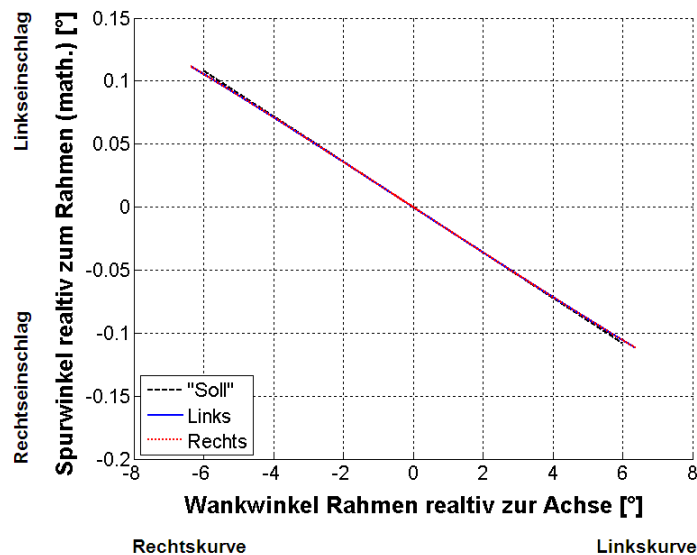


Abbildung 2.4: Spurwinkel der Antriebsachse über dem Wankwinkel

Abbildung 2.5 zeigt die modellierte Aufliegerachse, im Folgenden auch als Standard-Aufliegerachse bezeichnet. Sie besteht aus einem als torsionselastisch modellierten Achsrohr mit fest angebundenen Längslenkern. Diese sind über nichtlineare Gummilager mit dem Rahmen des Aufliegers verbunden. Das Achsrohr ist als sehr torsionssteif modelliert, sodass eine Wankbewegung des Aufbaus bei geringen Querschleunigungen vornehmlich durch die Gummilager ermöglicht wird. Der genaue Verlauf der an der Radposition abgestützten Vertikalkräfte über dem Federweg bei gleich- und wechselseitiger Einfederung ist in Anhang A wiedergegeben.

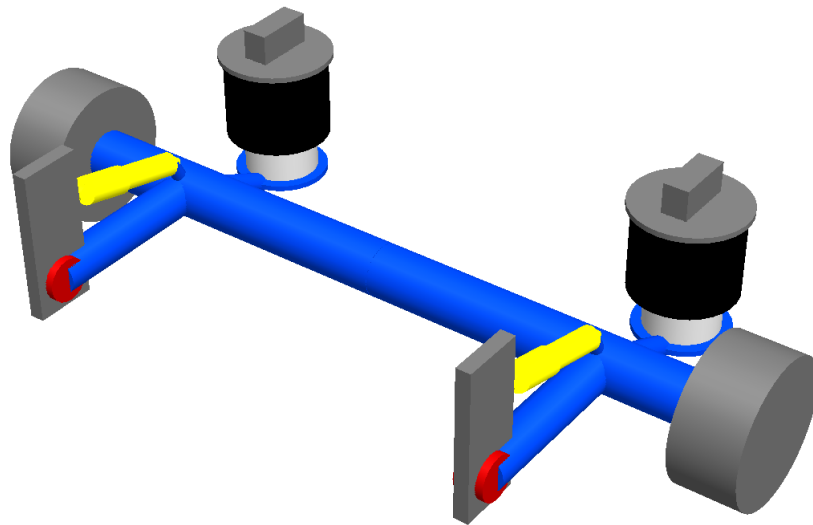


Abbildung 2.5: Aufliegerachse mit torsionselastischem Achsrohr und gummi-gelagerten Längslenkern

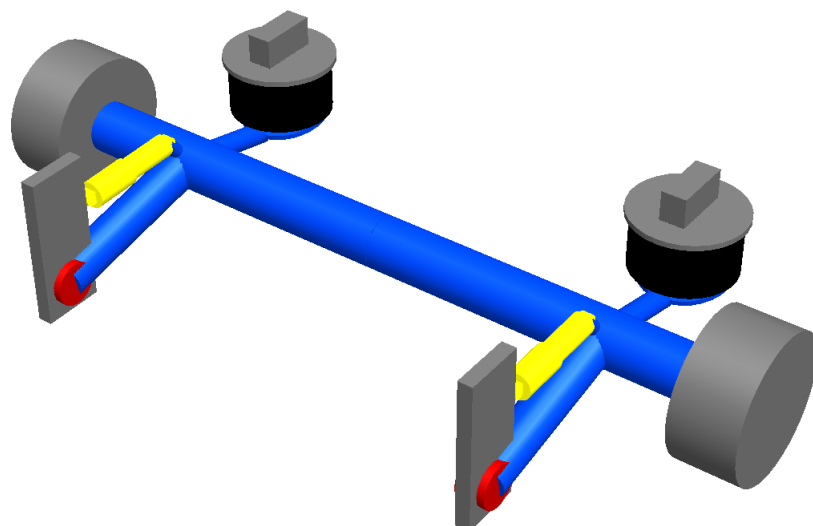


Abbildung 2.6: Liftachse im angehobenen Zustand (Liftmechanik nicht explizit modelliert)

Die modellierte Liftachse zeigt Abbildung 2.6. Da eine dynamische Simulation des Anhebens oder Absenkens der Liftachse nicht erforderlich ist, wurde diese aus der Standard-Aufliegerachse durch Blockieren in angehobener Stellung abgeleitet. In Abbildung 2.7 ist schließlich die modellierte Nachlauflenkachse abgebildet. Der besseren Vergleichbarkeit von Fahrzeugkonfigurationen mit und ohne Nachlauflenkachse wegen wurde diese ebenfalls aus der Standard-Aufliegerachse abgeleitet. Beim realen Vorbild des hier modellierten Achstyps wird durch Gewichtsrückstellung eine Zentrierwirkung erreicht. Gemäß eines Patents der BPW Bergische Achsen KG wird dies durch Kurvenscheiben an den Drehzapfen der Achsschenkel bewerkstelligt, [1]. Diese Kurvenscheiben führen bei Auslenkung der Achsschenkel aus der Mittellage in beide Richtungen zu einem Anheben des Fahrzeugaufbaus. Im Simulationsmodell ist zur Auslenkung aus der Mittellage bei 7,5 t Achslast eine Spurstangenkraft von ca. 3600 N erforderlich. Die Achse ist damit so ausgelegt, dass sie sich bei geringen Seitenkräften wie eine Standard-Aufliegerachse verhält.

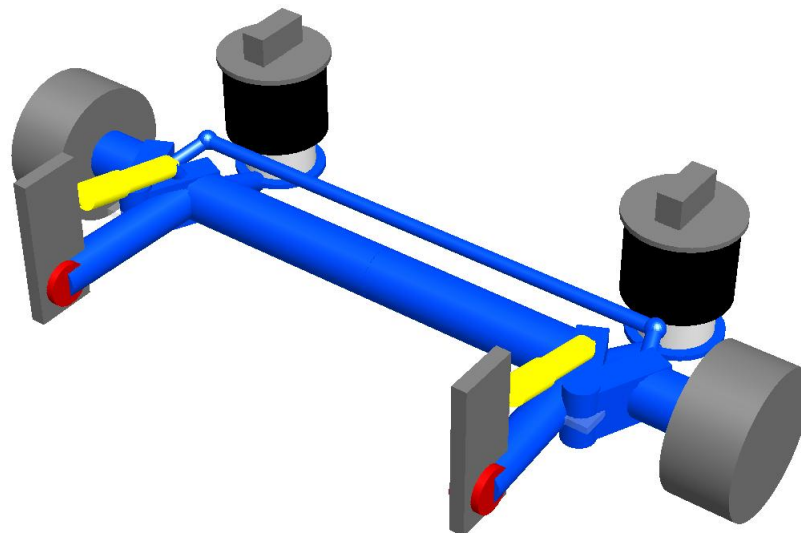


Abbildung 2.7: Nachlauflenkachse mit Gewichtsrückstellung über Kurvenscheiben (Patent BPW)

Mit Hilfe der erstellten Achsmodelle können nun verschiedene Konfigurationen des zu untersuchenden Sattelzuges erzeugt werden. Hierfür werden noch Teilmodelle für Rahmen und Fahrerhaus der 4x2 Zugmaschine sowie Rahmen und Aufbau eines Curtainsiders erstellt. Abbildung 2.8 zeigt einen Zusammenbau der Sattelzugmaschine, Abbildung 2.9 den gesamten Zug mit symbolisch dargestellter Nutzlast. Für die weiteren Untersuchungen sei an dieser Stelle noch eine Nomenklatur für die Position der verbauten Fahrzeugachsen eingeführt. Dabei wird die erste (und einzige) Lenkachse der Zugmaschine mit S1 bezeichnet, die Antriebsachse mit D1. Die drei Aufliegerachsen werden, von der vordersten zur hintersten Achse gezählt, mit T1, T2 und T3 bezeichnet.

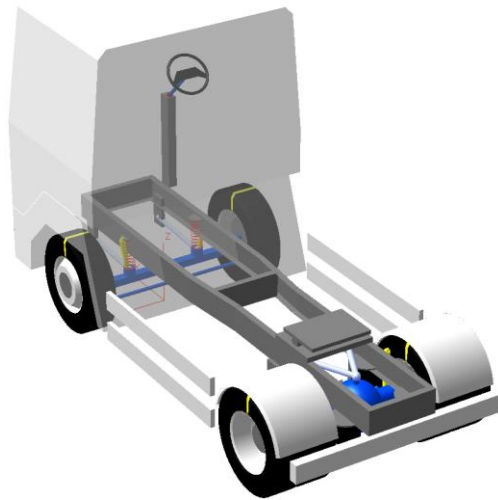


Abbildung 2.8: Modell der 4x2 Sattelzugmaschine

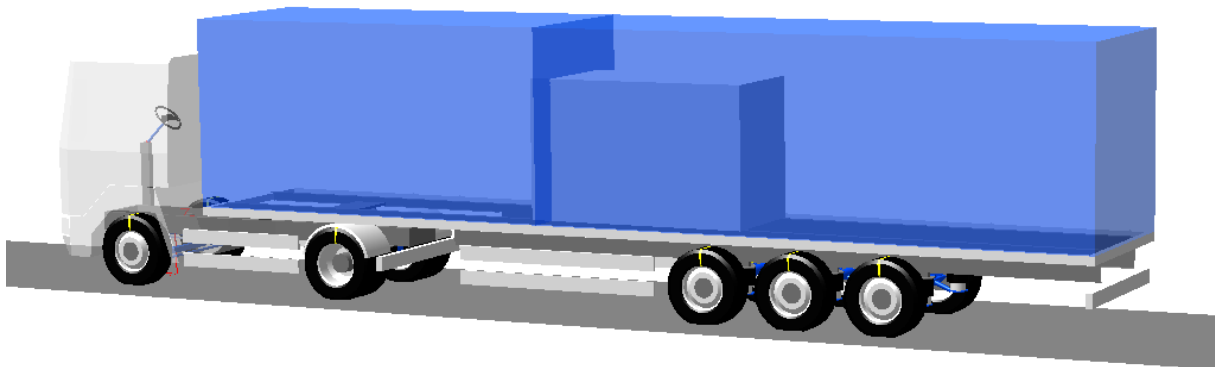


Abbildung 2.9: Modell des 40 t-Sattelzuges mit Curtainsider und symbolisch dargestellter Nutzlast

Da in diesem Projekt nur stationäre Betriebspunkte untersucht werden, wurde auf eine Modellierung der elastischen Anbindung des Fahrerhauses an den Rahmen der Zugmaschine verzichtet. Sowohl bei der Zugmaschine als auch bei dem modellierten Curtainsider wurde hingegen eine Torsionselastizität des Rahmens berücksichtigt. Diese ist in beiden Fällen als diskrete Drehfeder modelliert, die jeweils zwischen einem vorderen und hinteren Rahmenteil wirkt. Die Rahmenteile sind jeweils als Starrkörper modelliert und über ein Drehgelenk miteinander verbunden, welches den Torsionsfreiheitsgrad freigibt. Die Nutzlast wird beim Curtainsider anteilig auf den vorderen und hinteren Rahmenteil verteilt. Der jeweilige Nutzlastanteil wird in Abhängigkeit der Position auf der Ladefläche berechnet. Neben dem Curtainsider wurde ein Kühlcontainer modelliert. Bei diesem wird der Rahmen als starr angenommen. Eine Konfiguration mit Kühlcontainer wurde in die in Abschnitt 2.4

beschriebene fahrdynamische Validierung einbezogen, energetische Untersuchungen fanden im Rahmen dieses Projektes jedoch nicht statt.

2.2 Reifenmodell

Besondere Aufmerksamkeit wurde der Erstellung des für die Untersuchungen verwendeten Reifenmodells gewidmet. Das Reifenmodell hat zunächst die Aufgabe, die für die Fahrdynamik maßgeblichen Kräfte und Momente zu berechnen, also Radaufstandskraft, Längs- und Seitenkraft sowie Rückstellmoment in Abhängigkeit von Reifeneinfederung, Schlupf, Schräglaufwinkel und Sturz. Hierfür stehen Pacejka '89-Parametersätze zur Verfügung, für deren Verwendung das Reifenmodell entsprechend erweitert wurde. Dabei wurde insbesondere dafür Sorge getragen, dass die berechneten Kräfte und Momente nicht in das berechnete Rollwiderstandsmoment übersprechen. Dies ist bei vielen gängigen Reifenmodellen nicht ohne Weiteres gewährleistet. Zur Berechnung des Rollwiderstands wurde ein weiterer Modellteil hinzugefügt. Dieses Rollwiderstandsmodell berechnet in Abhängigkeit von Radlast, Schräglaufwinkel und Sturz einen aktuellen Rollwiderstandsbeiwert und daraus ein Rollwiderstandsmoment. Im Gleichgewichtszustand der Raddrehung ergibt sich hieraus eine entsprechende Rollwiderstandskraft. Wie einleitend bereits erwähnt, ermöglicht das Reifenmodell die Nutzung einer am IVK/FKFS entwickelten Fahrbahnbeschreibung ([2], [3]), die nahezu beliebige Fahrbahnverläufe zulässt. Hiermit wurden u. a. Kurvenfahrten mit realistischer Fahrbahnüberhöhung simuliert.

Sowohl für den Modellteil zur Berechnung der fahrdynamisch relevanten Kräfte und Momente als auch für das Rollwiderstandsmodell standen Daten von Reifen der Größe 315/70 R 22,5 für Lenk- und Antriebsachse und der Größe 385/65 R 22,5 für die Aufliegerachsen zur Verfügung. Im letzten Stand des Fahrzeugmodells findet daher diese Reifenkombination Verwendung. Da die vorliegenden Pacejka '89-Parametersätze lediglich Parameter für Seitenkraft- und Rückstellmomentkennlinien beinhalten, wurden für die Längskraftkennlinien, welche hier eine untergeordnete Rolle spielen, realistische Annahmen gemacht. Zusätzlich wurde in Ergänzung zum Pacejka '89-Standardmodell ([4]) eine Abhängigkeit der Seitenkraft vom Sturzwinkel modelliert. Als Annahme (basierend auf Daten von Pkw-Reifen) wurde eine Kraftwirkung aufgrund von Sturz angenommen, die im Bereich linearen Reifenverhaltens 1/8 der Wirkung des Schräglaufwinkels entspricht. Die wichtigsten Kennlinien und Kennfelder von Reifen- und Rollwiderstandsmodell sind in Anhang B wiedergegeben.

Um das erstellte Rollwiderstandsmodell genau verstehen zu können, soll anhand von Abbildung 2.10 zunächst die Wirkrichtung der errechneten Rollwiderstandskraft F_{Rowi} verdeutlicht werden. Diese wird so eingeführt, dass sie auch bei Vorhandensein eines Schräglaufwinkels immer in Richtung der (negativen) x-Achse des radfesten Koordinatensystems wirkt (Tydex H-System, [5]). Entgegen der Bewegungsrichtung

des gesamten Rades ergibt sich somit eine Widerstandskraft, die sich aus der errechneten Rollwiderstandskraft F_{Rowi} multipliziert mit dem Cosinus des Schräglaufwinkels ergibt, sowie aus der vorherrschenden Seitenkraft F_y multipliziert mit dem Sinus des Schräglaufwinkels (vgl. Abbildung 2.10). Der letztgenannte Anteil entspricht dabei dem sogenannten Kurvenwiderstand. Wird im Rollwiderstandsmodell also eine Erhöhung des Rollwiderstandsbeiwerts aufgrund eines vorhandenen Schräglaufwinkels berechnet, so entspricht dies nicht dem klassischen Kurvenwiderstand aufgrund einer teilweise nach hinten gerichteten Seitenkraft, sondern bildet eine Erhöhung der Verluste in Reifenlängsrichtung etwa aufgrund einer Erhöhung der Walkarbeit durch die fortlaufende Querverformung im Latsch ab.

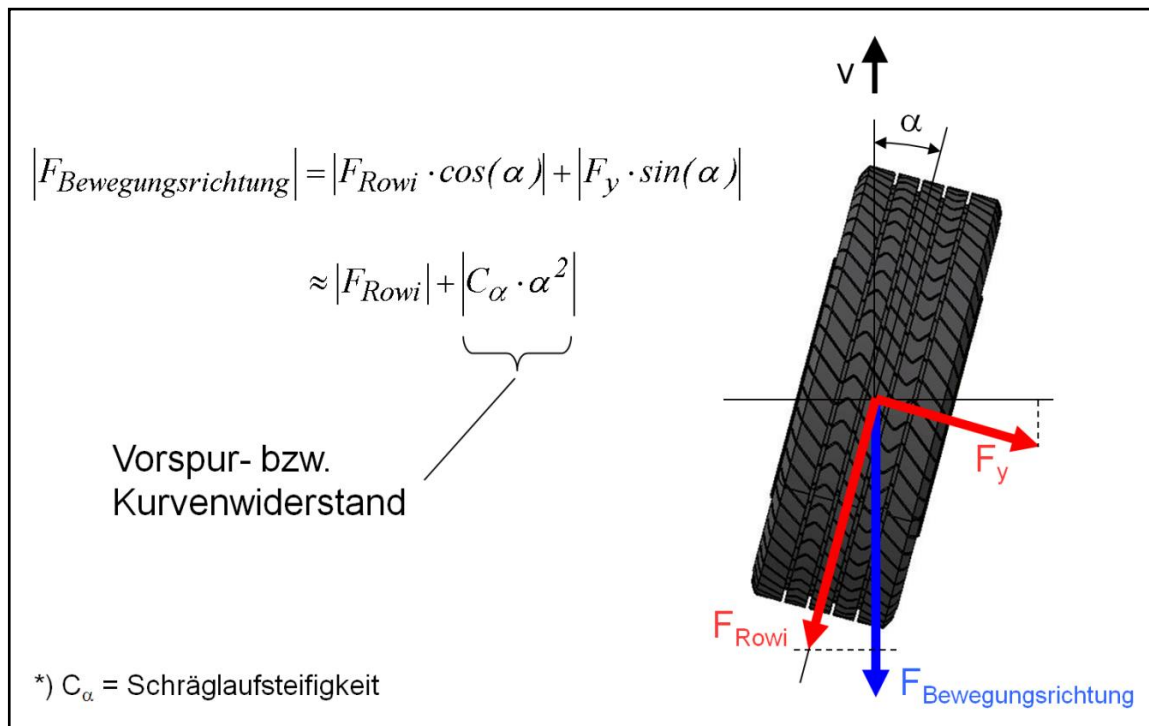


Abbildung 2.10: Definition der Rollwiderstandskraft in Richtung der x-Achse des radfesten Koordinatensystems (Tydex H-System)

Die im verwendeten Rollwiderstandsmodell hinterlegten Zusammenhänge sind in Abbildung 2.11 und Abbildung 2.12 graphisch dargestellt. Alle Zusammenhänge basieren auf im Rahmen des Projektes zur Verfügung gestellten Daten. Abbildung 2.11 zeigt den modellierten Sturz- und Schräglaufwinkelinfluss auf die entstehende Rollwiderstandskraft am Beispiel des Antriebsachsreifens. Wie bei den fahrdynamischen Kräften wird auch hier der Einfluss des Sturzwinkels zu 1/8 des messtechnisch bestimmten Schräglaufwinkelinflusses abgeschätzt. Sturz- und Schräglaufwinkelinfluss werden superpositioniert. Eine wechselseitige Beeinflussung (quadratische Terme) wird mangels Datenbasis nicht modelliert. Da die betriebspunktabhängige Modellierung des Rollwiderstands im Hinblick auf die Projektziele von grundlegender Bedeutung ist, ist für die Zukunft eine detailliertere Untersuchung der entsprechenden Zusammenhänge empfehlenswert.

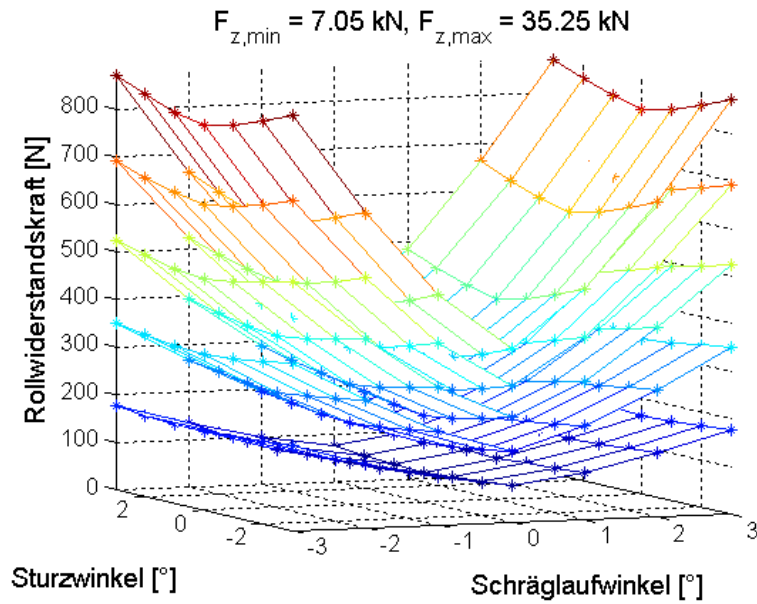


Abbildung 2.11: Modellierter Einfluss von Sturz- und Schräglaufwinkel auf die Rollwiderstandskraft am Antriebsachsreifen

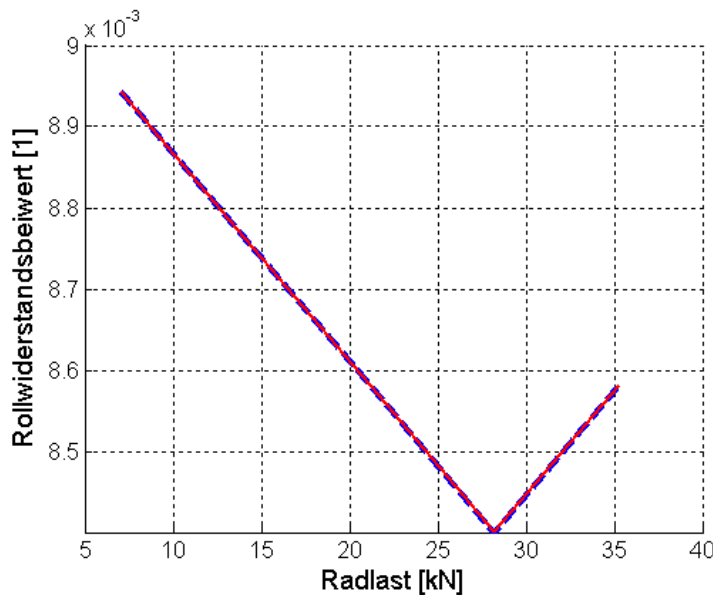


Abbildung 2.12: Modellierter Radlasteinfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert des Antriebsachsreifens, Normradlast = 28,2 kN

Der Ansatz zur Modellierung des Radlasteinflusses auf den Rollwiderstandsbeiwert ist, ebenfalls am Beispiel des Antriebsachsreifens, in Abbildung 2.12 wiedergegeben. Ausgehend von der Normradlast (oder auch nominale Radlast), steigt der Rollwiderstandsbeiwert um 3 %/t Radlast an. In Richtung geringerer Radlasten modelliert dies die Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwerts. Eine

Verringerung der Radlast und damit der Verlustleistung am Reifen bewirkt eine Absenkung des Temperaturniveaus am Reifen und damit eine Erhöhung des Rollwiderstandsbeiwerts. In Richtung höherer Radlasten wird von einem entgegengerichteten Effekt ausgegangen, etwa einer stark zunehmenden Walkarbeit durch übermäßige Reifenverformung. Der bei Normradlast und geradeauslaufendem Rad vorliegende Basis-Rollwiderstandsbeiwert wird für den Antriebsachsreifen zu 8,4 kg/t angenommen. Für die Reifen von Lenk- und Aufliegerachse werden 6,0 kg/t bzw. 4,4 kg/t angesetzt. Für die Zu-/Abnahme des Rollwiderstandsbeiwerts in Abhängigkeit der Radlast werden bei den Reifen von Lenk- und Aufliegerachse ebenfalls 3 %/t angenommen.

2.3 Cosimulation

Zur Simulation des 40 t-Sattelzuges bestehend aus Rahmen und Aufbau von Zugmaschine und Auflieger, Achsen, Reifen und Fahrbahnbeschreibung wird SIMPACK[®] in Cosimulation mit Simulink[®] betrieben. Das entsprechende Simulink[®]-Modell ist in Abbildung 2.13 dargestellt. Das Fahrzeugmodell wird durch den blau eingerahmten Block repräsentiert, der die Kommunikation zu SIMPACK[®] übernimmt und die Ein- und Ausgänge des dort ablaufenden Teils der Simulation bereit stellt.

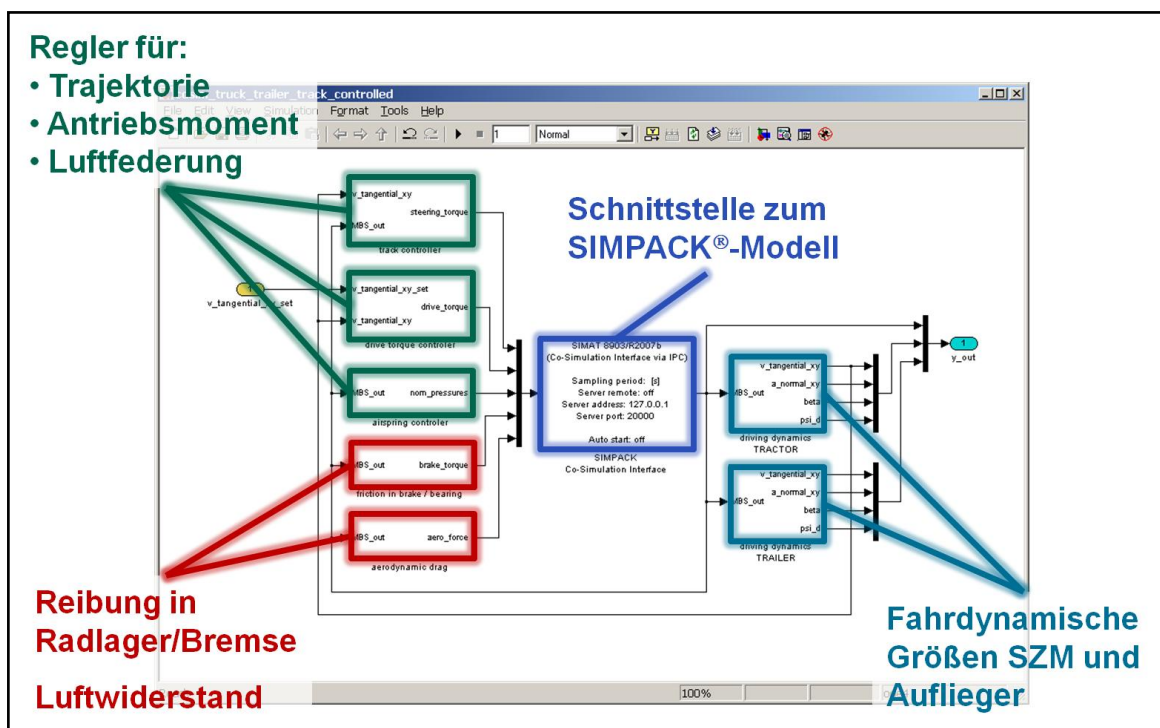


Abbildung 2.13: Simulink[®]-Modell zur Cosimulation des 40 t-Sattelzuges mit SIMPACK[®]

An den Eingängen sind mehrere Regler-Blöcke angeschlossen (grün eingerahmt), die für die Regelung der Trajektorie, des Antriebsmoments an der Kardanwelle sowie der Luftfederdrücke verantwortlich sind. Durch die Regelung der Luftfederdrücke wird erreicht, dass sich etwa bei Beladungsänderung oder bei Kurvenfahrt die Luftfederdrücke und das Fahrzeugniveau automatisch richtig einstellen. Im zu untersuchenden stationären Fahrzustand entspricht der Betriebszustand der einzelnen Luftfedern somit nach einer Einschwingzeit dem des realen Fahrzeugs. Die tatsächliche Dynamik der realen Luftfedersysteme von Zugmaschine und Auflieger wird derzeit nicht abgebildet.

In den rot eingerahmten Blöcken in Abbildung 2.13 werden abhängig vom Fahrzustand die Reibmomente in den Radlagern, etwaige Restschleifmomente der Bremsen sowie die wirkende Luftwiderstandskraft berechnet. Die hierzu benötigten Informationen über den Fahrzustand werden, zusammen mit weiteren fahrdynamischen Größen für die energetische Auswertung, in den türkisfarbenen Blöcken auf der rechten Seite berechnet. Alle für die energetische Auswertung der Simulation erforderlichen Größen werden zudem bei Simulationsende zur Weiterverarbeitung an MATLAB[®] übergeben.

2.4 Modellvalidierung

Das Gesamtfahrzeugmodell wurde sowohl fahrdynamisch als auch in Bezug auf die Vollständigkeit und Genauigkeit der berechneten energetischen Bilanz validiert. Entsprechend der Projektvorgaben erfolgt die energetische Bilanzierung ausschließlich für stationäre Fahrzustände. Es wurde sichergestellt, dass die an der Kardanwelle bzw. an den Radnaben der Antriebsachse aufzubringende Antriebsleistung genau der Summe der Verluste entspricht, die aufgrund der simulierten Teilwiderstände, also Luftwiderstand, Reifenrollwiderstand, Kurvenwiderstand, Reibung in Radlagern und Bremsen sowie Schlupfverlust, entstehen. Dies gewährleistet, dass alle Verlustanteile berücksichtigt und in der Simulation richtig berechnet werden.

Im Hinblick auf die fahrdynamische Validierung des Fahrzeugmodells steht ebenfalls das stationäre Verhalten im Vordergrund. Bereits im Zuge der Modellerstellung wurden einzelne Teilmodelle, wie Reifen, Achsen, Lenkung und Luftfedern, mit Hilfe von simulierten Prüfständen auf ihr Verhalten hin untersucht und mit vorhandenen Daten abgeglichen (siehe Abbildung 2.2 und Abbildung 2.4 sowie Anhang A). Abschließend wurden Gesamtfahrzeugsimulationen mit zwei Varianten durchgeführt. Hierbei handelte es sich um einen voll beladenen 40 t-Sattelzug mit Curtainsider und drei Standard-Aufliegerachsen gemäß Abbildung 2.9 sowie um eine entsprechende Variante mit Kühlcontainer. Die Schwerpunktshöhe der Nutzlast betrug in beiden Fällen 0,7 m über Ladeboden.

Für den Abgleich der modellierten Sattelzugmaschine (siehe Abschnitt 2.1) mit dem realen Fahrzeug wurden seitens der Mitglieder des FAT-AK9 Daten zu Eigenlenkverhalten und Wankwinkelgradient der Zugmaschine (Rahmen hinten) zur Verfügung gestellt. Zusammen mit den gemessenen Reifendaten reichen diese Daten zur Charakterisierung des stationären querdynamischen Verhaltens aus. Für den Auflieger standen keine expliziten Validierungsdaten zur Verfügung. Hier ergeben sich die fahrdynamisch relevanten Größen, wie Schwimmwinkel und Wankwinkel, aus den Reifeneigenschaften und der Wanksteifigkeit der Aufliegerachsen. Die Eigenschaften der Aufliegerreifen sind ebenfalls aus Messungen bekannt. Die Wanksteifigkeit der Aufliegerachsen wurde entsprechend zur Verfügung gestellter Daten aus einem Vorgängerprojekt angepasst, so dass von einem realistischen querdynamischen Verhalten des Aufliegers ausgegangen werden kann. Eine wichtige Einflussgröße im Bezug auf das fahrdynamische Verhalten des Zuges ist noch die Torsionssteifigkeit des Aufliegerrahmens. Hierauf wird im Folgenden noch eingegangen.

Zur Validierung des stationären querdynamischen Verhaltens des Sattelzuges wurden mit den beschriebenen Varianten stationäre Kreisfahrten ($R=100\text{ m}$) bei verschiedenen Querbeschleunigungen simuliert. Die Ergebnisse sind in den drei folgenden Abbildungen dargestellt. Abbildung 2.14 und Abbildung 2.15 zeigen den zum Befahren des 100 m Kreises erforderlichen Lenkwinkel δ über der Querbeschleunigung a_y , jeweils für Links- und Rechtskreis. Der dargestellte Lenkwinkel entspricht dabei dem Lenkradwinkel geteilt durch die Lenkübersetzung in Mittelstellung ($i_L = 20,0$). Mit eingetragen sind die jeweiligen Eigenlenkgradienten (EG). Bei kleinen Querbeschleunigungen ergibt sich dabei für den Curtainsider im Mittel etwa der als Referenz genannte Wert für den Eigenlenkgradienten von $EG = 0,35\text{ }^\circ/\text{m/s}^2$.

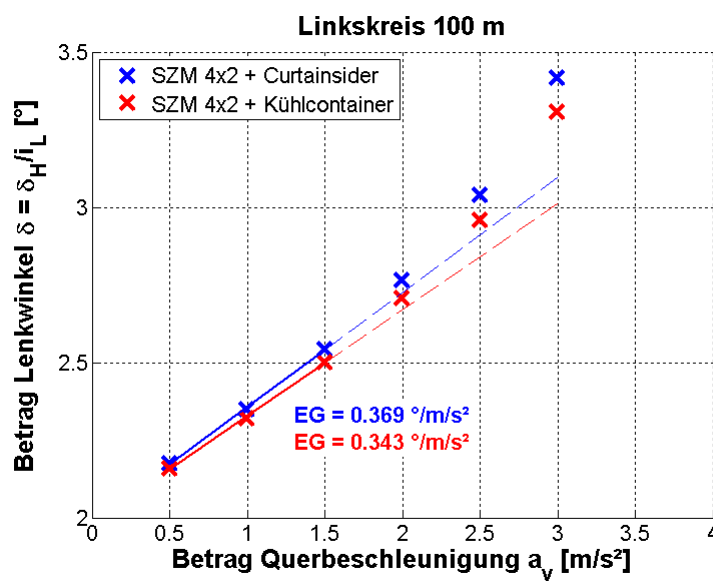


Abbildung 2.14: Eigenlenkverhalten des 40 t-Sattelzuges mit Curtainsider bzw. Kühlcontainer, 100 m Linkskreis

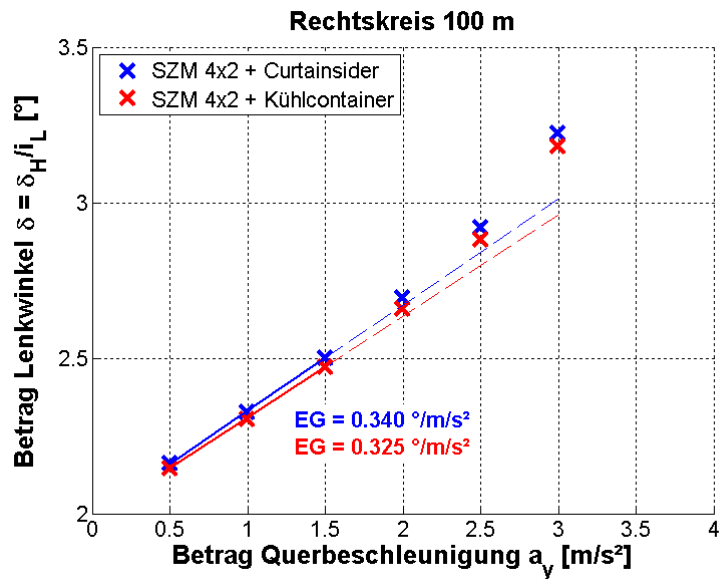


Abbildung 2.15: Eigenlenkverhalten des 40 t-Sattelzuges mit Curtainsider bzw. Kühlcontainer, 100 m Rechtskreis

Abbildung 2.14 und Abbildung 2.15 lassen bei Querbeschleunigungen ab 2 m/s² bei beiden simulierten Sattelzugvarianten eine deutlich zunehmende Untersteuertendenz erkennen. Dies stellt nach Aussagen seitens der Mitglieder des FAT-AK9 eine Abweichung von dem in der Realität beobachteten Verhalten dar. Dort tritt eine vergleichbare Zunahme der Untersteuertendenz erst bei höheren Querbeschleunigungen auf.

Eine genauere Untersuchung des Phänomens führte zu dem Ergebnis, dass die in der Simulation beobachtete Zunahme insbesondere nicht vom Reifenverhalten herrührt, sondern von der modellierten erheblichen Zunahme des Rollwiderstandsbeiwertes über dem Reifenschräglaufwinkel (vgl. Abbildung 2.11). Die hierdurch entstehende Vergrößerung der Zugkraft am Königszapfen bei größeren Schräglaufwinkeln führt zu einem „Ausheben“ der Lenkachse der Zugmaschine und damit zu der beobachteten Untersteuertendenz. Testweise durchgeführte Simulationsrechnungen mit als konstant angesetzten Rollwiderstandsbeiwerten führten zu Ergebnissen, bei denen die Abweichung der Lenkwinkel bei 3 m/s² vom linearen Verlauf nur ca. 30% dessen betragen, was in Abbildung 2.14 und Abbildung 2.15 zu erkennen ist. Dies lässt den Schluss zu, dass die gegenwärtig modellierte Erhöhung der Rollwiderstandsbeiwerte über dem Schräglaufwinkel zu groß ausfällt und unterstreicht die Empfehlung, die entsprechenden Zusammenhänge messtechnisch noch genauer zu erfassen.

In Abbildung 2.16 ist, jeweils für den Zug mit Curtainsider und Kühlcontainer, der Wankwinkel der Sattelzugmaschine (Rahmen hinten) über der Querbeschleunigung aufgetragen. Für den Zug mit Kühlcontainer beträgt der entsprechende Gradient etwa 3°/3 m/s², für den Zug mit Curtainsider 5°/3 m/s². Der zur Verfügung gestellte

Referenzwert beträgt $4^{\circ}/3 \text{ m/s}^2$. Dies stellt den Mittelwert der beiden untersuchten Varianten dar. Der mit starrem Rahmen modellierte Kühlcontainer und der relativ torsionsweich modellierte Curtainsider, bei dem gegenwärtig keine Einflüsse von Aufbau, Ladung und Ladungssicherung modelliert sind, können somit hinsichtlich der Rahmensteifigkeit als sinnvolle Grenzfälle gelten, die den Wertebereich der bei realen Aufliegern vorliegenden Rahmensteifigkeiten abdecken.

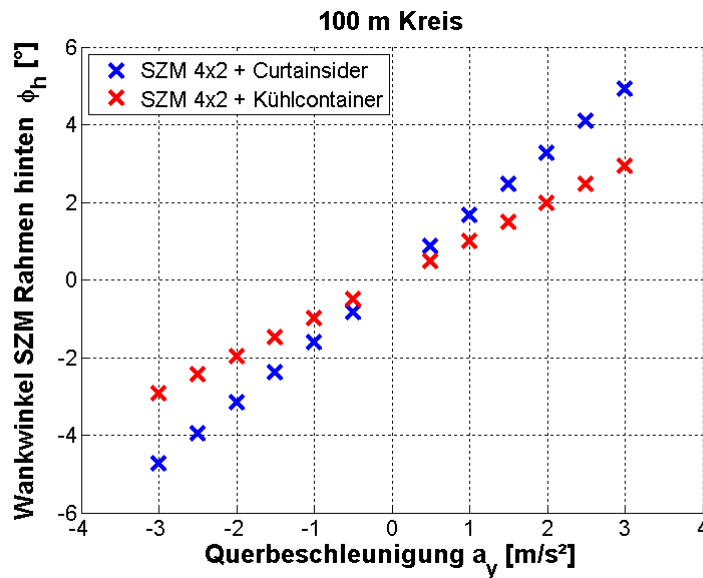


Abbildung 2.16: Wankwinkel Zugmaschine (Rahmen hinten) über der Querbeschleunigung, Zug mit Curtainsider bzw. Kühlcontainer

3 Exemplarische Sensitivitätsanalyse

Auf Basis des erstellten Fahrzeug- und Reifenmodells wird eine erste Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Hierzu werden in stationären Betriebspunkten unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen untersucht sowie gezielt einzelne Parameter, wie beispielsweise die Längsposition der Nutzlast oder die Grundeinstellung der Vorspur an den Achsen, variiert. Daneben werden die bei Kurvenfahrt mit in Querrichtung geneigter Fahrbahn auftretenden Effekte aufgezeigt. Die Ermittlung und Darstellung der einzelnen Anteile am Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs erfolgen dabei automatisiert im Anschluss an die Simulation. Die Ergebnisse werden jeweils auf eine Referenzkonfiguration bezogen. Diese wird, zusammen mit der gewählten Darstellungsweise der Ergebnisse, im nächsten Abschnitt beschrieben.

3.1 Referenzkonfiguration in Projektteil 1

Als Referenzkonfiguration für die durchgeführten beispielhaften Untersuchungen dient ein Sattelzug bestehend aus 4x2 Zugmaschine und Curtainsider mit drei Standardachsen. Es wird mit 80 km/h in der Ebene gefahren, also ohne Querneigung der Fahrbahn, wie sie in der Realität allerdings stets vorhanden ist. Weiterhin werden folgende Parameter verwendet:

- 19,93 t Nutzlast. Dies entspricht 75% der maximalen Nutzlast von 26,57 t. Die gewählte Fahrzeugauslastung ermöglicht vergleichende Untersuchungen mit angehobener Liftachse (T1).
- Schwerpunktshöhe Nutzlast 1,0 m über Ladeboden. Dies entspricht der im Rahmen der Untersuchungen maximal anzunehmenden Hochlast.
- Schwerpunktlage Nutzlast in Längsrichtung 0,5 m vor Mitte Ladeboden. Dies entspricht gedanklich einem hinten teilentladenen Fahrzeug.

Das Ergebnis der energetischen Auswertung für die beschriebene Referenzkonfiguration ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Da, wie erwähnt, alle Ergebnisse auf die Referenzkonfiguration bezogen werden, wird diese hier folglich mit sich selbst verglichen. Alle Abweichungen von der Referenz sind somit null. Die Vorteile der gewählten Darstellungsweise erschließen sich daher in Gänze erst beim Vergleich der Referenzkonfiguration mit einer Variante (Abbildung 3.2 und folgende). Dennoch soll an dieser Stelle darauf eingegangen werden.

Der farbige Balken auf der linken Seite von Abbildung 3.1 gibt zur besseren Orientierung die einzelnen Anteile des gesamten Fahrwiderstandes wieder. Die blaue Fläche entspricht der Luftwiderstandsleistung. Die Summe aller weiteren Flächen entspricht der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung. Gemäß der im Rahmen dieses Projektes gewählten Definition teilt sich letztere auf in die Reifen-Roll-

widerstandsleistung (rotbraune Fläche), die Verluste in den Radlagern und durch Restschleifmomente in den Bremsen (gelbe Fläche), die Antriebsschlupfverluste (hier nicht darstellbar) und die Verlustleistung aufgrund des Kurven- bzw. Vorspurwiderstands (grüne Fläche).

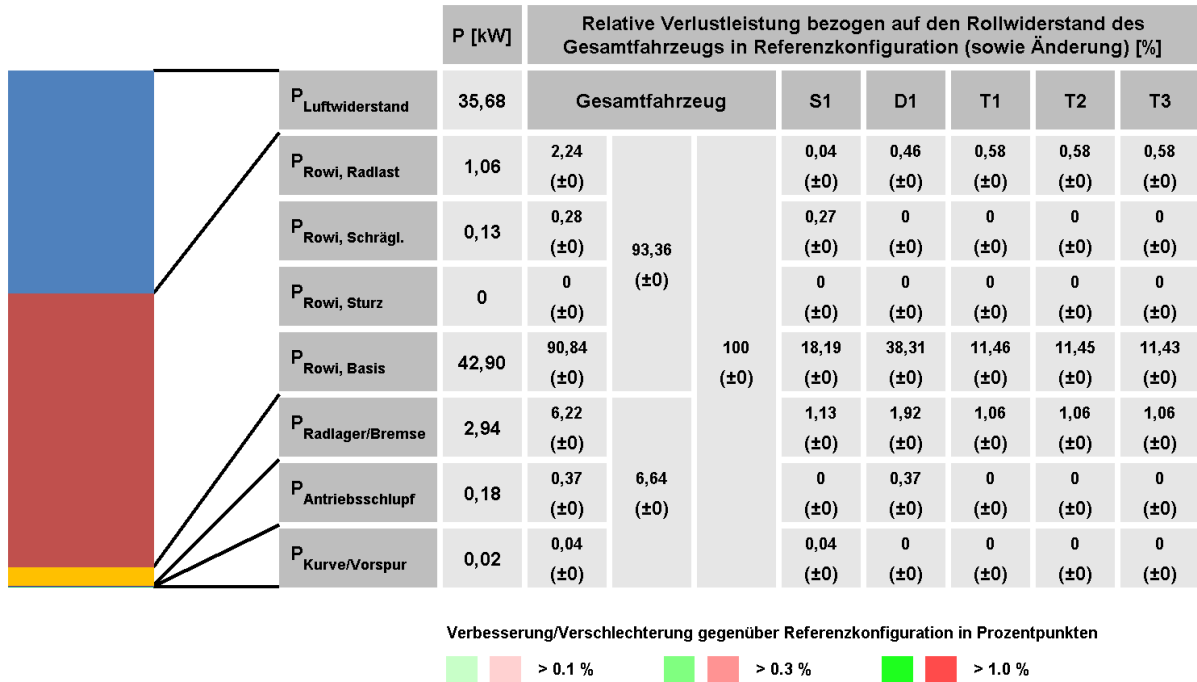


Abbildung 3.1: Energetische Auswertung für die Referenzkonfiguration

In Abbildung 3.1 sind in der ersten Tabellenspalte mit Zahlenwerten die einzelnen Verlustleistungen wiedergegeben. Die Reifenrollwiderstandsleistung ist dabei nochmals unterteilt in den Anteil, der vom Basis-Rollwiderstandsbeiwert bei Normachslast und gerade abrollendem Rad herrührt, sowie die Anteile, die sich aufgrund einer Abweichung von der Normachslast sowie durch Vorhandensein von Sturz- und Schräglaufwinkeln ergeben.

In den weiteren Tabellenspalten werden die einzelnen Verlustanteile des Rollwiderstands für das Gesamtfahrzeug sowie die einzelnen Fahrzeugachsen weiter aufgeschlüsselt. Dabei wird im oberen Teil der Zellen jeweils die relative Verlustleistung in Prozent, bezogen auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand der Referenzkonfiguration dargestellt. Am besten erschließt sich dies bei Betrachtung der vierten Zahlenspalte, deren einzige Zelle sich über alle Anteile des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands erstreckt. Da hier die Referenzkonfiguration selbst untersucht wird, ist der relative Anteil aller Rollwiderstandsanteile folglich 100 %. Die Spalte links daneben zeigt, dass dabei 93,36 % auf Verluste im Reifen zurückzuführen sind und 6,64 % auf sonstige radnahe Verluste. Noch eine Spalte weiter links ist dies für alle Einzelanteile aufgeschlüsselt. So liegt der relative Anteil des hier als Basis-Rollwiderstand eingeführten Verlustes am Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bei

90,84 %. Aus den Zahlenspalten 5 bis 9, die entsprechend der im vorigen Kapitel eingeführten Nomenklatur für die einzelnen Achsen des Sattelzuges überschrieben sind, lässt sich herauslesen, wie sich die beispielhaft genannten 90,84 % (Basis-Reifenrollwiderstand) auf die einzelnen Achsen aufteilen. Eine Aufteilung bis hinunter zu einzelnen Reifen ist ebenso möglich, wurde hier jedoch nicht gewählt. Im unteren Teil der Zellen von Spalte 5 bis 9 wird schließlich die Veränderung der relativen Verlustleistung gegenüber der Referenzkonfiguration dargestellt. Die entsprechenden Zahlenwerte geben am deutlichsten Auskunft über eine erreichte Verbesserung oder Verschlechterung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands. Dies wird vorteilhaft anhand der im nächsten Abschnitt untersuchten Parametervariante aufgezeigt.

3.2 Versetzen der Nutzlast um 1 m nach hinten

In dieser Variante wird die Nutzlast gegenüber der Referenzkonfiguration um 1 m nach hinten versetzt. Sie befindet sich damit 0,5 m hinter der Mitte des Ladebodens. Alle anderen Parameter werden konstant gehalten. Die Luftfederdrücke von Zugmaschine und Auflieger werden, wie im vorigen Kapitel beschrieben, der geänderten Nutzlastverteilung angepasst. Die sich ergebenden Achslasten sind in Tabelle 3.1, das Ergebnis der energetischen Auswertung ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

Achslasten						
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3
Referenzkonfiguration	33,36 t	6,57 t	9,88 t	5,64 t	5,64 t	5,63 t
Ladung 1 m nach hinten versetzt	33,36 t	6,17 t	7,69 t	6,49 t	6,50 t	6,50 t

Tabelle 3.1: Achslasten von Referenzkonfiguration und Variante mit einer um 1 m nach hinten versetzten Nutzlast

In Abbildung 3.2 ist zu erkennen, dass der Versatz der Nutzlast nach hinten zu einer Verringerung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandes führt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Reifen der Aufliegerachsen deutlich geringere Rollwiderstandsbeiwerte aufweisen als die Reifen der Antriebsachse. Die Verbesserung wird zum einen durch die Höhe des farbigen Balkens auf der linken Seite von Abbildung 3.2 im Vergleich zur Referenzkonfiguration angezeigt. Zum anderen lässt sie sich durch Vergleich der absoluten Verlustleistungen sowie der Verlustleistungen bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration mit den Werten aus Abbildung 3.1 ermitteln.

Beispielhaft soll der obere Zahlenwert in der vierten Spalte betrachtet werden. Dieser sagt aus, dass der Gesamt-Rollwiderstand der betrachteten Variante 95,98 % des Gesamt-Rollwiderstands der Referenz beträgt. Dies bedeutet eine Verbesserung von 4,02 Prozentpunkten, was als unterer Zahlenwert in Klammern angezeigt wird. Da diese Verbesserung größer als ein Prozentpunkt ausfällt, ist die entsprechende Zelle tiefgrün eingefärbt, gemäß der Legende am unteren Bildrand.

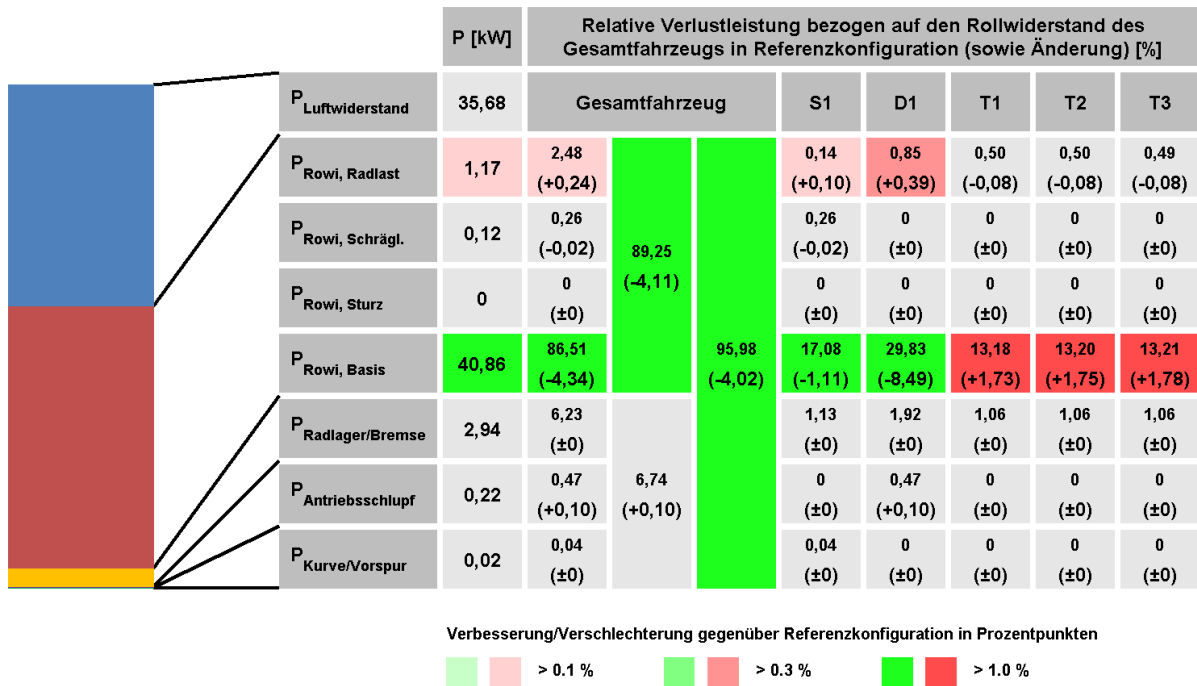


Abbildung 3.2: Energetische Auswertung für die Variante mit einer um 1 m nach hinten versetzten Nutzlast

Mit der beschriebenen Leseweise lässt sich die Änderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands nun im Detail analysieren. Die Verbesserung von 4,02 % setzt sich zusammen aus einer deutlichen Verringerung des gesamten Reifenrollwiderstands (4,11 %) sowie einer geringen Erhöhung der sonstigen radnahen Verluste (0,10 %). Deren Veränderung ist hauptsächlich einer geringen Erhöhung der Antriebsschlupfverluste geschuldet. Diese ist auf die Entlastung der Antriebsachse und den damit verbundenen Rückgang der Längskraftsteifigkeit der Antriebsachsreifen zurückzuführen. Ursache für den Rückgang des gesamten Reifenrollwiderstands ist, wie erwähnt, im Wesentlichen der geringere Basis-Rollwiderstandsbeiwert an den Aufliegerachsreifen im Vergleich zu den Antriebsachsreifen. Zwar nimmt der absolute Reifen-Rollwiderstand an den Aufliegerachsen durch die höhere Auslastung zu, der Gewinn durch die Entlastung der Lenk- und vor allem der Antriebsachse fällt jedoch deutlich höher aus. Als Sekundäreffekt tritt an den Achsen eine zum Basis-Rollwiderstand gegensinnige Veränderung des Reifenrollwiderstandsanteils auf, der auf die Abweichung vom Betrieb bei Normachslast zurückzuführen ist.

3.3 Anheben der Liftachse (T1)

In dieser Variante wird angenommen, dass als erste Aufliegerachse eine Liftachse verbaut ist, welche angehoben ist. Tabelle 3.2 ist zu entnehmen, dass dies mit der gewählten Beladung zu Achslasten führt, die im gesetzlich zulässigen Bereich liegen. Abbildung 3.3 zeigt die Ergebnisse der energetischen Auswertung.

Achslasten						
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3
Referenzkonfiguration	33,36 t	6,57 t	9,88 t	5,64 t	5,64 t	5,63 t
Liftachse (T1) angehoben	33,36 t	6,78 t	11,00 t	0 t	7,79 t	7,79 t

Tabelle 3.2: Achslasten von Referenzkonfiguration und Variante mit angehobener Liftachse (T1)

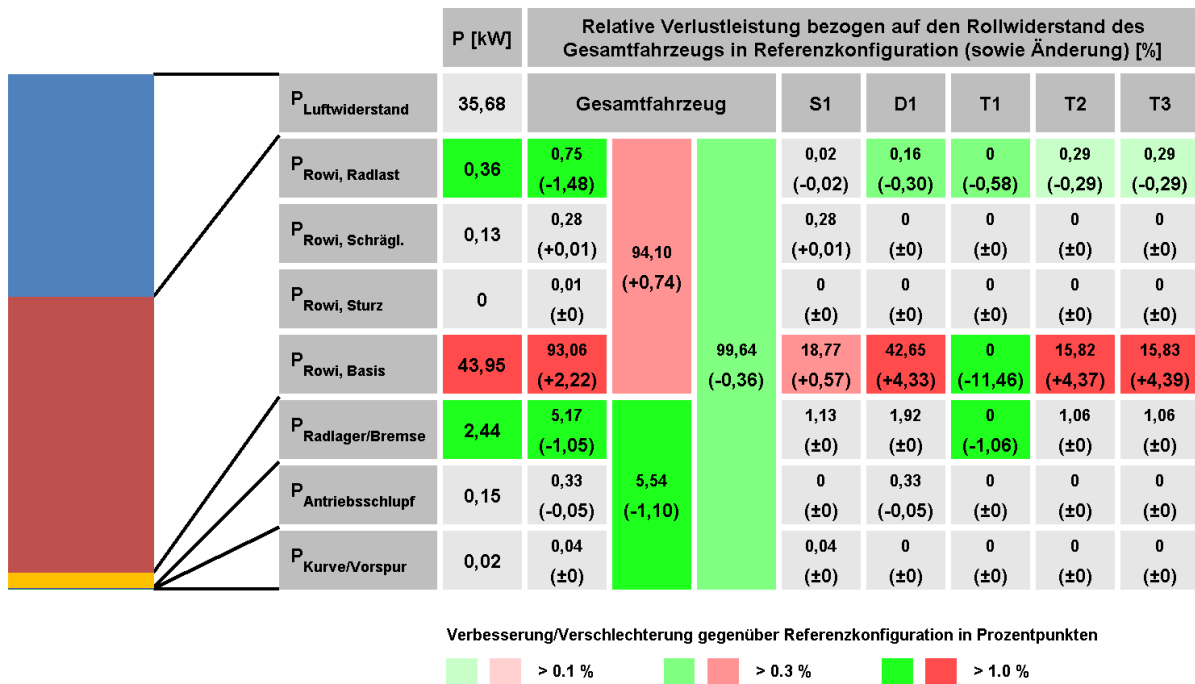


Abbildung 3.3: Energetische Auswertung für die Variante mit angehobener Liftachse (T1)

Bezüglich des Gesamt-Rollwiderstands führt das Anheben der Liftachse zu einem geringen energetischen Vorteil. Zum einen entfällt die Lagerreibung an der Liftachse ersatzlos, zum anderen bewirkt die höhere Auslastung der verbleibenden Achsen, dass dort der Rollwiderstandsbeiwert etwas verringert wird (Anteil $P_{\text{Rowi, Radlast}}$). Dem

entgegen wirkt die Tatsache, dass durch das Anheben der Aufliegerachse T1 an der Antriebsachse aufgrund der geänderten Hebelverhältnisse eine überproportional höhere Auslastung eintritt. Durch den deutlich höheren Basis-Rollwiderstandsbeiwert an der Antriebsachse werden die oben genannten energetischen Vorteile zum Teil wieder kompensiert.

Bei vorangegangenen Untersuchungen mit einer deutlich geringeren Spreizung zwischen den Basis-Rollwiderstandsbeiwerten an Antriebsachse und Aufliegerachsen trat der negative Effekt durch die überproportional höhere Auslastung der Antriebsachse in erheblich geringerem Maße auf. Dort wurde aufgrund des Vorteils beim Anteil $P_{\text{Rowi, Radlast}}$ ein in Summe geringerer Reifen-Rollwiderstand und damit ein deutlich größerer Vorteil durch das Anheben der Liftachse erreicht. Dies zeigt, dass es nicht zulässig ist, pauschale Aussagen zu einer Verbesserung oder einer Verschlechterung durch bestimmte Maßnahmen zu machen, sondern dass die gesamte Fahrzeugkonfiguration und das Einsatzszenario zu berücksichtigen sind. Das Beispiel zeigt aber auch, dass die gewählte Darstellungsweise geeignet ist, entsprechende Effekte schnell und zuverlässig zu identifizieren.

3.4 Versetzen der Nutzlast um 0,2 m nach rechts

Hier wird die Nutzlast gegenüber der Referenzkonfiguration um 0,2 m nach rechts versetzt, um eine asymmetrische Nutzlastverteilung zu simulieren. Die Auswirkungen auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

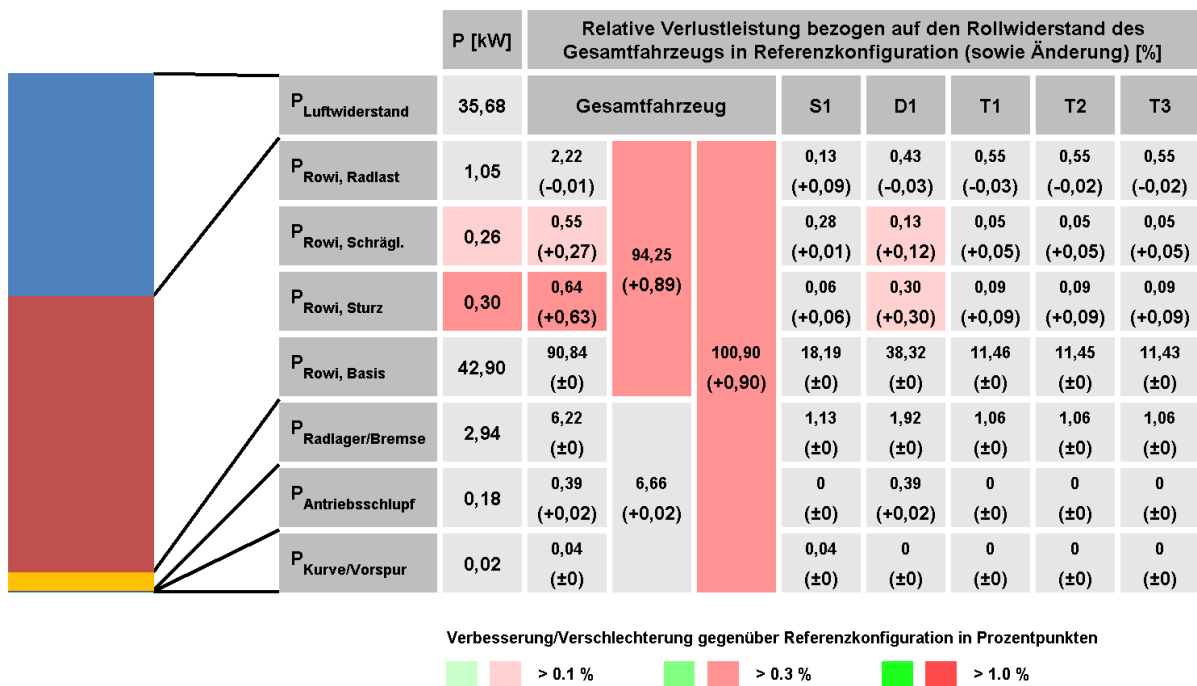


Abbildung 3.4: Energetische Auswertung für die Variante mit einer um 0,2 m nach rechts versetzten Nutzlast

In erster Linie kommt es zu einer Zunahme des Reifenrollwiderstands. Es sei hinzugefügt, dass sich die Achslasten gegenüber der Referenzkonfiguration nur minimal verändern. Der Basis-Rollwiderstand ist daher nahezu unverändert. Den Haupteinfluss stellt die Zunahme der Rollwiderstandsbeiwerte aller Reifen durch sich einstellende Sturz- und Schräglaufwinkel dar.

Einer etwas eingehenderen Erklärung bedürfen die beobachteten Änderungen der Rollwiderstandsbeiwerte aufgrund der sich einstellenden Radlast-Betriebspunkte (Anteil $P_{\text{Rowi, Radlast}}$). Die zugrunde liegenden Effekte können Abbildung 3.4 nicht unmittelbar entnommen werden. Statt dessen müssen aus der Simulation die einzelnen Radlasten ermittelt und deren Einfluss anhand des im vorigen Kapitel beschriebenen Modells für den Radlasteinfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert (vgl. Abbildung 2.12) beurteilt werden. Das entsprechende Diagramm für den Lenkachsreifen ist in Abbildung 3.5 dargestellt. Zusätzlich wurden die sich einstellenden Radlast-Betriebspunkte für die Referenzkonfiguration und für die hier untersuchte Variante mit asymmetrischer Nutzlastverteilung eingetragen.

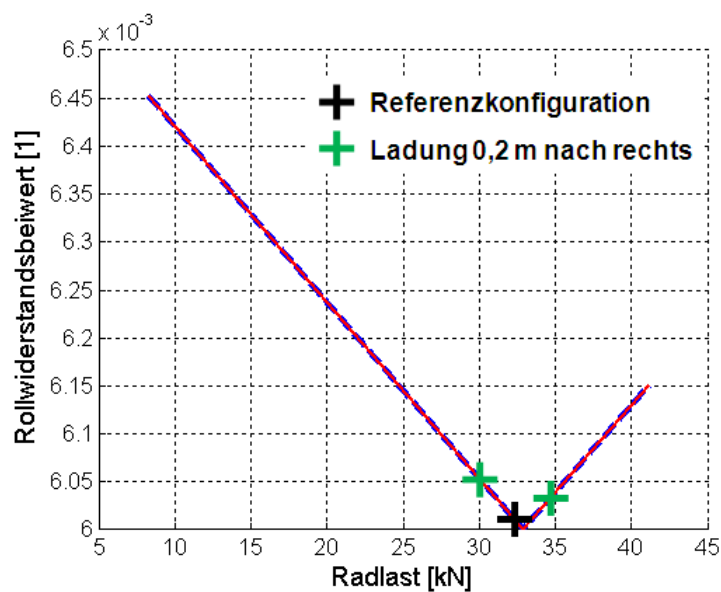


Abbildung 3.5: Radlast-Betriebspunkte an der Lenkachse bei Referenzkonfiguration und Variante mit um 0,2 m nach rechts versetzter Nutzlast

Man erkennt, dass der Lenkachsreifen in der Referenzkonfiguration knapp unterhalb der Normradlast betrieben wird. Bei dieser nimmt der Rollwiderstandsbeiwert, wie zuvor beschrieben, ein Minimum an. Durch die Radlastumverteilung von der linken zur rechten Fahrzeugseite aufgrund der außermittig positionierten Nutzlast steigt bei beiden Lenkachsreifen der Rollwiderstandsbeiwert an, was zu den in Abbildung 3.4 gezeigten Zahlenwerten führt. Im Gegensatz zu den Reifen der Lenkachse werden die Reifen des Aufliegers auch bei der angenommenen asymmetrischen Nutzlastverteilung allesamt deutlich unterhalb der Normradlast betrieben. Bei den Reifen der geringer belasteten Fahrzeugseite nimmt der Rollwiderstandsbeiwert somit zu, bei

den höher belasteten Reifen sinkt er. Da bei der Berechnung der Rollwiderstandskraft die Radlast ein weiteres Mal eingeht, stellt die Beiwertabnahme am höher ausgelasteten Reifen den dominierenden Effekt dar und an der Achse tritt in Summe ein geringerer Rollwiderstandsverlust auf.

3.5 Kurvenfahrt, Radius = 1000 m, Überhöhung = 1°

Für die in Abbildung 3.6 dargestellten Ergebnisse wird mit einem Fahrzeug, welches der Referenzkonfiguration entspricht, eine Kurve mit einem Radius von 1000 m (enger Autobahnradius) und einer Fahrbahnüberhöhung von 1° befahren. Wie der energetischen Auswertung zu entnehmen ist, tritt hierbei ein erheblicher Kurvenwiderstand auf, der zu einer Zunahme des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands gegenüber der Referenzkonfiguration um 2,57 Prozentpunkte führt. Insgesamt erhöht sich der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand um 9,85 % führt. Den größten Anteil (6,83 %) macht hierbei die Zunahme des Reifen-Rollwiderstands aufgrund der vorhandenen Schräglaufwinkel aus. Mit dem verwendeten Modell des Einflusses von Schräglauf und Sturz auf den Rollwiderstandsbeiwert des Reifens (vgl. Abbildung 2.11) wird dies zum dominierenden Effekt.

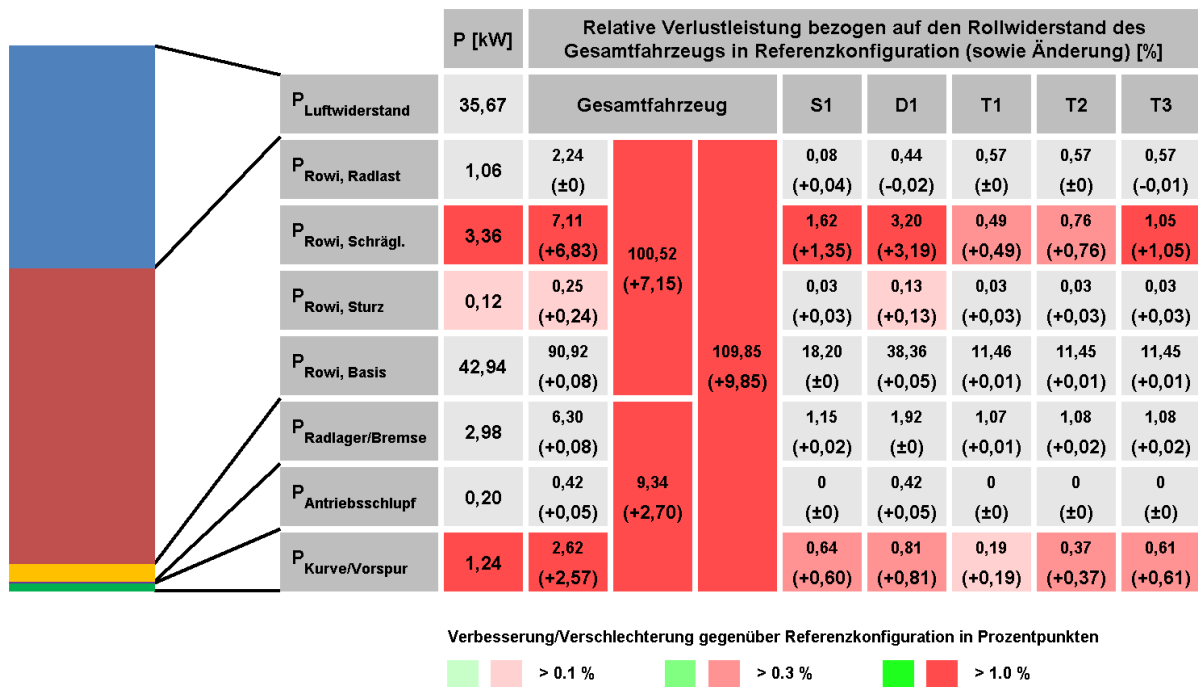


Abbildung 3.6: Energetische Auswertung für ein Fahrzeug gemäß Referenzkonfiguration bei Kurvenfahrt mit 1000 m Radius und 1° Fahrbahnüberhöhung

3.6 Voreingestellte Sturz- oder Vorspurwinkel

Der im vorigen Abschnitt besprochene Schräglaufwinkeleinfluss auf den Reifen-Rollwiderstand ist auch in Bezug auf vorhandene Vorspurwinkel relevant. Diese ergeben sich durch Voreinstellung sowie durch die am Rad herrschenden Kraftverhältnisse in Verbindung mit vorhandenen Bauteilelastizitäten. Im Fahrzeugmodell sind keine Bauteilelastizitäten abgebildet. Entsprechend werden sich einstellende Vorspur- und Sturzwinkel durch entsprechende Voreinstellung simuliert. Die Ergebnisse für ein Fahrzeug mit 0,1° Vorspur an allen Rädern sind in Abbildung 3.7 dargestellt. Mit dem verwendeten Rollwiderstandsmodell ergibt sich hierdurch eine deutliche Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands. Geringer fällt die Rollwiderstandserhöhung erwartungsgemäß bei alleinigem Vorhandensein von 0,1° Sturzwinkel (hier negativ) an allen Rädern aus, siehe Abbildung 3.8. Es sei der Vollständigkeit halber erwähnt, dass ähnliche Effekte wie bei Vorhandensein von geometrischen Sturz- oder Schräglaufwinkeln theoretisch auch aufgrund des konstruktiven Aufbaus des Reifens auftreten können („eingebaute Seitenkraft“). Allerdings gleichen sich hier die Effekte an linker und rechter Fahrzeugseite häufig gegenseitig aus.

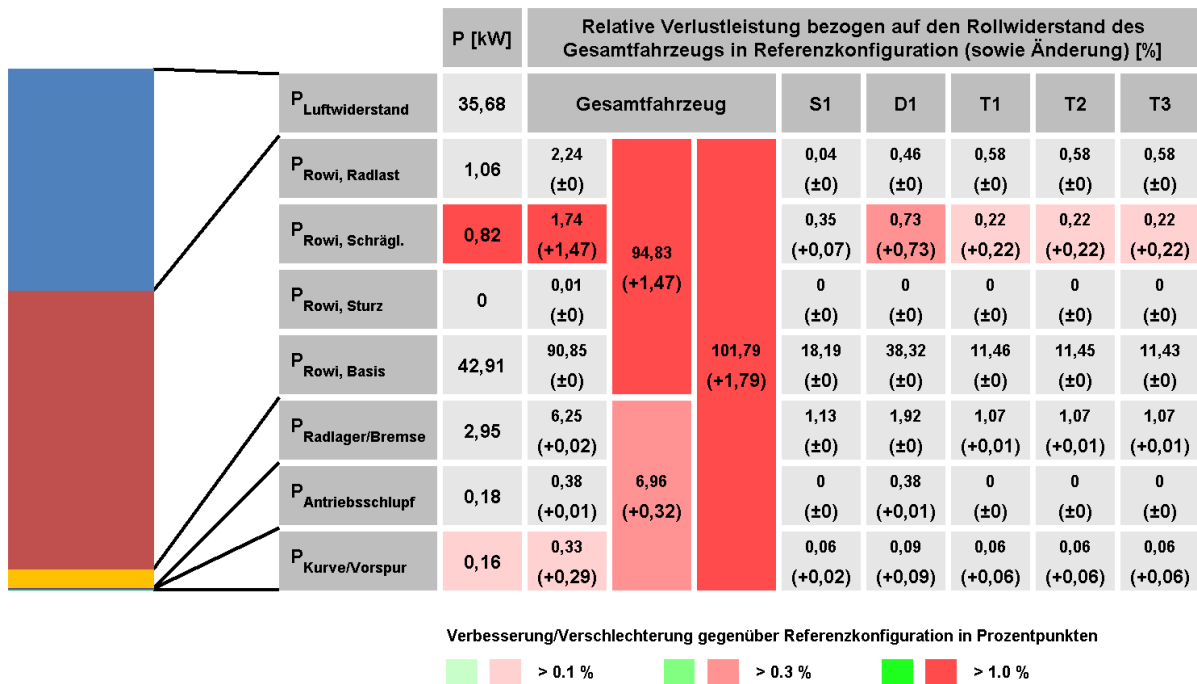


Abbildung 3.7: Energetische Auswertung für ein Fahrzeug mit 0,1° Vorspur an allen Rädern

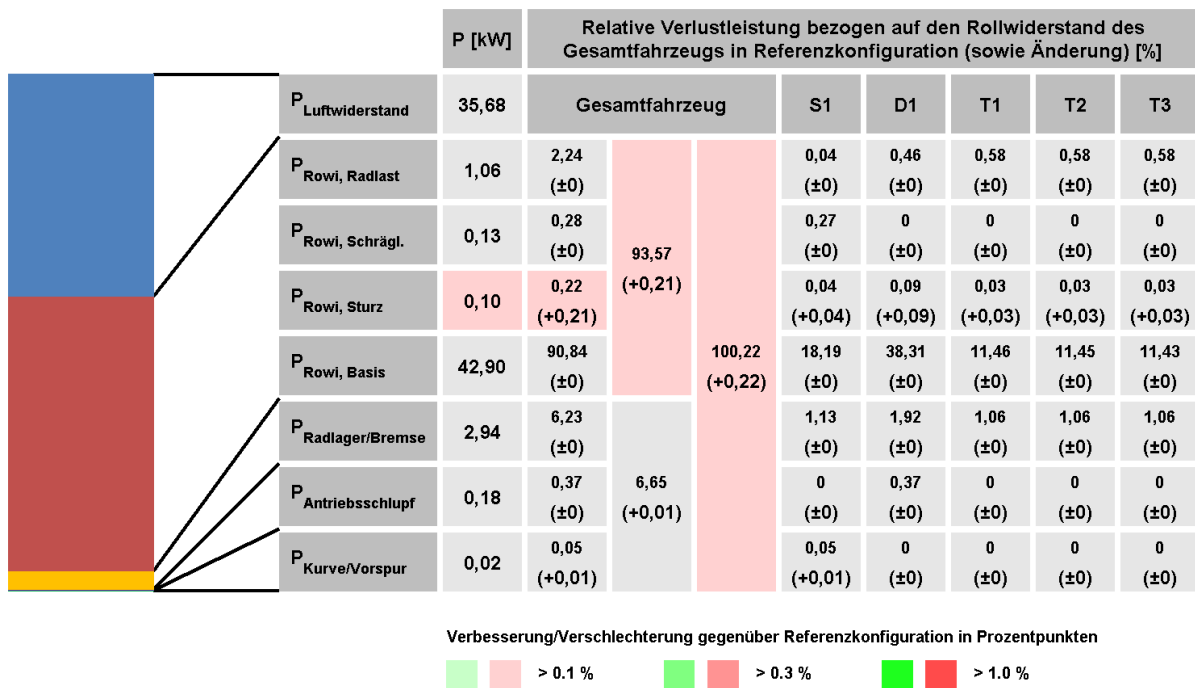


Abbildung 3.8: Energetische Auswertung für ein Fahrzeug mit 0,1° negativem Sturz an allen Rädern

3.7 Kurvenfahrt, R = 1000 m, $\ddot{U} = 1^\circ$, Nachlaufenkachse (T3)

Die Kurve mit 1000 m Radius und 1° Überhöhung wird nun mit einem Zug befahren, bei dem die dritte Aufliegerachse als Nachlaufenkachse ausgeführt ist. Prinzipiell können durch die seitenkraftinduzierte Lenkbewegung der entsprechenden Achse Seitenkräfte reduziert werden, die bei engen Kurven unnötigerweise am Achsaggregat des Aufliegers auftreten. Damit werden letztlich Rollwiderstand und Reifenverschleiß verringert.

Zunächst wird die Simulation der Kurvenfahrt mit der im vorigen Kapitel beschriebenen Nachlaufenkachse (Abbildung 2.7) durchgeführt. Aufgrund des konstruktiv festgelegten Rastmoments der Nachlaufenkachse in Mittelstellung führt diese beim befahrenen Radius jedoch keine Lenkbewegung aus. Daher ergeben sich genau dieselben Ergebnisse wie beim starren Dreiachsaggregat (vgl. Abbildung 3.6). Engere Radien, bei denen eine Lenkwirkung eintritt, wurden im Rahmen dieser ersten Untersuchungen nicht befahren. Als Beispiel für die Anschauung wurde jedoch eine Simulation mit einer modifizierten Nachlaufenkachse durchgeführt, bei der jede Rückstellwirkung entfernt wurde. Die Achse stützt somit bei Kurvenfahrt keinerlei Seitenkräfte ab. Das Simulationsergebnis ist in Abbildung 3.9 dargestellt.

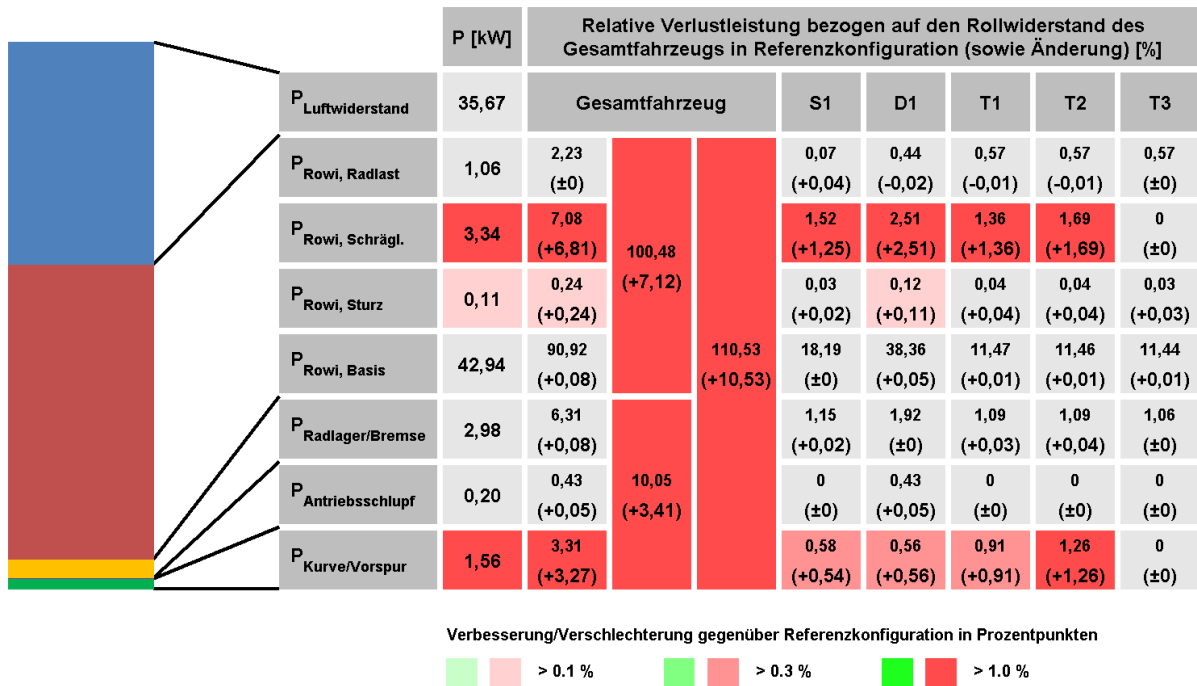


Abbildung 3.9: Energetische Auswertung für Kurvenfahrt mit 1000 m Radius und 1° Überhöhung, Nachlaufenkachse (T3) ohne Rückstellwirkung

Man erkennt, dass im betrachteten Fahrzustand bei fehlender Seitenkraftabstützung der Nachlaufenkachse die Rollwiderstandsverluste gegenüber dem starren Dreiachsaggregat zunehmen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Querkraftabstützung nun allein durch die beiden verbliebenen Standard-Aufliegerachsen erfolgen muss. Da deren Achslast unverändert ist – die Nachlaufenkachse nimmt uneingeschränkt Achslast auf – bleiben auch die Schräglaufsteifigkeiten unverändert und es stellen sich größere Schräglaufwinkel ein. Da der Schräglaufwinkel sowohl in $P_{\text{Kurve/Vorspur}}$ als auch in $P_{\text{Rowi,Schräglauf}}$ progressiv eingeht, nehmen die Verluste in Summe zu.

Projektteil 2

4 Referenzkonfigurationen in Projektteil 2

Bei den in Projektteil 1 durchgeführten exemplarischen Untersuchungen wurde als Referenzkonfiguration für die energetischen Betrachtungen bewusst eine Fahrzeugkonfiguration gewählt, die den Vergleich mit einer Vielzahl unterschiedlicher Fahrzeug- und Parametrierungsvarianten zulässt. Beispielsweise wurde für die Referenzkonfiguration in Projektteil 1 eine Nutzlast von 20 t (75 %) gewählt, um ein Anheben einer gegebenenfalls vorhandenen Liftachse zu ermöglichen.

Für die in Projektteil 2 durchgeführten systematischen Parametervariationen werden zunächst drei „globale“ Referenzkonfigurationen definiert, auf die in den folgenden Kapiteln immer wieder Bezug genommen wird. Dabei handelt es sich um drei Beladungsvarianten des modellierten 40 t-Sattelzuges mit 4x2 Zugmaschine und Curtainsider mit starrem Dreiachsaggregat. Neben der maximal zulässigen Nutzlast von 26,6 t werden Nutzlasten von 20,0 t und 13,3 t angesetzt. Die Nutzlast ist dabei in Längs- und Querrichtung jeweils mittig auf der Ladefläche positioniert (6,8 m hinter der Stirnwand bzw. 5,2 m hinter dem Königszapfen). Wie in Projektteil 1 wird für die Nutzlast bei allen Untersuchungen eine Schwerpunkthöhe von 1 m über Ladeboden angenommen.

Entsprechend der Auslastung in Bezug auf die maximal zulässige Nutzlast werden die drei Referenzkonfigurationen im Folgenden mit „100 %“, „75 %“ und „50 %“ bezeichnet. Sofern nicht anders angegeben, werden Simulationsergebnisse bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h miteinander verglichen. Wurden Simulationen bei anderen Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt, etwa beim Befahren enger Radien, so wurde zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit mit der entsprechenden Referenzkonfiguration dieselbe Geschwindigkeit gefahren. Die Achslasten der drei „globalen“ Referenzkonfigurationen bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit sind aus Tabelle 4.1 ersichtlich. Um Zahlenwerte für die einzelnen Anteile der Rollwiderstandsleistungen sowie für die prozentuale Zusammensetzung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bereitzustellen, sind in Abbildung 4.1 bis Abbildung 4.3 die energetischen Auswertungen für alle drei Referenzkonfigurationen bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Da die Referenzkonfigurationen hierbei jeweils mit sich selbst verglichen werden, sind alle prozentualen Änderungen null.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass in Projektteil 2 gegenüber dem Stand in Projektteil 1 zum Teil geänderte Fahrzeugparameter Verwendung fanden (siehe Anhänge D und E). Insbesondere wurde für den Antriebsachsreifen ein geringerer Basis-Rollwiderstandsbeiwert angesetzt. Ein Vergleich der Ergebnisse aus beiden Projektteilen, auch der Referenzkonfigurationen, ist daher nur qualitativ möglich.

Achslasten						
	Σ	S1	D1	T1	T2	T3
Referenzkonfiguration „50 %“, 80 km/h	26,70 t	5,96 t	6,44 t	4,77 t	4,77 t	4,77 t
Referenzkonfiguration „75 %“, 80 km/h	33,35 t	6,29 t	8,27 t	6,26 t	6,26 t	6,27 t
Referenzkonfiguration „100 %“, 80 km/h	40,00 t	6,61 t	10,11 t	7,76 t	7,76 t	7,77 t

Tabelle 4.1: Achslasten der drei „globalen“ Referenzkonfigurationen bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3		
$P_{\text{Luftwiderstand}}$	35,68									
$P_{\text{Rowi, Radlast}}$	1,36	3,72 (± 0)	91,38 (± 0)	100 (± 0)	0,24 (± 0)	1,09 (± 0)	0,79 (± 0)	0,79 (± 0)	0,79 (± 0)	
$P_{\text{Rowi, Schrägl.}}$	0	0,01 (± 0)			0,01 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)
$P_{\text{Rowi, Sturz}}$	0	0,01 (± 0)			0,01 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)
$P_{\text{Rowi, Basis}}$	32,04	87,65 (± 0)			21,33 (± 0)	28,80 (± 0)	12,51 (± 0)	12,51 (± 0)	12,51 (± 0)	
$P_{\text{Radlager/Bremse}}$	2,93	8,03 (± 0)	8,62 (± 0)		1,45 (± 0)	2,48 (± 0)	1,37 (± 0)	1,37 (± 0)	1,37 (± 0)	
$P_{\text{Antriebsschlupf}}$	0,22	0,59 (± 0)			0 (± 0)	0,59 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)
$P_{\text{Kurve/Vorspur}}$	0	0 (± 0)			0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)	0 (± 0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 4.1: Energetische Auswertung für die Referenzkonfiguration: „50 %“ bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
P_{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Rowi, Radlast}	1,12	2,54 (±0)	92,87 (±0)	100 (±0)	0,12 (±0)	0,74 (±0)	0,56 (±0)	0,56 (±0)	0,56 (±0)	
P_{Rowi, Schrägl.}	0	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	39,77	90,31 (±0)			18,67 (±0)	30,71 (±0)	13,64 (±0)	13,64 (±0)	13,65 (±0)	
P_{Radlager/Bremse}	2,94	6,67 (±0)	7,13 (±0)		1,20 (±0)	2,06 (±0)	1,14 (±0)	1,14 (±0)	1,14 (±0)	
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,46 (±0)			0 (±0)	0,46 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 4.2: Energetische Auswertung für die Referenzkonfiguration: „75 %“ bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	93,88 (±0)	100 (±0)	0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P_{Rowi, Schrägl.}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	47,50	92,69 (±0)			16,88 (±0)	32,24 (±0)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P_{Radlager/Bremse}	2,94	5,73 (±0)	6,12 (±0)		1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0 (±0)	0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 4.3: Energetische Auswertung für die Referenzkonfiguration: „100 %“ bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit

Zur Verdeutlichung bestimmter Potenziale zur Rollwiderstandsminderung hat es sich als zielführend erwiesen, abhängig vom Untersuchungsgegenstand teils spezifische Referenzkonfigurationen heranzuziehen. Wird etwa der Einfluss vorhandener Rad- und Achsfehlstellungen bei nach vorne oder nach hinten versetzter Nutzlast untersucht, so wird sinnvollerweise mit einer Fahrzeugvariante verglichen, bei der keine Rad- und Achsfehlstellungen vorhanden sind, die Nutzlast jedoch in gleicher Weise auf der Ladefläche versetzt ist. Vergleicht man mit einer der oben definierten Referenzkonfigurationen mit mittig positionierter Nutzlast, so überlagern sich die Effekte aufgrund der Rad- und Achsfehlstellungen und aufgrund der abweichenden Nutzlastpositionierung. Dies erschwert die Beurteilung der jeweils zugrunde liegenden Wirkmechanismen und der Größenordnungen des Einflusses auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. Wo in den nachfolgenden Kapiteln ein Bezug der Ergebnisse auf eine „lokale“ Referenz erfolgt, ist dies entsprechend gekennzeichnet.

5 Einfluss des Fahrzeugeigengewichts

Eine Verringerung des Fahrzeugeigengewichts bei unveränderter Zuladung führt aufgrund der Radlastabhängigkeit des Reifenrollwiderstands unmittelbar zu einer Verringerung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands. Wird die Gewichtsreduktion durch eine Erhöhung der Zuladung ausgeglichen, erreicht der Rollwiderstand näherungsweise das vorherige Niveau. Durch die höhere Nutzlast verbessert sich jedoch das Verhältnis von Nutzlast zu Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. Zumindest bei maximal zulässiger Beladung werden sinnvollerweise beide Aspekte diskutiert. Neben der Beurteilung der Wirksamkeit einer Gewichtsreduktion als Maßnahme zur Kraftstoffeinsparung, dient die Diskussion des Einflusses des Fahrzeugeigengewichts auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand der Bewertung der energetischen Gesamtbilanz anderweitiger Maßnahmen zur Rollwiderstandsminderung, mit denen unter Umständen eine Gewichtszunahme einhergeht. Beispiel hierfür könnte der Einbau einer Lift- oder Nachlaufenkachse an Stelle einer Standard-Aufliegerachse sein.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden Simulationen mit dem MKS-Modell des 40 t-Sattelzuges mit Curtainsider und drei Standard-Aufliegerachsen durchgeführt. Simuliert wurde eine Geradeausfahrt mit 80 km/h. Sowohl die Nutzlast als auch deren Längsposition auf der Ladefläche wurden variiert. Es wurden Varianten des 40 t-Sattelzuges erzeugt, bei denen einmal das Eigengewicht des gesamten Zuges verringert wurde, einmal nur das Eigengewicht der Zugmaschine, einmal das des Aufliegers und einmal das der Aufliegerachsen (jeweils einschließlich der entsprechenden Radmassen). Der Anschaulichkeit wegen wurde jeweils eine Reduktion des Eigengewichts um 1 % angenommen. Im Falle des gesamten Zuges entspricht dies einer Gewichtsreduktion um 134 kg. Abbildung 5.1 zeigt das entsprechende Simulationsergebnis bei einer mittig positionierten Nutzlast von 26,6 t.

Wie ersichtlich wird, führt bei voller Beladung die Verringerung des Eigengewichts des gesamten Zuges um 1 % zu einer Abnahme des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um 0,29 %. Die Verringerung des Basis-Rollwiderstands beträgt 0,32 Prozentpunkte. Wie in Kapitel 3 bereits beschrieben, sind in den Ergebnissen der energetischen Auswertung entsprechend Abbildung 5.1 die Veränderungen der einzelnen Rollwiderstandsanteile bezogen auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand in Prozentpunkten wiedergegeben und nicht deren prozentuale Veränderung. Die prozentuale Veränderung des Basis-Rollwiderstands beträgt im vorliegenden Fall etwa 0,34 %. Aus Abbildung 5.1 ist ebenfalls ersichtlich, dass die etwas geringere Auslastung der Reifen bei der Fahrzeugvariante mit reduziertem Eigengewicht zu einer leichten Zunahme des entsprechenden Rollwiderstandsanteils führt (vgl. Abbildung 2.12). Weiterhin kann durch die Gewichtsreduzierung bei den als radlastunabhängig angesetzten Verlusten durch Radlager und Restschleifmomente der Bremsen keine Verbesserung erzielt werden.

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68								
P_{Rowi, Radlast}	0,62	1,20 (+0,03)	93,59 (-0,29)	99,71 (-0,29)	0,04 (+0,01)	0,34 (+0,01)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P_{Rowi, Schrägl.}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	47,34	92,37 (-0,32)			16,74 (-0,14)	32,16 (-0,08)	14,48 (-0,03)	14,49 (-0,03)	14,50 (-0,03)
P_{Radlager/Bremse}	2,94	5,73 (±0)	6,12 (±0)		1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0 (±0)	0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 5.1: Auswirkung einer Reduktion des Eigengewichts des gesamten Zuges um 1 %. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

Bei einer Nutzlast von 13,3 t wirkt sich eine Verringerung des Fahrzeugeigengewichts erwartungsgemäß noch positiver aus. Hier verringert sich der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand um 0,43 %. Dies ist aus Abbildung 5.2 zu ersehen.

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
P_{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3		
P_{Rowi, Radlast}	1,36	3,73 (+0,02)	90,95 (-0,43)	99,57 (-0,43)	0,25 (+0,02)	1,09 (±0)	0,79 (±0)	0,79 (±0)	0,79 (±0)	
P_{Rowi, Schrägl.}	0	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	31,88	87,20 (-0,45)			21,13 (-0,20)	28,68 (-0,12)	12,46 (-0,05)	12,46 (-0,05)	12,46 (-0,05)	
P_{Radlager/Bremse}	2,93	8,03 (±0)	8,62 (±0)		1,45 (±0)	2,48 (±0)	1,37 (±0)	1,37 (±0)	1,37 (±0)	
P_{Antriebsschlupf}	0,22	0,59 (±0)			0 (±0)	0,59 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 5.2: Auswirkung einer Reduktion des Eigengewichts des gesamten Zuges um 1 %. Mittige Nutzlast von 13,3 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „50 %“

Wird gegenüber der Fahrzeugvariante, die Abbildung 5.1 zugrunde liegt, die Gewichtersparnis von 134 kg der Nutzlast zugeschlagen, das Zuggewicht also wieder auf 40 t erhöht, so ergeben sich die in Abbildung 5.3 dargestellten Zahlenwerte. Es wird wieder näherungsweise der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand der Referenzkonfiguration erreicht. Dieses Ergebnis wäre trivial, wenn der Rollwiderstandsbeiwert aller Reifen gleich groß wäre (und keine Radlastabhängigkeit vorhanden), oder wenn sich eine Verringerung des Fahrzeugeigenwichts trotz vorhandener Nutzlast auf alle Achslasten relativ gesehen gleich stark auswirken würde. Beides ist hier nicht der Fall. Bei einer gleichmäßigen Reduktion des Eigengewichts des gesamten Zuges wird etwa die Lenkachse überproportional entlastet. Vereinfachend kann gesagt werden, dass von der Referenzkonfiguration über die Fahrzeugvariante entsprechend Abbildung 5.1 bis hin zur Variante entsprechend Abbildung 5.3 Masse von der Zugmaschine zur Nutzlast hin verlagert wird. Durch den günstigen Rollwiderstandsbeiwert der Aufliegerreifen entsteht in Summe ein Vorteil. Dieser ist der Größenordnung wegen jedoch eher von akademischer Relevanz.

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
P_{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	93,86 (-0,02)	99,98 (-0,02)	0,04 (+0,01)	0,33 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	
P_{Rowi, Schrägl.}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	47,49	92,67 (-0,02)			16,75 (-0,12)	32,27 (+0,04)	14,54 (+0,02)	14,55 (+0,02)	14,56 (+0,02)	
P_{Radlager/Bremse}	2,94	5,73 (±0)			1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,38 (±0)	6,12 (±0)		0 (±0)	0,38 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 5.3: Reduktion des Eigengewichts des gesamten Zuges um 1 %, Erhöhung der Nutzlast um die Gewichtersparnis (134 kg). Mittige Nutzlast von 26,734 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration „100 %“

Umfangreiche Simulationsrechnungen haben gezeigt, dass die zuletzt gemachte Aussage auch für teilbeladene Fahrzeuge mit mittig positionierter Nutzlast gilt. Wird die Nutzlast aus der Mitte heraus deutlich zur Antriebsachse oder zum Aggregat hin verschoben, ergeben sich bei den untersuchten Varianten in Summe Vor-/Nachteile in einer Größenordnung bis etwa 0,1 Prozentpunkte. Dies ist auf die unterschiedlichen Rollwiderstandsbeiwerte von Lenk- Antriebs- und Aufliegerachsreifen zurückzuführen. Hinsichtlich des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands ist also eine Wechselwirkung mit der Achslastverteilung gegeben. Da deren Einfluss auf den Rollwiderstand in Kapitel 8 ausführlich erörtert wird, wird dieser Punkt hier nicht weiter vertieft.

Noch zu diskutieren ist das Verhältnis von Nutzlast zu Rollwiderstand der untersuchten Fahrzeugvarianten. Wird der Rollwiderstand gemäß Abbildung 5.1 durch eine Reduktion des Fahrzeugeigengewichts verringert, so ist eine Verbesserung des Verhältnisses von Nutzlast zu Rollwiderstand offensichtlich. Ein Zuschlagen der Gewichtersparnis zur Nutzlast verbessert das Verhältnis weiter. Zwar wird der Rollwiderstand wieder erhöht, die relative Rollwiderstandszunahme entspricht jedoch in erster Näherung der Massenzunahme bezogen auf die Fahrzeuggesamtmasse. Bezugsgröße für die relative Zunahme der Nutzlast ist dagegen die Nutzlast selbst. Das Verhältnis von Nutzlast zu Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand der Referenzkonfiguration „100 %“ sowie der zuvor diskutierten Varianten mit gleichmäßiger Reduktion des Eigengewichts des gesamten Zuges und 26,6 t Nutzlast ist Tabelle

5.1 zu entnehmen. Zusätzlich sind Zahlenwerte für weitere Fahrzeugvarianten mit maximaler Nutzlast dargestellt. Tabelle 5.2 enthält Angaben für eine Fahrzeugvariante mit 13,3 t Nutzlast sowie die entsprechende Referenzkonfiguration „50 %“.

	Verhältnis Nutzlast zu Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand [kg/kW]	Verbesserung gegenüber Referenz [%]
Referenzkonfiguration „100“ (80 km/h)	519,0	0
Reduktion Eigengewicht gesamter Zug um 1 % (134 kg)	520,5	0,29
Reduktion Eigengewicht gesamter Zug um 1 % (134 kg) + Zuschlag der Gewichtersparnis zur Nutzlast	521,7	0,52
Reduktion Eigengewicht Zugmaschine um 1 % (71,5 kg)	519,9	0,18
Reduktion Eigengewicht Auflieger um 1 % (62,6 kg)	519,6	0,12
Reduktion Eigengewicht Aufliegerachsen (mit Rädern) um 1 % (20,4 kg)	519,2	0,03

Tabelle 5.1: Verhältnis von Nutzlast zu Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand für die Referenzkonfiguration „100 %“ und verschiedene Fahrzeugkonfigurationen mit 26,6 t Nutzlast entsprechend Abbildung 5.1 und Abbildung 5.3 bis Abbildung 5.6

	Verhältnis Nutzlast zu Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand [kg/kW]	Verbesserung gegenüber Referenz [%]
Referenzkonfiguration „50“ (80 km/h)	363,8	0
Reduktion Eigengewicht gesamter Zug um 1 % (134 kg)	365,4	0,43

Tabelle 5.2: Verhältnis von Nutzlast zu Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand für die Referenzkonfiguration „50 %“ und eine Fahrzeugkonfiguration mit 13,3 t Nutzlast entsprechend Abbildung 5.2

Bei weiteren untersuchten Varianten wurde, wie eingangs erwähnt, einmal das Eigengewicht der Zugmaschine verringert, einmal das des Aufliegers und einmal das der Aufliegerachsen (jeweils einschließlich der entsprechenden Radmassen). Die Ergebnisse der energetischen Auswertungen sind in Abbildung 5.4 bis Abbildung 5.6 dargestellt. Das Eigengewicht wurde auch hier um 1 % vermindert. Aufgrund der gewählten Größenordnung kann aus den beobachteten Rollwiderstandsänderungen bei Gewichtsreduzierung auf die Änderungen geschlossen werden, die sich bei entsprechender Gewichtserhöhung einstellen. Die Ergebnisse lassen somit eine Abschätzung von Sekundäreffekten zu, die sich durch eine eventuelle Gewichtszunahme aufgrund anderweitiger rollwiderstandsreduzierender Maßnahmen einstellen.

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Luftwiderstand}	35,68								
P _{Rowi, Radlast}	0,61	1,19 (+0,02)	93,70 (-0,18)	99,82 (-0,18)	0,04 (+0,01)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P _{Rowi, Schrägl.}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Rowi, Sturz}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Rowi, Basis}	47,40	92,49 (-0,19)			16,74 (-0,14)	32,18 (-0,06)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	2,94	5,73 (±0)	6,12 (±0)		1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)
P _{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0 (±0)	0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 5.4: Auswirkung einer Reduktion des Eigengewichts der Zugmaschine um 1 %. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]									
	Gesamtfahrzeug				S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68									
P_{Rowi, Radlast}	0,61	1,18 (+0,01)	93,76 (-0,12)	99,88 (-0,12)	0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	
P_{Rowi, Schrägl.}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	47,44	92,56 (-0,13)			16,87 (±0)	32,21 (-0,03)	14,48 (-0,03)	14,49 (-0,03)	14,50 (-0,03)	
P_{Radlager/Bremse}	2,94	5,73 (±0)	6,12 (±0)		1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0 (±0)	0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 5.5: Auswirkung einer Reduktion des Eigengewichts des Aufliegers um 1 %. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]									
	Gesamtfahrzeug				S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68									
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,18 (±0)	93,85 (-0,03)	99,97 (-0,03)	0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	
P_{Rowi, Schrägl.}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,01 (±0)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	47,48	92,65 (-0,04)			16,88 (±0)	32,24 (±0)	14,50 (-0,01)	14,51 (-0,01)	14,52 (-0,01)	
P_{Radlager/Bremse}	2,94	5,73 (±0)	6,12 (±0)		1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0 (±0)	0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 5.6: Auswirkung einer Reduktion des Eigengewichts der Aufliegerachsen (und Räder) um 1 %. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

6 Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen

Wie bereits in Abschnitt 3.6 gezeigt, führen an den Rädern vorhandene Sturz- oder Schräglaufwinkel zu einer Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands. Im Falle des Schräglaufwinkels ist hierfür zum einen der Kurven- bzw. Vorspurwiderstand verantwortlich (vgl. Abbildung 2.10). Zum anderen führt ein vorhandener Schräglaufwinkel, entsprechend der im Rollwiderstandsmodell hinterlegten Zusammenhänge (vgl. Abbildung 2.11 bzw. Anhang D), zu einer Erhöhung des Reifenrollwiderstands. Im Falle des Sturzes trägt nur der letztgenannte Effekt zur Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bei.

In diesem Kapitel wird der Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen nochmals gezielt untersucht. Rad- und Achsfehlstellungen können durch Produktionstoleranzen bei der Herstellung der Achsen sowie bei deren Einbau entstehen. Gegenüber dem nicht eingebauten Zustand ergeben sich auch durch die Belastungen im Betrieb Radstellungsänderungen. Durch geeignete Voreinstellung der Achsen versucht man, die sich in Summe ergebenden Fehlstellungen zu minimieren. Folge nicht ideal zur Fahrbahn orientierter Räder können seitliche Verspannkräfte innerhalb einer Achse oder eines Achsaggregats sein. Zudem kann es zu Lenktendenzen von Einzelachsen oder eines gesamten Achsaggregats kommen.

Die simulative Untersuchung des Einflusses von Rad- und Achsfehlstellungen auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand muss, der komplexen Wechselwirkungen im Fahrzeug wegen, anhand des erstellten, detaillierten MKS-Modells erfolgen. Rechenzeitbedingt schließt die Zahl von 30 unabhängig voneinander möglichen Rad- oder Achsfehlstellungen dabei jedoch einen simplen kombinatorischen Ansatz zur Bestimmung besonders rollwiderstandsgünstiger oder -ungünstiger Parameterkombinationen aus. Stattdessen erfolgt eine systematische Erarbeitung der grundlegenden Zusammenhänge. Hierzu wird zunächst der Einfluss einer Lenktendenz von Einzelachsen bzw. eines gesamten Achsaggregats untersucht. Hierdurch kann die Zahl der im Weiteren zu untersuchenden Fälle eingeschränkt werden. Zu behandeln sind dann Fälle, bei denen sich innerhalb einer Achse oder eines Achsaggregats besonders große seitliche Verspannkräfte einstellen können. Abschließend wird untersucht, welche Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandszunahme schlechtestenfalls eintritt, wenn sich alle Rad- und Achsfehlstellungen innerhalb erlaubter Toleranzen befinden, jedoch in besonders ungünstiger Kombination auftreten.

6.1 Einfluss einer Lenktendenz von Einzelachsen oder Aggregat

Liegen an einer Einzelachse – im kraftfahrzeugtechnischen Sinne – gegenläufige Vorspur- oder Sturzfehler vor oder steht die gesamte Achse schräg, so kommt es an der betreffenden Achse zu einer Lenktendenz, die einen „Krebsgang“ von Zugmaschine und/oder Auflieger zur Folge haben kann. Gleiches gilt für ein Achs-

aggregat. Besitzen bei diesem die einzelnen Achsen eine identisch ausgeprägte Lenktendenz, kann es zudem gedanklich zu einer Einzelachse zusammengefasst werden. Um den Einfluss von Lenktendenzen der Einzelachsen bzw. des Aggregats des betrachteten 40 t-Sattelzuges mit 4x2 Zugmaschine und Curtainsider auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand zu untersuchen, wurde eine Geradeausfahrt bei 80 km/h simuliert, bei der alle Achsen um einen Winkel von betragsmäßig 2° schräggestellt wurden. Dabei wurde die Antriebsachse 2° nach rechts eingeschlagen, die Lenkachse und alle Aufliegerachsen 2° nach links. Der sich einstellende stationäre Fahrzustand, ein ausgeprägter „Krebsgang“ des gesamten Zuges, ist in Abbildung 6.1 dargestellt.

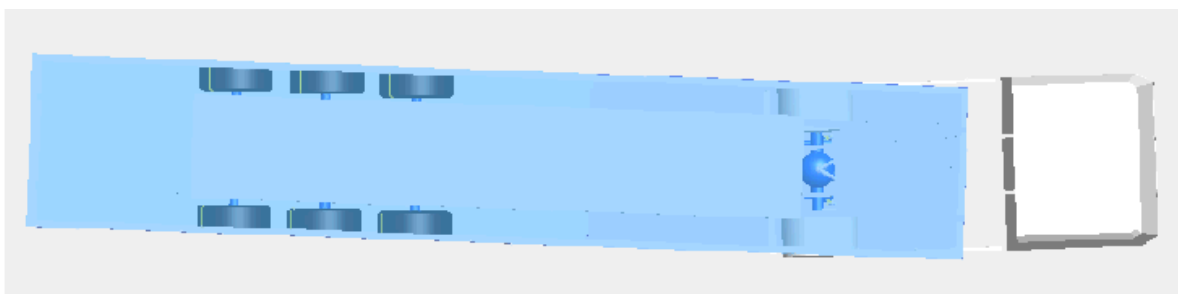


Abbildung 6.1: Stationäre Geradeausfahrt bei gegenläufiger Schrägstellung von Lenkachse, Antriebsachse und Aufliegeraggregat um 2° . Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

Im Vergleich zu in der Realität vorkommenden Achsstellungsfehlern stellt die gewählte Schrägstellung von 2° eine deutliche Übertreibung dar. Der Wert wurde lediglich zur Verbesserung der Darstellung gewählt, da sich trotz deutlich sichtbarer Auswirkungen auf den Fahrzustand nur relativ geringe Auswirkungen auf die einzelnen Rollwiderstandsanteile zeigen. Dies ist aus Abbildung 6.2 ersichtlich, in der die energetische Auswertung für die oben beschriebene Simulation dargestellt ist.

Als deutlichster Effekt wird in Abbildung 6.2 eine Zunahme von $P_{\text{Rowi,Schräglauf}}$ an der Lenkachse beobachtet. Hierbei handelt es sich jedoch um einen Sekundäreinfluss. Dieser ist darauf zurückzuführen, dass die Lenkung für eine Geradeausfahrt deutlich nach rechts eingeschlagen werden muss; in erster Linie aufgrund der Schrägstellung der Lenkachse. Durch die bei 0° Lenkeinschlag (abweichend zu Projektteil 1) gegebene Sollvorspur von 0° und die Geometrie des Lenktrapezes führt der zur Geradeausfahrt erforderliche Lenkeinschlag zu einem Spurdifferenzwinkel und damit zu einer Rollwiderstandserhöhung. Abbildung 6.2 ist weiterhin zu entnehmen, dass es an den weiteren Achsen trotz der deutlichen Schrägstellungen nicht zu nennenswerten Schräglaufwinkeln kommt. Insbesondere ergeben sich innerhalb des Aggregats keine weitergehenden Verspannungen, da alle Aufliegerachsen gleichsinnig eingeschlagen sind. Ein gedanklicher Ersatz des Aggregats durch eine Einzelachse ist hier somit zulässig.

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	94,16 (+0,28)	100,30 (+0,30)	0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P_{Rowi, Schrägl.}	0,11	0,21 (+0,20)			0,17 (+0,16)	0,02 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)
P_{Rowi, Sturz}	0,05	0,09 (+0,08)			0,05 (+0,04)	0 (±0)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)
P_{Rowi, Basis}	47,50	92,69 (±0)			16,88 (±0)	32,24 (±0)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P_{Radiager/Bremse}	2,94	5,74 (±0)	6,14 (+0,02)	0 (±0)	1,04 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0,01	0,01 (+0,01)			0,01 (+0,01)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 6.2: Auswirkungen der gegenläufigen Schrägstellung von Lenkachse, Antriebsachse und Aufliegeraggregat um 2° gemäß Abbildung 6.1. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

Betrachtet man die zur Aufrechterhaltung des in Abbildung 6.1 dargestellten Fahrzustandes erforderlichen Seitenkräfte, so ergibt sich für den Auflieger folgendes konkretes Beispiel: Zwischen dem Königszapfen und der Mitte der Achse T2 besteht ein Querversatz von ca. 0,26 m. Mit der in der Ebene wirkenden Zugkraft im Königszapfen von ca. 1200 N ergibt sich ein durch Seitenkräfte an Antriebsachse und Aufliegeraggregat abzustützendes Giermoment von rund 310 Nm. An Antriebsachse und Aggregat müssen mit dem wirksamen Hebelarm vom rund 7,15 m hierfür lediglich Seitenkräfte von ca. 44 N wirken.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Lenktendenz von Einzelachsen nur einen sehr geringen Einfluss auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand hat und vernachlässigt werden kann. Nicht in Betracht gezogen wurde dabei eine mögliche Änderung des Luftwiderstands durch die nicht ideale Fahrlage. Weiterhin ist zu beachten, dass für die Ergebnisse in Abbildung 6.2 effektiv gegenläufige Vorspurwinkelfehler eingestellt wurden. Diese werden durch den sich einstellenden Fahrzustand weitgehend neutralisiert. Bei einer Lenktendenz aufgrund gegenläufiger Sturzwinkel ist dies nicht möglich. Da jedoch, wie in Abschnitt 3.6 bereits gezeigt, der Rollwiderstandseinfluss des Sturzes mit den gemachten Annahmen zum Reifenverhalten deutlich geringer ist als der Einfluss von Schräglauf, wird dieser Fall hier zunächst nicht betrachtet. Der Sturzeinfluss wird stattdessen am Ende des nachfolgenden Abschnittes gesondert behandelt.

6.2 Einfluss seitlicher Verspannkräfte bei Einzelachsen und Aufliegeraggregat

Die Ausführungen im vorigen Abschnitt haben gezeigt, dass eine reine Lenktendenz von Einzelachsen oder eines Aggregats im Hinblick auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand nicht betrachtet werden muss. Relevant ist somit lediglich der Einfluss seitlicher Verspannkräfte innerhalb einer Achse oder eines Aggregats. Dabei soll zunächst nur der Einfluss von Schräglaufwinkeln aufgrund von Vorspurfehlern oder Schrägstellungen der Achsen untersucht werden. Bei Einzelachsen ist die größte Rollwiderstandszunahme damit bei maximalen Werten für Gesamtvorspur oder -nachspur gegeben. Bei Achsaggregaten ist zusätzlich eine Verspannung durch gegenläufige Lenktendenzen einzelner Achsen innerhalb des Aggregats zu untersuchen. Die somit im Weiteren zu betrachtenden Konfigurationen sind in Abbildung 6.3 zusammengefasst.

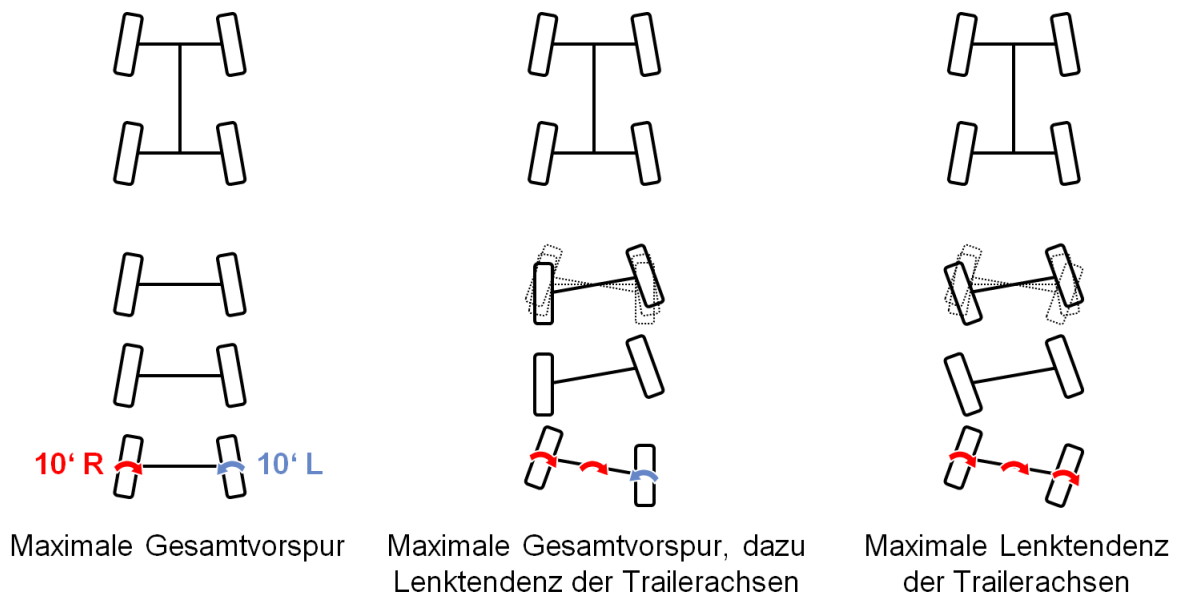


Abbildung 6.3: Im Hinblick auf maximale Rollwiderstandserhöhung durch seitliche Verspannkräfte zu untersuchende Fälle von kombinierten Rad- und Achsfehlstellungen (im Bezug auf Schräglauf)

Auf der linken Seite von Abbildung 6.3 ist die erste Konfiguration dargestellt. Hier wird an der Lenk- und Antriebsachse der Zugmaschine (oben) sowie an allen drei Aufliegerachsen (unten) maximale Gesamtvorspur angesetzt. Als Zahlenwert für die Vorspur eines einzelnen Rades werden 10 Winkelminuten angenommen. Ein solcher Wert kann im Feld als „extremer“ Vorspurfehler an einzelnen Rädern beobachtet werden, [6]. Von einem kombinierten Auftreten eines solchen Fehlers an mehreren Achsen ist nicht auszugehen. Der Wert von 10' soll hier jedoch der Anschaulichkeit halber sowohl für die Einzelvorspur von Rädern als auch für die Schrägstellung ganzer Achsen Verwendung finden. Die Rad- und Achsstellungsfehler werden dabei

diskret zwischen 0' und 10' variiert, um den Berechnungsaufwand zu begrenzen. Zwischenwerte werden nicht betrachtet.

Bei der zweiten zu untersuchenden Konfiguration, die mehrerer Unterfälle enthält, wird im Aufliegeraggregat die maximale Gesamtvorspur mit gegenläufigen Lenktendenzen der Aufliegerachsen kombiniert (Abbildung 6.3, Mitte) dargestellt. Eine zusätzliche Lenktendenz der Achsen der Zugmaschine ist, wie beschrieben, nicht zu untersuchen. Bei der dritten Konfiguration (Abbildung 6.3, rechte Seite) wird die Einzelspur der Räder an den Achsen T2 und T3 so eingestellt, dass sich eine maximal gegenläufige Lenktendenz ergibt. Die Gesamtvorspur an den betreffenden Achsen geht dabei auf 0 zurück. Durch Kombination mit unterschiedlichen Fehlstellungen der Achse T1 ergeben sich auch hier mehrere Unterfälle.

Die Ergebnisse für die erste Konfiguration sowie besonders relevante Unterfälle der zweiten und dritten Konfiguration sind in Abbildung 6.4 bis Abbildung 6.6 dargestellt. Zum besseren Verständnis ist jeweils rechts neben der energetischen Auswertung die untersuchte Konfiguration bzw. deren Unterfall dargestellt. Weitere Simulationsergebnisse finden sich der Vollständigkeit halber in Anhang F.

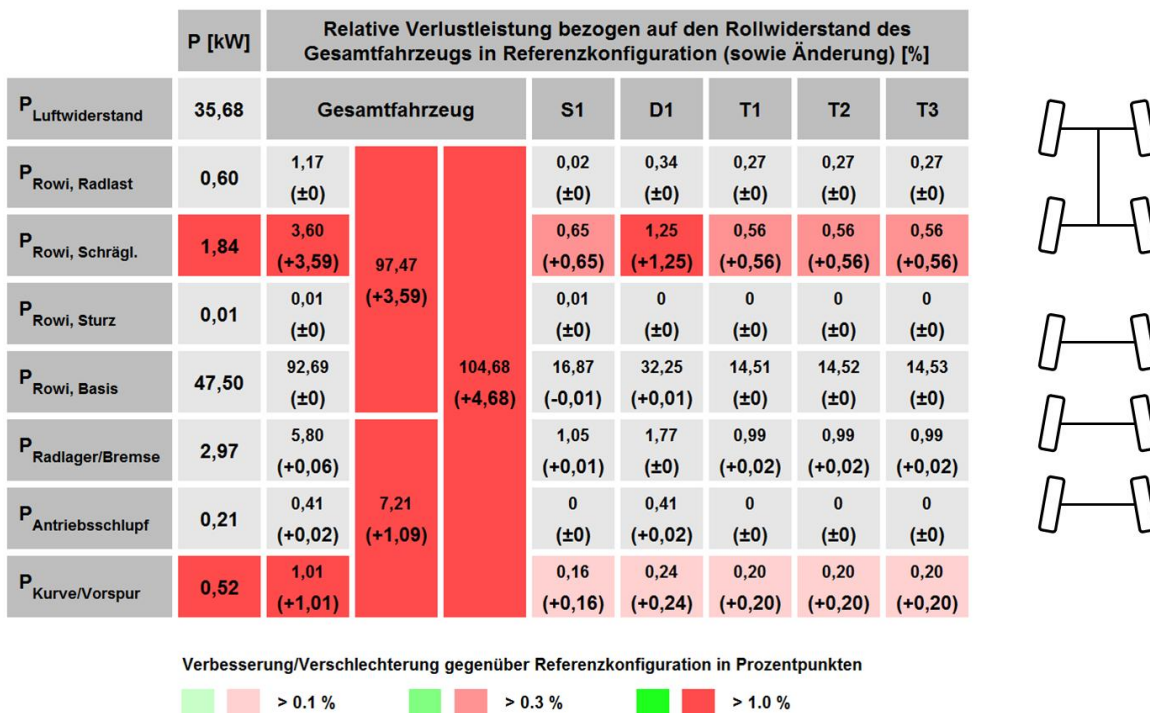
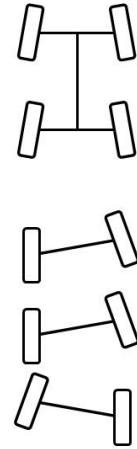


Abbildung 6.4: Energetische Auswertung für Konfiguration 1 (maximale Gesamtvorspur an allen Achsen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Luftwiderstand}	35,68								
P _{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	97,81 (+3,93)	0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	
P _{Rowi, Schrägl.}	2,01	3,92 (+3,91)		0,65 (+0,65)	1,27 (+1,26)	0,62 (+0,62)	0,62 (+0,62)	0,76 (+0,76)	
P _{Rowi, Sturz}	0,01	0,03 (+0,02)		0 (±0)	0,01 (+0,01)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,69 (±0)		105,52 (+5,52)	16,87 (-0,01)	32,25 (+0,01)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	2,97	5,80 (+0,06)		1,05 (+0,01)	1,77 (±0)	0,99 (+0,02)	0,99 (+0,02)	1,00 (+0,02)	
P _{Antriebsschlupf}	0,21	0,41 (+0,03)		7,71 (+1,59)	0 (±0)	0,41 (+0,03)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	0,77	1,50 (+1,50)		0,16 (+0,16)	0,25 (+0,25)	0,31 (+0,31)	0,31 (+0,31)	0,47 (+0,47)	

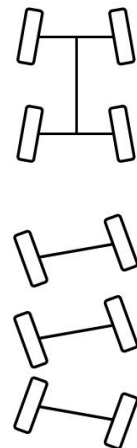


Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 6.5: Energetische Auswertung für den dargestellten Unterfall von Konfiguration 2 (maximale Gesamtvorspur, dazu Lenktendenz der Trailerachsen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Luftwiderstand}	35,68								
P _{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	99,22 (+5,34)	0,03 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	
P _{Rowi, Schrägl.}	2,72	5,31 (+5,30)		0,66 (+0,65)	1,30 (+1,30)	0,89 (+0,89)	0,89 (+0,89)	1,57 (+1,57)	
P _{Rowi, Sturz}	0,02	0,05 (+0,04)		0 (±0)	0,02 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,69 (±0)		107,83 (+7,83)	16,87 (-0,01)	32,25 (+0,02)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	2,99	5,83 (+0,10)		1,05 (+0,01)	1,77 (±0)	1,00 (+0,02)	1,00 (+0,02)	1,01 (+0,04)	
P _{Antriebsschlupf}	0,22	0,42 (+0,04)		8,61 (+2,49)	0 (±0)	0,42 (+0,04)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	1,21	2,35 (+2,35)		0,16 (+0,16)	0,29 (+0,29)	0,43 (+0,43)	0,43 (+0,43)	1,05 (+1,05)	



Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 6.6: Energetische Auswertung für den dargestellten Unterfall von Konfiguration 3 (maximale Lenktendenz der Trailerachsen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

Wie Abbildung 6.4 zu entnehmen ist, führt bereits eine Gesamtvorspur von 20' an allen Achsen des voll beladenen Zuges zu einer Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands von 4,86 % gegenüber der entsprechenden Referenzkonfiguration. Durch zusätzliches gegenläufiges Schrägstellen der Aufliegerachsen innerhalb des Aggregats kann die Rollwiderstandserhöhung mit den gesetzten Randbedingungen bis zu 5,52 % betragen (vgl. Abbildung 6.5 sowie Anhang F). Die maximale Rollwiderstandserhöhung von 7,83 % ist gegeben, wenn alle Aufliegerachsen eine maximale Lenktendenz aufweisen und die Achsen T1 und T2 gegenläufig zur Achse T3 eingeschlagen sind (siehe Abbildung 6.6). Dieses Ergebnis wird bereits anhand der skizzenhaften Darstellung der untersuchten Konfiguration plausibel. Diese verdeutlicht, dass hier an den meisten Rädern des Aufliegeraggregats gleichzeitig signifikante Schräglaufwinkel entstehen. Dabei ist nochmals anzumerken, dass eine diskrete Variation der Rad- und Achsstellungsfehler erfolgt, bei einem Dreiachsaggregat also immer zwei Achsen gleichsinnig eingeschlagen werden. Da die Achse T3 aufgrund des größten Hebelarmes zum Königszapfen „fahrtdynamisch“ dominiert, ergeben sich bei dem in Abbildung 6.6 betrachteten Unterfall im Aggregat die größten inneren Verspannkräfte und Schräglaufwinkel.

Zur Verdeutlichung der Wechselwirkung von Rad- und Achsstellungsfehlern mit der Längspositionierung der Nutzlast auf der Ladefläche wurden weitere Simulationsrechnungen durchgeführt. Um Flexibilität hinsichtlich der Nutzlastpositionierung zu erhalten, wurde dabei eine Nutzlast von 13,3 t (50 %) gewählt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.7 dargestellt.

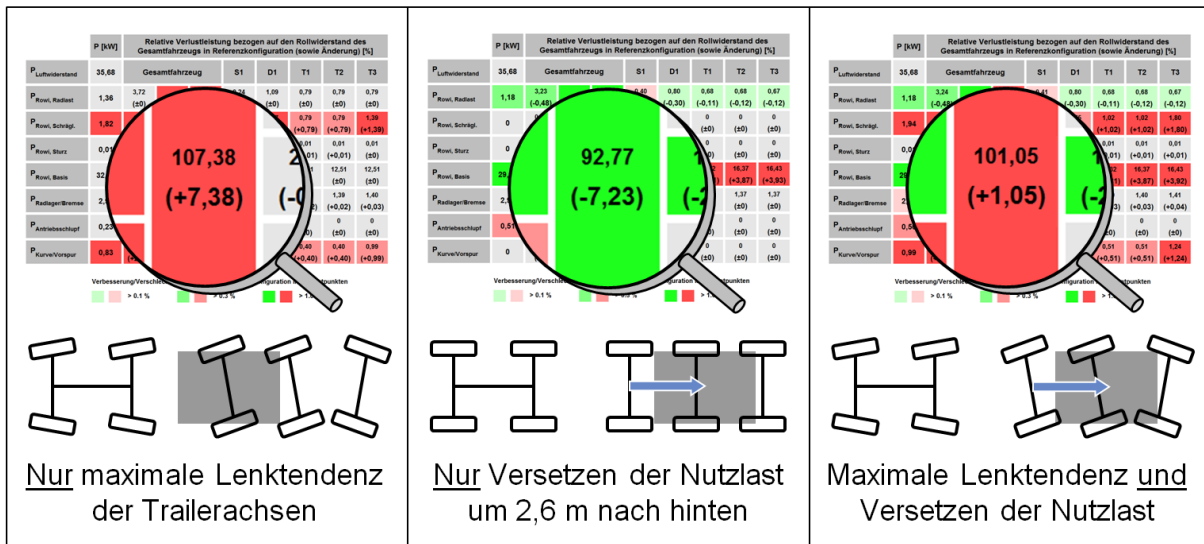


Abbildung 6.7: Veränderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bei drei Varianten mit separater bzw. kombinierter Variation von Rad- und Achsfehlstellungen und Nutzlastposition. Nutzlast: 13,3 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „50 %“

Auf der linken Seite von Abbildung 6.7 ist der Fall mit alleiniger Aufbringung von Rad- und Achsfehlstellungen analog zu Abbildung 6.6 dargestellt. Man erkennt, dass sich auch bei der geringeren Nutzlast mit 7,38 % eine ähnliche Größenordnung für die Rollwiderstandsänderung bezogen auf die entsprechende Referenzkonfiguration ergibt. In der Mitte von Abbildung 6.7 sind die Auswirkungen eines alleinigen Versetzens der Nutzlast nach hinten dargestellt. Die Verbesserung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um 7,23 % ist auf den im Verhältnis geringen Rollwiderstandsbeiwert der Aufliegerachsreifen zurückzuführen, die nun einen größeren Teil der Last tragen. Dieser Effekt wird in Kapitel 8 ausführlich behandelt. Werden Rad- und Achsfehlstellungen und Veränderung der Nutzlastposition kombiniert (Abbildung 6.7, rechte Seite), so addieren sich die Verbesserung bzw. die Verschlechterung aufgrund der Einzelmaßnahmen nicht, sondern es entsteht ein Rollwiderstands-nachteil. Die folglich vorhandene Wechselwirkung zwischen Nutzlastposition und Rad- und Achsfehlstellungen ist darauf zurückzuführen, dass bei der gewählten Konfiguration von Rad- und Achsfehlstellungen im Aggregat besonders große innere Verspannungen entstehen. Wird dieses stärker belastet, fällt der letztlich entstehende Nachteil größer aus als der Vorteil aufgrund der Entlastung der Antriebs- und Lenkachse, die als Einzelachsen weniger rollwiderstandskritische Rad- und Achsfehlstellungen aufweisen.

Zur Beurteilung der Wirkung von Sturz an den Rädern bzw. Achsen wurden weitere Simulationsrechnungen mit dem MKS-Modell durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.8 bis Abbildung 6.10 dargestellt. Für die Ergebnisse in Abbildung 6.8 wurde den gesamten Achsen jeweils ein Sturzfehler von 10' aufgeprägt, wie er etwa bei fehlerhaftem Einbau entstehen könnte. Sturzfehler der Räder relativ zur Achse bestehen nicht. Die Vorzeichen der Sturzfehler der Achsen wurden entsprechend der auf der rechten Seite von Abbildung 6.8 gezeigten Skizze gewählt. Hierbei wurden die Sturzfehler der Anschaulichkeit halber stark übertrieben. Wie zu erkennen ist, hat diese Art von Achsfehlstellungen nur einen sehr geringen Einfluss auf den Rollwiderstand. Derartige einbaubedingte Sturzfehler der Achsen werden durch die Federung größtenteils ausgeglichen.

Für die Ergebnisse in Abbildung 6.9 wurde an allen Achsen ein symmetrischer Sturzfehler der Räder von 10' voreingestellt (siehe Skizze zur Veranschaulichung). Die entstehende Rollwiderstandserhöhung fällt hier mit 0,47 % deutlicher aus. Die Wirkung ist jedoch erwartungsgemäß sehr viel geringer als die von Rad- und Achsfehlstellungen, die einen Schräglauf der Räder zur Folge haben.

P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68								
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	93,98 (+0,10)	100,11 (+0,11)	0,03 (+0,01)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P_{Rowi, Schrägl.}	0,02	0,04 (+0,03)			0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Rowi, Sturz}	0,04	0,09 (+0,08)			0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,03 (+0,03)	0,01 (+0,01)
P_{Rowi, Basis}	47,50	92,69 (±0)			16,88 (±0)	32,24 (±0)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P_{Radlager/Bremse}	2,94	5,74 (±0)	6,12 (±0)		1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0 (±0)	0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)



Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 6.8: Auswirkung gegenläufiger Sturzfehler der gesamten Achse von jeweils 10' gemäß nebenstehender Veranschaulichung. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

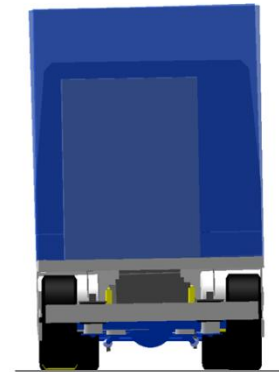
P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68								
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	94,34 (+0,46)	100,47 (+0,47)	0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P_{Rowi, Schrägl.}	0,01	0,03 (+0,02)			0 (±0)	0 (±0)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)
P_{Rowi, Sturz}	0,23	0,45 (+0,44)			0,08 (+0,08)	0,16 (+0,15)	0,07 (+0,07)	0,07 (+0,07)	0,07 (+0,07)
P_{Rowi, Basis}	47,50	92,69 (±0)			16,88 (±0)	32,24 (±0)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P_{Radlager/Bremse}	2,94	5,74 (+0,01)	6,13 (+0,01)		1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (±0)			0 (±0)	0,39 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)



Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 6.9: Auswirkung symmetrischer Sturzfehler der Räder aller Achsen von 10' gemäß nebenstehender Veranschaulichung. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Luftwiderstand}	35,68								
P _{Rowi, Radlast}	0,65	1,26 (+0,09)	95,61 (+1,73)	101,75 (+1,75)	0,11 (+0,09)	0,38 (+0,05)	0,26 (-0,02)	0,26 (-0,01)	0,26 (-0,01)
P _{Rowi, Schrägl.}	0,36	0,70 (+0,69)			0,08 (+0,07)	0,21 (+0,20)	0,14 (+0,14)	0,14 (+0,14)	0,14 (+0,14)
P _{Rowi, Sturz}	0,49	0,96 (+0,95)			0,06 (+0,05)	0,30 (+0,30)	0,20 (+0,20)	0,20 (+0,20)	0,20 (+0,20)
P _{Rowi, Basis}	47,50	92,69 (±0)			16,87 (±0)	32,24 (±0)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	2,94	5,74 (±0)			1,03 (±0)	1,77 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)	0,98 (±0)
P _{Antriebsschlupf}	0,21	0,41 (+0,02)	6,15 (+0,02)		0 (±0)	0,41 (+0,02)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	0	0 (±0)			0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)



Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 6.10: Auswirkung eines Querversatzes der Nutzlast um 0,2 m nach links (keine voreingestellten Rad- oder Achsfehlstellungen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

In Abbildung 6.10 ist die energetische Auswertung für eine Fahrzeugkonfiguration dargestellt, bei der die Nutzlast aus der Mitte heraus um 0,2 m nach links versetzt ist. Es wurden keine Rad- oder Achsfehlstellungen voreingestellt. Der Fall wurde hier aus zwei Gründen aufgenommen. Zum einen wird deutlich, welche Wirkung der asymmetrische Radsturz besitzt, der sich aufgrund des Querversatzes der Nutzlast einstellt. Dieser bewirkt durch die Sturzseitenkraft Lenktendenzen der betreffenden Achsen. Für eine Geradeausfahrt müssen zur Kompensation Schräglaufwinkel aufgebaut werden. Schräglauf- und Sturzeffekte gleichen sich dabei kräftemäßig aus, in energetischer Hinsicht entsteht jedoch ein Nachteil. Dabei sei noch angemerkt, dass die größere Rollwiderstandszunahme im Vergleich zu dem in Abschnitt 3.4 untersuchten Szenario mit Querversatz der Nutzlast auf die dort geringere Nutzlast zurückzuführen ist und nicht etwa auf die in Projektteil 2 geringfügig angepassten Fahrzeugparameter.

Der zweite Grund für die Untersuchung eines Querversatzes der Nutzlast an dieser Stelle ist die Praxisnähe dieses Falls. Hierdurch wird eine Beurteilung von Rollwiderstandseinflüssen aufgrund von Änderungen der Rad- und Achsstellung im realen Betrieb unterstützt. Ein weiterer Schritt in diese Richtung wird im folgenden Abschnitt unternommen.

6.3 Worst-Case-Szenario innerhalb zulässiger Vorspurtoleranzen

Zuvor wurde der Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen systematisch anhand eines für alle Vorspurfehler einheitlich gewählten Zahlenwertes von 10 Winkelminuten untersucht. Es ist jedoch unrealistisch, dass im realen Betrieb solch große Abweichungen von den Sollwerten für die Rad- und Achsstellung an allen Rädern und Achsen gleichzeitig auftreten. Daher wird hier ein weiterer Fall untersucht, bei dem alle Rad- und Achsfehlstellungen im Bereich zulässiger Vorspurtoleranzen belassen werden. Dies bedeutet in den meisten Fällen Winkelabweichungen, die deutlich kleiner sind als 10'. Innerhalb der zulässigen Toleranzen wird dann der „Worst-Case“ gesucht, wobei, wie im vorigen Abschnitt, eine diskrete Variation der Rad- und Achsfehlstellungen vorgenommen wird. Abbildung 6.11 zeigt die Kombination von Rad- und Achsfehlstellungen, die mit den abgebildeten Zahlenwerten das Worst-Case-Szenario für alle untersuchten Nutzlasten (100 %, 75 % und 50 %) darstellt.

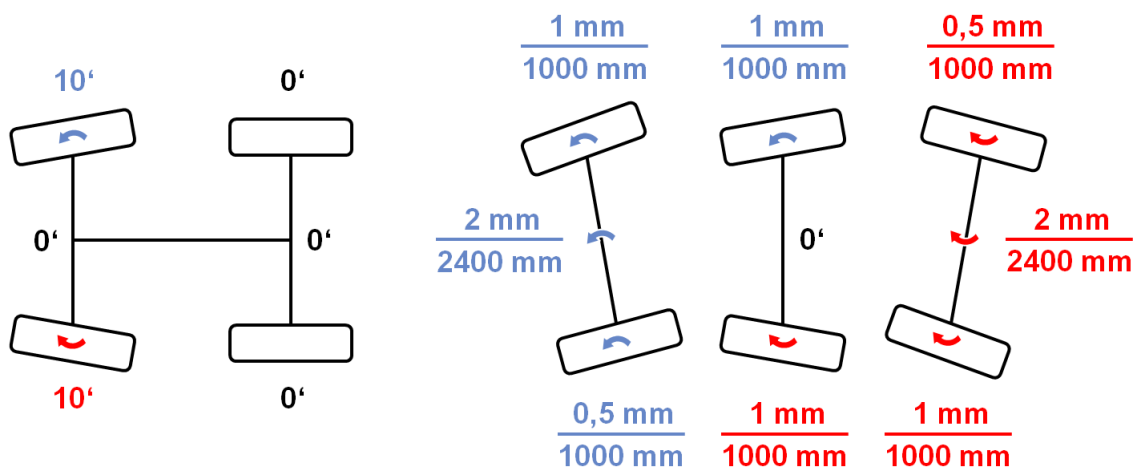


Abbildung 6.11: Worst-Case-Szenario innerhalb zulässiger Vorspurtoleranzen für alle untersuchten Nutzlasten (100 %, 75 % und 50 %)

Für die maximal zulässigen Rad- und Achsfehlstellungen im Bezug auf Vorspur wurden möglichst realistische Annahmen getroffen. An der Lenkachse wird im Rahmen der angegebenen Toleranz (siehe Anhang C) die maximale Gesamtvorspur eingestellt. Eine Lenktendenz wird aus den in Abschnitt 6.1 erörterten Gründen nicht betrachtet. Dies gilt ebenso für die Antriebsachse. Bauartbedingt erscheint dort für die Einzelspur der Räder zudem ein verschwindendes Toleranzfeld als realistisch.

Bei den Aufliegerachsen sind die Gegebenheiten etwas schwieriger. Zunächst wird dort für die Einzelspur der Räder ein asymmetrisches Toleranzfeld angenommen. Dessen mittlerer Wert ist etwas in Richtung Vorspur verschoben. Die entsprechenden Zahlenwerte sind Abbildung 6.11 zu entnehmen. Eine Aufliegerachse, die eine maximale Lenktendenz aufweist, besitzt daher gleichzeitig eine gewisse Vorspur. Weiterhin ist bezüglich einer möglichen Verdrehung der kompletten Achsen um die

Hochachse zu berücksichtigen, dass die Achsen des Aggregats in der Regel relativ zur benachbarten Achse ausgerichtet werden. Mit der Annahme einer hierfür beidseitig vorgenommenen Abstandsmessung mit einer Toleranz von jeweils 1 mm wird daher von einem maximalen Fehler von 2 mm bezogen auf eine Achsbreite von ca. 2400 mm ausgegangen. Wird in einem Dreiachsaggregat nun die Achse T2 schräggestellt, so überträgt sich diese Schrägstellung aufgrund der relativen Ausrichtung auf die benachbarten Achsen. Die hierdurch entstehende Lenktendenz entspricht wieder der einer Einzelachse und ist hier nicht relevant. Die Achse T2 wird daher im betrachteten Worst-Case-Szenario nicht schräggestellt sondern erhält maximale Gesamtvorspur. Die Achsen T1 und T3 werden maximal gegenläufig eingeschlagen.

Die sich mit den zuvor beschriebenen Rad- und Achsfehlstellungen ergebenden Rollwiderstandseinflüsse sind in Abbildung 6.12 und Abbildung 6.13 ersichtlich. Den Ergebnissen in Abbildung 6.12 liegen 26,6 t Nutzlast, denen in Abbildung 6.13 13,3 t Nutzlast zugrunde. Die Ergebnisse ähneln sich prinzipiell sehr stark. In beiden Fällen ergibt sich eine Zunahme des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands von knapp zwei Prozent bezogen auf die jeweilige Referenzkonfiguration.

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68								
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	95,36 (+1,48)	0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	
P_{Rowi, Schrägl.}	0,76	1,48 (+1,47)		0,65 (+0,65)	0,13 (+0,13)	0,29 (+0,29)	0,17 (+0,17)	0,23 (+0,23)	
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,02 (+0,01)		0 (±0)	0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P_{Rowi, Basis}	47,50	92,69 (±0)		16,88 (±0)	32,24 (±0)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)	
P_{Radlager/Bremse}	2,96	5,77 (+0,03)		1,05 (+0,01)	1,77 (±0)	0,99 (+0,01)	0,98 (+0,01)	0,98 (+0,01)	
P_{Antriebsschlupf}	0,20	0,39 (+0,01)		0 (±0)	0,39 (+0,01)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P_{Kurve/Vorspur}	0,15	0,30 (+0,30)		0,16 (+0,16)	0 (±0)	0,07 (+0,07)	0,02 (+0,02)	0,04 (+0,04)	
				101,82 (+1,82)					

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 6.12: Worst-Case-Szenario innerhalb zulässiger Vorspurtoleranzen gemäß Abbildung 6.11. Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	1,36	3,72 (±0)	92,93 (+1,55)	101,93 (+1,93)	0,24 (±0)	1,09 (±0)	0,79 (±0)	0,79 (±0)	0,79 (±0)
P _{Rowi, Schrägl.}	0,57	1,55 (+1,54)			0,83 (+0,82)	0,12 (+0,11)	0,26 (+0,26)	0,15 (+0,15)	0,20 (+0,20)
P _{Rowi, Sturz}	0	0,01 (±0)			0 (±0)	0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Rowi, Basis}	32,04	87,65 (±0)			21,32 (±0)	28,80 (±0)	12,51 (±0)	12,51 (±0)	12,51 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	2,95	8,06 (+0,04)			1,46 (+0,02)	2,48 (±0)	1,38 (+0,01)	1,37 (±0)	1,37 (+0,01)
P _{Antriebsschlupf}	0,22	0,60 (+0,01)	9,00 (+0,38)		0 (±0)	0,60 (+0,01)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	0,12	0,33 (+0,33)			0,20 (+0,20)	0 (±0)	0,06 (+0,06)	0,02 (+0,02)	0,04 (+0,04)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten



Abbildung 6.13: Worst-Case-Szenario innerhalb zulässiger Vorspurtoleranzen gemäß Abbildung 6.11. Mittige Nutzlast von 13,3 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration „50 %“

Betrachtet die Ergebnisse in Abbildung 6.12 und Abbildung 6.13 achsweise, so ist zu erkennen, dass der Haupteinfluss von den vergleichsweise großen Vorspurfehlern an der Lenkachse herrührt. Alle weiteren Einflüsse sind in Summe nur etwa genau so groß. Betrachtet man die einzelnen Rollwiderstandseinflüsse, so dominiert die modellierte Schräglaufwinkelabhängigkeit des Reifen-Rollwiderstands. Dies ist bei der Interpretation der berechneten Zunahme des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands, die eine durchaus erhebliche Größenordnung erreicht, zu berücksichtigen. Interessant ist noch, dass es an der Antriebsachse zu einer Rollwiderstandszunahme kommt, obwohl hier keinerlei Fehlstellungen vorhanden sind. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Aufliegeraggregat in der in Abbildung 6.11 dargestellten Konfiguration bei Geradeausfahrt nicht nur eine summarische Seitenkraft generiert, wie im Falle der Fahrsituation gemäß Abbildung 6.2. Vielmehr entsteht auch ein signifikantes Giermoment, das an der Antriebsachse abgestützt werden muss – im untersuchten Fall mit 26,6 t Nutzlast rund 2100 Nm.

7 Einfluss der Betriebsstrategie einer Nachlaufenkachse

Insbesondere beim Befahren enger Radien entstehen innerhalb eines starren Dreiachsaggregats erhebliche seitliche Verspannkräfte, die zu einer Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands aber auch des Reifenverschleißes führen. Durch den Einbau einer oder mehrerer in geeigneter Weise gelenkter Achsen können diese Nachteile vermieden oder zumindest deutlich verringert werden. Im einfachsten Fall wird hierfür eine Nachlaufenkachse eingebracht, die eine seitenkraftinduzierte Lenkbewegung ausführt und damit zu einer Verringerung der entstehenden Seitenkräfte führt, ohne dass zusätzliche Aktuatorik notwendig wird.

In Abschnitt 3.7 wurden erste Untersuchungen mit der im Projektraum modellierten Nachlaufenkachse mit Gewichtsrückstellung über Kurvenscheiben gemäß Patent der Firma BPW Bergische Achsen KG (vgl. Abbildung 2.7) beschrieben. In diesem Kapitel erfolgt eine detaillierte Auseinandersetzung zum Einfluss der Betriebsstrategie einer vorhandenen Nachlaufenkachse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bei Kurvenfahrt. Hierfür wurden mit dem erstellten MKS-Modell des Sattelzuges Kurvenfahrten in der Ebene mit verschiedenen Radien (Autobahn, Landstraße, Kreisverkehr) und angepasster Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. Eine Übersicht der untersuchten Fahrzustände vermittelt Tabelle 7.1.

	R = 15 m	R = 60 m	R = 240 m	R = 960 m
$a_y = 0,51 \text{ m/s}^2$	v = 10 km/h	v = 20 km/h	v = 40 km/h	v = 80 km/h
$a_y = 1,03 \text{ m/s}^2$	v = 14,1 km/h	v = 28,3 km/h	v = 56,6 km/h	v = 113,1 km/h
$a_y = 2,06 \text{ m/s}^2$	v = 20 km/h	v = 40 km/h	v = 80 km/h	nicht untersucht

Tabelle 7.1: Übersicht über die untersuchten Radien und Querschleunigungen sowie die sich daraus ergebenden Fahrgeschwindigkeiten

Alle angegebenen Werte beziehen sich auf den Schwerpunkt der Zugmaschine. Die Kurvenradien und Fahrgeschwindigkeiten wurden so gewählt, dass für alle Radien jeweils Ergebnisse mit identischen Querschleunigungen zur Verfügung stehen. Hierdurch wird eine bestmögliche Vergleichbarkeit erreicht. Dabei werden aus fahrdynamischen Gründen nicht mit allen untersuchten Fahrzeugvarianten alle Fahrzustände mit der höchsten Querschleunigung erreicht. Eine Beschreibung der Fahrzeugvarianten erfolgt im nächsten Abschnitt. Zuvor sei noch erwähnt, dass bei einigen der simulierten Fahrmanöver an manchen Rädern des Aufliegers Schräglaufwinkel bis etwa 10° erreicht werden. Daher war zunächst der Gültigkeitsbereich des Rollwiderstandsmodells auf große Schräglaufwinkel zu erweitern (siehe Anhang D). Der validierte Bereich des Reifenkraftmodells wird bei 10° Schräglaufwinkel ebenfalls verlassen. Für Reifenseiten- und Reifenlängskräfte werden allerdings weiterhin

realistische Werte berechnet, wie den entsprechenden Kennungen in Anhang C zu entnehmen ist. Hinsichtlich der bei großen Schräglaufwinkeln berechneten Rückstellmomente ist dies nicht sichergestellt. Deren Einfluss ist im Rahmen der hier erfolgten Untersuchungen allerdings zu vernachlässigen, sodass die Gültigkeit der berechneten Energiebilanzen ohne weitere Anpassungen des Reifenmodells gegeben ist.

7.1 Untersuchte Varianten

Zur Einordnung der im Zuge der Untersuchungen bestimmten Potenziale zur Verringerung der Rollwiderstandserhöhung bei Kurvenfahrt wurden neben Varianten des 40 t-Sattelzuges mit gelenkter Achse T3 weitere Fahrzeugvarianten untersucht. Als Vergleichsszenario dient hier der Sattelzug mit starrem Aufliegeraggregat, gewissermaßen zur Beschreibung der Ausgangssituation. Daneben werden eine Variante mit Lenkung der Achsen T1 und T3 betrachtet, sowie zwei Varianten, bei denen zur Verringerung von Rollwiderstand und Verschleiß bei Kurvenfahrt gezielt die Achse T3 entlastet wird. Die Varianten werden im Folgenden eingehend beschrieben.

Zunächst wurde eine Variante des 40 t-Sattelzuges betrachtet, die an der Position T3 mit der Nachlauflenkachse mit Gewichtsrückstellung über Kurvenscheiben gemäß Patent der Firma BPW ausgerüstet ist. Am Markt existieren weitere technische Lösungen, bei denen beispielsweise ein Feder-Dämpfer-System eingesetzt wird, um die aus fahrdynamischer Sicht erforderliche Rückstellwirkung bzw. Mittenzentrierung der Nachlauflenkachse zu gewährleisten. Zur Bestimmung des Einflusses der Betriebsstrategie einer vorhandenen Nachlauflenkachse auf den Rollwiderstand hat es sich jedoch als zielführend erwiesen, losgelöst von einer konkreten technischen Lösung die Frage zu beantworten, welche Betriebsstrategie in den betrachteten Fahrzuständen zu einer minimalen Rollwiderstandserhöhung gegenüber der Geradeausfahrt führt, und worauf dies im Einzelnen zurückzuführen ist.

Um dieses Ziel zu erreichen, wurde eine weitere Variante des 40 t-Sattelzuges untersucht, bei die Achse T3 ebenfalls lenkbar ist, das wirksame Lenkmoment jedoch in beliebiger Weise vorgegeben werden kann. Das hierzu erstellte Achsmodell ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Die Achse ist direkt von der Nachlauflenkachse gemäß Patent der Firma BPW abgeleitet und besitzt dieselbe Kinematik. Die Gewichtsrückstellung wurde entfernt und es wurde stattdessen ein Momentensteller eingebracht, der in Abbildung 7.1 durch einen hellblauen Zylinder unterhalb des linken Drehzapfens symbolisiert ist. Die Ansteuerung des Momentenstellers erfolgt im Rahmen der in Abschnitt 2.3 beschriebenen Cosimulation aus Simulink[®] heraus. Damit ist ein beliebiges aktives oder passives Systemverhalten in einfacher Weise realisierbar. Im hier untersuchten Fall erfolgt die Momentenvorgabe in sämtlichen betrachteten Fahrzuständen mittels eines Reglers dergestalt, dass jeweils die geringstmögliche Rollwiderstandserhöhung beobachtet wird. Hierdurch wird erkenn-

bar, wie der rollwiderstandsoptimale Betriebszustand einer gelenkten Achse an der Position T3 vom Fahrzustand abhängt.

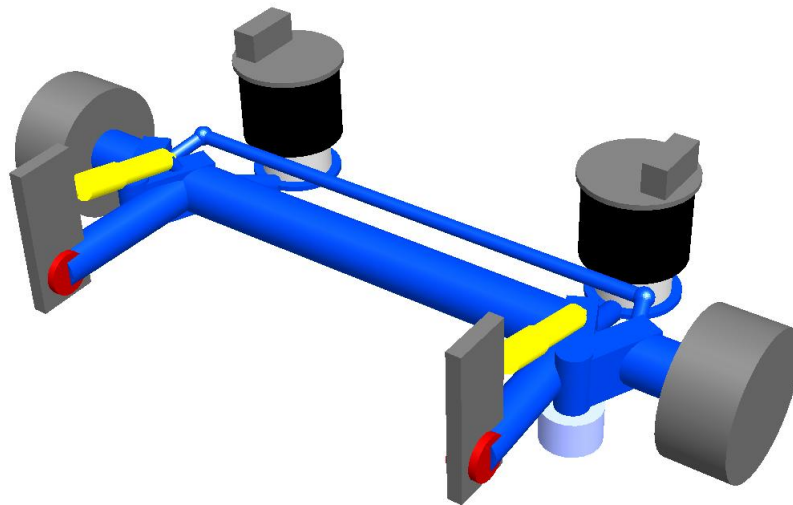


Abbildung 7.1: Lenkbare Aufliegerachse mit Momentensteller unterhalb des linken Drehzapfens

Dieses Szenario zur Ermittlung der theoretischen Potenziale bei geeigneter Lenkung der Achse T3 wird im Folgenden mit „Optimale Zwanglenkung T3“ bezeichnet. Dies ist nicht im Sinne eines mathematisch exakten Optimums zu verstehen. Zum einen wäre hierfür eventuell noch eine Variation der Achskinematik vorzunehmen. Zum anderen ist das Regelgesetz, das bei Lenkung der Achse T3 zu minimalen Rollwiderstandserhöhungen führt, nicht a priori bekannt, weswegen auf einen Design of Experiments (DOE) Ansatz zurückgegriffen wurde. Bei der Diskussion der Ergebnisse der hier beschriebenen Variante bezieht sich der Begriff „Optimum“ daher stets auf den besten im Rahmen der DOE-Analyse erreichten Wert. Dabei wurde sichergestellt, dass das tatsächliche Optimum stets innerhalb des untersuchten Parameterraums zu finden ist. Dies soll anhand von Abbildung 7.2 verdeutlicht werden. Diese zeigt ein Beispiel für eine Ergebnisfläche, wie sie im Rahmen der DOE-Analyse für jeden Fahrzustand gemäß Tabelle 7.1 berechnet wird.

Für den angegebenen Fahrzustand ist in Abbildung 7.2 der Rollwiderstand aller DOE-Varianten bezogen auf das lokale Optimum ($P_{\text{Rowi,min}}$) über zwei Gewichtungsfaktoren für die Schräglaufwinkel der Aufliegerachsen T1 und T2 aufgetragen. Diese Gewichtungsfaktoren stellen die Parameter der DOE-Analyse dar und bestimmen das Verhalten des Lenkreglers für die Achse T3. Das Regelgesetz ist dabei so formuliert, dass an der Achse T3 derjenige Schräglaufwinkel eingeregelt wird, der sich aus der Summe der aktuell gemessenen Schräglaufwinkel an den Achsen T1 und T2 multipliziert mit den jeweiligen Gewichtungsfaktoren ergibt. Der Ergebnisfläche kann diejenige Schräglaufwinkelkonfiguration und damit das Regelziel entnommen werden, das im betrachteten Fahrzustand zu einer minimalen Rollwiderstandserhöhung (verglichen mit der Geradeausfahrt) führt. Zur Verringerung

der zu untersuchenden Fälle wurden durch fahrphysikalische Vorüberlegungen die Wertebereiche und Kombinationsmöglichkeiten der Gewichtungsfaktoren beschränkt.

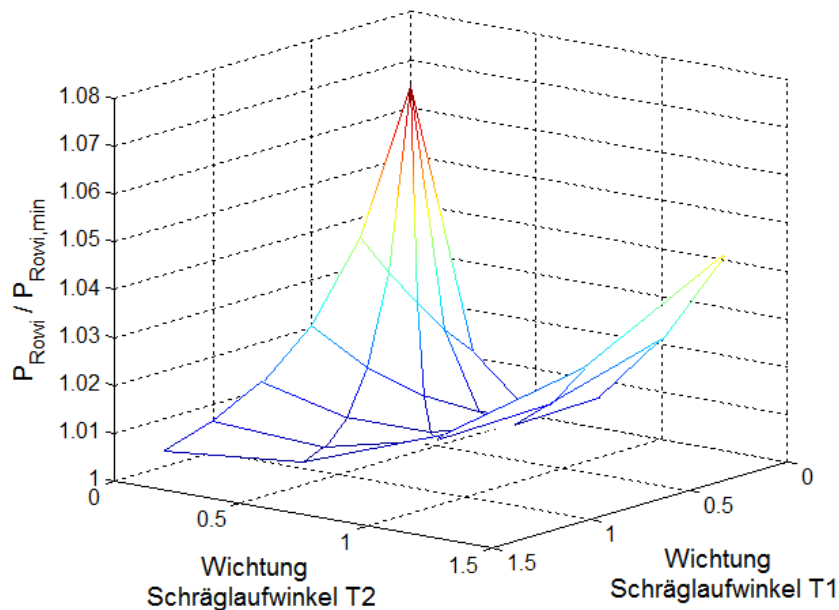


Abbildung 7.2: Beispiel für eine Ergebnisfläche im Rahmen der DOE-Analyse zur Variante „Optimale Zwangslenkung T3“. Befahren einer Kurve mit 60 m Radius und 28,3 km/h Fahrgeschwindigkeit

Wie eingangs erwähnt wurden als Vergleichsszenarien zu den Varianten des 40 t-Sattelzuges mit gelenkter Achse T3 weitere Fahrzeugvarianten untersucht. Neben einer Variante des Sattelzuges mit starrem Aufliegeraggregat, die der Referenzkonfiguration „100 %“ entspricht und somit keiner weiteren Erklärung bedarf, wurde eine Variante untersucht, bei der im Aufliegeraggregat sowohl die Achse T1 als auch die Achse T3 gelenkt sind. Hierbei wird erneut das Ziel verfolgt, in jeder der untersuchten Fahrsituationen den Lenkeinschlag so zu wählen, dass bei stationärer Kurvenfahrt eine minimale Rollwiderstandserhöhung entsteht. Die entsprechende Variante wird im Folgenden mit „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“ bezeichnet.

Im Gegensatz zur Variante „Optimale Zwangslenkung T3“ kann für die Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“ von vornherein ein einfaches Regelgesetz angegeben werden. Da sowohl der Kurvenwiderstand als auch die Erhöhung des Reifenrollwiderstands über dem Schräglaufwinkel progressiv zunehmen, muss das Ziel darin bestehen, an allen drei Aufliegerachsen gleich große Schräglaufwinkel einzustellen. Dies gilt dann exakt, wenn die Aufliegerreifen einer Fahrzeugseite bei gleichen Radlasten betrieben werden und dieselbe Reifenkennung besitzen. Ansonsten gilt dieses Regelziel zumindest in guter Näherung. Wie bei der Variante „Optimale Zwangslenkung T3“ wird die der Einfluss der Lenkungs kinematik der gelenkten Achsen nicht weiter untersucht. Es wird lediglich an der Achse T1 statt

einer Auslegung in Richtung „Anti-Ackermann“, wie bei der Achse T3, eine Auslegung in Richtung „Ackermann“ vorgesehen, siehe Abbildung 7.3.

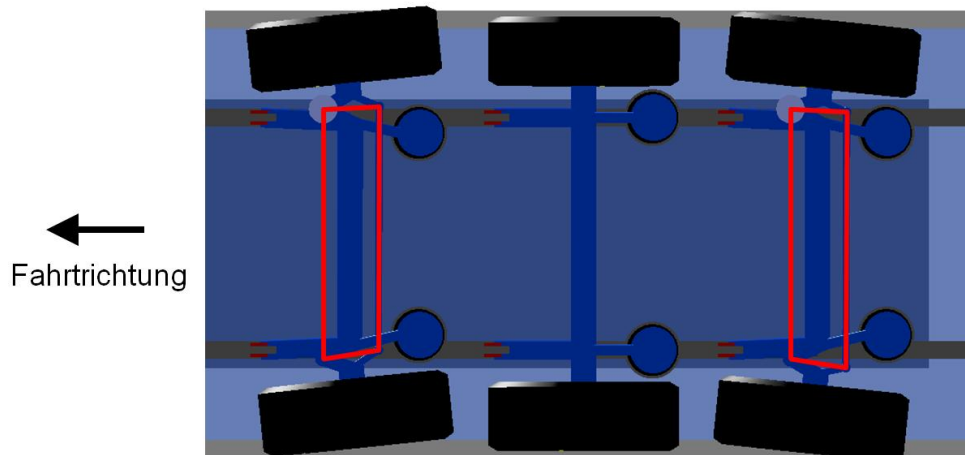


Abbildung 7.3: Lenkungs kinematik der Achsen T1 und T3 bei der Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“

Konkret wurde ein Regler entworfen, der an den Achsen T1 und T3 stets den an der Achse T2 gemessenen Schräglaufwinkel einstellt. Der Schräglaufwinkelbetrag stellt sich dann bei stationärer Kurvenfahrt entsprechend der in Summe erforderlichen Seitenführungskraft ein. Diese Regelstrategie kann auch so interpretiert werden, dass Schräglaufwinkel zugelassen werden, die der Seitenführung dienen, und solche vermieden werden, die durch die vorhandenen Achsabstände und die Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs um die Hochachse induziert würden. Die hierfür erforderlichen Lenkmomente lassen sich in erster Näherung aus der jeweiligen Achslast multipliziert mit der Querbeschleunigung am Aufliegeraggregat und dem wirksamen Hebelarm zwischen Drehzapfen und Kraftangriffspunkt der Seitenkraft am Reifen berechnen. In der Implementierung des Reglers werden diese Werte zur Vorsteuerung der Lenkmomente benutzt. Da im Projektrahmen nur stationäre Fahrzustände betrachtet werden, wurde beim Entwurf des Reglers für die Achsen T1 und T3 nur auf Stabilität im regelungstechnischen Sinne geachtet. Eine weitergehende Betrachtung des dynamischen Fahrzeugverhaltens erfolgte nicht.

Als weitere Varianten des 40 t-Sattelzuges für den Vergleich mit den Fällen mit gelenkter Achse T3 wurden zwei Fahrzeugkonfigurationen mit starrem Aufliegeraggregat untersucht, bei denen bei Kurvenfahrt eine Achslastumverteilung zur gezielten Entlastung der Achse T3 vorgenommen wird. Systeme, die dies durch geeignete Ansteuerung der Luftfedern realisieren, sind am Markt verfügbar, [7], [8]. Die Grundidee dahinter ist die Verringerung der in engen Kurven an der Achse T3 entstehenden Seitenkräfte und damit der Verspannungen innerhalb des Aggregats. Dabei kann in Kauf genommen werden, dass aufgrund der Achslastumverteilung die gesetzlichen Achslastgrenzen sowie die Reifentragfähigkeit kurzzeitig überschritten werden. Systeme dieser Art sind lediglich für das Befahren geringer Kurvenradien bei

entsprechend geringen Fahrgeschwindigkeiten gedacht. Da aus akademischer Sicht jedoch interessant, wurden auch hier höhere Geschwindigkeiten untersucht.

Untersucht wurden Konfigurationen mit einer mittig positionierten Nutzlast von 26,6 t. Bei der ersten der beiden Varianten mit gezielter Entlastung der Achse T3 wurde für die Achsen T1 und T2 eine maximale Achslast von jeweils 10 t vorgesehen. Mit dieser Begrenzung und den Vorgaben zu Nutzlast und Nutzlastposition kann die Achslast von T3 auf bis zu 4,3 t herabgesetzt werden. Die Variante wird daher mit „Entlastung T3 10/10/4,3 t“ bezeichnet. Bei der zweiten Variante wurde von einer maximalen Entlastung der Achse T3 ausgegangen. Die minimale Achslast von T3 ergibt sich zunächst aus dem Eigengewicht von Achse und Reifen sowie aus Luftfederkräften, die aufgrund eines aus technischen Gründen vorzusehenden Restdruckes existieren. Mit dem im Rahmen der Untersuchungen angenommenen Restdruck von 0,3 bar und den weiteren Fahrzeugparametern ergäbe sich hiermit eine minimale Achslast von 1,13 t. Tatsächlich ergibt sich bei stationärer Geradeausfahrt an der Achse T3 eine minimale Achslast von 1,49 t. Dies ist auf ein starkes Einfedern der Achse T3 gegenüber der Konstruktionslage zurückzuführen, siehe Abbildung 7.4. Die Federwirkung der Gummilager in der Achsaufhängung verursacht dabei die beschriebene Achslastdifferenz.

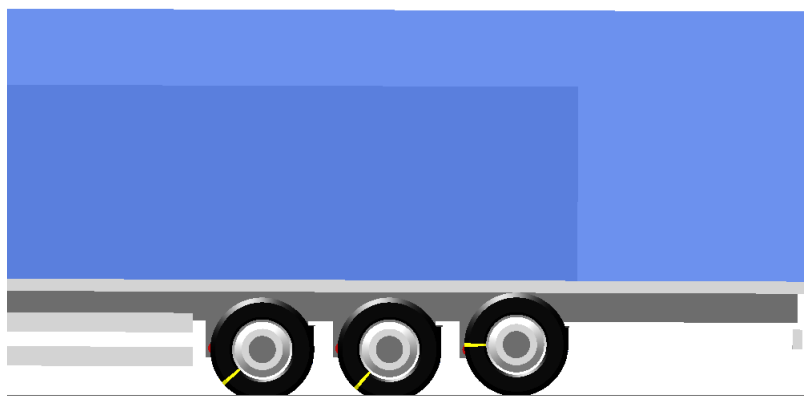


Abbildung 7.4: Einfederzustand der Aufliegerreifen und -achsen bei der Variante „Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t“ bei Geradeausfahrt

Mit der Achslast von rund 1,5 t an T3 stellen sich an den Achsen T1 und T2 bei Geradeausfahrt Achslasten von je 11,8 t ein. Die Variante wird daher im Folgenden mit „Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t“ bezeichnet. Bei Kurvenfahrt mit $0,51 \text{ m/s}^2$ Querbesehleunigung verändern sich die Achslasten nur um wenige Newton. Dies gilt auch für kleine Radien, wo die Achsen durch seitliche Verspannkräfte z. T. deutlich verkippen. Die simulierten Kurvenfahrten mit $2,06 \text{ m/s}^2$ Querbesehleunigung waren nicht auszuwerten, da hier ein Abheben des kurveninneren Rades der Achse T3 zu einer fehlerhaften energetischen Bilanzierung führt. Schritte zur Lösung dieses Problems wurden nicht unternommen, da ein Abheben und Wiederaufsetzen des Rades im Fahrbetrieb als in jedem Fall zu vermeiden angesehen wird.

7.2 Diskussion der Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden zunächst zwei ausgewählte Simulationsergebnisse der Untersuchungen zum Einfluss der Betriebsstrategie einer Nachlaufenkachse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand diskutiert. Anschließend werden, der Übersichtlichkeit halber, nur noch die relativen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstände aller Varianten in den verschiedenen Fahrsituationen betrachtet. Die weiteren zugrunde liegenden Simulationsergebnisse sind in Anhang G wiedergegeben.

P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3		
P_{Luftwiderstand}	0,07								
P_{Rowi, Radlast}	0,09	1,35 (+0,17)	173,15 (+79,02)	0,17 (+0,16)	0,52 (+0,17)	0,22 (-0,05)	0,22 (-0,05)	0,22 (-0,05)	
P_{Rowi, Schrägl.}	5,38	84,23 (+84,23)		5,58 (+5,58)	16,67 (+16,67)	30,83 (+30,82)	0,38 (+0,38)	30,78 (+30,78)	
P_{Rowi, Sturz}	0,06	0,89 (+0,88)	492,05 (+392,05)	0,12 (+0,11)	0,46 (+0,45)	0,10 (+0,10)	0,02 (+0,02)	0,19 (+0,19)	
P_{Rowi, Basis}	5,53	86,69 (-6,27)		16,86 (-0,28)	32,86 (+0,76)	12,16 (-2,40)	12,30 (-2,27)	12,50 (-2,08)	
P_{Radlager/Bremse}	0,39	6,07 (+0,32)		1,12 (+0,08)	1,80 (+0,03)	1,16 (+0,18)	0,84 (-0,14)	1,15 (+0,17)	
P_{Antriebsschlupf}	0,75	11,81 (+11,70)	318,90 (+313,04)	0 (±0)	11,81 (+11,70)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P_{Kurve/Vorspur}	19,22	301,02 (+301,02)		4,91 (+4,91)	12,72 (+12,72)	145,79 (+145,79)	-0,02 (-0,02)	137,61 (+137,61)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 7.5: Variante „Starres Aggregat“, 15 m-Kreis, 0,51 m/s² Querschleunigung (10 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

In Abbildung 7.5 ist das Ergebnis einer simulierten Kurvenfahrt in der Ebene mit der Fahrzeugvariante mit starrem Aufliegeraggregat dargestellt. Der Kurvenradius beträgt 15 m, die Querschleunigung 0,51 m/s², was einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h entspricht. Wie bereits erwähnt entspricht die Variante „Starres Aggregat“ von der Fahrzeugkonfiguration her der Referenzkonfiguration „100 %“. Somit ist in den Ergebnissen gemäß Abbildung 7.5 lediglich der Einfluss der Kurvenfahrt enthalten. Erwartungsgemäß ergeben sich aufgrund des geringen Kurvenradius im Aufliegeraggregat sehr große Verspannungen. Die Seitenkräfte an den Achsen T1 und T3 wirken dabei einander entgegen. Die Achse T2 bildet gewissermaßen das Drehzentrum und trägt dadurch kaum zu der beobachteten Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um 392,1 % bei.

Interessant ist, dass die Rollwiderstandserhöhung aufgrund des Kurvenwiderstands den eindeutig dominierenden Effekt darstellt. Die Bedeutung der Erhöhung des Reifenrollwiderstands aufgrund des Schräglaufwinkels ist im vorliegenden Fall erheblich geringer. Die Reifen der Achsen T1 und T3 befinden sich diesbezüglich bereits deutlich in der Sättigung. Einer Erklärung bedarf die beobachtete Abnahme der Basisrollwiderstandsleistung an den Achsen T1 bis T3. Dies liegt einzig daran, dass mit dem Aufliegeraggregat ein kleinerer Kreis befahren wird als mit der Zugmaschine, wodurch sich an den Aufliegerreifen eine geringere Geschwindigkeit ergibt. Die Rollwiderstandskräfte verringern sich nicht. Generell ist bei einer Bewertung der Ergebnisse zu berücksichtigen, dass sich bei geringen Fahrgeschwindigkeiten absolut gesehen nur relativ geringere Rollwiderstandsleistungen ergeben.

P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]								
	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3		
P_{Luftwiderstand}	0,07								
P_{Rowi, Radlast}	0,07	1,06 (-0,12)	99,17 (+5,04)	121,17 (+21,17)	0,14 (+0,13)	0,30 (-0,05)	0,20 (-0,07)	0,20 (-0,07)	0,21 (-0,06)
P_{Rowi, Schrägl.}	0,70	10,93 (+10,92)			3,43 (+3,43)	3,03 (+3,03)	1,77 (+1,77)	1,32 (+1,32)	1,36 (+1,36)
P_{Rowi, Sturz}	0,04	0,56 (+0,56)			0,14 (+0,13)	0,18 (+0,18)	0,06 (+0,06)	0,08 (+0,08)	0,11 (+0,11)
P_{Rowi, Basis}	5,53	86,62 (-6,33)			17,48 (+0,34)	31,75 (-0,34)	12,51 (-2,06)	12,41 (-2,16)	12,47 (-2,11)
P_{Radlager/Bremse}	0,35	5,53 (-0,22)			1,10 (+0,06)	1,85 (+0,08)	0,87 (-0,11)	0,86 (-0,12)	0,86 (-0,12)
P_{Antriebsschlupf}	0,50	7,81 (+7,69)			0 (±0)	7,81 (+7,69)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0,55	8,66 (+8,66)			2,56 (+2,56)	1,28 (+1,28)	1,98 (+1,98)	1,21 (+1,21)	1,62 (+1,62)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung 7.6: Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“, 15 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbesehleunigung (10 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

Für dieselbe Kurvenfahrt wie oben zeigt Abbildung 7.6 die Ergebnisse für die Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“. Die Zunahme des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands gegenüber der Referenzkonfiguration beträgt hier nur 21,2 %. Dies entspricht fast genau dem Wert, der sich auch beim Befahren größerer Kurvenradien mit derselben Querbesehleunigung ergibt (vgl. Abbildungen G.6, G.12 und G.18 im Anhang G sowie Tabelle 7.2). Dies zeigt, dass die gewählte Regelstrategie zur Vermeidung „kontraproduktiver“ kinematisch induzierter Schräglaufwinkel erfolgreich ist. Die Ergebnisse zeigen das maximale Potenzial auf, das durch den Einsatz

gelenkter Achsen im Aufliegeraggregat erreicht werden kann. Die Praxisrelevanz ist allerdings als eher gering einzustufen, da ein entsprechendes Lenksystem im Vergleich zu einer Nachlaufenkachse einen sehr viel höheren Aufwand bedeuten würde.

Eine Zusammenfassung der Hauptergebnisse aller in diesem Kapitel untersuchter Fahrzeugvarianten für eine Querschleunigung von $0,51 \text{ m/s}^2$ ist in Tabelle 7.2 dargestellt. In Abhängigkeit der Variante und des gefahrenen Kurvenradius ist jeweils die relative Verlustleistung aufgrund des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands in Prozent aufgetragen. Bezugsgröße ist wieder die entsprechende Verlustleistung der Referenzkonfiguration „100 %“, und zwar bei Geradeausfahrt in der Ebene mit entsprechender Fahrgeschwindigkeit. Beispielsweise bedeutet die aus Abbildung 7.5 ersichtliche Erhöhung der Rollwiderstandsleistung der Variante „Starrs Aggregat“ im 15 m-Kreis bei 10 km/h um 392,1 % eine Rollwiderstandsleistung, die 492,1 % dessen beträgt, was mit der Referenzkonfiguration „100 %“ bei Geradeausfahrt mit 10 km/h erreicht wird.

	15 m-Kreis (10 km/h)	60 m-Kreis (20 km/h)	240 m-Kreis (40 km/h)	960 m-Kreis (80 km/h)
Starrs Aggregat	492,1	157,6	123,7	121,4
Opt. Zwangslenkung T1 und T3	121,2	121,4	121,3	121,1
Opt. Zwangslenkung T3 (DOE-Optimum)	244,3	129,6	121,8	121,2
T3 Patent BPW	249,6	132,0	122,6	121,4*
Entlastung T3 10/10/4,3 t	431,6	150,8	122,7	120,8
Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t	351,1	141,1	122,7	121,4

* Aufgrund der Mittenzentrierung kein Lenkeinschlag

Tabelle 7.2: Relative Verlustleistung aufgrund des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bezogen auf die Referenzkonfiguration „100 %“ bei entsprechender Fahrgeschwindigkeit [%]. Querschleunigung von $0,51 \text{ m/s}^2$, mittige Nutzlast von 26,6 t

Betrachtet man in Tabelle 7.2 die erste Zeile, so zeigt sich nochmals sehr deutlich, dass sich bei starrem Aggregat mit abnehmendem Kurvenradius aufgrund der kinematisch induzierten Schräglaufwinkel eine erhebliche Rollwiderstandserhöhung ergibt. Bei einer zeilenweisen Betrachtung ist in Erinnerung zu behalten, dass über die Spalten hinweg zwar die Querschleunigung konstant gehalten wird, nicht jedoch die Fahrgeschwindigkeit. Eine uneingeschränkte Vergleichbarkeit der Ergeb-

nisse zweier benachbarter Spalten ist daher nicht gegeben. Innerhalb einer Spalte ist dies der Fall. Hier ist allenfalls in Betracht zu ziehen, dass sich für die verschiedenen Fahrzeugvarianten leicht unterschiedliche Schleppkurven ergeben können und damit leicht unterschiedliche Geschwindigkeiten am Aufliegeraggregat.

Bei einer spaltenweisen Betrachtung von Tabelle 7.2 von rechts nach links zeigt sich, dass sich bei 960 m Radius (enger Autobahnradius) nur sehr geringe Unterschiede zwischen den untersuchten Varianten zeigen. Dabei sei nochmals darauf hingewiesen, dass Systeme zur gezielten Entlastung der Achse T3 im realen Betrieb bei größeren Geschwindigkeiten und Radien nicht zum Einsatz kommen. Bei 240 m Radius (Landstraße) zeigen sich noch immer recht geringe Unterschiede. Allerdings weisen gegenüber dem „Starren Aggregat“ bereits hier alle anderen Varianten einen gewissen Vorteil auf. Bei 60 m Radius und besonders bei 15 m ergibt sich eine eindeutige Tendenz hinsichtlich der bei den einzelnen Varianten beobachteten Rollwiderstandszunahme. Während die Variante „Starres Aggregat“ den ungünstigsten Fall darstellt, ist der bestmögliche Fall, wie bereits dargelegt, durch die Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“ gegeben. Alle anderen Varianten ordnen sich dazwischen ein.

Interessant ist, dass mit der Nachlaufenkachse gemäß Patent der Fa. BPW Werte jeweils erreicht werden, die recht dicht an denen der Variante „Optimale Zwangslenkung T3“ liegen, also an dem, was mit einem Dreiachsaggregat mit Nachlaufenkachse an Position T3 bestenfalls erreichbar ist. Eine gezielte Entlastung der Achse T3 von ursprünglich 7,77 t (vgl. Tabelle 4.1) auf 4,3 t bringt eine vergleichsweise geringe Verbesserung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands mit sich. Deutlich vorteilhafter wirkt sich eine maximale Entlastung von T3 aus. Allerdings bietet eine Nachlaufenkachse bei geeigneter Lenkcharakteristik ein noch größeres Potenzial.

Für die Variante „Starres Aggregat“ und alle Varianten mit gelenkten Aufliegerachsen sind in Tabelle 7.3 Ergebnisse für eine Nutzlast von 13,3 t und eine Querschleunigung von $0,51 \text{ m/s}^2$ dargestellt. Ein Vergleich mit Tabelle 7.2 zeigt, dass die Verringerung der Nutzlast keine nennenswerten Veränderungen hinsichtlich der Wirkung gelenkter Achsen im Aggregat mit sich bringt. Entsprechend wurde hier darauf verzichtet, detaillierte Simulationsergebnisse in den Anhang aufzunehmen. Eine Untersuchung der Varianten mit Entlastung der dritten Aufliegerachse ist bei einer Nutzlast von 13,3 t nur bedingt sinnvoll. Hier wären Untersuchungen hinsichtlich einer Entlastung mehrerer Achsen bzw. zu Aggregaten mit Lift- und Nachlaufenkachse durchzuführen. Dies ist im Projektrahmen nicht erfolgt.

In Tabelle 7.4 sind schließlich Ergebnisse für eine Querschleunigung von $2,06 \text{ m/s}^2$ und eine Nutzlast von 26,6 t aufgetragen. Wie bereits erwähnt wurde der 960 m-Kreis hier nicht gefahren, die Ergebnisse für die Variante „Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t“ waren bei dieser Querschleunigung nicht auswertbar.

	15 m-Kreis (10 km/h)	60 m-Kreis (20 km/h)	240 m-Kreis (40 km/h)	960 m-Kreis (80 km/h)
Starres Aggregat	445,4	152,2	120,8	118,6
Opt. Zwangslenkung T1 und T3	118,8	118,7	118,5	118,4
Opt. Zwangslenkung T3 (DOE-Optimum)	231,3	126,5	119,1	118,5
T3 Patent BPW	236,4	129,0	120,0	118,6*
Entlastung T3 10/10/4,3 t	×	×	×	×
Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t	×	×	×	×

* Aufgrund der Mittenzentrierung kein Lenkeinschlag

Tabelle 7.3: Relative Verlustleistung aufgrund des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bezogen auf die Referenzkonfiguration „50 %“ bei entsprechender Fahrgeschwindigkeit [%]. Querbefleunigung von 0,51 m/s², mittige Nutzlast von 13,3 t

	15 m-Kreis (20 km/h)	60 m-Kreis (40 km/h)	240 m-Kreis (80 km/h)	960 m-Kreis (160 km/h)
Starres Aggregat	671,0	357,6	332,2	×
Opt. Zwangslenkung T1 und T3	298,2	330,6	329,6	×
Opt. Zwangslenkung T3 (DOE-Optimum)	400,8	337,5	330,2	×
T3 Patent BPW	405,0	366,2	360,6	×
Entlastung T3 10/10/4,3 t	595,8	353,9	332,9	×
Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t	×	×	×	×

Tabelle 7.4: Relative Verlustleistung aufgrund des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands bezogen auf die Referenzkonfiguration „100 %“ bei entsprechender Fahrgeschwindigkeit [%]. Querbefleunigung von 2,06 m/s², mittige Nutzlast von 26,6 t

Vergleicht man die Ergebnisse in Tabelle 7.4 mit den Ergebnissen für 26,6 t Nutzlast und 0,51 m/s² Querbefleunigung (Tabelle 7.2), so fällt zunächst auf, dass sich die Rollwiderstandsleistung relativ zur Referenzkonfiguration in allen Fällen deutlich

erhöht. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass sich nun bereits für die erforderlichen Seitenführungskräfte erheblich größere Schräglaufwinkel einstellen. Die prinzipiellen Einflüsse der verschiedenen Fahrzeugvarianten auf die Rollwiderstandserhöhung bei Kurvenfahrt bleiben erhalten. Bei der Variante „T3 Patent BPW“ stellen sich bei 240 m und 60 m Radius allerdings, anders als bei 0,51 m/s² Querbewegung, Rollwiderstandsleistungen ein, die etwas höher sind als bei den anderen Varianten. Ursache hierfür ist, dass in den entsprechenden Betriebszuständen die Nachlaufachse etwas zu geringe Rückstellmomente generiert als es im Sinne eines optimalen Lenkeinschlags und damit optimaler Schräglaufwinkel am Aggregat notwendig wäre. Die Achse T3 trägt in den entsprechenden Betriebszuständen etwas zu wenig zur Seitenführung bei.

Letzteres soll auch nochmals im Zuge der nachfolgenden Ausführungen verdeutlicht werden. Hier werden zur letztlichen Beantwortung der Frage nach der optimalen Betriebsstrategie für eine Nachlaufachse die Schräglaufwinkel diskutiert, die sich bei den untersuchten Varianten mit gelenkten Aufliegerachsen einstellen. Einführend sollen hierzu in Abbildung 7.7 diejenigen Schräglaufwinkel betrachtet werden, die sich bei der rollwiderstandsgünstigsten Variante „Optimale Zwanglenkung T1 und T3“ ergeben.

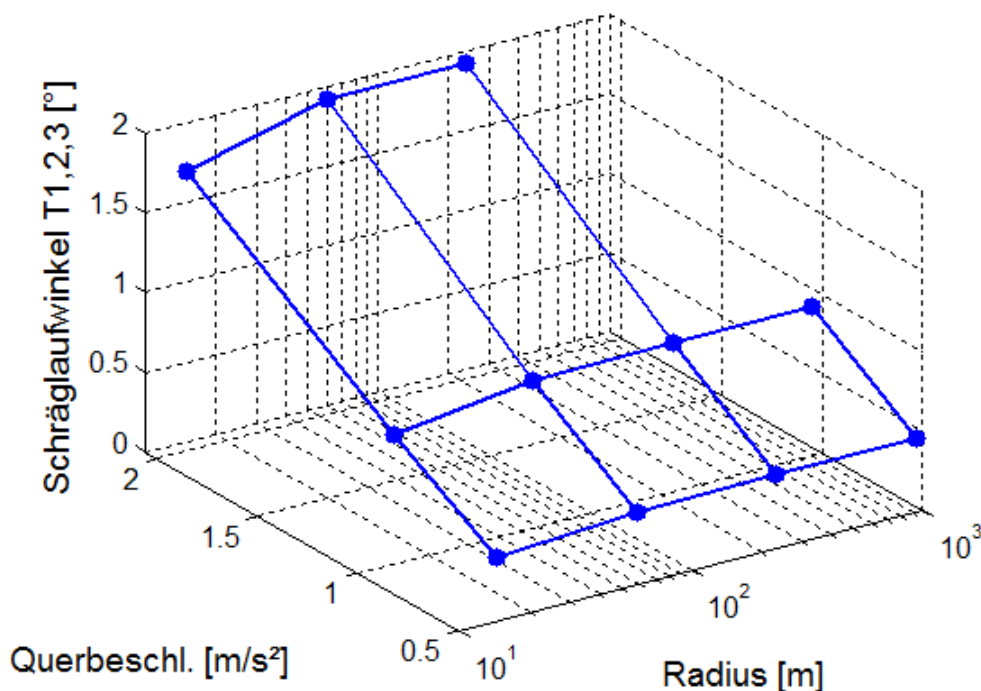


Abbildung 7.7: Schräglaufwinkel der Achsen T1, T2 und T3 bei der Variante „Optimale Zwanglenkung T1 und T3“, aufgetragen über Kurvenradius und Quereschleunigung. Mittige Nutzlast von 26,6 t

Die Darstellung der Schräglaufwinkel der Achsen T1, T2 und T3 erfolgt in Abbildung 7.7 über dem Kurvenradius und der gefahrenen Quereschleunigung. Es entsteht

eine Ergebnisfläche entsprechend der in Tabelle 7.1 definierten Fahrzustände. Wie bereits erwähnt sind bei der Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“ aufgrund des gewählten Regelgesetzes die Schräglaufwinkel aller drei Aufliegerachsen gleich groß. Über der Quereschleunigung steigen die Schräglaufwinkel bei allen Radien entsprechend der erforderlichen Seitenführungskraft und dem Reifenverhalten näherungsweise linear an. Zu kleinen Kurvenradien hin knickt die Ergebnisfläche etwas nach unten ab. Dies liegt daran, dass in Abbildung 7.7 und den weiteren Abbildungen in diesem Abschnitt die Schräglaufwinkel über der Quereschleunigung im Schwerpunkt der Zugmaschine aufgetragen sind. Die Quereschleunigung am Aufliegeraggregat ist aufgrund der sich einstellenden Schleppkurve teils merklich geringer. Würde die Auftragung hierüber erfolgen, so würde sich eine ebene Fläche ergeben, mit Schräglaufwinkeln, die vom Kurvenradius jeweils unabhängig sind.

In Abbildung 7.8 bis Abbildung 7.10 sind nacheinander die Schräglaufwinkel der Achsen T1, T2 und T3 abgebildet, die sich bei den Varianten „Optimale Zwangslenkung T3“ und „T3 Patent BPW“ einstellen. Die Schräglaufwinkel der Achsen T1 und T2 sind lediglich der Vollständigkeit halber dargestellt. Diskutiert werden sollen die Schräglaufwinkel der Achse T3.

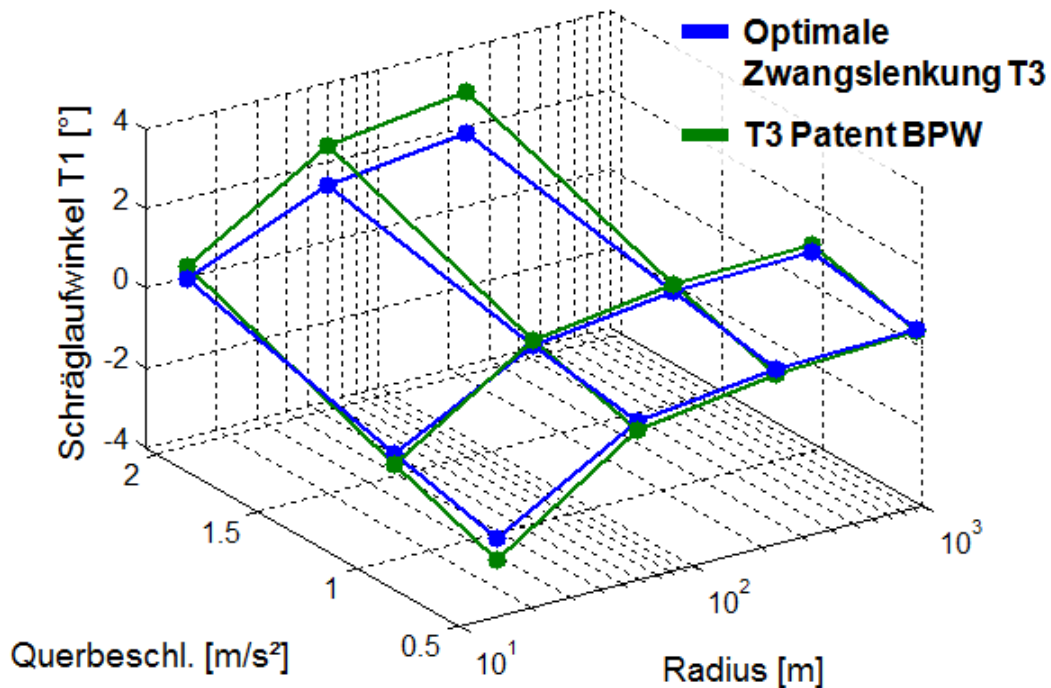


Abbildung 7.8: Schräglaufwinkel der Achse T1 bei den Varianten „Optimale Zwangslenkung T3“ und „T3 Patent BPW“, aufgetragen über Kurvenradius und Quereschleunigung. Mittige Nutzlast von 26,6 t

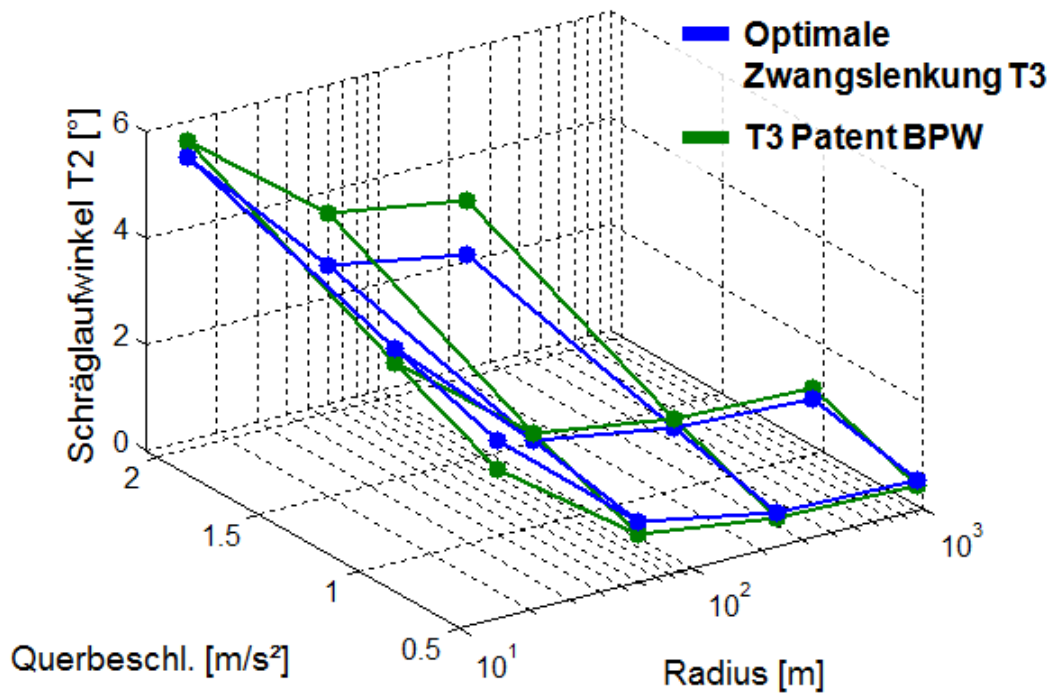


Abbildung 7.9: Schräglaufwinkel der Achse T2 bei den Varianten „Optimale Zwangslenkung T3“ und „T3 Patent BPW“, aufgetragen über Radius und Querbeschleunigung. Mittige Nutzlast von 26,6 t

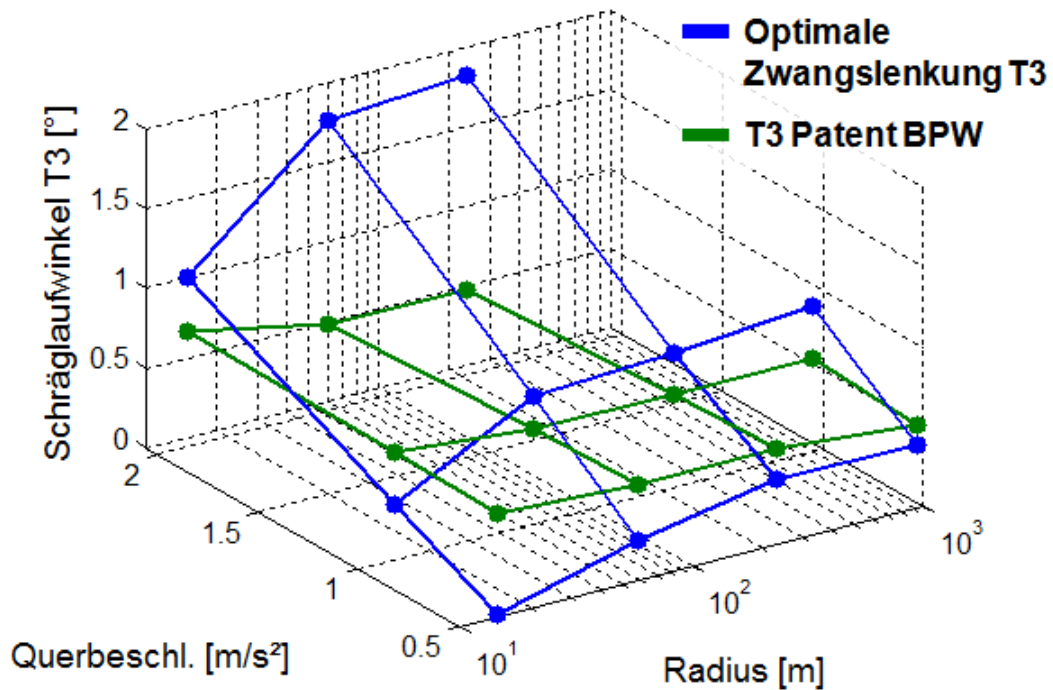


Abbildung 7.10: Schräglaufwinkel der Achse T3 bei den Varianten „Optimale Zwangslenkung T3“ und „T3 Patent BPW“, aufgetragen über Kurvenradius und Querbeschleunigung. Mittige Nutzlast von 26,6 t

Anhand der Schräglaufwinkel der Achse T3 bei der Variante „Optimale Zwangslenkung T3“ in Abbildung 7.10 lässt sich erklären, welche Betriebsstrategie für eine Nachlaufenkachse an der Position T3 zur geringsten Rollwiderstandserhöhung bei Kurvenfahrt führt. Bei großen Kurvenradien spielen kinematisch induzierte Schräglaufwinkel eine geringe Rolle. Es ist jeweils ein Betriebspunkt anzustreben, bei dem die Nachlaufenkachse an T3 gerade „ihren“ Teil der Seitenführung übernimmt, entsprechend der in Abbildung 7.7 dargestellten Verhältnisse bei der Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“. Abweichungen im Schräglaufwinkel zwischen Abbildung 7.7 und Abbildung 7.10 auch bei großen Radien sind durch zwei Einflüsse zu erklären. Einerseits spielt die Lenkbarkeit der Achse T1 doch eine gewisse Rolle, andererseits trifft die für die Variante „Optimale Zwangslenkung T3“ durchgeführte DOE-Analyse nicht in jedem Fall den tatsächlich optimalen Betriebspunkt.

Zu kleinen Kurvenradien hin nimmt die Bedeutung der Schräglaufwinkel, die auf Achsabstände und Drehbewegung des Aufliegers um die Hochachse zurückzuführen sind, immer weiter zu. Die Ergebnisfläche in Abbildung 7.7 knickt wesentlich deutlicher nach unten ab, als es durch den Querbeschleunigungsunterschied zwischen Schwerpunkt Zugmaschine und Mittelpunkt Achsaggregat zu erklären ist. Zum Verständnis wird am besten den Betriebspunkt bei den geringsten Werten für Kurvenradius (15 m) und Querbeschleunigung ($0,51 \text{ m/s}^2$) betrachtet. Hier ist der optimale Schräglaufwinkel von T3 nahezu null. Anschaulich bedeutet dies, dass eine Nachlaufenkachse an Position T3 hier idealerweise nahezu frei mitlenkt, also kein nennenswertes Rückstellmoment generiert. Eine seitliche Verspannung von Achsen gegeneinander wird hierdurch auf die Achsen T1 und T2 beschränkt. Bei steigender Querbeschleunigung trägt die Nachlaufenkachse vorteilhafterweise wieder zunehmend zur Seitenführung bei.

Die optimale Betriebsstrategie für eine Nachlaufenkachse an Position T3 ist damit verstanden. Interessant ist ein Vergleich mit den Betriebspunkten, die sich bei der Variante „T3 Patent BPW“ ergeben. Wie in Abschnitt 2.1 bereits beschrieben, generiert die Nachlaufenkachse gemäß Patent der Firma BPW ein deutliches Zentriermoment, welches für eine Auslenkung aus der Mittellage überwunden werden muss. Mit zunehmendem Lenkeinschlag erhöht sich dieses Rückstellmoment dann nur noch in relativ geringem Maße. Hierdurch ergeben sich für alle Kurvenradien und Querbeschleunigungen Schräglaufwinkel ähnlicher Größenordnung, siehe Abbildung 7.10. Das Niveau wird dabei durch die Höhe des Zentriermoments bestimmt. Im vorliegenden Fall ist das Schräglaufwinkelniveau so gewählt, dass bei kleinen Radien sowie bei geringen Querbeschleunigungen die optimalen Betriebspunkte gut angenähert werden. Die Größenordnung dabei nicht genutzter Potenziale ist Tabelle 7.2 bis Tabelle 7.4 zu entnehmen. Bei großen Radien und gleichzeitig großen Querbeschleunigungen liegen deutlichere Abweichungen von den optimalen Schräglaufwinkeln vor. Dies erklärt den im Zuge der Diskussion von Tabelle 7.4 angesprochenen geringen Nachteile der Variante „T3 Patent BPW“ in den entsprechenden Betriebspunkten gegenüber den anderen Varianten.

8 Einfluss der Achslastverteilung

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Variation der Achslastverteilung auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand untersucht. Wie in Kapitel 3 bereits deutlich wurde, hat eine Veränderung der Achslastverteilung, etwa durch Versetzen der Nutzlast in Längsrichtung oder durch Anheben einer vorhandenen Liftachse, erheblichen Einfluss auf den Rollwiderstand des Zuges. Um sich den hiermit verbundenen Fragestellungen systematisch zu nähern, werden im ersten Abschnitt die grundsätzlichen Einflüsse auf den Rollwiderstand beschrieben, die mit einer Änderung der Achslastverteilung verbunden sind. Hierauf basierend werden die Parameter beschrieben, die im Zuge der Untersuchungen variiert wurden. Die Beschreibung der jeweiligen Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand sowie eine zusammenfassende Aussage zu den Potenzialen erfolgt in den weiteren Abschnitten.

Anders als bei den Schwerpunktthemen, die in den vorangegangenen Kapiteln diskutiert wurden, ist bei den Untersuchungen zum Einfluss der Achslastverteilung eine vollständige Abdeckung des zu untersuchenden Parameterraums durch numerische Simulationen äußerst wünschenswert, wenn nicht unumgänglich. Hierfür existieren drei Gründe:

1. Die Zahl der in Wechselwirkung stehenden Parameter ist so groß und die existierenden Randbedingungen, wie etwa gesetzliche Achslastgrenzen, sind so vielfältig und zudem kontextabhängig, dass eine Verkleinerung des zu untersuchenden Parameterraums durch a priori Wissen oder geeignete Voruntersuchungen kaum gelingt.
2. Insbesondere die vielfältigen und kontextabhängigen Randbedingungen erschweren den Einsatz numerischer Optimierungsverfahren. Auch bei Einsatz moderner Verfahren, etwa basierend auf genetischen Algorithmen, ist eine verlässliche Bestimmung des globalen Optimums nicht ohne weiteres zu gewährleisten. Bei vollständiger Abdeckung des Parameterraums ist dies gegeben, wenngleich zu Lasten des Rechenaufwands.
3. Eine vollständige Abdeckung des zu untersuchenden Parameterraums ermöglicht eine Visualisierung des Verlaufs der Zielgröße „Rollwiderstand“ über den einzelnen Untersuchungsparametern. Dies unterstützt die Bemühungen in Richtung des Ziels, nicht nur das Rollwiderstandsoptimum zu bestimmen, sondern auch die zugrunde liegenden Wirkmechanismen im Detail zu verstehen.

Aus den genannten Gründen wurde entschieden, den Einfluss aller Untersuchungsparameter vollständig durch Simulationsrechnungen zu erfassen. Hierzu sind alle zu untersuchenden Parameter mit geeigneter Auflösung zu diskretisieren und es ist zu jeder denkbaren Parameterkombination innerhalb der Randbedingungen eine Simulation durchzuführen. Das vorhandene MKS-Modell des 40 t-Sattelzuges kommt hierfür nicht in Frage, da der Rechenzeitbedarf um mehrere Zehnerpotenzen zu hoch

wäre. Daher wurde ein einfaches, einspuriges Längsdynamikmodell des Sattelzuges erstellt (Balkenmodell), das die Anforderungen hinsichtlich des Rechenzeitbedarfs erfüllt. Zwar erlaubt dies die Untersuchung des Achslasteinflusses lediglich für die Geradeausfahrt in der Ebene mit in Querrichtung mittiger Beladung, im Hinblick auf das Untersuchungsziel bedeutet dies jedoch keine wesentliche Einschränkung.

Das erstellte einfache Längsdynamikmodell wurde genau entsprechend des MKS-Modells des 40 t-Sattelzuges parametrisiert und ist in der Lage, die vom MKS-Modell berechneten Achslasten in allen untersuchten Betriebszuständen mit Restfehlern kleiner 5 kg zu reproduzieren. Im einfachen Modell sind Luftwiderstand, Reifenrollwiderstand, Lagerreibung, stationäre Raddrehung, Antriebsschlupf etc. in genau derselben Weise abgebildet wie im MKS-Modell. Das einfache Modell wurde sowohl gegen die in Kapitel 4 beschriebenen Referenzkonfigurationen validiert, als auch gegen weitere Ergebnisse des MKS-Modells mit deutlich variierten Parametern. Der dabei maximal beobachtete Fehler im Bezug auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bezogen auf die Referenzkonfiguration liegt bei maximal 0,01 Prozentpunkten und ist damit vernachlässigbar. Somit sind direkte Vergleiche mit Ergebnissen auf Basis des MKS-Modells sowie eine repräsentative Bestimmung der hier gesuchten Zusammenhänge möglich.

8.1 Grundsätzliche Einflüsse der Achslastverteilung

Einer Optimierung des Rollwiderstands durch geeignete Wahl der Achslastverteilung liegen vier grundsätzliche Einflüsse zugrunde. Der erste und – wie die Ergebnisse später zeigen werden – wichtigste Einfluss beruht darauf, dass die Bereifung an der Lenkachse, der Antriebsachse und an den Aufliegerachsen unterschiedliche Basisrollwiderstandsbeiwerte aufweist (vgl. Anhang C und E). Ziel ist in diesem Zusammenhang eine Lastumverteilung, weg von Achsen mit höherem Basisrollwiderstandsbeiwert, hin zu Achsen mit geringerem.

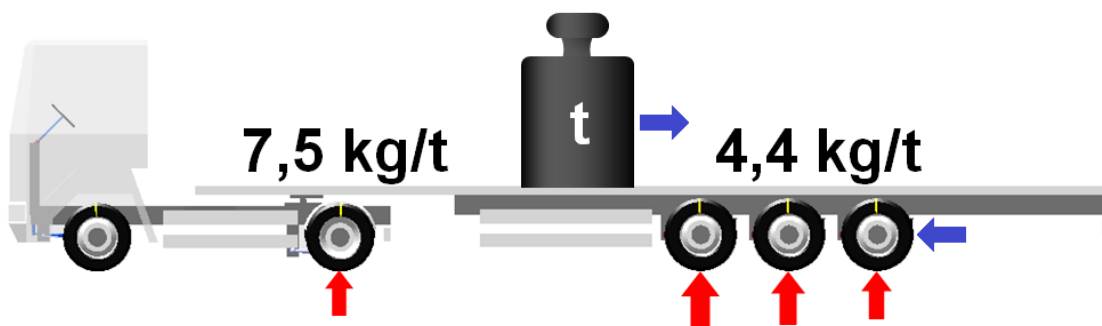


Abbildung 8.1: Beeinflussung des Rollwiderstands durch Berücksichtigung unterschiedlicher Basisrollwiderstandsbeiwerte der Bereifung

Für den hier betrachteten 40 t-Sattelzug bedeutet das konkret, dass eine Lastumverteilung von der Antriebsachse (und damit auch der Lenkachse) zu den

Aufliegerachsen anzustreben ist. Hierfür existieren drei mögliche Wege, die in Abbildung 8.1 angedeutet sind. Erstens kann die Nutzlast weiter hinten auf der Ladefläche positioniert werden. Dies ist aus praktischer Sicht jedoch nicht immer möglich oder wünschenswert. Die zweite Möglichkeit besteht in einem Versatz des Aufliegeraggregats nach vorne. Hierbei ist der Einfluss auf die Schleppkurve zu berücksichtigen. Die dritte Möglichkeit ist eine Umverteilung der Achslasten innerhalb des Aufliegeraggregats nach vorne, indem die Luftfederung der einzelnen Aufliegerachsen gezielt angesteuert wird.

Der zweite grundsätzliche Einfluss ist durch die Radlastabhängigkeit des Reifenrollwiderstandsbeiwerts gegeben. Diese wurde in Kapitel 2 bereits diskutiert. Anhand des dort gezeigten Zusammenhangs für einen beispielhaften Reifen (siehe Abbildung 2.12) lässt sich ableiten, dass eine gezielte Ungleichverteilung der Achslasten zwischen den Achsen des Aufliegeraggregats einen Rollwiderstandsvorteil bewirken kann. Dies soll anhand von Abbildung 8.2 verdeutlicht werden. Dort wird von einer Aggregatlast von 24 t ausgegangen, die sich jedoch, wie dargestellt, ungleich auf die Achsen T1 bis T3 verteilt. Gegenüber einer Konfiguration, bei der alle Achsen mit 8 t belastet sind, sind hier die Achsen T1 und T3 höher ausgelastet. Hierdurch sinkt gemäß Abbildung 2.12 an beiden Achsen der Rollwiderstandsbeiwert. An der Achse T2 steigt er durch die Entlastung zwar an, in die Berechnung der letztendlichen Rollwiderstandskräfte geht jedoch nochmals die Radlast ein, sodass die Rollwiderstandsverminderung an den höher ausgelasteten Achsen T1 und T3 überwiegt. Ziel ist im besprochenen Zusammenhang somit eine möglichst vollständige Auslastung einzelner Aufliegerachsen.

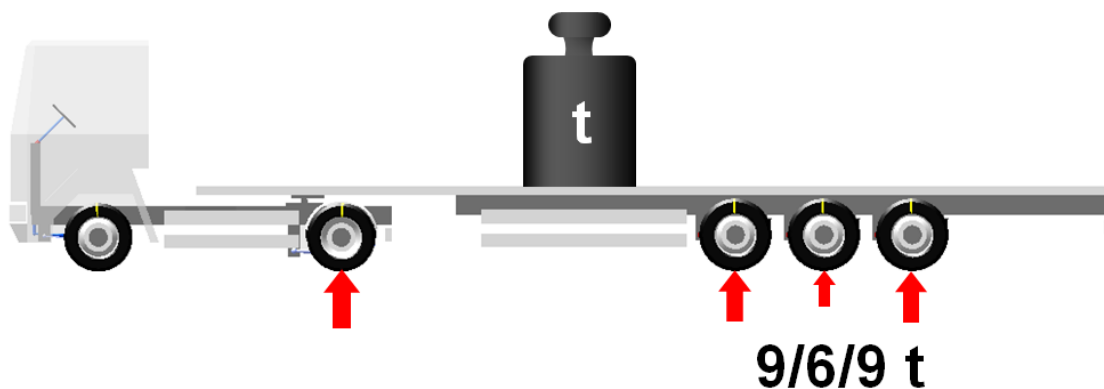


Abbildung 8.2: Beeinflussung des Rollwiderstands durch Berücksichtigung der Radlastabhängigkeit des Reifenrollwiderstands

In Abbildung 8.2 wurde als Beispiel bewusst eine Entlastung der Achse T2 gewählt. Eine andere Achslastverteilung, etwa „9/9/6 t“, wäre gleichwertig hinsichtlich des Ziels, einzelne Aufliegerachsen vollständig auszulasten. Durch die dann asymmetrische Lastverteilung innerhalb des Aggregats ergäbe sich jedoch eine Wechselwirkung mit dem zuvor beschriebenen Einfluss aufgrund der Basisrollwiderstandsbeiwerte. Auch mit den beiden weiteren grundsätzlichen Einflüssen, die einer

Optimierung des Rollwiderstands durch geeignete Wahl der Achslastverteilung zugrunde liegen, besteht eine solche Wechselwirkung. Diese Einflüsse sind zum einen der Wegfall von Verlusten durch Lagerreibung und Restschleifmoment beim Anheben einer vorhandenen Liftachse und zum anderen die Wirkung des Antriebsschlupfes, der sich erhöht, wenn die Achslast an der Antriebsachse vermindert wird.

Alle vier beschriebenen Einflüsse sind eng miteinander verzahnt und unterliegen vielschichtigen Randbedingungen. Je nach Beladungszustand, Basisrollwiderstandsbeiwerten, Lagerreibung und Restschleifmomenten etc., kann es etwa sein, dass ein Rollwiderstandsvorteil durch Entlasten der Antriebsachse dadurch aufgewogen wird, dass sich der Antriebsschlupf erhöht und die Lastumverteilung zum Aggregat hin dazu führt, dass das optimale Auslasten einzelner Achsen oder das Anheben einer Liftachse nicht mehr gelingt.

Wie zu Beginn des Kapitels erläutert, wurde zur repräsentativen Erfassung aller Einflüsse der Achslastverteilung auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand der zu untersuchende Parameterraum vollständig durch numerische Simulationen abgedeckt. Hierzu wurden beispielsweise die untersuchten Nutzlasten in einem 2 cm-Raster entlang der Längsachse der Ladefläche versetzt. Neben Nutzlast und Nutzlastposition wurden variiert: die minimale Achslast an der Antriebsachse (10 % und 25 % des Zuggewichts), die Konfiguration der Aufliegerachsen (Standard- bzw. Liftachsen), die Längsposition des Aufliegeraggregats sowie die Tragfähigkeit der Bereifung der Aufliegerachse (8 t, 9 t und 10 t je Achse). Für jede Kombination der zuvor genannten Variationsgrößen wurde dann durch Variation der Achslasten und unter Berücksichtigung der vorhandenen Randbedingungen die rollwiderstandsoptimale Achslastverteilung bestimmt. In den folgenden Abschnitten sind im Bezug auf die einzelnen Variationsgrößen jeweils repräsentative Ergebnisse dargestellt. Weitere Simulationsergebnisse finden sich in Anhang H.

8.2 Einfluss der minimalen Achslast an der Antriebsachse

In diesem Abschnitt wird untersucht, wie sich der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand des untersuchten 40 t-Sattelzuges bei gezielter Entlastung der Antriebsachse verhält. Wie zuvor beschrieben zielt diese Maßnahme auf die Ausnutzung von Potenzialen aufgrund unterschiedlicher Basisrollwiderstandsbeiwerte der Reifen an den einzelnen Achsen. Sie greift folglich nur dann, wenn tatsächlich unterschiedliche Reifen Verwendung finden. Aus der Praxis sind etwa Fälle bekannt, bei denen an der Antriebsachse bewusst Lenkachsreifen eingesetzt werden, um den in der Regel höheren Rollwiderstand von Antriebsachsreifen nicht in Kauf nehmen zu müssen. Zudem ist zu beachten, dass der relativ hohe Rollwiderstandsbeiwert von Antriebsachsreifen in wesentlichem Maße der auf Traktion ausgelegten Profilierung geschuldet ist. Mit abnehmender Profilhöhe nimmt der Rollwiderstandsbeiwert

deutlich ab ([9]) und damit auch das Einsparpotenzial. Weitere im Hinblick auf eine Entlastung der Antriebsachse zu beachtende Aspekte sind die maximale Traktion, etwa bei Fahrt in der Steigung, sowie das querdynamische Verhalten des Zuges. Diese Punkte wurden im Rahmen des Projektes nicht betrachtet.

Für die Untersuchungen wurden für die Antriebsachse (D1) zwei unterschiedliche Achslastuntergrenzen angenommen. Im einen Fall wurden 25 % des Zuggewichts angesetzt, im anderen 10 %. Theoretisch ist auch im letzten Fall eine Steigung von rund 5 % von der Traktion her noch sicher befahrbar. Es ist jedoch mit einer nicht unerheblichen Beeinflussung der Querdynamik zu rechnen. Dennoch ist es aus wissenschaftlicher Sicht sinnvoll, eine solch geringe Achslastuntergrenze zu betrachten. Im realen Fahrbetrieb kann und muss unter Umständen eine betriebspunktabhängige Anpassung der Achslastverteilung vorgenommen werden.

In Abbildung 8.3 werden Simulationsergebnisse für eine Fahrzeugvariante mit drei Standard-Aufliegerachsen und 13,3 t Nutzlast gezeigt. Die minimale Achslast an D1 beträgt 25 % des Zuggewichts. Reifentragfähigkeit und Längsversatz des Aufliegeraggregats entsprechen dem Standardfall (9 t/Achse bzw. 0 m), Fahrgeschwindigkeit ist 80 km/h. Die Ergebnisse werden im Folgenden eingehend diskutiert.

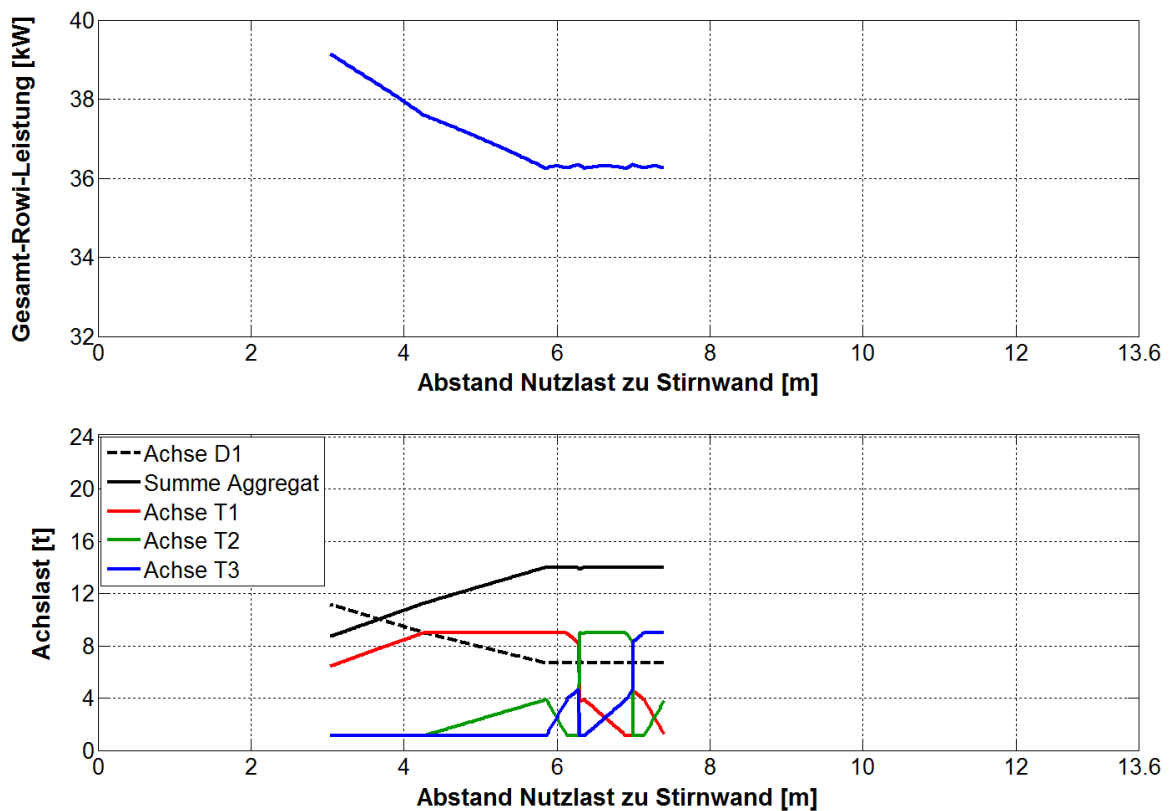


Abbildung 8.3: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Standard-Aufliegerachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Im oberen Teil von Abbildung 8.3 ist in Abhängigkeit der Nutzlastposition diejenige Verlustleistung aufgrund des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands aufgetragen, die sich bei rollwiderstandsoptimaler Achslastverteilung ergibt. Die Auftragung erfolgt über dem Längsabstand der Nutzlast von der Stirnwand des Aufliegers. Im unteren Teil von Abbildung 8.3 sind die wesentlichen Größen der zugehörigen Achslastverteilung dargestellt. Wie man erkennt, hängt die minimal aufzubringende Rollwiderstandsleistung in erheblichem Maße von der Nutzlastposition ab. Es sei nochmals in Erinnerung gerufen, dass bei den Simulationen stets alle vier grundsätzlichen Achslasteinflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand, also Basisrollwiderstand, radlastabhängiger Rollwiderstandsanteil, Lagerreibung und Restschleifmomente sowie Antriebsschlupf, gleichzeitig Berücksichtigung finden. Für jede Nutzlastposition werden diese teils konkurrierenden Einflüsse gegeneinander abgewogen und nur der jeweils optimale Betriebspunkt findet Eingang in die Ergebnisse gemäß Abbildung 8.3. Wann die einzelnen Einflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand in welchem Maße zum Tragen kommen, lässt sich sehr gut anhand der berechneten optimalen Achslastverteilung bzw. den im unteren Teil von Abbildung 8.3 dargestellten Achslasten erkennen. Zusätzlich zu den Achslasten der Antriebsachse und der einzelnen Aufliegerachsen ist dort die Aggregatlast dargestellt.

Zunächst soll der linke Endpunkt der Kurve für die Achslast an D1 bei einer Nutzlastposition von ca. 3 m betrachtet werden. Hier liegt an D1 mit 11,2 t die maximale Achslast vor. Aufgrund der Konfiguration der Zugmaschine stellt nicht die zulässige Achslast an der Antriebsachse den begrenzenden Faktor dar, sondern das zulässige Gesamtgewicht der Zugmaschine von 18 t. Zur Einhaltung dieser Grenze bei dieser Nutzlastposition wird am Aufliegeraggregat die Last so weit wie möglich auf die Achse T1 verlagert. Die Achsen T2 und T3 sind maximal entlastet. Die verbleibende Achslast beträgt jeweils 1,13 t und setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht von Achse und Rädern sowie Luftfederkräften aufgrund eines vorzusehenden Restdruckes, der hier zu 0,3 bar angenommen wurde. Auf eine Berücksichtigung der Federwirkung der Gummilager in der Achsaufhängung (vgl. Abschnitt 7.1) wurde verzichtet. Mit wachsendem Versatz der Nutzlast nach hinten gelingt es, die Antriebsachse bzw. die Zugmaschine zunehmend zu entlasten und damit den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand zu verringern. Die Achse T1 wird dabei zunehmend belastet, bis die Tragfähigkeit der Reifen erreicht ist. Ab einer Nutzlastposition von ca. 4,3 m wird zusätzlich die Achse T2 belastet.

Bei einer Nutzlastposition von ca. 5,8 m hat die Achslast an D1 die Untergrenze von 25 % des Zuggewichts erreicht. Bis zu diesem Punkt spiegeln die in der Optimierung berechneten Achslasten der Aufliegerachsen einzig das Bestreben wieder, die Antriebsachse zu entlasten. Die unterschiedlichen Basisrollwiderstände von Antriebs- bzw. Lenkachsenreifen und Aufliegerachsenreifen stellen den klar dominierenden Einfluss dar. Dies ändert sich mit bei weiterem Versetzen der Nutzlast nach hinten, da nun die Antriebsachse nicht weiter entlastet werden kann. Ab dem Erreichen der Minimalachslast an D1 wird zur Gewährleistung derselben Last von T2 auf T3

verlagert. T1 bleibt dabei voll ausgelastet, um den positiven Effekt einer möglichst ungleichmäßigen Achslastverteilung auf den Rollwiderstand auszunutzen. Sobald bei ca. 6,2 m T2 maximal entlastet ist, wird stattdessen T1 entlastet. Dies verringert zwar die angestrebte ungleiche Achslastverteilung zwischen T1 und T3, Eine reine Belastung von T3 und die damit verbundene Belastung der Zugmaschine wäre jedoch noch ungünstiger.

Ab einer Nutzlastposition von ca. 6,3 m ist es energetisch günstiger, keine weitere Angleichung der Achslasten von T1 und T3 zuzulassen, sondern diese deutlich zu entlasten und dafür die Achse T2 voll auszulasten. Der an diese Stelle im Diagramm erkennbare kleine „Einbruch“ der Aggregatlast stellt keinen Berechnungsfehler dar. Tatsächlich ist es im Moment der Verlagerung der Hauptlast im Aggregat von der Achse T1 auf die Achse T2 in Summe günstiger, eine gewisse Belastung der Antriebsachse in Kauf zu nehmen, als die Verlagerung erst später vorzunehmen. Oberhalb von 6,3 m wird mittels der Achsen T1 und T3 wieder die maximale Entlastung von D1 gewährleistet. Bei ca. 7,0 m erfolgt eine Verlagerung der Hauptlast im Aggregat von T2 auf T3. Aufgrund der relativ geringen Aggregatlast kann diese Lastumverteilung nahezu ideal erfolgen und das bei ca. 5,8 m erreichte Rollwiderstandsniveau wird nahezu konstant gehalten.

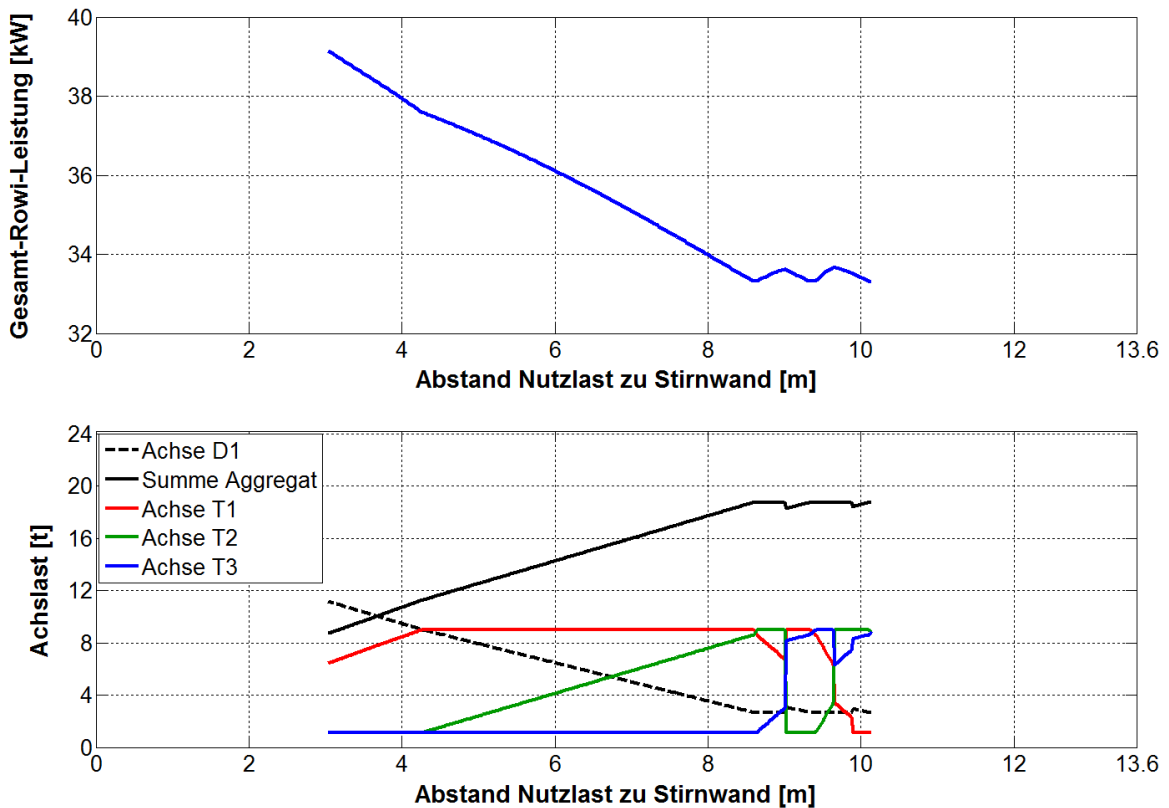


Abbildung 8.4: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, 3x Standard-Aufliegerachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Letzteres ist nicht ganz der Fall, wenn, bei ansonsten gleichen Betriebsbedingungen, eine minimale Achslast an D1 von 10 % des Zuggewichts zugelassen wird. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Abbildung 8.4 dargestellt. Die weitergehende Entlastung von D1 erlaubt erwartungsgemäß eine im Vergleich zu Abbildung 8.3 deutlichere Reduzierung der Rollwiderstandsleistung. Hierzu ist die Nutzlast jedoch sehr weit hinten auf der Ladefläche zu positionieren. Die Achslasten folgen prinzipiell denselben Gesetzmäßigkeiten wie bei den Ergebnissen gemäß Abbildung 8.3. Für eine gezielte Lastumverteilung innerhalb des Aggregats ab dem Erreichen der Achslastuntergrenze an D1 besteht jedoch weniger Spielraum, da das Aggregat nun stärker ausgelastet ist. Entsprechend entstehen in der Kurve für die Rollwiderstandsleistung in Abbildung 8.4 drei ausgeprägte Minima, und zwar genau an den Stellen, wo jeweils zwei der drei Aufliegerachsen voll ausgelastet sind. Hier kann der positive Effekt einer ungleichmäßigen Achslastverteilung auf den Rollwiderstand maximal genutzt werden. Zwischen den Minima ist dies nicht der Fall.

Bei einer minimalen Achslast von 10 % des Zuggewichts an D1 tritt in der energetischen Bilanz die Wirkung des Antriebsschlupfes deutlicher zutage. In Abbildung 8.4 ist bei einer Nutzlastposition von ca. 9,9 m eine Diskontinuität im Achslastverlauf zu erkennen. Hier übersteigt die Rollwiderstandsminderung durch Aufspreizung der Achslasten und Verringerung des Antriebsschlupfes die Rollwiderstandserhöhung, die sich durch die entsprechende Erhöhung der Achslast an D1 ergibt. Generell spielt bei Fahrt in der Ebene der Antriebsschlupf jedoch eine vergleichsweise geringe Rolle.

Die Ergebnisse in Abbildung 8.3 und Abbildung 8.4 vermitteln bereits einen guten Eindruck von der Größenordnung der Potenziale, die für eine Optimierung des Rollwiderstands durch geeignete Wahl der Achslastverteilung genutzt werden können. Die Darstellung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung und der zugehörigen Achslasten über der Nutzlastposition erweist sich für das Verständnis der Wirkungszusammenhänge zwischen Achslastverteilung und Rollwiderstand als sehr vorteilhaft. Eine detaillierte quantitative Aufschlüsselung der Einzelverluste ist aufgrund der Vielzahl der Untersuchungsparameter und der teils feinen Diskretisierung der nicht mehr zielführend. Die Darstellungsform gemäß Abbildung 8.3 und Abbildung 8.4 findet daher auch im Weiteren Verwendung.

8.3 Einfluss der Konfiguration der Aufliegerachsen

Für die Untersuchungen im vorigen Abschnitt wurde eine Variante des 40 t-Sattelzuges mit drei Standard-Aufliegerachsen herangezogen. In diesem Abschnitt werden Varianten mit einer oder mehreren Liftachsen untersucht, um zusätzliche Potenziale durch Wegfall von Lagerreibung und Restbremsmomenten zu bewerten. Zum Vergleich mit den Ergebnissen des vorigen Abschnittes werden wieder Betriebszustände mit minimalen Achslasten an der Antriebsachse von 25 % und 10 % des

Zuggewichts betrachtet. In Abbildung 8.5 und Abbildung 8.6 sind entsprechende Ergebnisse für eine Variante des 40 t-Sattelzuges dargestellt, bei der das Aufliegeraggregat mit drei Liftachsen ausgerüstet ist. Dies stellt gegenwärtig keinen praxisnahen Fall dar, dient hier aber der Anschauung. Konfigurationen mit Liftachsen an Position T1 und T3 sind bereits heute auf der Straße anzutreffen.

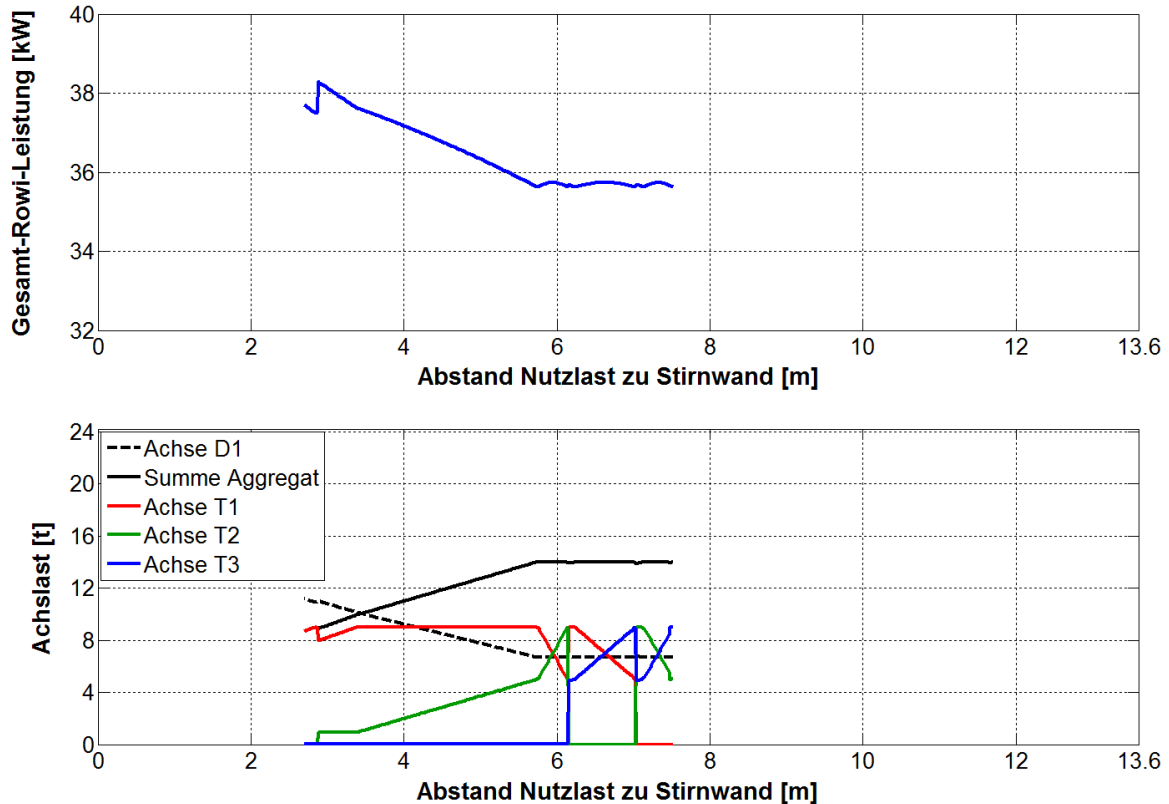


Abbildung 8.5: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Liftachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Abbildung 8.5 zeigt die Ergebnisse für eine Minimalachslast an D1 von 25 %. Im Vergleich zu den Ergebnissen für das Fahrzeug mit drei Standard-Aufliegerachsen gemäß Abbildung 8.3 liegt die Kurve der Rollwiderstandsleistung hier durchweg niedriger. Dies wird später bei direkter Gegenüberstellung der Ergebnisse noch deutlicher (Abbildung 8.8). Bei der Kurve der Rollwiderstandsleistung ist weiterhin bei einer Nutzlastposition von ca. 2,9 m eine Unstetigkeit zu erkennen. Eine Betrachtung der Achslasten zeigt, dass hier an der Achse T1, die zuvor die gesamte Aggregatlast übernommen hat, die Grenze der Reifentragfähigkeit erreicht wird. Das erforderliche Aufsetzen der Achse T2 bedingt eine sofortige Erhöhung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um die entsprechenden Anteile von Lagerreibung und Restbremsmoment. Ob ein gleichzeitiges Anheben der Achsen T2 und T3 aus fahrdynamischer Sicht praktikabel ist, war nicht Gegenstand der Untersuchungen.

Vergleicht man bei Abbildung 8.3 und Abbildung 8.5 die Verläufe der Achslasten in dem Bereich, wo Antriebsachse bzw. Zugmaschine bereits maximal entlastet sind, so fällt folgendes auf: Zur Bewerkstellung der erforderlichen Lastumverteilung innerhalb des Aggregats bei nach hinten wandernder Nutzlast werden hinsichtlich der Achslastverteilung völlig unterschiedliche „Strategien“ deutlich. Bei drei Standard-Aufliegerachsen bestand die optimale Strategie darin, eine Aufliegerachse vollständig auszulasten und an den verbleibenden Achsen mit Achslasten auf niedrigem Niveau die maximale Entlastung von D1 zu gewährleisten. Bei drei Liftachsen wird – bei der gegebenen Aggregatlast – stets eine Achse vollständig entlastet, die verbleibenden sorgen auf einem hohen Achslastniveau für die Balance zwischen Zugmaschine und Auflieger. Letzteres ist hinsichtlich des Radlasteinflusses auf den Rollwiderstandsbeiwert nachteilig, dies wird jedoch durch den teilweisen Wegfall von Lagerreibung und Restbremsmoment durch Anheben einer der Liftachsen mehr als kompensiert.

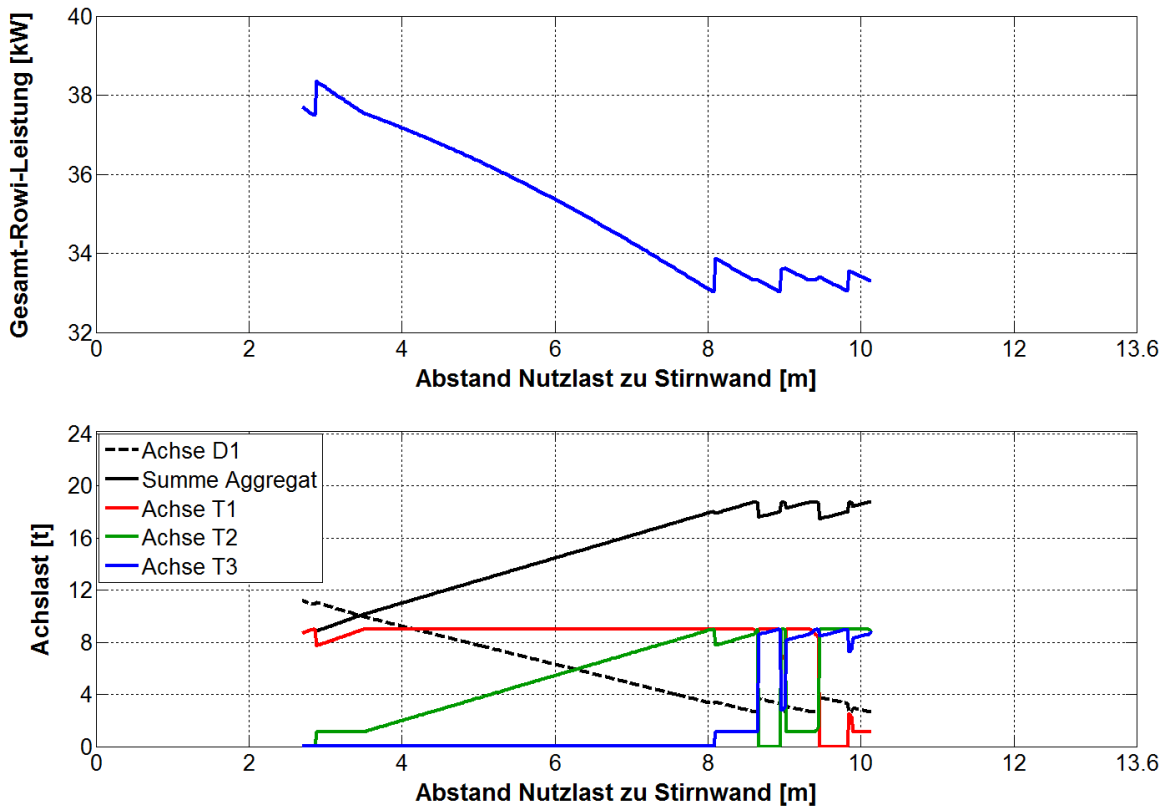


Abbildung 8.6: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, 3x Liftachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Lässt man bei der Fahrzeugvariante mit drei Liftachsen an der Antriebsachse eine minimale Achslast von 10 % des Zuggewichts zu, ergeben sich die in Abbildung 8.6 gezeigten Kurvenverläufe. Auch diese folgen, von frontlastigen Nutzlastpositionen

her kommend, zunächst den Verläufen für eine Minimalachslast an D1 von 25 %. Wie bei der Fahrzeugvariante mit drei Standard-Aufliegerachsen und der geringeren Minimalachslast an D1 erfolgt dann aber eine weitergehende Entlastung der Antriebsachse. Bei einer Nutzlastposition von ca. 8,1 m muss hierfür die Achse T3 aufgesetzt werden, was erneut zu einer Unstetigkeit in der Kurve der Rollwiderstandsleistung führt. Zwischen den Nutzlastpositionen 8,5 m und 8,7 m werden in kurzer Folge unabhängig voneinander drei Grenzbedingungen erreicht, welche die optimale Achslastverteilung beeinflussen. Dies soll anhand von Abbildung 8.7 im Detail gezeigt werden, um exemplarisch die Komplexität zu verdeutlichen, die sich durch die konkurrierenden Einflüsse auf den Rollwiderstand und die zahlreichen Randbedingungen ergibt.

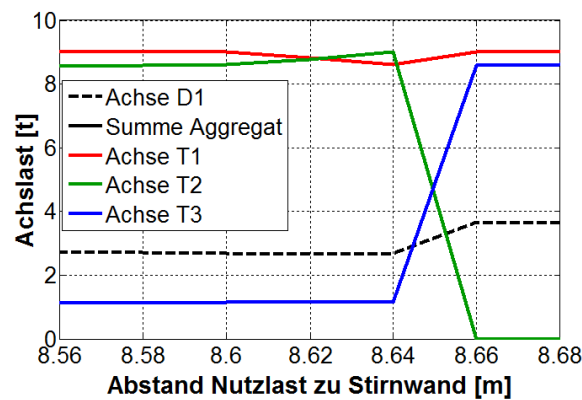


Abbildung 8.7: Ausschnittvergrößerung aus dem Achslastdiagramm der Abbildung 8.6

Bei einem Abstand der Nutzlast zur Stirnwand des Aufliegers von 8,60 m wird zunächst die untere Achslastgrenze der Antriebsachse erreicht. Um eine weitere Verringerung zu vermeiden, wird ab dort die Achslast an T1 verringert und an T2 erhöht. Kurz unterhalb von 8,64 m (aufgrund der Diskretisierung im Diagramm nicht explizit aufgelöst) ist jedoch an T2 die maximale Achslast erreicht und für eine weitergehende Lastumverteilung innerhalb des Aggregats muss die Achse T3 belastet werden. Oberhalb von 8,64 m ist es schließlich energetisch günstiger, die Achsen T1 und T3 nahezu voll auszulasten und die Liftachse T2 anzuheben, dafür aber eine gewisse zusätzliche Belastung der Antriebsachse in Kauf zu nehmen.

Betrachtet man in Abbildung 8.6 den weiteren Verlauf der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung und der zugehörigen Achslasten bis hin zur maximal rückwärtigen Nutzlastposition, so wird deutlich, dass für die optimale Achslastverteilung keine Strategie angegeben werden kann, die wenigen einfachen Regeln folgt. Vielmehr zeigt sich eine große Abhängigkeit von der aktuellen Betriebssituation. Diese Aussage bezieht sich neben der Nutzlastposition natürlich auch auf alle anderen Variationsgrößen, die bei den betrachteten Ergebnissen konstant gehalten wurden. Zudem wird die optimale Achslastverteilung durch eine Vielzahl von

Fahrzeug- und Reifenparametern entscheidend beeinflusst. Ein sinnvoller Schritt in Richtung einer konkreten Nutzung der gewonnenen Erkenntnisse zum Einfluss der Achslastverteilung wäre daher zu untersuchen, inwieweit mit einfachen Strategien zur Wahl der Achslastverteilung Rollwiderstandsminderungen ähnlicher Größenordnung erreichbar sind. Dies war jedoch nicht Gegenstand der Untersuchungen.

In Abbildung 8.8 werden die in diesem Kapitel bislang betrachteten Ergebnisse für die minimale Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung für eine Nutzlast von 13,3 t nochmals gegenübergestellt. Zusätzlich sind Ergebnisse für eine Fahrzeugkonfiguration eingetragen, die an den Positionen T1 und T2 über Standard-Aufliegerachsen und an Position T3 über eine Liftachse verfügt. Des Weiteren sind zum Vergleich Kurven für die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung einer Fahrzeugkonfiguration dargestellt, die weder über Liftachsen verfügt, noch über eine Einrichtung zur gezielten Anpassung der Achslastverteilung (gleicher Druck in allen Luftfederbälgen des Aufliegers).

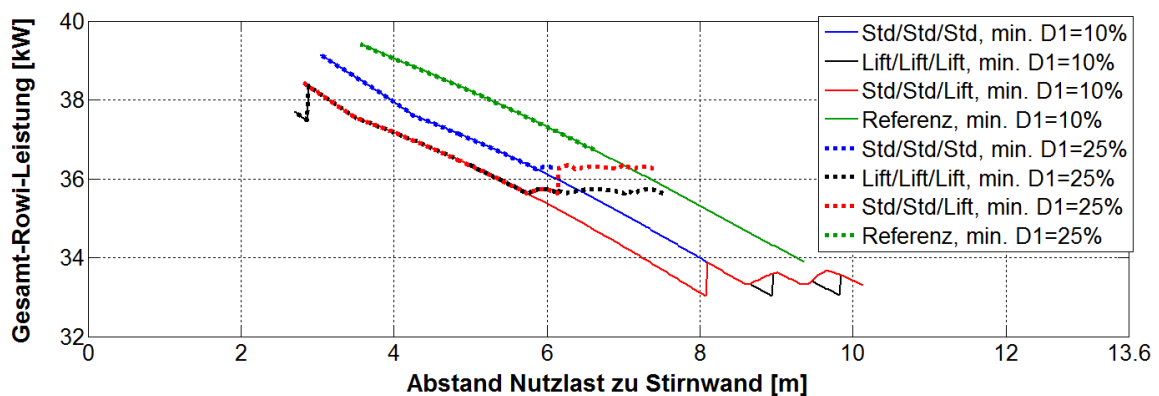


Abbildung 8.8: Gegenüberstellung der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen und minimalen Achslasten an der Antriebsachse. 13,3 t Nutzlast, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Abbildung 8.8 zeigt, dass bei einer Nutzlast von 13,3 t durch geeignete Wahl der Achslastverteilung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bei allen Nutzlastpositionen deutlich verringert werden kann. Bereits mit einer Fahrzeugkonfiguration, die eine Anpassung der Luftfederdrücke aller Aufliegerachsen erlaubt sowie an der Position T3 über eine Liftachse verfügt, kann der größte Teil des möglichen Rollwiderstands-vorteils realisiert werden. Die entsprechenden Potenziale werden in Abschnitt 8.6 näher beziffert.

Bei einer Nutzlast von 26,6 t kann dieselbe weit weniger flexibel positioniert werden. Ein Versatz ist nur innerhalb eines relativ kleinen Bereiches in der Mitte der Lade-fläche möglich, da Antriebsachse bzw. Zugmaschine sowie Aufliegeraggregat von vornherein stark ausgelastet sind. Damit gehen die Freiheitsgrade zur Anpassung

der Achslastverteilung deutlich zurück und es werden erheblich geringere Rollwiderstandsvorteile generiert als bei geringeren Nutzlasten. Dies ist aus Abbildung 8.9 ersichtlich.

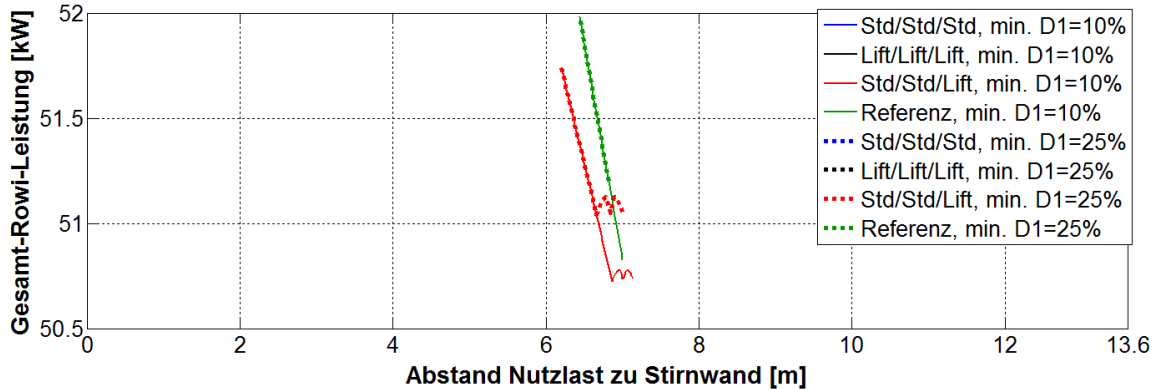


Abbildung 8.9: Gegenüberstellung der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen und minimalen Achslasten an der Antriebsachse. 26,6 t Nutzlast, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Bei 26,6 t Nutzlast können vorhandene Liftachsen nicht mehr angehoben werden. Daher liegen in Abbildung 8.9 die Kurven aller Varianten mit gezielter Anpassung der Achslastverteilung übereinander. Sowohl bei einer minimalen Achslast an D1 von 10 % des Zuggewichts als auch bei 25 % zeigt sich, dass bei der Referenzkonfiguration bei optimaler Positionierung der Nutzlast, also maximal rückwärtig, nur ein geringer Nachteil gegenüber einer Fahrzeugkonfiguration mit Anpassung der Achslastverteilung besteht. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass in der Praxis eine zentimetergenaue Positionierung der Nutzlast kaum gelingen kann. Dies ist schon alleine deswegen der Fall, da der Schwerpunkt der Nutzlast häufig nicht genau bekannt ist. Vor diesem Hintergrund bieten die Varianten mit gezielter Anpassung der Achslastverteilung den zusätzlichen Vorteil, dass der näherungsweise minimale Rollwiderstand in einem Bereich von rund 0,35 m entlang der Ladefläche erreicht wird.

Ein weiterer Aspekt im Bezug auf eine gezielte Anpassung der Achslastverteilung zur Rollwiderstandsminderung kann ebenfalls anhand von Abbildung 8.8 und Abbildung 8.9 diskutiert werden. Dabei handelt es sich um die Frage, inwieweit im Bedarfsfall die Achslast an der Antriebsachse im Betrieb wieder erhöht werden kann. Dies könnte etwa bei Fahrt in der Steigung bei ungünstigen Fahrbahnverhältnissen vorteilhaft sein. Wird bei 13,3 t Nutzlast an der Antriebsachse zunächst eine minimale Achslast von 10 % des Zuggewichts zugelassen und dabei der maximale Rollwiderstandsvorteil genutzt, so erlaubt es keine der korrespondierenden Nutzlastposition, die Achslast an D1 zu einem späteren Zeitpunkt auf 25 % des Zuggewichts zu erhöhen (vgl. Abbildung 8.8). Diese Tatsache ist gegebenenfalls im Vorfeld zu

berücksichtigen. Bei 26,6 t überschneiden sich die Bereiche näherungsweise minimalen Rollwiderstands bei 10 % und 25 % minimaler Achslast an D1. Die zuvor beschriebene Flexibilität hinsichtlich der Nutzlastpositionierung verringert sich jedoch, siehe Abbildung 8.9. Eine Gegenüberstellung von Ergebnissen für 20,0 t Nutzlast ist in Anhang H zu finden, ebenso wie weitere Einzelergebnisse mit Darstellung der Achslastverteilung.

8.4 Einfluss eines Längsversatzes des Aufliegeraggregats

Die Untersuchungen zum Einfluss der Achslastverteilung auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand werfen die Frage nach der optimalen Positionierung des Aufliegeraggregats auf. Daher wird im Folgenden der Einfluss eines Längsversatzes des gesamten Aggregats gegenüber den Referenzkonfigurationen betrachtet. Abbildung 8.10 zeigt exemplarisch, wie sich ein Versetzen des Aggregates nach vorne auf die in den letzten Abschnitten jeweils diskutierte Kurve für die minimale Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung auswirkt.

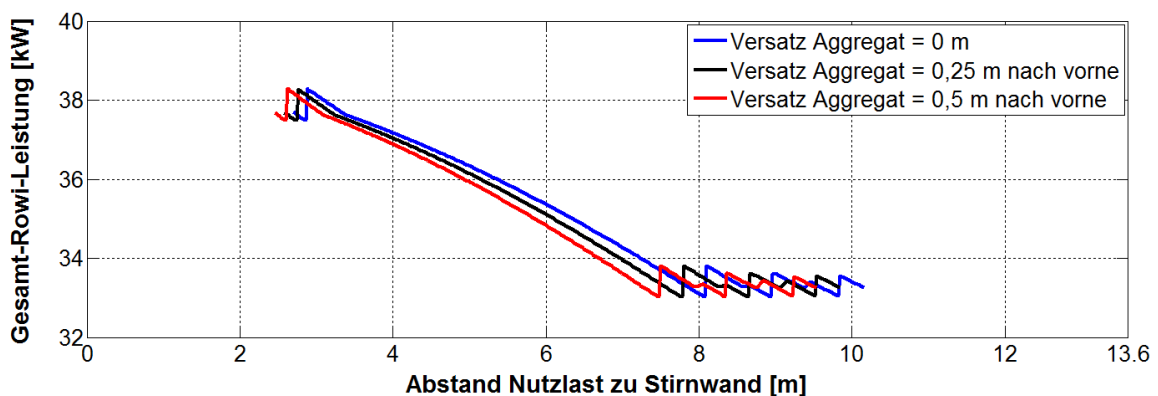


Abbildung 8.10: Einfluss eines Längsversatzes des Aufliegeraggregats auf die Kurve der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung. 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, 3x Liftachse, 9 t-Reifen, 80 km/h

Für das Beispiel in Abbildung 8.10 wurden bewusst eine Fahrzeugkonfiguration und eine Nutzlast gewählt, die hinsichtlich der Wahl der Achslastverteilung ein hohes Maß an Flexibilität bieten. Dennoch wird die grundlegende Charakteristik der Kurve für die minimale Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung durch einen Längsversatz des Aufliegeraggregats nicht beeinflusst. Es ergibt sich lediglich eine Verschiebung sowie eine gewisse Stauchung des Bereichs, in dem die Nutzlast positioniert werden kann. Ein Versetzen des Aggregats nach vorne kommt somit in erster Näherung einem Versetzen der Nutzlast nach hinten gleich. Dies ist eine erste wichtige Aussage, die auch für alle weiteren Fahrzeugkonfigurationen und Nutzlasten zutrifft. Ein Längsversatz des Aufliegeraggregats kann also dazu dienen, die für eine bestimmte Fahrzeugkonfiguration gegebene Kurve minimaler Gesamtfahrzeug-Roll-

widerstandsleistung und die Geometrie der Ladefläche aufeinander abzustimmen. Entscheidungsrelevant sind hierbei die Verteilung der im realen Betrieb vorkommenden Nutzlastpositionen sowie die entsprechend zurückgelegten Wegstrecken. Eine abschließende Aussage hinsichtlich des optimalen Längsversatzes des Aufliegeraggregats kann hier daher nicht gemacht werden.

Ein weiterer Aspekt, der hier betrachtet werden soll, ist die sich einstellende Schleppkurve des Sattelzuges. Bei einem Versatz des Aufliegeraggregats nach vorne wird der Auflieger bei ansonsten unveränderter Geometrie beispielsweise stärker ausschwenken. Diesbezügliche Vorgaben macht die „Verordnung über den Betrieb von Kraftfahrunternehmen im Personenverkehr“ (BOKraft), [10]. Beim Befahren des sogenannten BOKraft-Kreises darf ein gewisses Ausschermaß nicht überschritten werden. Hierzu wurden mit dem vorhandenen MKS-Modell des 40 t-Sattelzuges entsprechende Simulationen durchgeführt, siehe Abbildung 8.11.



Abbildung 8.11: BOKraft-Kreis mit eingezeichneten Grenzflächen für maximales Ausschermaß und kleinsten Kreis, der von der Schleppkurve nicht geschnitten werden darf

Bei Einfahren aus der tangierenden Geraden in den Kreis darf kein Teil des Fahrzeugs diese Gerade um mehr als 0,8 m überschreiten. Mit einem Fahrzeug gemäß Referenzkonfiguration „100 %“ beträgt das Ausschermaß des Aufliegers bei Einfahren in den Kreis 0,24 m. Mit zusätzlich um 0,5 m vorversetztem Aggregat beträgt das Ausschermaß 0,35 m. Welches Ausschermaß erreicht wird, wenn ein Versatz des Aggregates mit einer Umverteilung der Achslasten im Aggregat kombiniert wird, ist für den Einzelfall zu klären. Hierzu ist zunächst festzulegen, inwieweit im Betrieb eine (Rück-)Umverteilung der Achslasten erfolgen kann, beispielsweise bei geringen Fahrgeschwindigkeiten.

Um bezüglich des Längsversatzes des Aufliegeraggregats dennoch eine sinnvolle Annahme zu machen, die in die Untersuchungen zum Einfluss der Achslastverteilung auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand einfließen kann, wird ein Weg beschritten, der anhand von Abbildung 8.12 beschrieben wird. Dargestellt ist das Aufliegeraggregat mit einer Achslastverteilung von „6/9/9 t“. Gegenüber einer symmetrischen

Achslastverteilung ist hier der Angriffspunkt der Vertikalkraft am Aufliegeraggregat um 0,16 m nach hinten versetzt.

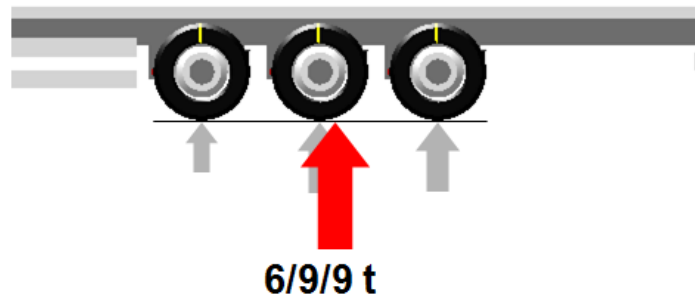


Abbildung 8.12: Angriffspunkt der Vertikalkraft am Aufliegeraggregat bei einer Achslastverteilung von „6/9/9 t“

Aufgrund der Radlastdegression verschiebt sich der Kraftangriffspunkt der Seitenkraft lediglich um 0,13 m nach hinten. Wird das Aggregat nun im Vergleich zur Referenzkonfiguration um 0,13 m nach vorne versetzt, so wird durch eine im Betrieb einzustellende Achslastverteilung von „6/9/9 t“ der gleiche Angriffspunkt der Seitenkraft erreicht wie bei der ursprünglichen Konfiguration. Simulationsrechnungen bestätigen, dass sich hiermit auch näherungsweise das gleiche Ausschermmaß ergibt. Durch geeignete Lastumverteilung im Betrieb nach vorne können dann vorhandene Potenziale zur Verringerung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands genutzt werden. Ein Versatz des Aufliegeraggregats um 0,13 m nach vorne stellt eine erste sinnvolle Annahme dar. Bei der Diskussion der Potentiale einer wählbaren Achslastverteilung in Abschnitt 8.6 werden entsprechende Szenarien betrachtet.

8.5 Einfluss der Tragfähigkeit der Bereifung

Bei allen bisherigen Untersuchungen in diesem Kapitel fand der Standard-Aufliegerreifen Verwendung, für den im Projektrahmen ein Reifenkraftmodell sowie ein Rollwiderstandsmodell erstellt wurden. Die Tragfähigkeit dieser Bereifung lässt eine maximale Achslast von 9 t zu. Wie in den vorigen Abschnitten deutlich wurde, stellt im Hinblick auf eine Rollwiderstandsminderung durch Anpassung der Achslastverteilung eine Lastumverteilung innerhalb des Aufliegeraggregats eine wichtige Stellschraube dar. Daher wurde untersucht, inwieweit durch eine Bereifung, die eine Achslast von 10 t zulässt, weitergehende Vorteile zu erzielen sind. Entsprechende Aufliegerreifen sind heute am Markt verfügbar.

Zunächst sind die rollwiderstandsbezogenen Eigenschaften des zu untersuchenden 10 t-Reifens festzulegen. Hierzu wurden Annahmen gemacht, die anhand von Abbildung 8.13 erläutert werden sollen.

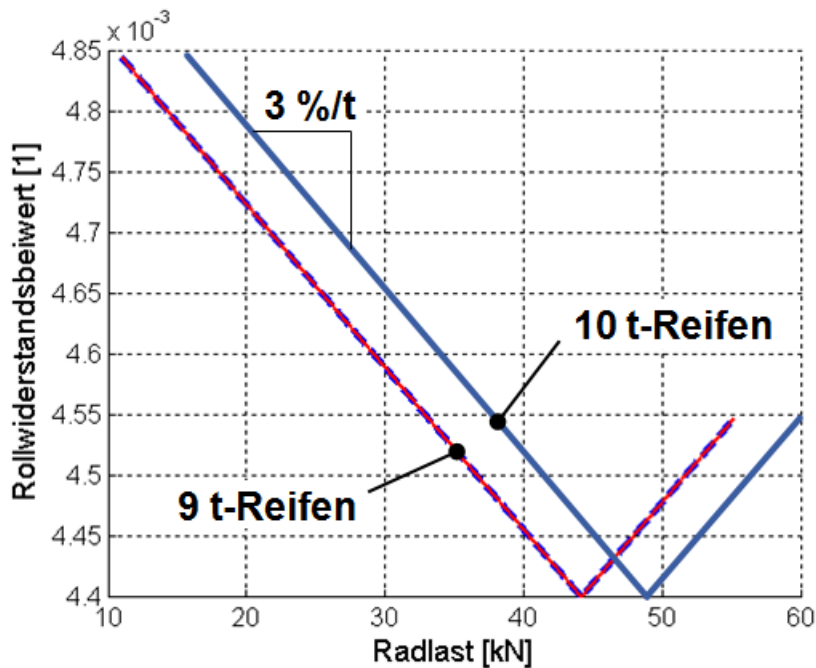


Abbildung 8.13: Modellierter Radlasteinfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert der Aufliegerachsreifen mit 9 t und 10 t Tragfähigkeit pro Achse

Abbildung 8.13 zeigt den bereits in Abschnitt 2.2 diskutierten Einfluss der Radlast auf den Rollwiderstandsbeiwert. Es sind Kurven für den Standard-Aufliegerachsreifen mit 9 t Tragfähigkeit pro Achse sowie für den hier untersuchten 10 t-Reifen dargestellt. Es wird angenommen, dass der 10 t-Reifen denselben minimalen Rollwiderstandsbeiwert besitzt wie der 9 t-Reifen und dass dieser ebenfalls bei Nominallast erreicht wird. Für die Zunahme des Rollwiderstandsbeiwerts bei Abweichungen von der Nominallast wird ebenfalls eine Steigung von 3 %/t angenommen.

Bei Betrachtung von Abbildung 8.13 fällt sofort auf, dass der 10 t-Reifen mit den gemachten Annahmen in einem weiten Betriebsbereich höhere Rollwiderstandsbeiwerte aufweist als der 9 t-Reifen. Bei symmetrischer Achslastverteilung wäre der 10 t-Reifen im Bereich zulässiger Aggregatlasten stets ungünstiger als der 9 t-Reifen. Aber auch bei einer Achslastverteilung von „10/4/10 t“ mit 10 t-Reifen verbleibt ein Nachteil gegenüber einer Achslastverteilung von „9/6/9 t“ mit 9 t-Reifen. Hierdurch motiviert wird in die Untersuchungen auch ein hypothetischer 8 t-Reifen einbezogen, für den hinsichtlich der Rollwiderstandseigenschaften Annahmen analog zum 10 t-Reifen gemacht werden.

In den folgenden Abbildungen wird der Einfluss der Reifentragfähigkeit für eine Fahrzeugkonfiguration mit drei Liftachsen und für eine minimale Achslast an D1 von 25 % des Zuggewichts dargestellt. Anhand dieser Ergebnisse lassen sich Aussagen besonders klar ableiten. Die gemachten Aussagen haben jedoch generelle Gültigkeit. Entsprechende Ergebnisse für eine Konfiguration mit drei Standard-Aufliegerachsen sind in Anhang H wiedergegeben.

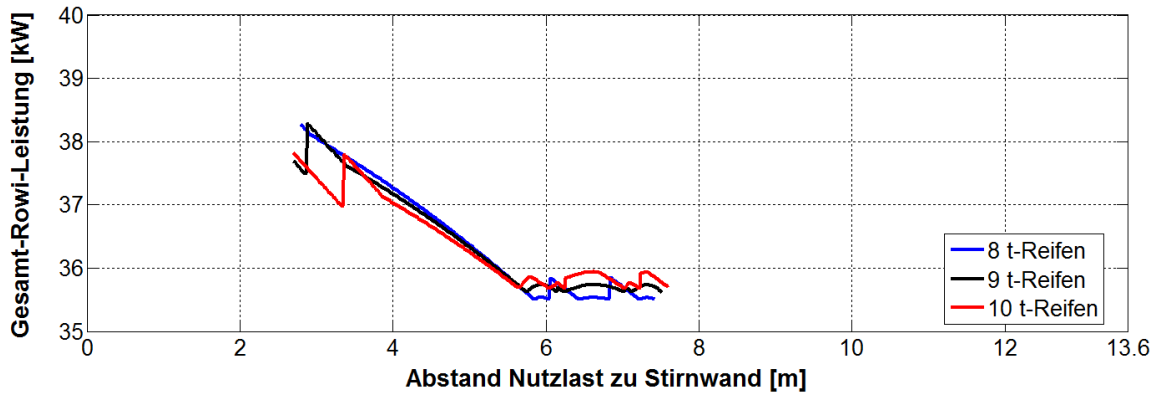


Abbildung 8.14: Einfluss der Reifentragfähigkeit auf die Kurve der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung. 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Liftachse, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Aus Abbildung 8.14 ist ersichtlich, dass sich bei dem betrachteten Szenario mit 13,3 t Nutzlast sowohl mit dem 10 t-Reifen als auch mit dem 8 t-Reifen teilweise erkennbare Vorteile gegenüber dem 9 t-Reifen einstellen. Diese sind jedoch in hohem Maße betriebspunktabhängig. Bei großen Abständen der Nutzlast von der Stirnwand des Aufliegers bietet der 8 t-Reifen Vorteile, da er bei mittlerer Belastung die geringsten Rollwiderstandsbeiwerte aufweist. Bei frontlastiger Positionierung der Nutzlast bietet die hohe Tragfähigkeit des 10 t-Reifens Vorteile. Es besteht eine große Flexibilität hinsichtlich der Lastumverteilung innerhalb des Aggregats und vorhandene Liftachsen können länger angehoben bleiben. So muss beispielsweise, von frontlastigen Nutzlastpositionen her kommend, erst relativ spät eine zweite Aufliegerachse aufgesetzt werden. Der 8 t-Reifen lässt eben diese Flexibilität vermissen. Dies wird in Abbildung 8.15 besonders deutlich. Hier sind Ergebnisse für eine Nutzlast von 20,0 t dargestellt.

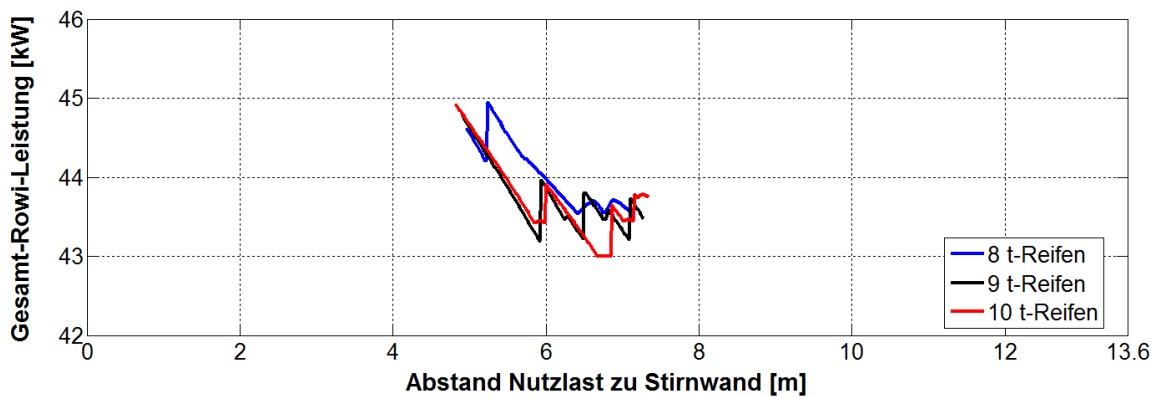


Abbildung 8.15: Einfluss der Reifentragfähigkeit auf die Kurve der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung. 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Liftachse, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Abbildung 8.16 zeigt Ergebnisse für eine Nutzlast von 26,6 t. Die prinzipiellen Vorteile des 10 t-Reifens bezüglich Lastumverteilung innerhalb des Aggregats und Begünstigung eines Anhebens von Liftachsen kommen hier nur zum Teil oder gar nicht zum Tragen. Der 8 t-Reifen ermöglicht den größten Rollwiderstandsvorteil. Für den größten Teil der möglichen Nutzlastpositionen ermöglicht der 9 t-Reifen jedoch ähnlich gute Ergebnisse.

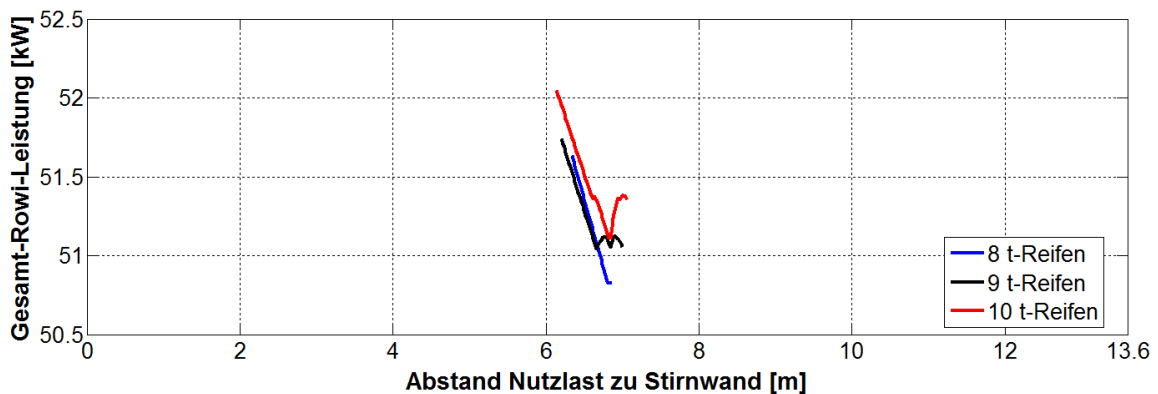


Abbildung 8.16: Einfluss der Reifentragfähigkeit auf die Kurve der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung. 26,6 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Liftachse, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Mit den gemachten Annahmen zu den Rollwiderstandseigenschaften bietet der 8 t-Reifen gegenüber dem 9 t-Reifen Rollwiderstandsvorteile bei nicht maximaler Auslastung einzelner Achsen. Hinsichtlich einer Lastumverteilung innerhalb des Aggregats, und damit verbunden dem Anheben von Liftachsen, besteht deutlich weniger Spielraum. Für den 10 t-Reifen gelten genau die umgekehrten Aussagen. Hierbei ist zusätzlich in Betracht zu ziehen, dass von Seiten des Gesetzgebers zwar eine Achslastverteilung von „10/4/10 t“ zulässig ist, nicht jedoch von „10/10/4 t“ oder „4/10/10 t“. In Abbildung 8.16 ergibt sich daher mit dem 10 t-Reifen eine Kurve, die nur ein absolutes Minimum aufweist. Abschließend lässt sich festhalten, dass der 9 t-Reifen für die meisten der betrachteten Betriebszustände einen guten Mittelweg darstellt. Bei der Diskussion der Potentiale einer wählbaren Achslastverteilung im nachfolgenden Abschnitt wird daher wieder von dieser Bereifung ausgegangen.

8.6 Potentiale aufgrund einer Anpassung der Achslastverteilung

Nachdem in den vorigen Abschnitten beschrieben wurde, wie sich die Nutzlast, die Nutzlastposition, die minimale Achslast an der Antriebsachse, die Konfiguration der Aufliegerachsen, die Längsposition des Aufliegeraggregats sowie die Tragfähigkeit der Aufliegerreifen auf die rollwiderstandsoptimale Achslastverteilung auswirken, sollen nun die Potentiale konkret beziffert werden. Hierfür wird wieder auf eine Gegenüberstellung von Kurven für die minimale Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands-

leistung für unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen zurückgegriffen. In Abbildung 8.17 sind Kurvenverläufe für 13,3 t Nutzlast dargestellt, in Abbildung 8.18 für 26,6 t Nutzlast. Die hierbei untersuchten Fahrzeugkonfigurationen unterscheiden sich nur in einem Punkt von denen, die Abbildung 8.8 und Abbildung 8.9 zugrunde liegen. Und zwar wurde ein Versatz des Aufliegeraggregats um 0,13 m nach vorne vorgesehen.

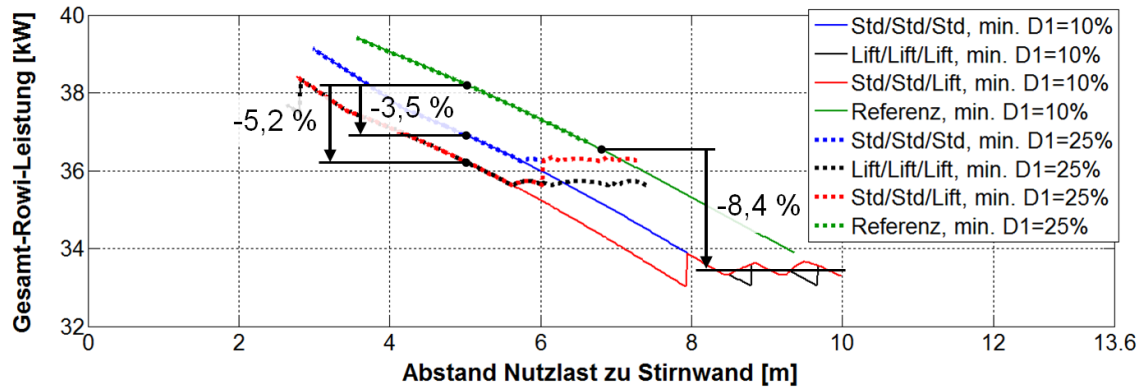


Abbildung 8.17: Gegenüberstellung der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen und minimalen Achslasten an der Antriebsachse. 13,3 t Nutzlast, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0,13 m, 80 km/h

Die Gründe für die Wahl dieses exemplarischen Längsversatzes wurden im vorangegangenen Abschnitt dargelegt. Auch wurde gezeigt, dass ein Versatz des Aufliegeraggregats nach vorne zu einer Verschiebung der Kurve für die minimale Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung in Richtung geringerer Abstände der Nutzlast von der Stirnwand führt. In der Darstellung gemäß Abbildung 8.17 und Abbildung 8.18 hat dies zur Folge, dass zwischen der Kurve für die Referenzkonfiguration und den Kurven für die Fahrzeugkonfigurationen mit Anpassung der Achslastverteilung größere Vertikalabstände entstehen. Daraus folgt die Aussage, dass sich bei festgehaltener Nutzlastposition durch einen Versatz des Aggregats nach vorne die Potenziale für eine Rollwiderstandsminderung vergrößern.

Gemäß Abbildung 8.17 ergibt sich für eine exemplarisch ausgewählte Nutzlastposition von 5 m für die Fahrzeugkonfiguration mit drei Standard-Aufliegerachsen hinsichtlich des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands ein Einsparpotenzial von 3,5 %. Bei Fahrzeugkonfigurationen mit einer Liftachse an Position T3 ergibt sich bei dieser Nutzlastposition ein Potenzial von 5,2 %. Bei 26,6 t Nutzlast, wo die Flexibilität hinsichtlich einer Umverteilung der Achslasten geringer ist, ergibt sich bei der gemäß Abbildung 8.18 gewählten Nutzlastposition noch ein Einsparpotenzial von 1,4 %. Es sei noch angemerkt, dass das Verbesserungspotential, was auf den Versatz des Aggregats zurückzuführen ist, in allen drei betrachteten Fällen etwa 0,3 Prozentpunkten entspricht.

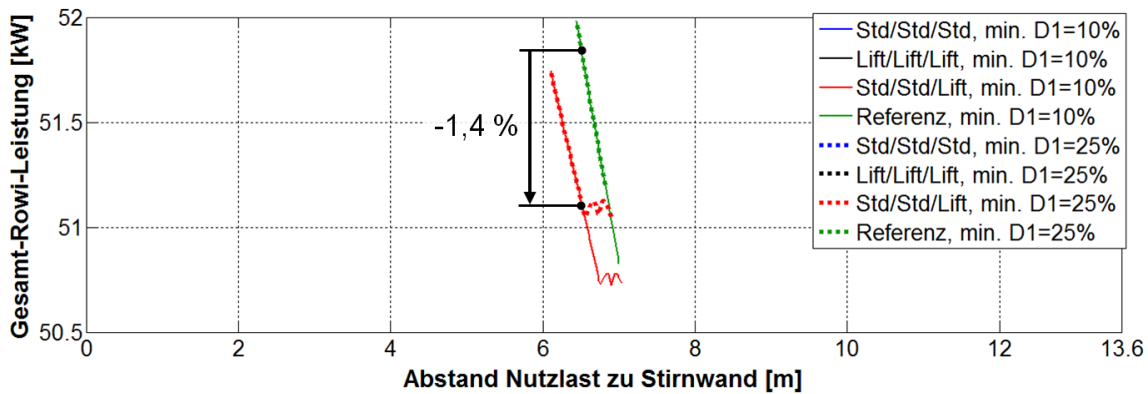
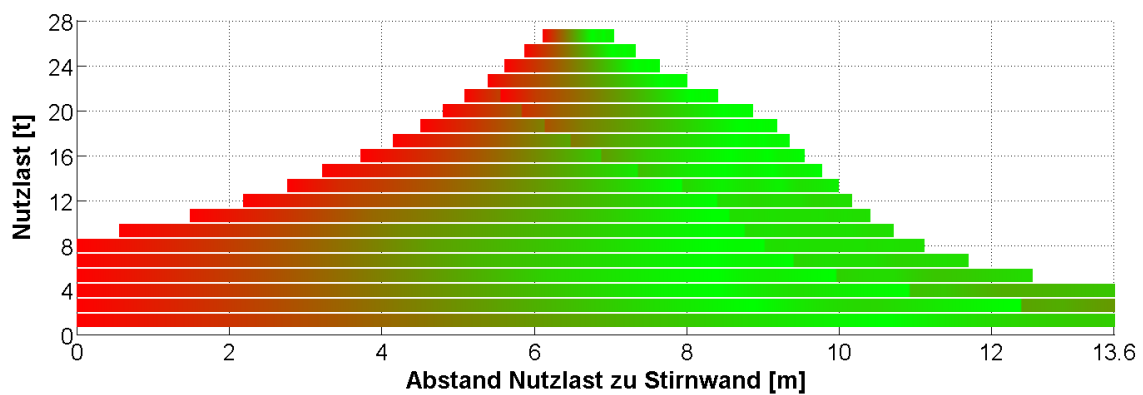


Abbildung 8.18: Gegenüberstellung der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen und minimalen Achslasten an der Antriebsachse. 26,6 t Nutzlast, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0,13 m, 80 km/h

Werden die Einsparpotenziale hinsichtlich des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands nur für eine festgehaltene Nutzlastposition betrachtet, so entspricht dies dem Fall, dass beim Beladen des Aufliegers die Nutzlastposition nicht gezielt beeinflusst werden kann oder soll. Zieht man eine gezielte, rollwiderstandsoptimierende Positionierung in Betracht, so werden unter Umständen noch größere Einsparpotenziale frei. Bei den in Abbildung 8.17 betrachteten Fällen mit 13,3 t Nutzlast und einer minimalen Achslast an der Antriebsachse von 10 % des Zuggewichts führt etwa ein Versetzen der Nutzlast aus der Mitte der Ladefläche (6,8 m) heraus auf eine Position zwischen ca. 8 m und 10 m zu einer Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands um durchschnittlich 8,4 %. Wie bereits angesprochen ist dann jedoch eine Erhöhung der Achslast an der Antriebsachse im Bedarfsfall nur noch eingeschränkt oder gar nicht mehr möglich.

Um eine gezielte, rollwiderstandsoptimierende Positionierung der Nutzlast in der Praxis zu ermöglichen, sind Informationen entsprechend der in diesem Kapitel beschriebenen Berechnungen bereitzustellen. Unabhängig davon, wie dies im Einzelnen geschieht, müssen hierfür alle relevanten Parameter von Zugmaschine und Auflieger sowie der Bereifung möglichst genau bekannt sein. Ausgehend von einer bestimmten Nutzlast sind dann in Abhängigkeit der Fahrzeugkonfiguration energetisch günstige Nutzlastpositionen zu berechnen. Das Berechnungsergebnis muss zum einen zur Steuerung des Luftfedersystems im Fahrzeug bereitgestellt werden. Zum anderen sind die Informationen dem Fahrer, ggf. auch im Vorfeld dem Disponenten, zur Verfügung zu stellen. Entscheidend ist, dass auf Basis verlässlicher Daten ein Vorschlag zur Positionierung der Nutzlast gemacht werden kann und dass vom Fahrzeug, entsprechend der tatsächlich gewählten Nutzlastposition, die optimale Achslastverteilung eingestellt wird. Nebenaspekte sind dabei, wie bereits erwähnt, die Gewährleistung der Traktion sowie geforderter querdynamischer Eigenschaften in allen Betriebssituationen.

Gewissermaßen als Ausblick darauf, wie Informationen hinsichtlich einer energetisch günstigen Nutzlastposition bereitgestellt werden können, ist in Abbildung 8.19 ein Lastverteilungsplan dargestellt, bei dem der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand, der in Abhängigkeit der Nutzlastposition entsteht, farblich codiert ist. Grün bedeutet einen für die betrachtete Nutzlast relativ gesehen geringen, rot einen hohen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. Für jede Nutzlast entspricht der dargestellte Farbverlauf einer Kurve minimaler Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung, wie sie in den vorigen Abschnitten diskutiert wurden. Die farbliche Kennzeichnung darf jeweils nur für eine bestimmte Nutzlast ausgewertet werden. Ein Vergleich zweier unterschiedlicher Nutzlasten ist nicht zulässig.



■/■ = für vorgegebene Nutzlast relativ gesehen hoher/niedriger Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand

Abbildung 8.19: Lastverteilungsplan mit Berücksichtigung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands (nutzlastspezifisch). Min. Achslast D1 = 10 % des Zuggewichts, Standard-Aufliegerachsen an T1 und T2, Liftachse an T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0,13 m, 80 km/h

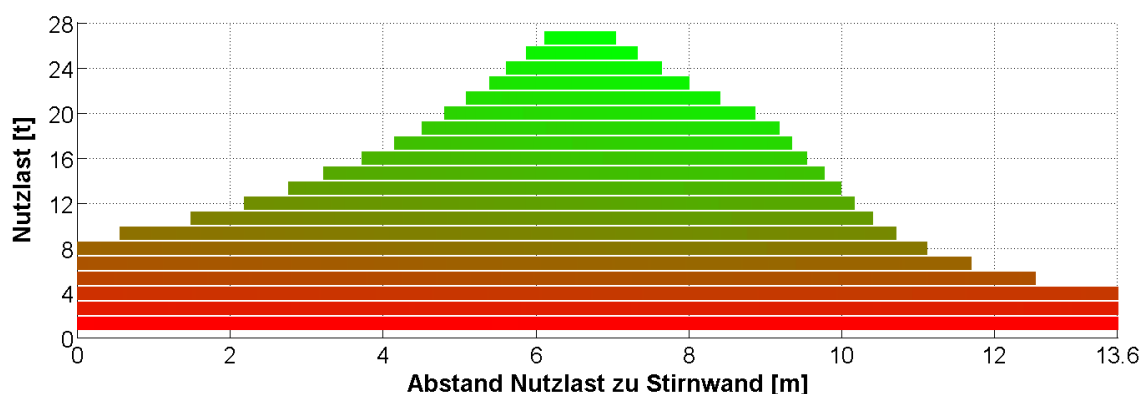


Abbildung 8.20: Lastverteilungsplan mit Berücksichtigung des Verhältnisses der Nutzlast zum Gesamt-Fahrwiderstand. Min. Achslast D1 = 10 % des Zuggewichts, Standard-Aufliegerachsen an T1 und T2, Liftachse an T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0,13 m, 80 km/h

Die Auftragungsart in Abbildung 8.19 wurde gewählt, da Unterschiede im Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand sonst optisch nicht aufzulösen sind. Dies wird anhand von Abbildung 8.20 deutlich, wo für die selbe Fahrzeugkonfiguration wie in Abbildung 8.19 exemplarisch das Verhältnis der Nutzlast zum Gesamt-Fahrwiderstand des Zuges farblich codiert wurde. Dem Lastverteilungsplan gemäß Abbildung 8.19 lassen sich dagegen die benötigten Informationen entnehmen. Sehr gut als „Farbgrenze“ erkennbar sind etwa diejenigen Nutzlastpositionen, bei denen die vorhandene Liftachse an Position gerade noch angehoben werden kann. Keine Aussage macht der Lastverteilungsplan, wie gesagt, zur Gesamt-Effizienz sowie zu anderweitigen Randbedingungen für die Achslasten wie Schleppkurve, Traktion oder Fahrdynamik.

9 Diskussion und Ausblick

Mit den erstellten Modellen des 40 t-Sattelzuges sowie der automatisierten energetischen Auswertung für stationäre Betriebspunkte ist eine Simulationsumgebung geschaffen, die eine detaillierte Aufteilung und Bewertung aller Primär- und Sekundäreinflüsse auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand ermöglicht. Die Leistungsfähigkeit des entwickelten Verfahrens ist nachgewiesen und durch die einfache Erweiterbarkeit steht es für die Anwendung auf beliebige Fahrzeug- und Parameterkonfigurationen bereit.

Die in Projektteil 2 durchgeführten detaillierten Parameterstudien zum Rollwiderstandseinfluss des Fahrzeugeigengewichts, von Rad- und Achsfehlstellungen, der Betriebsstrategie einer Nachlaufenkachse sowie einer gezielten Anpassung der Achslastverteilung vermitteln einen repräsentativen Überblick über die Wirkungszusammenhänge sowie die Einsparpotenziale im Hinblick auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand. Der Einfluss des Fahrzeugeigengewichts sowie von Rad- und Achsfehlstellungen konnte sinnvoll abgeschätzt werden. Hinsichtlich der Betriebsstrategie einer Nachlaufenkachse konnten klare Aussagen zu deren optimaler Ausprägung sowie zu den darstellbaren Potenzialen gemacht werden. Besonders vielversprechend erscheint eine Nutzung von Potenzialen zur Rollwiderstandsminderung, die mit einer geeigneten Wahl der Achslastverteilung im Aufliegeraggregat in Verbindung stehen. Mit Hinblick auf die Praxis sind in diesem Zusammenhang jedoch noch Fragen zu fahrzeugdynamischen Randbedingungen, insbesondere aber zur Bereitstellung der erforderlichen Datenbasis zu beantworten.

Ebenfalls mit Hinblick auf die Ableitung konkreter Maßnahmen zur Rollwiderstandsminderung mit Serienpotenzial ist ein weiterer notwendiger Schritt die Bewertung der bezifferten Einsparpotenziale bezüglich ihrer Relevanz im realen Fahrbetrieb. Hierzu ist es erforderlich, die für einzelne stationäre Betriebszustände gewonnenen Erkenntnisse auf reale Strecken- und Fahrprofile zu übertragen, wie sie etwa im Fernverkehr oder im Verteilerverkehr gegeben sind. Ein entsprechender Ansatz ist Gegenstand des sich in Bearbeitung befindenden Folgeprojektes „Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teil 3“.

Literatur

- [1] Datenblatt „Airlight II – Nachlaufenkachsen mit Scheibenbremse TSB 4309“. Rev. 0 - 01.10.09, BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft, Wiehl
- [2] Wiesebrock, A.; Neubeck, J.; Wiedemann, J. 2011: „Universal tire-road-model for advanced vehicle dynamic application“, 11th Stuttgart International Symposium - Automotive and Engine Technology, Vol. 1, S. 329-343, Tagungsband, Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH
- [3] Wiesebrock, A.; Neubeck, J.; Wiedemann, J. 2011: „New road-description methods for advanced vehicle dynamic applications“, 16th International Conference Vehicle Dynamics, Mulhouse
- [4] Bakker, E., Pacejka, H., and Lidner, L., "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE Technical Paper 890087, 1989
- [5] Unrau, H.-J., Zamow, J.: TYDEX-Format – Description and Reference Manual. Release 1.3., TYDEX Workshop, 1997
- [6] Rosenberger, T.: Dackel unterwegs. Lastauto Omnibus, Sonderdruck aus Heft 12/2011, ETM Verlag, 2011
- [7] <http://www.krone-trailer.com/produkte/dwc/dwc/>. (12.06.2013)
- [8] http://www.cargobull.com/de/RTOS-Drive-Technology-Load-Spread-Program_115_293.html. (12.06.2013)
- [9] Bode, O., Bode, M.: Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen. FAT-SCHRIFTENREIHE 255, FAT, Berlin, 2013
- [10] http://www.gesetze-im-internet.de/bokraft_1975/. (17.06.2013)

Anhang

A Federkennlinien von Luftfedern und Achsen

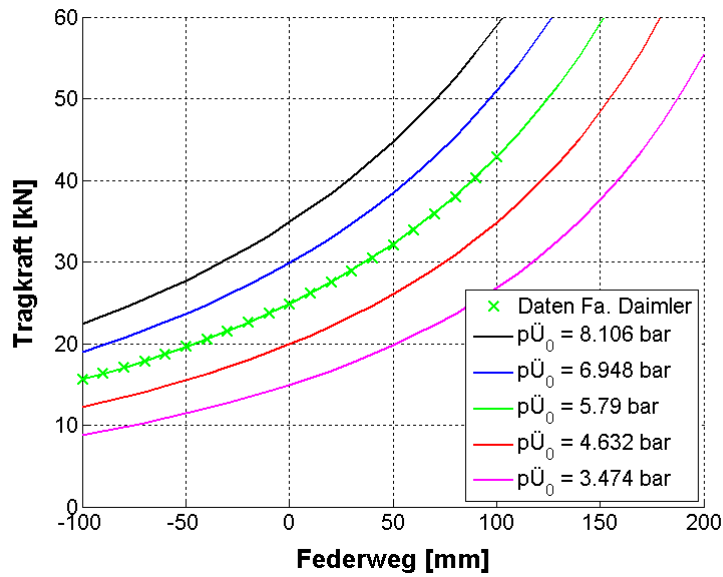


Abbildung A.1: Federkennlinien der Luftfedern an der Antriebsachse

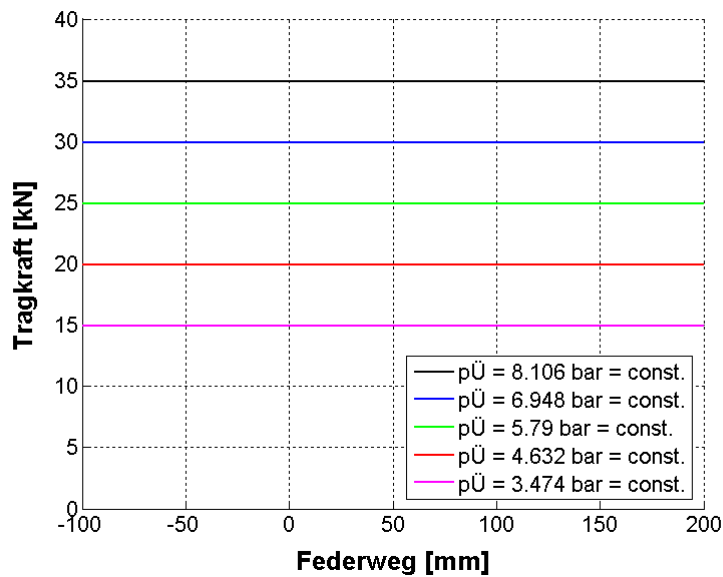


Abbildung A.2: Hubkennlinien der Luftfedern an der Antriebsachse

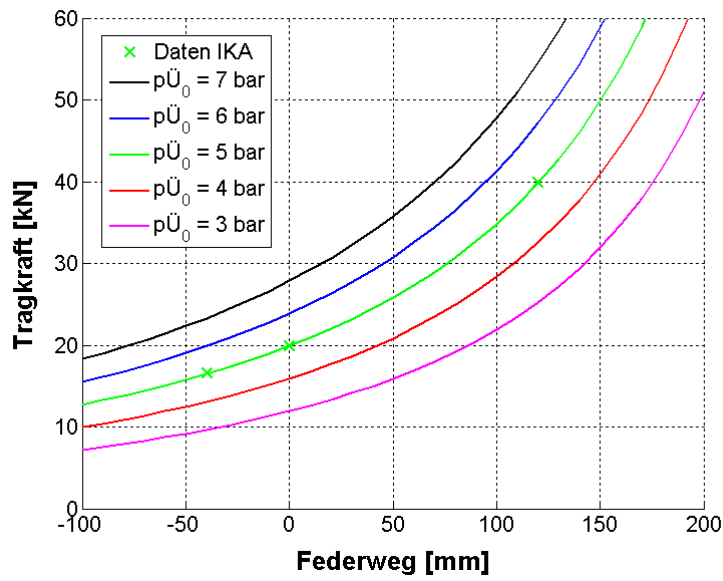


Abbildung A.3: Federkennlinien der Luftfedern von Standard-Aufliegerachse und Nachlaufenkachse

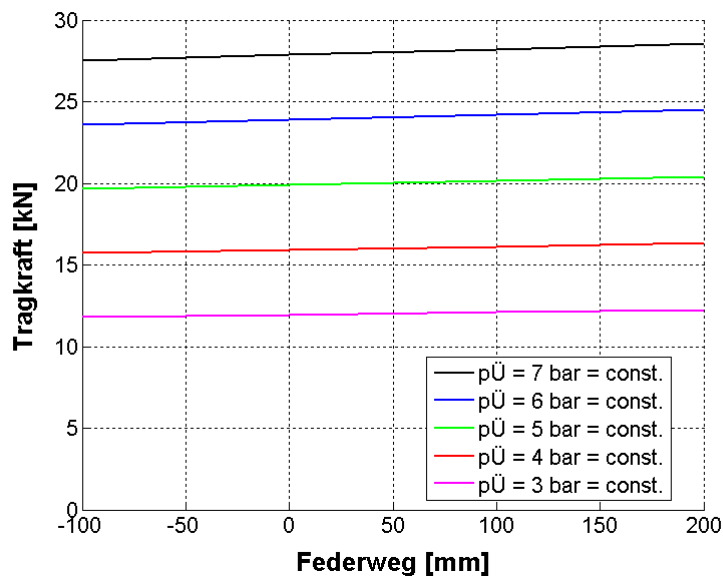


Abbildung A.4: Hubkennlinien der Luftfedern von Standard-Aufliegerachse und Nachlaufenkachse

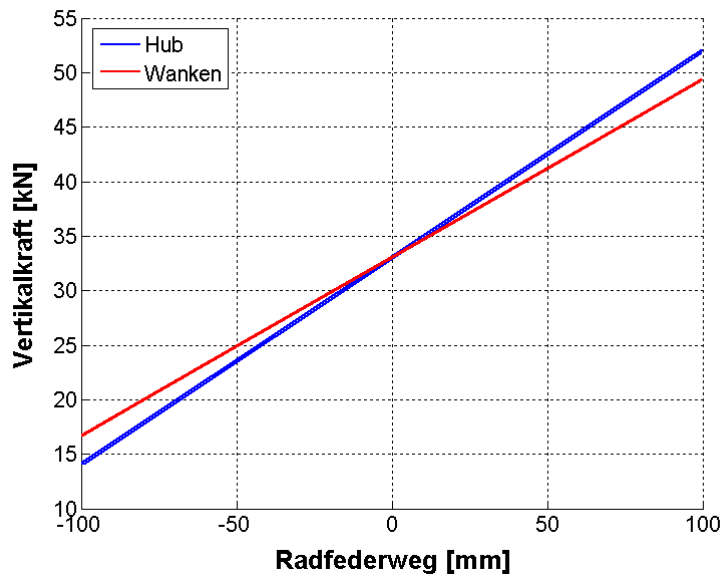


Abbildung A.5: Hub- und Wankfederkennlinien der Lenkachse

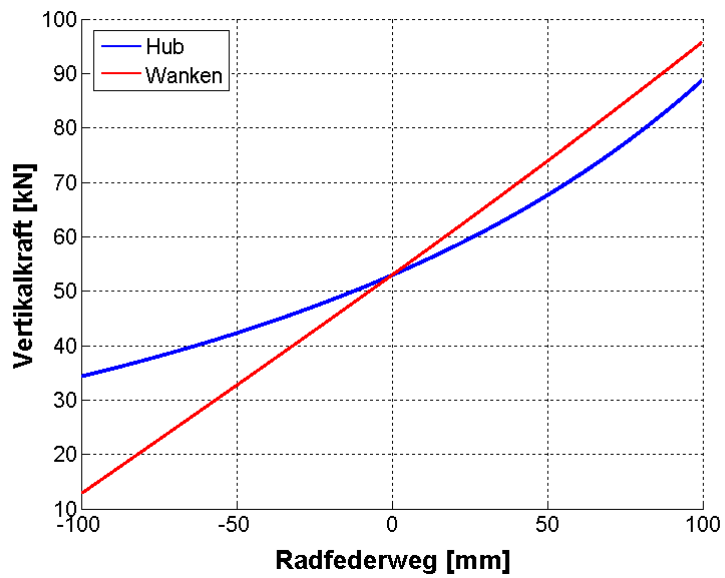


Abbildung A.6: Hub- und Wankfederkennlinien der Antriebsachse

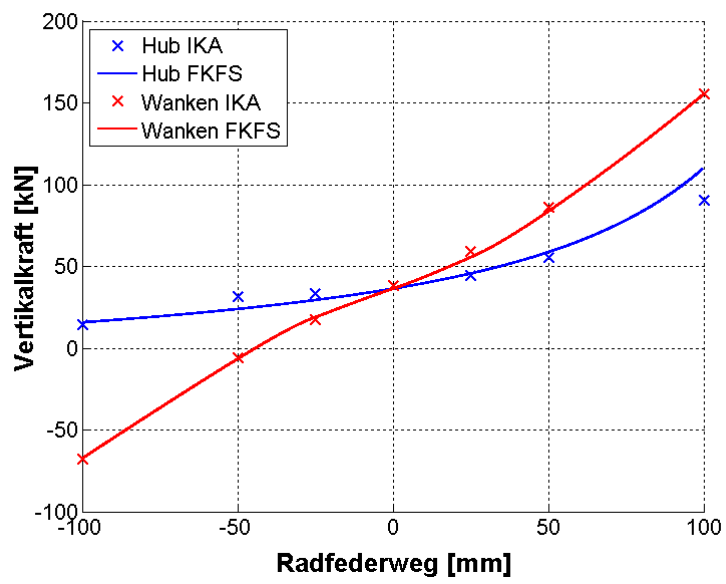


Abbildung A.7: Hub- und Wankfederkennlinien von Standard-Aufliegerachse und Nachlaufenkachse

B Reifenkennungen – Projektteil 1

B.1 Lenkachsreifen

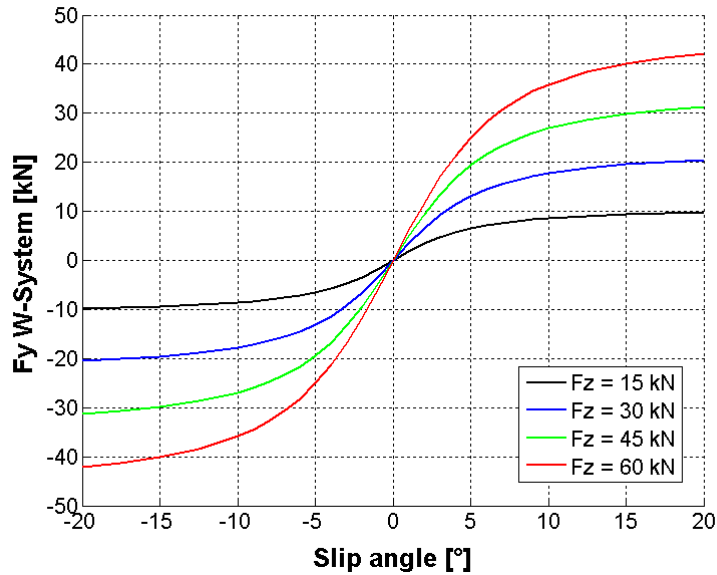


Abbildung B.1: Lenkachsreifen, Seitenkraft über Schräglaufwinkel (0° Sturz), Grundlage sind Messdaten für: $-5^\circ \leq$ Schräglaufwinkel $\leq 5^\circ$, $-1.5^\circ \leq$ Sturz $\leq 1.5^\circ$

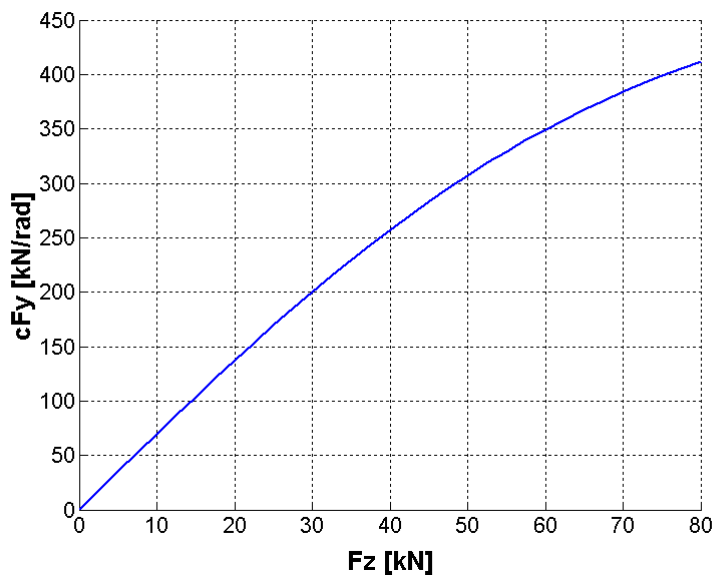


Abbildung B.2: Lenkachsreifen, Schräglaufsteifigkeit über Radlast

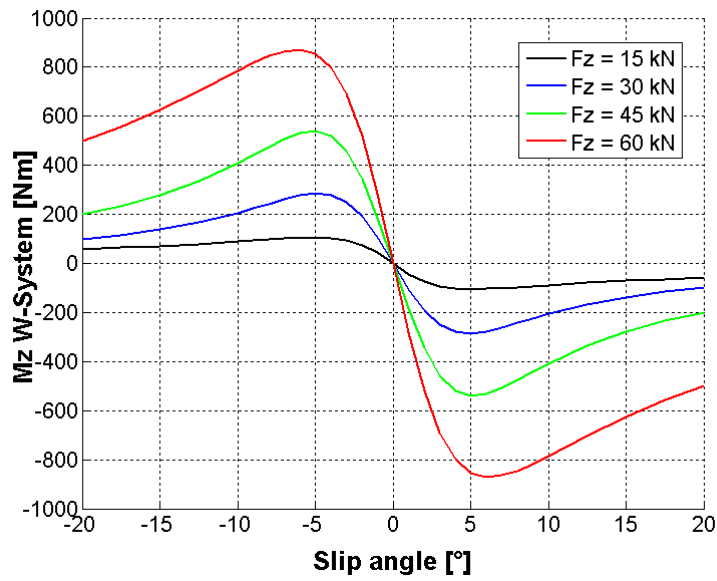


Abbildung B.3: Lenkachsreifen, Rückstellmoment über Schräglaufwinkel (0° Sturz), Grundlage sind Messdaten für: $-5^\circ \leq$ Schräglaufwinkel $\leq 5^\circ$, $-1.5^\circ \leq$ Sturz $\leq 1.5^\circ$

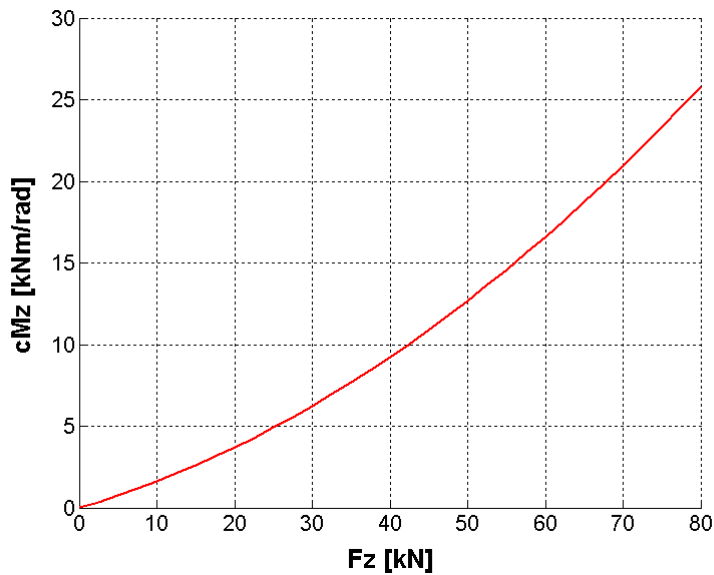


Abbildung B.4: Lenkachsreifen, Rückstellmomentensteifigkeit über Radlast

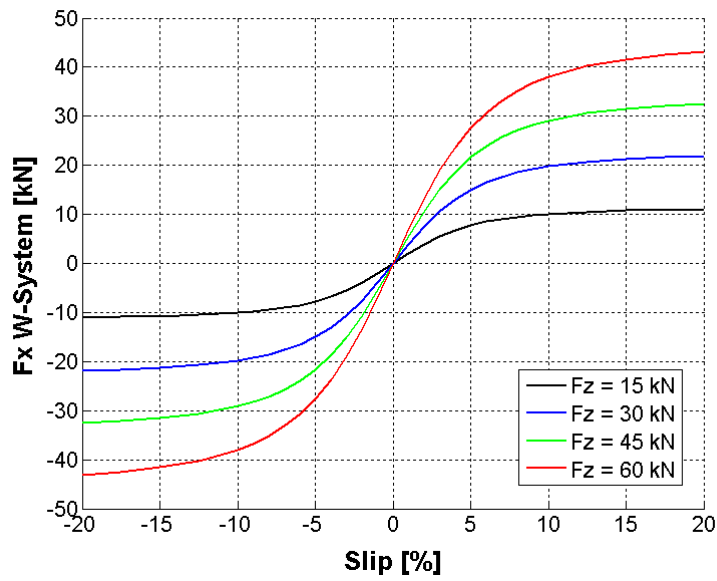


Abbildung B.5: Lenkachsreifen, Längskraft über Längsschlupf (Annahmen IVK)

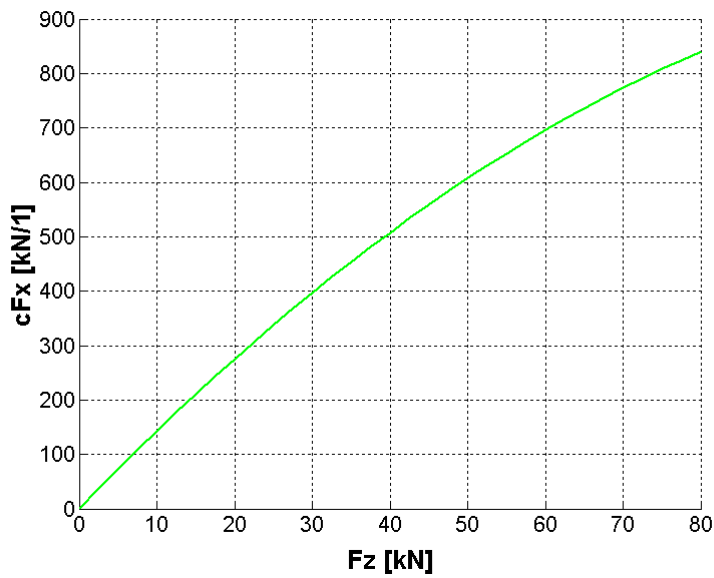


Abbildung B.6: Lenkachsreifen, Längskraftsteifigkeit über Radlast (Annahmen IVK)

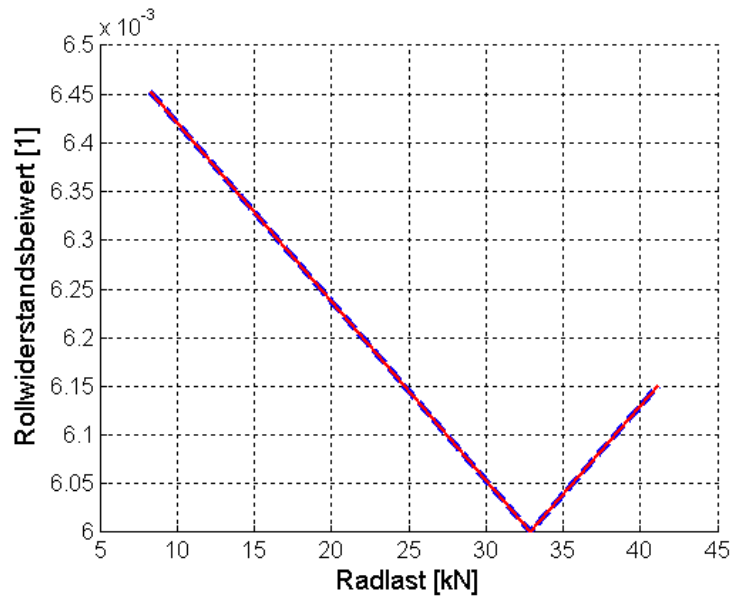


Abbildung B.7: Lenkachsreifen, Rollwiderstandsbeiwert über der Radlast, Normradlast = 32,9 kN

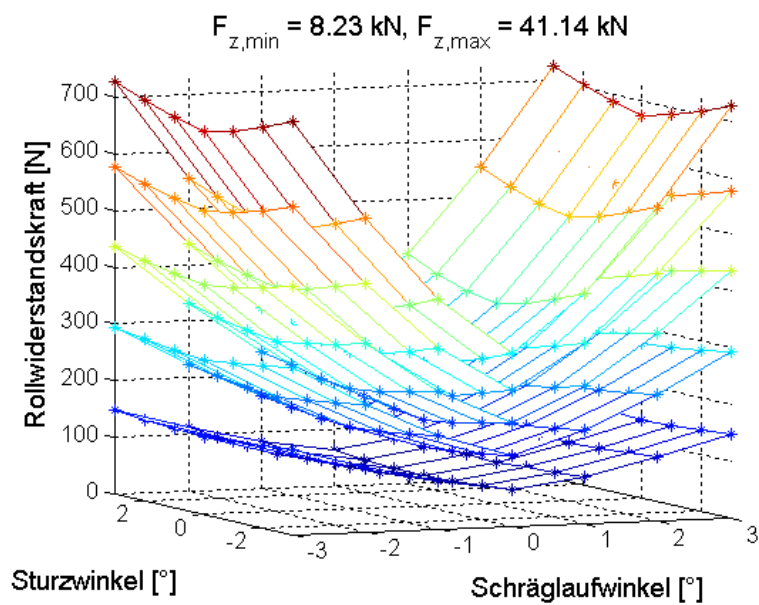


Abbildung B.8: Lenkachsreifen, Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit von Sturz- und Schräglaufwinkel

B.2 Antriebsachsreifen

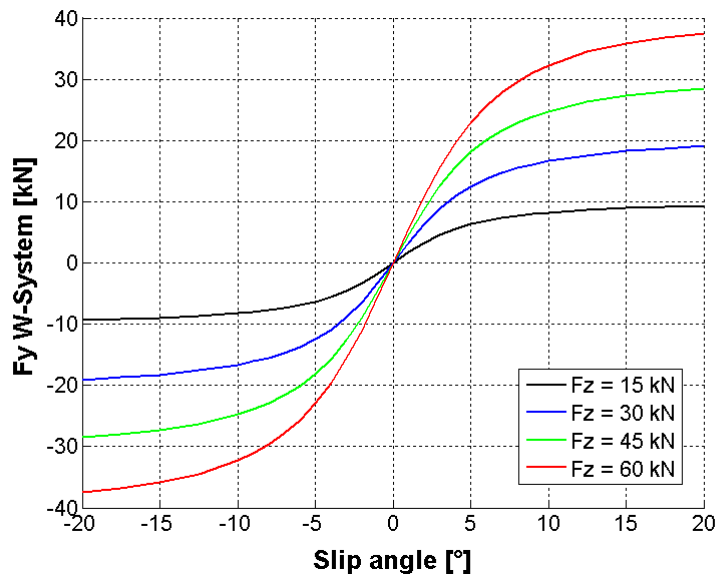


Abbildung B.9: Antriebsachsreifen, Seitenkraft über Schräglaufwinkel (0° Sturz), Grundlage sind Messdaten für: $-5^\circ \leq$ Schräglaufwinkel $\leq 5^\circ$, $-1.5^\circ \leq$ Sturz $\leq 1.5^\circ$

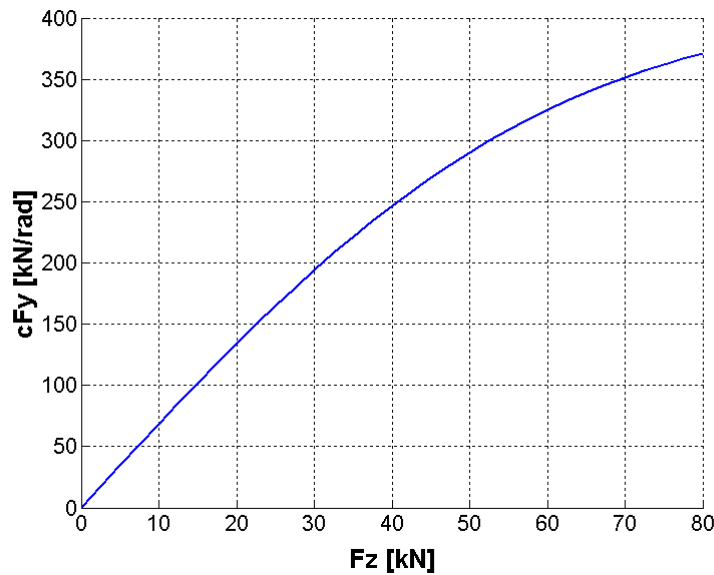


Abbildung B.10: Antriebsachsreifen, Schräglaufsteifigkeit über Radlast

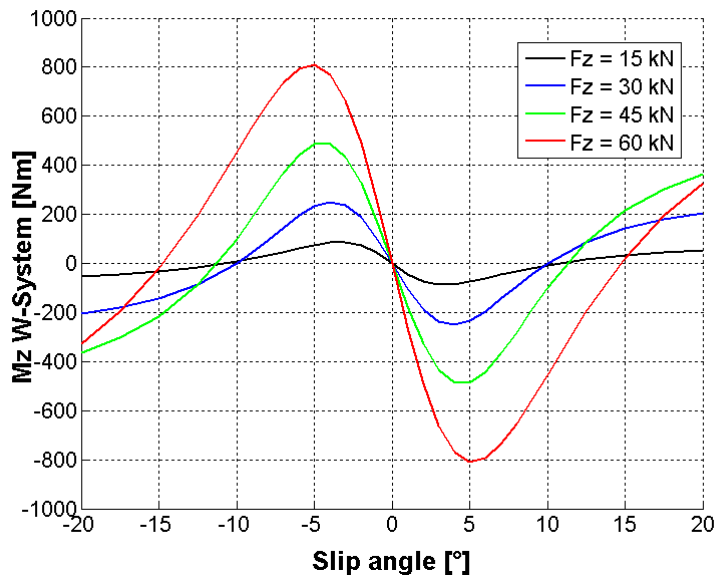


Abbildung B.11: Antriebsachsreifen, Rückstellmoment über Schräglaufwinkel (0° Sturz), Grundlage sind Messdaten für: $-5^\circ \leq$ Schräglaufwinkel $\leq 5^\circ$, $-1.5^\circ \leq$ Sturz $\leq 1.5^\circ$

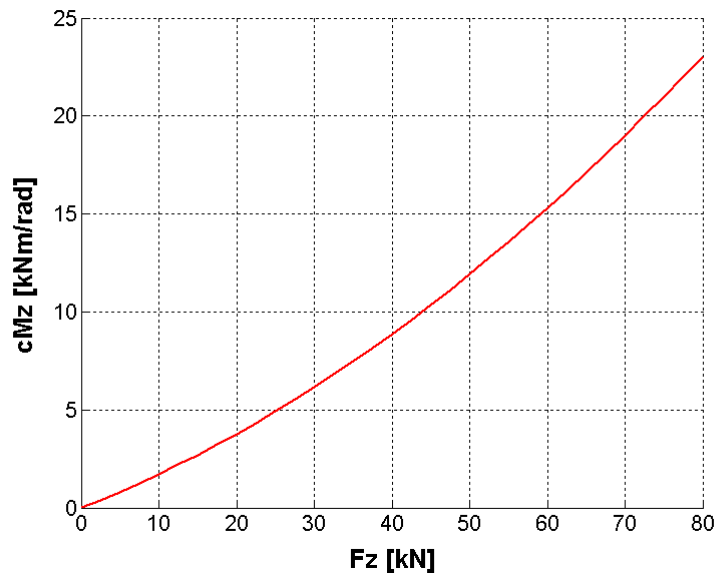


Abbildung B.12: Antriebsachsreifen, Rückstellmomentensteifigkeit über Radlast

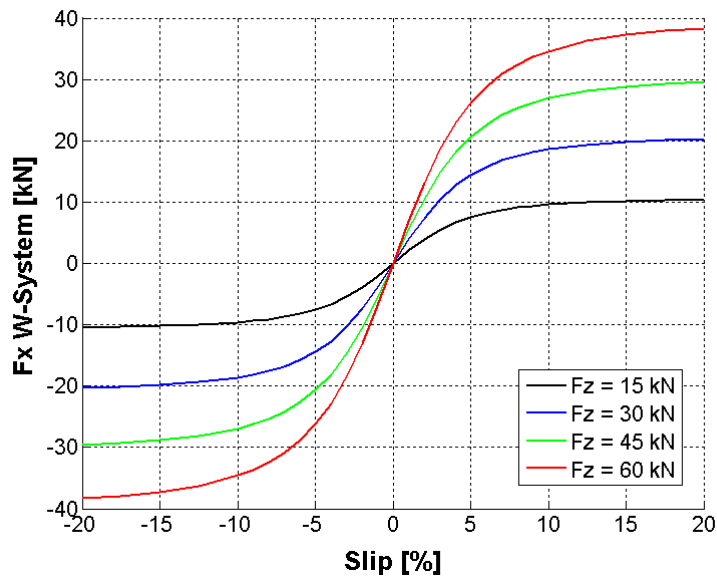


Abbildung B.13: Antriebsachsreifen, Längskraft über Längsschlupf (Annahmen IVK)

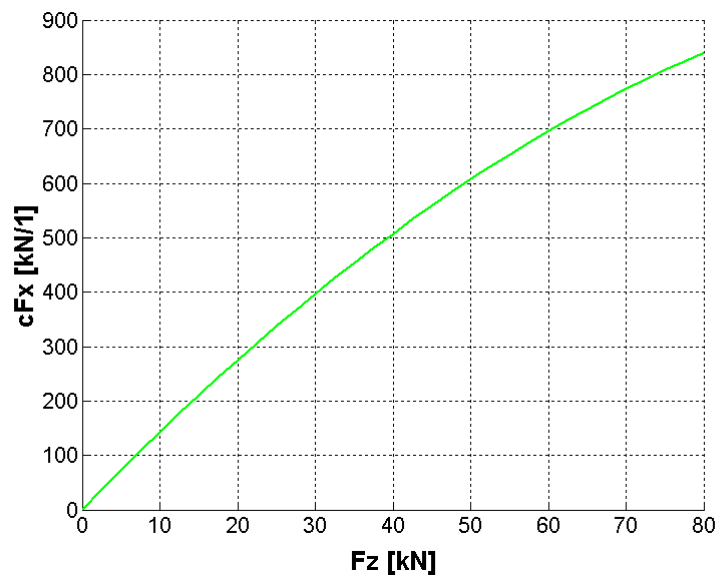


Abbildung B.14: Antriebsachsreifen, Längskraftsteifigkeit über Radlast (Annahmen IVK)

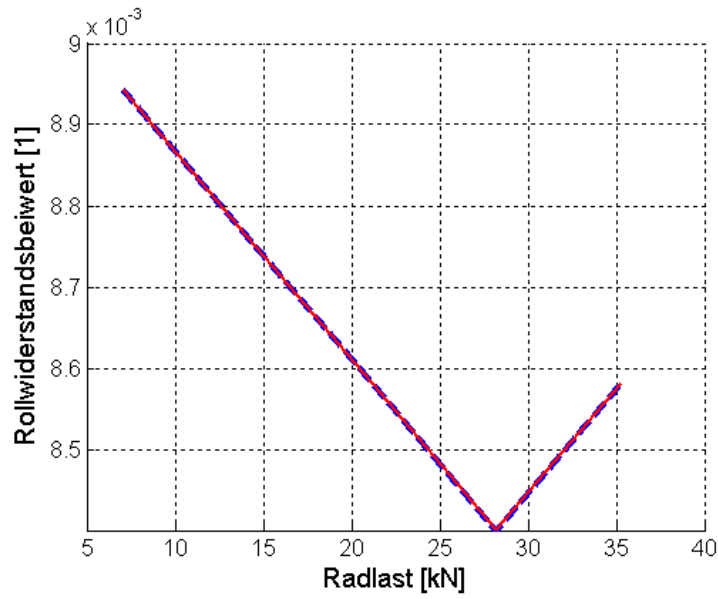


Abbildung B.15: Antriebsachsreifen, Rollwiderstandsbeiwert über der Radlast, Normradlast = 28,2 kN

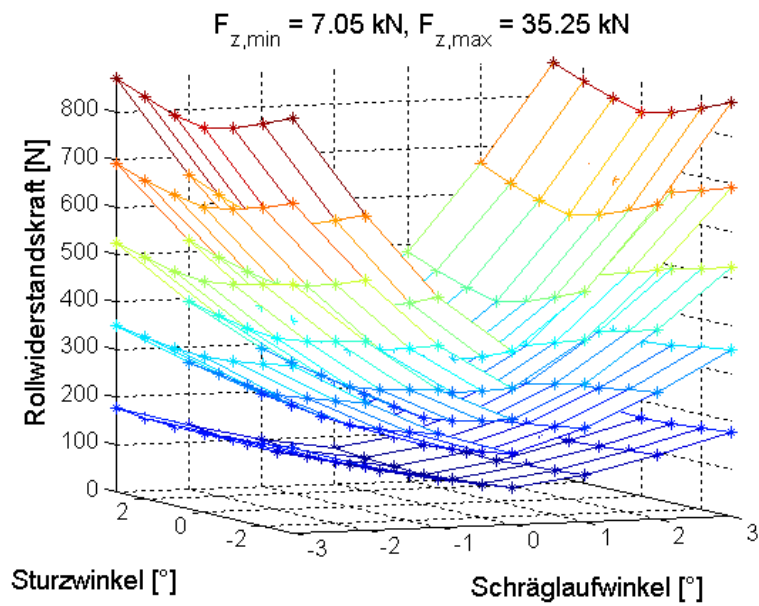


Abbildung B.16: Antriebsachsreifen, Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit von Sturz- und Schräglaufwinkel

B.3 Aufliegerreifen

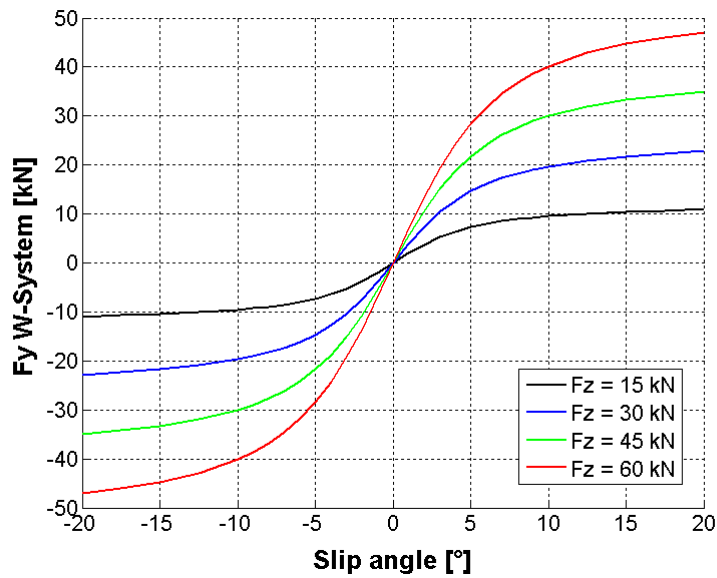


Abbildung B.17: Aufliegerreifen, Seitenkraft über Schräglaufwinkel (0° Sturz), Grundlage sind Messdaten für: $-5^\circ \leq$ Schräglaufwinkel $\leq 5^\circ$, $-1.5^\circ \leq$ Sturz $\leq 1.5^\circ$

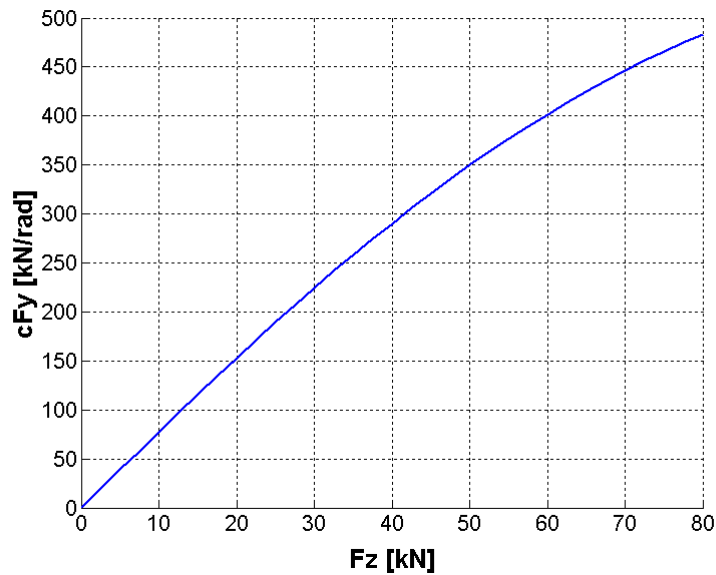


Abbildung B.18: Aufliegerreifen, Schräglaufsteifigkeit über Radlast

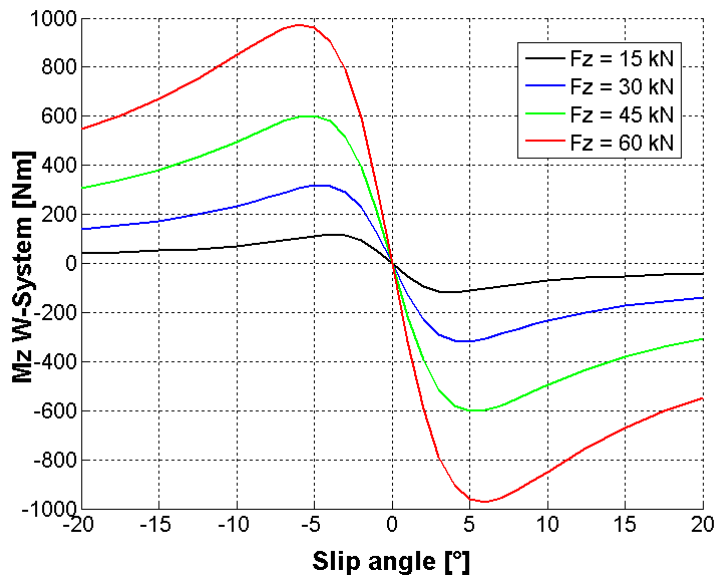


Abbildung B.19: Aufliegerreifen, Rückstellmoment über Schräglaufwinkel (0° Sturz), Grundlage sind Messdaten für: $-5^\circ \leq$ Schräglaufwinkel $\leq 5^\circ$, $-1.5^\circ \leq$ Sturz $\leq 1.5^\circ$

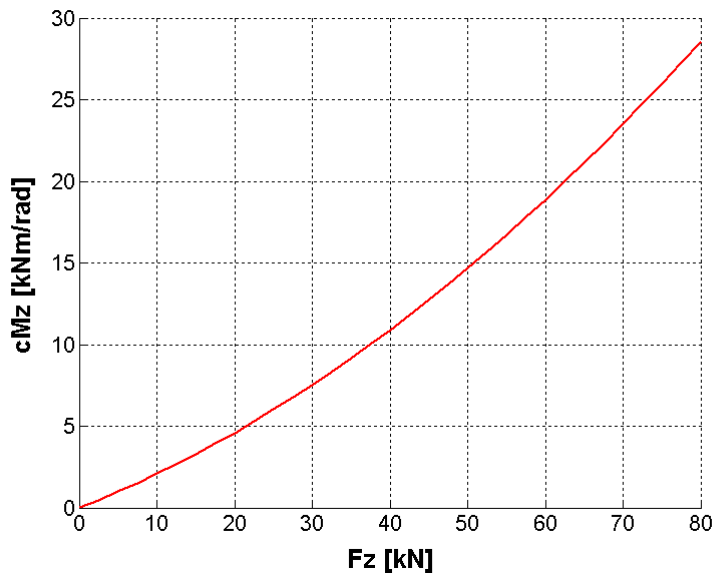


Abbildung B.20: Aufliegerreifen, Rückstellmomentensteifigkeit über Radlast

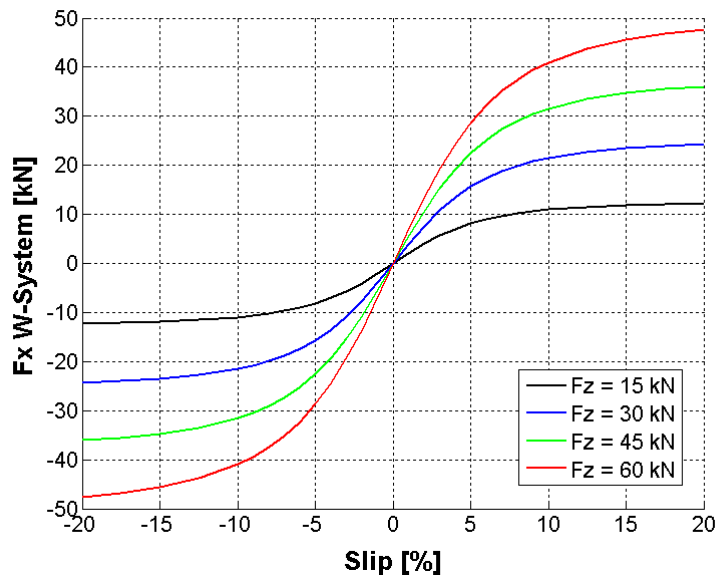


Abbildung B.21: Aufliegerreifen, Längskraft über Längsschlupf (Annahmen IVK)

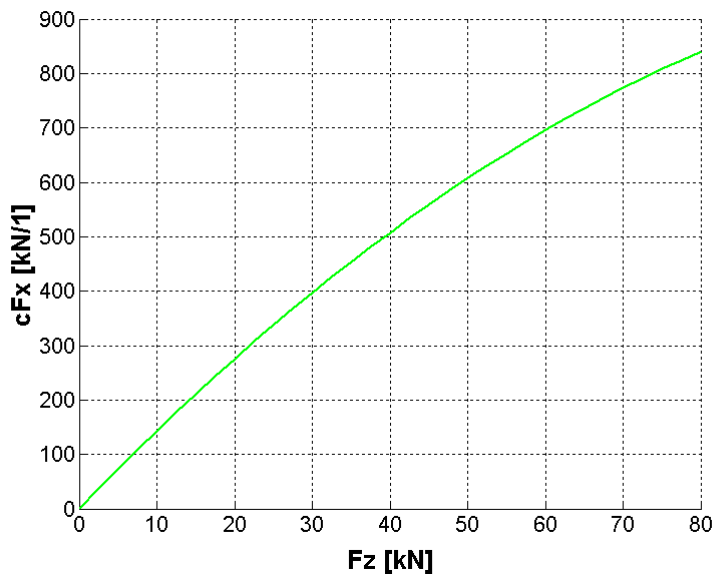


Abbildung B.22: Aufliegerreifen, Längskraftsteifigkeit über Radlast (Annahmen IVK)

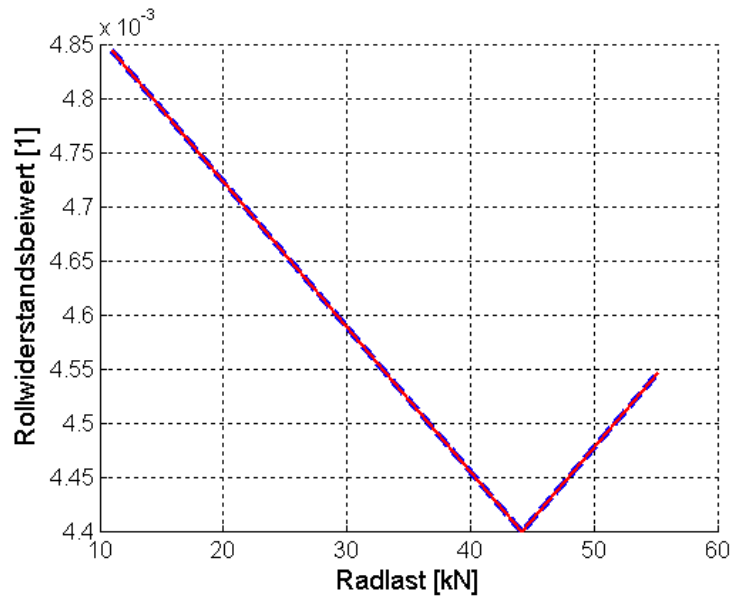


Abbildung B.23: Aufliegerreifen, Rollwiderstandsbeiwert über der Radlast, Normradlast = 44,1 kN

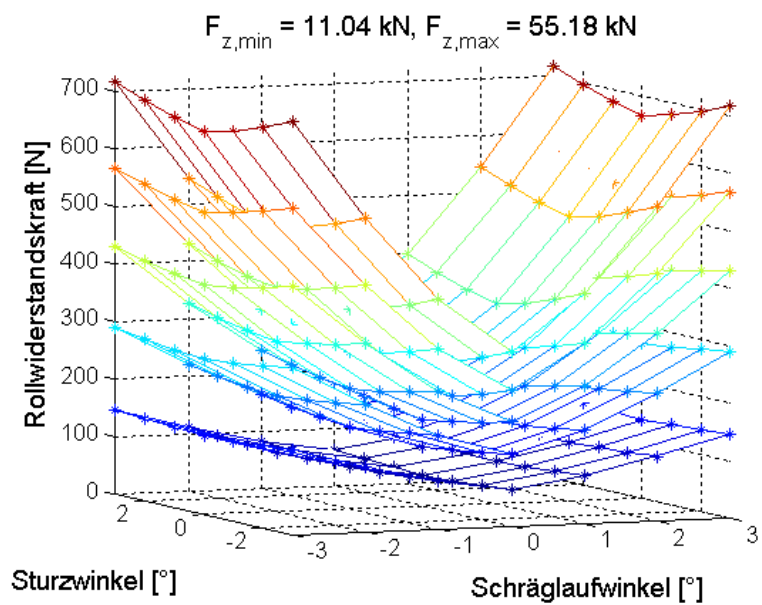


Abbildung B.24: Aufliegerreifen, Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit von Sturz- und Schräglaufwinkel

C Fahrzeugparameter – Projektteil 1

C.1 Bereifung Lenkachse

Bezeichnung	Wert
Massen/Hebelarme:	
Reifendimension	315/70 R 22,5
Einpresstiefe (Felge 9.00, Stahl)	162 mm
Durchmesser unbelastet	1014 mm
Dynamischer Radhalbmesser	ca. 503 mm (siehe Reifenmodell)
Masse Reifen + Felge	100 kg
Massenträgheitsmoment um Drehachse	35 kgm ²
Massenträgheitsmoment um Hoch-, Längsachse	20 kgm ²
Kraft-/Momentenwirkung:	
Vertikale Reifensteifigkeit	1000 N/mm
Vertikale Reifendämpfung	2,5 Ns/mm
Längskraft, Seitenkraft, Rückstellmoment in Abhängigkeit von Radlast, Längsschlupf, Schräglaufwinkel und Sturz	Pacejka89-Datensatz, siehe Abbildungen B.1 bis B.6
Einlauflänge für Seitenkraftaufbau (Annahme IVK)	0,6 m
Basis-Rollwiderstandsbeiwert	6,0 kg/t
Normradlast	32,9 kN
Abhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes von der Radlast bei Geradeausfahrt im Beharrungszustand	siehe Abbildung B.7
Abhängigkeit Rollwiderstandsbeiwert von Schräglaufwinkel (ohne Vorspurwiderstand) und Sturz im Beharrungszustand	siehe Abbildung B.8

C.2 Bereifung Antriebsachse

Bezeichnung	Wert
Massen/Hebelarme:	
Reifendimension	315/70 R 22,5
Einpresstiefe (Felge 9.00, Stahl)	162 mm
Halber Mittenabstand	174 mm
Durchmesser unbelastet	1014 mm
Dynamischer Radhalbmesser	ca. 503 mm (siehe Reifenmodell)
Masse Reifen + Felge	100 kg
Massenträgheitsmoment um Drehachse	36 kgm ²

Massenträgheitsmoment um Hoch-, Längsachse	21 kgm ²
Kraft-/Momentenwirkung:	
Vertikale Reifensteifigkeit	1000 N/mm
Vertikale Reifendämpfung	2,5 Ns/mm
Längskraft, Seitenkraft, Rückstellmoment in Abhängigkeit von Radlast, Längsschlupf, Schräglaufwinkel und Sturz	Pacejka89-Datensatz, siehe Abbildungen B.9 bis B.14
Einlauflänge für Seitenkraftaufbau (Annahme IVK)	0,6 m
Basis-Rollwiderstandsbeiwert	8,4 kg/t
Normradlast	28,2 kN
Abhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes von der Radlast bei Geradeausfahrt im Beharrungszustand	siehe Abbildung B.15
Abhängigkeit Rollwiderstandsbeiwert von Schräglaufwinkel (ohne Vorspurwiderstand) und Sturz im Beharrungszustand	siehe Abbildung B.16

C.3 Bereifung Aufliegerachse

Bezeichnung	Wert
Massen/Hebelarme:	
Reifendimension	385/65 R 22,5
Einpresstiefe (Felge 11.75, Stahl)	120 mm
Durchmesser unbelastet	1072 mm
Dynamischer Radhalbmesser	ca. 532 mm (siehe Reifenmodell)
Masse Reifen + Felge	120 kg
Massenträgheitsmoment um Drehachse	37 kgm ²
Massenträgheitsmoment um Hoch-, Längsachse	23 kgm ²
Kraft-/Momentenwirkung:	
Vertikale Reifensteifigkeit	1000 N/mm
Vertikale Reifendämpfung	2,5 Ns/mm
Längskraft, Seitenkraft, Rückstellmoment in Abhängigkeit von Radlast, Längsschlupf, Schräglaufwinkel und Sturz	Pacejka89-Datensatz, siehe Abbildungen B.17 bis B.22
Einlauflänge für Seitenkraftaufbau (Annahme IVK)	0,6 m
Basis-Rollwiderstandsbeiwert	4,4 kg/t
Normradlast	44,1 kN
Abhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes von der Radlast bei Geradeausfahrt im Beharrungszustand	siehe Abbildung B.23
Abhängigkeit Rollwiderstandsbeiwert von Schräglaufwinkel (ohne Vorspurwiderstand) und Sturz im Beharrungszustand	siehe Abbildung B.24

C.4 4x2 Sattelzugmaschine

- Modellierung in Anlehnung an Mercedes-Benz Actros MP 2, 1844 LS 36
- Alle Lageangaben beziehen sich auf einen Punkt in Fahrbahnhöhe an der xy-Position der Mitte Lenkachse (x nach vorne, y nach links, z nach oben)
- Massenträgheitsmomente sind auf den jeweiligen Schwerpunkt bezogen
- Luftkräfte werden als alleine an der SZM angreifend modelliert

Bezeichnung	Wert
Einzelmassen:	
Masse Fahrerhaus + Fahrer	1700 kg
Masse Rahmen vorne	1207 kg
Masse Rahmen hinten	900 kg
Masse Motor/Getriebe	1630 kg
Masse Lenkachse (ohne Räder/Radträger)	380 kg
Masse Antriebsachse (ohne Räder/Radträger)	528 kg
Masse Radträger Lenkachse	40 kg
Masse Radträger Antriebsachse	60 kg
Massenträgheitsmomente Fahrerhaus + Fahrer (x/y/z)	2124/1740/2066 kgm ²
MTM Rahmen vorne (x/y/z)	200/970/1150 kgm ²
MTM Rahmen hinten (x/y/z)	158/506/658 kgm ²
MTM Motor/Getriebe (x/y/z)	120/519/459 kgm ²
MTM Lenkachse (ohne Räder/Radträger) (x/y/z)	120/5/120 kgm ²
MTM Antriebsachse (ohne Räder/Radträger) (x/y/z)	203/8,9/203 kgm ²
MTM Radträger Lenkachse (x/y/z)	4/4/4 kgm ²
MTM Radträger Antriebsachse (x/y/z)	10/10/10 kgm ²
Hebelarme allgemein:	
Radstand	3600 mm
Spurweite Lenkachse	2034 mm
Spurweite Antriebsachse (Mitte Zwillingsbereifung)	1804 mm
Lage Schwerpunkt Fahrerhaus + Fahrer (x/y/z)	200/0/2150 mm
Lage SP Rahmen vorne (x/y/z)	-60/0/700 mm
Lage SP Rahmen hinten (x/y/z)	-3240/0/750 mm
Lage SP Motor/Getriebe (x/y/z)	-191/0/800 mm
Lage SP Lenkachse (ohne Räder/Radträger) (x/y/z)	0/0/479 mm
Lage SP Antriebsachse (ohne Räder/Radträger)(x/y/z)	-3600/0/479 mm
Lage SP Radträger Lenkachse (linke Seite) (x/y/z)	0/1017/479 mm

Lage SP Radträger Antriebsachse (linke Seite) (x/y/z)	-3600/902/479 mm
Lage Ersatzsteifigkeit Rahmen (Verbindungsstelle v/h) (x/y/z)	-1046/0/823 mm
Lage Schnittpunkt Königszapfen mit Gelenkachse Sattelkupplung (x/y/z)	-3052/0/1020 mm
Aufsattelhöhe	1090 mm
Lage aerodynamischer Kraftangriffspunkt (Annahme IVK) (x/y/z)	0/0/1700 mm
Lenkachse:	
Zulässige Achslast	7,5 t
Kinematik der Anbindung an den Rahmen.	siehe Abbildung 2.2
Elastizität der Anbindung an den Rahmen.	keine
Federkennung Huben/Wanken	siehe Abbildung A.5
Vorspur in Konstruktionslage	5' (Sollwert: 0'-10')
Radsturz in Konstruktionslage	0'
Abweichung vom Sollwert Vorspur	Variationsparameter
Abweichung vom Sollwert Sturz	Variationsparameter
Maximaler Winkelfehler der gesamten Achse um die Fahrzeughochachse (durch Einbautoleranzen etc.)	Variationsparameter
Maximaler Winkelfehler der gesamten Achse um die Fahrzeuglängsachse (durch Einbautoleranzen etc.)	Variationsparameter
Radlagerreibung	4,5 Nm + 1,5 Nm pro 12,3 kN Seitenkraft
Restschleifmoment Bremse	1,5 Nm
Lenkung:	
Gesamtübersetzung in Mittelstellung	20,0
Lage Achsfaust (linke Seite)	0/900/479 mm
Lage Anlenkpunkt Spurstange (linke Seite)	-264,5/835,5/318,5 mm
Spreizung (Annahme IVK)	8,0°
Nachlaufwinkel in Konstruktionslage (Annahme IVK)	1,5°
Nachlaufversatz (Annahme IVK)	0 mm
Lenkelastizität (lenkradseitig, Annahme IVK)	260 Nm/rad
Antriebsachse:	
Zulässige Achslast	11,5 t
Kinematik der Anbindung an den Rahmen.	siehe Abbildung 2.4
Elastizität der Anbindung an den Rahmen.	keine
Federkennung Huben/Wanken	siehe Abbildungen A.1, A.2 und A.6
Vorspur in Konstruktionslage	0'

Radsturz in Konstruktionslage	0'
Abweichung vom Sollwert Vorspur	Variationsparameter
Abweichung vom Sollwert Sturz	Variationsparameter
Maximaler Winkelfehler der gesamten Achse um die Fahrzeughochachse (durch Einbautoleranzen etc.)	Variationsparameter
Maximaler Winkelfehler der gesamten Achse um die Fahrzeuglängsachse (durch Einbautoleranzen etc.)	Variationsparameter
Radlagerreibung	8,745 Nm
Restschleifmoment Bremse	1,5 Nm
Sonstiges:	
Flächenprodukt ($c_w \cdot A_x$)	5,4 m ²
Torsionssteifigkeit Rahmen um die Längsachse bei Momenteneinleitung über Lenk- und Antriebsachse (Modellierung als diskrete Drehfeder)	300 kNm/rad
Gelenksteifigkeit(en) Sattelkupplung	∞
Anbindung Fahrerhaus am Rahmen	starr
Anbindungspunkte Motor/Getriebe am Rahmen	starr

C.5 Curtainsider, Kühlcontainer

- Alle Lageangaben beziehen sich auf einen Punkt in Fahrbahnhöhe an der xy-Position des Königszapfens (x nach vorne, y nach links, z nach oben)
- Massenträgheitsmomente sind auf den jeweiligen Schwerpunkt bezogen

Bezeichnung	Wert
Einzelmassen:	
Masse Rahmen/Aufbau Kühlcontainer	4245 kg
Masse Rahmen/Aufbau Curtainsider vorne	1720 kg
Masse Rahmen/Aufbau Curtainsider hinten	2525 kg
Masse Achse 1-3 (ohne Räder, Radträger)	360 kg
Masse Radträger	40 kg
Masse Nutzlast	Variationsgröße
MTM Rahmen/Aufbau Kühlcontainer (Annahme IVK) (x/y/z)	937,4/66429/67303 kgm ²
MTM Rahmen/Aufbau Curtainsider vorne (Annahme IVK) (x/y/z)	379,8/32990/33344 kgm ²
MTM Rahmen/Aufbau Curtainsider hinten (Annahme IVK) (x/y/z)	557,6/33439/33959 kgm ²
MTM Achse 1-3 (ohne Räder, Radträger) (x/y/z)	120/10/120 kgm ²

MTM Radträger (x/y/z)	4/4/4 kgm ²
MTM Nutzlast	Aus Masse über Annahme Flächenlast
Hebelarme:	
Lage SP Rahmen/Aufbau Kühlcontainer (x/y/z)	-5150/0/1545 mm
Lage SP Rahmen/Aufbau Curtainsider vorne (x/y/z)	-5150/0/1545 mm
Lage SP Rahmen/Aufbau Curtainsider hinten (x/y/z)	-5150/0/1545 mm
Lage SP Achse 1 (x/y/z)	-6390/0/500 mm
Lage SP Achse 2 (x/y/z)	-7700/0/500 mm
Lage SP Achse 3 (x/y/z)	-9010/0/500 mm
Lage Ersatzsteifigkeit Rahmen/Aufbau Curtainsider (Annahme IVK) (x/y/z)	-3850/0/1070 mm
Spurweite Achsen 1-3	2040 mm
Maximal anzunehmende Schwerpunktshöhe Nutzlast bezogen auf Höhe Ladeboden	1000 mm
Achsen:	
Zulässige Achslast	8,0 t
Kinematik der Anbindung an den Rahmen.	siehe Folien IKA
Elastizität der Anbindung an den Rahmen.	siehe Folien IKA
Federkennung Huben/Wanken	siehe Abbildungen A.3, A.4 und A.7
Vorspur in Konstruktionslage	0'
Radsturz in Konstruktionslage	0'
Abweichung vom Sollwert Vorspur	Variationsparameter
Abweichung vom Sollwert Sturz	Variationsparameter
Maximaler Winkelfehler der gesamten Achse um die Fahrzeughochachse (durch Einbautoleranzen etc.)	Variationsparameter
Maximaler Winkelfehler der gesamten Achse um die Fahrzeuglängsachse (durch Einbautoleranzen etc.)	Variationsparameter
Radlagerreibung	4,5 Nm + 1,5 Nm pro 12,3 kN Seitenkraft
Restschleifmoment Bremse	1,5 Nm
Sonstiges:	
Torsionssteifigkeit Curtainsider um die Längsachse bei Momenteneinleitung über Sattelkupplung und 2. Achse	600Nm/°
Dito, Kühlcontainer	∞
Lenkkinematik, Rückstelleinrichtung Nachlaufenkachse	siehe [1]

D Reifenkennungen – Projektteil 2

Im Hinblick auf die weitergehenden Untersuchungen in Projektteil 2 wurde der Gültigkeitsbereich des Rollwiderstandsmodells auf Schräglaufwinkel von bis zu 30° erweitert. Darüber hinaus wurde der Basisrollwiderstand des Antriebsachsreifens angepasst. Nachfolgend sind diejenigen Reifenkennungen dargestellt, bei denen sich Änderungen gegenüber Projektteil 1 ergeben haben.

D.1 Lenkachsreifen

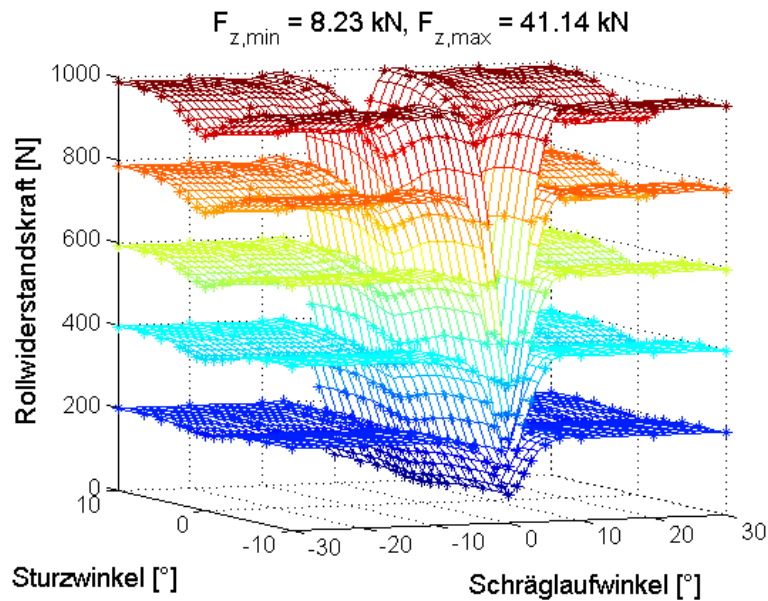


Abbildung D.1: Lenkachsreifen, Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit von Sturz- und Schräglaufwinkel

D.2 Antriebsachsreifen

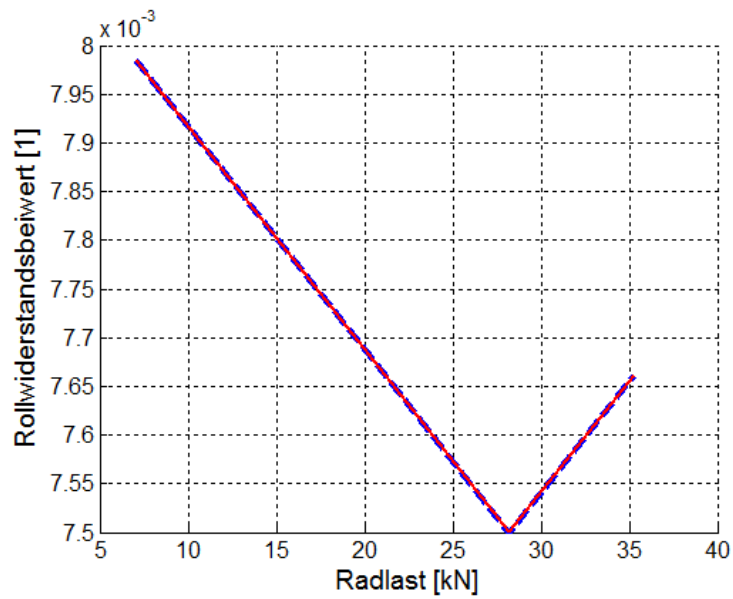


Abbildung D.2: Antriebsachsreifen, Rollwiderstandsbeiwert über der Radlast, Normradlast = 28,2 kN

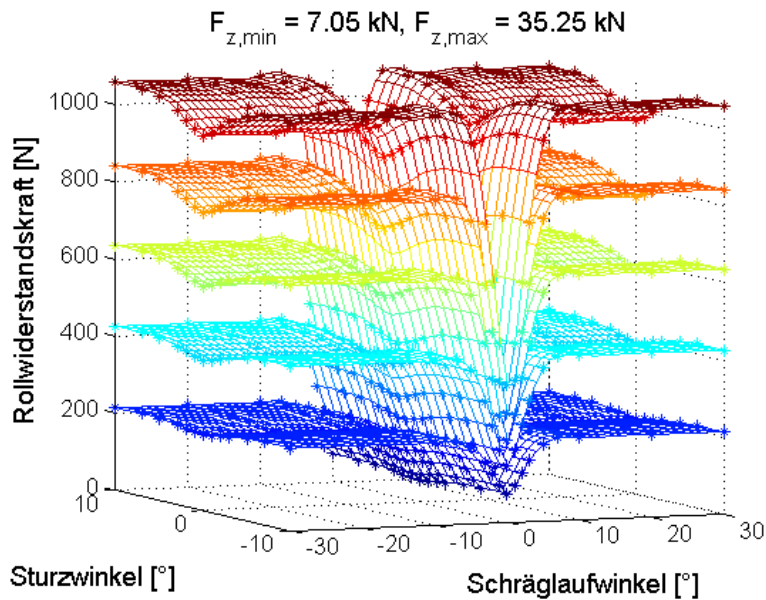


Abbildung D.3: Antriebsachsreifen, Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit von Sturz- und Schräglaufwinkel

D.3 Aufliegerreifen

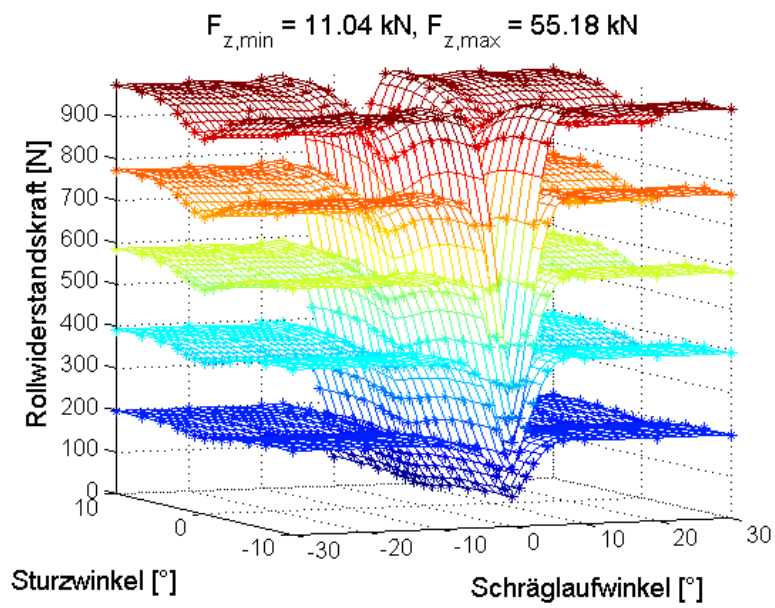


Abbildung D.4: Aufliegerreifen, Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit von Sturz- und Schräglaufwinkel

E Fahrzeugparameter – Projektteil 2

Im Hinblick auf die weitergehenden Untersuchungen in Projektteil 2 fanden zum Teil Fahrzeugparameter Verwendung, die gegenüber dem Stand in Projektteil 1 geringfügig abweichen. Nachfolgend sind diejenigen Fahrzeugparameter aufgeführt, bei denen sich Änderungen ergeben haben.

E.1 Bereifung Lenkachse

Bezeichnung	Wert
Kraft-/Momentenwirkung:	
Abhängigkeit Rollwiderstandsbeiwert von Schräglaufwinkel (ohne Vorspurwiderstand) und Sturz im Beharrungszustand	siehe Abbildung D.1

E.2 Bereifung Antriebsachse

Bezeichnung	Wert
Kraft-/Momentenwirkung:	
Basis-Rollwiderstandsbeiwert	7,5 kg/t
Abhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes von der Radlast bei Geradeausfahrt im Beharrungszustand	siehe Abbildung D.2
Abhängigkeit Rollwiderstandsbeiwert von Schräglaufwinkel (ohne Vorspurwiderstand) und Sturz im Beharrungszustand	siehe Abbildung D.3

E.3 Bereifung Aufliegerachse

Bezeichnung	Wert
Kraft-/Momentenwirkung:	
Abhängigkeit Rollwiderstandsbeiwert von Schräglaufwinkel (ohne Vorspurwiderstand) und Sturz im Beharrungszustand	siehe Abbildung D.4

E.4 4x2 Sattelzugmaschine

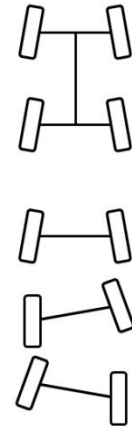
Bezeichnung	Wert
Lenkachse:	
Vorspur in Konstruktionslage	0' (Sollwert: 0' ⁺¹⁰ / ₋₀)

E.5 Curtainsider, Kühlcontainer

Bezeichnung	Wert
Hebelarme:	
Lage SP Rahmen/Aufbau Kühlcontainer (x/y/z)	-5200/0/1545 mm
Lage SP Rahmen/Aufbau Curtainsider vorne (x/y/z)	-5200/0/1545 mm
Lage SP Rahmen/Aufbau Curtainsider hinten (x/y/z)	-5200/0/1545 mm
Abstand Stirnwand zu Königszapfen	1,6 m
Gesamtlänge Ladefläche	13,6 m
Achsen:	
Maximale zulässige Achslast (technisch)	10,0 t

F Weitere Ergebnisse zum Einfluss von Rad- und Achsfehlstellungen

P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68							
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)		0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P_{Rowi, Schrägl.}	1,94	3,78 (+3,77)	97,67 (+3,79)	0,65 (+0,65)	1,26 (+1,25)	0,56 (+0,56)	0,66 (+0,66)	0,64 (+0,64)
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,02 (+0,01)		0 (±0)	0,01 (±0)	0 (±0)	0,01 (+0,01)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	47,50	92,69 (±0)	105,24 (+5,24)	16,87 (-0,01)	32,25 (+0,01)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P_{Radlager/Bremse}	2,97	5,80 (+0,06)		1,05 (+0,01)	1,77 (±0)	0,99 (+0,02)	0,99 (+0,02)	0,99 (+0,02)
P_{Antriebsschlupf}	0,21	0,41 (+0,02)	7,58 (+1,46)	0 (±0)	0,41 (+0,02)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0,70	1,37 (+1,37)		0,16 (+0,16)	0,24 (+0,24)	0,20 (+0,20)	0,40 (+0,40)	0,36 (+0,36)

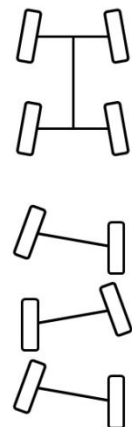


Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ > 0.1 %
 ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung F.1: Auswertung für den dargestellten Unterfall von Konfiguration 2 (maximale Gesamtvorspur + Lenktendenz Trailerachsen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Luftwiderstand}	35,68							
P_{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)		0,02 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P_{Rowi, Schrägl.}	2,02	3,95 (+3,94)	97,83 (+3,95)	0,65 (+0,65)	1,25 (+1,25)	0,60 (+0,60)	0,83 (+0,83)	0,60 (+0,60)
P_{Rowi, Sturz}	0,01	0,02 (+0,01)		0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0,01 (+0,01)	0 (±0)
P_{Rowi, Basis}	47,51	92,69 (±0)	105,52 (+5,52)	16,87 (-0,01)	32,25 (+0,01)	14,51 (±0)	14,52 (±0)	14,53 (±0)
P_{Radlager/Bremse}	2,97	5,80 (+0,07)		1,05 (+0,01)	1,77 (±0)	0,99 (+0,02)	1,00 (+0,02)	0,99 (+0,02)
P_{Antriebsschlupf}	0,21	0,41 (+0,03)	7,69 (+1,57)	0 (±0)	0,41 (+0,03)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0,76	1,48 (+1,48)		0,16 (+0,16)	0,24 (+0,24)	0,28 (+0,28)	0,52 (+0,52)	0,28 (+0,28)



Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ > 0.1 %
 ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung F.2: Auswertung für den dargestellten Unterfall von Konfiguration 2 (maximale Gesamtvorspur + Lenktendenz Trailerachsen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Luftwiderstand}	35,68								
P _{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	98,81 (+4,93)	107,09 (+7,09)	0,03 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P _{Rowi, Schrägl.}	2,52	4,92 (+4,91)			0,65 (+0,65)	1,27 (+1,26)	0,56 (+0,56)	1,31 (+1,31)	1,13 (+1,13)
P _{Rowi, Sturz}	0,02	0,03 (+0,02)			0 (±0)	0,01 (+0,01)	0 (±0)	0,01 (+0,01)	0,01 (+0,01)
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,69 (±0)							
P _{Radlager/Bremse}	2,98	5,82 (+0,09)							
P _{Antriebsschlupf}	0,21	0,42 (+0,03)							
P _{Kurve/Vorspur}	1,04	2,03 (+2,03)							
					1,05 (+0,01)	1,77 (±0)	0,99 (+0,02)	1,01 (+0,03)	1,01 (+0,03)
					0 (±0)	0,42 (+0,03)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
					0,16 (+0,16)	0,25 (+0,25)	0,21 (+0,21)	0,79 (+0,79)	0,63 (+0,63)



Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ < 0.1 %
 ■ > 0.1 %
 ■ < 0.3 %
 ■ > 0.3 %
 ■ < 1.0 %
 ■ > 1.0 %

Abbildung F.3: Auswertung für den dargestellten Unterfall von Konfiguration 3 (maximale Lenktendenz der Trailerachsen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Luftwiderstand}	35,68								
P _{Rowi, Radlast}	0,60	1,17 (±0)	99,03 (+5,15)	107,55 (+7,55)	0,03 (±0)	0,34 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)	0,27 (±0)
P _{Rowi, Schrägl.}	2,63	5,13 (+5,12)			0,65 (+0,65)	1,25 (+1,25)	0,73 (+0,73)	1,77 (+1,77)	0,73 (+0,73)
P _{Rowi, Sturz}	0,02	0,03 (+0,02)			0,01 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0,01 (+0,01)	0 (±0)
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,69 (±0)							
P _{Radlager/Bremse}	2,99	5,83 (+0,09)							
P _{Antriebsschlupf}	0,22	0,42 (+0,04)							
P _{Kurve/Vorspur}	1,17	2,27 (+2,27)							
					1,05 (+0,01)	1,77 (±0)	1,00 (+0,02)	1,02 (+0,04)	1,00 (+0,02)
					0 (±0)	0,42 (+0,04)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
					0,16 (+0,16)	0,24 (+0,24)	0,31 (+0,31)	1,25 (+1,25)	0,31 (+0,31)



Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ < 0.1 %
 ■ > 0.1 %
 ■ < 0.3 %
 ■ > 0.3 %
 ■ < 1.0 %
 ■ > 1.0 %

Abbildung F.4: Auswertung für den dargestellten Unterfall von Konfiguration 3 (maximale Lenktendenz der Trailerachsen). Mittige Nutzlast von 26,6 t, 80 km/h, Referenzkonfiguration: „100 %“

G Weitere Ergebnisse zum Einfluss der Betriebsstrategie Nachlaufenkachse

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,07	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,07	1,15 (-0,02)	136,31 (+42,18)	244,26 (+144,26)	0,14 (+0,14)	0,32 (-0,03)	0,23 (-0,04)	0,23 (-0,04)	0,22 (-0,05)
P _{Rowi, Schrägl.}	2,97	46,56 (+46,55)			3,88 (+3,87)	5,36 (+5,36)	13,50 (+13,50)	22,10 (+22,10)	1,72 (+1,72)
P _{Rowi, Sturz}	0,04	0,68 (+0,67)			0,13 (+0,13)	0,24 (+0,23)	0,01 (+0,01)	0,20 (+0,20)	0,10 (+0,10)
P _{Rowi, Basis}	5,61	87,93 (-5,02)			17,27 (+0,13)	32,09 (-0,01)	12,73 (-1,84)	12,95 (-1,62)	12,90 (-1,68)
P _{Radlager/Bremse}	0,38	5,93 (+0,18)	107,95 (+102,09)	0 (±0)	1,10 (+0,07)	1,81 (+0,04)	1,02 (+0,04)	1,09 (+0,11)	0,90 (-0,08)
P _{Antriebsschlupf}	0,55	8,64 (+8,53)			3,01 (+3,01)	2,77 (+2,77)	24,97 (+24,97)	61,39 (+61,39)	1,23 (+1,23)
P _{Kurve/Vorspur}	5,96	93,38 (+93,38)			0	0	0	0	0

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.1: Variante „Optimale Zwangslenkung T3“, 15 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbewegung (10 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,07	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,07	1,14 (-0,04)	139,82 (+45,68)	249,60 (+149,60)	0,15 (+0,15)	0,34 (-0,01)	0,24 (-0,03)	0,20 (-0,07)	0,21 (-0,06)
P _{Rowi, Schrägl.}	3,21	50,22 (+50,22)			4,24 (+4,24)	7,45 (+7,45)	17,48 (+17,48)	18,37 (+18,37)	2,68 (+2,68)
P _{Rowi, Sturz}	0,04	0,69 (+0,69)			0,13 (+0,13)	0,28 (+0,27)	0,01 (+0,01)	0,17 (+0,17)	0,11 (+0,11)
P _{Rowi, Basis}	5,60	87,76 (-5,19)			17,27 (+0,13)	32,15 (+0,06)	12,59 (-1,97)	12,81 (-1,76)	12,94 (-1,65)
P _{Radlager/Bremse}	0,38	5,93 (+0,18)	109,78 (+103,92)	0 (±0)	1,10 (+0,07)	1,81 (+0,04)	1,05 (+0,07)	1,06 (+0,08)	0,90 (-0,08)
P _{Antriebsschlupf}	0,55	8,69 (+8,57)			3,39 (+3,39)	4,32 (+4,32)	38,67 (+38,67)	45,14 (+45,14)	3,66 (+3,66)
P _{Kurve/Vorspur}	6,08	95,17 (+95,17)			0	0	0	0	0

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.2: Variante „T3 Patent BPW“, 15 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbewegung (10 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,07	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
P _{Rowi, Radlast}	0,10	1,53 (+0,36)	169,02 (+74,88)	431,60 (+331,60)	0,15 (+0,14)	0,41 (+0,05)	0,24 (-0,03)	0,28 (+0,01)	0,46 (+0,19)
P _{Rowi, Schrägl.}	5,16	80,87 (+80,86)			5,08 (+5,08)	14,02 (+14,02)	32,91 (+32,91)	10,20 (+10,20)	18,65 (+18,65)
P _{Rowi, Sturz}	0,05	0,78 (+0,77)			0,12 (+0,11)	0,37 (+0,36)	0,11 (+0,11)	0,11 (+0,11)	0,07 (+0,07)
P _{Rowi, Basis}	5,48	85,84 (-7,11)			16,56 (-0,58)	30,05 (-2,04)	15,98 (+1,42)	16,22 (+1,65)	7,02 (-7,56)
P _{Radlager/Bremse}	0,39	6,12 (+0,37)	262,59 (+256,72)		1,11 (+0,07)	1,80 (+0,03)	1,19 (+0,21)	0,98 (±0)	1,04 (+0,06)
P _{Antriebsschlupf}	0,67	10,52 (+10,41)			0 (±0)	10,52 (+10,41)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	15,70	245,94 (+245,94)			4,38 (+4,38)	10,45 (+10,45)	102,17 (+102,17)	16,62 (+16,62)	112,32 (+112,32)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.3: Variante „Entlastung T3 10/10/4,3 t“, 15 m-Kreis, 0,51 m/s² Querb beschleunigung (10 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,07	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
P _{Rowi, Radlast}	0,16	2,55 (+1,37)	162,61 (+68,48)	351,10 (+251,10)	0,13 (+0,13)	0,47 (+0,12)	0,78 (+0,51)	0,89 (+0,62)	0,27 (±0)
P _{Rowi, Schrägl.}	4,74	74,28 (+74,27)			4,45 (+4,44)	10,19 (+10,18)	28,91 (+28,91)	23,97 (+23,97)	6,77 (+6,77)
P _{Rowi, Sturz}	0,05	0,73 (+0,72)			0,12 (+0,12)	0,28 (+0,27)	0,07 (+0,07)	0,24 (+0,24)	0,01 (+0,01)
P _{Rowi, Basis}	5,43	85,06 (-7,89)			16,37 (-0,76)	27,73 (-4,36)	19,06 (+4,50)	19,38 (+4,80)	2,52 (-12,06)
P _{Radlager/Bremse}	0,39	6,10 (+0,35)	188,48 (+182,62)		1,11 (+0,07)	1,80 (+0,03)	1,16 (+0,18)	1,11 (+0,13)	0,92 (-0,06)
P _{Antriebsschlupf}	0,58	9,02 (+8,91)			0 (±0)	9,02 (+8,91)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	11,07	173,36 (+173,36)			3,69 (+3,69)	7,00 (+7,00)	63,73 (+63,73)	51,63 (+51,63)	47,30 (+47,30)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.4: Variante „Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t“, 15 m-Kreis, 0,51 m/s² Querb beschleunigung (10 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	0,56	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Rowi, Radlast}	0,16	1,25 (+0,08)	122,35 (+28,22)	157,61 (+57,61)	0,15 (+0,14)	0,36 (±0)	0,26 (-0,01)	0,25 (-0,02)	0,23 (-0,04)
P_{Rowi, Schrägl.}	3,54	27,72 (+27,71)			3,39 (+3,39)	8,38 (+8,38)	4,69 (+4,69)	1,24 (+1,24)	10 (+10,00)
P_{Rowi, Sturz}	0,08	0,60 (+0,60)			0,04 (+0,04)	0,27 (+0,27)	0,05 (+0,05)	0,09 (+0,09)	0,15 (+0,15)
P_{Rowi, Basis}	11,85	92,78 (-0,16)			17,09 (-0,04)	32,26 (+0,15)	14,45 (-0,11)	14,48 (-0,09)	14,51 (-0,07)
P_{Radlager/Bremse}	0,77	6,03 (+0,28)	35,26 (+29,39)		1,08 (+0,05)	1,78 (+0,01)	1,06 (+0,07)	1,00 (+0,02)	1,11 (+0,13)
P_{Antriebsschlupf}	0,11	0,87 (+0,75)			0 (±0)	0,87 (+0,75)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	3,62	28,37 (+28,37)			2,11 (+2,11)	4,52 (+4,52)	5,21 (+5,21)	0,76 (+0,76)	15,77 (+15,77)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.5: Variante „Starres Aggregat“, 60 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	0,56	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Rowi, Radlast}	0,15	1,18 (+0,01)	107,27 (+13,14)	121,44 (+21,44)	0,13 (+0,13)	0,32 (-0,03)	0,24 (-0,03)	0,24 (-0,03)	0,24 (-0,03)
P_{Rowi, Schrägl.}	1,63	12,76 (+12,75)			2,76 (+2,76)	4,30 (+4,30)	1,91 (+1,91)	1,90 (+1,90)	1,89 (+1,89)
P_{Rowi, Sturz}	0,07	0,57 (+0,57)			0,03 (+0,03)	0,20 (+0,20)	0,11 (+0,11)	0,11 (+0,11)	0,12 (+0,12)
P_{Rowi, Basis}	11,85	92,76 (-0,18)			17,14 (+0,02)	32,15 (+0,05)	14,49 (-0,08)	14,49 (-0,09)	14,49 (-0,09)
P_{Radlager/Bremse}	0,75	5,89 (+0,14)	14,16 (+8,29)		1,08 (+0,04)	1,78 (+0,01)	1,01 (+0,03)	1,01 (+0,03)	1,01 (+0,03)
P_{Antriebsschlupf}	0,09	0,71 (+0,58)			0 (±0)	0,71 (+0,58)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	0,97	7,56 (+7,56)			1,57 (+1,57)	1,72 (+1,72)	1,44 (+1,44)	1,42 (+1,42)	1,41 (+1,41)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.6: Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“, 60 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,56	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,15	1,19 (+0,01)	110,01 (+15,88)	129,64 (+29,64)	0,13 (+0,13)	0,32 (-0,03)	0,25 (-0,02)	0,23 (-0,04)	0,25 (-0,02)
P _{Rowi, Schrägl.}	1,97	15,39 (+15,38)			2,84 (+2,84)	4,78 (+4,78)	0,17 (+0,17)	6,75 (+6,75)	0,84 (+0,84)
P _{Rowi, Sturz}	0,08	0,60 (+0,59)			0,03 (+0,03)	0,21 (+0,20)	0,09 (+0,09)	0,15 (+0,15)	0,12 (+0,12)
P _{Rowi, Basis}	11,86	92,83 (-0,11)			17,13 (±0)	32,17 (+0,06)	14,50 (-0,07)	14,53 (-0,04)	14,51 (-0,07)
P _{Radlager/Bremse}	0,75	5,91 (+0,16)	19,63 (+13,76)	1,08 (+0,04)	1,78 (+0,01)	0,98 (±0)	1,08 (+0,10)	0,99 (+0,01)	
P _{Antriebsschlupf}	0,09	0,74 (+0,62)		0 (±0)	0,74 (+0,62)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P _{Kurve/Vorspur}	1,66	12,99 (+12,99)		1,64 (+1,64)	2,01 (+2,01)	0,02 (+0,02)	8,91 (+8,91)	0,41 (+0,41)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.7: Variante „Optimale Zwanglenkung T3“, 60 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,56	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,15	1,21 (+0,03)	112,18 (+18,05)	132,03 (+32,03)	0,14 (+0,13)	0,33 (-0,02)	0,26 (-0,02)	0,24 (-0,03)	0,24 (-0,03)
P _{Rowi, Schrägl.}	2,24	17,56 (+17,56)			3,00 (+3,00)	5,76 (+5,76)	1,11 (+1,11)	4,91 (+4,91)	2,78 (+2,78)
P _{Rowi, Sturz}	0,08	0,60 (+0,59)			0,04 (+0,03)	0,23 (+0,22)	0,08 (+0,08)	0,13 (+0,13)	0,12 (+0,12)
P _{Rowi, Basis}	11,85	92,82 (-0,13)			17,13 (±0)	32,18 (+0,08)	14,48 (-0,09)	14,51 (-0,06)	14,53 (-0,05)
P _{Radlager/Bremse}	0,76	5,94 (+0,19)	19,85 (+13,98)	1,08 (+0,04)	1,78 (+0,01)	1,00 (+0,02)	1,05 (+0,07)	1,03 (+0,05)	
P _{Antriebsschlupf}	0,10	0,75 (+0,63)		0 (±0)	0,75 (+0,63)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P _{Kurve/Vorspur}	1,68	13,15 (+13,15)		1,77 (+1,77)	2,64 (+2,64)	0,59 (+0,59)	5,66 (+5,66)	2,50 (+2,50)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.8: Variante „T3 Patent BPW“, 60 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,56	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,22	1,72 (+0,54)	118,72 (+24,59)	150,78 (+50,78)	0,14 (+0,13)	0,44 (+0,08)	0,29 (+0,01)	0,31 (+0,04)	0,54 (+0,27)
P _{Rowi, Schrägl.}	3,18	24,86 (+24,86)			3,22 (+3,21)	7,42 (+7,42)	3,46 (+3,46)	3,61 (+3,61)	7,15 (+7,15)
P _{Rowi, Sturz}	0,07	0,56 (+0,56)			0,04 (+0,04)	0,23 (+0,23)	0,08 (+0,08)	0,15 (+0,15)	0,06 (+0,06)
P _{Rowi, Basis}	11,70	91,58 (-1,36)			16,70 (-0,42)	29,57 (-2,53)	18,63 (+4,06)	18,69 (+4,12)	7,98 (-6,60)
P _{Radlager/Bremse}	0,77	6,01 (+0,26)	32,05 (+26,18)	0	1,08 (+0,04)	1,78 (+0,01)	1,05 (+0,06)	1,04 (+0,06)	1,06 (+0,08)
P _{Antriebsschlupf}	0,11	0,83 (+0,70)			0,83 (+0,70)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	3,22	25,22 (+25,22)			1,98 (+1,98)	3,98 (+3,98)	2,83 (+2,83)	3,15 (+3,15)	13,28 (+13,28)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.9: Variante „Entlastung T3 10/10/4,3 t“, 60 m-Kreis, 0,51 m/s² Querb beschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	0,56	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,37	2,87 (+1,69)	114,86 (+20,73)	141,06 (+41,06)	0,13 (+0,12)	0,55 (+0,20)	0,92 (+0,65)	0,97 (+0,70)	0,30 (+0,03)
P _{Rowi, Schrägl.}	2,65	20,77 (+20,77)			2,97 (+2,97)	5,96 (+5,95)	1,74 (+1,74)	7,02 (+7,02)	3,08 (+3,08)
P _{Rowi, Sturz}	0,08	0,59 (+0,58)			0,03 (+0,03)	0,19 (+0,19)	0,12 (+0,12)	0,22 (+0,22)	0,02 (+0,02)
P _{Rowi, Basis}	11,57	90,63 (-2,31)			16,40 (-0,72)	27,44 (-4,67)	21,94 (+7,38)	22,04 (+7,47)	2,81 (-11,77)
P _{Radlager/Bremse}	0,76	5,97 (+0,22)	26,20 (+20,33)	0	1,08 (+0,04)	1,78 (+0,01)	1,02 (+0,04)	1,09 (+0,11)	1,01 (+0,03)
P _{Antriebsschlupf}	0,10	0,77 (+0,65)			0,77 (+0,65)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	2,48	19,46 (+19,46)			1,79 (+1,79)	3,02 (+3,02)	0,85 (+0,85)	7,36 (+7,36)	6,44 (+6,44)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.10: Variante „Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t“, 60 m-Kreis, 0,51 m/s² Querb beschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	4,46	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Rowi, Radlast}	0,31	1,21 (+0,04)	108,85 (+14,76)	123,69 (+23,69)	0,13 (+0,13)	0,33 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,24 (-0,03)
P_{Rowi, Schrägl.}	3,60	14,08 (+14,07)			2,82 (+2,81)	5,55 (+5,55)	0,38 (+0,38)	1,74 (+1,74)	3,59 (+3,59)
P_{Rowi, Sturz}	0,16	0,61 (+0,61)			0,06 (+0,06)	0,22 (+0,22)	0,10 (+0,10)	0,11 (+0,11)	0,12 (+0,12)
P_{Rowi, Basis}	23,75	92,94 (+0,04)			17,05 (-0,03)	32,19 (+0,05)	14,55 (±0)	14,57 (±0)	14,58 (+0,01)
P_{Radlager/Bremse}	1,51	5,90 (+0,15)	14,84 (+8,93)	1,08 (+0,04)	1,77 (±0)	0,99 (+0,01)	1,02 (+0,04)	1,04 (+0,06)	
P_{Antriebsschlupf}	0,07	0,29 (+0,12)		0 (±0)	0,29 (+0,12)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P_{Kurve/Vorspur}	2,21	8,66 (+8,66)		1,53 (+1,53)	2,40 (+2,40)	0,09 (+0,09)	1,17 (+1,17)	3,47 (+3,47)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.11: Variante „Starres Aggregat“, 240 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	4,46	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P_{Rowi, Radlast}	0,30	1,19 (+0,02)	107,77 (+13,68)	121,26 (+21,26)	0,13 (+0,12)	0,32 (-0,03)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)
P_{Rowi, Schrägl.}	3,33	13,03 (+13,02)			2,66 (+2,66)	4,58 (+4,58)	1,93 (+1,93)	1,93 (+1,93)	1,93 (+1,93)
P_{Rowi, Sturz}	0,16	0,61 (+0,60)			0,06 (+0,05)	0,20 (+0,20)	0,11 (+0,11)	0,12 (+0,12)	0,12 (+0,12)
P_{Rowi, Basis}	23,75	92,94 (+0,03)			17,06 (-0,02)	32,18 (+0,04)	14,56 (±0)	14,57 (±0)	14,58 (±0)
P_{Radlager/Bremse}	1,51	5,91 (+0,16)	13,49 (+7,58)	1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,02 (+0,04)	1,02 (+0,04)	1,02 (+0,04)	
P_{Antriebsschlupf}	0,07	0,28 (+0,11)		0 (±0)	0,28 (+0,11)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P_{Kurve/Vorspur}	1,87	7,31 (+7,31)		1,41 (+1,41)	1,80 (+1,80)	1,36 (+1,36)	1,36 (+1,36)	1,36 (+1,36)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.12: Variante „Optimale Zwanglenkung T1 und T3“, 240 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]						
$P_{\text{Luftwiderstand}}$	4,46	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3
$P_{\text{Rowi, Radlast}}$	0,31	1,19 (+0,02)	107,98 (+13,89)	0,13 (+0,12)	0,32 (-0,03)	0,25 (-0,02)	0,24 (-0,03)	0,25 (-0,02)
$P_{\text{Rowi, Schrägl.}}$	3,38	13,23 (+13,23)		2,68 (+2,68)	4,71 (+4,70)	1,25 (+1,25)	2,96 (+2,96)	1,63 (+1,63)
$P_{\text{Rowi, Sturz}}$	0,16	0,61 (+0,61)		0,06 (+0,05)	0,20 (+0,20)	0,11 (+0,11)	0,12 (+0,12)	0,12 (+0,12)
$P_{\text{Rowi, Basis}}$	23,75	92,94 (+0,04)		121,82 (+21,82)	17,05 (-0,02)	32,18 (+0,04)	14,56 (±0)	14,57 (+0,01)
$P_{\text{Radlager/Bremse}}$	1,51	5,90 (+0,16)	13,84 (+7,93)	1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,01 (+0,03)	1,04 (+0,06)	1,01 (+0,03)
$P_{\text{Antriebsschlupf}}$	0,07	0,28 (+0,12)		0 (±0)	0,28 (+0,12)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
$P_{\text{Kurve/Vorspur}}$	1,96	7,65 (+7,65)		1,43 (+1,43)	1,88 (+1,88)	0,69 (+0,69)	2,61 (+2,61)	1,05 (+1,05)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.13: Variante „Optimale Zwanglenkung T3“, 240 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]						
$P_{\text{Luftwiderstand}}$	4,46	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3
$P_{\text{Rowi, Radlast}}$	0,31	1,21 (+0,03)	108,40 (+14,31)	0,13 (+0,12)	0,33 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,24 (-0,03)
$P_{\text{Rowi, Schrägl.}}$	3,49	13,64 (+13,64)		2,77 (+2,76)	5,23 (+5,23)	0,67 (+0,67)	2,17 (+2,17)	2,81 (+2,81)
$P_{\text{Rowi, Sturz}}$	0,16	0,61 (+0,61)		0,06 (+0,06)	0,21 (+0,21)	0,10 (+0,10)	0,12 (+0,12)	0,12 (+0,12)
$P_{\text{Rowi, Basis}}$	23,75	92,94 (+0,04)		122,56 (+22,56)	17,05 (-0,02)	32,18 (+0,05)	14,56 (±0)	14,57 (±0)
$P_{\text{Radlager/Bremse}}$	1,51	5,90 (+0,15)	14,16 (+8,25)	1,08 (+0,04)	1,77 (±0)	1,00 (+0,02)	1,02 (+0,04)	1,03 (+0,05)
$P_{\text{Antriebsschlupf}}$	0,07	0,28 (+0,12)		0 (±0)	0,28 (+0,12)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
$P_{\text{Kurve/Vorspur}}$	2,04	7,98 (+7,98)		1,49 (+1,49)	2,20 (+2,20)	0,24 (+0,24)	1,63 (+1,63)	2,41 (+2,41)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.14: Variante „T3 Patent BPW“, 240 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
$P_{\text{Luftwiderstand}}$	4,46	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
$P_{\text{Rowi, Radlast}}$	0,45	1,75 (+0,58)	107,90 (+13,81)	122,73 (+22,73)	0,13 (+0,12)	0,46 (+0,11)	0,30 (+0,03)	0,31 (+0,04)	0,55 (+0,28)
$P_{\text{Rowi, Schrägl.}}$	3,53	13,81 (+13,80)			2,73 (+2,72)	5,08 (+5,08)	0,85 (+0,85)	2,75 (+2,75)	2,40 (+2,40)
$P_{\text{Rowi, Sturz}}$	0,16	0,61 (+0,61)			0,06 (+0,05)	0,19 (+0,19)	0,14 (+0,14)	0,16 (+0,16)	0,06 (+0,06)
$P_{\text{Rowi, Basis}}$	23,44	91,73 (-1,17)			16,66 (-0,42)	29,52 (-2,61)	18,75 (+4,20)	18,80 (+4,23)	8,01 (-6,57)
$P_{\text{Radlager/Bremse}}$	1,51	5,90 (+0,16)	14,83 (+8,92)		1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,00 (+0,02)	1,04 (+0,05)	1,02 (+0,04)
$P_{\text{Antriebsschlupf}}$	0,08	0,31 (+0,14)			0 (±0)	0,31 (+0,14)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
$P_{\text{Kurve/Vorspur}}$	2,20	8,62 (+8,62)			1,48 (+1,48)	2,22 (+2,22)	0,29 (+0,29)	1,96 (+1,96)	2,67 (+2,67)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.15: Variante „Entlastung T3 10/10/4,3 t“, 240 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
$P_{\text{Luftwiderstand}}$	4,46	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
$P_{\text{Rowi, Radlast}}$	0,74	2,88 (+1,71)	108,02 (+13,93)	122,66 (+22,66)	0,12 (+0,11)	0,56 (+0,21)	0,94 (+0,67)	0,96 (+0,69)	0,30 (+0,03)
$P_{\text{Rowi, Schrägl.}}$	3,51	13,72 (+13,71)			2,62 (+2,62)	4,48 (+4,48)	1,58 (+1,58)	4,02 (+4,02)	1,02 (+1,02)
$P_{\text{Rowi, Sturz}}$	0,16	0,64 (+0,63)			0,05 (+0,05)	0,17 (+0,16)	0,19 (+0,19)	0,21 (+0,21)	0,02 (+0,02)
$P_{\text{Rowi, Basis}}$	23,20	90,78 (-2,12)			16,35 (-0,73)	27,41 (-4,72)	22,07 (+7,51)	22,15 (+7,58)	2,80 (-11,77)
$P_{\text{Radlager/Bremse}}$	1,51	5,91 (+0,16)	14,64 (+8,73)		1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,02 (+0,04)	1,05 (+0,07)	0,99 (+0,01)
$P_{\text{Antriebsschlupf}}$	0,08	0,33 (+0,17)			0 (±0)	0,33 (+0,17)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
$P_{\text{Kurve/Vorspur}}$	2,15	8,40 (+8,40)			1,42 (+1,42)	1,92 (+1,92)	0,72 (+0,72)	3,08 (+3,08)	1,26 (+1,26)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.16: Variante „Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t“, 240 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,61	1,19 (+0,02)	107,70 (+13,82)	121,38 (+21,38)	0,12 (+0,10)	0,32 (-0,01)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,24 (-0,02)
P _{Rowi, Schrägl.}	6,76	13,19 (+13,18)			2,66 (+2,66)	4,87 (+4,87)	1,47 (+1,47)	1,87 (+1,87)	2,31 (+2,31)
P _{Rowi, Sturz}	0,32	0,62 (+0,61)			0,06 (+0,06)	0,21 (+0,21)	0,11 (+0,11)	0,11 (+0,11)	0,12 (+0,12)
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,70 (+0,02)			16,85 (-0,03)	32,28 (+0,04)	14,52 (±0)	14,53 (±0)	14,54 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	3,02	5,89 (+0,16)	13,68 (+7,56)	0	1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,01 (+0,03)	1,02 (+0,04)	1,02 (+0,05)
P _{Antriebsschlupf}	0,26	0,50 (+0,12)			0 (±0)	0,50 (+0,12)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	3,74	7,29 (+7,29)			1,40 (+1,40)	1,95 (+1,95)	0,88 (+0,88)	1,29 (+1,29)	1,77 (+1,77)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.17: Variante „Starres Aggregat“, 960 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,61	1,18 (+0,01)	107,53 (+13,65)	121,12 (+21,12)	0,12 (+0,10)	0,32 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)
P _{Rowi, Schrägl.}	6,68	13,03 (+13,02)			2,62 (+2,62)	4,64 (+4,63)	1,92 (+1,92)	1,92 (+1,92)	1,92 (+1,92)
P _{Rowi, Sturz}	0,32	0,62 (+0,61)			0,06 (+0,06)	0,21 (+0,20)	0,12 (+0,12)	0,12 (+0,12)	0,12 (+0,12)
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,70 (+0,02)			16,85 (-0,03)	32,28 (+0,04)	14,52 (±0)	14,53 (±0)	14,54 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	3,02	5,89 (+0,16)	13,59 (+7,47)	0	1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,02 (+0,04)	1,02 (+0,04)	1,02 (+0,04)
P _{Antriebsschlupf}	0,26	0,50 (+0,12)			0 (±0)	0,50 (+0,12)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	3,69	7,20 (+7,20)			1,37 (+1,37)	1,81 (+1,81)	1,34 (+1,34)	1,34 (+1,34)	1,34 (+1,34)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.18: Variante „Optimale Zwanglenkung T1 und T3“, 960 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,61	1,18 (+0,01)	107,51 (+13,63)	121,16 (+21,16)	0,12 (+0,10)	0,32 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,24 (-0,03)	0,25 (-0,02)
P _{Rowi, Schrägl.}	6,67	13,01 (+13,00)			2,61 (+2,60)	4,55 (+4,55)	1,91 (+1,91)	2,34 (+2,34)	1,60 (+1,60)
P _{Rowi, Sturz}	0,32	0,62 (+0,61)			0,06 (+0,06)	0,20 (+0,20)	0,12 (+0,12)	0,12 (+0,12)	0,12 (+0,12)
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,70 (+0,02)			16,85 (-0,03)	32,28 (+0,04)	14,52 (±0)	14,53 (±0)	14,54 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	3,02	5,89 (+0,16)	13,65 (+7,53)	0	1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,02 (+0,04)	1,02 (+0,05)	1,01 (+0,03)
P _{Antriebsschlupf}	0,26	0,50 (+0,12)			0 (±0)	0,50 (+0,12)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	3,72	7,25 (+7,25)			1,36 (+1,36)	1,76 (+1,76)	1,32 (+1,32)	1,81 (+1,81)	1,00 (+1,00)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.19: Variante „Optimale Zwanglenkung T3“, 960 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,61	1,19 (+0,02)	107,70 (+13,82)	121,38 (+21,38)	0,12 (+0,10)	0,32 (-0,01)	0,25 (-0,02)	0,25 (-0,02)	0,24 (-0,02)
P _{Rowi, Schrägl.}	6,76	13,19 (+13,18)			2,66 (+2,66)	4,87 (+4,87)	1,47 (+1,47)	1,88 (+1,88)	2,31 (+2,31)
P _{Rowi, Sturz}	0,32	0,62 (+0,61)			0,06 (+0,06)	0,21 (+0,21)	0,11 (+0,11)	0,11 (+0,11)	0,12 (+0,12)
P _{Rowi, Basis}	47,51	92,70 (+0,02)			16,85 (-0,03)	32,28 (+0,04)	14,52 (±0)	14,53 (±0)	14,54 (±0)
P _{Radlager/Bremse}	3,02	5,89 (+0,16)	13,68 (+7,56)	0	1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,01 (+0,03)	1,02 (+0,04)	1,02 (+0,05)
P _{Antriebsschlupf}	0,26	0,50 (+0,12)			0 (±0)	0,50 (+0,12)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	3,74	7,29 (+7,29)			1,40 (+1,40)	1,95 (+1,95)	0,88 (+0,88)	1,29 (+1,29)	1,77 (+1,77)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.20: Variante „T3 Patent BPW“, 960 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,89	1,73 (+0,56)	107,00 (+13,12)	120,83 (+20,83)	0,12 (+0,09)	0,45 (+0,11)	0,30 (+0,03)	0,31 (+0,04)	0,55 (+0,28)
P _{Rowi, Schrägl.}	6,73	13,14 (+13,13)			2,59 (+2,59)	4,51 (+4,50)	2,03 (+2,03)	2,56 (+2,56)	1,45 (+1,45)
P _{Rowi, Sturz}	0,32	0,62 (+0,61)			0,06 (+0,05)	0,18 (+0,18)	0,16 (+0,16)	0,17 (+0,17)	0,05 (+0,05)
P _{Rowi, Basis}	46,90	91,50 (-1,19)			16,46 (-0,42)	29,62 (-2,62)	18,70 (+4,19)	18,75 (+4,22)	7,98 (-6,55)
P _{Radlager/Bremse}	3,02	5,89 (+0,16)	13,83 (+7,71)		1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,02 (+0,04)	1,03 (+0,05)	1,00 (+0,03)
P _{Antriebsschlupf}	0,28	0,55 (+0,16)			0 (±0)	0,55 (+0,16)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	3,79	7,39 (+7,39)			1,37 (+1,37)	1,83 (+1,83)	1,21 (+1,21)	1,73 (+1,73)	1,25 (+1,25)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.21: Variante „Entlastung T3 10/10/4,3 t“, 960 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	1,47	2,86 (+1,69)	107,36 (+13,48)	121,40 (+21,40)	0,11 (+0,08)	0,55 (+0,22)	0,94 (+0,67)	0,96 (+0,69)	0,30 (+0,03)
P _{Rowi, Schrägl.}	6,81	13,29 (+13,28)			2,52 (+2,51)	4,11 (+4,10)	2,71 (+2,71)	3,36 (+3,36)	0,59 (+0,59)
P _{Rowi, Sturz}	0,33	0,65 (+0,64)			0,06 (+0,05)	0,16 (+0,16)	0,20 (+0,20)	0,21 (+0,21)	0,02 (+0,02)
P _{Rowi, Basis}	46,41	90,55 (-2,14)			16,14 (-0,73)	27,52 (-4,72)	22,01 (+7,49)	22,08 (+7,56)	2,79 (-11,74)
P _{Radlager/Bremse}	3,02	5,90 (+0,16)	14,04 (+7,92)		1,07 (+0,04)	1,77 (±0)	1,03 (+0,06)	1,04 (+0,07)	0,98 (+0,01)
P _{Antriebsschlupf}	0,31	0,60 (+0,22)			0 (±0)	0,60 (+0,22)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	3,86	7,54 (+7,54)			1,33 (+1,33)	1,66 (+1,66)	1,67 (+1,67)	2,32 (+2,32)	0,57 (+0,57)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.22: Variante „Entlastung T3 11,8/11,8/1,5 t“, 960 m-Kreis, 0,51 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

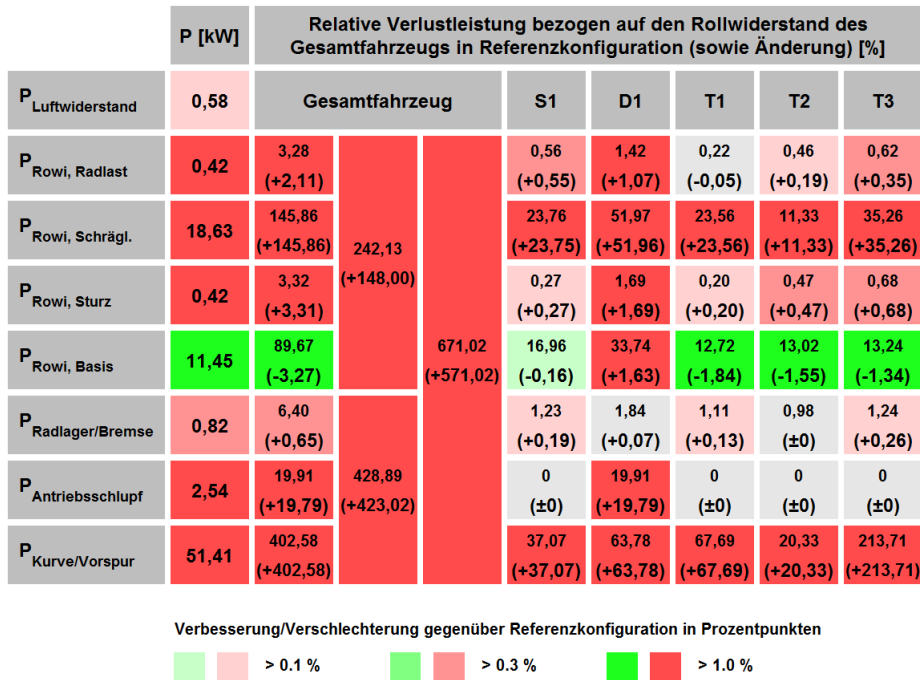


Abbildung G.23: Variante „Starres Aggregat“, 15 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

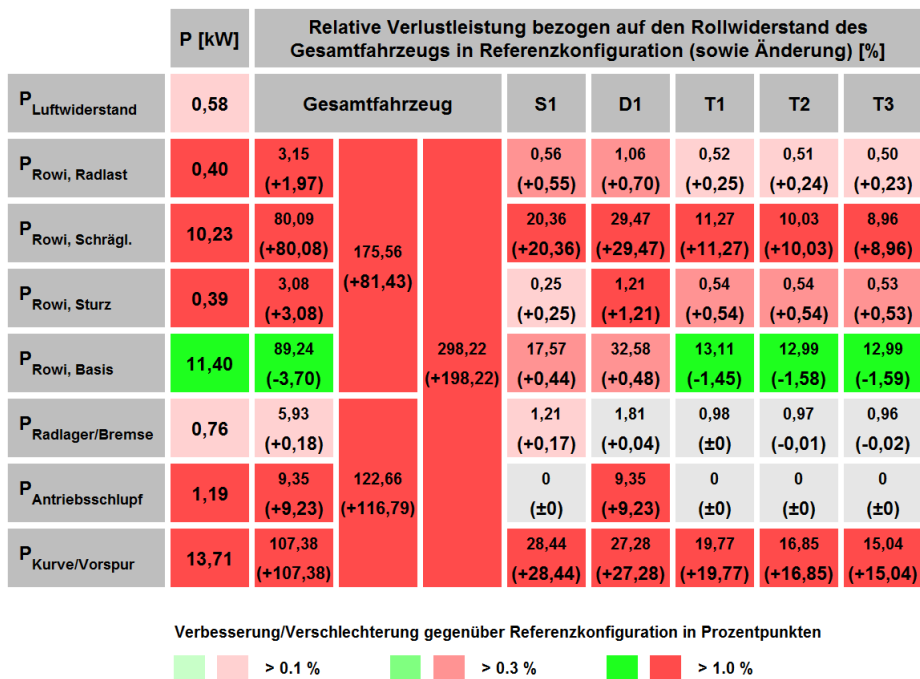


Abbildung G.24: Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“, 15 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	0,58	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
P_{Rowi, Radlast}	0,42	3,30 (+2,12)	186,23 (+92,11)	400,78 (+300,78)	0,54 (+0,54)	1,08 (+0,73)	0,48 (+0,20)	0,70 (+0,43)	0,49 (+0,22)
P_{Rowi, Schrägl.}	11,35	88,90 (+88,89)			20,74 (+20,74)	31,16 (+31,16)	0,02 (+0,02)	33,01 (+33,00)	3,97 (+3,97)
P_{Rowi, Sturz}	0,42	3,27 (+3,26)			0,25 (+0,24)	1,24 (+1,24)	0,49 (+0,49)	0,78 (+0,78)	0,51 (+0,51)
P_{Rowi, Basis}	11,59	90,77 (-2,17)			17,37 (+0,25)	32,73 (+0,63)	13,46 (-1,11)	13,76 (-0,81)	13,45 (-1,13)
P_{Radlager/Bremse}	0,77	6,06 (+0,31)	214,54 (+208,67)		1,21 (+0,18)	1,81 (+0,04)	0,88 (-0,10)	1,21 (+0,23)	0,95 (-0,03)
P_{Antriebsschlupf}	1,40	10,93 (+10,81)			0 (±0)	10,93 (+10,81)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	25,23	197,55 (+197,55)			29,48 (+29,48)	29,53 (+29,53)	0 (±0)	133,04 (+133,04)	5,49 (+5,49)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.25: Variante „Optimale Zwangslenkung T3“, 15 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	0,58	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
P_{Rowi, Radlast}	0,42	3,29 (+2,12)	183,92 (+89,79)	405,00 (+305,00)	0,54 (+0,53)	1,06 (+0,71)	0,50 (+0,23)	0,72 (+0,45)	0,48 (+0,21)
P_{Rowi, Schrägl.}	11,05	86,54 (+86,53)			20,39 (+20,38)	28,98 (+28,98)	0,99 (+0,99)	34,01 (+34,01)	2,16 (+2,16)
P_{Rowi, Sturz}	0,41	3,23 (+3,22)			0,24 (+0,24)	1,20 (+1,20)	0,52 (+0,52)	0,81 (+0,81)	0,45 (+0,45)
P_{Rowi, Basis}	11,60	90,86 (-2,09)			17,36 (+0,23)	32,71 (+0,61)	13,53 (-1,04)	13,82 (-0,75)	13,44 (-1,14)
P_{Radlager/Bremse}	0,77	6,06 (+0,31)	221,09 (+215,22)		1,21 (+0,17)	1,81 (+0,04)	0,89 (-0,09)	1,22 (+0,24)	0,92 (-0,06)
P_{Antriebsschlupf}	1,40	10,98 (+10,85)			0 (±0)	10,98 (+10,85)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	26,06	204,05 (+204,05)			28,74 (+28,74)	26,58 (+26,58)	0,64 (+0,64)	145,22 (+145,22)	2,87 (+2,87)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.26: Variante „T3 Patent BPW“, 15 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]						
P_{Luftwiderstand}	0,58	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3
P_{Rowi, Radlast}	0,44	3,41 (+2,24)	227,70 (+133,57)	0,52 (+0,51)	1,05 (+0,69)	0,55 (+0,28)	1,04 (+0,77)	0,26 (-0,01)
P_{Rowi, Schrägl.}	16,91	132,44 (+132,43)		22,46 (+22,45)	44,69 (+44,69)	16,81 (+16,81)	28,42 (+28,42)	20,06 (+20,06)
P_{Rowi, Sturz}	0,40	3,14 (+3,13)		0,24 (+0,24)	1,39 (+1,39)	0,36 (+0,36)	0,84 (+0,84)	0,31 (+0,31)
P_{Rowi, Basis}	11,33	88,71 (-4,24)		595,78 (+495,78)	16,66 (-0,46)	30,80 (-1,31)	16,68 (+2,11)	17,11 (+2,53)
P_{Radlager/Bremse}	0,81	6,37 (+0,63)	368,08 (+362,21)	1,22 (+0,18)	1,84 (+0,07)	1,07 (+0,09)	1,15 (+0,17)	1,09 (+0,11)
P_{Antriebsschlupf}	2,27	17,81 (+17,69)		0 (±0)	17,81 (+17,69)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	43,92	343,90 (+343,90)		34,31 (+34,31)	53,27 (+53,27)	29,60 (+29,60)	72,37 (+72,37)	154,35 (+154,35)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.27: Variante „Entlastung T3 10/10/4,3 t“, 15 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (20 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]						
P_{Luftwiderstand}	4,47	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3
P_{Rowi, Radlast}	0,93	3,65 (+2,48)	200,16 (+106,07)	0,54 (+0,53)	1,19 (+0,84)	0,58 (+0,31)	0,65 (+0,37)	0,70 (+0,43)
P_{Rowi, Schrägl.}	25,37	99,26 (+99,26)		20,11 (+20,10)	39,49 (+39,49)	3,28 (+3,28)	13,07 (+13,07)	23,32 (+23,32)
P_{Rowi, Sturz}	0,97	3,80 (+3,79)		0,35 (+0,35)	1,35 (+1,35)	0,62 (+0,62)	0,70 (+0,70)	0,78 (+0,78)
P_{Rowi, Basis}	23,88	93,45 (+0,54)		357,64 (+257,64)	16,81 (-0,27)	32,75 (+0,61)	14,56 (+0,01)	14,63 (+0,07)
P_{Radlager/Bremse}	1,63	6,36 (+0,62)	157,48 (+151,57)	1,20 (+0,16)	1,80 (+0,03)	1,03 (+0,05)	1,13 (+0,15)	1,22 (+0,24)
P_{Antriebsschlupf}	0,89	3,49 (+3,32)		0 (±0)	3,49 (+3,32)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	37,73	147,63 (+147,63)		27,32 (+27,32)	40,51 (+40,51)	2,71 (+2,71)	21,59 (+21,59)	55,49 (+55,49)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.28: Variante „Starres Aggregat“, 60 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	4,47	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,93	3,63 (+2,46)	194,61 (+100,52)	330,63 (+230,63)	0,52 (+0,51)	1,11 (+0,76)	0,67 (+0,40)	0,67 (+0,40)	0,67 (+0,40)
P _{Rowi, Schrägl.}	23,97	93,79 (+93,79)			19,13 (+19,13)	33,17 (+33,16)	13,90 (+13,90)	13,83 (+13,83)	13,77 (+13,77)
P _{Rowi, Sturz}	0,96	3,76 (+3,76)			0,34 (+0,33)	1,24 (+1,23)	0,73 (+0,73)	0,73 (+0,73)	0,73 (+0,73)
P _{Rowi, Basis}	23,88	93,42 (+0,52)			16,85 (-0,23)	32,65 (+0,52)	14,65 (+0,09)	14,64 (+0,07)	14,64 (+0,07)
P _{Radlager/Bremse}	1,63	6,39 (+0,64)			1,19 (+0,15)	1,79 (+0,02)	1,13 (+0,15)	1,13 (+0,15)	1,13 (+0,15)
P _{Antriebsschlupf}	0,76	2,96 (+2,79)	136,02 (+130,11)		0 (±0)	2,96 (+2,79)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	32,37	126,67 (+126,67)			25,26 (+25,26)	31,01 (+31,01)	23,62 (+23,62)	23,46 (+23,46)	23,32 (+23,32)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.29: Variante „Optimale Zwangslenkung T1 und T3“, 60 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbesehleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	4,47	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	0,93	3,65 (+2,48)	195,81 (+101,72)	337,49 (+237,49)	0,52 (+0,51)	1,12 (+0,77)	0,64 (+0,37)	0,70 (+0,43)	0,66 (+0,39)
P _{Rowi, Schrägl.}	24,25	94,89 (+94,88)			19,30 (+19,30)	34,17 (+34,16)	9,27 (+9,27)	19,81 (+19,81)	12,33 (+12,33)
P _{Rowi, Sturz}	0,97	3,79 (+3,78)			0,34 (+0,33)	1,25 (+1,25)	0,70 (+0,70)	0,78 (+0,78)	0,72 (+0,72)
P _{Rowi, Basis}	23,89	93,49 (+0,58)			16,84 (-0,24)	32,65 (+0,51)	14,64 (+0,09)	14,71 (+0,14)	14,66 (+0,09)
P _{Radlager/Bremse}	1,63	6,39 (+0,64)			1,19 (+0,16)	1,79 (+0,02)	1,09 (+0,11)	1,19 (+0,21)	1,12 (+0,14)
P _{Antriebsschlupf}	0,79	3,08 (+2,91)	141,68 (+135,77)		0 (±0)	3,08 (+2,91)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P _{Kurve/Vorspur}	33,79	132,21 (+132,21)			25,62 (+25,62)	32,45 (+32,45)	12,79 (+12,79)	41,68 (+41,68)	19,68 (+19,68)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.30: Variante „Optimale Zwangslenkung T3“, 60 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbesehleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	4,47	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
P_{Rowi, Radlast}	0,93	3,65 (+2,48)	195,26 (+101,17)	366,15 (+266,15)	0,50 (+0,49)	1,05 (+0,70)	0,72 (+0,45)	0,78 (+0,51)	0,60 (+0,33)
P_{Rowi, Schrägl.}	24,10	94,29 (+94,28)			18,34 (+18,33)	27,95 (+27,95)	18,28 (+18,28)	27,71 (+27,71)	2,01 (+2,01)
P_{Rowi, Sturz}	0,96	3,77 (+3,77)			0,31 (+0,31)	1,15 (+1,14)	0,81 (+0,81)	0,88 (+0,88)	0,63 (+0,63)
P_{Rowi, Basis}	23,91	93,55 (+0,64)			16,77 (-0,31)	32,64 (+0,51)	14,77 (+0,21)	14,83 (+0,27)	14,53 (-0,04)
P_{Radlager/Bremse}	1,64	6,42 (+0,68)			1,19 (+0,15)	1,79 (+0,02)	1,17 (+0,19)	1,25 (+0,27)	1,01 (+0,03)
P_{Antriebsschlupf}	0,88	3,43 (+3,26)	170,89 (+164,98)		0 (±0)	3,43 (+3,26)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	41,15	161,04 (+161,04)			23,75 (+23,75)	24,00 (+24,00)	36,19 (+36,19)	75,84 (+75,84)	1,26 (+1,26)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.31: Variante „T3 Patent BPW“, 60 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P_{Luftwiderstand}	4,47	Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3
P_{Rowi, Radlast}	1,02	3,98 (+2,80)	197,18 (+103,09)	353,86 (+253,86)	0,50 (+0,49)	0,91 (+0,56)	1,10 (+0,83)	1,22 (+0,95)	0,25 (-0,02)
P_{Rowi, Schrägl.}	24,84	97,20 (+97,20)			19,41 (+19,40)	35,69 (+35,68)	7,23 (+7,23)	20,47 (+20,47)	14,41 (+14,41)
P_{Rowi, Sturz}	0,97	3,79 (+3,78)			0,33 (+0,33)	1,16 (+1,16)	0,90 (+0,90)	1,03 (+1,03)	0,36 (+0,36)
P_{Rowi, Basis}	23,57	92,22 (-0,69)			16,41 (-0,67)	29,99 (-2,14)	18,88 (+4,32)	19,00 (+4,43)	7,95 (-6,62)
P_{Radlager/Bremse}	1,63	6,39 (+0,64)			1,19 (+0,16)	1,80 (+0,03)	1,08 (+0,10)	1,20 (+0,22)	1,12 (+0,14)
P_{Antriebsschlupf}	0,97	3,81 (+3,64)	156,68 (+150,77)		0 (±0)	3,81 (+3,64)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	37,44	146,49 (+146,49)			26,29 (+26,29)	36,69 (+36,69)	7,52 (+7,52)	36,13 (+36,13)	39,85 (+39,85)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten
■ ■ > 0.1 % ■ ■ > 0.3 % ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.32: Variante „Entlastung T3 10/10/4,3 t“, 60 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (40 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

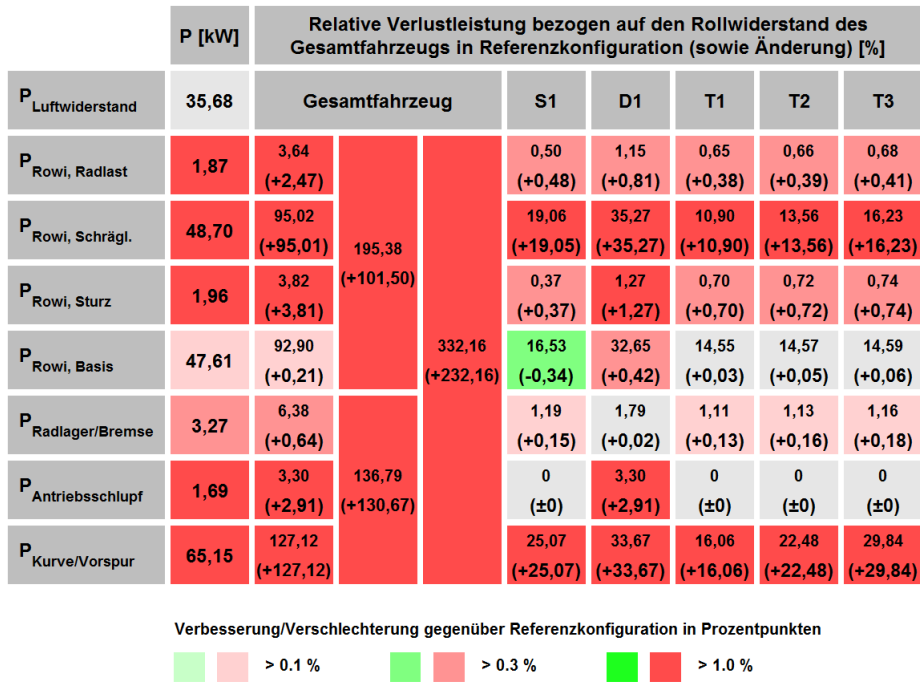


Abbildung G.33: Variante „Starres Aggregat“, 240 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

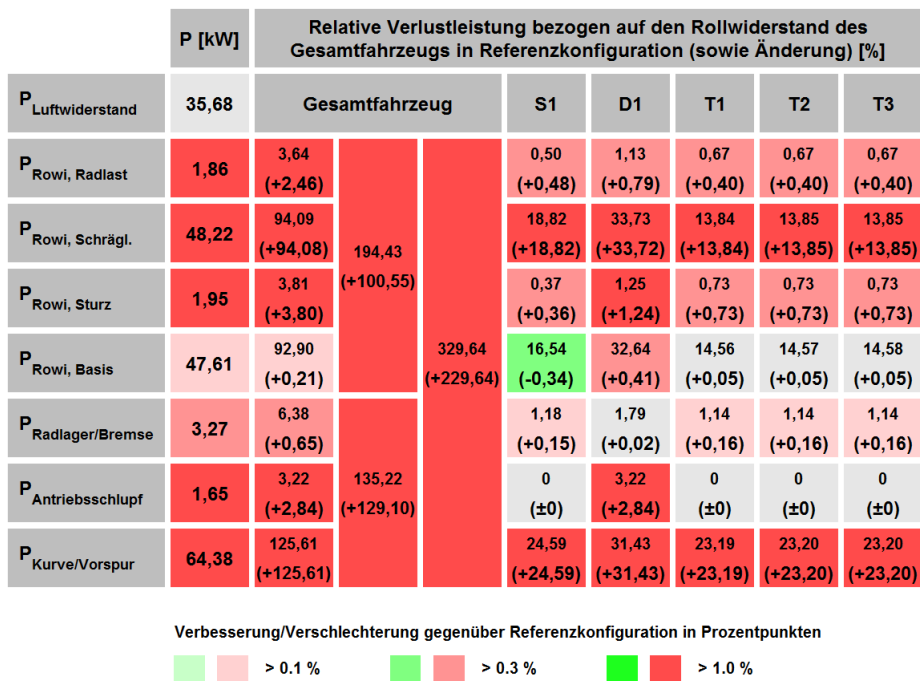


Abbildung G.34: Variante „Optimale Zwanglenkung T1 und T3“, 240 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	1,86	3,64 (+2,47)	194,50 (+100,62)	330,16 (+230,16)	0,50 (+0,48)	1,13 (+0,79)	0,66 (+0,39)	0,68 (+0,41)	0,67 (+0,40)
P _{Rowi, Schrägl.}	48,25	94,15 (+94,14)			18,83 (+18,82)	33,74 (+33,73)	12,97 (+12,97)	15,64 (+15,64)	12,97 (+12,97)
P _{Rowi, Sturz}	1,95	3,81 (+3,80)			0,37 (+0,36)	1,25 (+1,24)	0,73 (+0,73)	0,75 (+0,75)	0,73 (+0,73)
P _{Rowi, Basis}	47,61	92,90 (+0,21)	16,53 (-0,34)		32,64 (+0,40)	14,56 (+0,05)	14,59 (+0,06)	14,58 (+0,05)	
P _{Radlager/Bremse}	3,27	6,38 (+0,65)	1,18 (+0,15)		1,79 (+0,02)	1,13 (+0,15)	1,15 (+0,17)	1,13 (+0,15)	
P _{Antriebsschlupf}	1,66	3,23 (+2,85)	0 (±0)		3,23 (+2,85)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P _{Kurve/Vorspur}	64,60	126,05 (+126,05)	24,60 (+24,60)		31,45 (+31,45)	20,95 (+20,95)	28,10 (+28,10)	20,95 (+20,95)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.35: Variante „Optimale Zwanglenkung T3“, 240 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

	P [kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
P _{Luftwiderstand}	35,68	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
P _{Rowi, Radlast}	1,86	3,64 (+2,46)	194,35 (+100,47)	360,59 (+260,59)	0,48 (+0,45)	1,06 (+0,72)	0,74 (+0,47)	0,75 (+0,48)	0,61 (+0,34)
P _{Rowi, Schrägl.}	48,19	94,02 (+94,01)			17,90 (+17,89)	27,64 (+27,63)	22,04 (+22,04)	24,40 (+24,40)	2,04 (+2,04)
P _{Rowi, Sturz}	1,95	3,80 (+3,79)			0,34 (+0,34)	1,14 (+1,14)	0,83 (+0,83)	0,85 (+0,85)	0,64 (+0,64)
P _{Rowi, Basis}	47,61	92,90 (+0,21)	16,47 (-0,41)		32,65 (+0,41)	14,65 (+0,14)	14,68 (+0,15)	14,45 (-0,08)	
P _{Radlager/Bremse}	3,29	6,41 (+0,68)	1,18 (+0,15)		1,79 (+0,02)	1,20 (+0,23)	1,23 (+0,25)	1,01 (+0,03)	
P _{Antriebsschlupf}	1,87	3,65 (+3,27)	0 (±0)		3,65 (+3,27)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
P _{Kurve/Vorspur}	80,04	156,18 (+156,18)	22,81 (+22,81)		23,27 (+23,27)	49,47 (+49,47)	59,45 (+59,45)	1,18 (+1,18)	

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.36: Variante „T3 Patent BPW“, 240 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

P	[kW]	Relative Verlustleistung bezogen auf den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in Referenzkonfiguration (sowie Änderung) [%]							
		Gesamtfahrzeug	S1	D1	T1	T2	T3		
P_{Luftwiderstand}	35,68								
P_{Rowi, Radlast}	2,06	4,03 (+2,86)	194,03 (+100,15)	332,92 (+232,92)	0,47 (+0,44)	0,89 (+0,55)	1,19 (+0,92)	1,22 (+0,95)	0,26 (-0,01)
P_{Rowi, Schrägl.}	48,43	94,49 (+94,48)			18,53 (+18,52)	32,41 (+32,40)	15,15 (+15,15)	18,62 (+18,62)	9,78 (+9,78)
P_{Rowi, Sturz}	1,97	3,85 (+3,84)			0,35 (+0,35)	1,11 (+1,10)	1,00 (+1,00)	1,04 (+1,04)	0,35 (+0,35)
P_{Rowi, Basis}	46,98	91,66 (-1,02)			16,13 (-0,75)	29,92 (-2,32)	18,86 (+4,34)	18,92 (+4,40)	7,84 (-6,70)
P_{Radlager/Bremse}	3,28	6,39 (+0,66)			1,18 (+0,15)	1,79 (+0,02)	1,15 (+0,17)	1,18 (+0,21)	1,08 (+0,11)
P_{Antriebsschlupf}	1,95	3,80 (+3,42)	138,89 (+132,77)		0 (±0)	3,80 (+3,42)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
P_{Kurve/Vorspur}	65,96	128,69 (+128,69)			24,41 (+24,41)	31,30 (+31,30)	22,21 (+22,21)	30,57 (+30,57)	20,21 (+20,21)

Verbesserung/Verschlechterung gegenüber Referenzkonfiguration in Prozentpunkten

■ ■ > 0.1 %
 ■ ■ > 0.3 %
 ■ ■ > 1.0 %

Abbildung G.37: Variante „Entlastung T3 10/10/4,3 t“, 240 m-Kreis, 2,06 m/s² Querbeschleunigung (80 km/h). Mittige Nutzlast von 26,6 t, Referenzkonfiguration: „100 %“

H Weitere Ergebnisse zum Einfluss der Achslastverteilung

H.1 Standard-Aufliegerachsen an T1, T2 und T3

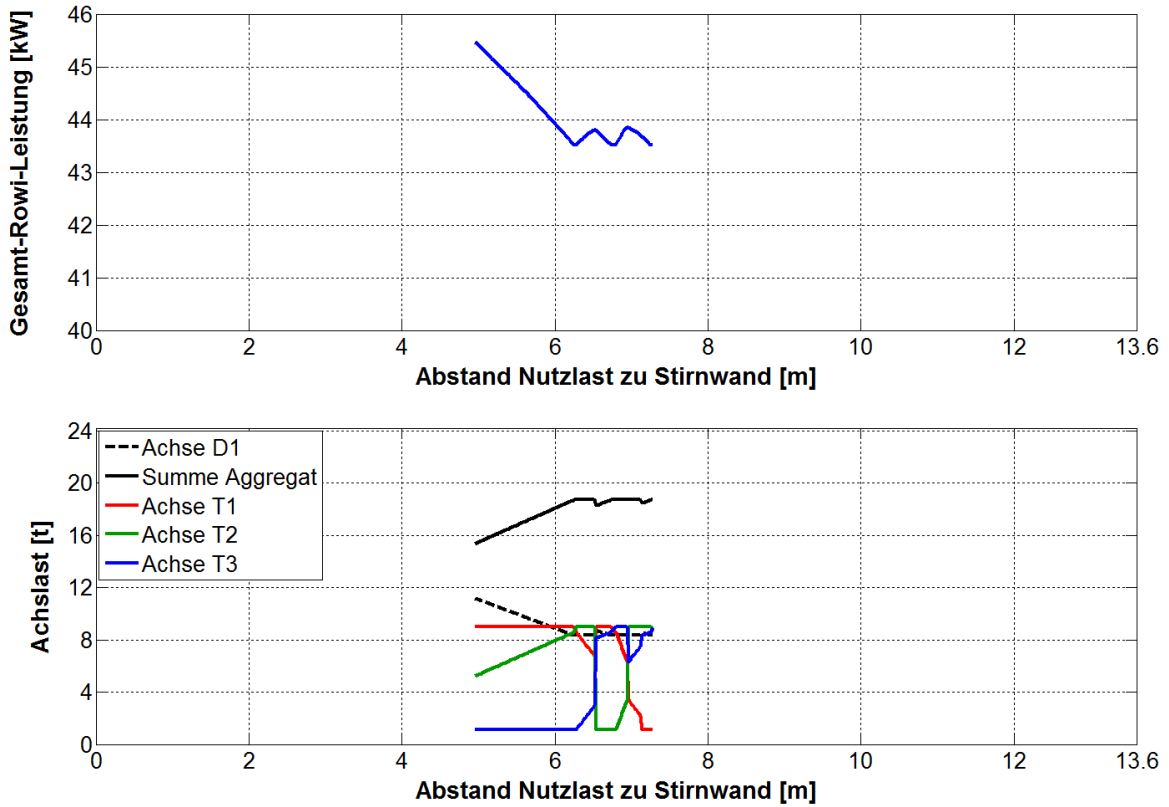


Abbildung H.1: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Standard-Aufliegerachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

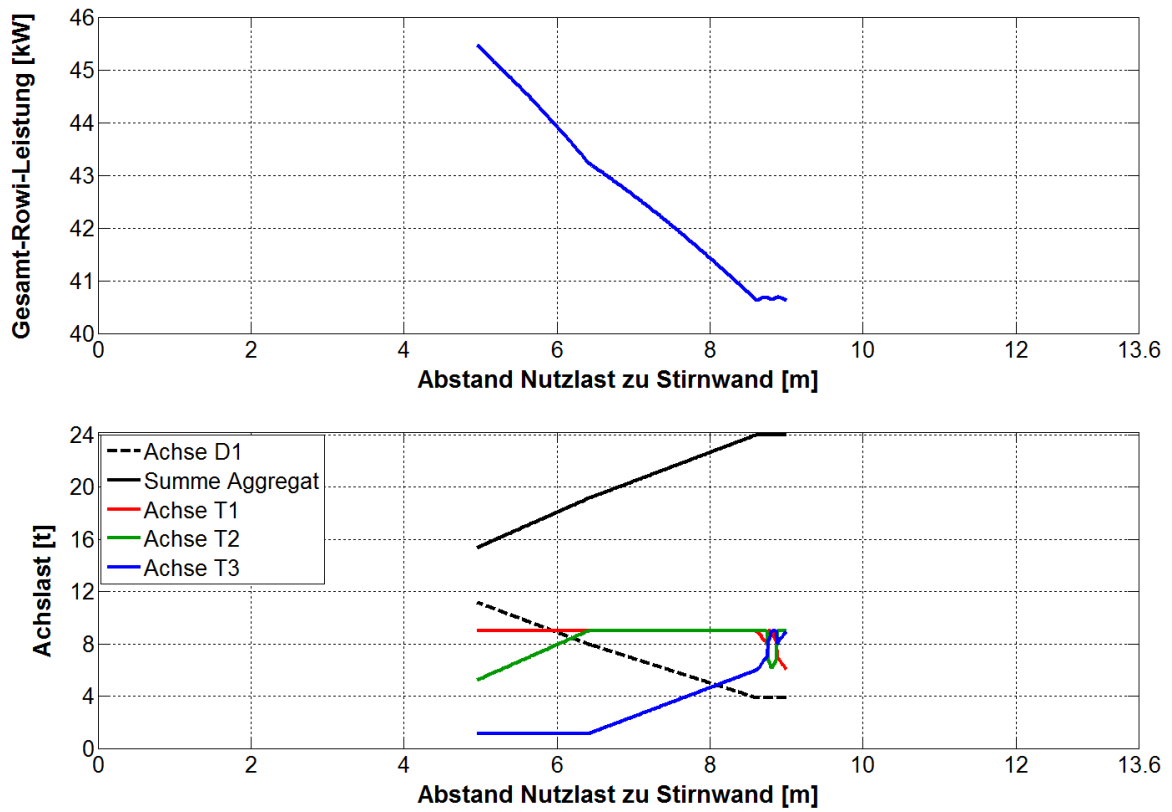


Abbildung H.2: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlast-position (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, 3x Standard-Aufliegerachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

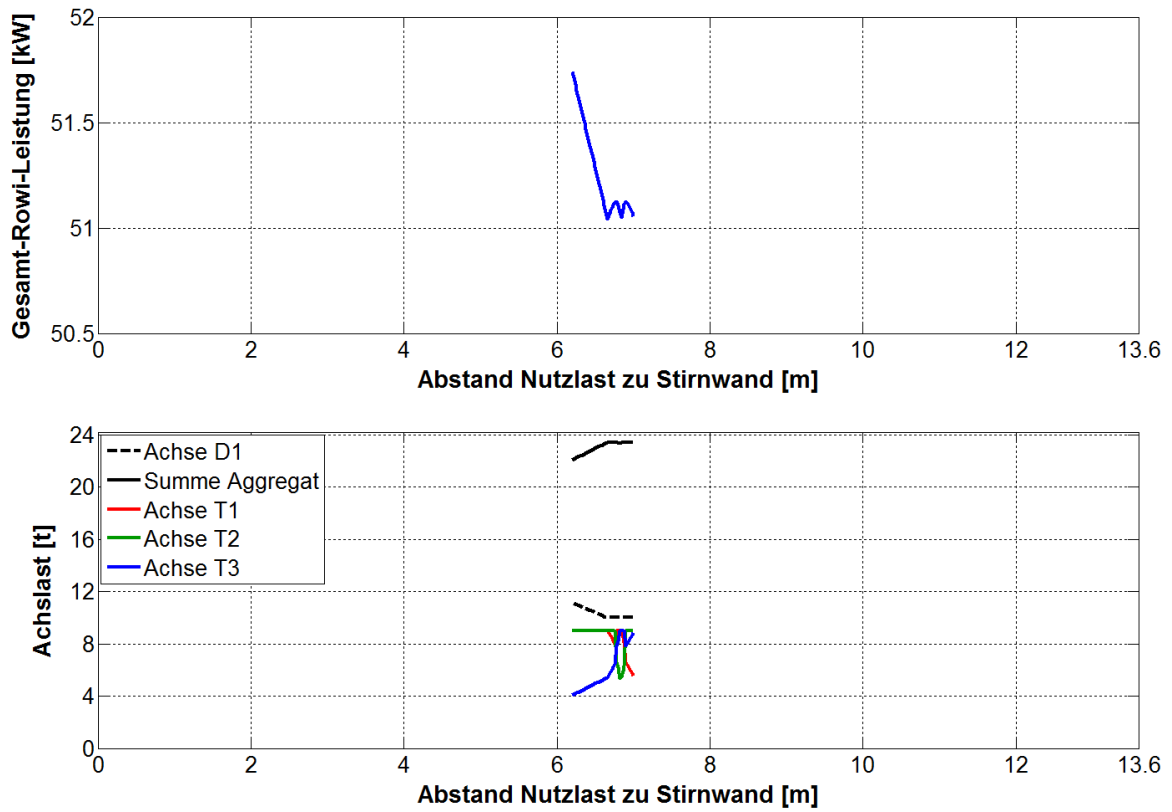


Abbildung H.3: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlast-position (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 26,6 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Standard-Aufliegerachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

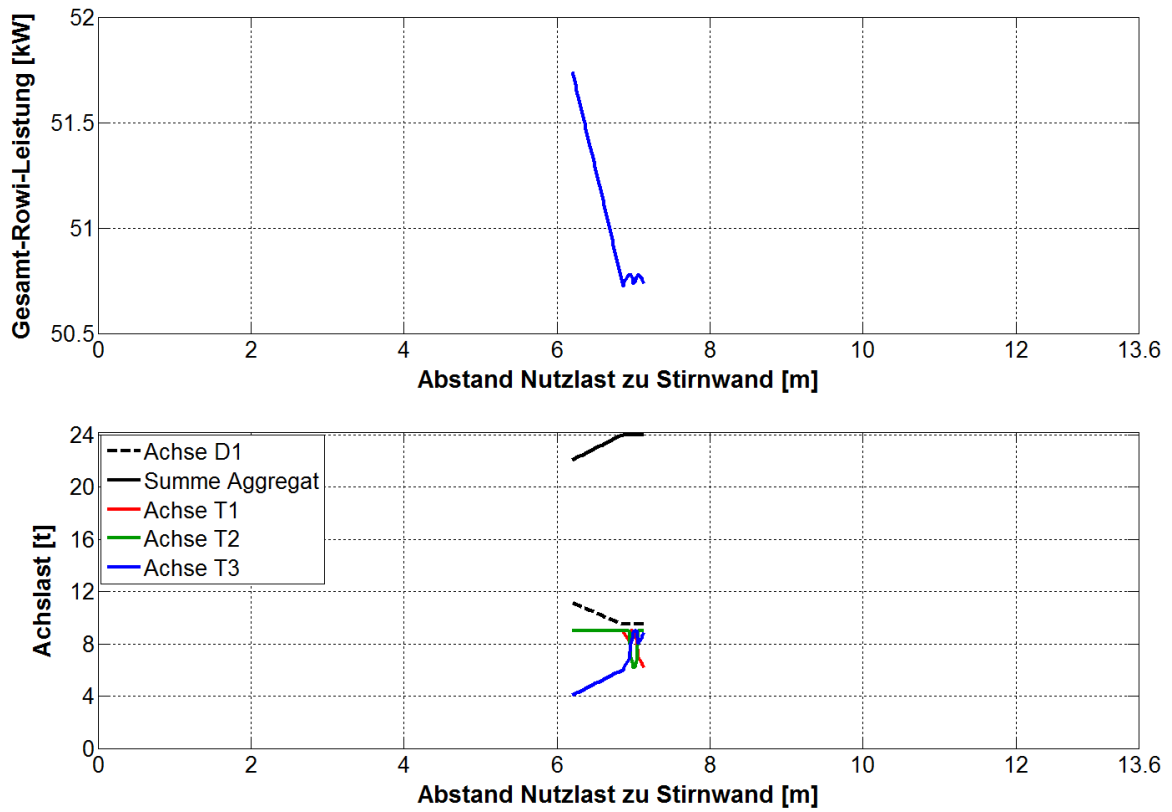


Abbildung H.4: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 26,6 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, 3x Standard-Aufliegerachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

H.2 Liftachsen an T1, T2 und T3

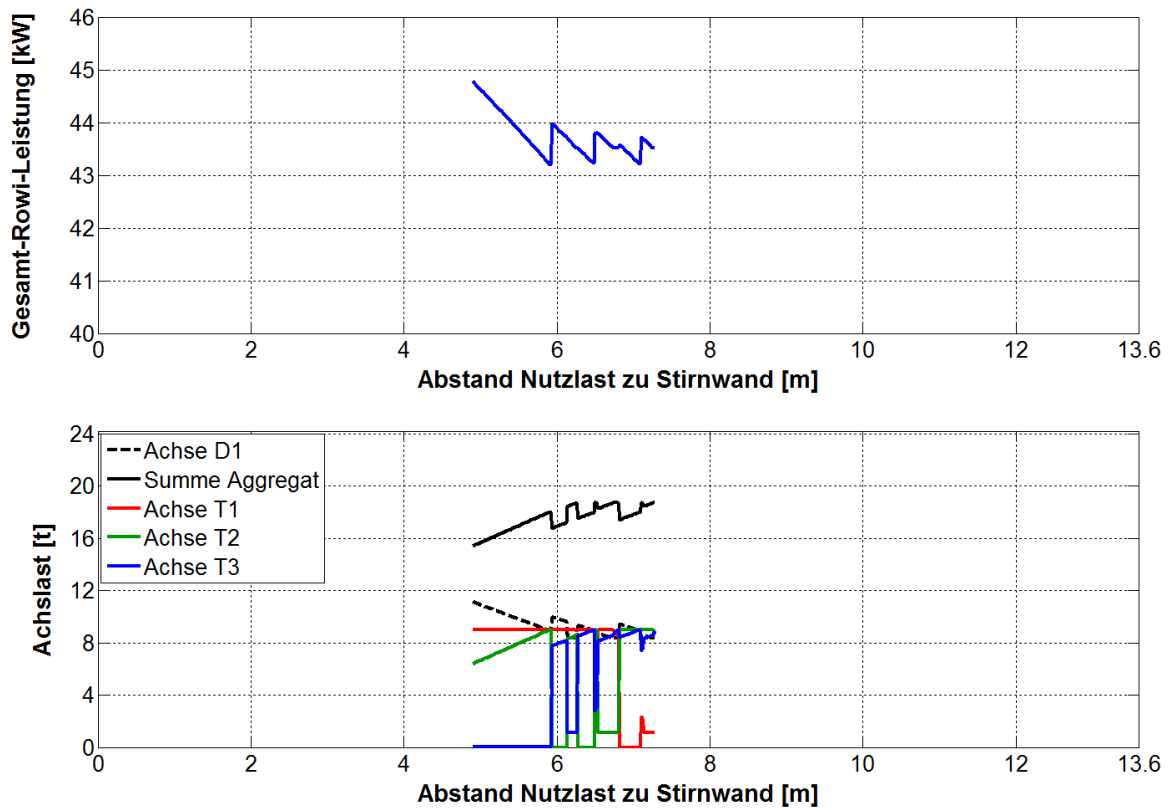


Abbildung H.5: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, 3x Liftachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

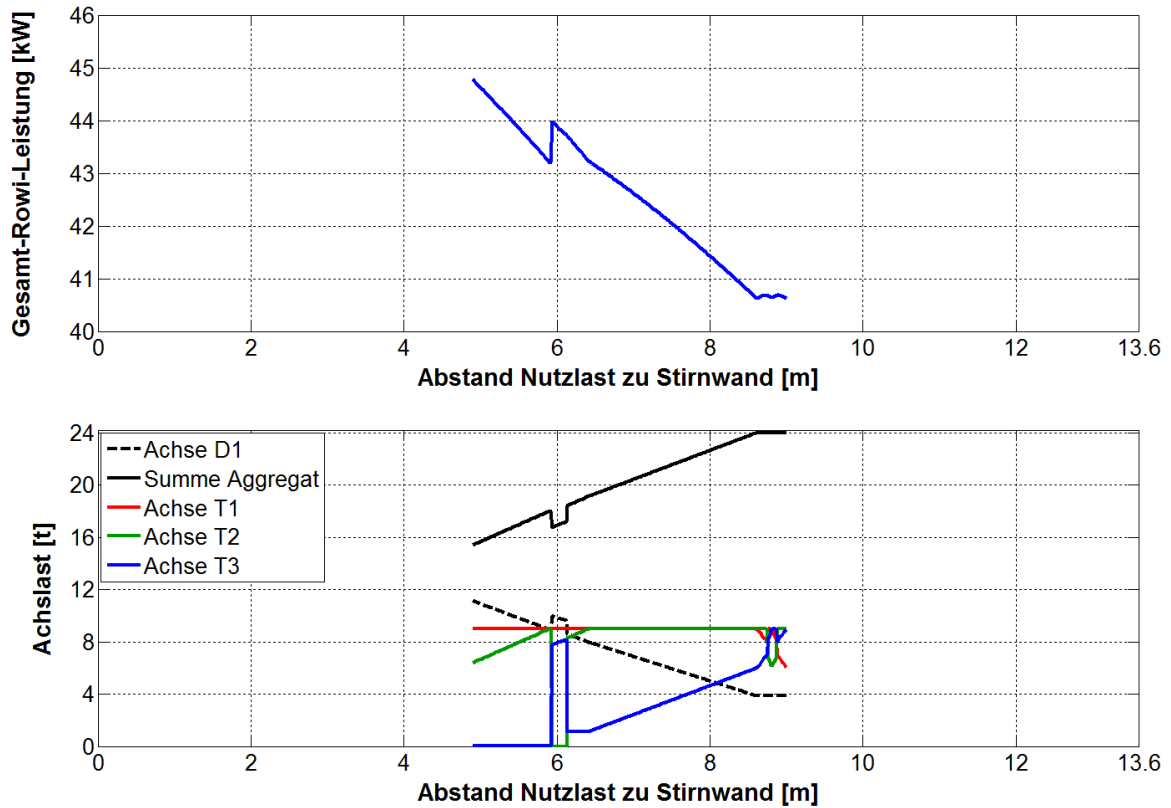


Abbildung H.6: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, 3x Liftachse, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Hinweis: Die Ergebnisse für 26,6 t Nutzlast entsprechen den Ergebnissen bei drei Standard-Aufliegerachsen, da vorhandene Liftachsen nicht angehoben werden können.

H.3 Standard-Aufliegerachsen an T1 und T2, Liftachse an T3

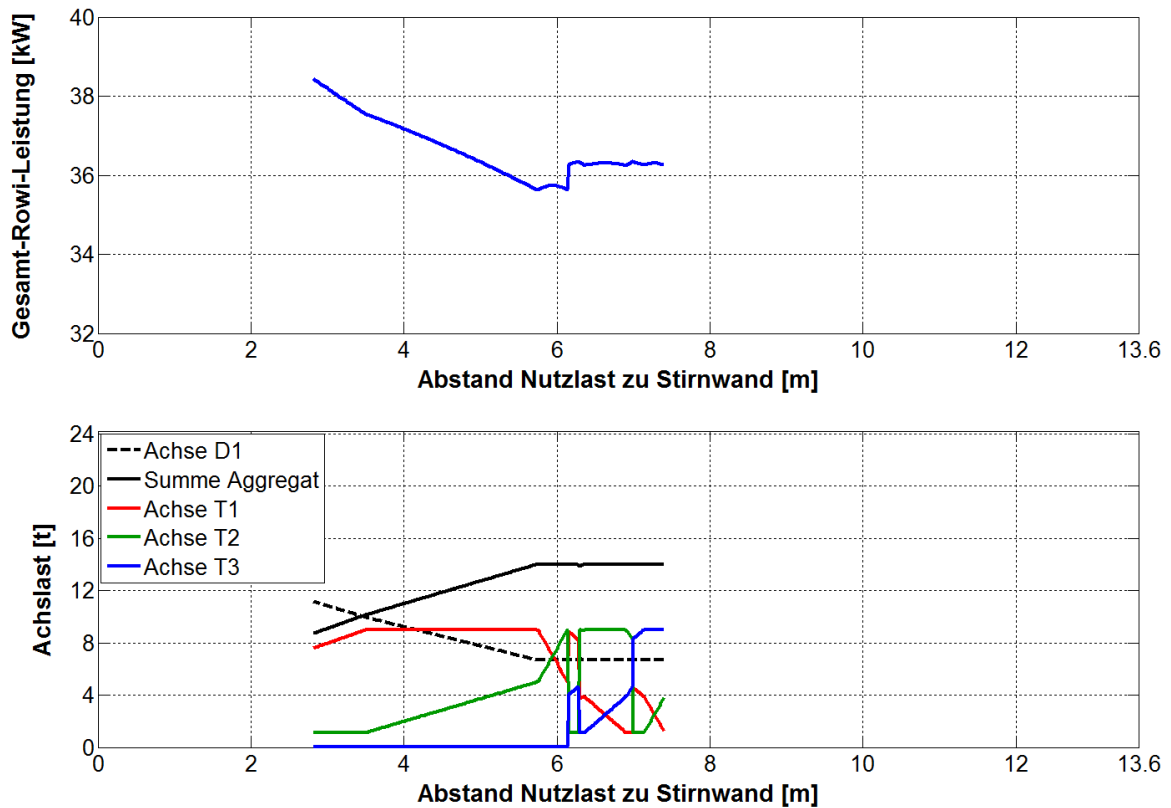


Abbildung H.7: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, Standard-Aufliegerachsen an T1 und T2, Liftachse an T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

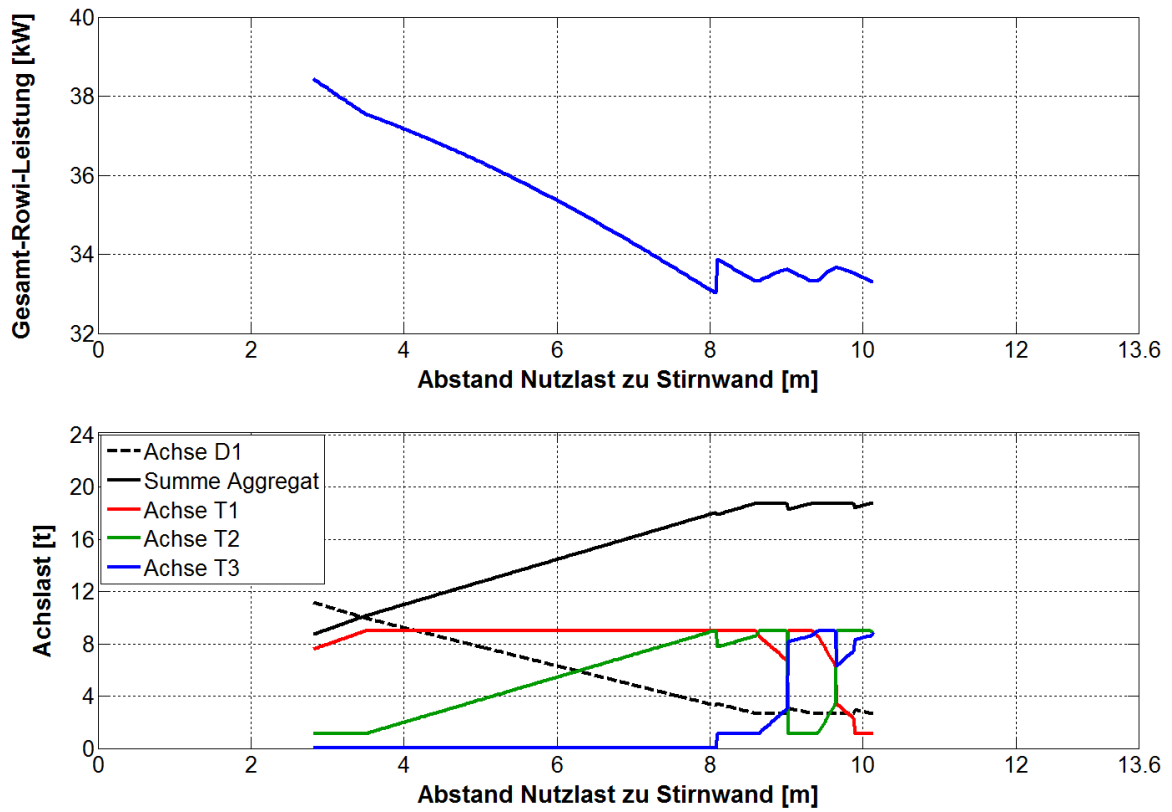


Abbildung H.8: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, Standard-Aufliegerachsen an T1 und T2, Liftachse an T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

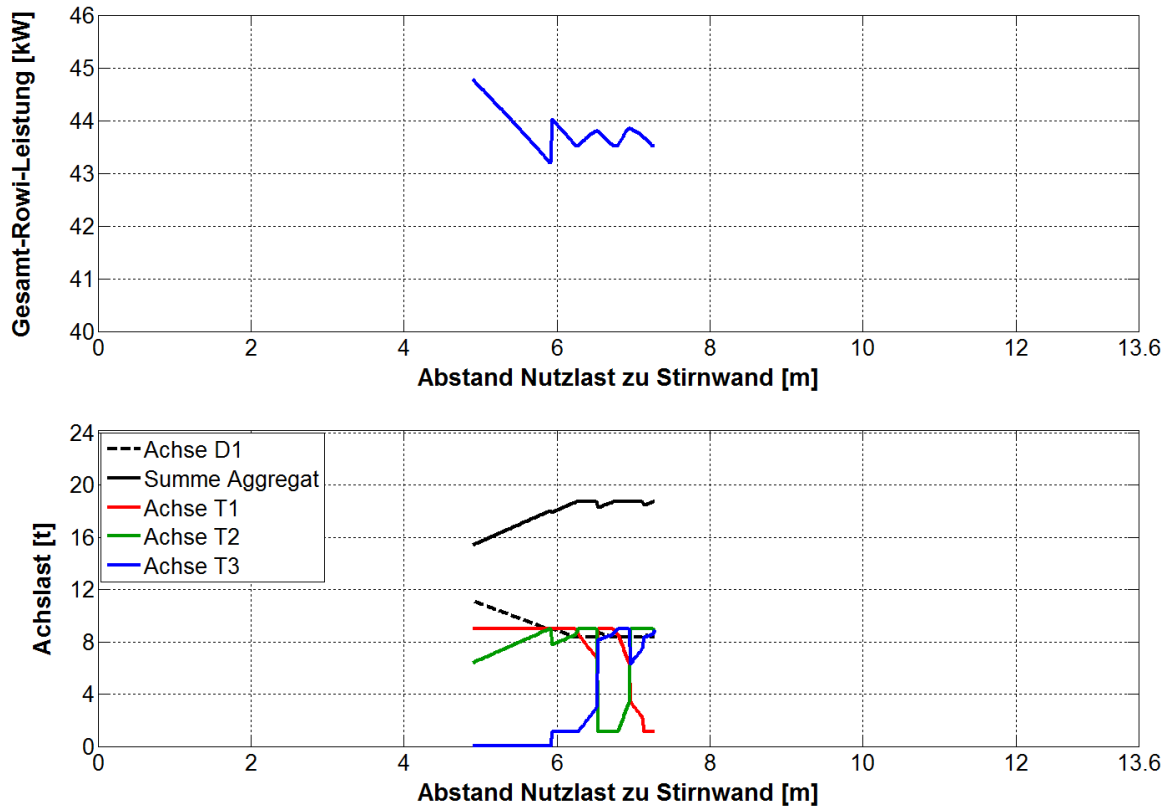


Abbildung H.9: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, Standard-Aufliegerachsen an T1 und T2, Liftachse an T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

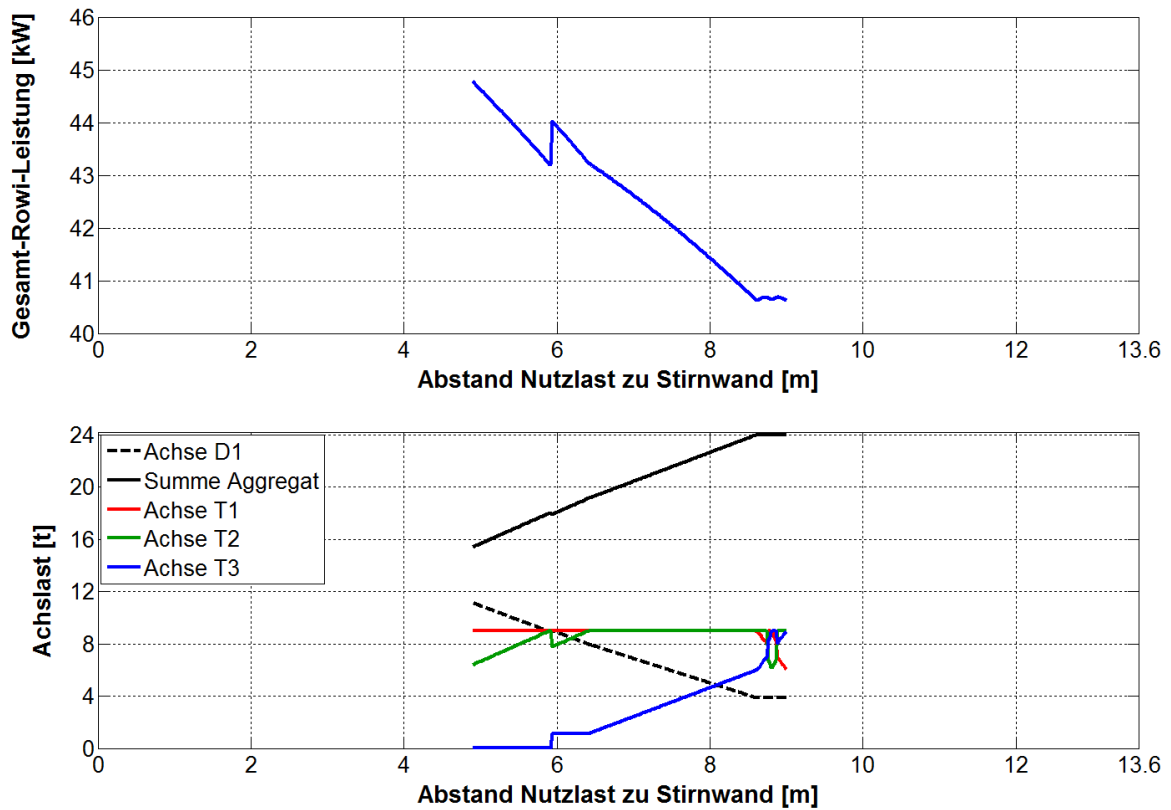


Abbildung H.10: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, Standard-Aufliegerachsen an T1 und T2, Liftachse an T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Hinweis: Die Ergebnisse für 26,6 t Nutzlast entsprechen den Ergebnissen bei drei Standard-Aufliegerachsen, da vorhandene Liftachsen nicht angehoben werden können.

H.4 Liftachse an T1, Standard-Aufliegerachsen an T2 und T3

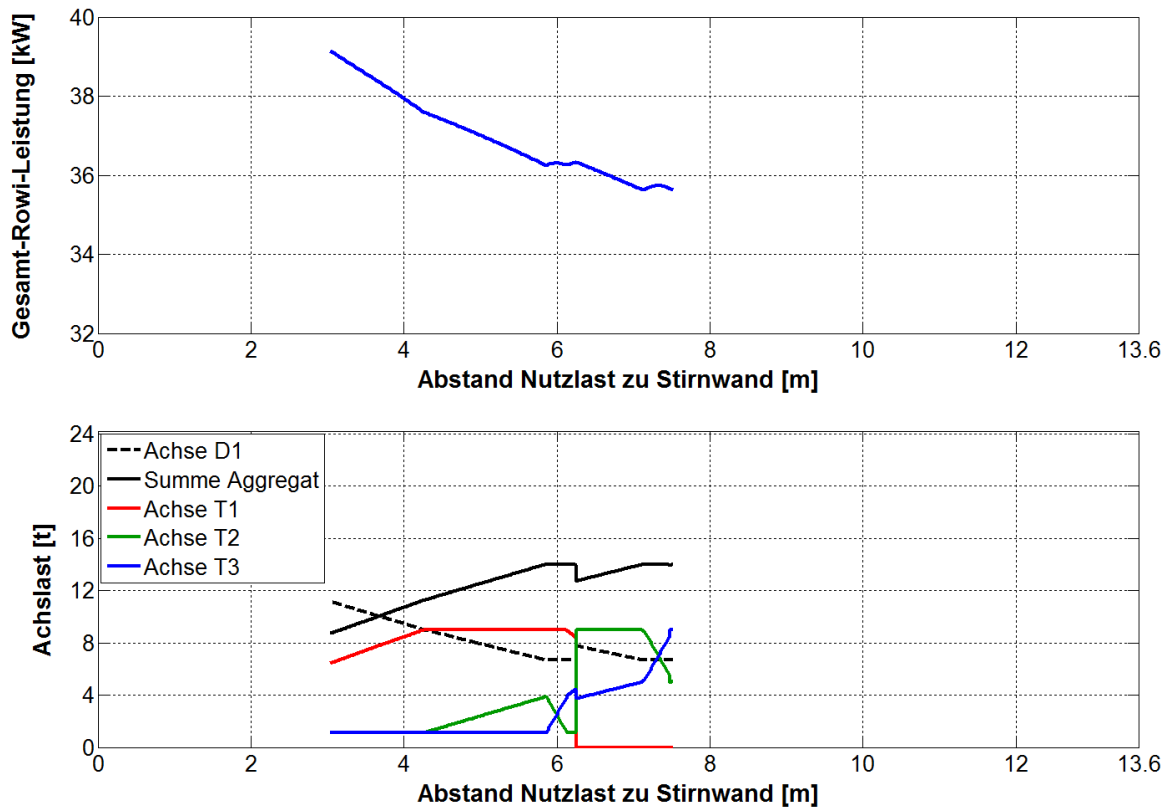


Abbildung H.11: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, Liftachse an T1, Standard-Aufliegerachsen an T2 und T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

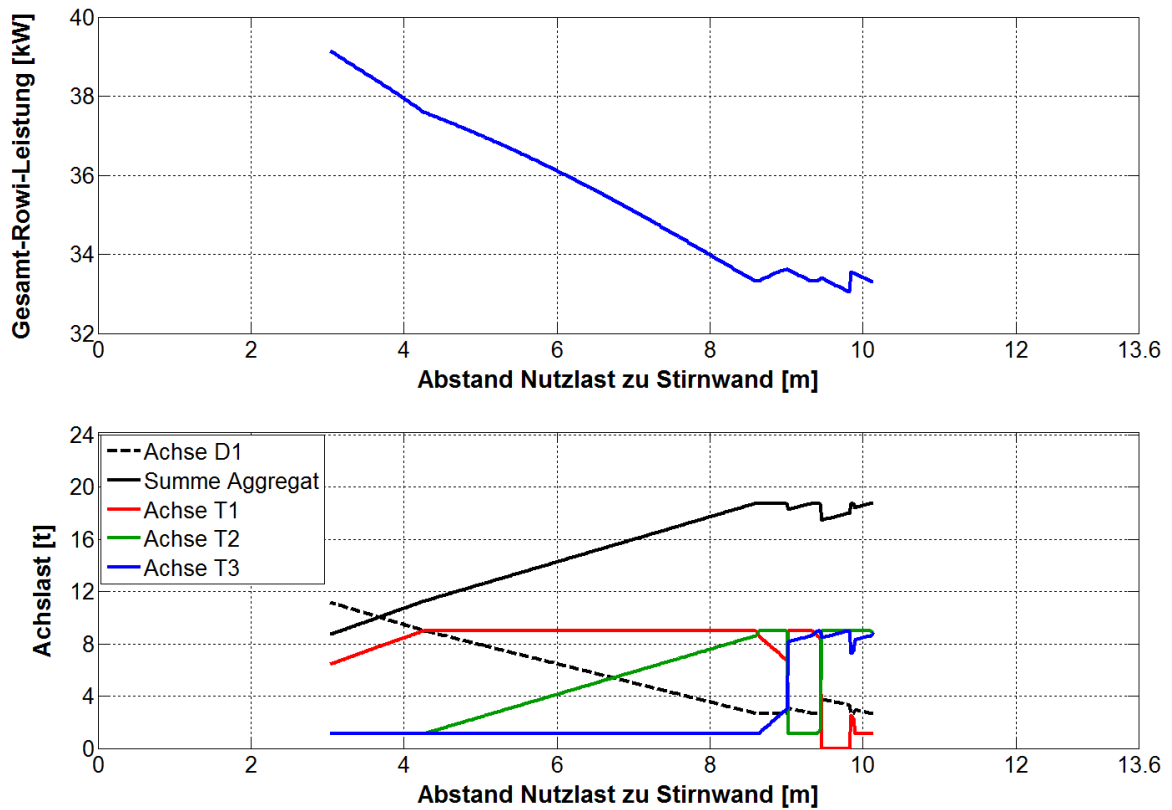


Abbildung H.12: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 13,3 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, Liftachse an T1, Standard-Aufliegerachsen an T2 und T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

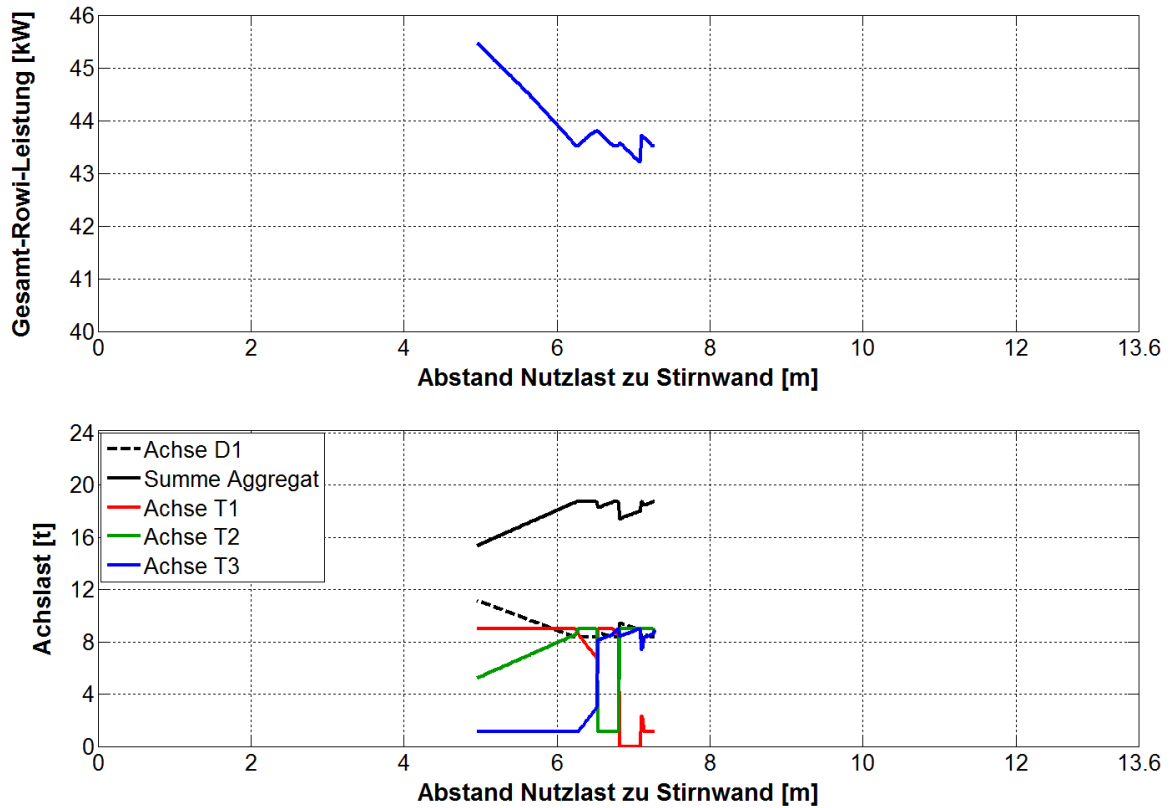


Abbildung H.13: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 25 %, Liftachse an T1, Standard-Aufliegerachsen an T2 und T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

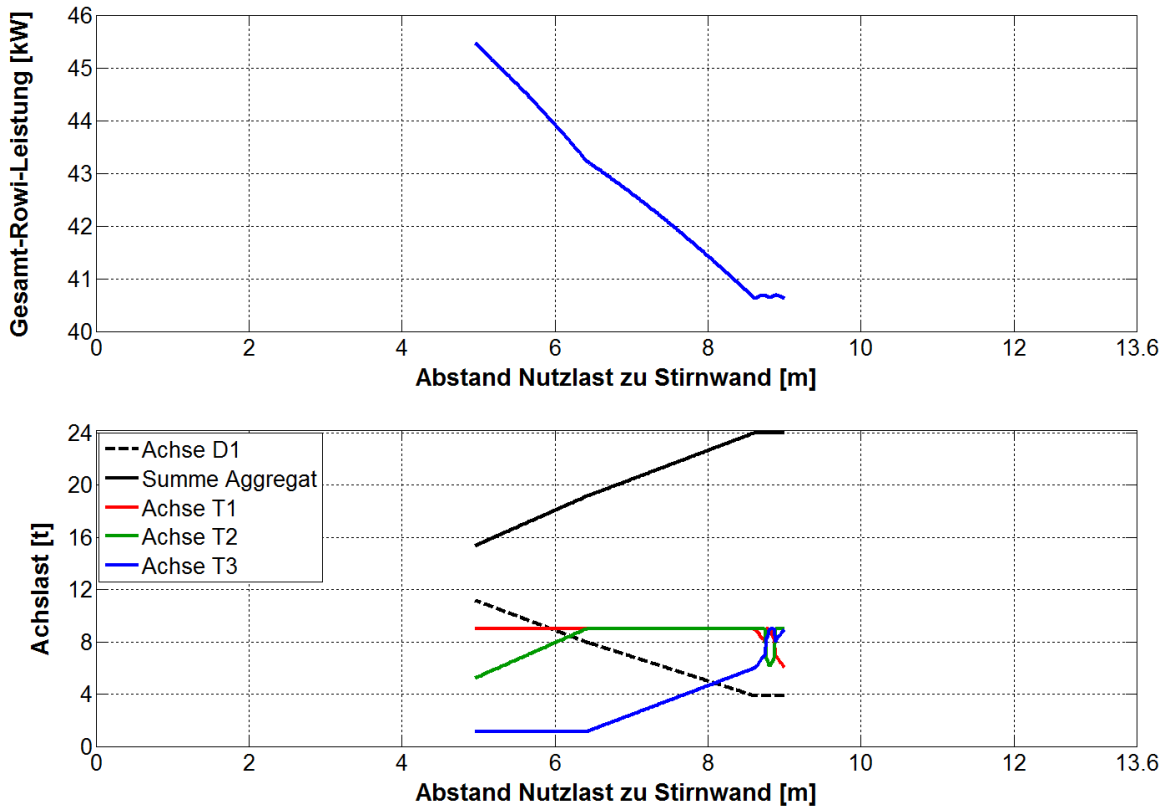


Abbildung H.14: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung über der Nutzlastposition (oben) sowie zugehörige Achslasten (unten). 20,0 t Nutzlast, min. Achslast D1 = 10 %, Liftachse an T1, Standard-Aufliegerachsen an T2 und T3, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Hinweis: Die Ergebnisse für 26,6 t Nutzlast entsprechen den Ergebnissen bei drei Standard-Aufliegerachsen, da vorhandene Liftachsen nicht angehoben werden können.

H.5 Gegenüberstellung von Ergebnissen für 20,0 t Nutzlast

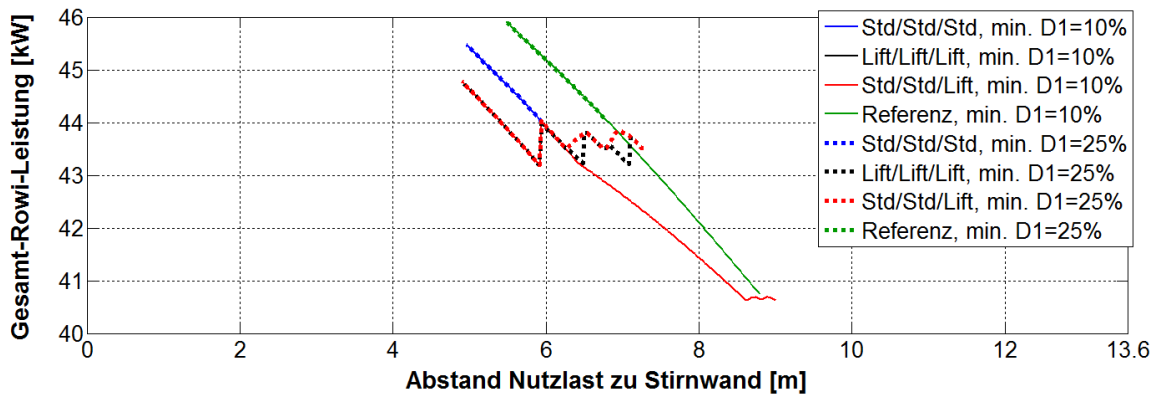


Abbildung H.15: Gegenüberstellung der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen und minimalen Achslasten an der Antriebsachse. 20,0 t Nutzlast, 9 t-Reifen, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

H.6 Einfluss der Reifentragfähigkeit, Standard-Aufliegerachse an T1-T3

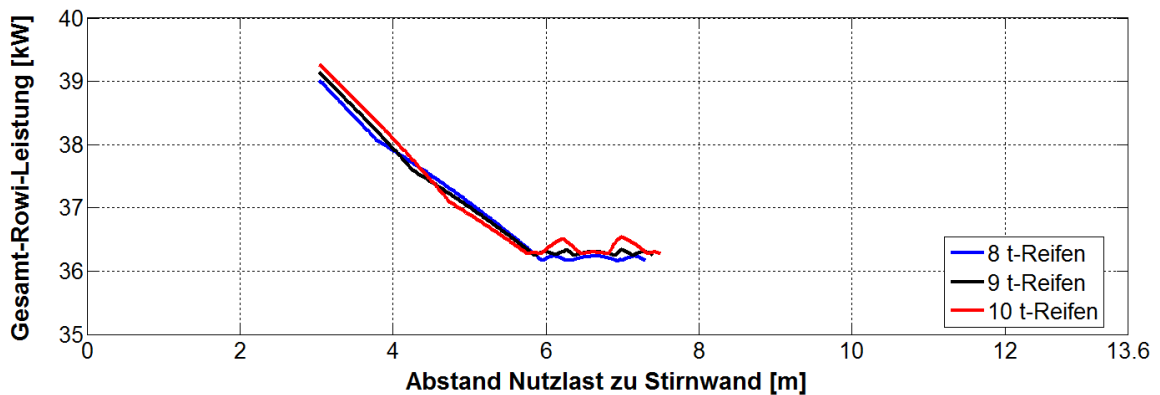


Abbildung H.16: Einfluss der Reifentragfähigkeit auf die Kurve der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung. 13,3 t Nutzlast, min. Achslast $D1 = 25\%$, 3x Standard-Aufliegerachse, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

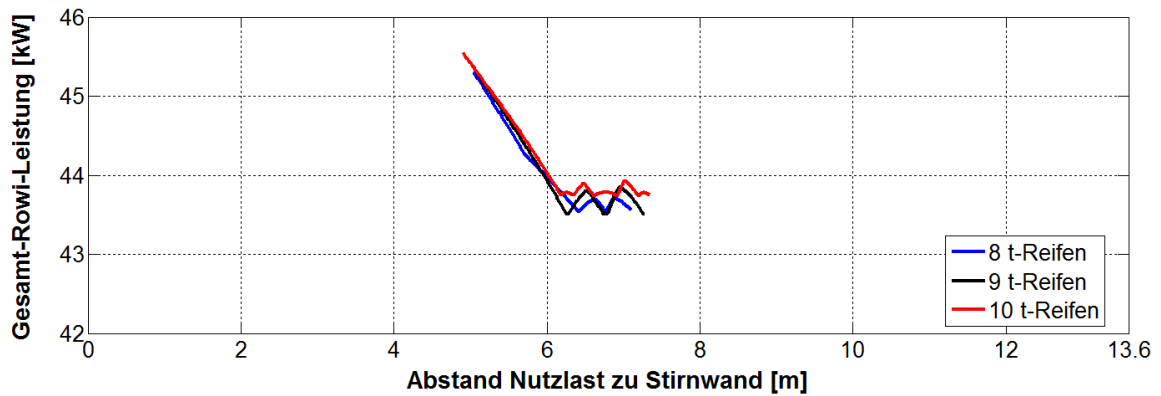


Abbildung H.17: Einfluss der Reifentragfähigkeit auf die Kurve der minimalen Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung. 20,0 t Nutzlast, min. Achslast $D1 = 25\%$, 3x Standard-Aufliegerachse, Versatz Aggregat = 0 m, 80 km/h

Hinweis: Die Ergebnisse für 26,6 t Nutzlast entsprechen den Ergebnissen bei drei Liftachsen, da diese nutzlastbedingt nicht angehoben werden können.

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) 2013

VDA | Verband der
Automobilindustrie

FAT | Forschungsvereinigung
Automobiltechnik

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